

大容量石油化学工業用ガス圧縮機

Large Capacity Reciprocating Gas Compressors for Petrochemical Industries

早川 昌孝*
Masataka Hayakawa

内 容 梗 概

石油化学工業の合理化および規模の増大に伴い、圧縮機の大容量化がすすめられ、2,000~4,300 kW の多列バランス形大容量往復動ガス圧縮機が製作された。これらの圧縮機は取扱ガスが液化重合しやすいこと、腐食性ガスを含むことなどの一般石油化学工業用ガス圧縮機に対する考慮のほかに、容量調整段階の設定、クランクシャフトのねじり振動対策、配管系の圧力脈動防止など大容量化に伴う技術的検討がなされた。アナログ電子計算機により大容量圧縮機配管系の圧力脈動事前解析を行ない、稼動開始後実ガスにより圧力脈動振幅を実測したが、アナログ電子計算機による解析が有用であることが確かめられた。

1. 緒 言

近年の石油化学工業の発展は著しいものがあり、次々に新しいコンビナートが建設されている。

石油化学工業の生産合理化には単位生産量当たりの設備費および運転費を削減することが必要であり、そのためにプラントはますます大規模化、高性能化、無人化される傾向にある。これらに伴って石油化学工業用圧縮機も次第に大容量化、高効率を要求され、運転も保安機器の装着による遠方集中管理方式が採られている。

日立製作所では、石油化学工業界のこのすう勢に答えて、大容量バランス形圧縮機製作の豊富な経験と、石油化学工業用ガス圧縮機製作の多くの実績を基とし、バランス形圧縮機の列数を2列、3列、4列と多列化した形式を採用してバランス形圧縮機の特長を十分に生かし、コンパクトにまとめられた大容量ガス圧縮機をあいついで生産した。

ナフサからエチレンを分離するエチレン分離装置用として4,300 kW 二元冷凍用ガス圧縮機、2,800 kW 分解ガス圧縮機各1台が日本石油化学株式会社へ、2,150 kW 二元冷凍用ガス圧縮機、1,900 kW 分解ガス圧縮機各2台が大協和石油化学株式会社へ納入されそれぞれ好調な運転を続けている。4,300 kW は4列、2,800、2,150 kW は3列、1,900 kW は2列のバランス形圧縮機である。これら圧縮機は全断熱効率80%を上まわる高性能を誇っている。

容量、性能いずれの点についても国際水準を凌ぐ大形圧縮機が国

産技術によって完成されたことはきわめて意義深い。

以下大容量石油化学工業用ガス圧縮機の特長と大形化に伴う諸問題について述べる。

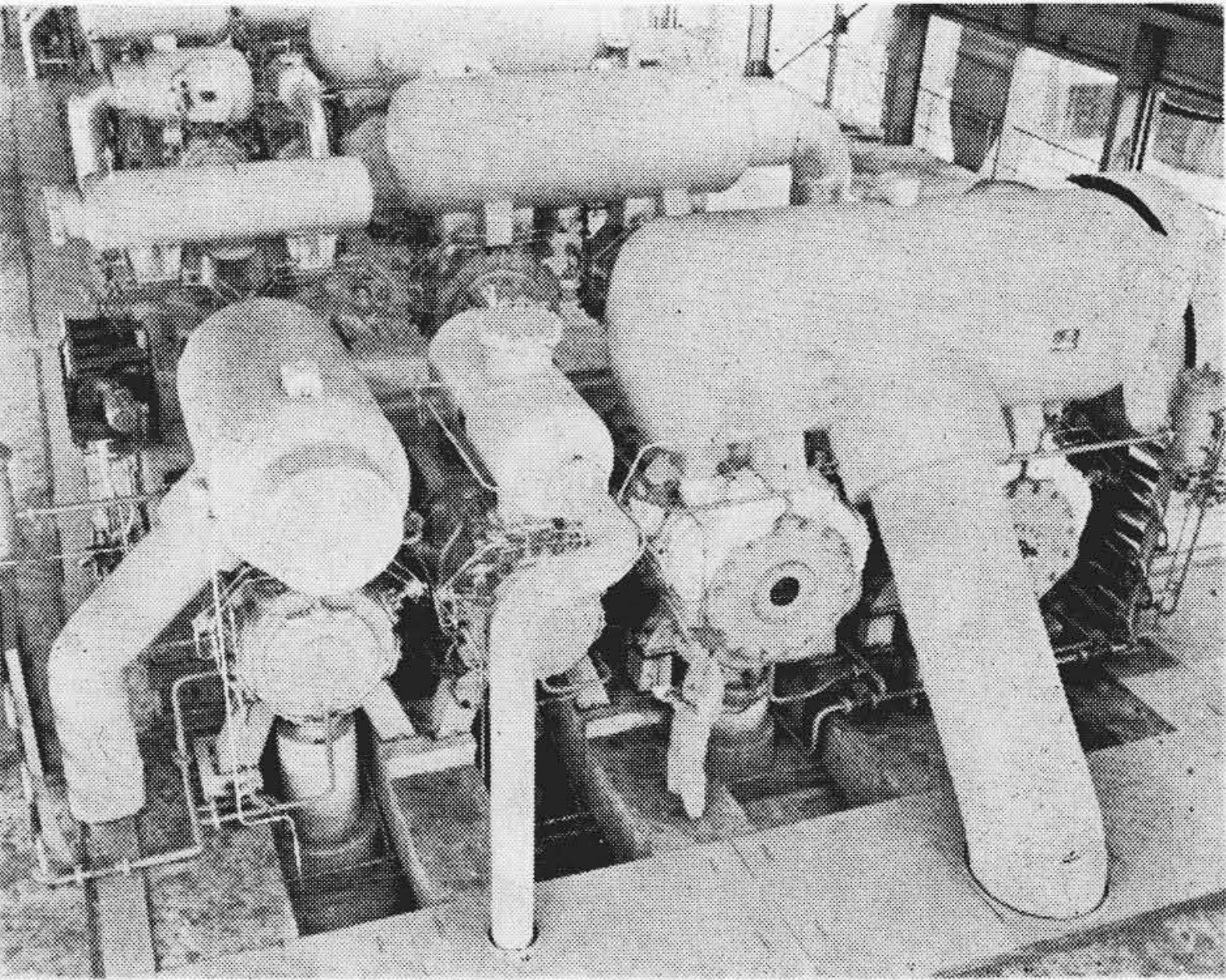
第1、2表は大容量石油化学工業用ガス圧縮機の例を、第1~5図はこれらの完成写真を示す。

