

ディーゼルエンジン駆動都市ガス圧縮機の特 Characteristics of the City Gas Compressor Driven by the Diesel Engine

花 立 清 志
Kiyoshi Hanadate

内 容 梗 概

大阪瓦斯株式会社西島工場へ納入した 1,500 kW BTD 3-ICC 都市ガス圧送用圧縮機は、原動機にディーゼルエンジンを採用したのものとしては記録的製品である。その特殊構造のために、クランクシャフト系のねじり振動の検討をはじめ配管系の寸法決定は、アナログ電子計算機により解析するなど新技術を駆使し、所期の成果を得た。

1. 緒 言

日立製作所は、都市ガス圧送用圧縮機を各地のガス会社へ納入して好評を得ているが、1,000 kW 以上の大容量都市ガス圧縮機の製作実績では、すでに 30 数台に達している。

今回、停電時においても都市ガスの圧送に支障を生じないように計画された、ディーゼルエンジン直結の都市ガス圧縮機を大阪瓦斯株式会社西島工場へ納入した。

エンジン駆動の圧縮機は、第 1 表にその例を示すように、すでに多数製作されているが、本機のように 3 列 6 シリンダの大容量往復動圧縮機を往復動内燃機関とカップリングで直結駆動した例はない。本機の設計製作に当たっては、往復動慣性力および慣性モーメントのつりあい、クランクシャフトのねじり振動対策およびガス配管の気脈振動防止については特に慎重な検討を行ない所期の成果を得た。

なお、本機は操作盤の押ボタンにより、始動・停止ができる半自動運転方式をとるとともに、吐出圧力検出による 5 段階自動容量調整方式を採用した。第 1 図に本機の外観写真を示す。

以下、本機の構造、特徴、特性について述べる。

2. 仕様および構造

2.1 仕 様

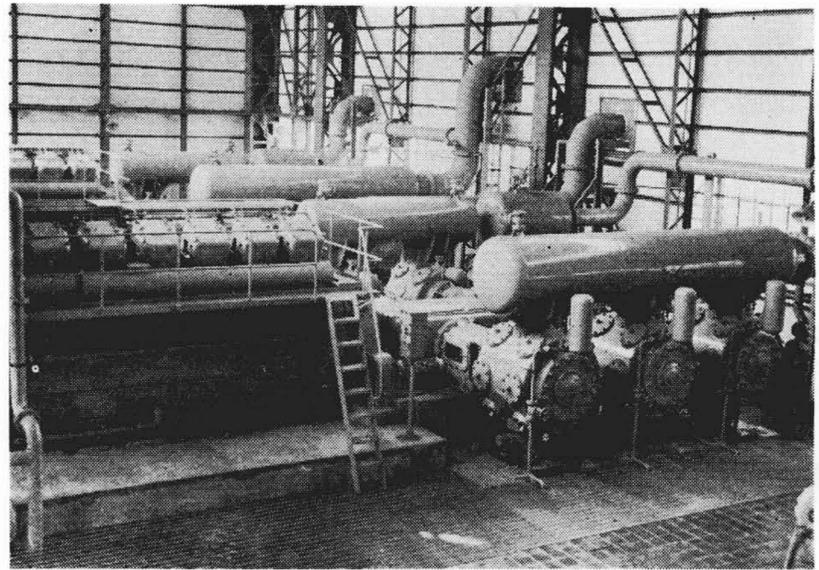
(1) 圧 縮 機	
形 式	BTD 3-ICC (バランス形 3 列 2 段圧縮機)
シ リ ン ダ 数	1 段×4 個 2 段×2 個
衝 程	250 mm
回 転 数	500 rpm
吐 出 容 量	15,000 m ³ /h
吸 入 圧 力	100 mmAq
吐 出 圧 力	8 kg/cm ²
(2) ディーゼルエンジン	
形 式	V 6 V 30/42 AL (V 形 単 動 4 サイクル ディーゼルエンジン)
シリンダ配列×数	45° V × 12 個
出 力	2,250 ps
回 転 数	500 rpm
製 作 所	三菱重工業株式会社 横浜造船所

