

低圧式空気分離装置用DH形高速ターボ圧縮機

Type DH Turbo-Compressor for Low Pressure T. O. Plant Service

宮 野 正 四*
Masashi Miyano

玉 河 晋 次*
Shinji Tamagawa

内 容 梗 概

日立全低圧式空気分離装置用の原料空気圧縮機として作られた DH 形高速ターボ圧縮機は、従来の観念を一変した形式のもので、多くの特長をもった高性能のターボ圧縮機である。本機は1955年に第1号機が製作されて以来、多くの台数が各所に納入され好評を博している。高度の設計と工作技術を要する本機は、今日に至るまでの間に種々の技術的問題が、基礎的研究あるいは実機における改良によって次々と解決されてきた。本篇はその紹介にあわせて、これらの技術的諸問題について述べたものである。

1. 緒 言

鉄鋼工業界あるいは化学工業界では近年その製品原価の低減と品質の向上のために、多量の酸素または窒素を使用することが常識となっている。この多量の酸素、窒素を簡易に、かつ効率よく採取する装置として、日立全低圧式空気分離装置が業界に大きな地歩を占めているが、酸素発生量 $1,500 \sim 3,000 \text{ Nm}^3/\text{h}$ 程度の空気分離装置の原料空気圧縮機として、羽根車の回転速度が毎分一万数千回転の高速小形化された効率のよい日立 DH 形高速ターボ圧縮機が使用されている。本形式のターボ圧縮機はわずか4段で圧力比6～8を達成しうるもので、従来の多段ターボ圧縮機の観念をまったく一新した形式のものであり、流体力学的にも機械構造上にも多くの研究実験結果をもととした高度の設計ならびに加工技術が要求されるものである。本機はギヤ軸の両側に置かれたピニオン軸の両端に羽根車をオーバハングさせた構造で、羽根車の配列があたかも二つのH字を並べたようになっているところから DH 形(ダブルH形)ターボ圧縮機と呼称している。この DH 形ターボ圧縮機は第1号機の製作以来、数多くの製作を重ねてきたが、その間種々の技術的改良を加え、いまやまったく安定した高性能のターボ圧縮機としてその真価を遺憾なく発揮している。

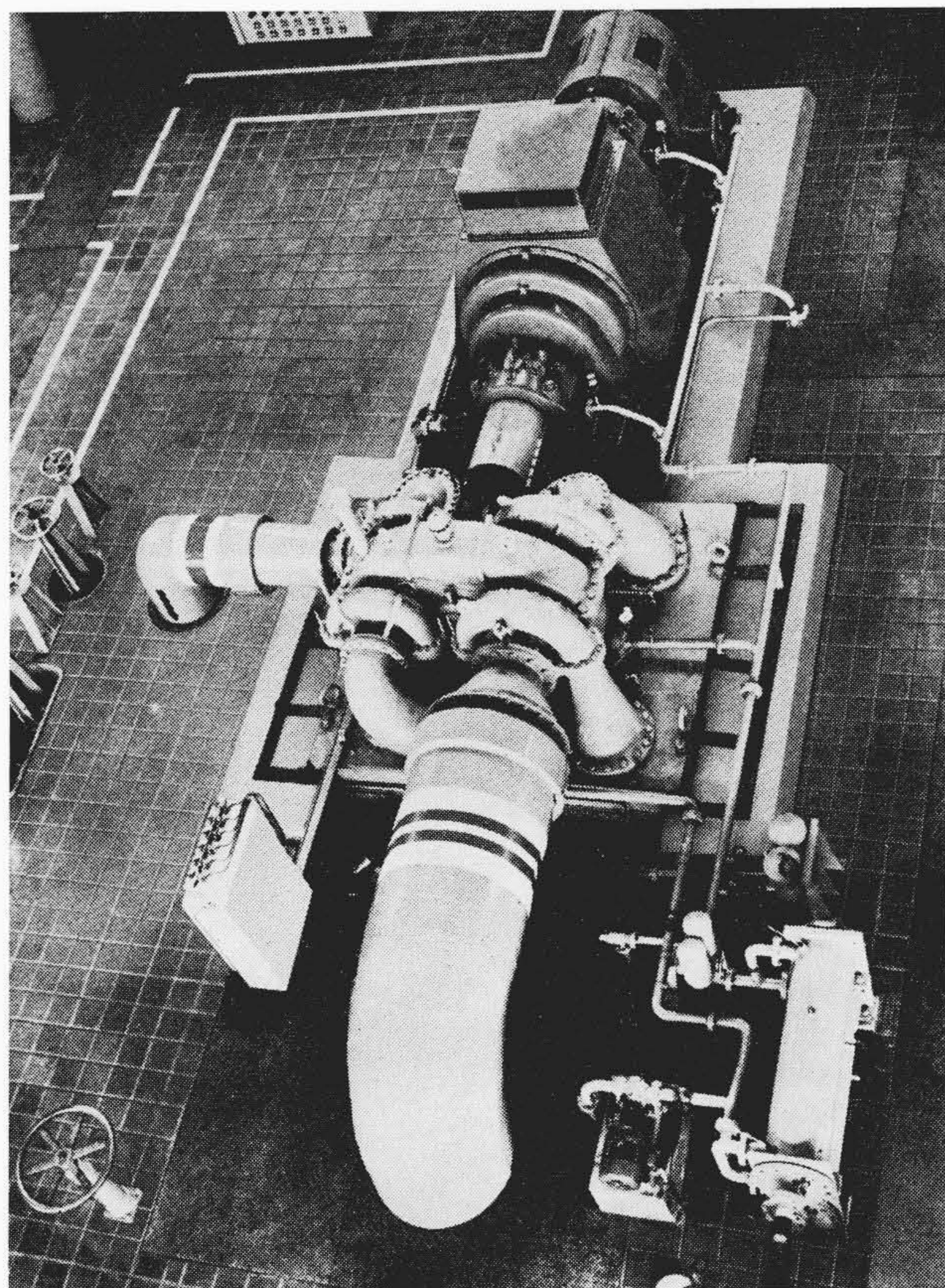
ここに本機についての紹介にあわせ、設計、製作上の技術的諸問題について述べる。

2. 本機の特長および構造

第1図に示すような DH 形ターボ圧縮機は従来の多段ターボ圧縮機に比べ多くの特長をもっているが、これを略述すると次のとおりである。

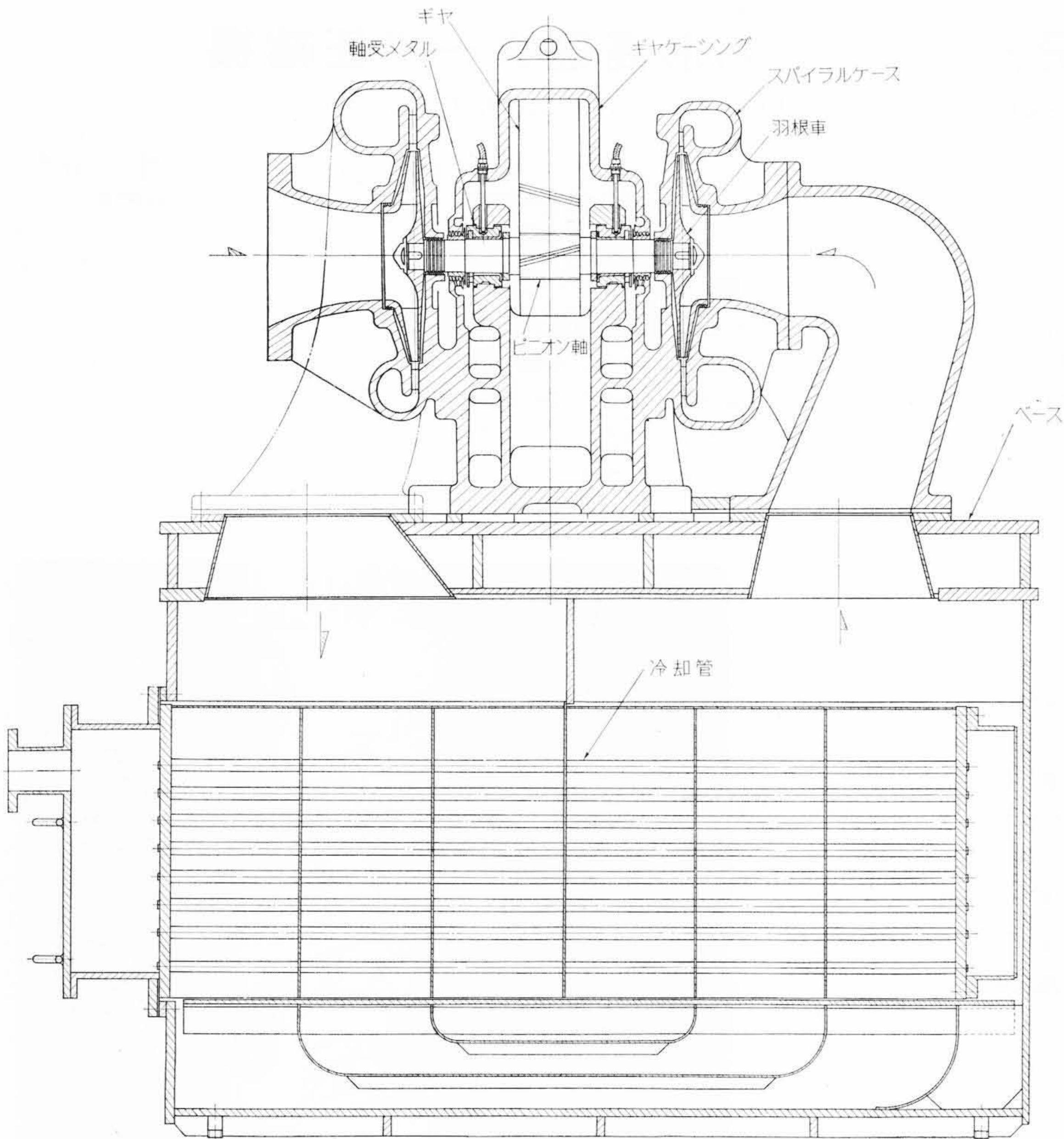
- (1) 低圧および高圧側の2本のピニオン軸にわかれていたため低圧側、高圧側の回転数を変え、それぞれ適当な比較回転数をあたえることができる。
- (2) 一対の増速歯車の伝達する馬力はターボ圧縮機全体の約半分になり、大容量のものでも歯幅をせまくすることができると同時に、増速比を大きくして回転数を非常に高くすることが可能である。
- (3) (1)(2)から比較的風量が小さくても段当りの圧力比を大きくして、しかも各段の羽根車の形を効率のもっともよいものにすることができる。
- (4) 4個の羽根車のすべてが軸端にオーバハングしているため、おのおのは独立のスクロール形スパイラルケースを有し、流体通路は従来の多段ターボ圧縮機に比べてはるかに効率のよい理想的な形状にできる。

