

新標準150kWバランス形圧縮機

New Hitachi Standard 150 kW Balanced Opposed Compressor

山本 嘉巳*
Yoshimi Yamamoto

内 容 梗 概

日立製作所における圧縮機製作の歴史は古くかつバランス形圧縮機では国産第1号機を製作以来、現在までに600台をこえる実績をもっている。今回これらの実績をもととし、さらに高速小形化を図って設備費を低減し、各種の安定性信頼性を一段と向上させ、輸送据付の機動性を大幅に改善するため、まず150kWバランス形圧縮機を標準化した。この新形圧縮機は汎用標準機種としての需要家側の要望を完全にみたしたものであり、またいろいろの面で汎用機種の特性を十分備えた新鋭機で、多くの特長と改善点をもっている。

1. 結 言

日立製作所が昭和28年、バランス形圧縮機の国産第1号機を製作して以来、そのすぐれた特長と産業界の活況と相助けてわずか7年間の生産台数は600台余となり、戦前の標準HTC形圧縮機を生産台数をはるかにこえた。

これらの中には高压合成用、ガス圧送用などの各種大形小形の圧縮機もかなりあるが、その大部分を占めるのは、汎用動力源となる標準圧縮機である。標準圧縮機は現在150kW、190kW、220kWと、この系列を2列3列と多列化したバランス形圧縮機である。

従来のバランス形圧縮機は、標準HTC形圧縮機に比べれば設備費が安く、運転経費もそんななく、さらに運転保守管理などの面で非常にすぐれていたため、現在までに数多くの実績を誇っていたが、7年間の運転実績を詳細に調べてみると、なおいくつかの改善点すなわち汎用機種としての機動性、取扱いやすさなどの点に、さらに改善向上の余地があった。

ここに紹介する新標準150kWバランス形圧縮機は、これらの改善向上を旨として昭和34年に計画をはじめ、試作機完成後1年におわたる各種試験を完了後、さらに生産設計を繰り返して36年1月より旧形に代わって登場した新鋭機である。

いうまでもなく新形はバランス形標準圧縮機400台余にわたる製作運転保守の実績に基づいて設計されているきわめて安定性の高いすぐれた機種で、そのおもな特長は

- (i) 小形軽量で建家基礎などの設備費が安いこと
 - (ii) 半可搬式のときは全装備でトラック輸送が可能であること
 - (iii) 3~5日で据付を完了できるほど機動性が向上していること
 - (iv) 効率は高速化にもかかわらず旧形に劣らないこと
 - (v) 潤滑油消費量も旧形に比べ著しく少ないこと
 - (vi) 保守管理点検がいたって容易で維持費が安いこと
- などの諸点である。以下これらの特長と構造の概略を紹介する。

2. 仕 様

標準150kWバランス形圧縮機の各種圧力に対する標準仕様は次表のとおりである。

	標準	中 圧			低 圧					
		150	165	150	150					
電動機出力	kW	150	165	150			150			
圧縮機形式		BTD-ICC			BTD-ICC			BSD-WCC		
低压シリンダ直径	mm	437		412	400	387	412	387	375	
高压シリンダ直径	mm	280		236	218	200	-	-	-	
行程	mm	160		160			160			
サイクル	c/s	50/60		50/60			50/60			
電動機極数	極	8/10		8/10			8/10			
回転数	rpm	750/720		750/720			750/720			
ピストン ジスプレースメント	m ³ /min kg/cm ² g	35.8/34.8		31.7/ 30.5	29.9/ 28.7	28.0/ 26.9	63.4/ 61.0	56/ 53.8	52.5/ 50.4	
吐出圧力	kg/cm ²	7.0	8.5	10	12	15	2.0	3.0	4.0	

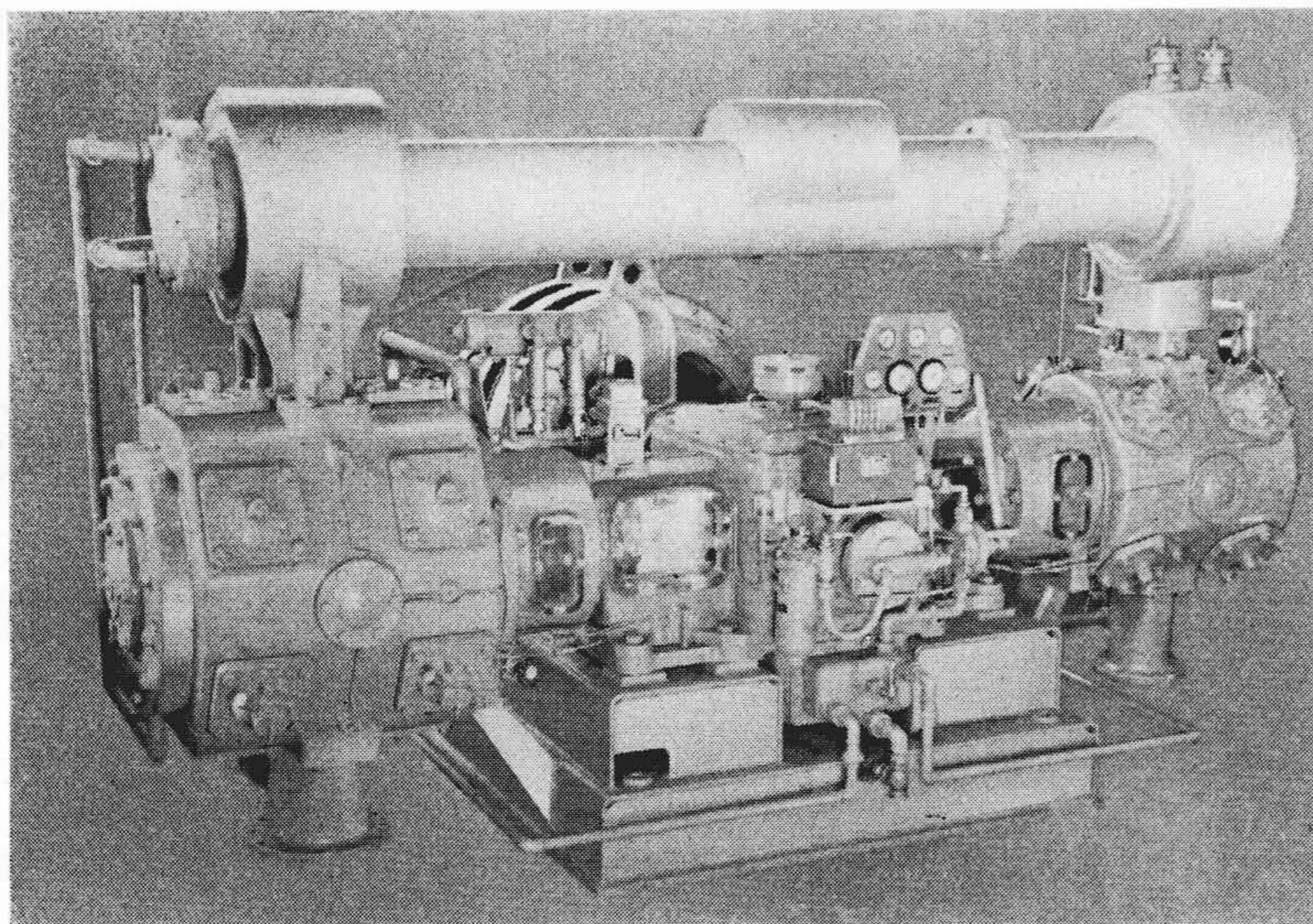
ただし上表回転数は同期速度を示すので誘導電動機の場合は50、60サイクルに対しそれぞれ約730、700rpmとなり、ピストンジスプレースメントは約2.5%減少する