* 日立製作所川崎工場

第 1 表 エンジン駆動圧縮機

納入先	三菱重工業株式会社	帝国石油株式会社	日本軽金属株式会社	日本鋳業株式会社	三菱重工業株式会社	大阪瓦斯株式会社
出力 (kW)	220	260	300	450	450	1,500
形 式	バランス形 2 列	バランス形 1 列	バランス形 2 列	バランス形 2 列	バランス形 2 列	バランス形 3 列
段 数	2	1	2	2	2	2
容 量 (m ³ /Hr)	3,150	6,250	4,150	6,120	6,300	15,000
吐出圧力 (kg/cm ²)	7	*50	7	7	7	8

* 吸入圧力 20 kg/m²



第 1 図 1,500 kW バランス形ガス圧縮機

2.2 構 造

第 2 図に配置、第 3 図に構造を示す。

ディーゼルエンジン直結駆動を採用するに当たり、特に考慮した点について述べる。

(1) 多列バランス形圧縮機を採用した。

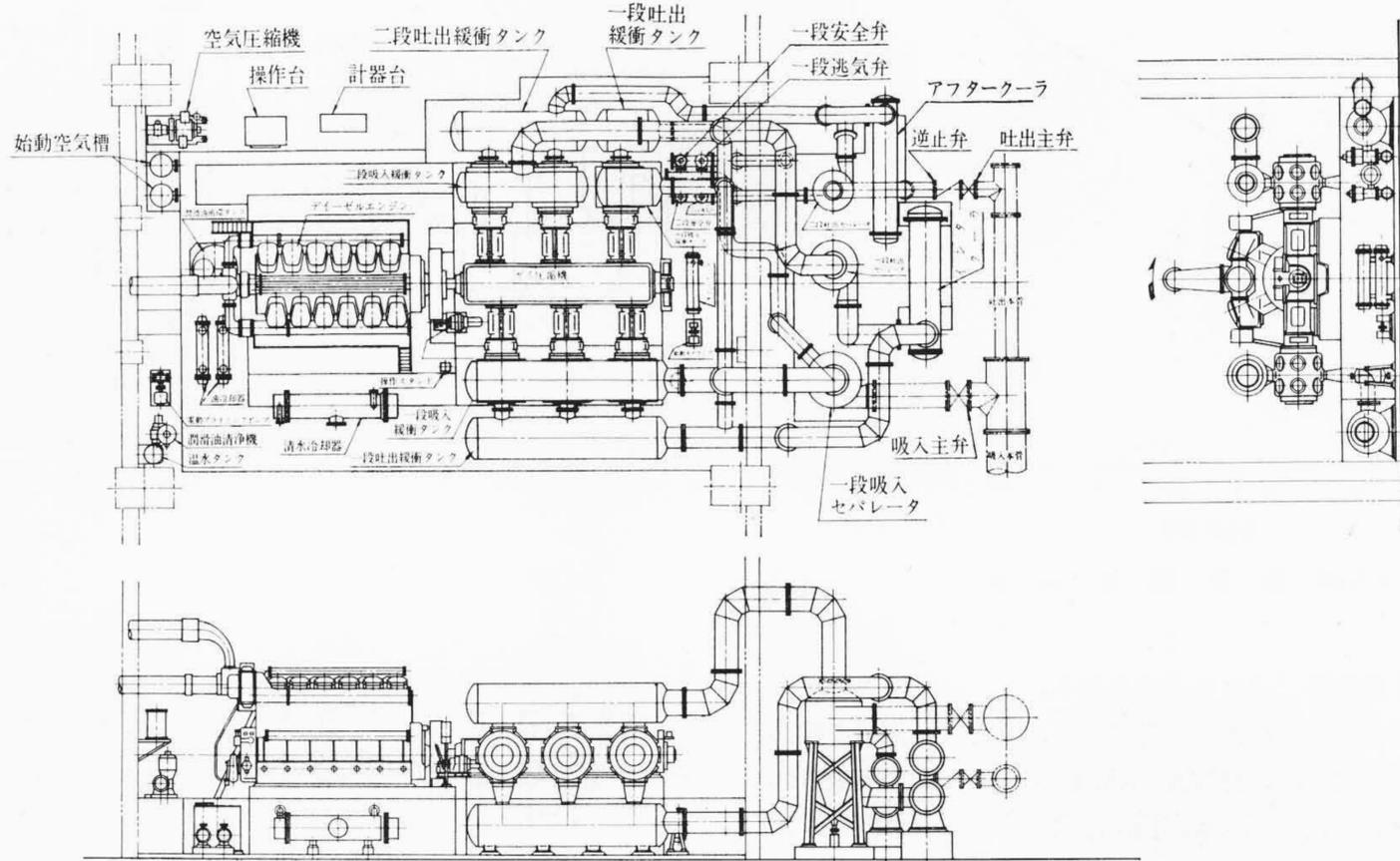
3 列バランス形圧縮機とし、ピストンの慣性力、慣性偶力を互いにバランスさせた。エンジンには 12 気筒エンジンを採用し、エンジン内で互いにバランスがとられている。