* 日立製作所川崎工場

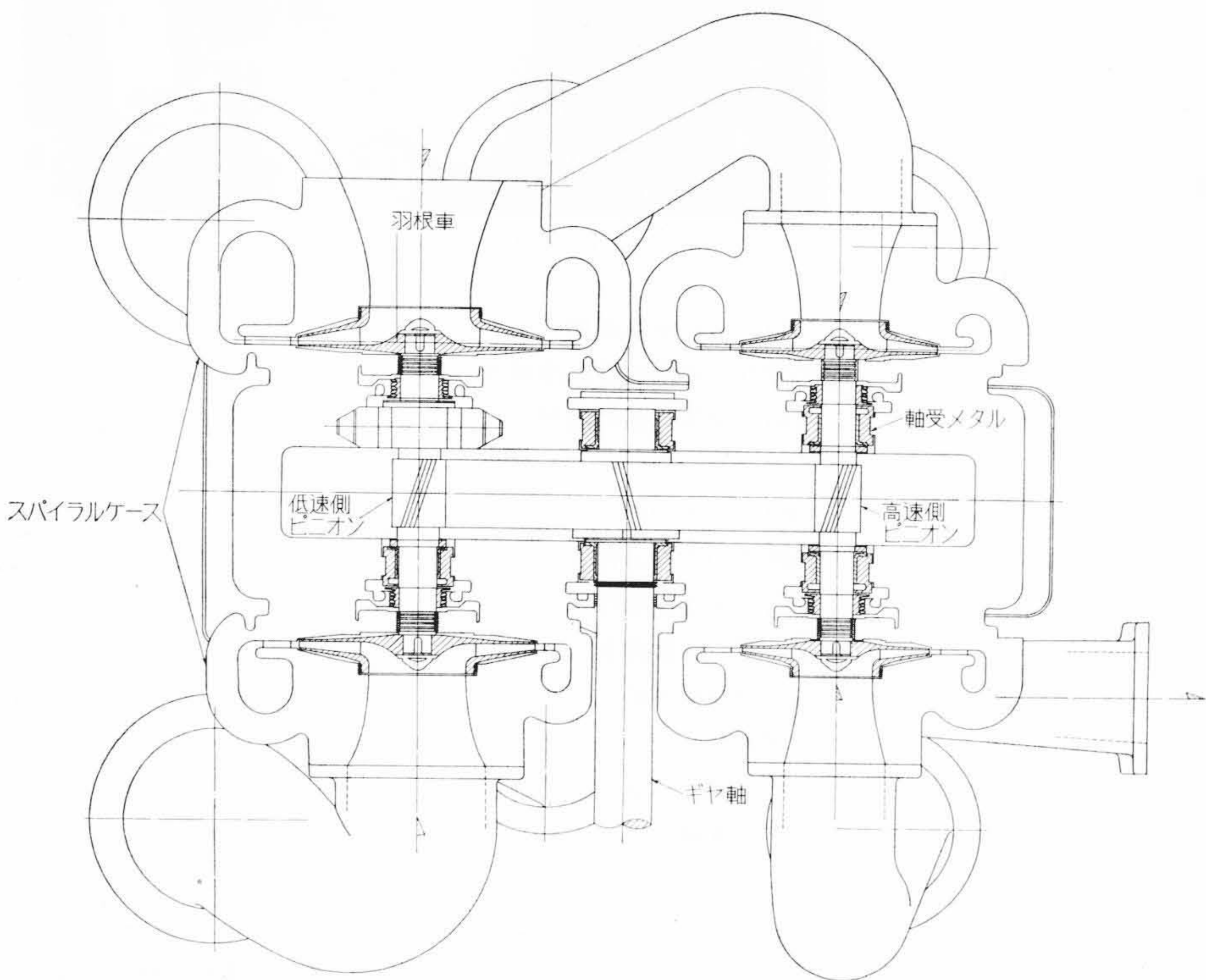


第1図 DH 形ターボ圧縮機外観

- (5) ターボ圧縮機の下部は中間冷却器を内包したベースになっており、各段ごとに冷却器が設けられている。これらの冷却器の容積は流体通路に無理をしなくても十分大きくとることができる。
 - (6) 以上の理由から、各段の段効率がよく、また冷却が十分行われるので、全体として高い効率がえられる。
 - (7) 増速歯車はシングルヘリカルで研摩仕上げをほどこして、単一ピッチ誤差数ミクロン以下という高い精度になっており、かつ完全な歯面給油が行われるので、高速回転、高周速にもかかわらずきわめて静粛で振動もない。
 - (8) 高い増速比の増速歯車装置を使用しているため、電動機はすべて4極のものが採用できる。
 - (9) ターボ圧縮機本体、増速装置、中間冷却器、ベースなどが一体として組立てられており、全体としてコンパクトですえ付面積が小さく、すえ付けも簡単で各部の保守点検も容易である。
- 以上のような特長をもつ本機の構造を第2、3図の組立断面図に



第 2 図 DH 形ターボ圧縮機断面図



第 3 図 DH 形ターボ圧縮機平面図

によって示す。

3. DH形ターボ圧縮機における技術的問題

前項で述べたような特長をもつ本機は第1～3図に示す構造からわかるとおり、従来の一軸多段形ターボ圧縮機と著しくその構造を異にしている。このため本機的设计、製作にあたっては種々の面で技術的に特に考慮されねばならない諸問題があり、これらは多くの研究実験から解決されてきた。以下その主要点について述べる。

3.1 機械構造上の問題

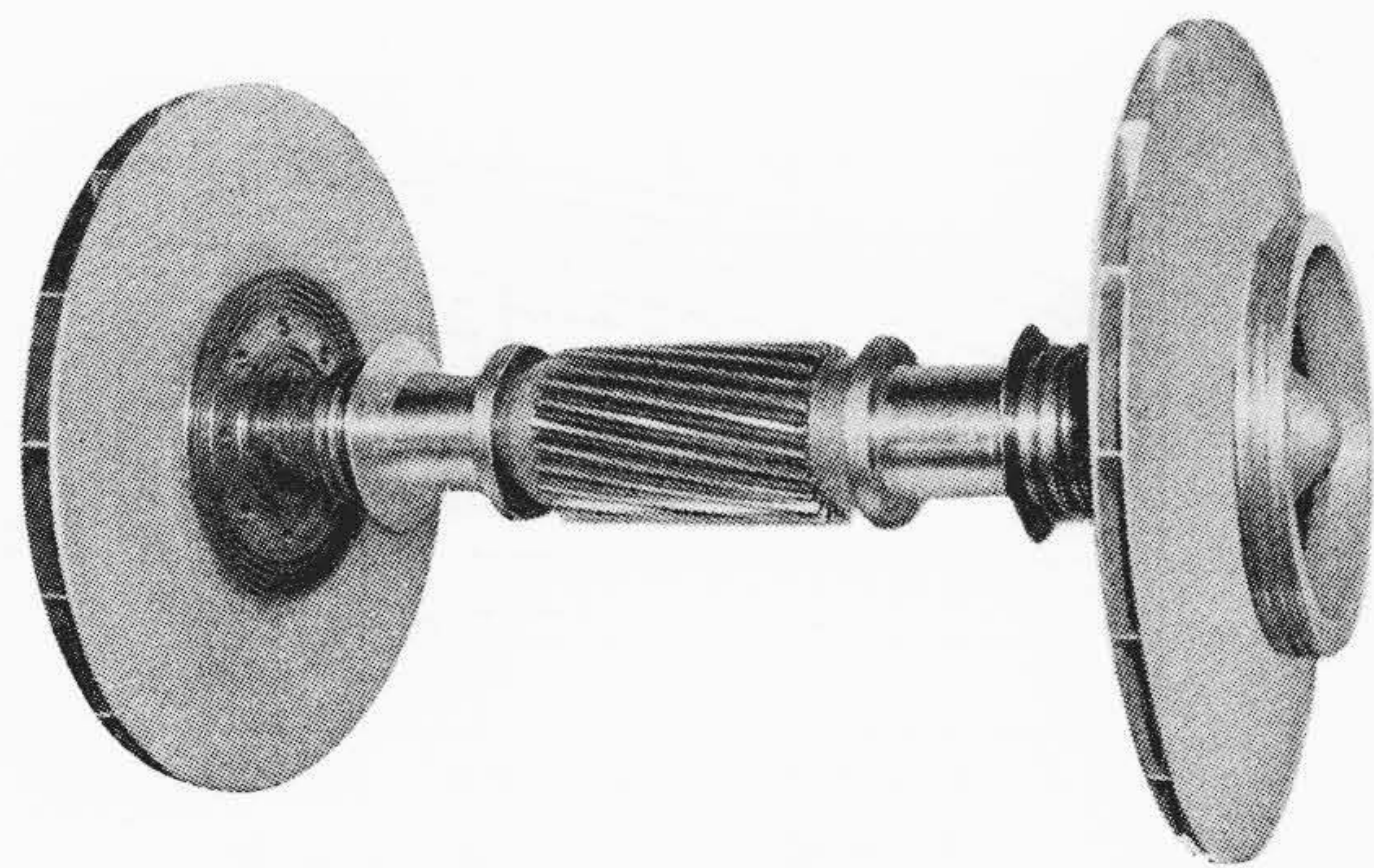
本機は8以上という増速比の2組の歯車が同時にかみ合い、また圧縮機本体が中間冷却器を納めたケース上に設置される構造のものであるために、安全かつ静粛な運転をさせるためには機械各部について種々特別の考慮がなされねばならない。