第1図に7kg/cm²×150kWバランス形圧縮機の全影を、第2図にその外観を示す

3. 特 長

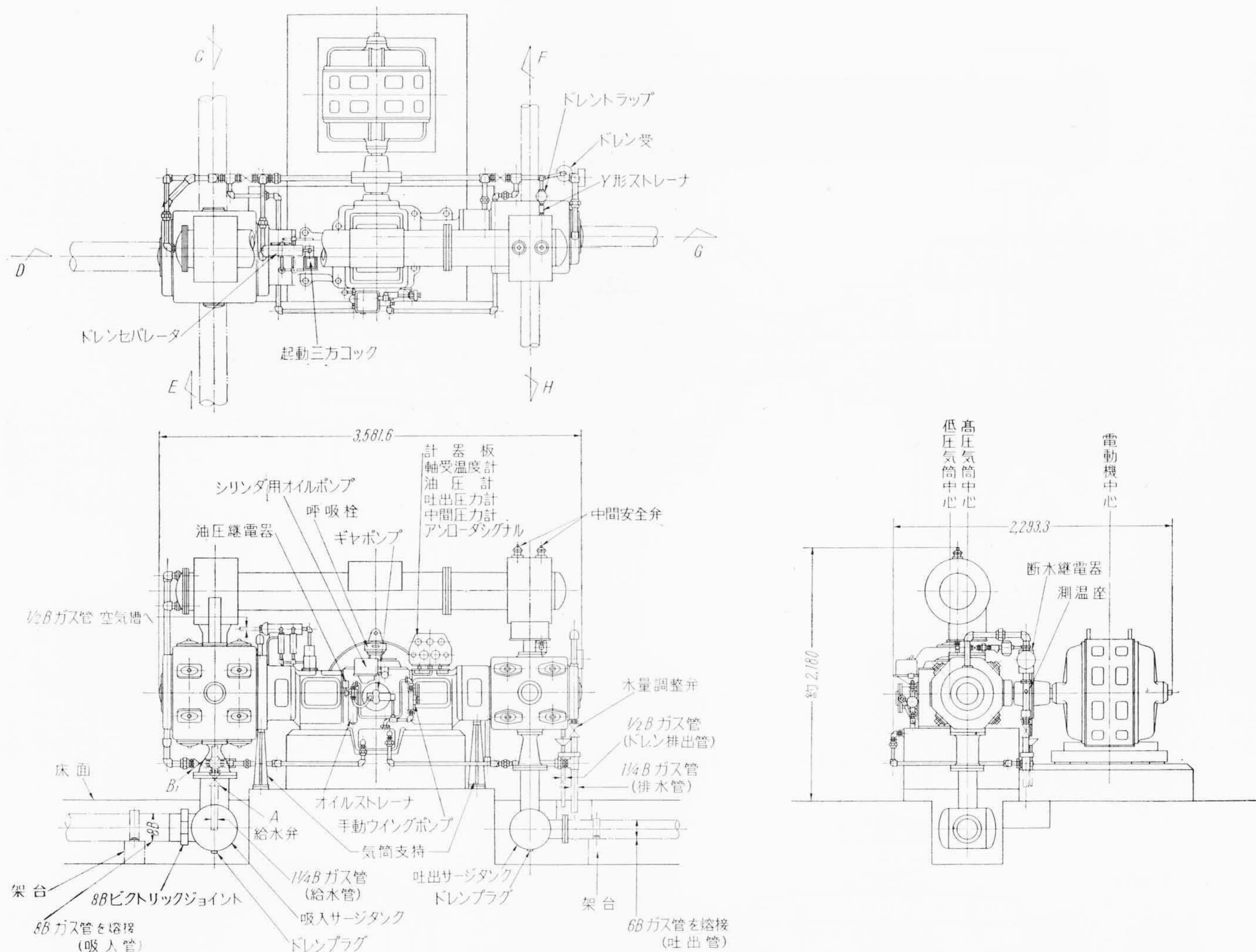
本機の特長を旧形と比較すれば次のとおりである。

- (i) 小形軽量
いっそう高速小形軽量化されている。すなわち重量据付面積とも約20%減少しているほか、基礎は一つないし二つのブロック構造からなる単純な形状で、しかも旧形の50%足らずの容積であるから付帯設備費は建家建築費で-20%、基礎構築費で-50%と大幅に低減されている。第3図にベース塔載形の基礎を示す。
- (ii) 輸送の機動性
部品の統合による部品点数の減少、配管付属機器の簡素化、部品単体重量の15ないし20%の減少により発送荷造りなどが非常に簡易となり、特に半可搬式としてコンモンベースに塔載のものは、電動機、配管と