(2) 高速回転とした。

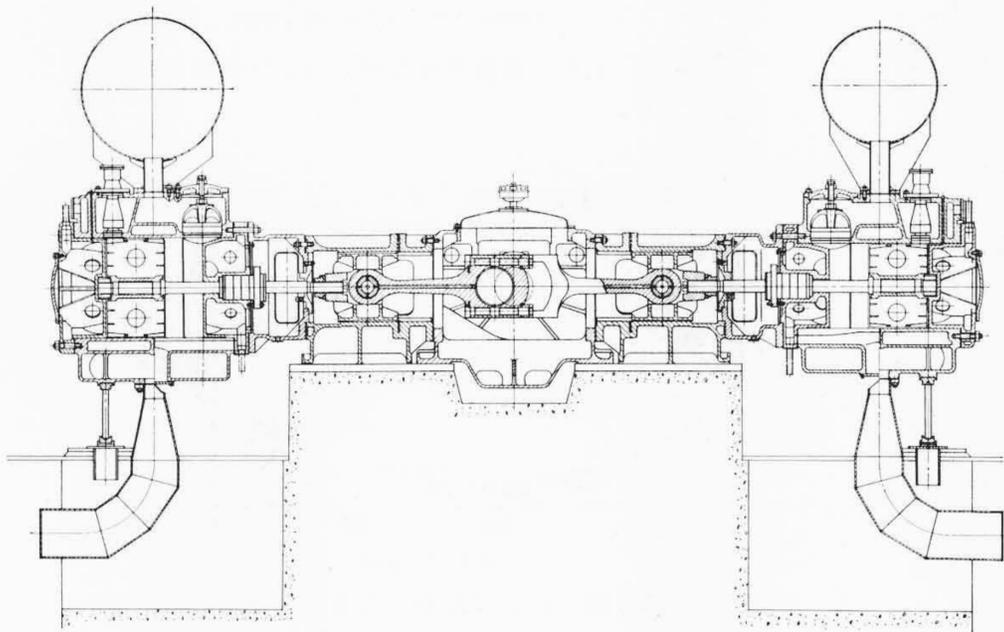
従来、この種大形圧縮機では、回転数 300 rpm 前後が採られていたが、エンジンの効率よい運転、据付面積の縮小をはかり、250 mm ストローク、500 rpm とした。