3.1.1 回転体の安定度

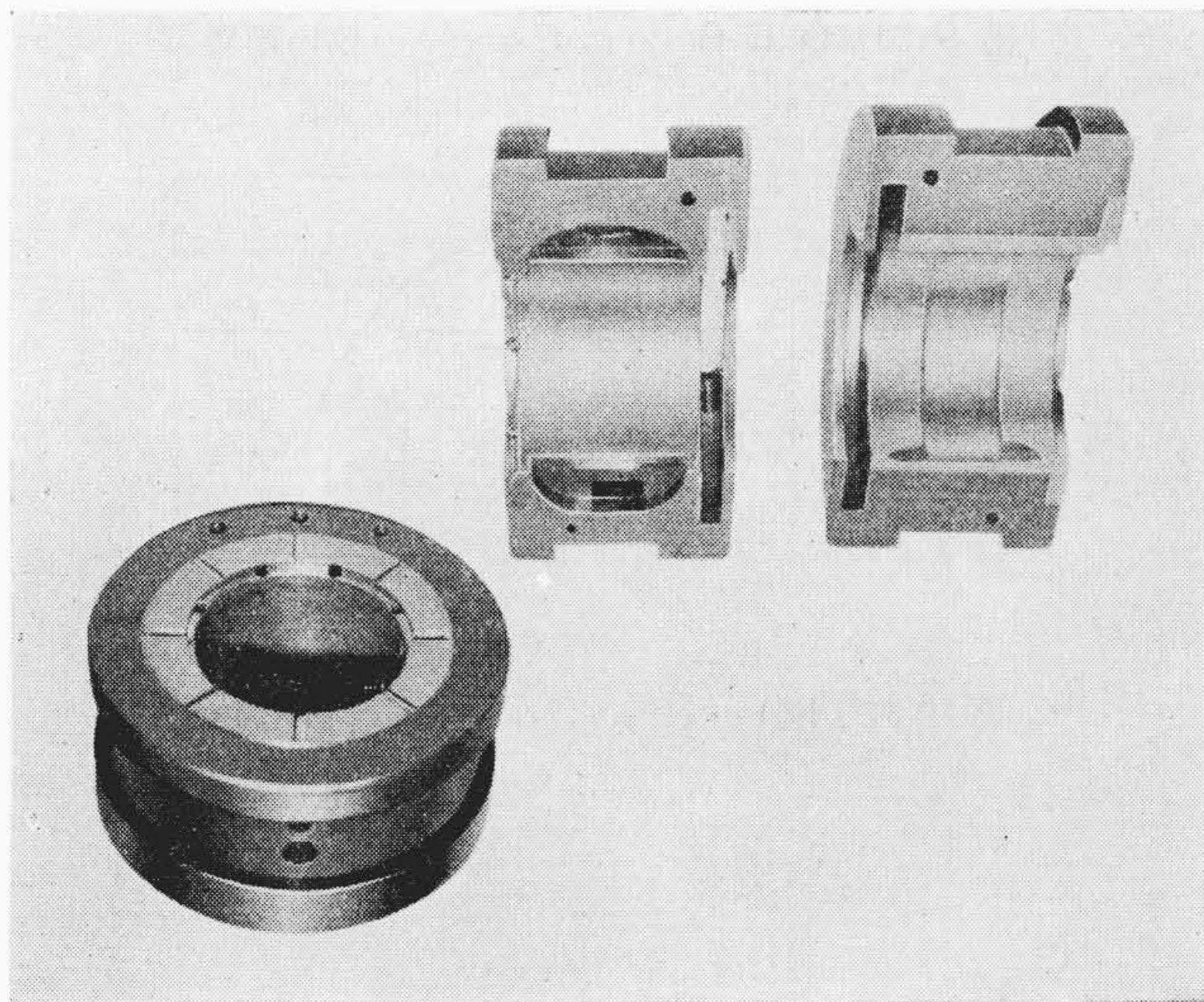
機械の振動を決定づけるもっとも重要な要素として、3個の回転軸系の固有振動数が問題となる。これらの固有振動数が、それぞれの軸の回転数に対して十分に安全であることが第1の条件である。特に2個の羽根車をオーバハングさせたピン軸系は、軸の回転数が高いので、オーバハング部を最小の寸法におさえてしかも十分な効果をあげるラビリンス構造にすること、および回転系自体およびこれを支持する軸受の剛性を十分なものとするこゝと、さらに支持部の剛性を考慮した軸系の固有振動数の算定を高精度で行うことが必要である。また回転体の動的つり合を精密にとることはもちろん重要で、回転系として組立ったものを動的つり合試験機により10 gr-cm程度以下の精度までつり合いをとる必要がある。第4図にはピン軸に組立てられた羽根車を示す。

3.1.2 軸受の安定度

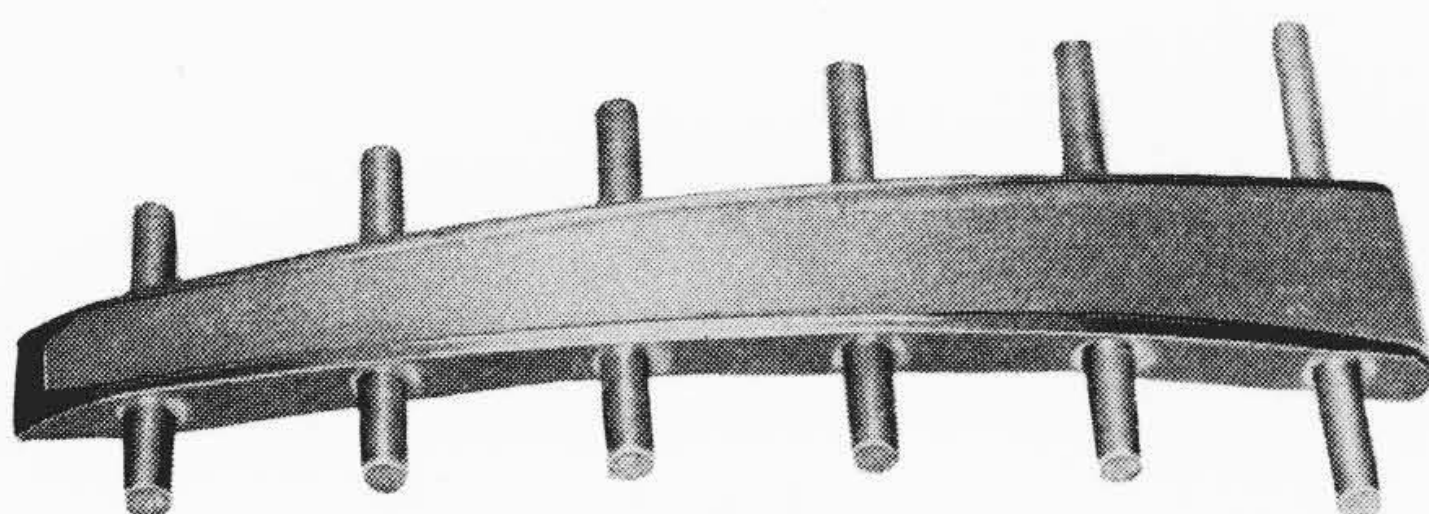
高速回転でか酷な荷重をうける軸受の安定度は機械の生命を左右する重要な問題である。潤滑系統に細心の注意を払い、潤滑油の清浄度を高く保つことが必要であることは論をまたないが、軸受内のジャーナルの安定度に特に意を用いなければならない。一般に軸受内のジャーナルの安定はジャーナルの偏心量および偏心角度に左右され、実験によればこのジャーナルの偏心をある程度以上大きくすることが軸を安定させる一つの要点である。とこ



第4図 ピニオン軸付羽根車



第5図 ピニオン軸受メタル

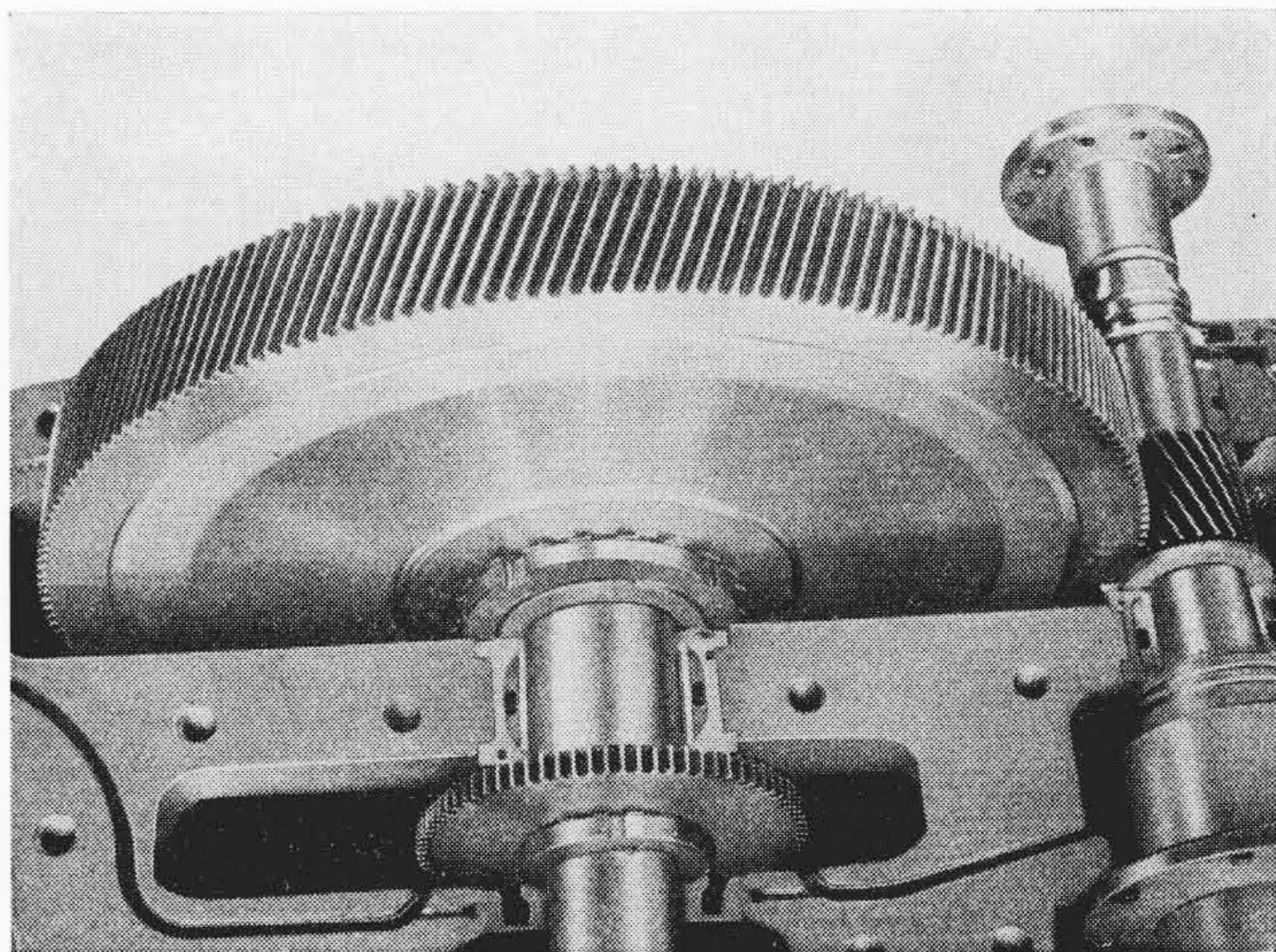


第6図 高速羽根車用特殊鋼製羽根

ろがジャーナルの偏心量は軸の回転数、軸受荷重、油の粘度、軸受のギャップ、軸受の形状などに支配され、本機の場合は普通の形状の軸受としたのでは偏心量および偏心角度を軸が十分安定である領域に納めることがむずかしい。したがってこのような条件のもとで、回転系に対する外部からのじょう乱に対して軸受内のジャーナルを安定にするような特殊な軸受形状ならびに油溝を必要とする。これが比較的偏心量の少ない高速回転軸を安定にする要点となる。第5図には高速ピニオン軸の軸受をしめす。