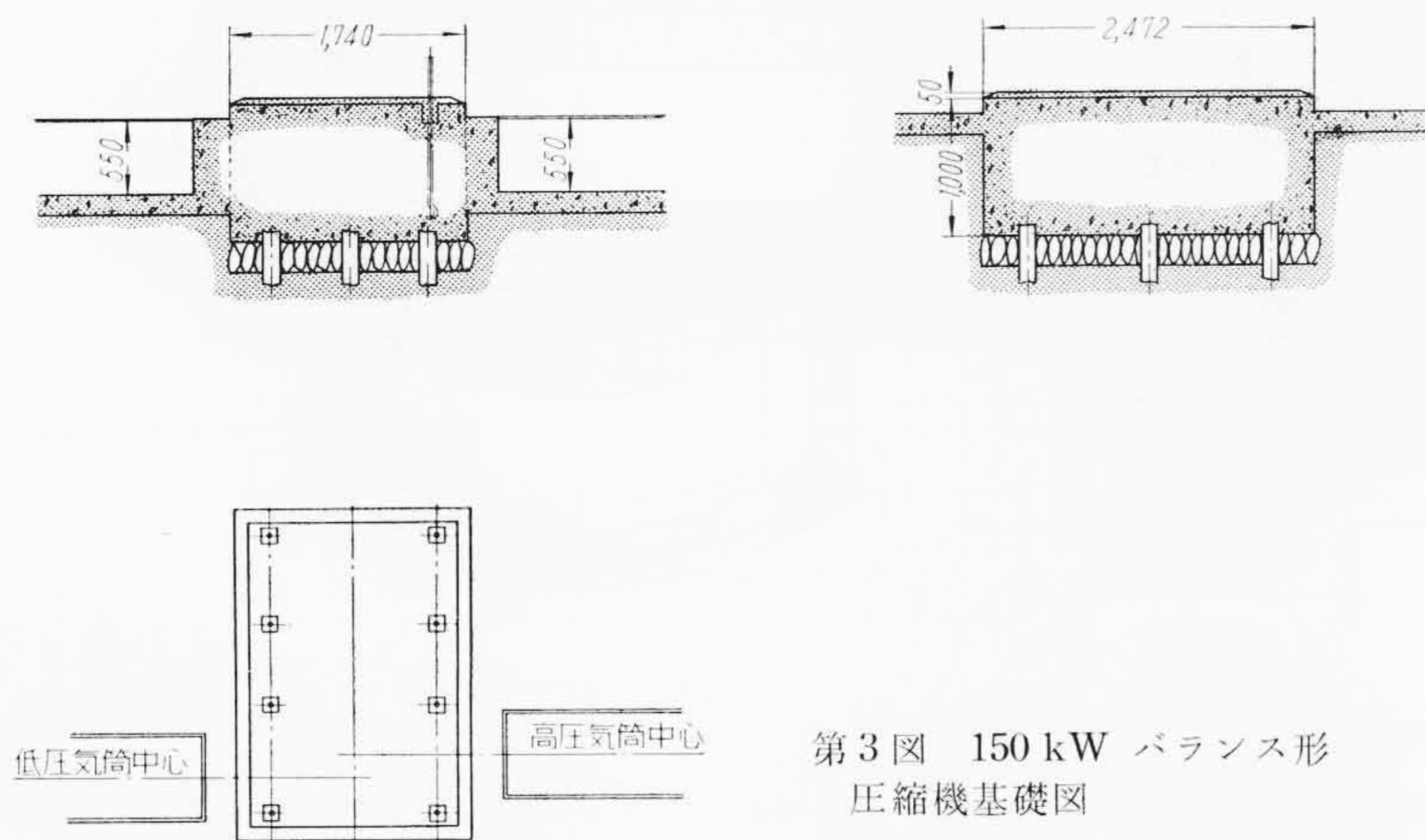


第1図 新標準150kWバランス形圧縮機

* 日立製作所川崎工場



第2図 150 kW バランス形圧縮機据付図



第3図 150 kW バランス形圧縮機基礎図

もに全装備でトラック輸送が可能となった。

(iii) 据付費の低減

機械電動機重量の軽減、給排水管をおのおの1本に取まとめた配管の簡素化、シリンダベースの廃止、オイルクーラの内蔵などのほか、アンカボルトの数を半分にしたためその先埋込みが可能で、これらのため据付日数は旧形の約50%となり、ベース塔載のものはわずか3日で据付けることができるようになった。

したがって前二項と合わせて総設備費は著しく低減した。

(iv) 効率がすぐれている

一般に高速回転になると圧縮機の全断熱効率は、回転数上昇

で低下するのが常識であるが、本機は空気弁、インタークーラなどの設計に過去の幾多の実績とデータを参考にし細心の注意をはらって流体抵抗損失の減少、作動不良の防止などに心がけたので効率低下を完全に防ぐことができた。このため圧縮機の最も重要な全断熱効率、すなわち電力消費量は、高速化にもかかわらず旧形と同じで、非常にすぐれた値を示している。

(v) 維持費が少ない

インタークーラの合理的な設計により、冷却水を有効に利用できるため冷却水量は約20%減少した。また内部潤滑油消費量は、極端な減量試験の結果旧形の1/3で安全運転が可能であることが確認された。