(3) フレームとシリンダの配列

フレームの諸元を決める基礎となるフレームの大きさは、往復動慣性力と、ピストン力のうちいずれか大きいほうによって決定されるが、本機は高速回転にしたために増大した往復動慣性力を考慮し、フレームの負荷が最小となるような合理的配置とした。すなわち、種々の配置を比較検討した結果フレームを 3 列一体とし、1 段シリンダ 4 個、2 段シリンダ 2 個を対向に取り付け、一端に



第2図 1,500 kW バランス形ガス圧縮機配置図



第3図 圧縮機構造図

ディーゼルエンジンをカップリングで直結した構造とした。(第2図参照)

(4) 溶接構造ピストン

ピストンは軽量溶接構造とし、高速化による動荷重の増大をおさえるとともに、クランクシャフトのねじり固有振動数を極力高くした。

(5) ねじり振動

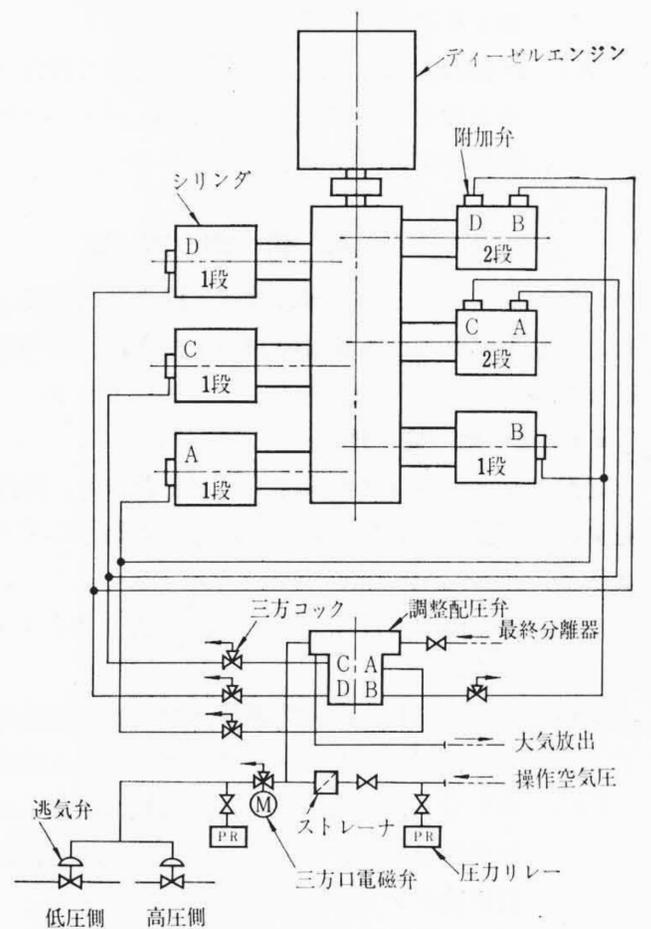
往復動機関と往復動圧縮機を直結するため、クランク軸系はかなり複雑となる。また、多段階の自動容量調整を行なうため、負荷条件も複雑である。これらにつき慎重な事前検討および実測を行ない、結果を確認した。詳細は後述する。