2. 大容量ガス圧縮機の特長

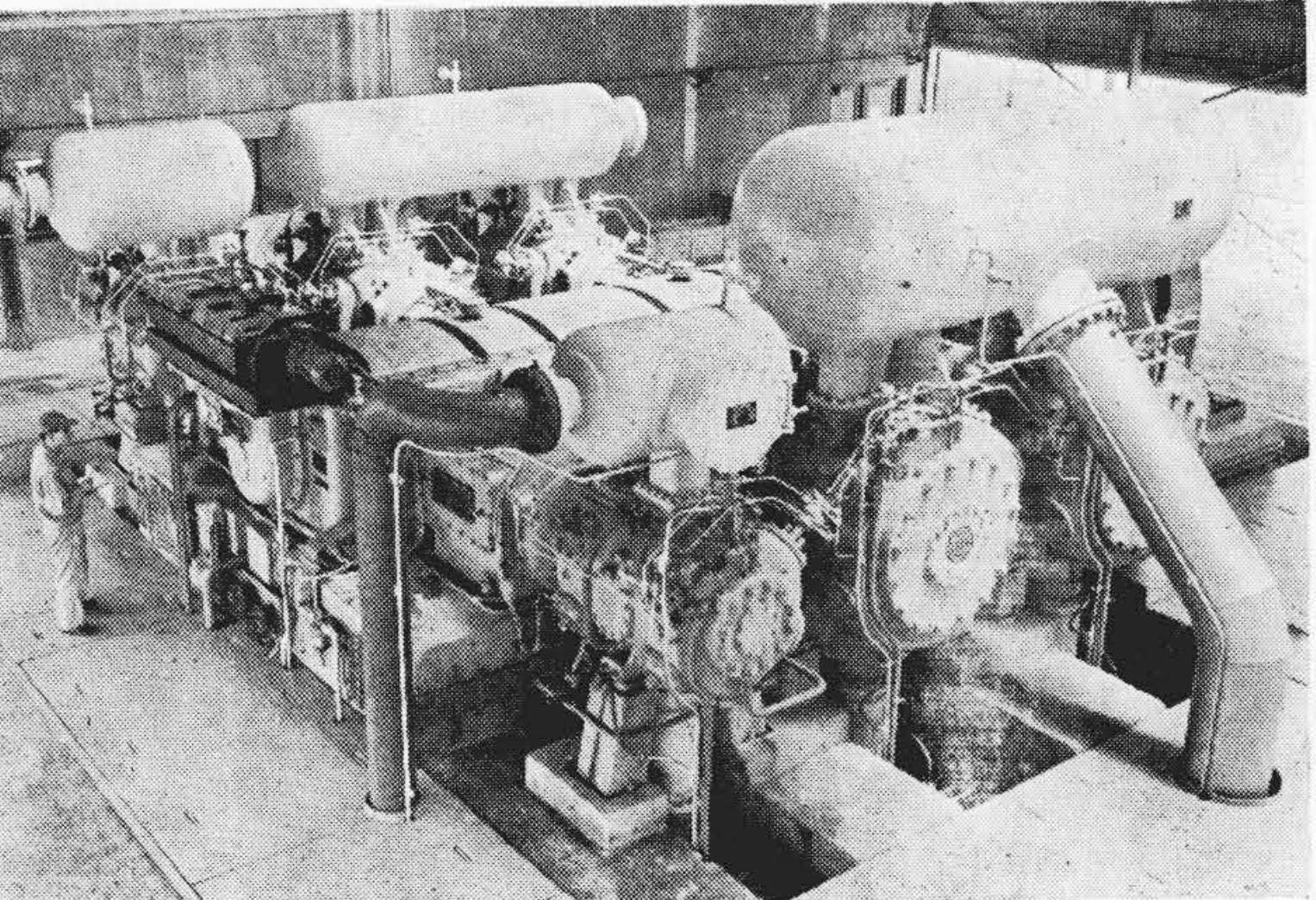
多列大容量圧縮機は次のような特長を有している。

2.1 出力の割にコンパクトにまとめられている

大容量化すれば1台の規模が大きくなるが、単列圧縮機を数台設



第1図 日本石油化学株式会社納 4,300 kW
二元冷凍用ガス圧縮機



第2図 日本石油化学株式会社納
2,800 kW 分解ガス圧縮機

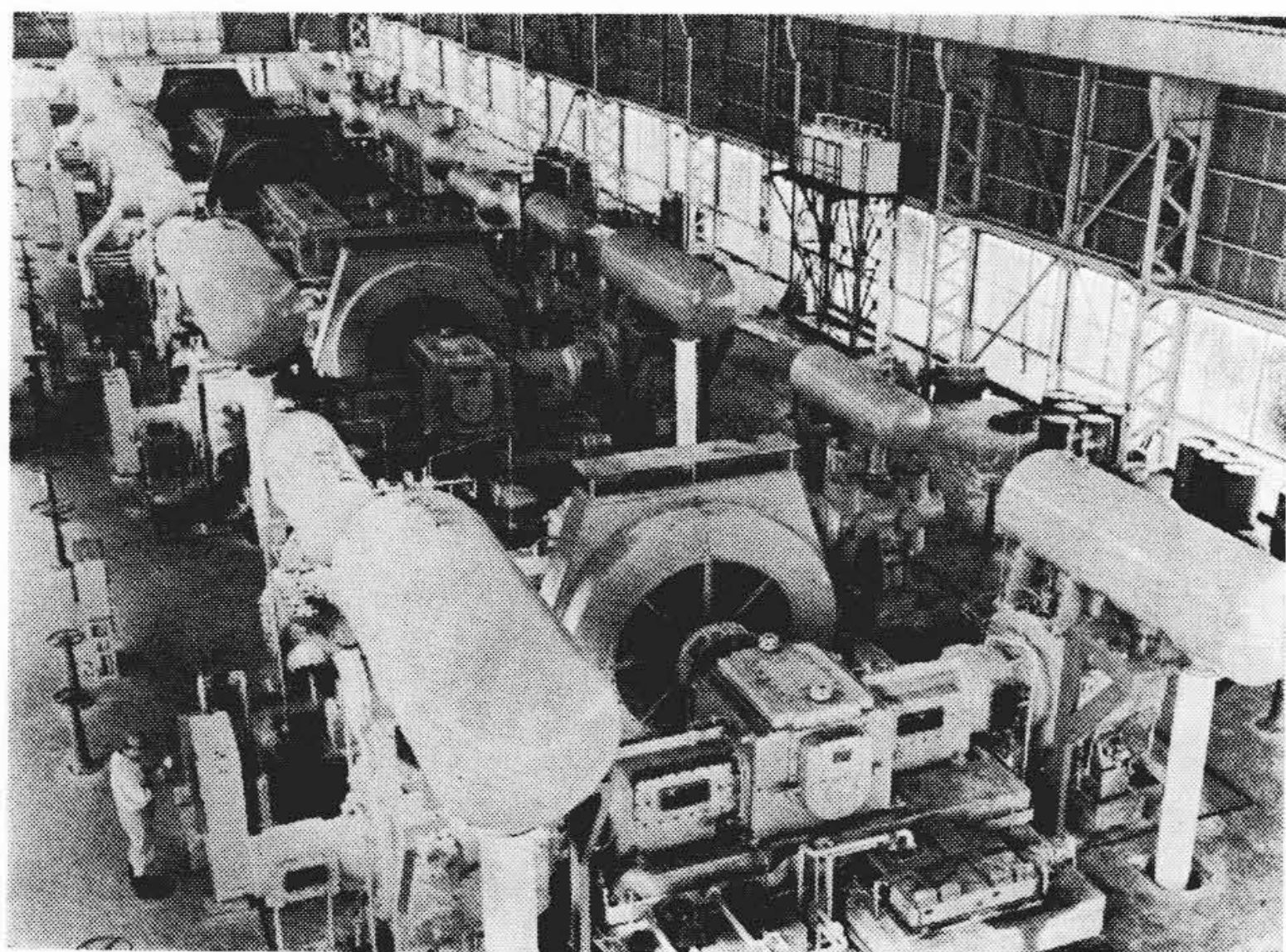
第1表 日立二元冷凍用ガス圧縮機

納 入 先	日本石油化学株式会社	大協和石油化学株式会社	丸善石油株式会社
電動機 (kW)	4,300	2,150	570 (1)
台 数	1	2	7
形 式	バランス形 4 列	バランス形 3 列	バランス形 2 列
段 数	3	2	2
ガ ス	プロピレン	エチレン	プロパン
容 量 (m³/h)	18,960	8,750	2,120
吐出圧力 (kg/cm²g)	15.9	15.8	12.2

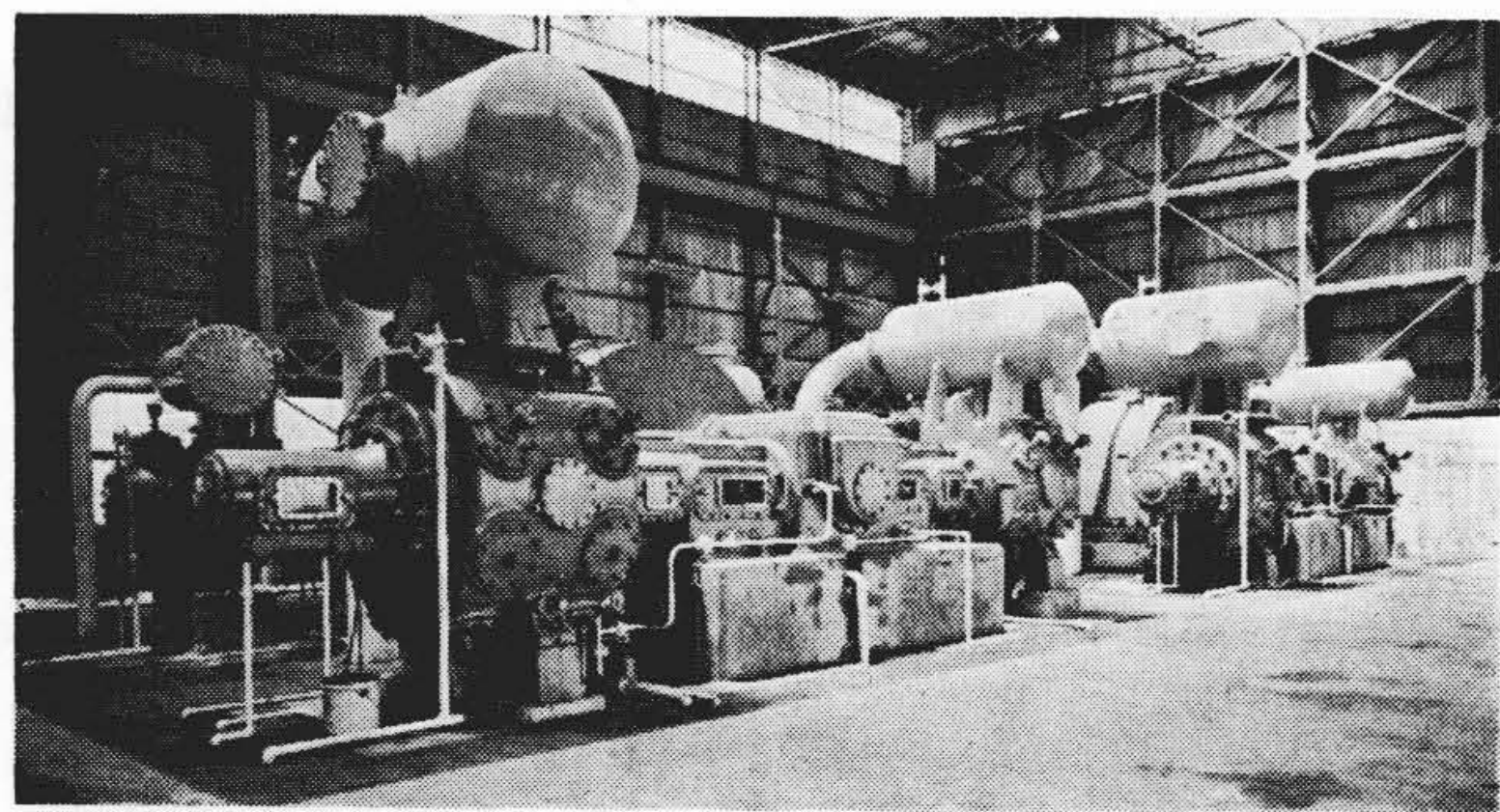
第2表 日立石油分解ガス圧縮機

納 入 先	日本石油化学株式会社	大協和石油化学株式会社	日本石油化学株式会社	丸善石油化学株式会社
電動機 (kW)	2,800	1,900	1,500	650
台 数	1	2	2	2
形 式	バランス形 3 列	バランス形 2 列	バランス形 2 列	バランス形 1 列
段 数	4	4	4	1
容 量 (m³/h)	16,080	10,450	8,500	13,800
吐出圧力 (kg/cm²g)	37.6	38.5	37.6	35

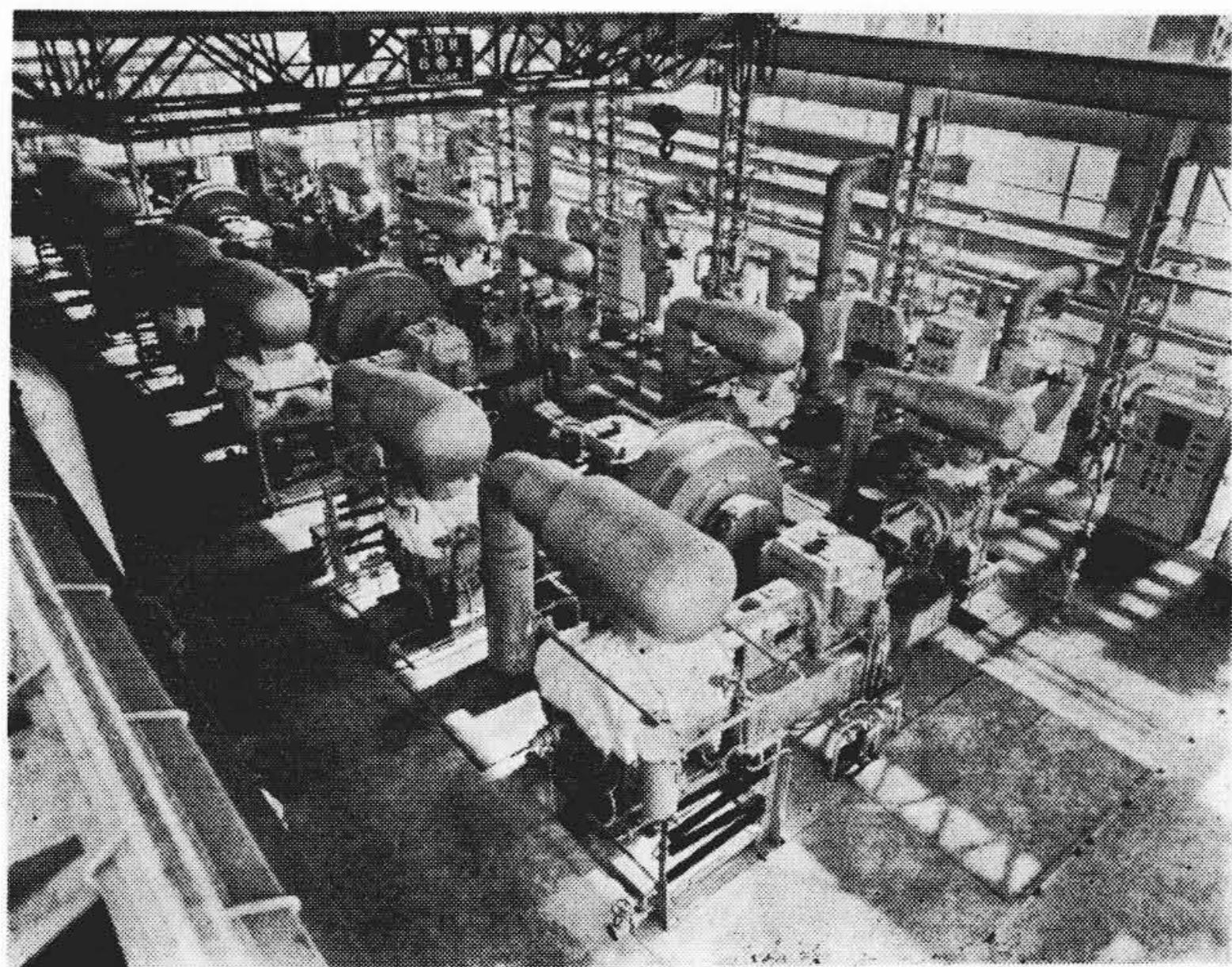
* 日立製作所川崎工場



第3図 大協和石油化学株式会社納 1,900 kW 分解ガス圧縮機(手前2台)と 2,150 kW 二元冷凍用ガス圧縮機(後方2台)