3.1.3 羽根車の強度

フルシュラウドのバックワードペーン構造で周速が300 m/sをこえる高速度であるため、羽根車を構成する各要素内に生ずる応力は高い値を示し、このため各部の強度設計、材料の吟味およびその熱処理、加工方法などには細心の注意が肝要となる。特に鉚については剪断応力のほかに曲げ応力がかからぬように注意しなければならない。特殊鋼を鉚打ち作業に適する状態にし、しかも高い応力に耐えるようにするため数多くの実験の結果から特殊な形状と熱処理ならびに高精度の加工方法が決定された。第6図には特殊鋼から削り出された羽根を示す。羽根車の製品を作る際は同一材料から採取したテストピースにより熱処理後の顕微鏡によ



第7図 高増速比実験機

る検査、ならびに材料試験を厳密に行い、さらに常用回転数の10%増し程度の過速度試験を行って十分に安全であることを確める必要がある。

3.1.4 増速歯車の精度

前述のように大きな増速比により、羽根車を含むピニオン軸系を高速回転で駆動し、大馬力を伝達する増速歯車を安全かつ静粛に運転するためには、その単一ピッチ誤差は数ミクロン以下、累積ピッチ誤差は10ミクロン程度という非常に高い精度を必要とする。また歯自体の強度、歯面の摩耗あるいはピッチングなどに対しても十分に安全であることが必要で、設計上、歯面の硬度、歯の応力、歯面圧力、さらに給油方法、かみ合いに影響する軸のたわみ、ケースの温度変化によるひずみなどに対する考慮がなされることはもちろんで、材料の熱処理、工作上に細心の注意が必要である。これらは第7図に示す実験機、ならびに運転中と同じトルク伝達の状態、動特性を調べる高速歯車かみ合試験機による各種の資料をもとに決定されている。

3.1.5 振動

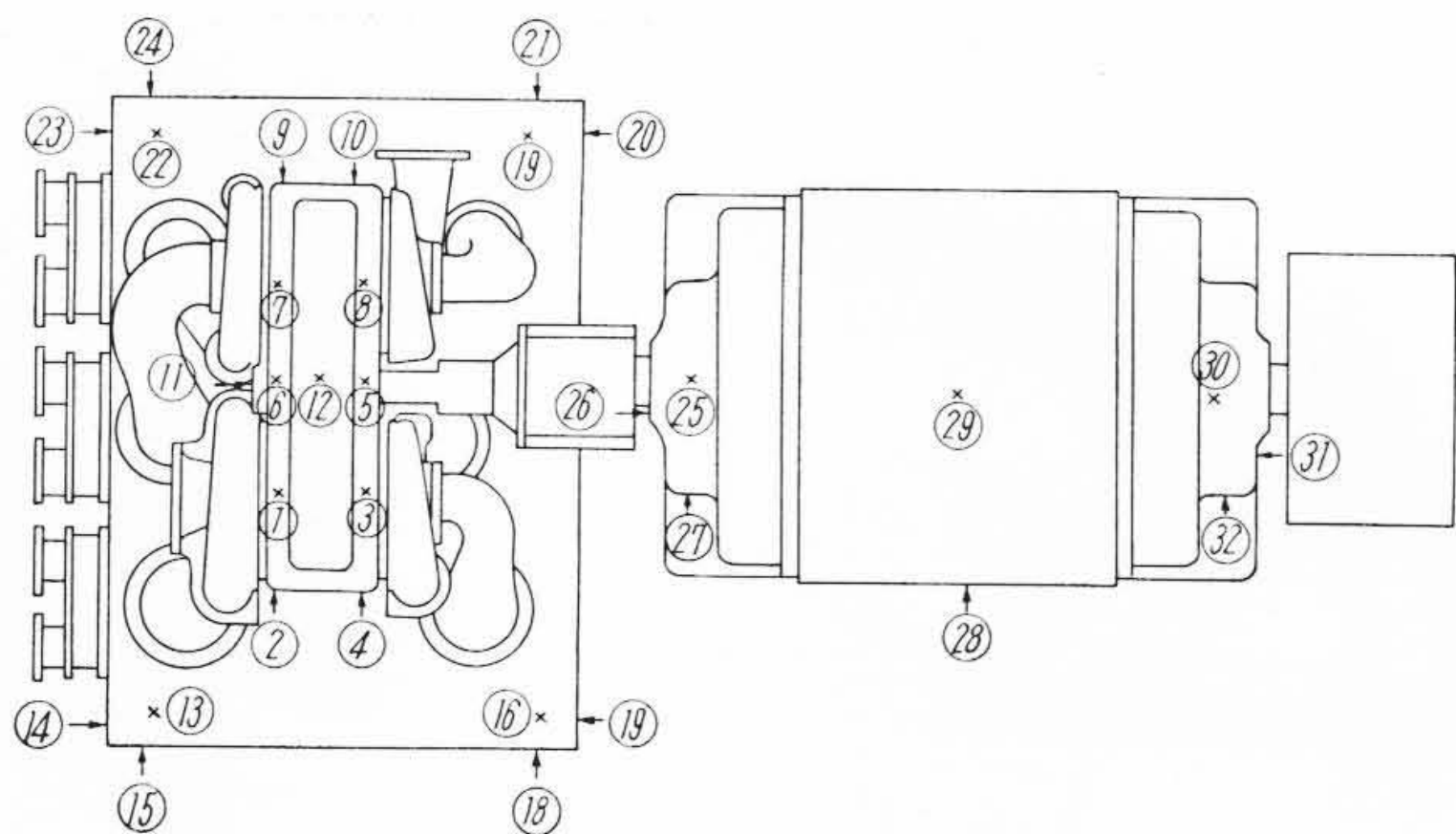
本機の振動を支配する因子として、上記の回転系の安定度、動的つり合い、軸受内のジャーナルの安定度、さらに増速歯車の精度などに関する問題のほかに、運転中における機械各部の温度変化によるひずみに対する考慮、さらに原動機から駆動されるギヤ軸の駆動方法、および機械のすえ付方法などがまた重要な問題である。これら機械構造上の諸問題に対して十分な検討がなされ、それぞれ適切な処置がとられてはじめて1,000kW以上の大馬力で一万数千回転の機械がいずれの部分でも数ミクロン以下という振幅値のきわめて静粛な運転が可能となるのである。第8図および第1表には本機の各部の振動の実測値の一例を示している。

3.2 性能上の問題

本機の羽根車は周速が大きいので羽根車内を通過する流体の速度はきわめて速く、そのため流体力学的に多くの問題が解決されねば到底高い効率はいえられない。また空気分離装置の原料空気圧縮機として最も適切な性能を発揮するよう特に考慮されねばならない。以下これらに関する二、三の主要点について述べる。

3.2.1 段特性に関する問題

ターボ圧縮機全体として適切な性能をもち、高い効率を発揮するためには個々の段特性がすぐれたものでなければならない。本機のように高速で高い圧力比の羽根車は気体の圧縮性の影響が大きく、流体の相似法則の適用も250 m/s程度の周速の羽根車とはかなりの差異がある。たとえば相似形のモデル羽根車の特性をつかんでもそのデーターは定性的の域をでず、圧力係数、流量係数



第 8 図 振 動 測 定 箇 所

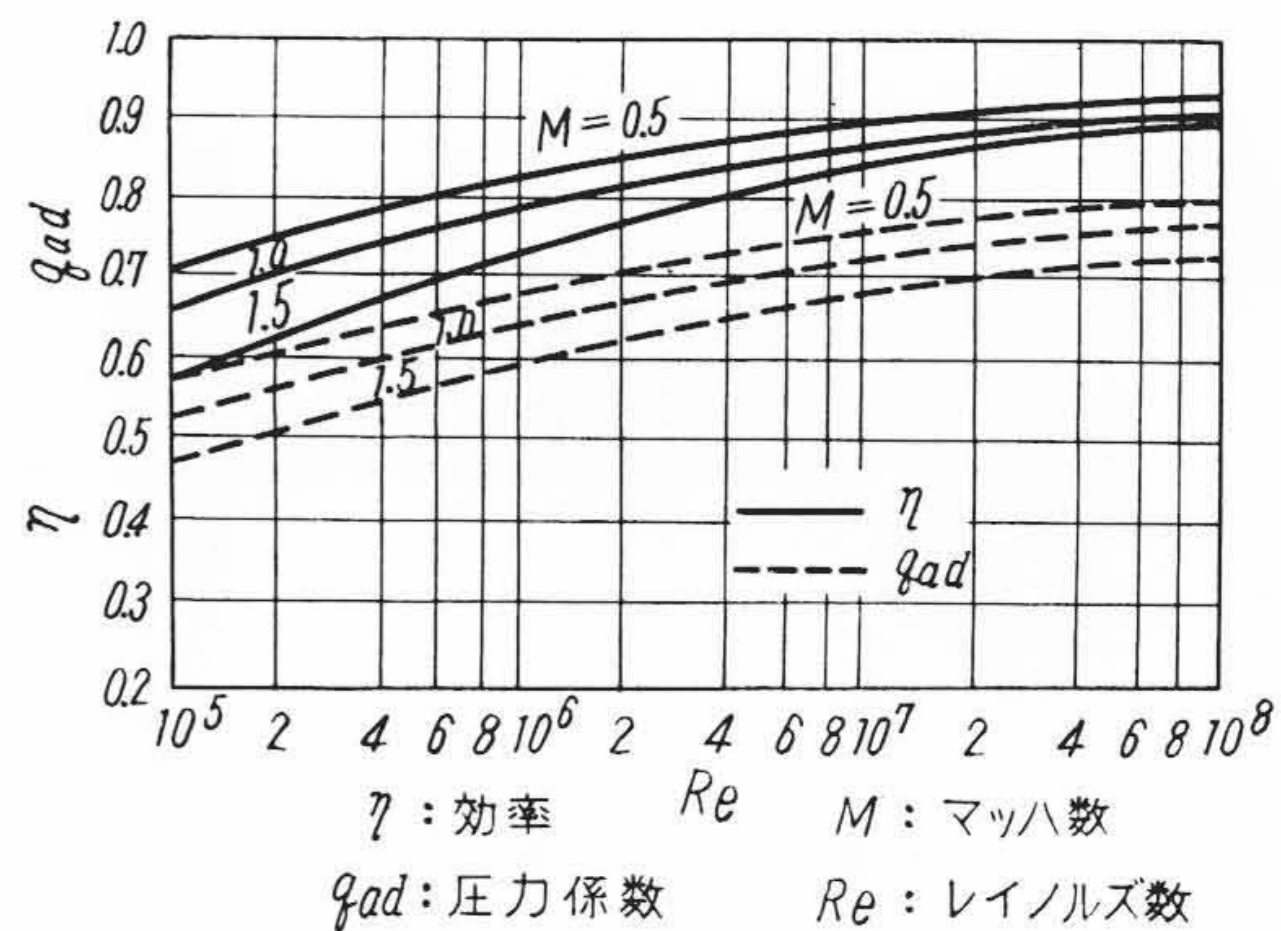
第 1 表 1,400 kW DH 形ターボ圧縮機振動測定値

測定箇所	振 幅	測定箇所	振 幅	測定箇所	振 幅
①	1.4	⑫	1.4	⑳	0.5
②	1.4	⑬	0.5	㉑	1.0
③	1.4	⑭	0.5	㉒	0.5
④	1.1	⑮	1.0	㉓	0.6
⑤	1.0	⑯	0.5	㉔	1.6
⑥	1.2	⑰	0.5	㉕	1.9
⑦	1.9	⑱	1.1	㉖	0.6
⑧	1.3	㉒	0.5	㉗	0.6
⑨	2.8	㉓	0.5	㉘	1.4
⑩	1.2	㉔	1.0	㉙	1.2
⑪	2.6	㉕	0.8		