(6) 圧力脈動

1段4個、2段2個のシリンダを一つの配管系列にまとめた配管系の圧力脈動を防止するため、アナログ電子計算機による事前解析を行ない適正な脈動緩衝タンクを設置した。

(7) 全断熱効率の向上

圧縮機的全断熱効率を向上させるため、シリンダの全円周にガスクッション式バルブを取り付けて、バルブをはじめ通路のガス



第4図 容量調整系統図

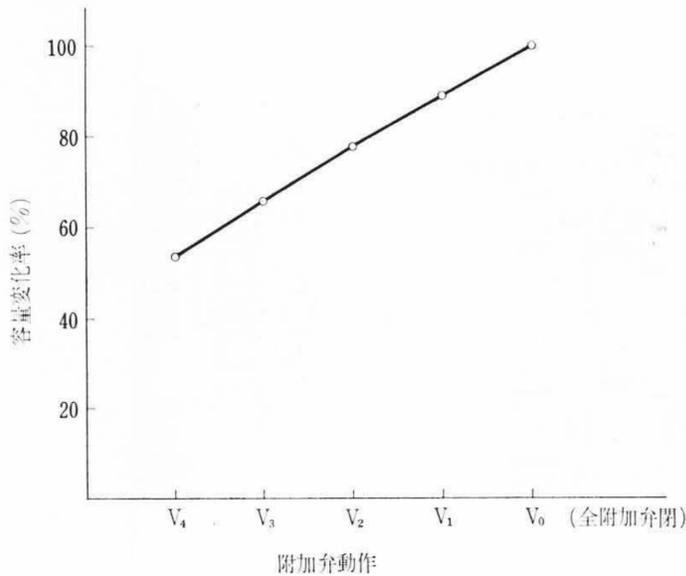
調整範囲 (%)	作動付加弁				
	A	B	C	D	
100					V_0
87.5	○				V_1
75	○	○			V_2
62.5	○	○	○		V_3
50	○	○	○	○	V_4

流速を極力小さくした。

3. 容量調整装置

第4図に容量調整系統図を、第5図に実測した容量調整曲線を示す。

(1) 容量調整は、空気圧作動式間げき容積付加弁、調整配圧弁



第5図 容量調整曲線

および手動操作三方コックよりなる。

- (2) 吐出圧力が規定値以上に上昇すると、配圧弁の作用で操作空気圧が開放され、付加弁がA, B, C, Dの順に開放されて、シリンダ内の間げき容積が増大しその間げき内のガス圧力が膨張してピストンの吸気を5段階に減少させる。
- (3) 手動操作の場合は、三方コックのレバーを操作して容量調整をする。
- (4) 圧縮機始動時には三方電磁弁を経て操作空気圧を開放し、逃気弁を開放することにより、バイパス回路が完成して圧縮機は無負荷起動する。

4. 制御方式

起動および停止は操作盤における操作開閉器により自動で行なわれ、正常表示および各種故障表示を備え、異常の場合には停止あるいは警報を行なって保護するようにされている。

4.1 運転順序

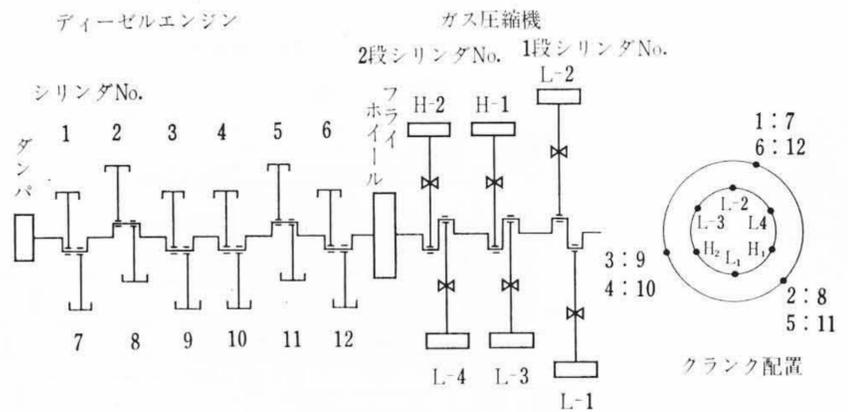
起動インターロックの条件を満足したのち、操作盤上のエンジン起動操作開閉器を「入」にすれば、下記の順序にてエンジンは自動起動する。

- (a) 圧縮機およびエンジンの潤滑油プライミングポンプが起動する。
- (b) 油圧上昇し、所定時間後エンジン主起動電磁弁が開き、圧縮空気をシリンダに送りエンジンを始動する。
- (c) エンジンの始動により、圧縮機に直結された内部油および外部油ポンプ、エンジンに直結された潤滑油、冷却水、燃料供給ポンプが駆動する。
- (d) 所定時間後主起動電磁弁を閉じ、エンジンは正常運転にはいる。
- (e) 操作盤により、逃気弁を閉じれば圧縮機は負荷運転を開始し、吐出圧力に応じ定風圧自動制御装置が働き自動的にアンロードし、5段階に負荷容量を調整する。負荷に応じてエンジンの燃料を制御し、エンジンの回転数を一定に保持する。