第4図 日本石油化学株式会社納 1,500 kW 石油分解ガス圧縮機



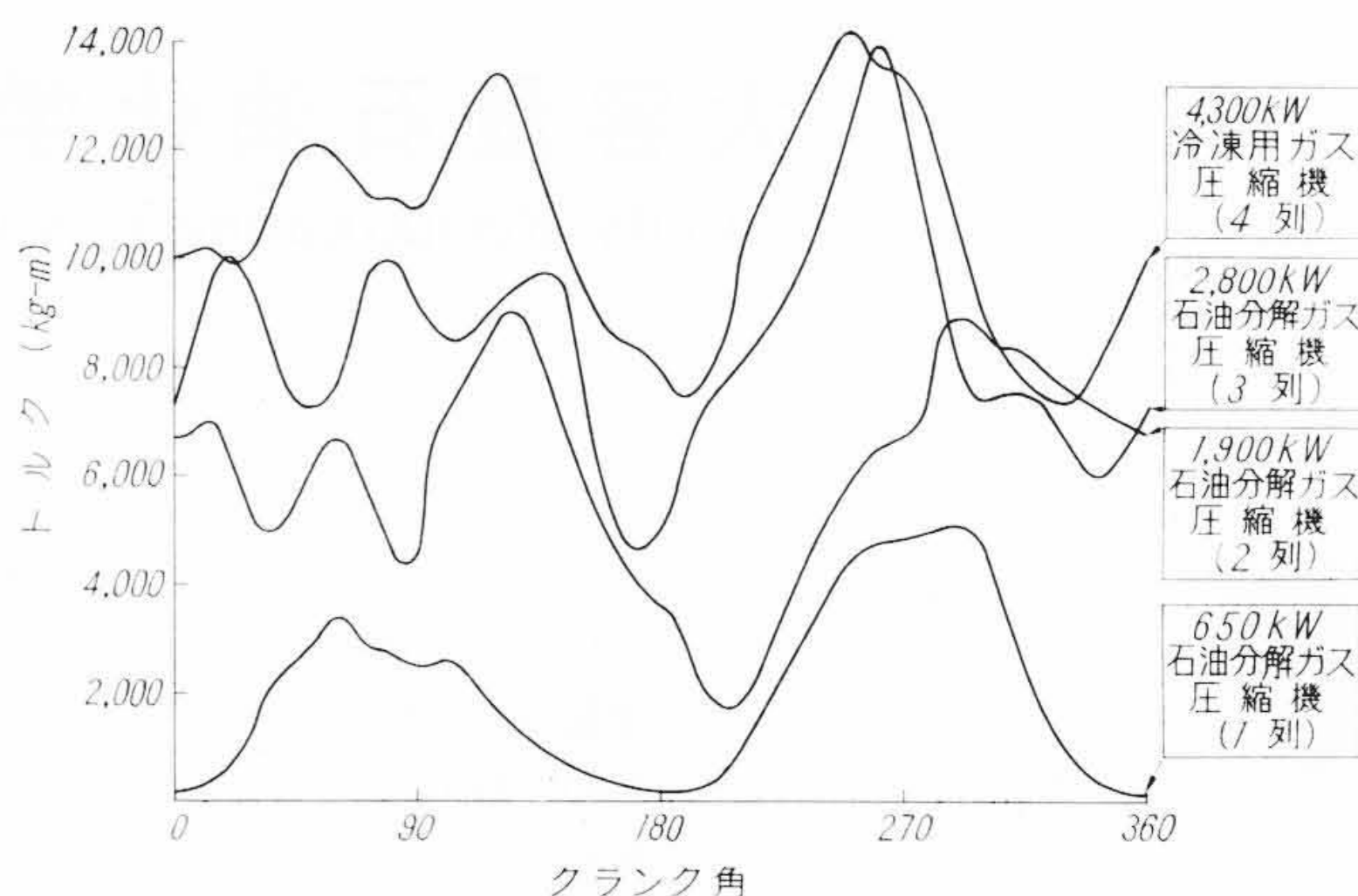
第5図 丸善石油株式会社納 570 kW 二元冷凍用ガス圧縮機

置する場合と比較すれば⁽²⁾、電動機、付属電機品および潤滑油供給装置など共通な構成部分が省略され機械総重量は減少する。

また、多列フレームのフレームオイルパンをオイルタンク兼用とすれば、オイルタンクを別設置する必要がなく、シリンダ配列を要領よく決めれば大容量の割にコンパクトにまとめることができる。

2.2 基礎に対する動荷重が小さくなる

バランス形は対向ピストンの慣性力は互いにバランスするものの、慣性力によるモーメントはある程度残るが、多列化すればモーメントも互いに打ち消し合って減少させることができる。



第6図 各種圧縮機の全負荷時クランク回転力線図

2.3 多用途圧縮機とすることができる

多列多シリンダとすることにより、二元冷凍機のように2種以上の異なった系統のガスを1台の圧縮機で処理することができ、圧縮機と循環ポンプを1台にまとめることも可能である。

2.4 多段階の容量調整が可能である

多列多シリンダ圧縮機の場合には、サクショアンロードまたはクリヤランス加減形アンロードを種々組み合わせ作動させることにより多段階の容量調整が可能である。

2.5 負荷を平均化することができる

多列化して各列間の位相差が小さくなればなるほどクランク一回転中の負荷は平均化され、駆動電動機のGD²を減じたり、電流脈動率を小さくすることができる(第6図参照)。

2.6 集中管理がしやすい

多数の小容量機に比較して大容量機では運転監視、保守などに要する管理者を減らし管理費を節減できる。運転管理室で集中管理をする場合にも計装計器類の引込み数を節減できる。

3. 構造

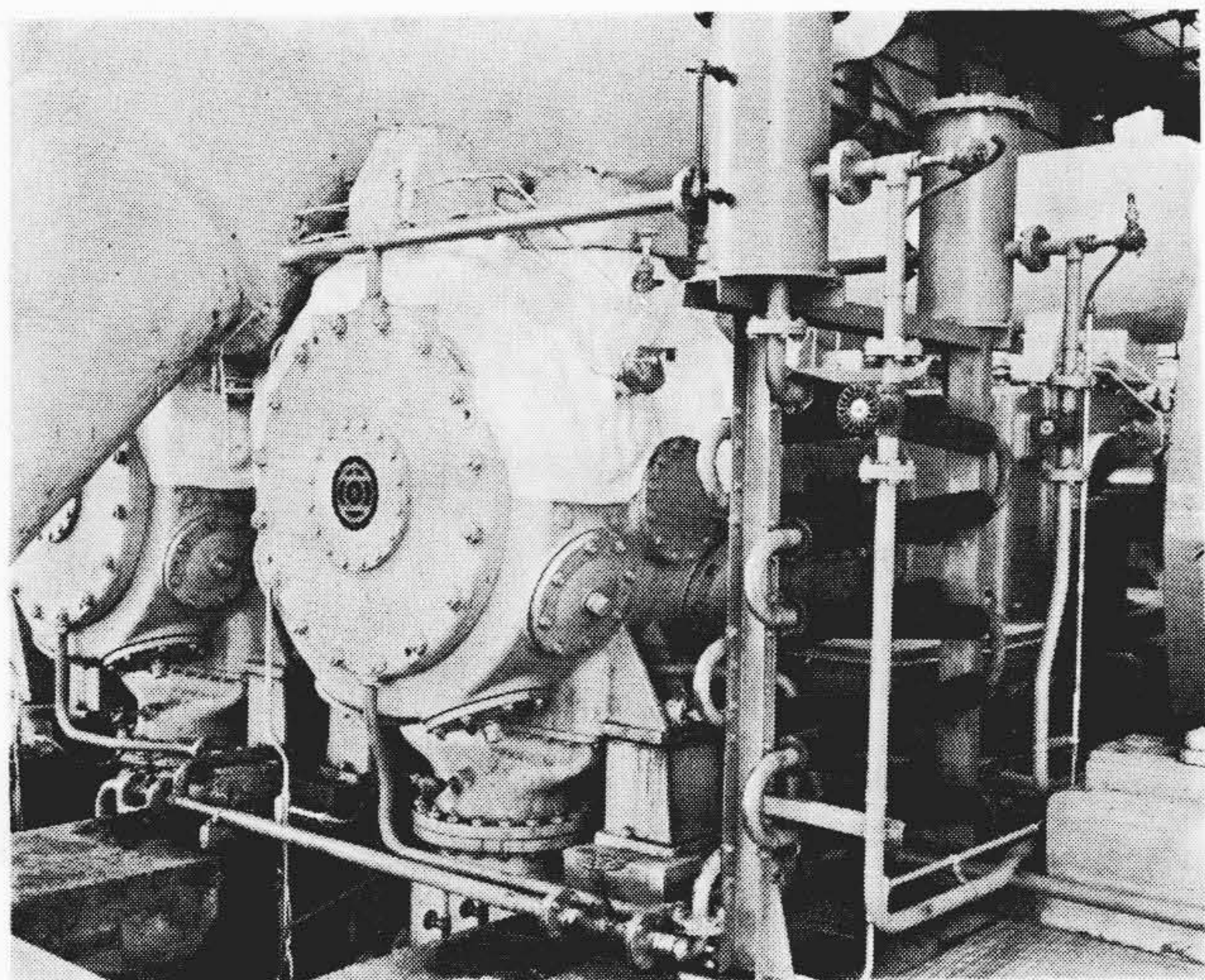
大容量石油化学工業用ガス圧縮機の構造の主要部は一般の大容量バランス形圧縮機の構造と変わらない。ここでは大容量化するため、あるいは石油化学工業用圧縮機であるために特別に考慮が払われている点⁽³⁾について述べる。