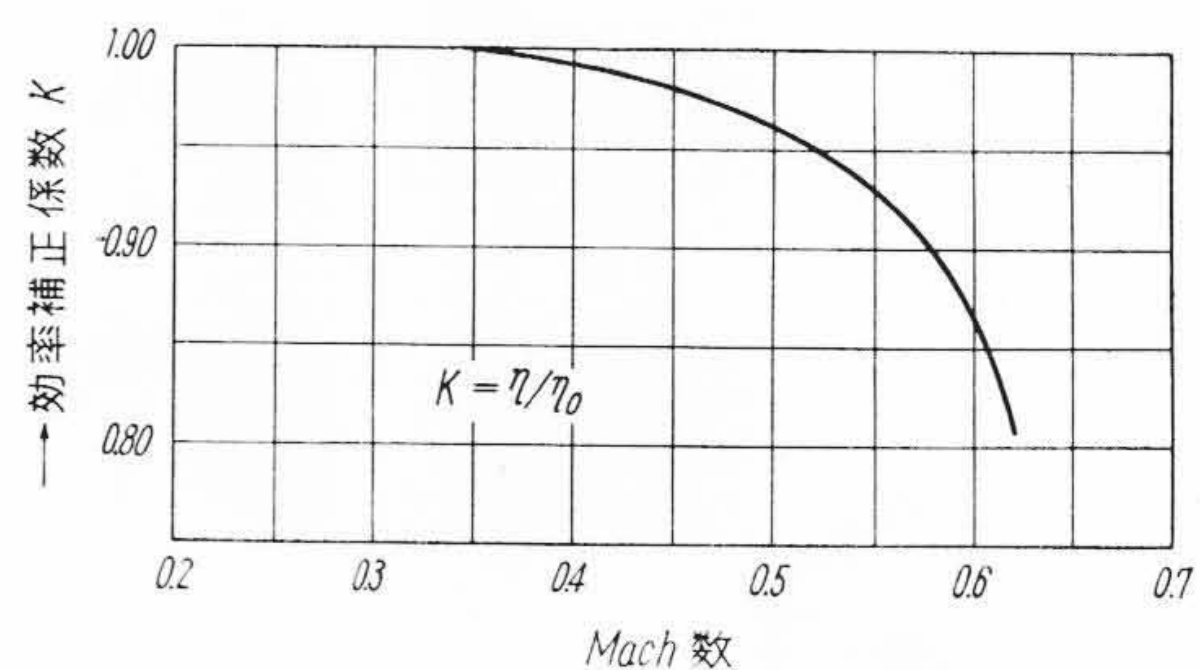
(全振幅単位 μ)

などの特に正確な定量的データが必要とする実機の設計にはなんら役にたらず、各諸元についての定量的な系統だったデータがぜひとも必要であり、このためには多大の費用と時間をかけた実験を必要とする。ここに紹介する特性の数例は過去における多くの研究実験によって積み重ねられたデータのごく一部で、実機の設計にあたってはこのような詳細な数多くのデータを基礎として設計が行われるのである。高速羽根車では流体速度が速いためレイノルズ数の点からは有利であるが、一方羽根車への相対速度のマッハ数の影響を無視することができなくなる。羽根車の流体損失を最小にするためには、流体通路、回転円板の表面などができる限り平滑にすることが必要で、高速気流であるから面のあらさの程度が表面摩擦に大きく影響し、またわずかの突起があっても渦流を生ずる原因となる。また一般に減速流では境界層のエネルギー消耗によるはく離を起しやすいので、羽根流路内におけるはく離を防止するためには、羽根流路の形状、速度勾配、圧力勾配などには細心の注意が必要となる。また羽根車と同様、羽根車入口部の流体導入部では流体の方向変換が行われるため偏流、はく離を生じやすく若干の流線の疎密を生ずることは避けられないが、なるべく均一な流れが得られるよう適切な形状としなければならない。平均速度に対して局所的にかなり速い速度の部分ができると局所マッハ数が高くなり、その影響が無視できなくなる。

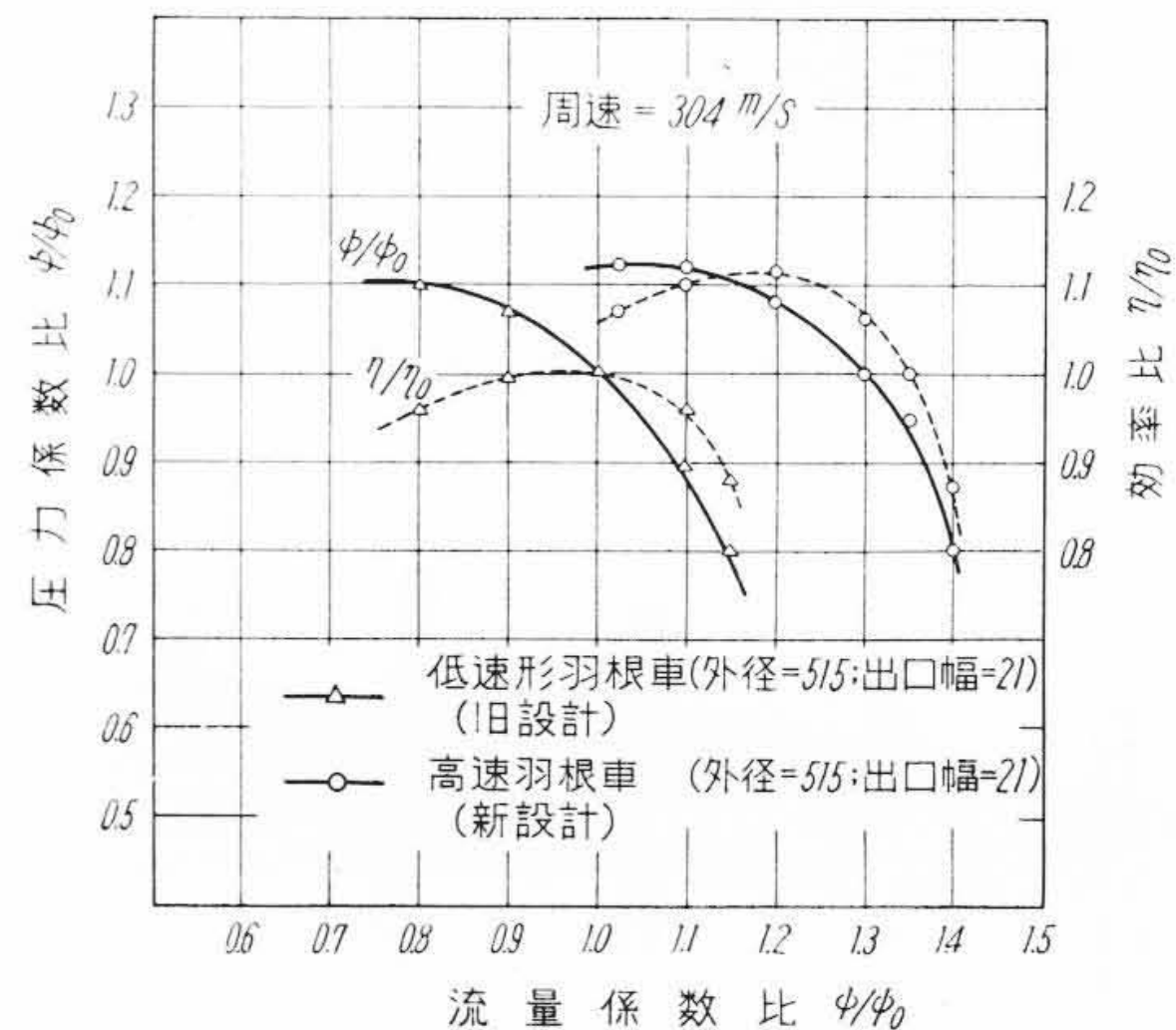
第 9, 10 図には O. E. Balje と B. Eckelt によるマッハ数の性能に及ぼす影響を示す。また 第 11 図は周速が 250 m/s 程度の羽根車と同じような構造のものと、これを上記のような諸点を考慮し設計した羽根車とを、同一の 300 m/s 程度の周速で運転した場合の流量係数と圧力係数および効率の関係を示している。この比較によって高速流体に対する考慮がなされた羽根車が流量係数、効率ともにはるかに大きくいかにすぐれているかがわかる。第 12 図には出入口幅が異なり、側板の傾斜およびそのほかの寸法がほぼ同一である羽根車の性能の比較を示しているが、これによると無次元化した圧力、流量係数の関係が著しく異なることがわかる。低い周速の羽根車ではかかる大きな差異は認められない。また高