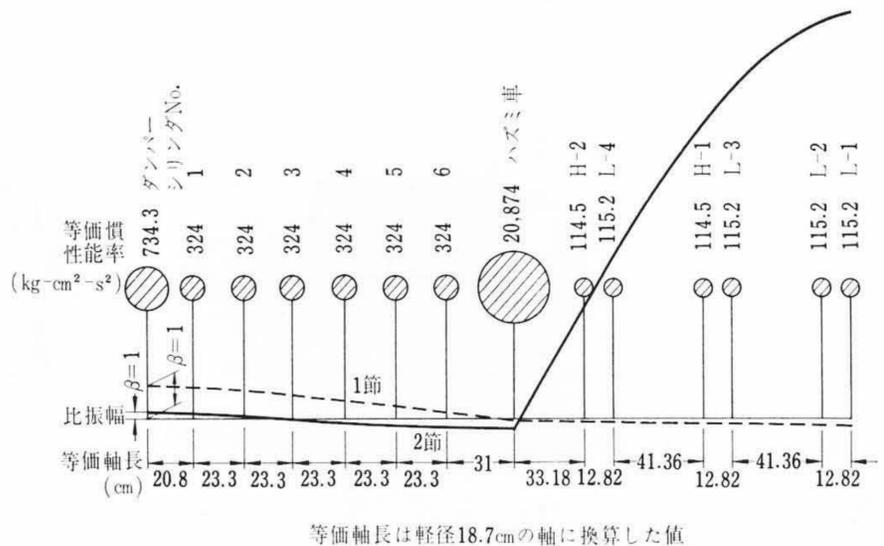
4.2 停止順序

逃気弁を電磁弁により開放して負荷軽減し、操作開閉器を「切」にすれば下記の順序にてエンジンは自動停止する。

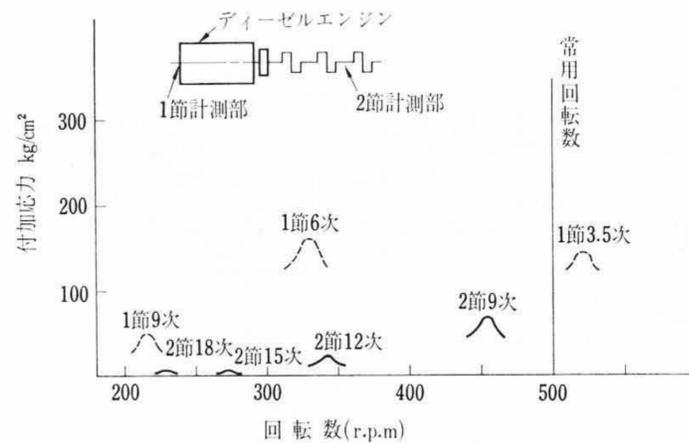
- (a) 圧縮機およびエンジンの潤滑油プライミングポンプが起動する。
- (b) エンジン停止電磁弁が開き、圧縮空気は減圧弁を経てエンジン停止シリンダに導かれ、燃料調整桿を押して無噴射としエンジンは停止する。



第6図 ねじり振動系模型図



第7図 ねじり振動等価振動系および振幅比曲線



第8図 ねじり振動による付加応力線図

4.3 手動始動および停止

手動切替開閉器により、手動運転も可能である。

4.4 保安装置

起動時の操作誤りのチェック、運転中の軽故障表示、警報および重故障停止のため、リミットスイッチ、圧力リレー、断水リレー、フロートスイッチ、スピードリレーなどのリレー類が、エンジンおよび圧縮機に適宜に付属されている。

