U.D.C. 621.5 : 662.764

大阪瓦斯株式会社納

粗製都市ガス高圧圧送装置

Crude City Gas High Pressure Supply System for Osaka Gas Co., Ltd.

山本嘉巳* 西松昭*
Yoshimi Yamamoto Akira Nishimatsu

内容梗概

大阪瓦斯株式会社北港工場へ，昭和34年末，都市ガス高圧精製装置用として，2,200 kW ターボ圧縮機と2,350 kW 往復動圧縮機とより成る粗製都市ガス圧送機を納入し，現在好調に運転中である。都市ガスの需要増加は最近特に著しく，特に高圧精製は精製度の高いガスがえられることおよび高圧圧送はガスの製造，圧送などの諸設備が小形低廉であることから，今後ますます盛んになることと考えられる。

この高圧精製装置の根幹をなす圧縮機は，往復式圧縮機とターボ圧縮機などの回転式圧縮機を組合わせた圧送方式が最も経済的であり，また往復式圧縮機ではバランス形圧縮機が最も適した機種である。

本圧送装置は1基当りの容量がわが国最大のものであるが日立製作所の過去におけるいくたの粗製ガス圧縮機の製作経験をもとにして特に注意を払って設計したものである。操作監視がすべて遠方でできること，全負荷および部分負荷の全域にわたって効率よく容量調整ができることなど多くの特長を備えている。

本稿では圧送装置の形式選定の得失を述べるとともに，この圧送装置の低圧側を受持つターボ圧縮機と高圧側を受持つバランス形圧縮機の特長，各部の構造および性能について説明する。

1. 緒言

最近における都市人口の膨脹と，周辺都市の発達は著しいものがあり，これに伴って都市ガスの需要も急激に増しており各ガス会社とも設備の拡張あるいは増設を行っている。

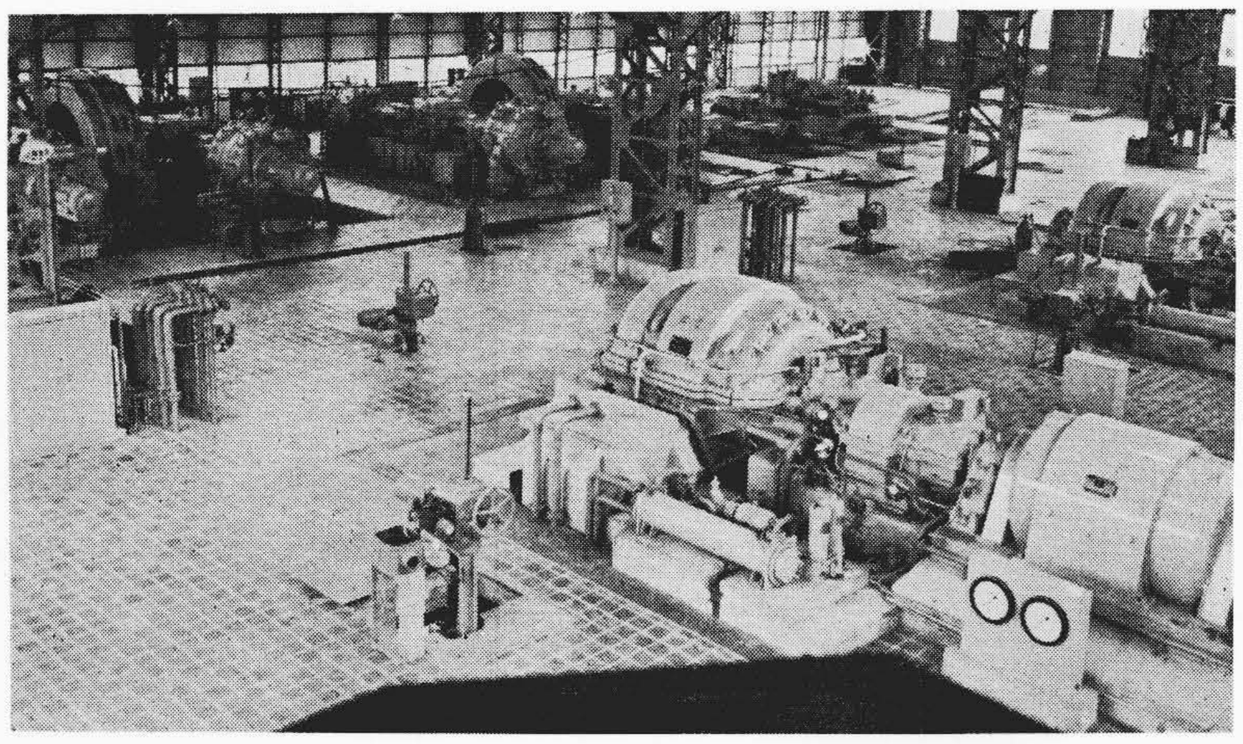
日立製作所はこれらの国内の大手各社における圧送装置のほとんど全部を製作して，その要求を満し輝しい実績をつくってきた。

大阪瓦斯株式会社に対しても，すでにターボ圧縮機としては昭和32～34年，同社岩崎工場に 30,000 $m^3/h \times 2\ kg/cm^2(G) \times 2{,}000$ kW 精製ガス圧縮機4台，往復動圧縮機としては昭和33年末，同社酉島工場に 15,000 $m^3/h \times 8\ kg/cm^2 \times 1{,}500$ kW 精製ガス圧縮機3台などを納入し現在好調に運転中であるが，今回さらに北港工場に 34,000 $Nm^3/h \times 9.5\ kg/cm^2$ 粗製ガス圧送機2組を納入した。本機は 2,200 kW ターボ圧縮機と 2,350 kW 往復動圧縮機とが組合わされ，都市ガス高圧精製装置へ，ガスを圧送する圧送装置の中核をなすものであり，かような圧送装置は，昭和31年末以来東京瓦斯株式会社豊洲工場に10基納入したが，1基当りの圧送量は，東京瓦斯株式会社納の 28,000 Nm^3/h を上回るわが国最大のものである。第1図に本装置の全体写真を示す。

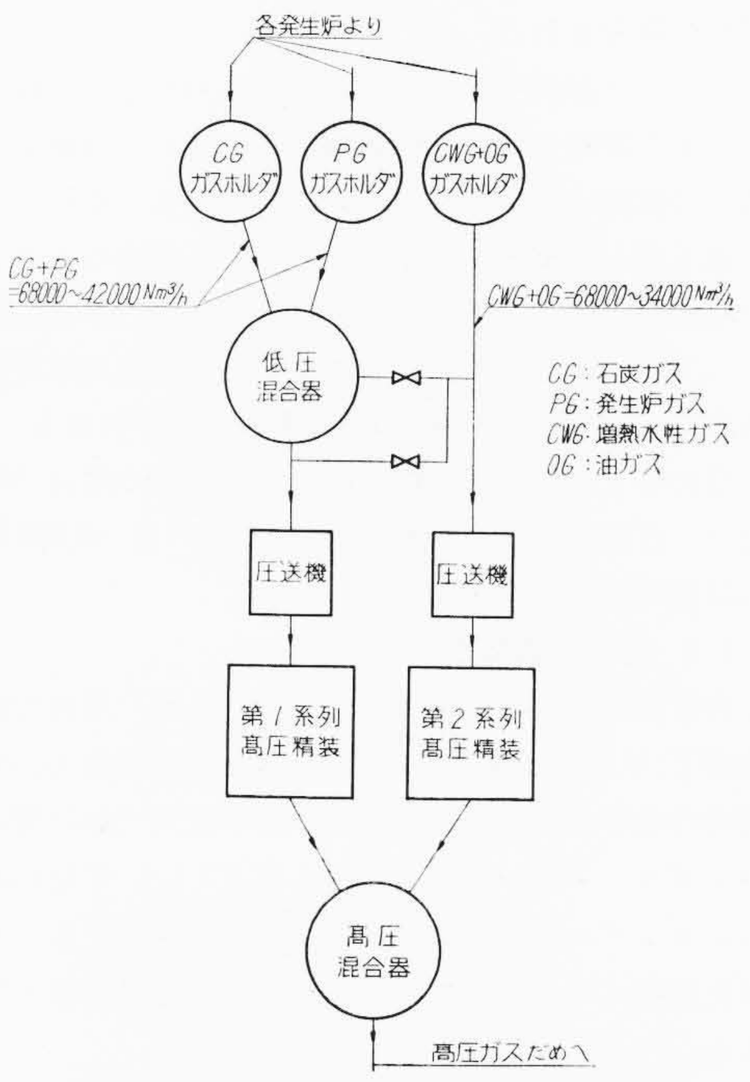
都市ガスの高圧精製は，従来の低圧精製に比べ精製度の高い高純度のガスが得られること，精製装置が小形になることおよび高圧圧送により輸送管路などの圧送設備費を低減できることなどにより製造処理圧送全般にわたっての諸設備費を著しく節減して，設備の経済性を高める利点があるため，今後未実施の各社においても漸次採用される傾向にある。

本機はかような高圧精製用圧送装置としては，前述のように東京瓦斯株式会社納のものに続いて製作されたものであるが，よくその実績を考慮し，いくたの都市ガス圧縮機製作の経験を採り入れ，粗製ガス圧縮機としての稼動率を上げるよう種々検討の結果設計製作されたものである。

以下計画の基礎とその特長構造の概略を述べる。



第1図 高圧圧送装置全体図



第2図 圧送装置系統図

* 日立製作所川崎工場

2. 圧送装置の形式の選定

2.1 計画の基礎

第2図にガス系統および最大流量を示す。

圧送方式をいかに決定するかは，圧送装置の計画に当って最も考慮を要するところで，1基当りの容量および形式の選定については，圧縮機の製作限界，日常の保守の難易，常用台数，予備台数，基礎費，建家の建築費などを含めた総設備費，運転経費，容量調整範囲などあらゆる項目について慎重に検討されなければならない。

2.1.1 ターボ圧縮機との組合わせ

従来の実績によれば，容量が 15,000 Nm^3/h をこえると往復動圧縮機またはターボ圧縮機単独使用よりも，この両者を適当に組合わせたほうが合理的である。

すなわち往復動圧縮機は効率がよくかつ経済的な容量調整が行えるので，運転経費は少なくてすむが，1台当りの容量に限度があるため，設備台数が多くなり総設備費がかさむ。これに反してターボ圧縮機はほぼ往復動圧縮機と反対の傾向となるので，大容量低圧部分に比較的効率のよい高速小形のターボ圧縮機を使用し，高圧小容量部分に効率のよい，往復動圧縮機を使用する組合わせ方式が最も有利となってくる。