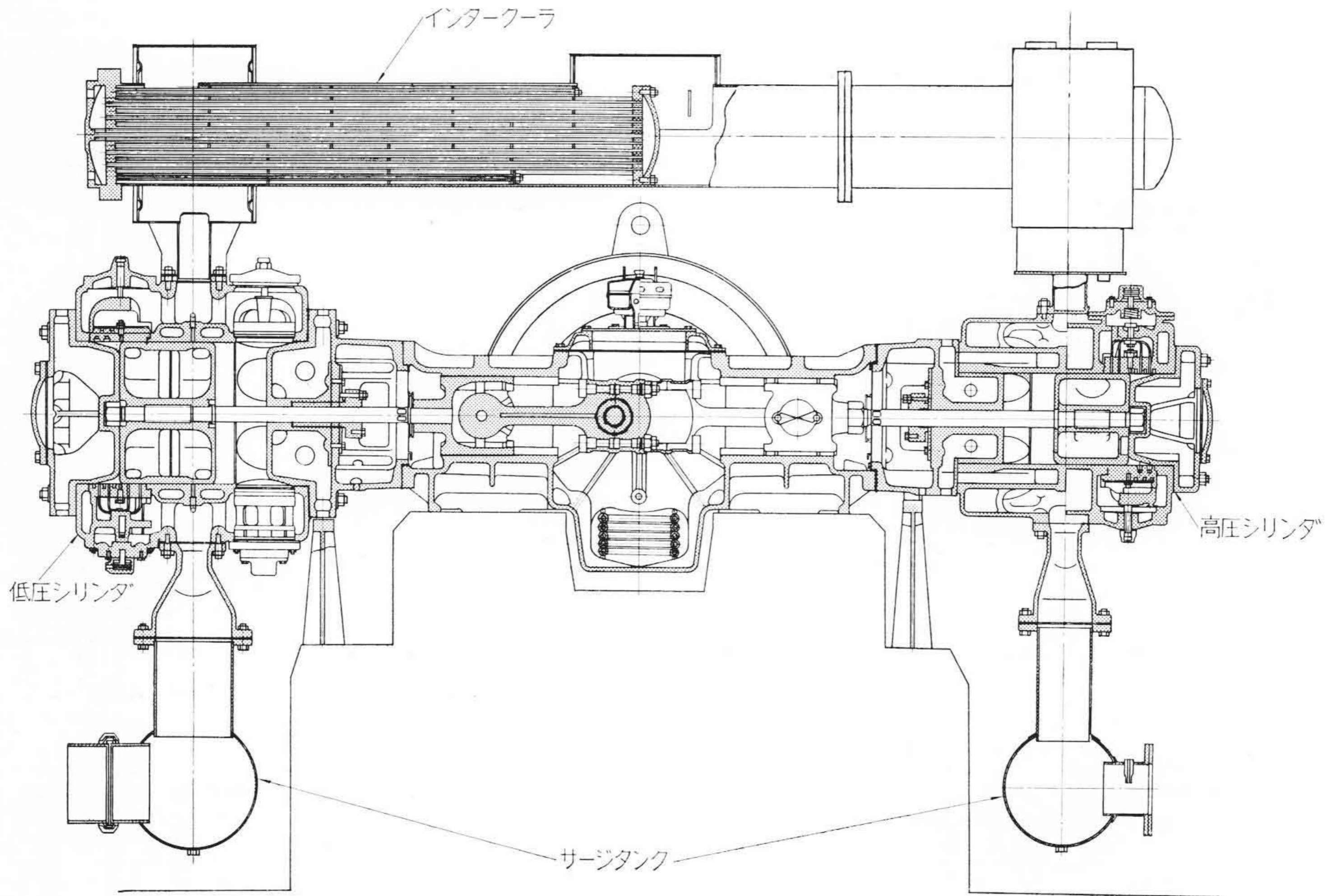
(ii) 保守管理が容易

横形であることのほか、部品の小形軽量化、空気弁、アンロード、クロスヘッドシュア、クロスピン、大小メタルなどの改良をはじめアンロードシグナルや防振パネルの採用により保守点検管理面は大幅に改善されている。