3.1 フレーム部分

- (1) 2列圧縮機の場合には2個のフレームの間に同期電動機を設置するのが普通であるが、3列、4列圧縮機ではフレームを箱形の一体構造とし、同期電動機はクランク軸端に焼ばめかまたは軸端に削り出されたカップリングにより直結される。
- (2) 長いフレームには適正なリブを入れ、フレーム上部は通しボルトで締め付けて剛性を持たせる。
- (3) 各軸受への潤滑油はフレーム内部に内蔵される給油管により給油される。
- (4) 長期連続運転や容量調整による負荷の変動範囲が広いなど、運転条件が過酷な場合が多く、各部の軸受の設計には十分な余裕がとってある。
- (5) クランクシャフトが長く、固有振動数が低くなるのでねじり振動の共振現象を起こすことが考えられる。したがってクランクシャフトの寸法決定に当たってはねじり振動に対する検討が必要である。

3.2 シリンダ部分

- (1) 取扱ガス中には液化しやすい成分を含むことが多く、生成するドレンや炭化物、重合物などの排出を容易にするため



第7図 冷凍用ガス圧縮機の低温
シリンダとサーモサイホン

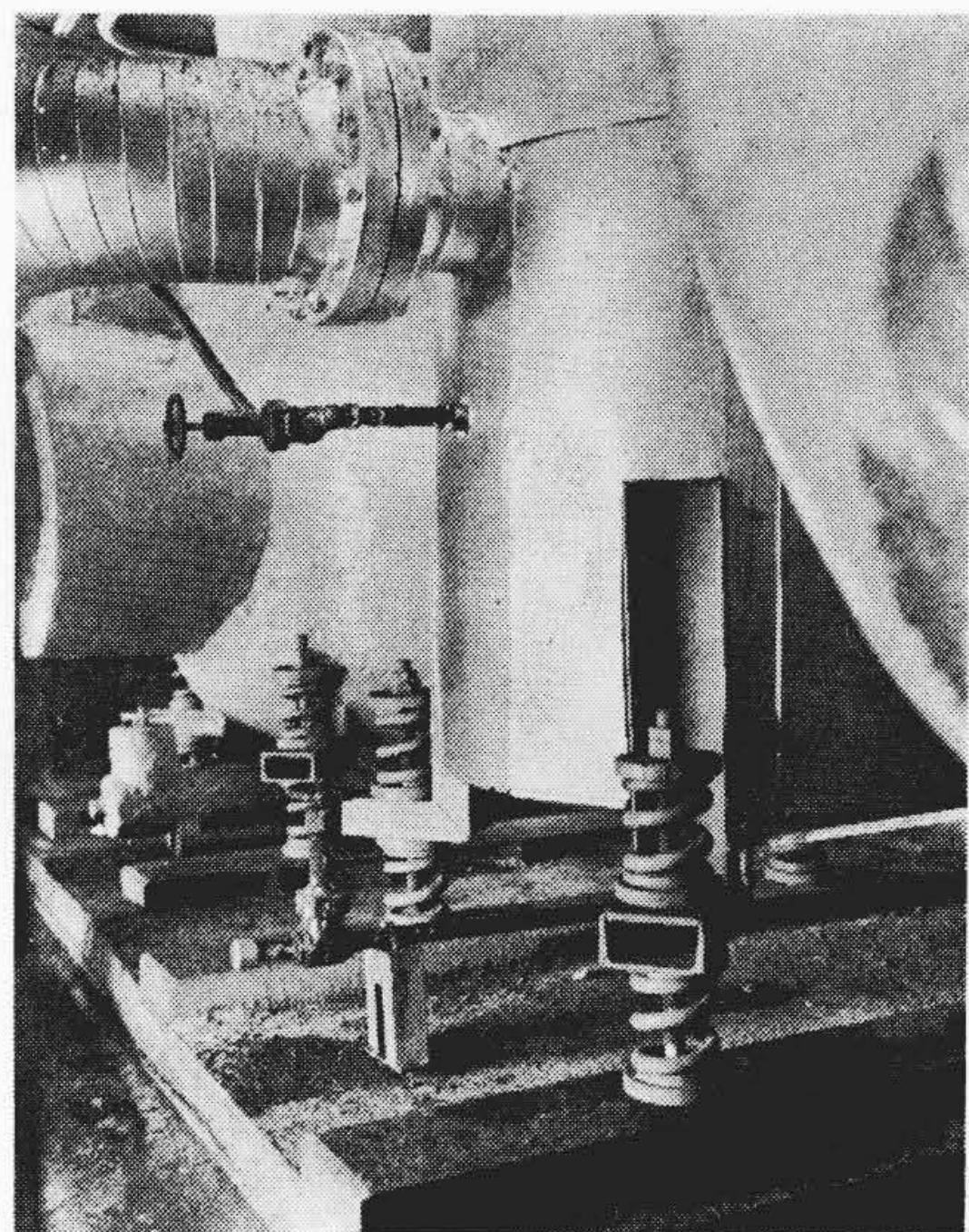
- に、上部に吸入弁、下部に吐出弁を組み込むシリンダ構造とした。
- (2) 圧縮機の全断熱効率を向上させるためシリンダの全円周にシリンダバルブを取り付け、バルブを通過するガスの流速を極力小さくしてある。
 - (3) バルブの分解組立に支障をきたさないよう、必要にして十分なスペースをとるように考慮してシリンダ各列の軸心間隔を決定した。
 - (4) シリンダにはウォータジャケットが設けられており、冷却水による冷却、場合によっては温水による保温が行なわれ、冷凍機の低温シリンダに対してはシリンダのジャケットにエチレングリコールなどの不凍液を封入し、サーモサイホンにより自然循環させる（第7図）。
 - (5) 分解ガス圧縮機など、取扱ガス中に重合物、ダストなどを含む場合にはこれら異物がシリンダバルブに付着するのを防ぐため吸入ガスに清浄剤を吹き込む装置を設けフラッシングを行なっている。
 - (6) シリンダ内部への給油は取扱ガスの液化や清浄剤によるフラッシングのため潤滑油が希釈されるのを考慮し、潤滑油の種類ならびに給油量につき十分な検討がなされた。また冷凍用の低温シリンダでは低温ガスのため注油穴の中で潤滑油が凝固するのを防ぐため、注油穴はジャケット内を通して設け、低温ガスに直接接しない構造にした。

なお潤滑阻害の影響を少なくするためピストンリング材料には自己潤滑性のある合成樹脂を採用した。

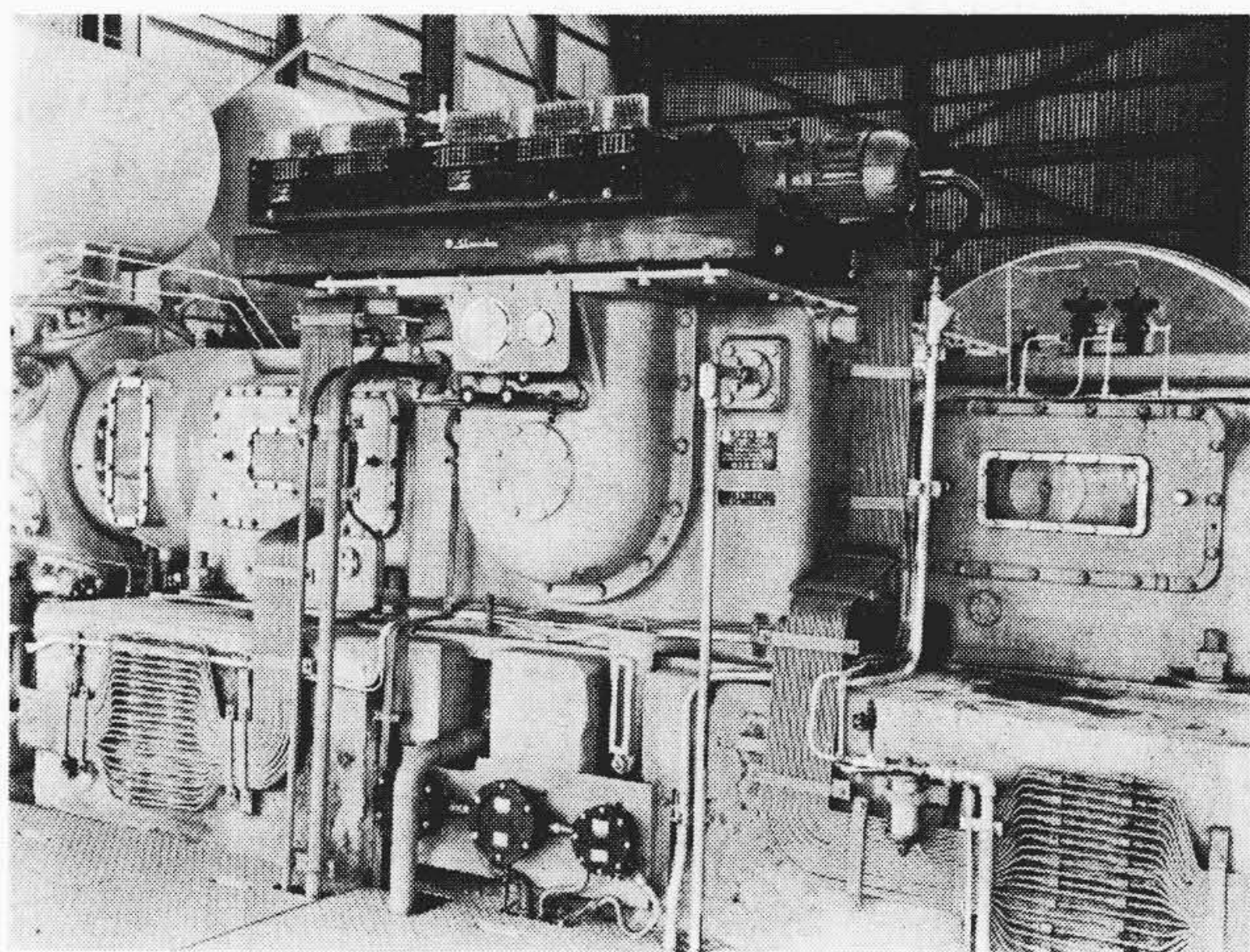
- (7) グランドパッキンは耐摩耗性があり寿命の長いメタリックパッキンを用い、パッキンボックス端部に排気口を設け、漏えいガスを室外へ導いて放出し、漏えいガスが室内に停滞しないようにしてある。
- (8) 大径のピストンは重量が大きくなり、往復動慣性力が過大になりがちであるが、これを特殊軽合金製や薄肉鋼板の溶接構造製を採用し、ガス圧によるピストン力の大きさに比べ必要以上にフレームの強度を増さねばならないという不合理をなくすとともに基礎に対する動荷重を極力小さくした。