2.1.2 中間圧力

前節のとおり大容量のガスを処理する場合往復動形と，ターボ圧縮機の組合わせ方式が最も有利であるが，この場合でもこれら両圧縮機の受渡し圧力いわゆる中間圧力の選定によりまた設備の経済性が左右される。すなわち中間圧力を高くとるほど圧送装置はターボ圧縮機の特質を備えるため装置は小形化するが効率がさがる傾向となり，反対に中間圧力を低くとるほど往復動圧縮機の特質が増して装置は大形化するが効率はよくなってくる。

すなわち設備費と運転費が互に相反する傾向をもっている。したがって中間圧力の決定には前述の諸点さらに(1)にて述べた諸項を十分比較検討した上決定されなければならない。本機の場合は，使用条件および既往実績を考慮の上最も有利と考えられる 1.8 kg/cm^2 G に決定してある。

2.1.3 往復動圧縮機の容量および台数

圧縮機のシリンダ径は，日常の保守を考えた場合1m程度を限度としたほうがよいので，1シリンダ当りの取扱いガス量はおのずから限定される。

バランス形圧縮機は，不平衡慣性力がなく，高速化が可能であり，また対向シリンダの列数を増すことが容易であるから，1台当りの取扱いガス量を飛躍的に増加させうるので，かような目的に最も適した機種であるが，それでも前述のとおり，シリンダ径の制限のため，その容量は大略 15,000 m^3/h 程度となる。したがって(1)で述べた諸点および後述の容量調整範囲を検討の上，往復動圧縮機単独運転の際の1基当りの容量を，12,500 Nm^3/h と定めるとターボ圧縮機と組合わせ運転の際は 34,000 Nm^3/h となり，圧送装置1系列当りの処理ガス量 68,000 Nm^3/h に対しては常用機2台になる。

2.1.4 容量調整範囲

容量調整方式には種々の方式があるが，現状ではかような往復動形と，ターボ圧縮機を組合わす場合，消費動力が少なくて部分負荷時の効率が良く，運転操作が簡単確実で保守費の低廉なクリアランスコントロール方式が最も望ましい。すなわち往復動圧縮機のシリンダに設けたクリアランス弁を開閉することにより，ターボ圧縮機はそのままの状態で階段状に容量調整が行われるものである。

本圧送装置の場合は組合わせ運転時に 100～70% 間を5段階に調整することができ，またこの時の同じクリアランス容積で往復動圧縮機の単独運転では，100～40% 間を組合わせ運転時と同様に5段階に容量調整が可能である。

したがって2系列における容量調整範囲は**第1表**のとおりとなり，68,000～5,000 Nm^3/h を32段階に調整するのできわめて円滑な容量調整を行うことができる。

第1表 容量調整表

	容量範囲 (Nm^3/h)	機器組合せ		段階	1段階の容量変化 (Nm^3/mim)
(i)	68,000～47,600	No. 1 No. 2	R + T R + T	8	2550
(ii)	46,500～28,800	No. 1 No. 2	R + T R	8	2550または1900
(iii)	34,000～23,800	No. 1	R + T	4	2550
(iv)	25,000～10,000	No. 1 No. 2	R R	8	1900
(v)	12,500～5,000	No. 1	R	4	1900

R： 往復動圧縮機
T： ターボ圧縮機

2.2 特　長

以上のように本圧送装置は往復動圧縮機すなわちバランス形圧縮機とターボ圧縮機を合理的に組合わせたもので，その特長を要約すれば次のとおりである。

(i) 低圧大風量部に高速小形のターボ圧縮機を，高圧小風量部に効率よく容量調整の容易な往復動バランス形圧縮機を配し，おのおのよくその特長を生かして高圧大風量を効率よく圧送できる。

(ii) 上記の組合わせにより装置全体を小形コンパクトにまとめ，基礎，建家，電動機などを含めた総設備費と全負荷および部分負荷時の電力費や保守管理費などを含めた，総運転経費を総合した経済性が高い。

(iii) ナフタリン，ベンゾール，硫化水素，有機硫黄などの不純物や腐食成分，およびタール，ガム質などの高分子重合物の生成堆積に対しバランス形，ターボ圧縮機とも長期の連続運転に耐えうるような各部の構造材質は特に注意を払って設計製作してある。

(iv) いずれも組合わせ運転時に支障ないよう性能的に考慮を払ってある。すなわちバランス形圧縮機の容量調整により，ガス圧送量の変化に応ずるターボ圧縮機の吐出圧力の変化を極力少なくするようターボ圧縮機の特性を選定し，総合効率の安定をはかってある。

(v) 容量調整はクリアランスコントロール方式で，部分負荷における効率がよく，またバランス形圧縮機の最小容量においてもターボ圧縮機はサージングにはいることなく安定した運転が可能なように設計されている。

(vi) 往復動圧縮機は単独，組合わせ運転いずれの場合においても効率が良くなるようシリンダ比が定めてある。

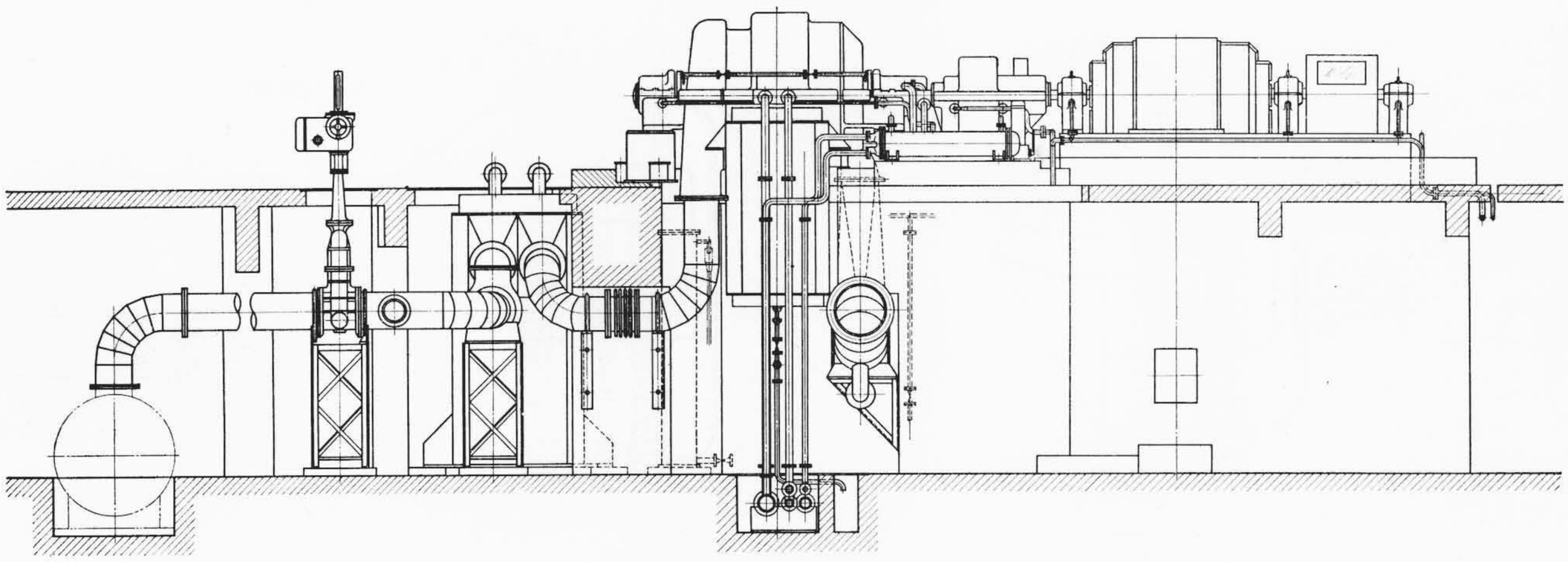
(vii) 運転，停止，監視はすべて中央管制室から遠方操作ができるよう，グラフィックパネル，各種リレーなどの監視装置，保護装置が完備している。

(viii) 往復動圧縮機はバランス形を採用しているので，不平衡慣性力がないため振動がほとんどなく，圧縮機電動機とも高速小形化され基礎重量，据付け面積ともに著しく小さく，設備費が安価であり，横形のため保守取扱いも容易である。