5. クランクシャフトのねじり振動

圧縮機およびディーゼルエンジンとも往復動機械であり、両者をカップリングで直結したクランクシャフトは約12mにおよぶのでクランクシャフト系のねじり振動については入念に検討しなければならない。第6図にねじり振動系を構成する模型図を示す。

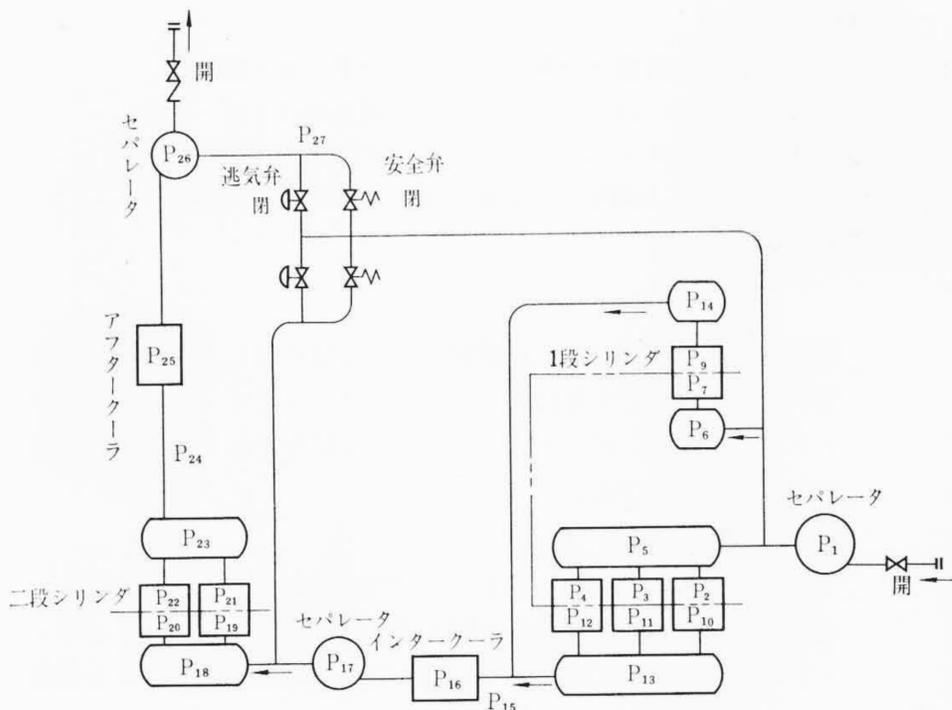
圧縮機ならびにディーゼルエンジンのクランクアングル配置は第6図のようである。その結合は圧縮機とディーゼルエンジンのクランクエフォート線図を合成したときにその合成線図がもっとも平滑になるような位置を選んで、カップリングにより直結した。

また、ディーゼルエンジン側軸端にダンパを、ディーゼルエンジンと圧縮機の結合部にはフライホイールを装置した。第7図に等価

第2表 固有振動数計算および実測結果

	1 節	2 節
計 算 値	2,000 cpm	4,246 cpm
実 測 値	1,980 cpm	4,100 cpm

計測には Lehmann & Michels 製高速ガイゲル振動計を使用した。



計 算 場 所	P ₁	P ₂	P ₃	P ₄	P ₅	P ₆	P ₇	P ₈
計 算 値	0.3	9.6	5.8	3.2	1.6	1.0	2.9	0.6

計 算 場 所	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	4.4	9.1	8.2	8.8	0.4	1.6	0.1	0.2	0.1	0.6	2.6	2.2

計 算 場 所	P ₂₁	P ₂₂	P ₂₃	P ₂₄	P ₂₅	P ₂₆	P ₂₇
計 算 値	16.5	16.5	3.0	1.6	2.8	0.4	0.8

数値は脈動率 (%)