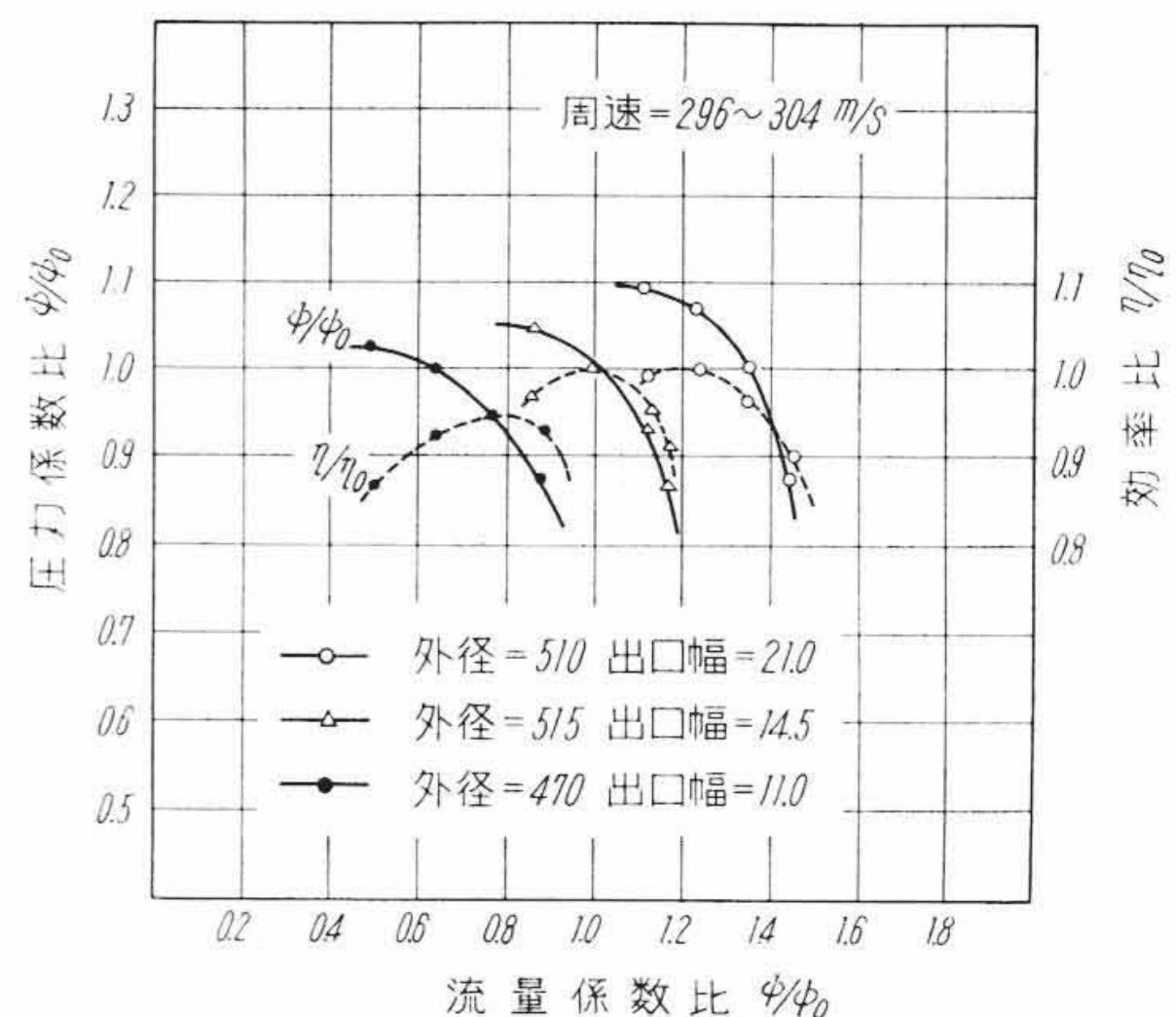
第 9 図 O. E. Balje によるマッハ数の影響



第 10 図 B. Eckelt によるマッハ数の影響



第 11 図 高速羽根車の性能



第 12 図 高速羽根車における出口幅の影響

速羽根車では特に羽根車出口においてはまだかなり大きな速度エネルギーをもっているので、この動的エネルギーをもっとも有効に圧力に変換するようなディフューザおよびスパイラルケースの構造が重要になる。比較的短い通路でできるだけ多くの速度エネルギーを圧力に変えるには、この部分における流体通路の表面を

きわめて平滑にして表面摩擦を最小にし、またはく離、偏流などの生じない拡大通路を設け、合理的な形状のガイドベーンをおくことが最も有効である。第13図にはディフューザ部にガイドベーンを設けた場合と、設けない場合の比較例を示している。これによればガイドベーンを設けることによって圧力係数を高くすることができ、また効率もはるかにすぐれたものとなることがわかる。高速羽根車は一般に羽根車出口における流体の流出角度が小さいためにガイドベーンへの流入角度もまた比較的小さい。したがって入口角度のわずかな変化によっても特性に変化を及ぼすのでこの入口角度およびガイドベーンにおける流路の形状がきわめて重要な要素となる。第14図にはガイドベーンの入口角度の相異による性能の比較例を示す。

3.2.2 全体性能

ターボ圧縮機の全体性能は各段の段特性の積み重ねによってえられるので、最高の性能を発揮するためには定格点において各段が最高効率を出しうるように設計されねばならない。このためには圧縮が段から段へ進むときに各段における吸込風量が高精度で設計値と一致し、各段の特性がよくマッチした羽根車が作られねばならない。実際に作られた各段の羽根車が予期した性能を発揮しなかった場合、あるいは中間冷却器における冷却効果、圧力損失などが設計時の予想と異なった場合、いわゆる段のミスマッチングを生じ、全体の性能に大きな影響を及ぼすとともに、最高の効率が望めなくなる。しかして段特性が急傾斜であるほどその影響が大きい。高速羽根車においては前述のようにガイドベーンを使用することが有効であるが、この場合段特性曲線は急傾斜となって各段のマッチングがむずかしくなる。このためガイドベーン的设计がきわめて重要となり、豊富な定量的データを擁しなけ

第2表 1,050 kW DH 形ターボ圧縮機の実測による効率分析値

断熱効率 η_{ad}	1 段	0.80
	2 段	0.80
	3 段	0.78
	4 段	0.75
等温効率 η_i	0.67	
容積効率 η_v	0.985	
機械効率 η_m	0.945	
全効率 (等温) $\eta_{i all}$	0.625	

れば最高性能が望めないばかりか、ガイドベーン的设计を誤ったばかりで全体の性能に大きな影響を及ぼし、サージング限界が思わぬ点にきたり、最大風量が設計点の近くにきたり使用範囲が極端にせまくなってしまうことがある。またターボ圧縮機において最も重要な効率は上述の各段の段特性から決まる内部効率（流体効率）と、機械損失から決まる機械効率、さらにそれから決まる体積効率の3者によって決まる。しかして冷却器をもつターボ圧縮機においては等温効率をもって表示するのが最も合理的である。この等温効率は

$$\eta_{i all} = \eta_i \times \eta_m \times \eta_v$$

η_i : 内部効率 (等温)