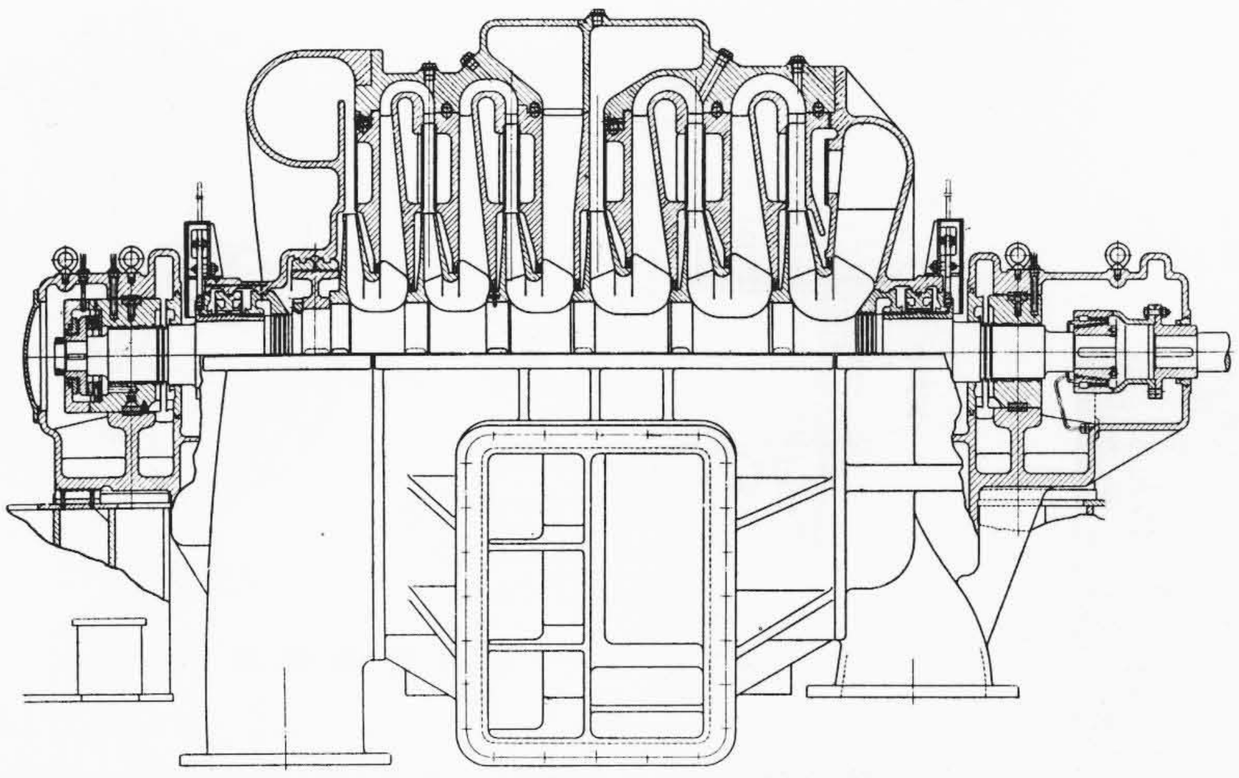
3. 低圧側ターボ圧縮機

3.1 仕　様

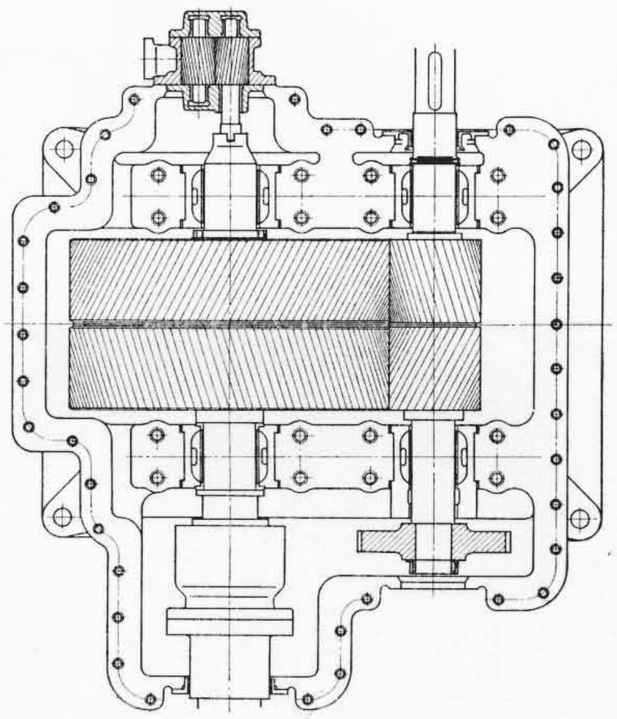
形　式　IMB-GH



第3図　タ　ー　ボ　圧　縮　機　据　付　図



第4図　タ　ー　ボ　圧　縮　機　本　体　断　面　図



第5図　タ　ー　ボ　圧　縮　機　増　速　装　置　断　面　図

口　　径　吸込口 650mm
　　吐出口 450mm
風　　量　34,000 m^3/h NTP dry
吸込圧力　+60 mm Ag
吐出圧力　1.8 kg/cm^2(G)（アフタークーラ出口において）
吸入ガス温度　10～35℃
取扱ガス　粗製都市ガス
取扱ガス　比重 0.57～0.635（対空気）
回 転 数　5,500 rpm
電 動 機　2,200 kW　60～　4 P 誘導電動機

3.2 構造上からみた本機の特長

本ターボ圧縮機は片吸込形6段で，増速歯車装置を介して2,200kW 4極の誘導電動機と直結されており，圧縮機ケーシングの胴外には2個のインタークーラを付け，また圧縮機吐出管には別個のアフタークーラを設置し，これで冷却されたガスはサージタンクを経て高圧側往復動圧縮機に圧送される。**第3図**は本ターボ圧縮機の据付外観図を示し，**第4図**～**第7図**までにそれぞれ圧縮機，増速歯車装置，インタークーラ，アフタークーラの断面を，**第8図**に外観写真を示す。以下本機の特長を主として構造の概略を述べる。

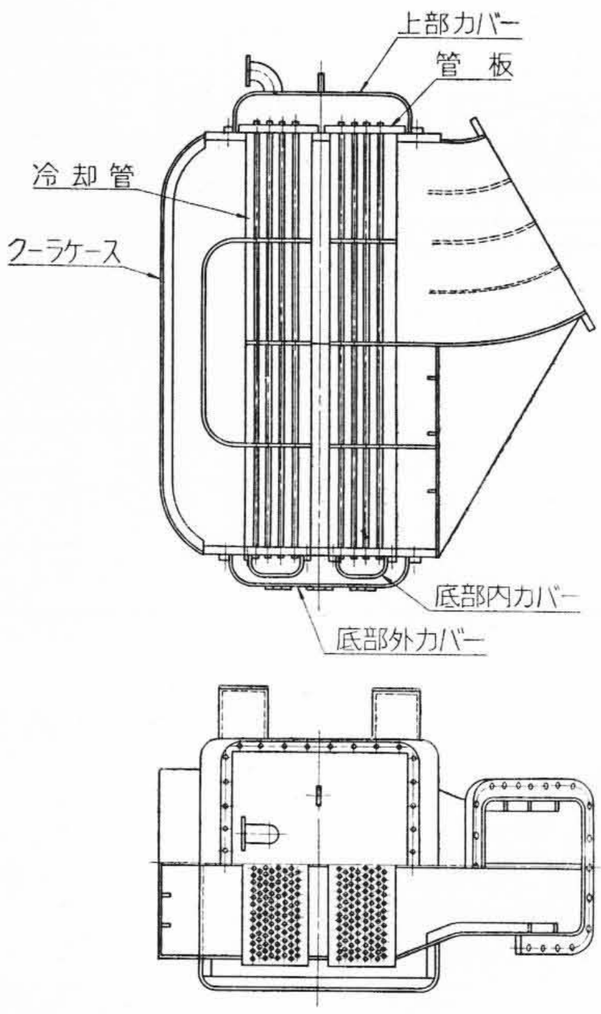
3.3 ケ　ー　シ　ン　グ

取扱気体が粗製ガスであるため，ランナ，ケーシング内部にはどうしてもタール，ガム状物質などが付着する。したがってある一定期間の運転後，これらの付着物を清掃する必要がある。この清掃は各段の流体通路を形成するステージケース(**第4図**にて示す)を外部へ取出し分解して行うが，この2組のステージケースはケーシング(**第4図**)にはめ込まれたのちボルトで締めることによって軸方向のフイットを保つ構造になっている。したがって分解の際はこのボルトをゆるめれば，ステージケースは簡単にケーシングから取出すことができるので清掃が容易である。

またマウスブッシュ，ステージブッシュ，バランスブッシュなどのラビリンスブッシュには白色合金を使用しガスに対する防食をはかるとともに，回転部分と接触しても過熱したり，火花がでたりしないように考慮している。

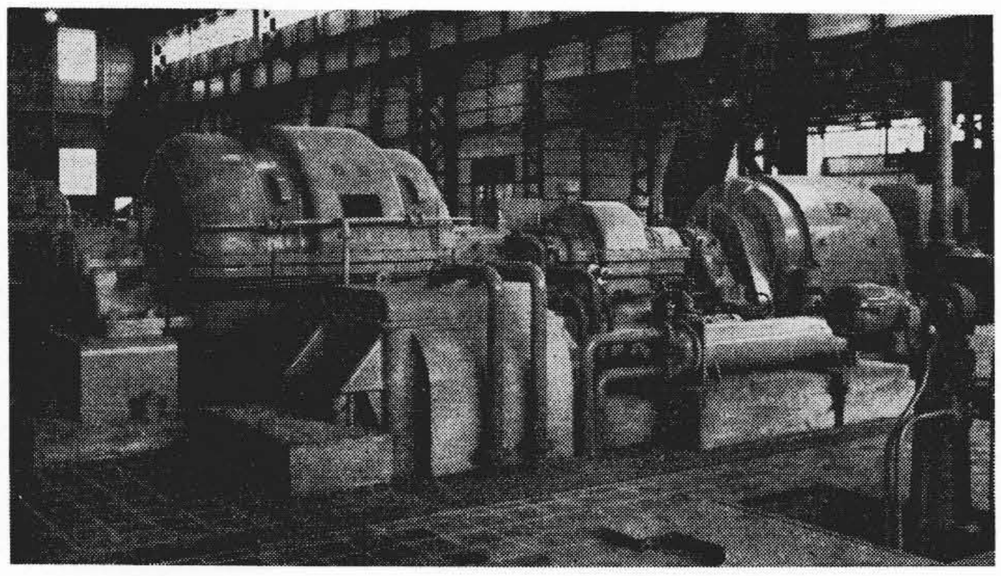
3.4 軸　封　装　置

シャフトがケースを貫通する部分には水封装置を設けてガスの漏えいを防止しているが，ガス中には H_2S などの腐食性物質が含まれておりこれが水に溶解して水封部を腐食する心配があるので，水封装置のスリーブはステンレス鋼製でさらに特殊の超硬合金の被覆を施し防食に万全を期している。また停止時のガス漏えい防止のために**第9図**に示すようにリング状の合成ゴムを利用した簡単な構造できわめて効果のある漏えい防止装置がついており，空気作動のサーボ機構により遠方操作が行えるようになっている。さらに本機の容量制御は吸込管に取付けたバルブを絞ることによって行うが，バルブを絞るとケース吸込側が負圧となり軸封水が圧縮機内部に吸込まれる恐れがある。そのため軸封装置の内側にバランス室を設け，適当に減圧された吐出側の高圧ガスをこのバランス室に導いて負圧になるのを防止している。この構造によって本ターボ圧縮機は吸込側圧力が −3,000 mm Ag 程度までは十分安全に絞ることができる。