3.3 圧力脈動緩衝タンク

- (1) 往復動圧縮機は吸入吐出が間欠的に行なわれるため圧力脈動が生ずることは避けられない。配管計画に当たって気柱共振を避けるのはいうまでもないが、シリンダ吸、吐出口



第8図 吐出側圧力脈動緩衝タンクのサポート



第9図 シリンダ潤滑油注油装置

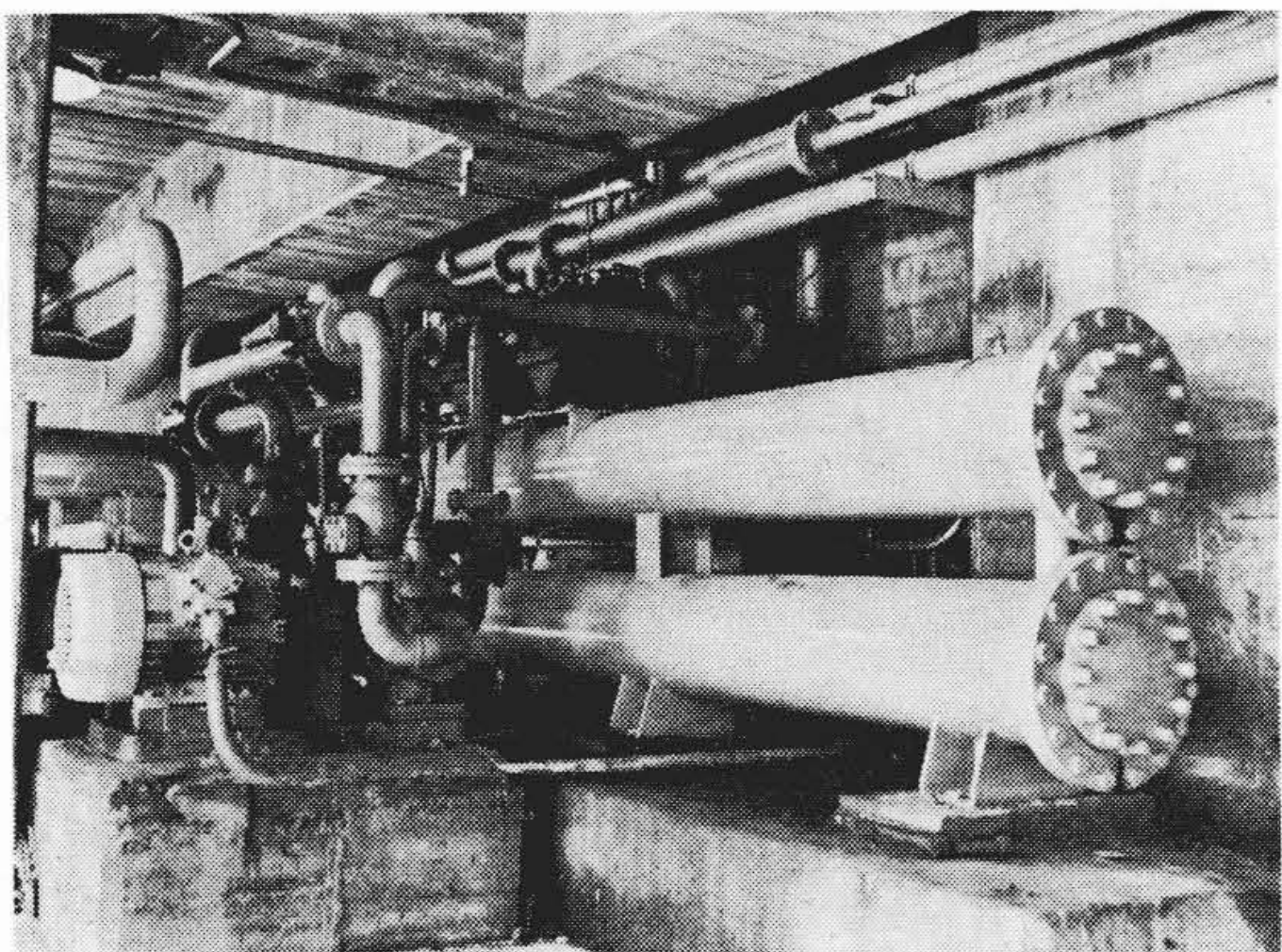
に圧力脈動緩衝タンクを設置すれば圧力脈動振幅を減少させるのにきわめて有効である。

- (2) 緩衝効果を有効に発揮させるため緩衝タンクは極力シリンダの吸吐出口に接近させて設置した。このため吐出側緩衝タンクをシリンダ直下に設置することにしたが、吐出管の熱膨張が生ずることを考慮して緩衝タンクを二重スプリングにより保持した（第8図）。
- (3) 緩衝タンクの効果を確認するため圧縮機回りの配管系各部の圧力脈動をアナログ電子計算機で解析した。詳細は4.3で述べる。

3.4 潤滑油系統

- (1) 各シリンダおよびグランドには専用の電動機により駆動されるプランジャ式の注油器により強制給油している。保守点検の便を考慮し多数の注油エレメントを有する超大形の注油器を採用した。なお分解ガス圧縮機用には注油器の油槽に仕切りを設けてフラッシングオイルを供給するための注油エレメントが組み込まれている（第9図）。
- (2) 各部の軸受を潤滑する外部潤滑油系統はフレームオイルパンからオイルフィルタを通して吸引された潤滑油がポンプにより圧送され、オイルクーラ、オイルストレーナを通過して各部軸受を潤滑し、再びフレームオイルパンに戻る密閉循環系となっている。

ポンプには安定した送油量が得られるギヤポンプを使用



第10図 外部潤滑油供給装置

し、注油器と同様に単独の電動機により駆動される。このほか予備ポンプを備え、油圧低下時自動的に切替運転ができる(第10図)。

- (3) ガスに汚染されたシリンダオイルがフレーム潤滑油と混ざらないようシリンダ潤滑油系と外部潤滑油系は隔離されている。

3.5 容量調整装置

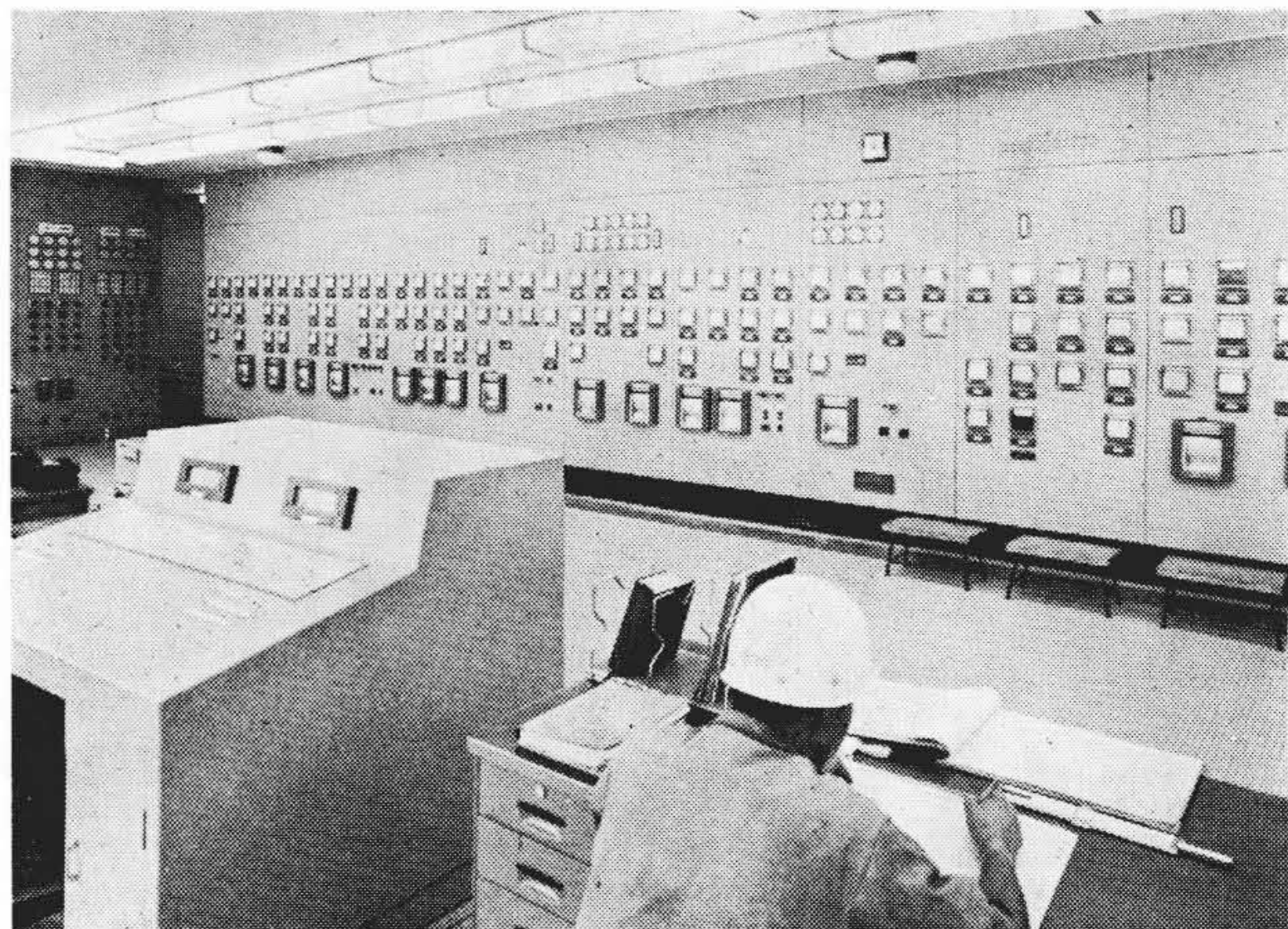
- (1) 容量調整装置は切替スイッチ、三方切替弁、サクシジョンアンローダおよびクリヤランス加減形アンローダよりなる。
電気式の場合には切替スイッチに電気接点、三方切替弁に電磁弁を空気式の場合には切替スイッチにエヤースイッチ、三方切替弁にダイヤフラム形三方切替弁を使用する。
- (2) 生産計画に従って運転管理室にある切替スイッチをオン、オフし、三方切替弁を動かし、アンローダシリンダの操作空気圧が送入または排出されアンローダが動かされる。
- (3) サクシジョンアンローダは各シリンダの全吸入弁に装着されており、各シリンダの押側、引側のアンローダをおのおの別々に作動させ得よう操作空気配管を行ない、これを組み合わせ作動させることにより容量調整段階を多様化させることができる。
- (4) アンローダによる段階調整以外の微小な調整は自動調節計によるバイパスコントロールで処理する。
- (5) 圧縮機始動時には全サクシジョンアンローダを作動させ無負荷起動する。