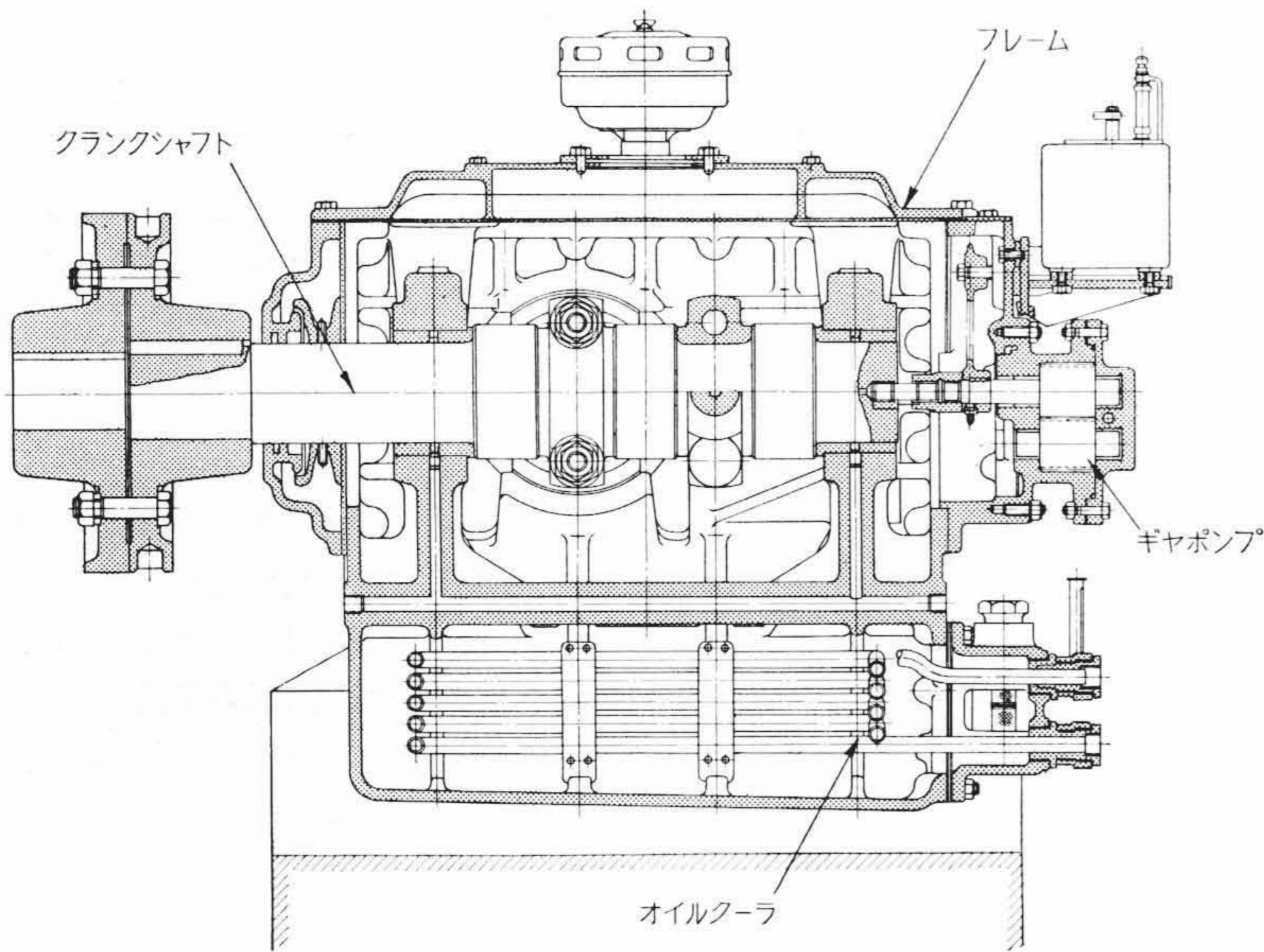
したがって前2項と合わせて総運轉費もまた非常にすぐれたものとなっている。

4. 構 造

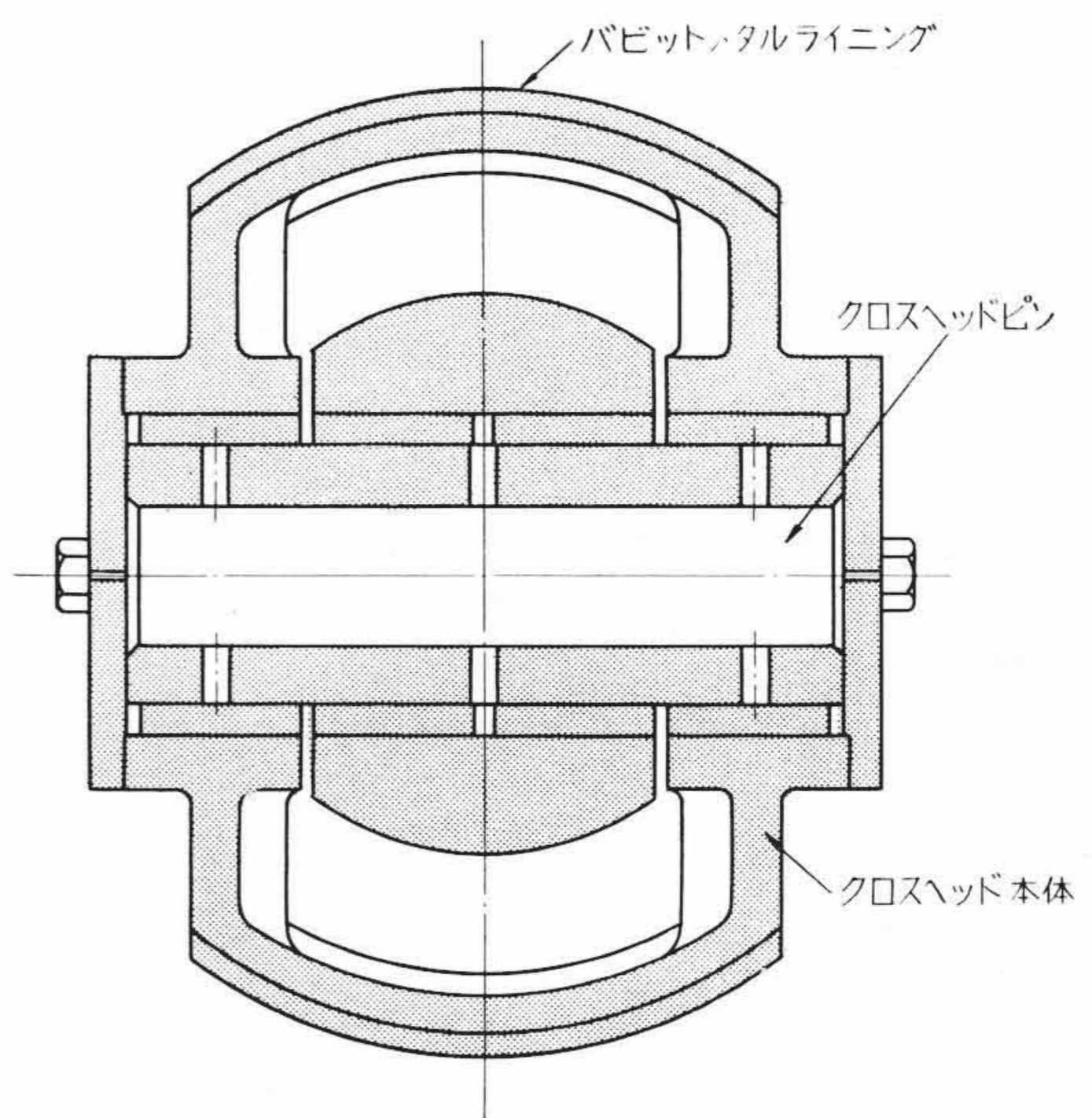
高速小形化とともに、輸送据付の簡略化、機動性の向上、性能機能の改善、事故の防止、信頼性の向上のために実施された改良は、



第4図 シリンダ軸線断面



第5図 クランク軸線断面



第6図 クロスヘッド

大小合わせて20余点に及んでいる。以下順を追ってその改良点を中心に構造の概略を述べる。

4.1 フレーム部分

第4図および第5図にそれぞれシリンダ軸線断面、クランク軸線断面を示す。フレームおよびメンキャップは鋳鉄製で強度剛性ともに十分に、しかも新形は短行程化したためフレーム、クロスガイドは1体鋳造としてコンパクト化し、さらにアンカボルト孔も数を減らして配列を単純化し、据付面の大幅な改善を計ってある。

主メタルは旧形と同じく砲金製合金にバビットライニングを施した二つ割れセルタイプのものでライナ調整方式であるが、荷重の大きな大メタルはエンジンと同じく鋼製合金にバビットをきわめて薄くライニングしたいわゆるプレジジョンタイプのもので、衝撃荷重

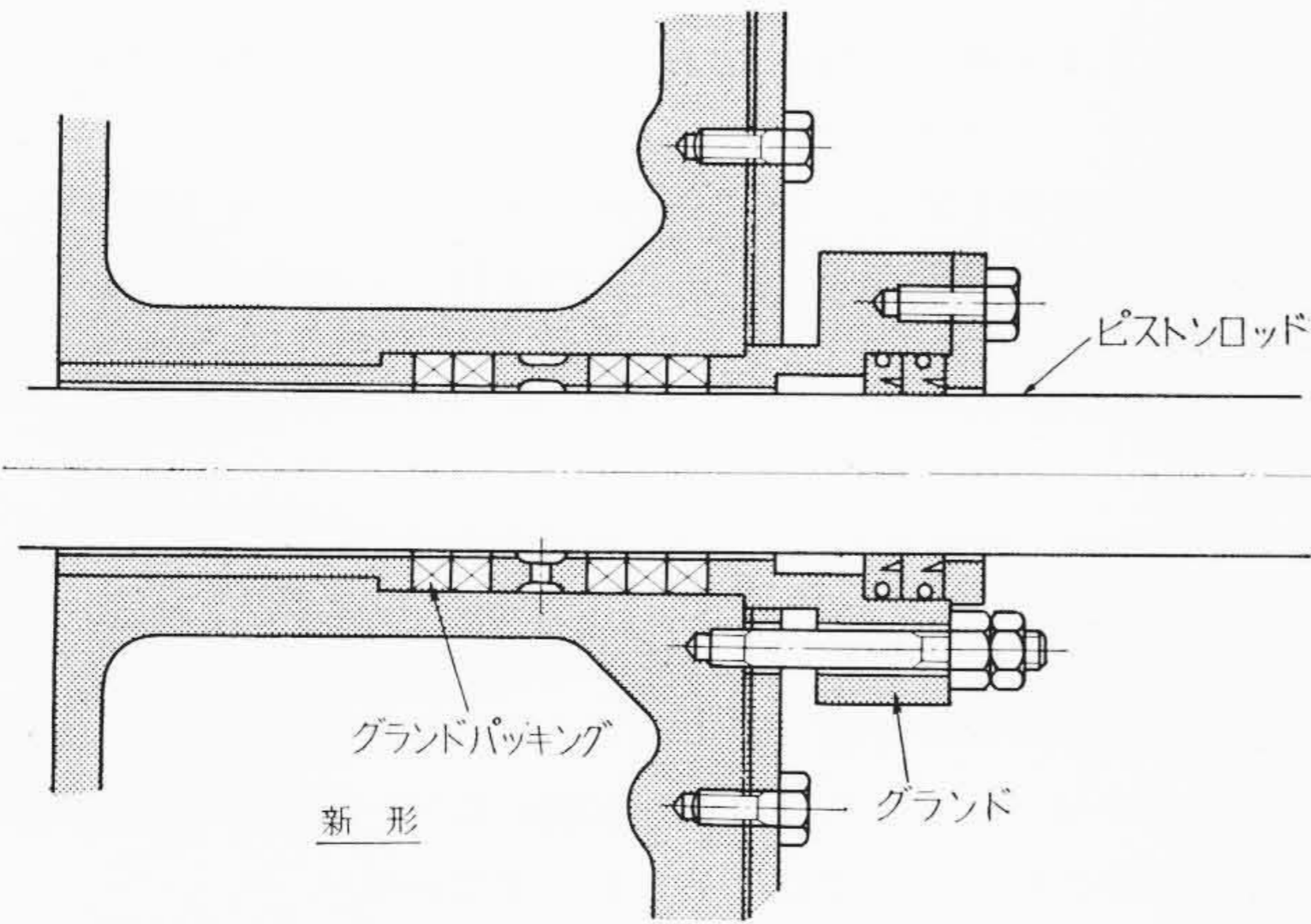
に対して疲労強度が大である。プレジジョンメタルであるからギャップ調整用ライナはなく、精密に仕上がっているので組立時のギャップ調整は不要かつ保守交換も容易である。