インタクーラ断面図

第6図　ターボ圧縮機インタークーラ断面図



第8図　ターボ圧縮機外観図

3.5　増速歯車装置

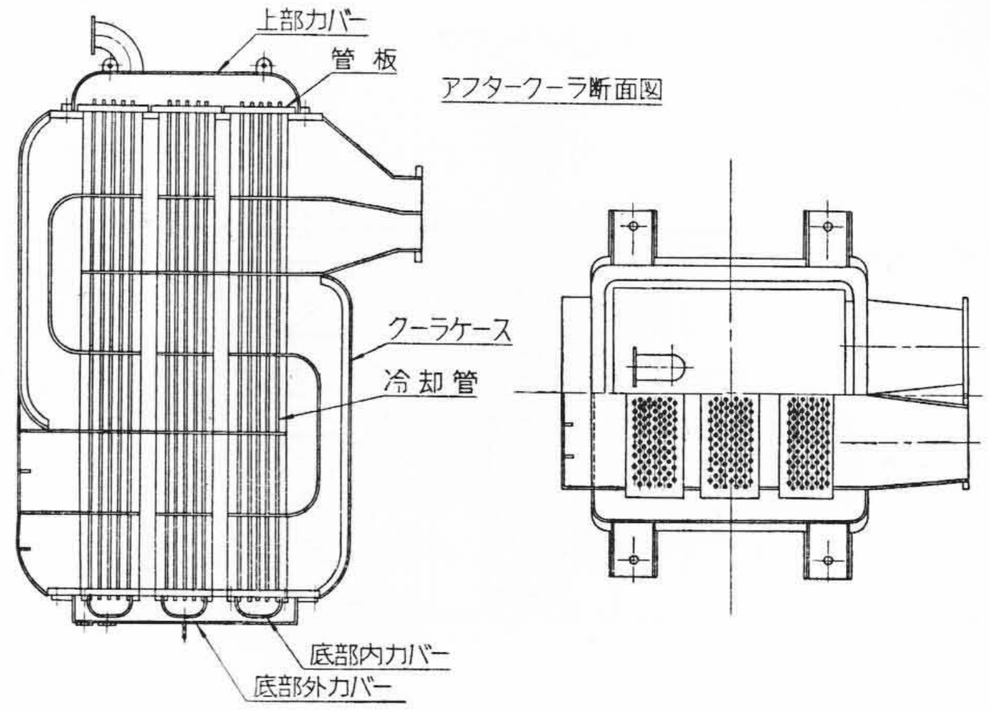
増速歯車はダブルヘリカルギヤで，ギヤ，ピニオンとも肌焼鋼製で浸炭焼入後マーグ社製ギヤグラインダで精密研摩を行い，単一ピッチ誤差数ミクロン以下の高精度を有する歯形を形成しているため，振動音響ともにきわめて少なく円滑な長期連続運転が可能となっている。

3.6　インタークーラ，アフタークーラ

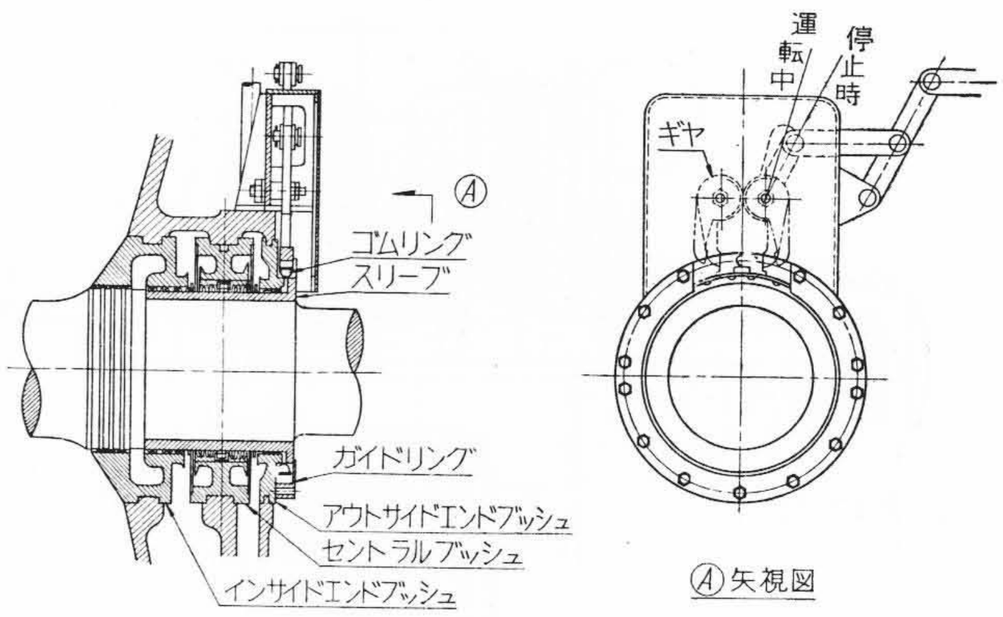
両クーラともシェルアンドチューブ形のクーラで，冷却管内部を冷却水が，外部をガスが流れて熱交換を行うが，冷却管表面にもタール，ガム状物質が付着し冷却効果を悪くする。したがって本体と同様に一定時間の運転後には分解清掃を行う必要がある。これを容易にするためチューブネストを数個に分割し1個のチューブネストに含まれる冷却管の数を少なくするとともに，管配列を比較的粗にしてあるので管表面の付着物は容易に除去できるようになっている。

3.7　性能上からみた本機の特長

本ターボ圧縮機は往復動圧縮機と直列運転を行うためその特性曲線は，容量調整により風量が若干変化しても吐出圧力はあまり変化しないいわゆる平たんな特性曲線であること，および，そのサージング限界点の風量が極力少ないことが必要である。一般に高効率のターボ圧縮機を設計するにはランナ出口にガイドベーンを設置することが有利であるが，ガイドベーンを取付けるとその特性曲線の傾



第7図　ターボ圧縮機アフタークーラ断面図



第9図　ターボ圧縮機軸封装置

斜が急になりサージング限界点が風量の多いほうによる傾向があり，本機のような使用目的には好ましくない。さらにガイドベーンがあるとガス中の付着物による容量の低下が早く，またその清掃もなかなか困難である。これらの問題があるため本機にはガイドベーンを設けていない。したがってガイドベーンを用いずに高効率をうるためには設計上特別の考慮が必要である。また一軸にランナ数個を有する高速回転体では一般にその危険回転数を常用回転数より高く取ることは困難である。さらに常用回転数が危険回転数の2倍をこえると軸系はどうしても不安定となりやすく，本機のようにランナにタールなどが付着し多少なりともアンバランスを生じた状態で，長時間の連続運転を行うターボ圧縮機においては好ましいことでない。またランナの周速をあまり大きくするとタールなどがランナに付着してアンバランスを生じた際，その不平衡力が大きく，振動を起し長期連続運転に耐えられなくなるため，ランナ周速をあまり大きくすることはできない。

上記のような問題があるため，本ターボ圧縮機の回転数とランナ段数の間にはおのずから制限が設けられることになる。

前記特性曲線をできる限り平たんにし，なおかつ高効率をうるためにはランナの羽根角度形状，寸法，デイフェーザ，リタンガイドベーンなど流体通路の設計には特別の配慮が必要である。さらに回転系の設計上に受ける種々の制限を十分考慮し，本文の最初に述べたように設備費，運転経費の両面からの検討を加えた結果，ターボ圧縮機の吐出圧力を 1.8 kg/cm²(G) と決定したものである。

3.8　サージング防止装置

本圧送装置は高圧側往復動圧縮機のクリヤランスコントロールによって 100～70% の容量制御を行う。このためターボ圧縮機の特性曲線はできうる限り平たんにし，かつサージング限界は風量約60%

の点にくるように計画されていることは前述のとおりであるが，なんらかの原因で往復動圧縮機が緊急停止をした場合には，ターボ圧縮機の吐出回路が完全に閉塞されサージングにはいる。そのためターボ圧縮機の保護としてアスカニア式サージング防止装置が付属している。すなわちターボ圧縮機吸込主管に取付けたオリイフィスで風量を検出し，油圧コントローラによって吐出管に取付けたバイパス弁を開閉し必要な量だけガスを吸込側にもどしてサージング防止するようになっている。本装置は特に作動油圧として 15～20 kg/cm² の高圧を使用し操作ピストンの作動をすみやかにして，信号受信からバイパス弁全開までの時間を約2秒以下におさえてあるため，いかなる状態においてもターボ圧縮機はサージングにはいることがない。