3.6 計装類

- (1) 遠方集中管理運転のため各種計器や保護リレーが装着されているが、計装機器の誤作動によるトラブルをなくすため作動の安定した計器類を選定使用するとともに、必要十分な最小限の計器にとどめるよう留意した。
- (2) 計器類としては、各段吸入吐出ガス圧力、潤滑油圧力、制御操作空気圧力、冷却水圧力の検出用圧力計が必要に応じて現場ならびに運転管理室に、主軸受温度、各段吸入吐出ガス温度、各段シリンダ冷却水温度、潤滑油供給ならびに排出温度を検出するために現場用として棒状温度計、運転管理室に多点切換温度計が取り付けられている。
- (3) 運転保護用のリレーとして、潤滑油圧力リレー、油温リレー、操作空気圧力リレー、冷却水断水リレー、水温リレーなどがある。取扱ガスが可燃性ガスであるのでリレー類はすべて防爆構造である。

4. 圧縮機の大容量化に伴う諸問題

大容量圧縮機は種々の利点をもっており大容量化は一般のすう勢



第11図 運転管理室の一例

であるが、大容量圧縮機が不調である場合には容量が大きければ大きいほど不調のもたらす影響も大きく、それだけに高い信頼性が要求される。

以下圧縮機の大容量化に伴う二、三の問題点と解決の要点を述べる。

4.1 容量調整段階の設定とアンローダの作動順序

一段圧縮を多シリンダで行なう場合、各シリンダ押側、引側のサクシジョンアンローダをおのおの別々に作動させて多段階の減量運転を行なうことができる(サクシジョンアンローダとクリヤランス加減形アンローダを組み合わせればいっそう微細な調整が可能である)。

この場合アンローダの作動順序には多数の組み合わせが考えられるが、次の事項を考慮して決定しなければならない。

- (1) クランク一回転中のトルク変動が過大にならないこと。
- (2) クランクシャフトのねじり振動に対し常用回転数近傍の次数の強制力が過大にならないこと。
- (3) シリンダが過熱されるのを防ぐため、一個のシリンダが無負荷状態で運転されるのを避けること。
- (4) 主軸受の負荷が過大になるのを避けるためピストン力がクランクに対しどちらか一方方向にかたよることを防ぐこと。

100, 75, 50, 25, 0% の5段階調整の例を第12, 13図に示す。

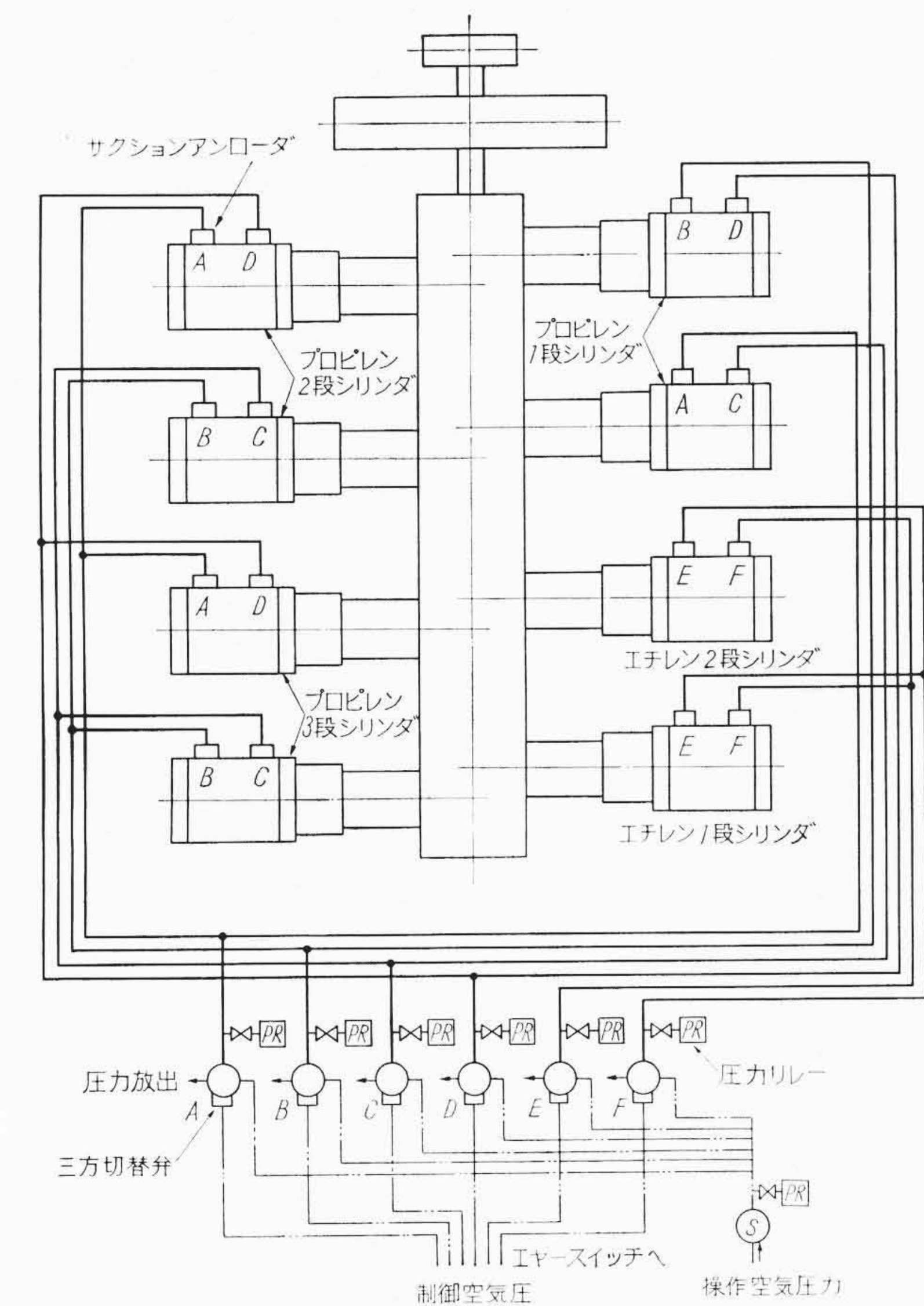
4.2 クランクシャフトのねじり振動

単列圧縮機あるいは電動機を中央に設置した2列圧縮機ではクランクシャフトの固有振動数が常用回転数に対し十分に高く問題とならなかったが、3列、4列圧縮機では固有振動数が低くなる一方強制力の繰返し数が増加するとともに強制力の値も加算されて大きくなるのでねじり振動による付加応力の検討が必要である。特に容量調整を行なう場合には各調整段階ならびにアンロードさせるシリンダの位置により危険次数の強制力の大きさが変わるので、考えられるあらゆる場合につき入念な検討が必要である。

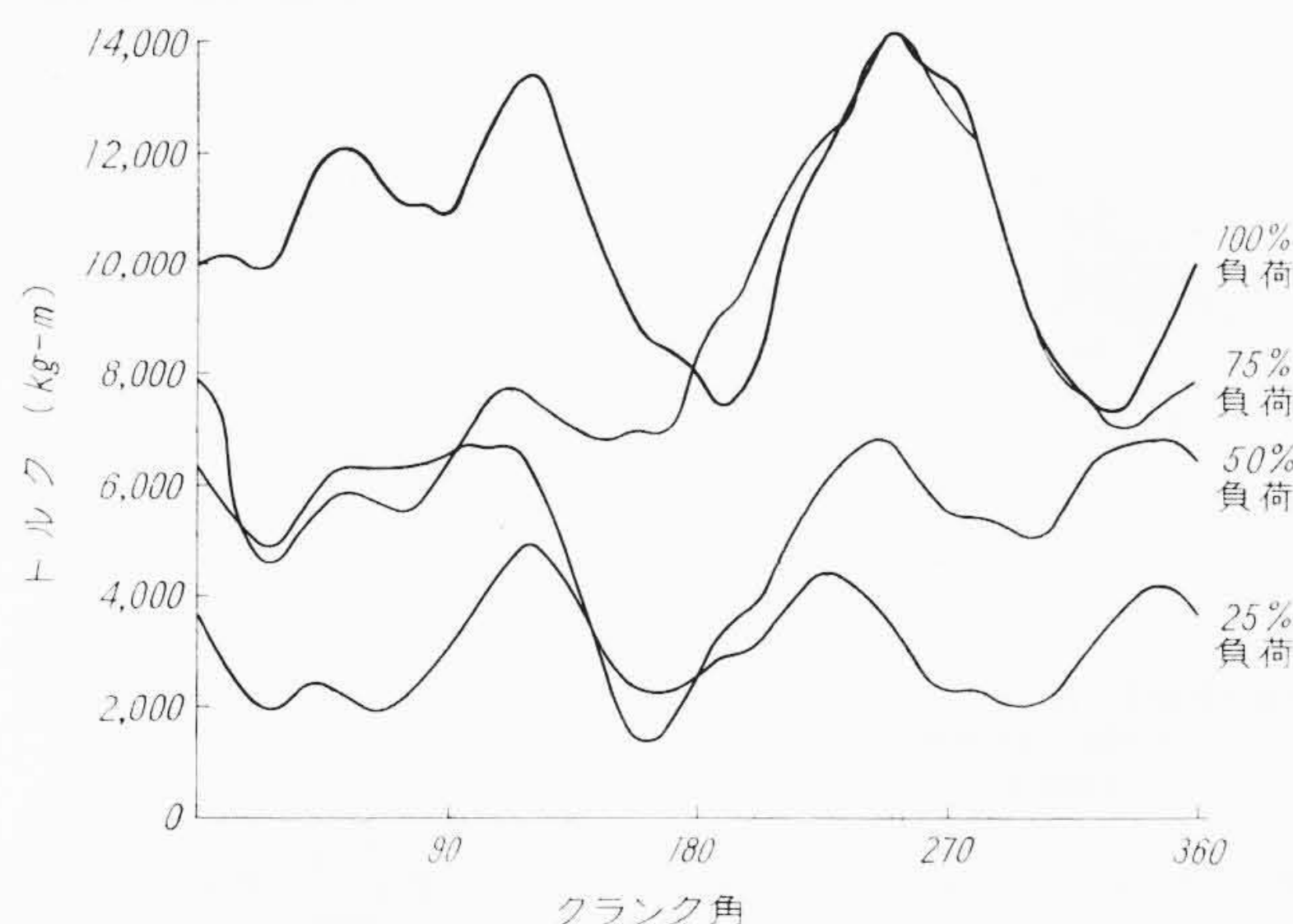
第14図に4,300 kW 二元冷凍機のクランクシャフトを等価長さ等価慣性能率に換算した等価振動系および振幅比曲線を、第3表に全負荷ならびに部分負荷時のトルクハーモニックスの分布を、第15図に最大付加応力の回転数特性と各容量調整段階における最大付加応力の変化状態を示す。