η_m : 機械効率

η_v : 体積効率

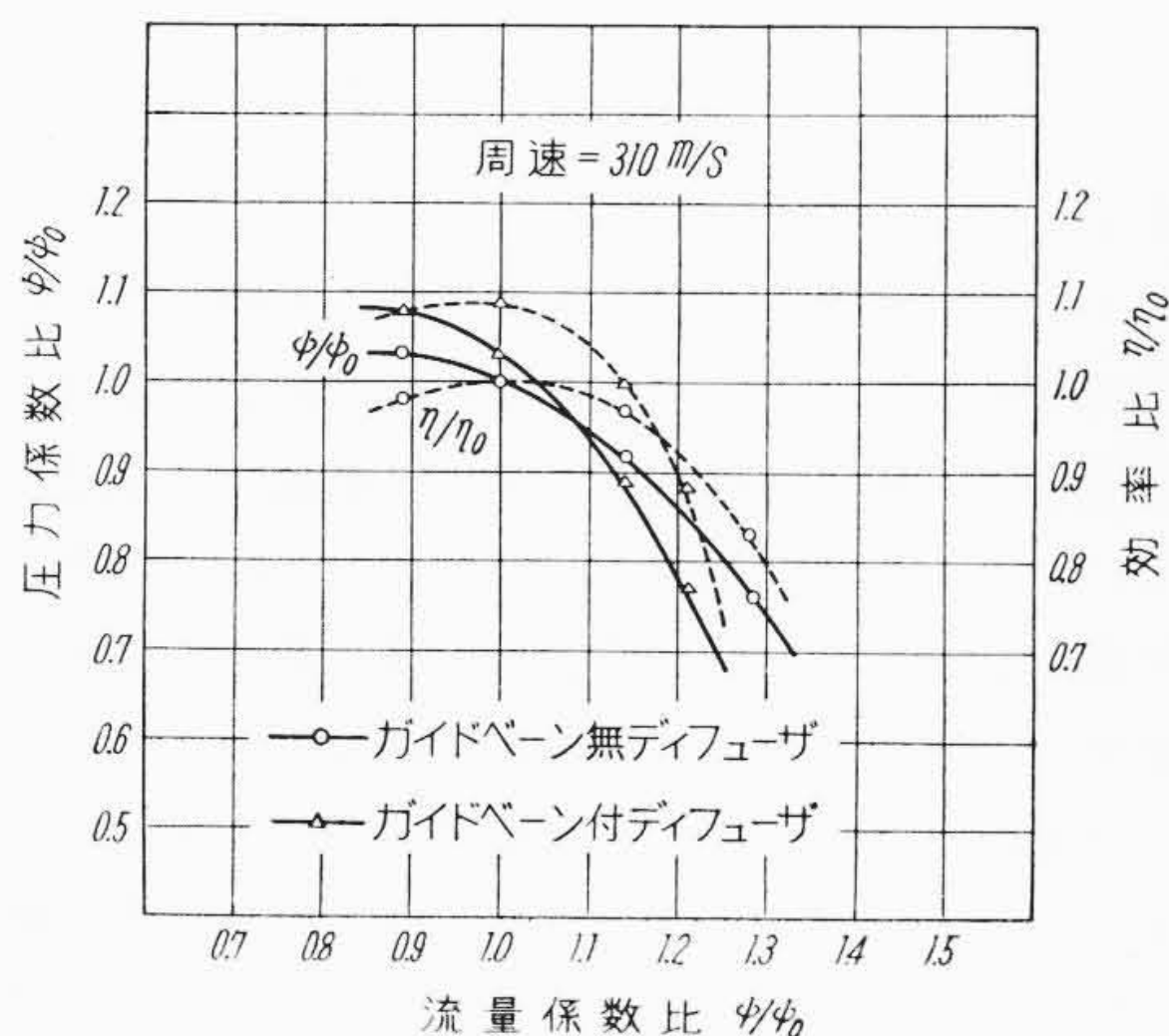
で表わされる。第2表には一例として実機における効率の分析値を示す。

3.2.3 容量調整

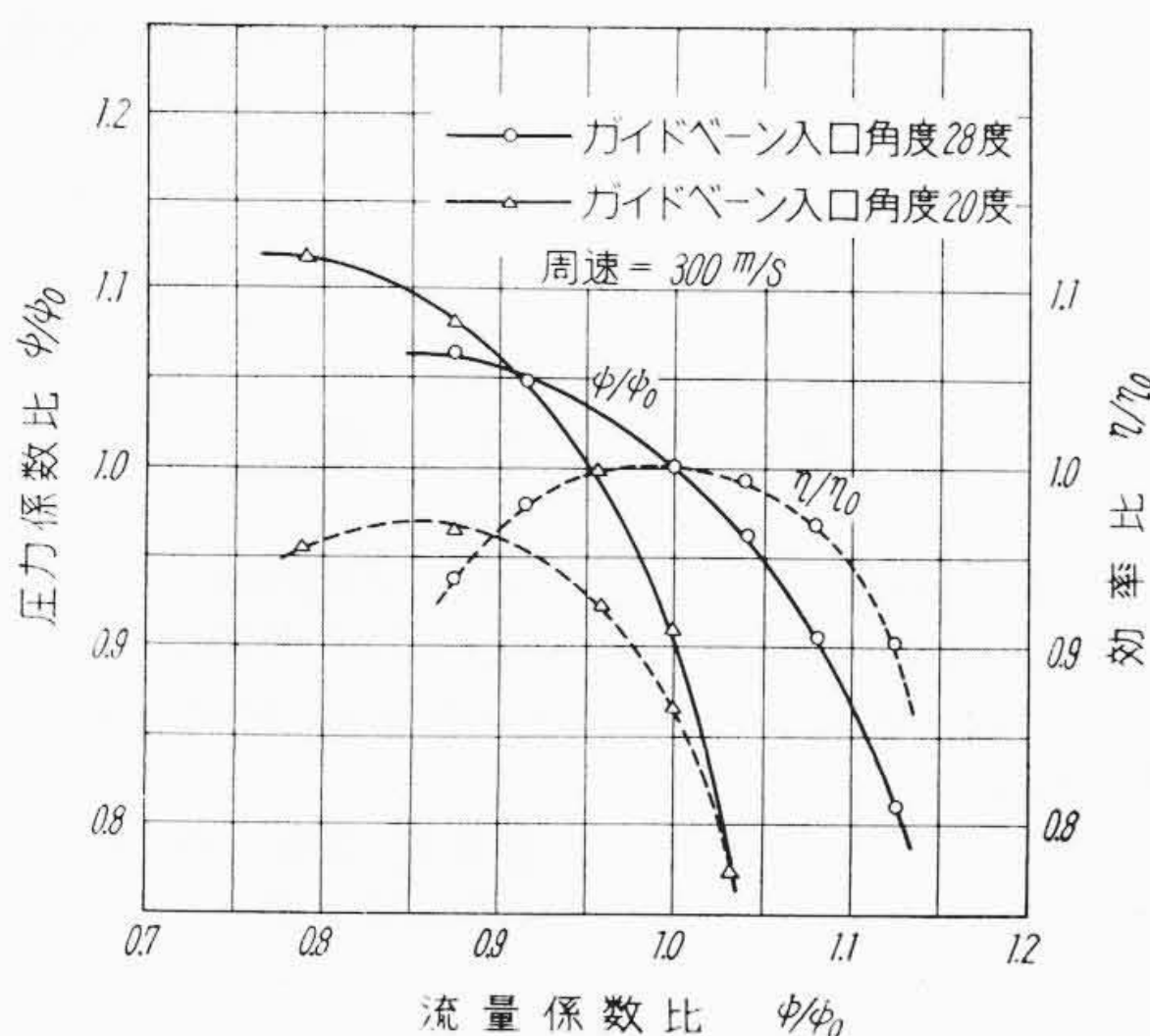
空気分離装置の減量運転に伴って原料空気圧縮機を部分負荷で運転することが要求されることがある。この場合一般に用いられている方法では、吸込側のバルブあるいはダンパを絞って減量を行っているが、この方法は吸込側における圧力損失が大きく効率が悪い。この欠点をなくすために本機では1段目および必要に応じて3段目の羽根車入口部に可動翼を使用した、いわゆるベーンコントロールを行っている。本機のように軸方向の吸込口をもつ羽根車にとって、この方法は高速、高圧力比であるにもかかわらずきわめて有効であることが実機によって確かめられた。第15図はベーンコントロールによってその段の特性がいかに変化するかを示し、第16図には全体性能の変化を示す。また第17図には吸込側の絞りによる場合とベーンコントロールとの比較を示す。第18図は実機の1段目羽根車入口部に取付けられたベーンコントロール装置を示す。