3.9 保　安　装　置

本ターボ圧縮機の保安装置は下記のとおりになっている。

（i） 起動時のインタロック

下記の条件が満足されないと主電動機起動が不能のようにインタロックされている。

a． 潤滑油の給油圧力が規定値以上であること（油圧リレーで検出）

b． サージング防止装置の給油圧力が規定値以上であること（油圧リレーで検出）

c． インタークーラ，アフタークーラ，オイルクーラに冷却水が通水されていること（断水リレーで検出）

d． 主電動機冷却ファン風速が規定値以上であること（風速リレーで検出）

e． 停止時ガス漏えい防止装置の機械的シールが開放されていること（リミットスイッチで検出）

f． 吸込側電動スルース弁が部分開，吐出側電動スルース弁が全閉であること（リミットスイッチで検出）

（ii） 潤滑用給油ポンプ

a． ターボ圧縮機が全速になり給油圧力が規定値以上になれば起動用給油ポンプは自動停止する。

b． 運転中なんらかの原因により給油圧力が低下し規定値以下になれば起動用給油ポンプは自動起動する。

(iii) 運転中の非常停止

次の諸項の場合は主電動機を自動停止し警報を発しかつランプ表示を行う（重故障）

a． 潤滑油の給油圧力が低下し規定値以下になった場合（油圧リレーで検出）

b． ターボ圧縮機本体，増速歯車装置および主電動機のいずれかの軸受温度が規定値以上に上昇した場合（軸受温度リレーで検出）

(iv) 運転中の警報

次の諸項の場合には警報を発する（軽故障）

a． サージング防止装置の給油圧力が低下し，規定値以下になった場合（油圧リレーで検出）

b． インタークーラ，アフタークーラ，オイルクーラのいずれかの冷却水が断水した場合（断水リレーで検出）

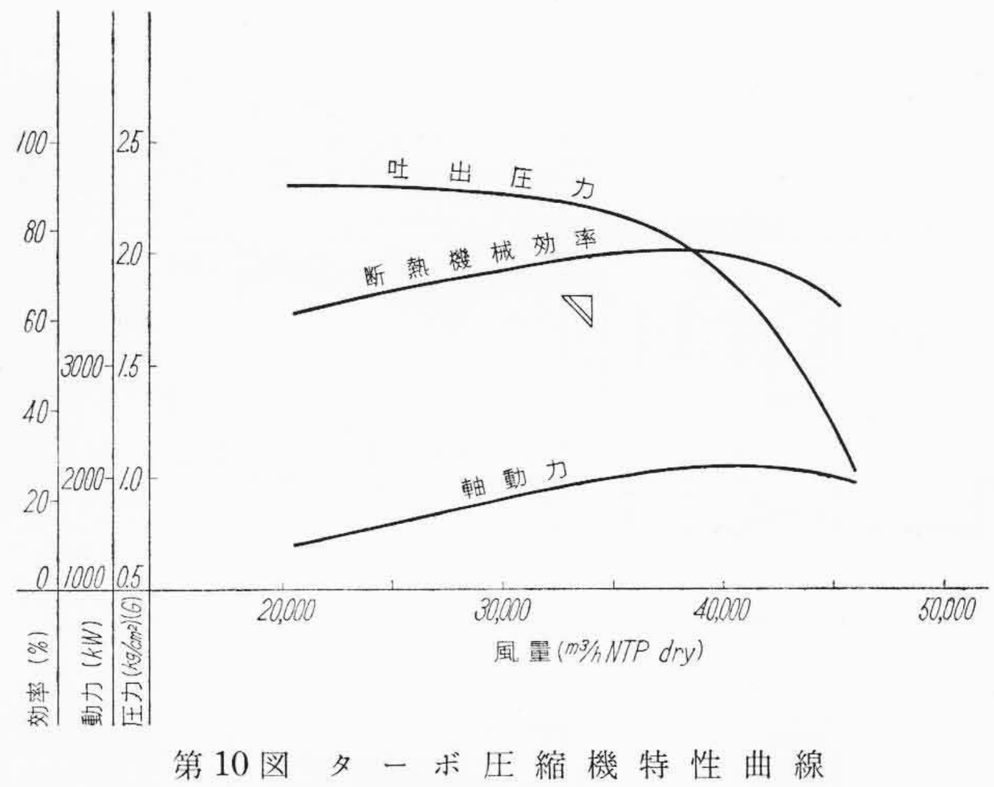
c． 主電動機用冷却ファンの風速が低下した場合（風速リレーで検出）

（v） 停電時の保護

停電時は起動用給油ポンプは運転できぬためターボ圧縮機が停止するまで別に設置したヘッドタンクから給油を行う。

(vi) 遠方監視計器

遠方監視を便利にするため下記のとおり現場および中央管制室で温度，圧力を指示するようになっている。



第10図　タ　ー　ボ　圧　縮　機　特　性　曲　線

a． 現　　場

軸受温度，吸込ガス圧力，吐出ガス圧力，給油圧力

b． 中央管制室

軸受温度，吸込ガス圧力，吐出ガス圧力，給油圧力，インタークーラガス出入口温度，アフタークーラガス出入口温度，吸込ガス温度，

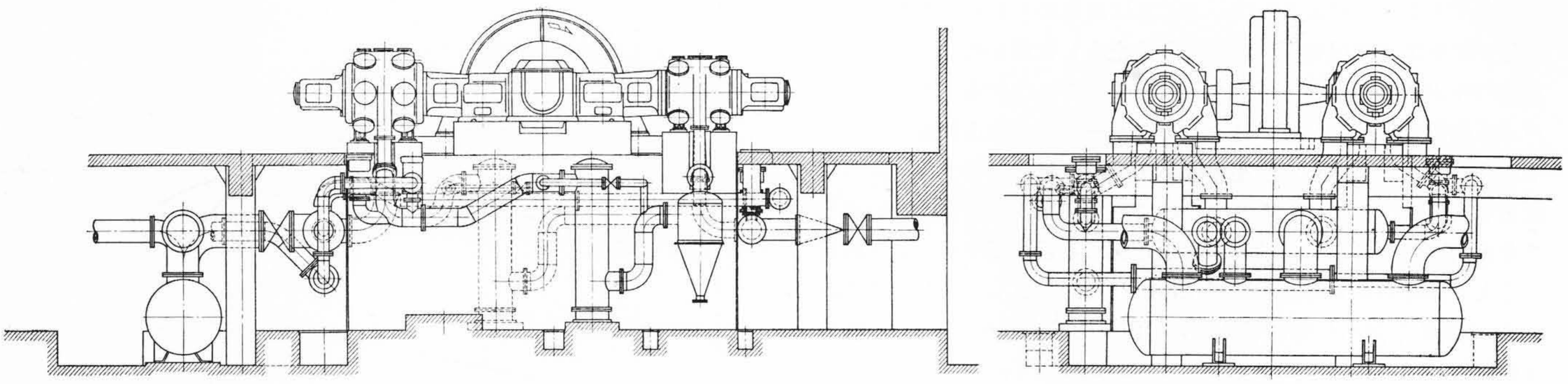
3.10 性　　能

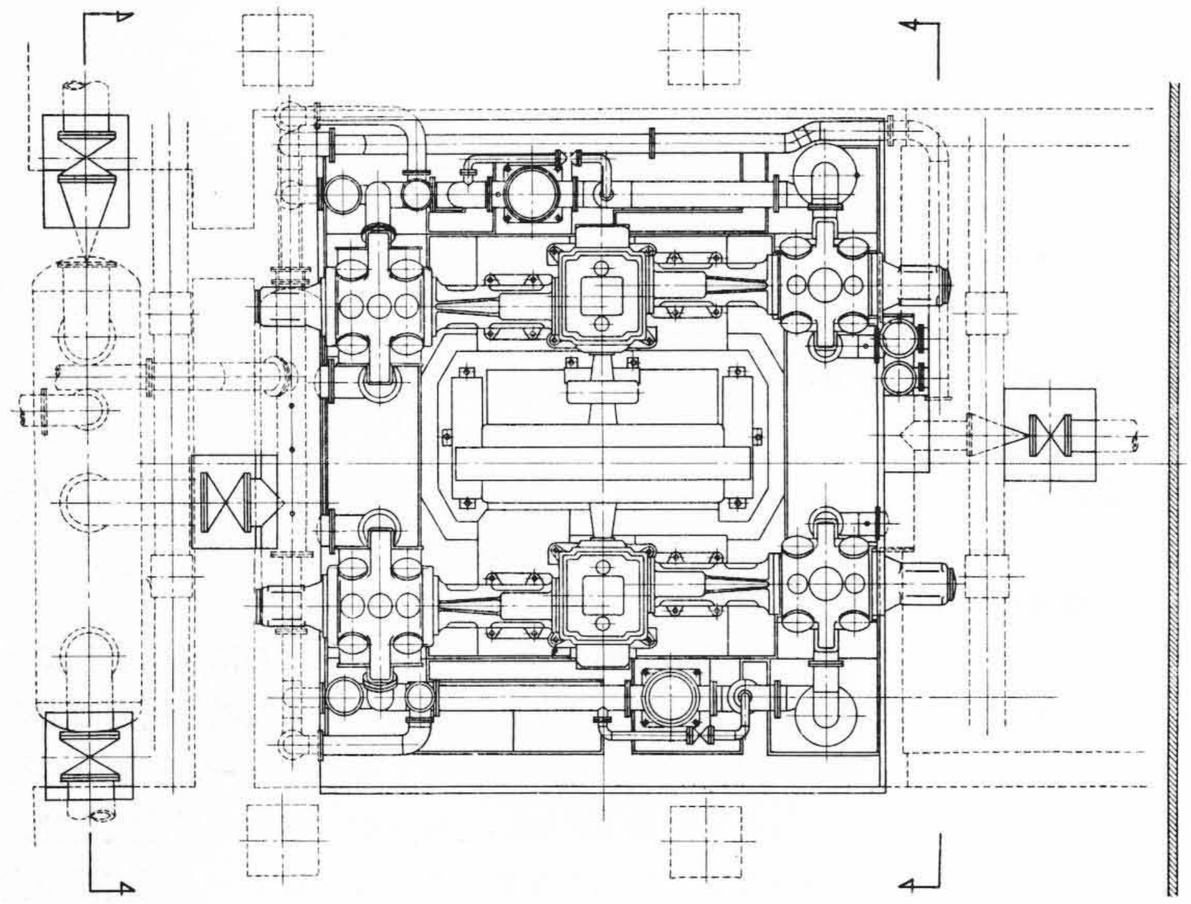
ターボ圧縮機の機械効率の良否はただちに運転経費に影響を及ぼすものであり，特に本装置のように大きな設備馬力のものにおいては効率が最も重要な要素となる。この種ターボ圧縮機の性能向上についてはすでに過去において製作し，東京瓦斯株式会社，東邦ガス株式会社などに納めた多数の都市ガス用ターボ圧縮機の実績に加えて，流体力学的，機械構造的研究の成果を生かし，前述のように往復動圧縮機との直列運転からくる制限をも加味して製作に当った。性能試験の結果は断熱機械効率において75％というこの種ガス用のターボ圧縮機としては最高の効率がえられた。また本機の取扱ガスが未精製の都市ガスであるため長期連続運転を行うとランナ，ケース内部，インタークーラ，アフタークーラなどにタールガム状物質が付着し，そのために時間経過に伴う性能の低下はまぬがれない。この点を考慮し，性能にはあらかじめ若干の余裕をつけて設計し，汚れが少ない間は吸込側電動スルース弁を絞って運転を行い，汚れが進行するにしたがって弁を開くことにより，できるだけ長時間にわたって一定の必要なガス量を圧送しうるように計っている。ターボ圧縮機吸込側を絞ることに対する軸封部の考慮は構造の項で述べたとおりである。第10図に本機の性能曲線を示す。

4. 高圧側往復動圧縮機

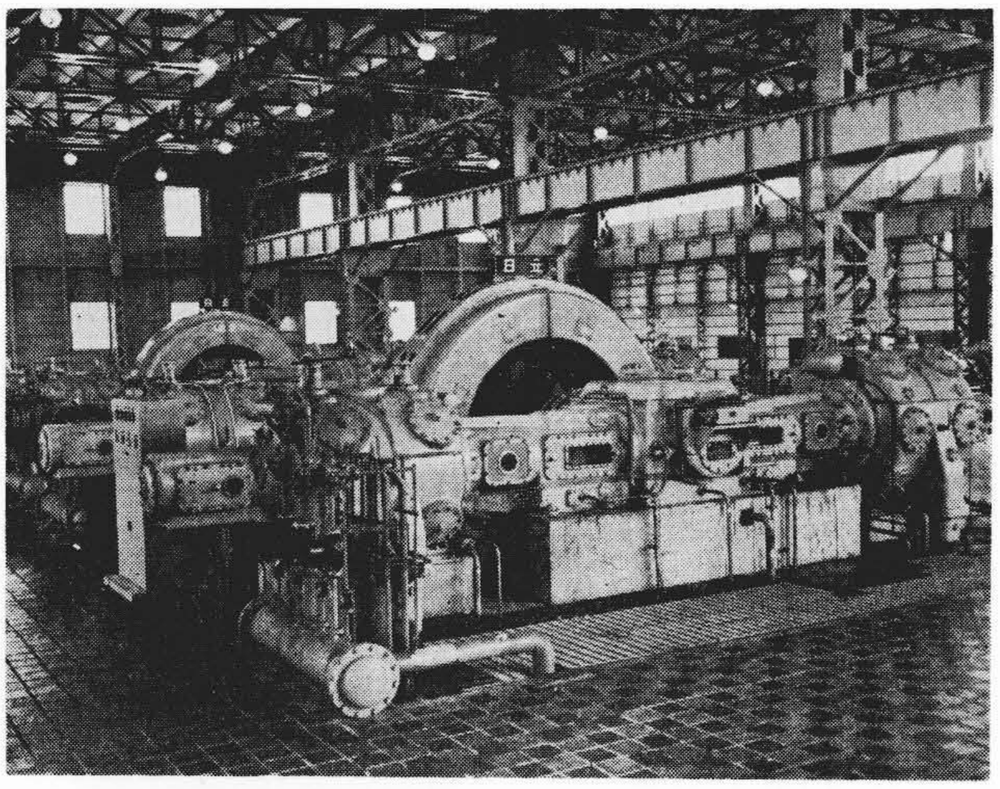
4.1 仕　　様

形　　式	BTD_2–IMC	
気筒径×数	低　圧　側	890mm × 2
	高　圧　側	620mm × 2
行　　程		400mm
回　転　数		300 rpm
吐出容量	組合運転時	34,000 m³/h NTP dry
	単独運転時	12,500 m³/h NTP dry
吸込圧力	組合運転時	1.8 kg/cm² G
	単独運転時	+60 mm Aq
吐出圧力		9.5 kg/cm² G
吸入温度	組合運転時	40°C以下
	単独運転時	10～35°C
取扱ガス	粗製都市ガス	