大容量機は主として同期電動機により駆動され、回転数の変動を考慮する必要がなく、共振のため付加応力が過大になる場合には軸径を変え固有振動数を変えることにより共振を避ければよい。

一般に同期電動機で駆動される圧縮機の場合電動機ロータの慣性能率が大きく、一節振動の節点は電動機とこれに最も近いクランクピンとの間に生じ、軸径が最も小さくしかも油みぞや油穴があるク



第12図 4,300 kW 二元冷凍用ガス圧縮機容量調整系統図

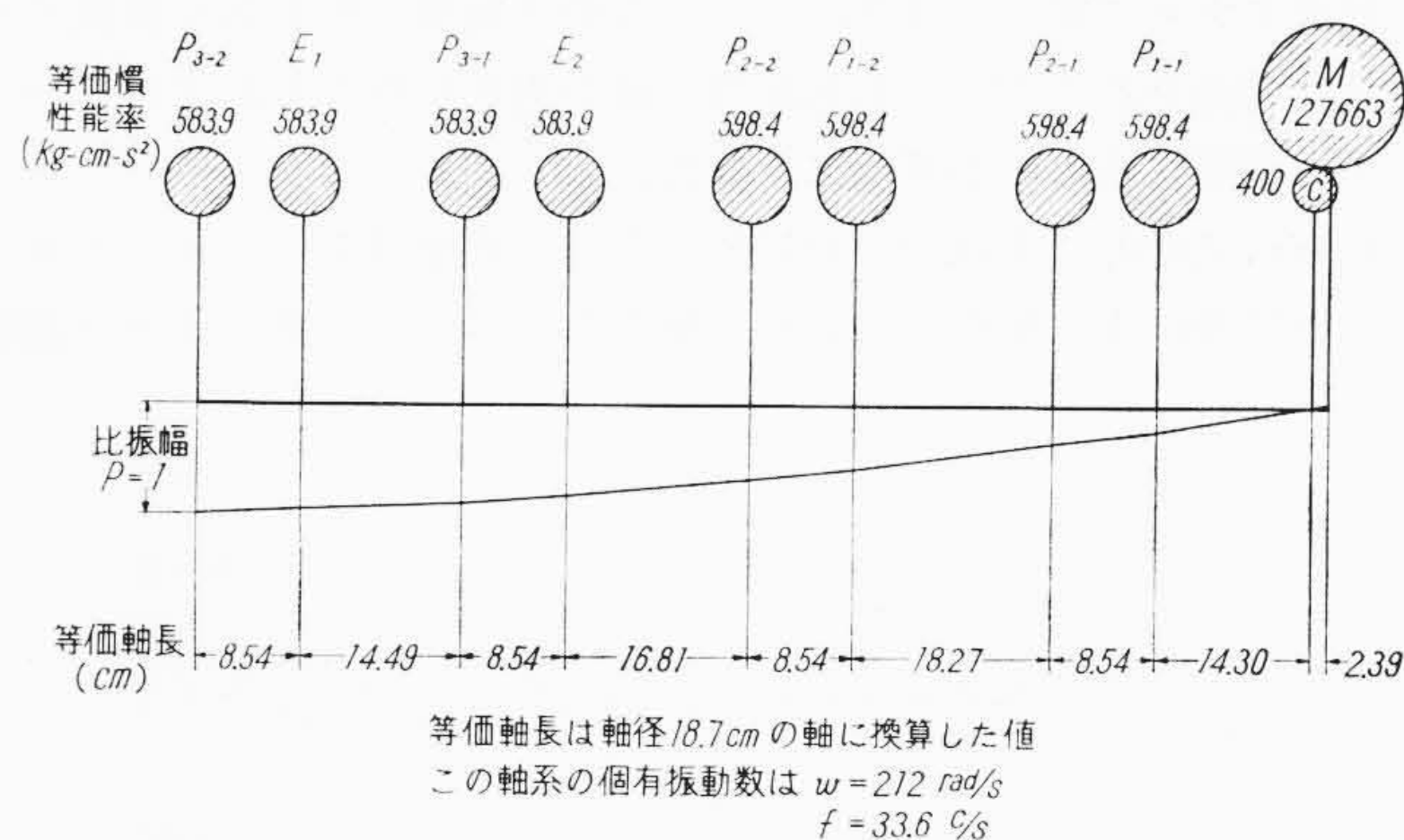


第13図 4,300 kW 二元冷凍用ガス圧縮機各負荷段階におけるクランク回転力線図

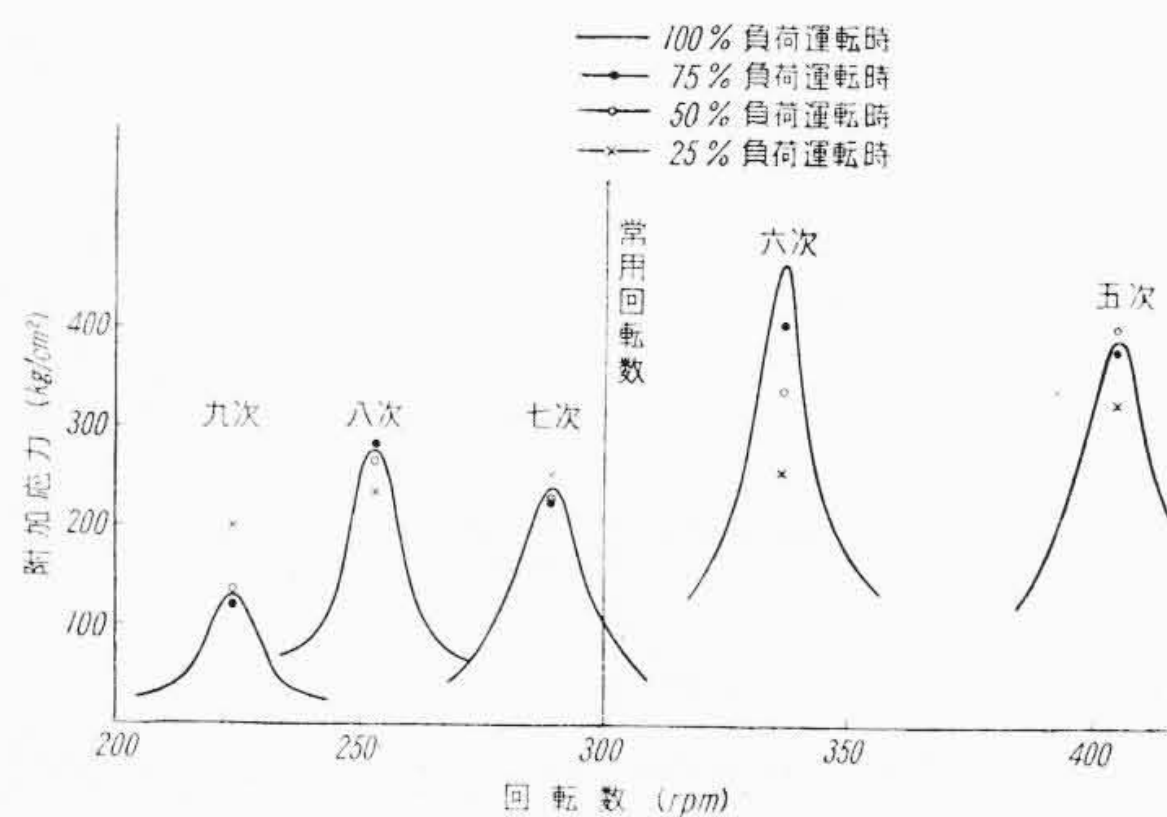
クランクジャーナルが危険断面になることが多い。

4.3 配管系の圧力脈動

往復動圧縮機ではその機構上吸入吐出が間欠的に行なわれ、配管系内に圧力脈動を生ずるのは避けられない。特に配管系の気柱振動に対する固有振動数と吸入または吐出の周波数が一致する場合にはいわゆる共振現象を起こし圧力脈動振幅が著しく大きくなり、圧縮



第14図 4,300 kW 二元冷凍用ガス圧縮機クランクシャフトねじり振動等価振動系および振幅比曲線



第15図 付加応力の回転数特性、負荷変動特性

第3表 4,300 kW 二元冷凍用ガス圧縮機トルクハーモニクス分布表

数値はシリンダ1個あたりにつき、各次数のトルクハーモニクスの平均トルクに対する割合 (%) を示す。

該当シリンダ	負荷状態 (%)	平均トルク (kg-m)	9次	8次	7次	6次	5次	4次
プロピレン 1 段	100	1,180	1.86	0.26	5.25	15.10	0.51	16.40
	50		1.92	0.74	5.24	8.26	3.74	13.39
プロピレン 2 段	100	1,877	2.03	0.47	6.88	16.15	10.04	17.20
	50		1.88	0.85	2.23	8.09	8.27	5.34
プロピレン 3 段	100	1,565	2.19	4.03	9.31	17.40	4.19	10.22
	50		2.40	2.86	1.21	7.88	10.45	4.04
エチレン 1 段	100	445	0.90	7.16	10.11	13.42	12.39	38.7
	50		3.26	6.18	11.51	7.08	6.25	29.4
エチレン 2 段	100	1,120	4.42	8.02	6.30	12.48	7.45	28.0
	50		4.58	4.30	5.16	7.10	5.10	23.6

機の過負荷または吐出容量不足などの性能不良や配管の振れを生じたり、自動容量調整装置の制御計器類の誤動作を誘発したりしてプラントの正常運転に支障をきたす。

1 個のシリンダに接続された分岐管のない簡単な配管系の場合には、配管の気柱振動に対する固有振動数を計算することができ、吐出または吸入の周波数に対する共振管長を避けるように配管計画を行なう方法がとられてきた。

不等間隔で位相差がある 2 個以上のシリンダから吐出しまたは吸入されるガスを一本の集合管で配管する場合、あるいは吐き出されたガスが短い配管で次段の吸入側に送り込まれ吐出波と吸入波が互いに影響を及ぼし合う場合や、バイパス管、安全弁管などが多いなど、複雑な配管系の場合にはどこでどんな脈動波が生ずるかを筆算で求めることは不可能である。

しかるにプラント配管はますます複雑大規模化する一方、配管は基盤目状に整然と配列される場合が多く、実際問題として一部の配管長を変更して共振を避けることは困難である。このような場合圧力脈動緩衝タンクやオリフィスプレートをそう入して圧力脈動振幅を一定値以下に抑制する方策をとる。

最近アナログ電子計算機により往復動圧縮機の配管系を模擬する方法が開発され⁽⁴⁾⁽⁵⁾、これら配管計画が適切に行なわれているかどうかを確認することが可能になった。

4,300, 2,800, 2,150, 1,900 kW の各圧縮機配管系につきアナログ電子計算機により配管系の脈動を解析し、さらに実機の実ガス運転

時の圧力脈動を実測したのでそのデータの一部を掲げる。

- (1) 計算には日立製作所中央研究所の日立製作所製高精度低速形アナログ電子計算機を使用した。
- (2) 模擬の方法は大谷、山田両氏⁽⁴⁾の「往復動圧縮機の圧力脈動シミュレータ」によった。