第9図 配管系圧力脈動率アナログ電子計算機による計算値

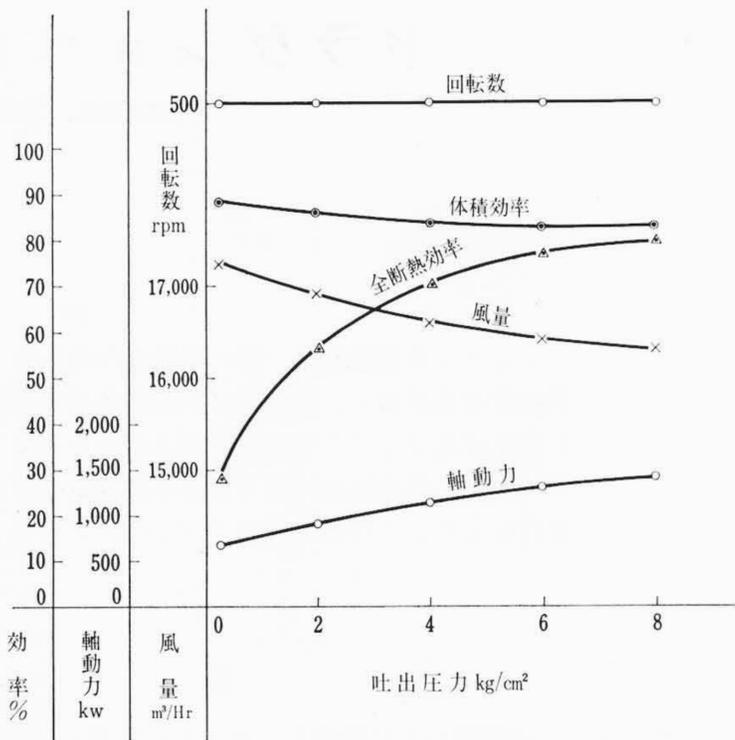
長さ、等価慣性能率に換算した等価振動系および振幅比曲線を示す。

なお、ディーゼルエンジンおよび圧縮機で実測したねじり振動による付加応力線図を第8図に示す。計算および実測による固有振動数は第2表のようであり、ほぼ一致した。

6. 配管系の圧力脈動

本機は多シリンダかつ高速回転であるから、配管系の共振をさげ、圧力脈動を低くするためにシリンダの吸入直前および吐出直後に圧力脈動緩衝タンクを設置した。

圧縮機と冷却器および分離器などを接続する配管は相当長く、かつ複雑であり、特に本圧縮機のような1段シリンダが3個1体のタンクと、シリンダ1個のタンクがあるような配管系の圧力脈動を筆算で求めることは不可能である。



第10図 性能曲線

このためアナログ電子計算機により、配管系の圧力脈動を解析し圧力脈動の振幅を各圧力の±3%以下におさえるよう圧力脈動緩衝タンクおよび配管を計画した。模擬の方法は大谷、山田⁽¹⁾の「往復動圧縮機の圧力脈動シミュレータ」によった。

この方法はすでに大容量圧縮機に応用されて計算結果と、実測値が波形までよく一致した実績を有している。第9図に配管系圧力脈動率のアナログ電子計算機による計算値を示す。計算には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。

7. 性 能

第10図に性能曲線を示す。第10図で明らかなように圧縮機の性能を決める全断熱効率において81%の高効率を得、燃料消費を最低におさえることができた。

8. 結 言

以上、大阪瓦斯株式会社西島工場へ納入した1,500 kW バランス形圧縮機について述べた。

本機の成果により、ディーゼルエンジンで駆動される大容量往復動圧縮機が高い性能と十分な信頼性を有することが実証された。本方式が安定した操業に大きく貢献することを期待している。

終わりに、本圧縮機の製作に当たり、ご指導とご便宜を賜った大阪瓦斯株式会社および三菱重工業株式会社横浜造船所の関係各位に厚く感謝の意を表す。

参 考 文 献

- (1) 大谷、山田： 機械学会誌 66, 621 (昭和38-5)