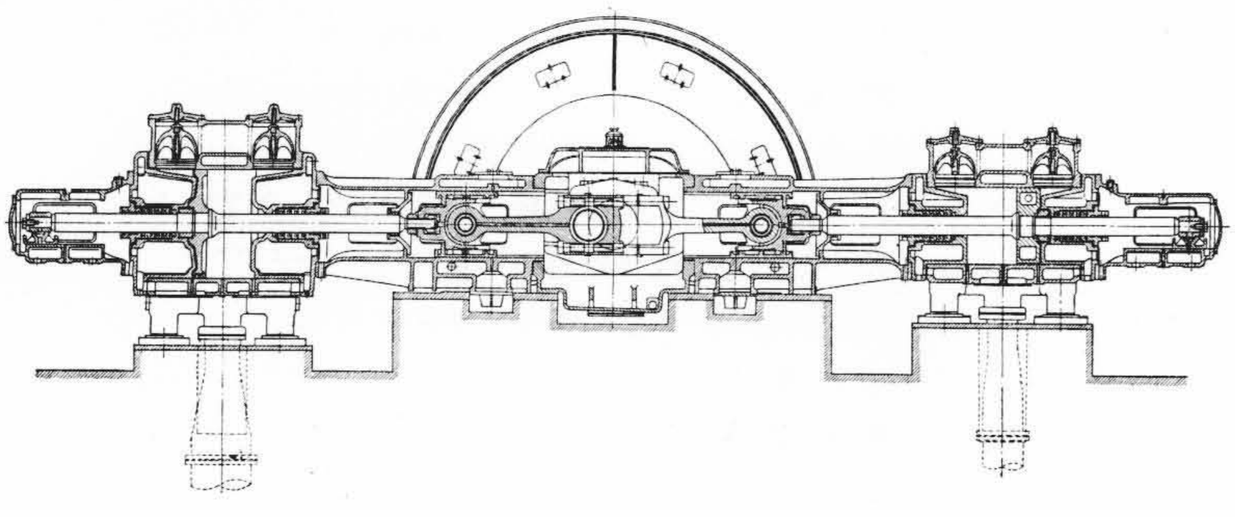




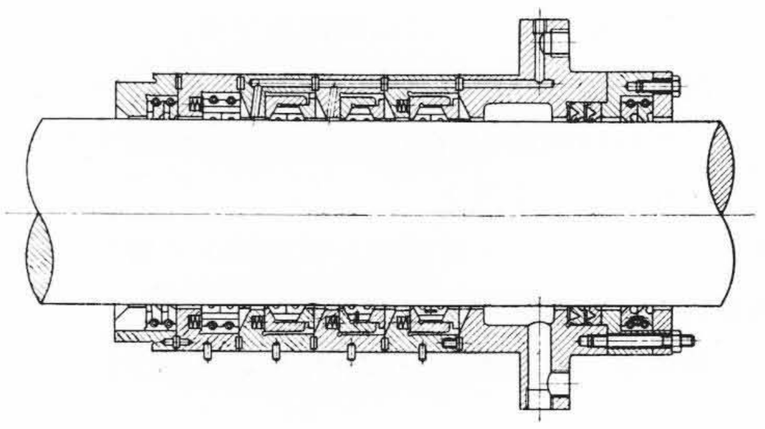
第11図　2,350 kW ガス圧縮機主管装置図



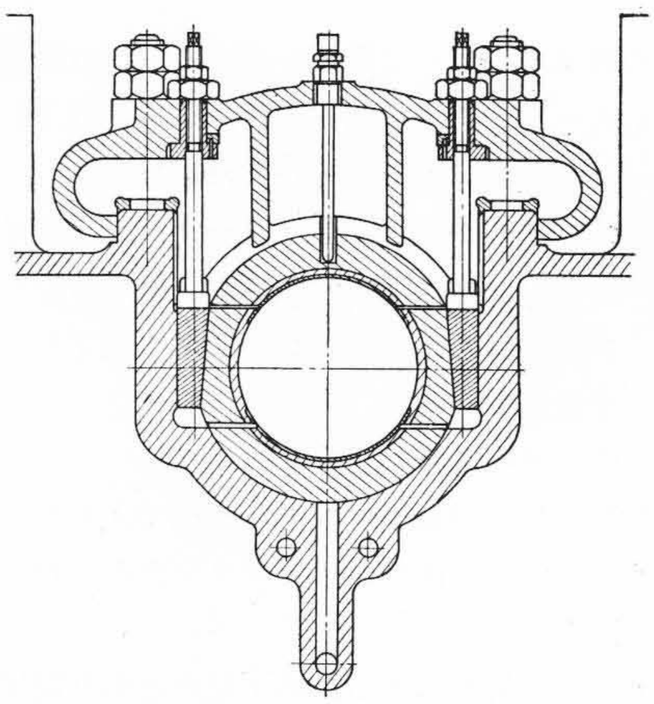
第12図　2,350 kW ガス圧縮機



第13図　2,350 kW ガス圧縮機構造図



第14図　メタリックパッキング



第15図　主　軸　受

電　動　機　2,350 kW　同期電動機

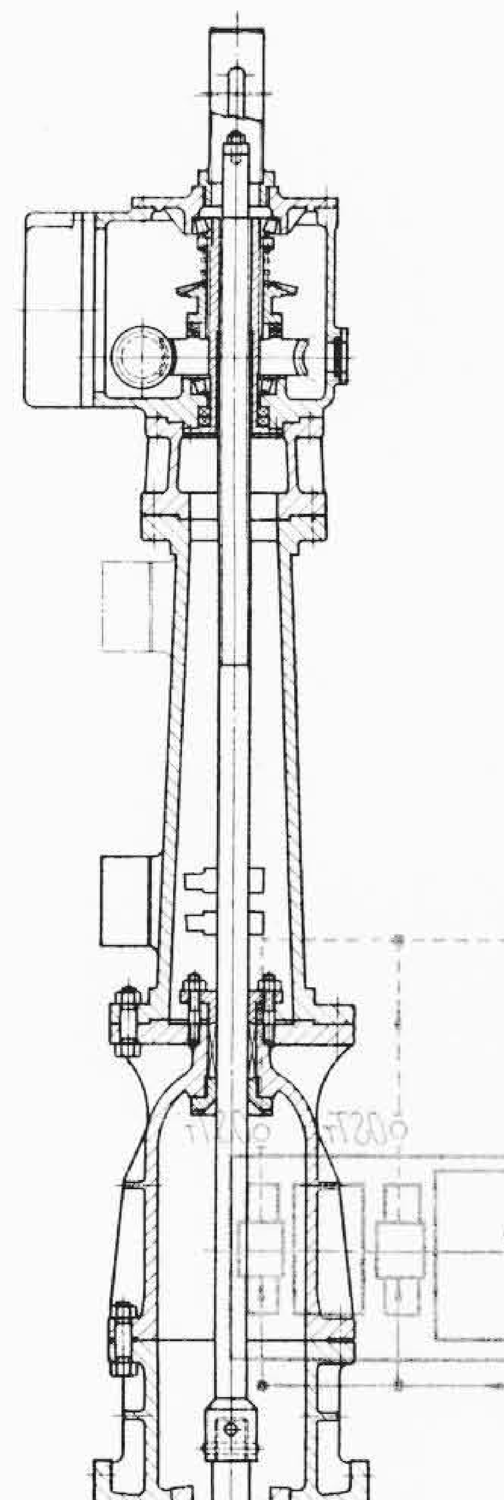
4.2 構 造 概 要

第11図主管装置図，第12図写真に示すように，電動機を中にはさんだ2個のフレームの左右に，それぞれクランク軸を中心として高低圧シリンダを配置したいわゆるバランス形で，各対向するシリンダ列の位相角は90度であるから振動，トルク変動ともに少ない。圧縮機の据付は2階式で本体，潤滑装置，冷却水調水台，計器板など日常保守管理を要するものは床上設置，配管，クーラ，セパレータ，吸入レシーバなどは床下設置として機械相互の保守空間を十分にとり監視の便を計ってある。

4.3 シ リ ン ダ 部

第13図に本機の横断面を示す。シリンダはいくたの既作機の実績により，ガス通過面積の大きな弁を放射状に配して効率の向上を計り，ピストンは低圧側は鋳鋼製円板形，高圧側は鋳鉄製箱形として互に重量のバランスをとるとともに，クロスヘッド，テールベアリングで両端支持の浮動式ピストンとして，タールなどの汚物浸入に対しての適応性を高めてある。

ピストンロッドはニッケル鋼製で高周波焼入後硬質のクロームメッキを施して，耐食耐摩耗性の向上をはかってある。さらに内外部油がピストンロッドを介して接触しないように，ストローク長さ以上の間隔をとり，さらにオイルストッパを設けてあるので，腐食性ガスを溶解した有害なドレーンがフレームに浸入して外部油の劣化が起らないように考慮してある。



第17図　電動スルース弁

第14図はメタリックパッキングの構造を示す。主気密部はホワイトメタル製の三片の素子より成り，両端はいずれもホワイトメタル製のダストスクレーパーリングを用いてある。したがってタール，ダストの浸入を防いで主パッキングの寿命を延ばしているほか合成ゴム製パッキングを主パッキングの後端に設けて微少なガス漏れも完全にとめるよう考慮されている。