4.2 クロスヘッド部分

第6図にクロスヘッドの構造を示す。クロスヘッドは一体鋳鋼製で外周にバビットライニングを施してある。

クロスヘッドピンは肌焼鋼を高周波焼入後研磨仕上げ、超仕上げを施して耐摩耗性の向上を図ったストレートピンを使用して生産性の向上と保守交換の便を図った。

小メタルは燐青銅製ブッシュタイプでクロスヘッド本体およびコネクティングロッド小端部へ打ち込む方式である。したがって小メタル外周はいずれも固定され、内周はクロスヘッド部、コネクティング



第7図 グランドパッキング

ロッド部ともいずれもクロスヘッドピンとの間にギャップを有する構造のピンフロートタイプで、軸受面積も大きく機能や寿命の面で大幅の改善が行われている。

4.3 フレーム潤滑

オイルクーラは、コイル形クーラをフレームオイルパンに内蔵して据付の簡易化を図った。(第5図) 各しゅう動部を潤滑した油はフレームオイルパンにもどりここでオイルクーラで冷却されたのち、吸入フィルタを通してギヤポンプに吸入される。ギヤポンプ吐出後の潤滑油はさらにオイルストレーナで濾過され、一部は主メタル、コネクティングロッド大メタル、小メタルへ、一部は直接クロスガイド上部へ圧送給油される。

ギヤポンプの駆動は、インボリュートスプライン継手によっているのでいっそう組立が容易となっている。また別に設けた起動用手動ウイングポンプで起動時のプライミングが十分行えるようにした。

フレーム部分は全密閉式でクランク軸貫通部には新形よりさらに油切り板を追加し、オイルスロウ、フェルトリングとともに油漏れ防止についていっそうの改善を行い、またクロスガイド部の油切りボックスをシリンダグランド部と一体として寸法を短縮しかつ油切りパッキングをハイクロン製からバビットメタル製に材質を替えて寿命の半永久化を計った(第7図)。

4.4 シリンダ部分

シリンダは高低圧側とも、良質のパーライト鋳鉄製で、内面は研摩仕上げを施してある。低圧ピストンは、特殊軽合金製、高圧ピストンは特殊軸受合金製のピストンシューをかん装した箱形鋳鉄製で、両ピストンの重量はバランスをとるとともに、可及的に軽量化して慣性力の増加するのを防いでいる。

ピストンロッドは炭素鋼を調質高周波焼入後、研摩仕上げ超仕上げを施したもので、耐研摩耗性とグランドパッキングの寿命向上を図ってある。グランドには断熱リングを用いてグランドパッキングの熱負荷を減じ老化を防いで寿命の増大を期してある。