計算にあたってはシリンダからヘッドまでおよび中間段にあつてはシリンダ吐出口から次段のシリンダ吸入口までを一系統とし、吸入または吐出管がヘッドパイプに接続する点を開放端とみなした。

- (3) 圧力脈動の実機測定には、測定圧を感受してひずむダイヤフラムにストレングジをはり付けた構造の圧力ピックアップを配管系の測定箇所に取り付け、圧力波によるダイヤフラムの動きをストレングジのひずみによる電流変化に変え、これをストレングジで増幅し電磁オシログラフに記録した。

第 16, 17 図に示すようにアナログ電子計算機の計算値と実測値は実用上問題ないほどよく一致し、従来の実験が小形圧縮機によるものであったが、シミュレーションが大容量機にも適用できることが実証された。

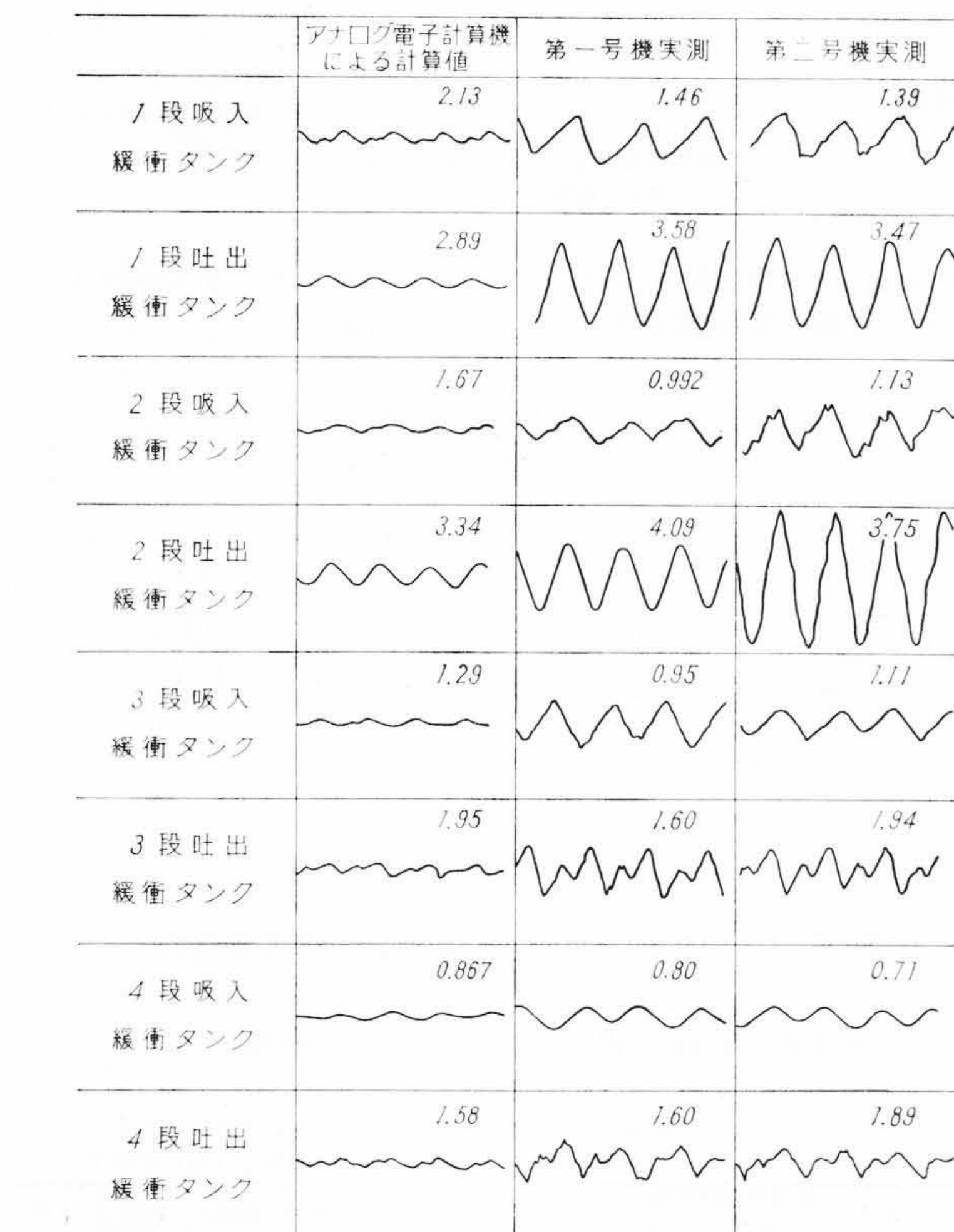
5. 結 言

石油化学工業は将来とも多方面にわたって発展するであろうことが予想されており、各種のプラントがあいついで建設されるとともにますます大容量化の傾向にある。かかる際に多列バランスの形式により 2,000~4,300 kW の大容量高性能機が各種の難問題を克服して製作されたことは意義深いものがある。

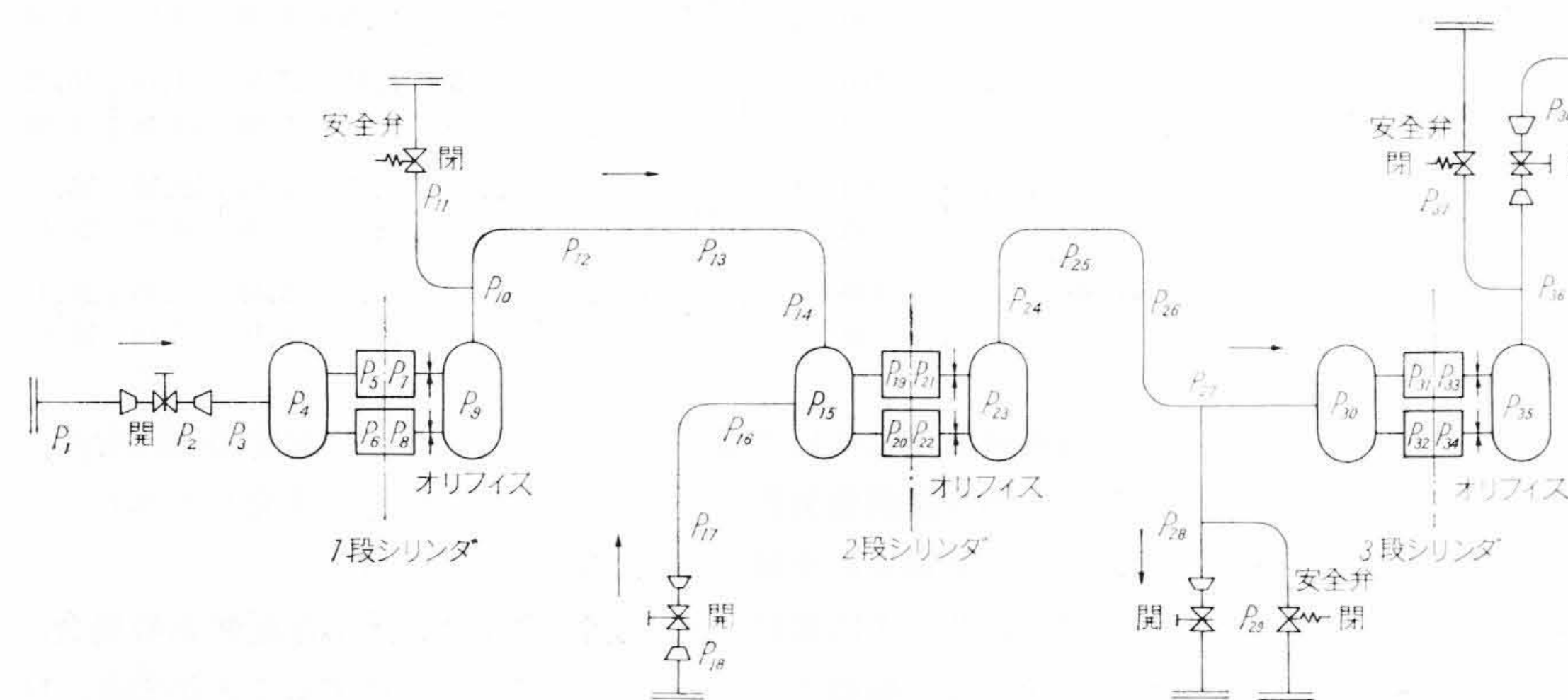
アナログ電子計算機による往復動圧縮機の配管の圧力脈動の模擬手法が実用大容量機に適用され、その有用性が実証されたことは今後の配管計画ならびに計画結果の検討に偉力を発揮するであろう。

参 考 文 献

- (1) 松本：日立評論 43, 1251 (昭 36-10)
- (2) 山本：日立評論 43, 539 (昭 36-4)
- (3) 橋：日立評論 44, 916 (昭 37-6)
- (4) 大谷、山田：機械学会誌 66, 621 (昭 38-5)
- (5) 大谷、山田：日立評論 44, 925 (昭 37-6)



第 16 図 1,900 kW 分解ガス圧縮機緩衝タンク内圧力脈動の計算と実測の比較 (数値は脈動率 %)



測 定 場 所	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	数値は脈動率 % オリフィスの絞り比は面積比 1/4 (――印部は実測せず)							
計 算 値	6.8	1.6	1.1	1.6	8.4	7.5								
実 測 値	—	—	—	1.4	2.9	—								
測 定 場 所	P ₇	P ₈	P ₉	P ₁₀	P ₁₁	P ₁₂	P ₁₃	P ₁₄	P ₁₅	P ₁₆	P ₁₇	P ₁₈	P ₁₉	P ₂₀
計 算 値	6.7	9.0	0.1	1.3	1.9	1.3	1.1	0.7	0.8	0.7	0.7	0.4	7.4	8.6
実 測 値	—	8.0	2.0	—	—	—	—	—	3.3	—	—	—	—	8.4
測 定 場 所	P ₂₁	P ₂₂	P ₂₃	P ₂₄	P ₂₅	P ₂₆	P ₂₇	P ₂₈	P ₂₉	P ₃₀	P ₃₁	P ₃₂		
計 算 値	6.5	3.9	2.1	8.3	16.5	16.5	9.0	2.1	(11.0)	3.9	9.7	8.4		
実 測 値	14.7	—	5.2	11.0	15.0	12.0	7.5	4.0	12.4	7.1	9.4	—		
測 定 場 所	P ₃₃	P ₃₄	P ₃₅	P ₃₆	P ₃₇	P ₃₈								
計 算 値	14	14	0.2	0.4	0.6	0.6								
実 測 値	12.6	—	1.8	—	—	—								

第 17 図 4,300 kW 二元冷凍用ガス圧縮機プロピレン配管系圧力脈動率アナログ電子計算機による計算値と実測値の比較