吸入吐出弁はいわゆるガス緩衝弁で開閉時の衝撃を緩衝室内のガスの圧縮作用により緩和するもので，静粛な弁動作とともに弁板の割れを防止し寿命を向上させてある。

4.4 フ レ ー ム 部

クランク軸は一体鍛鋼製で中央に電動機回転子を取付け，それぞれ2個の主軸受を有するフレームによって支持されている。主軸受は第15図に示すよう四つ割れで鋳鋼製裏金にホワイトメタルのライニングを施し，コッターによって間隙の調整を行わせる構造である。大メタルは主軸受同様鋳鋼製裏金にホワイトメタルライニングを施した二つ割れセルタイプ，小メタルは燐青鋼製浮動式ブッシュタイプである。クロスヘッドはクロス間隙が調整可能であり上下のクロスシューでホワイトメタルライニングを施してある。ピストンロッドとの結合はロッドのたわみに順応して結合できるようにしてある。フレーム，クロスガイドおよびテールガイドのしゅう動部分はともにジャケットを設けて冷却を行っているので，温度上昇をおさえ潤滑油の寿命を長くするよう考慮を払ってある。

4.5 主ガス系統および容量調整系統

第16図に主管および容量調整配管系統を示す。すなわちターボ圧縮機より吐出されたガスは吸入ガスレシーバ，低圧シリンダ，インタークーラ，高圧シリンダを経て圧送される。吸入ガスレシーバは往復動圧縮機の吸入ガスの脈動を緩衝し，ターボ圧縮機に悪影響を与えないため設けてある。単独運転の際は MV_2 閉の状態で MV_5 より直接に吸入される。MV_2～MV_5 はいずれも電動スルース弁で遠方操作可能であり，その構造は第17図のとおりである。第18図は各シリンダ押引に設けたクリアランス弁で，電磁弁 EV_1～EV_4 の操作により操作空気の出入が行われ，組合運転時は100～70%間を単独運転時は100～40%間を全負荷を含めて5段階に容量調整することができる。LV_L, LV_H は起動負荷軽減用逃気弁で電磁弁 EV_R，により遠方操作が可能である。

4.6 冷 却 系 統

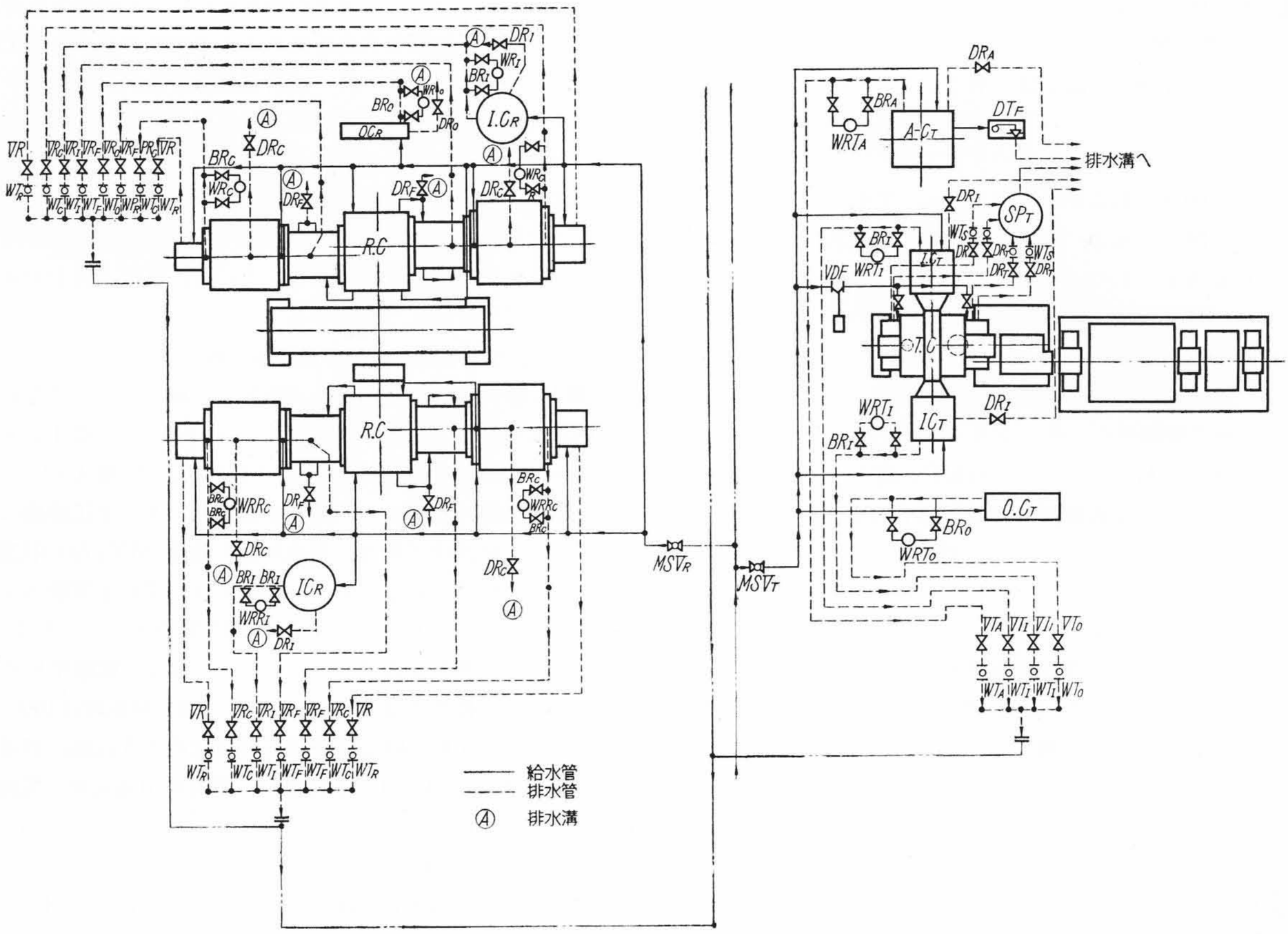
第19図は冷却水管系統を示す。給水電動弁の開閉により，冷却水はシリンダ，インタクーラ，テールガイド，クロスガイド，フレーム，オイルクーラを冷却したのち調水台に集合されここで調整されて，排水管にはいり冷却塔を経て循環する。調水台は床上設置で水量調整弁，断水リレー，温度計を有して監視に便にしてある。ガスクーラは立形管巣式で冷却管は亜鉛メッキ鋼管を使用し，サイクロン形ドレーンセパレータ，フロート式自動ドレーントラップを付属している。

4.7 潤 滑 系 統

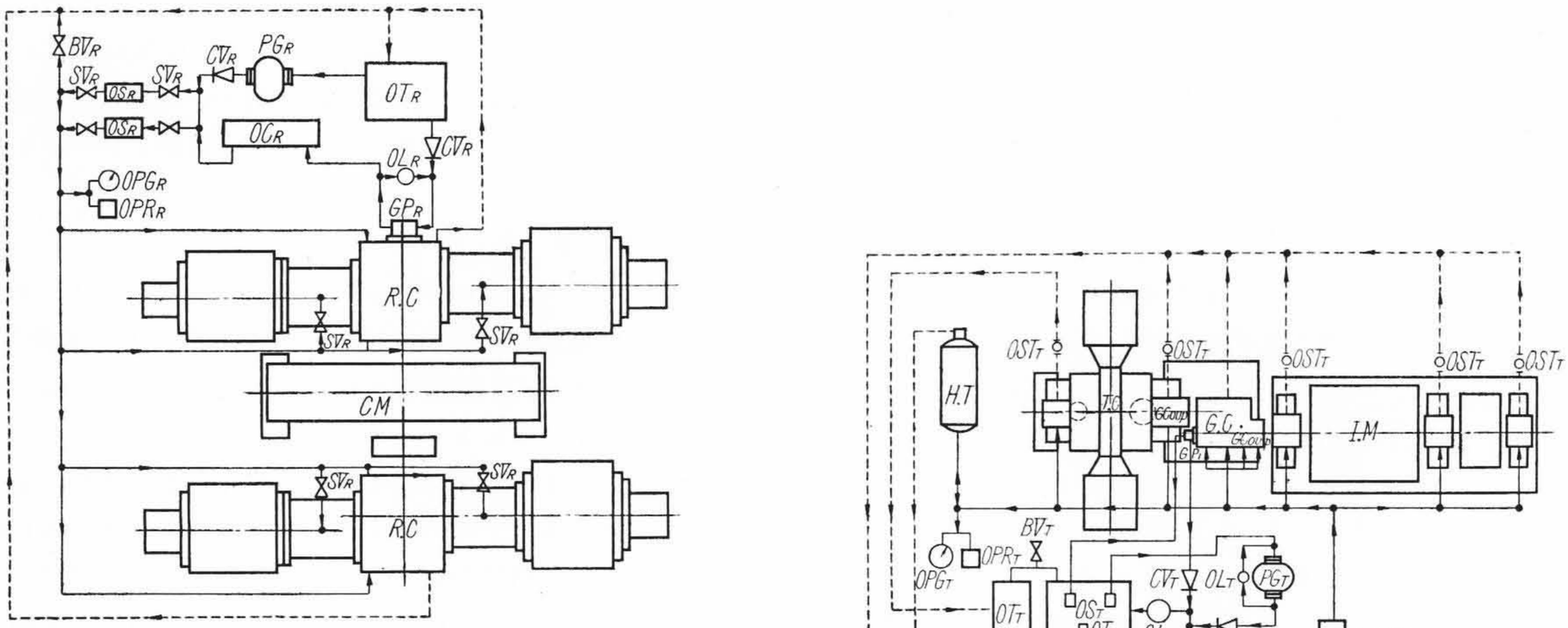
シリンダ，メタリックパッキング，テールベアリングへはクランク軸端から駆動されるプランジャ形注油器によって強制給油される。外部油は第20図油管系統のとおりクランク軸端から駆動される本体ギヤポンプにより，オイルタンク内の油はギヤポンプ，オイルクーラ，ストレーナを経て油圧調整弁で調圧され，主軸受，大メタル，小メタル，クロスシューと給油される外クロスしゅう動面には別個に設けた微量調整コックにより安全のためさらに独立給油される。起動時には本体ギヤポンプとは別に設けた電動ポンプにより給油されまた油圧リレーにより起動インタロック，油圧低下時電動機停止の保護装置が設けてある。第21図は日常操作を要するオイルクーラ，ストレーナ，油圧調整弁などをまとめた集中潤滑装置で床上に設置されている。