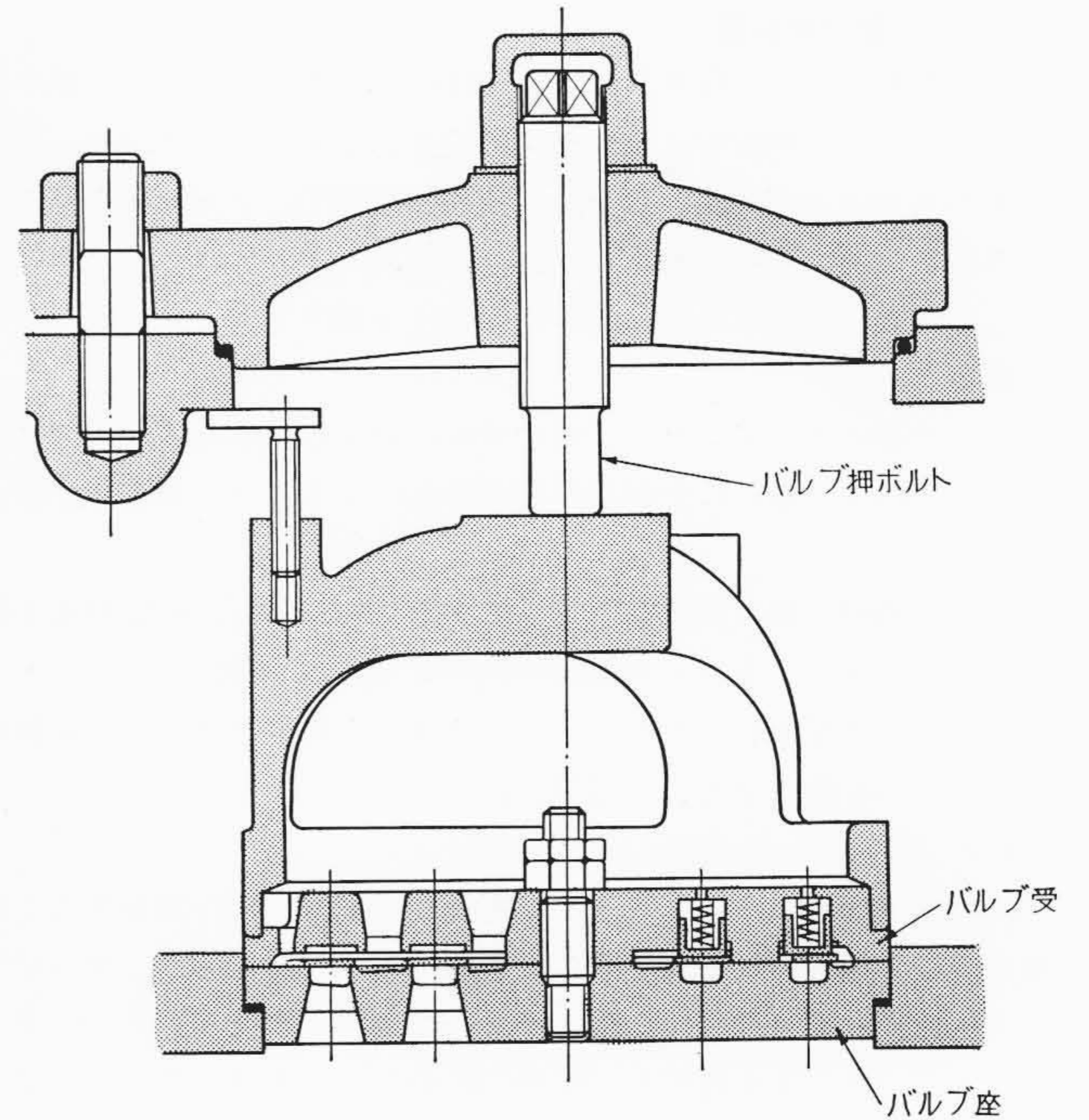
4.5 シリンダ潤滑

シリンダ潤滑油はプランジャ式注油ポンプで強制給油される。ポンプはクランク軸端よりギヤポンプ駆動と共通のインボリュートスプライン継手を介してチェーン駆動される。

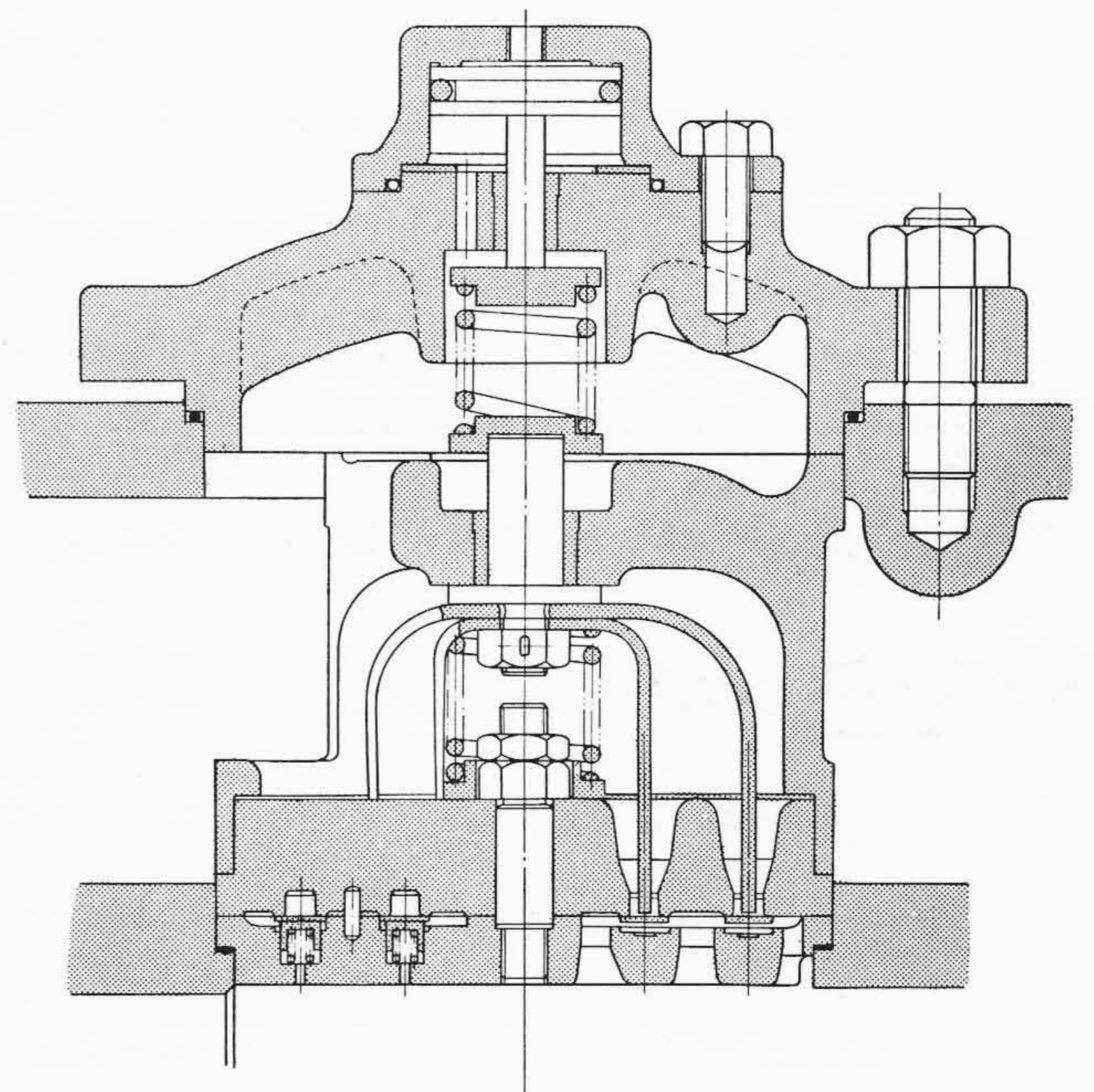
4.6 空気弁

吸入吐出弁は、高速回転による流速の上昇に対し、研究の結果得られた最適の形状寸法による効率の向上を図り、また作動の静粛、弁板の破損防止を図るために独特のエヤクッション弁を採用した。

さらに新形より、取扱い不なれによる弁押ボルトのゆるみ事故に



第8図 空気弁



第9図 吸入弁開放形アンローダ

対して、外周にガードリングを設けてリブを接続した構造として、弁押ボルトゆるみによる弁受の衝撃破損および弁受のシリンダ内落下事故の危険が一掃された。第8図に新形弁の構造を示す。