第16図　主管および容量調整配管系統図

第18図　クリアランス弁



第19図　冷　却　水　管　系　統　図



第20図　油　管　系　統　図

4.8 保　安　装　置

中央管制室で遠隔操作を行うため，ガス主系統を模擬したグラフィックパネルを設けて監視の便をはかるほか起動時運転時に分け，次のような保安装置，計器を設けてある。

（i）　起動時のインタロック

次の諸項が満されないと主電動機起動不能のようにインタロックされている。

a．　各部冷却水通水（給水電動弁のリミットスイッチおよび断水リレーで検出）

b．　外部油油圧の上昇（油圧リレーで検出）

c．　電動バーリングギヤの離脱（バーリングレバ付属のリミットスイッチで検出）

d．　吸入および吐出電動弁全開（電動弁付属のリミットスイッチで検出）

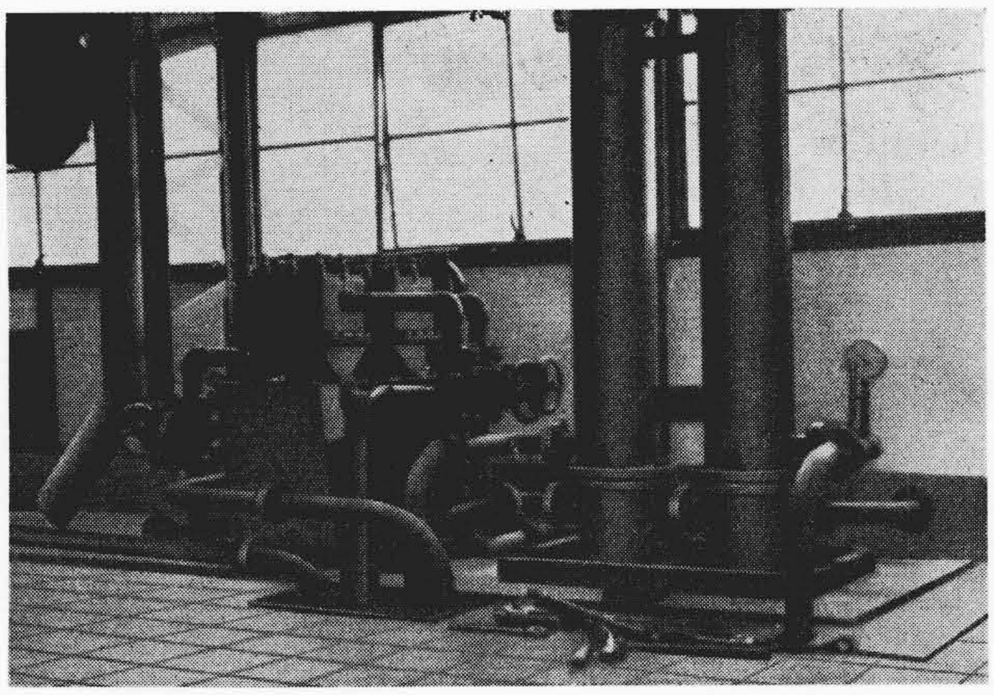
e．　起動負荷軽減完了（逃気弁ピストン室の空気圧力を圧力リレーで検出）

f．　電動機スリップリングケース内風圧上昇（風速リレーで検出）

（ii）　運転中の非常停止

次の諸項の場合は主電動機を停止し警報を発しかつランプ表示を行う（重故障）

a．　外部油油圧が規定値以下に低下した場合



第 21 図　潤　　滑　　装　　置

b．　各部冷却水が断水または減水した場合
c．　吐出ガス圧力が異状上昇した場合
d．　主軸受温度が異状上昇した場合
e．　スリップリング吹込空気圧が低下した場合

(iii)　運転中の非常警報

次の諸項の場合は警報を発する（軽故障）

a．　容量調整用空気圧が低下した場合
b．　吸入管内の圧力が異状上昇した場合

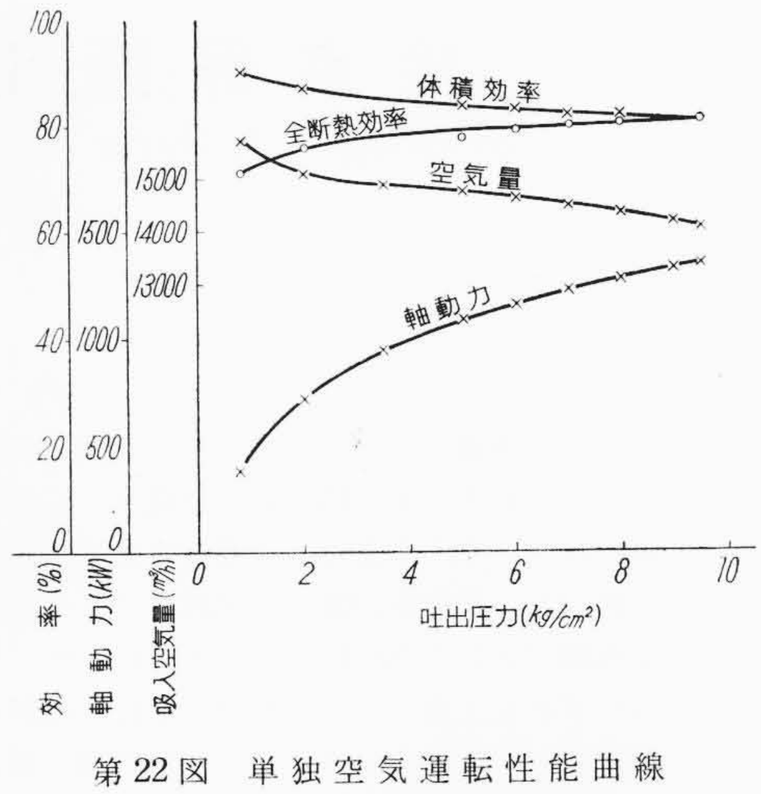
(iv)　遠方監視計器

遠方監視を行うため次の圧力，温度は現場で監視できるほか，圧力発信器，温度サーチコイルにより中央管制室でそれぞれ圧力指示計，切換温度計により読み取れるようにしてある。

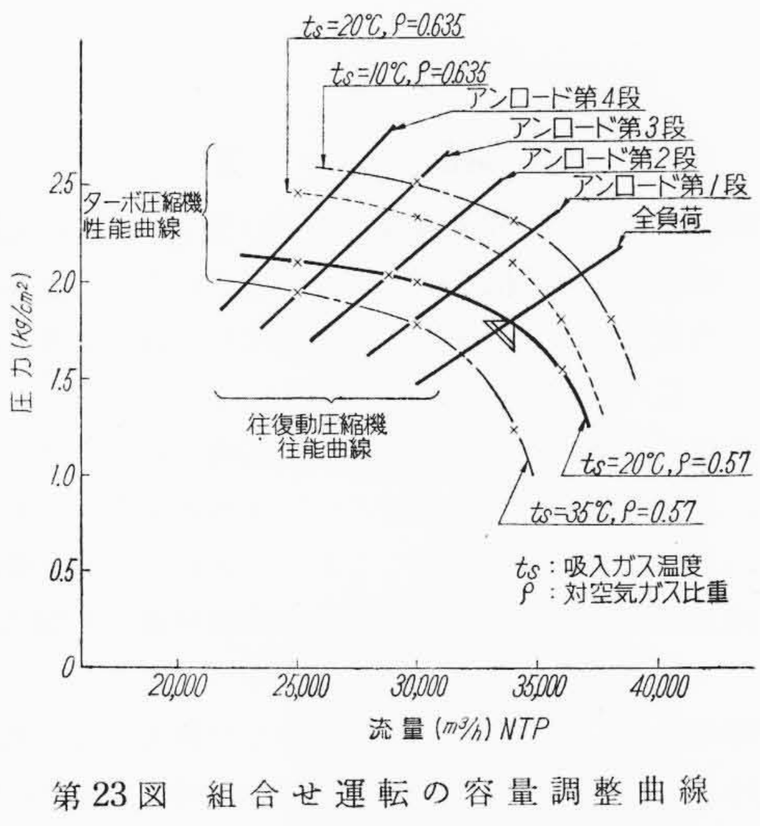
低圧入口，出口ガス温度，高圧入口出口ガス温度，主軸受温度，外部油温度，
低圧吸入ガス圧力，中間ガス圧力，吐出ガス圧力，外部油圧力，

4.9　性　　能

設備の合理化と経済性向上のためには十分な検討の上，初期の設備費が低下するように機器の選定を行うことはもちろんであるが，運転開始後の機器の運転費低減もまたきわめて重要である。近年特に効率の向上が叫ばれるゆえんである。日立製作所は早くから圧縮機の全断熱効率の向上について研究を続けた結果，本圧縮機においてもまた従来のものに比べて数パーセント効率の向上を達成した。第 22 図は本圧縮機の単独空気運転時における性能表である。（ガス運転の場合は本表における全断熱効率よりさらに 3～4 %上昇したものであると予想される）。また第 23 図はターボ圧縮機と組合わせ運転時における容量調整時の風量変化を示したものである。



第 22 図　単独空気運転性能曲線



第 23 図　組合せ運転の容量調整曲線

5.　結　　言

以上大阪瓦斯株式会社北港工場へ納入した高圧精製用ガス圧送装置の選定の基礎と特長およびターボ圧縮機より往復動バランス形圧縮機について述べた。冒頭に述べたとおり高効率，低設備費を目標にしたかかる大容量ガス圧送装置には，ガス製造各社またはほかのプラントにおいても今後ますます本方式の如きバランス形，ターボ形両圧縮機の組合わせが採用され，大いにその特長を発揮して操業に貢献するものと期待される。本文が多少でもこれらの計画に従事される各位のご参考になれば幸である。

終りに，本圧縮機の設計製作に当りご指導とご便宜を賜った，大阪瓦斯株式会社の関係各位に厚く感謝の意を表する。

Vol. 21　日 立 造 船 技 報　No. 2

◎原子炉用ステンレス鋼の TIG 溶接の研究
◎ルンドバーク型多重効用式真空蒸気装置
◎支索を有するマストの計算図表について
◎重心試験時の張索の影響について
◎共振型疲れ試験後の研究
◎放電加工改良の基礎的研究 (1)
……電極消耗比，放電回路の考察……
◎ねじりを受ける切欠き軸の光弾性的研究
◎特許，新案紹介，製品紹介

本誌につきましてのご照会は下記発行所へ
お願いいたします。

日立造船株式会社技術研究所
大阪市此花区桜島北之町