4.7 インタークーラ

伝熱効果の良いシェルアンドチューブ式で、高低圧両シリンダ間にまたがらせた配置で冷却効果と通過抵抗損失を検討して旧形が2管渠であったものを新形よりまとめて1管渠とし分解組立の便を考慮してある(第4図)。

セパレータは冷却によって生じたドレンを分離し、高圧シリンダのドレン吸入によるトラブルを防止する上にきわめて重要である。セパレータは試作試験の結果から、ドレンの分離効率のよい邪摩板反転式を採用し、さらに振動防止とドレン分離を考慮して高圧側に吸入ドラムを設けた。

4.8 容量調整装置

容量調整装置は、吸入弁開放形の100, 50, 0% 3段階方式で第9図に新形の吸入弁開放形アンローダの構造を示す。このアンローダは2個のスプリングを用いた全開式衝撃吸収形で、アンロード時弁押えは両スプリングのたわみの差だけ動き、かつ弁板は全リフトにわたって開放され、さらに余剰の動作力は上部スプリングで吸収される構造である。

この改善によりアンロード時の弁板に対する衝撃を吸収して弁板の損傷を防ぎ、さらに弁押え先端の摩耗によるリフト調整が不要となった。

また起動時の無負荷起動を容易にするため、50%, 0% 用圧力調整弁を短絡する3方コックを設け、ハンドルの一動作でアンロード可能のように配管し、この3方コック操作を起動条件として起動時の操作誤りを防止するよう電氣的にインタロックしてある。

4.9 配管

吸入吐出管はベースプレートを廃止して据付作業を簡易化し、空気主管の共振の影響を軽減するために、吸入吐出側とも、サージタンクを設けて配管長さに自由性をもたせた。また吸入管にはビクトリックジョイントを採用して配管の心の狂いが本体に及ばないようにした。

冷却水管は、インタークーラ管渠の1本化に伴い、従来の低圧高圧側2系統並列配管を、インタークーラ、低圧シリンダ、高圧シリンダの直列1系統配管として冷却水の有効利用を計った。さらに給排水管は出入口を各1本にまとめて配管工事の簡略化と運転中の水量調整の便を計ったほか、排水ロートを廃止して密閉配管としたため給排水管径は同一となり、主管と合わせて配管作業は大幅に簡易化された。

またシリンダ給油管、アンローダ配管はいずれも鋼管を銅管に変更したため外観はもとより分解組立も著しく改善されている。

4.10 その他

運転の安全確実を期すための油圧リレー、断水リレーをはじめ監

視を容易にする主軸受温度計のほかアンロード段階を指示するアンロードシグナルを付属させた。

また計器の寿命を延ばしその安定性を増加するため圧力計サージタンクを設け、計器パネルを防振ゴムで支持して本体の振動を完全に絶縁するなど補器についても信頼性耐久性向上に一段と改善を加えている。

5. 試 験

新標準バランス形圧縮機は、冒頭にも述べたように計画より生産開始まで約2年の年月を費したもので、このうち試作機完了以来約1年間はそのほとんどを各種の特殊試験にあて、あらゆる使用条件における安全性耐久性を確認してある。すなわち

その項目は20余項に及び、詳しい内容は省略するが、この中には異状圧力、冷却水断水、過速度、給油量減少、水分吸入、高湿度、振動騒音、輸送、共振管長など各種の過酷な試験や環境変化試験をはじめ、アンローダ連続試験、各しゅう動部品の連続運転試験などの耐久試験を含んでおり、納入後の取扱い不十分や異状環境あるいは不測条件に対しても十分チェックした。

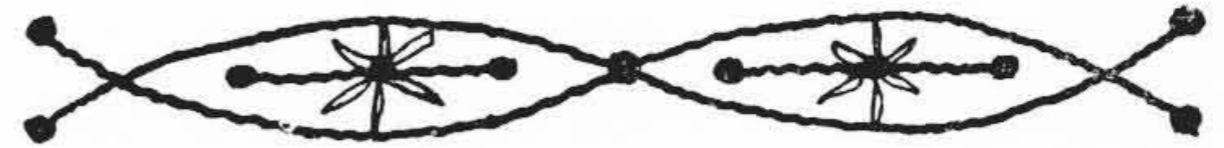
6. 結 言

以上新標準150kW バランス形圧縮機の特長と構造およびおもな改善点を述べた。新標準バランス形圧縮機は、既作400台の製作実績に基いた多くの改善点をもつ新鋭機で本機の完成により、バランス形圧縮機も汎用機種の特長をほぼ完全にみたしたものと考えている。

本圧縮機の生産量は生産開始以来飛躍的に上昇し、従来の需要分野はもとより、新しい大小の企業分野にまで進出しているが、われわれはこの新形機の評価を見きわめ、次の標準形圧縮機の新形化への資とするためさらに努力を続けてゆく方針である。



新 案 の 紹 介



登録新案 第509505号

小 谷 政 雄・塩 川 博

ス ク レ ー パ ホ イ ス ト 制 動 装 置

この考案はロープの引張側ドラムを軽く制動し、繰出側ドラムを強く制動するようにして、繰出側においてロープがゆるむのを防止したものである。

構 造, 作 用

上巻(ロープ12を引張側および繰出側の両ドラムに上方向から巻き

きつける)の場合

ブレーキバンド1の一端をブレーキレバー6のL形に形成した基部6aに設けた孔10にかん入する連結ピン5に枢着し、他端をアイボルト4、ヒンジボルト8を介してドラムカバー7に固定する。ブレーキレバーの一端(L形基部6aの先端)をブレーキカバー7に固定したヒンジボルト2に枢着し、他端には重錘3が取り付けられる。

下巻(ロープを引張側および繰出側の両ドラムに下方向から巻きつける)の場合

ブレーキバンド1の両端をブレーキレバーの基部6aに設けた孔9,10にかん入する連結ピン5、ヒンジボルト2にそれぞれ枢着し、そのヒンジボルト2をブレーキカバー7に固定する。

上記両者の場合にブレーキレバー6はヒンジボルト2を支点として揺動するから、ロープの引張側ドラムを軽く制動し、繰出側ドラムを強く制動する。

効 果

1. 簡単な構造により上、下巻の場合における繰出側ロープのゆるみを完全に防止するばかりでなく、機械的損失も非常に少ない。
2. ロープがシーブからはずれたり、付帯設備にからみつくおそれがない。
3. スクレーパケットの前進、後退の操作を容易かつ迅速に行うことができる。(野村)