3.2.4 空気分離装置とのマッチング

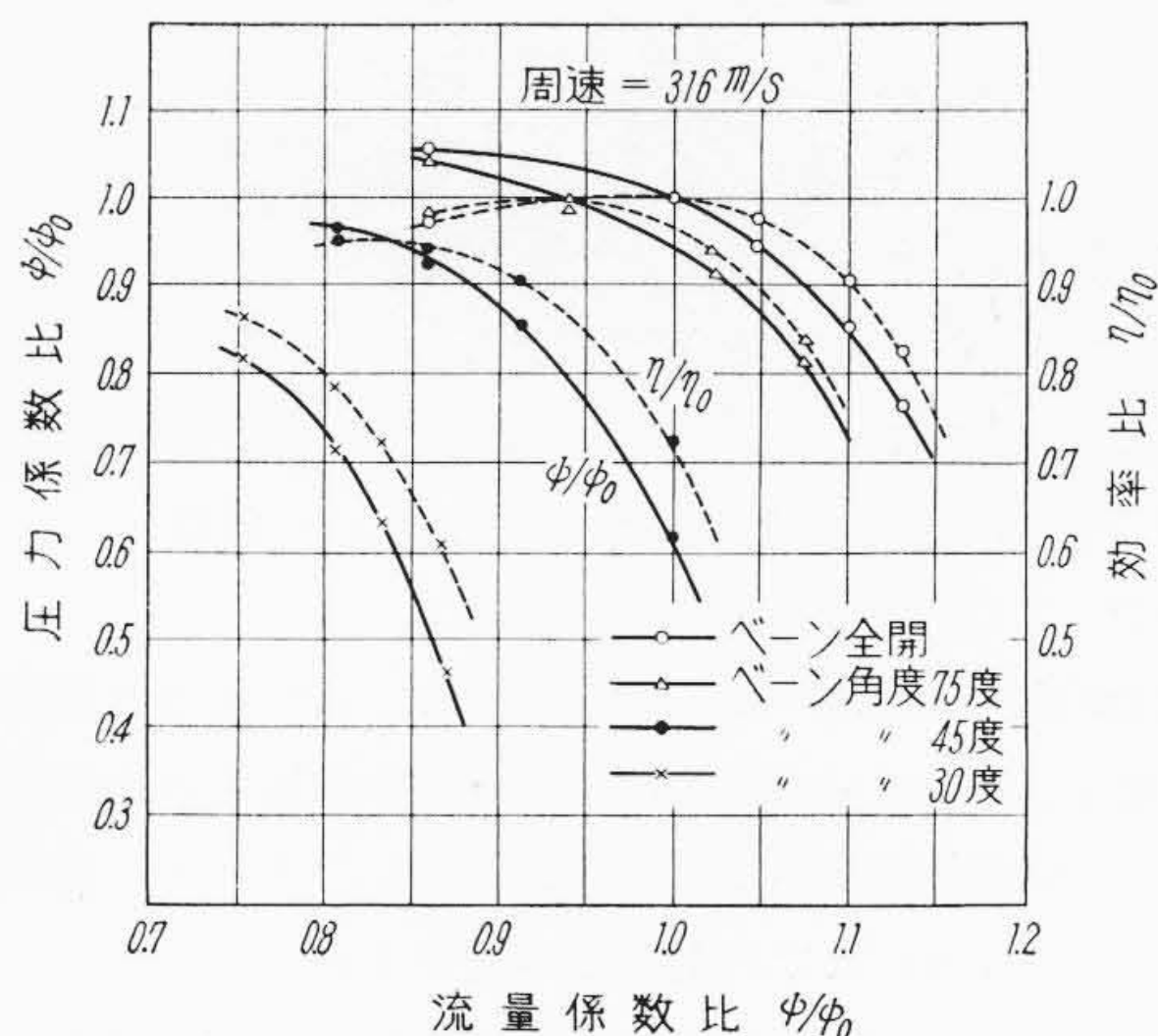
空気分離装置の原料空気圧縮機として使用される場合には、分



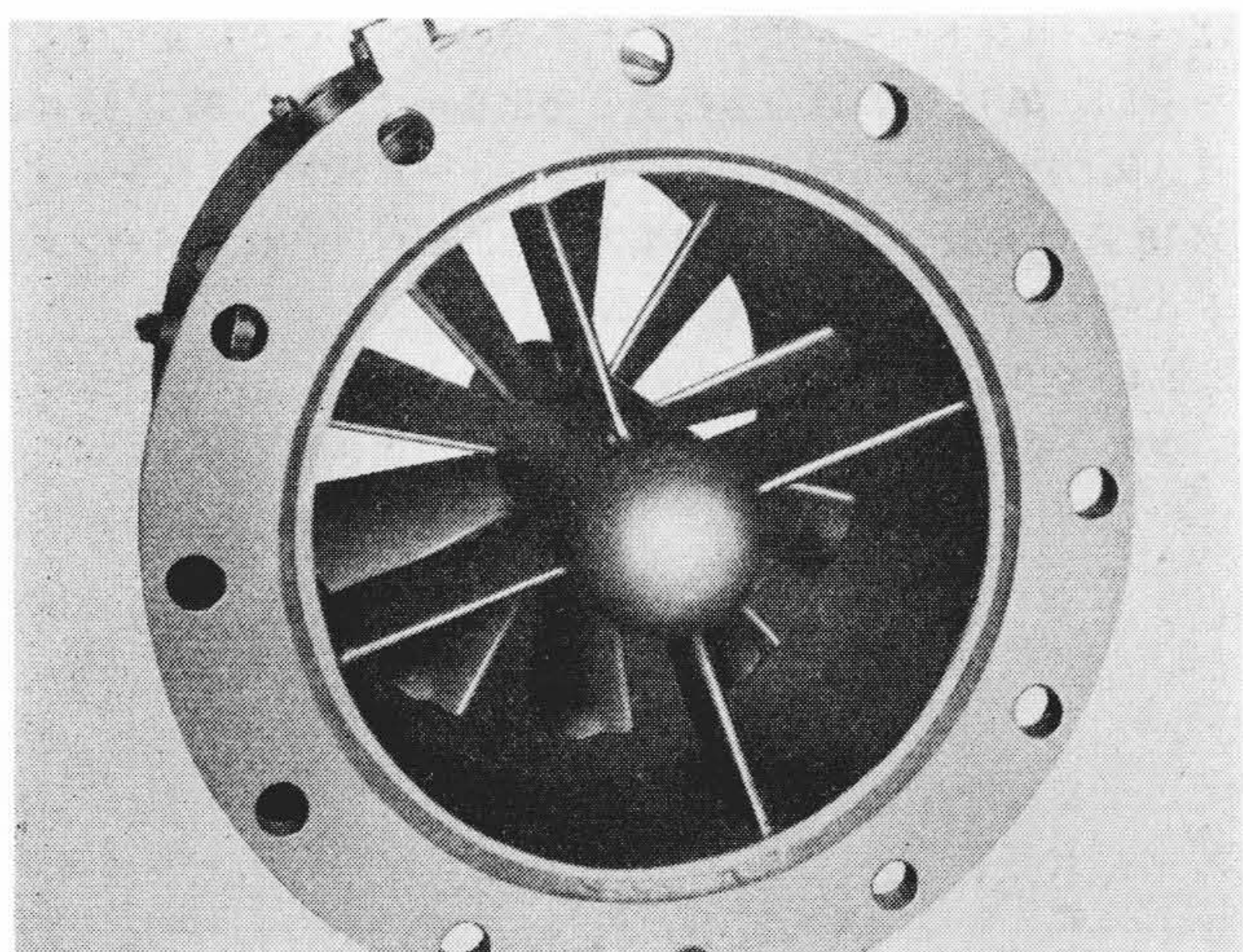
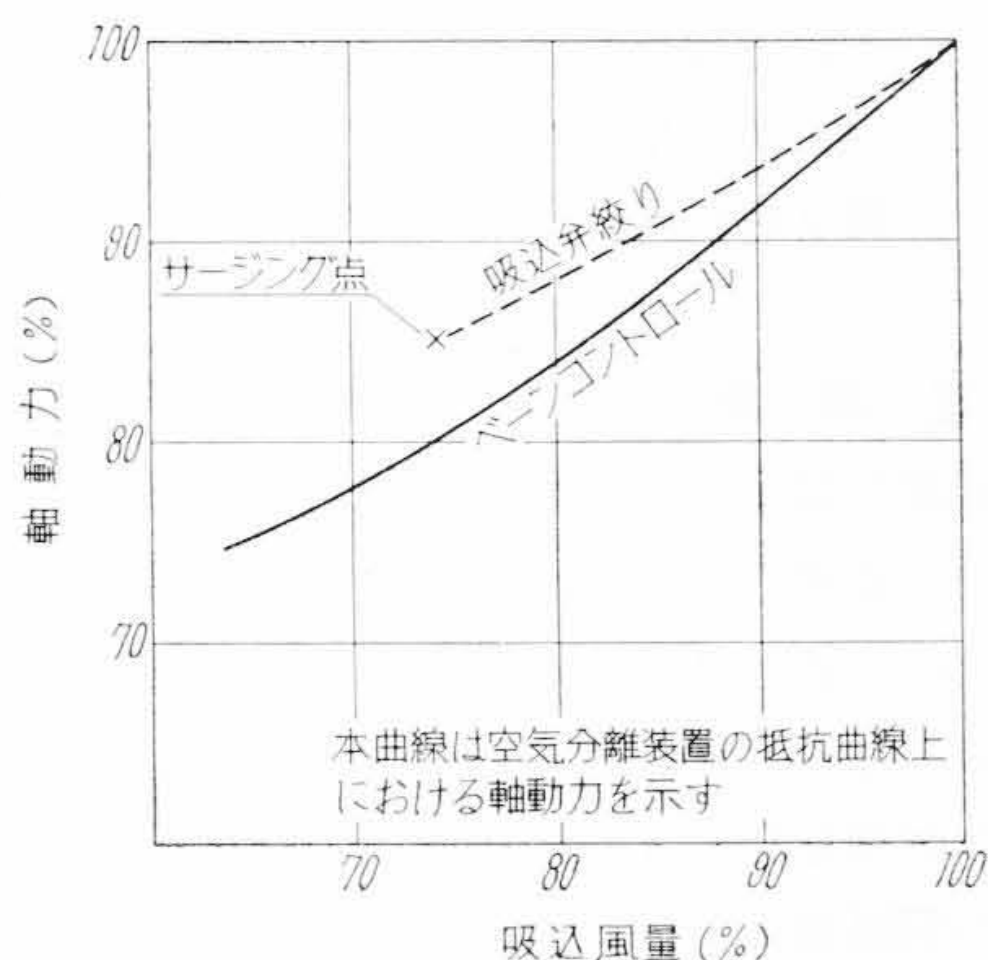
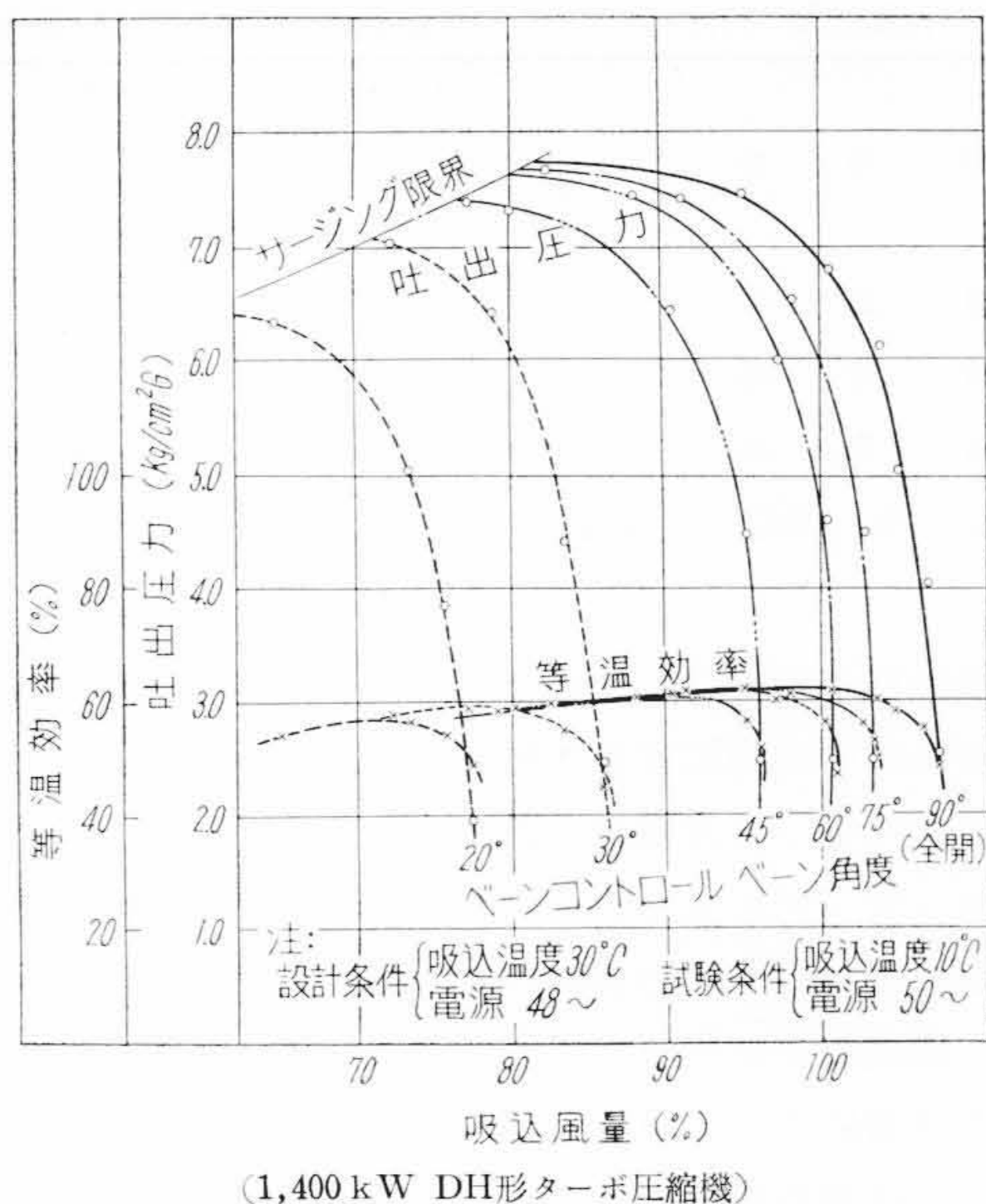
第13図 ガイドベーンの有無による性能比較



第14図 ガイドベーン入口角度の変化による性能比較



第15図 ベーンコントロールによる段特性の変化



離装置の特性とマッチした性能であることが重要な問題となる。空気分離装置においては運転中に一定の周期で蓄冷器の切換えが行われ、その瞬間には抵抗曲線が急変し、ターボ圧縮機の作動点が流量の少ないほうにずれ圧力が上昇する。この圧力上昇の度合いは蓄冷器の大きさ、切換機構などから決ってくるが、この変動に対してターボ圧縮機が安定でなければならない。このためには

作動点の圧力に対してサージング点の圧力が十分に高いことが必要で、サージング点の流量はさほど重要ではない。さらに減量運転を行った場合には作動点の圧力とサージング点の圧力が近づくので、できるだけサージング点の圧力（最高圧力）が下らない減量方法が有利となる。第 16 図に示したようにベーンコントロールによる調整がこの点からも安定した有効な方法であることが明らかである。また通常空気分離装置およびターボ圧縮機の定格点は年間における最悪の気象条件をもとにきめられる。ところがターボ圧縮機は気温の低下に伴って吐出空気量、圧力ともに大きくなり、さらに長期連続運転に対して内部の汚れにより容量の低下が考えられるので、その容量にある程度の余裕をもたせなければならない。したがって年間を通じて定格点の運転を行うためにもターボ圧縮機の吐出空気量を分離装置にあわせて加減しなければならない。この場合にもその損失が少ない効率のよいベーンコントロールが有効となる。第 16 図に示したようにかなりの減量に対しても効率の低下が非常に少ない。さらに長期間を通じて安定した効率のよい運転をつづけるためには、吸入空気に対する考慮が重要である。一般に空気分離装置が設置される場所のふんい気は必ずしも良い条件になく、工場地帯などではむしろ最悪の状態であることが多い。このためターボ圧縮機、および空気分離装置の保護のために空気中のダストの処理、あるいは腐食成分に対する処置が必要となる。年間を通じての気象条件の変化の影響をなくす目的も合わせて、吸入空気を適当な装置で水洗し、除塵と腐食成分の吸収を行わせるとか、またふんい気の状態にマッチした空気ろ過器を設置してダストの吸着を行わせるなど、それぞれの立地条件において慎重に考慮された適切な処置があってはじめて長期間、効率を落すことなく安定した性能を保つ空気分離装置が可能となってくるのである。

4. 結 言

以上、日立全低圧式空気分離装置用として設計製作された日立 DH 形高速ターボ圧縮機について述べたが、本機は空気動力源などのほかの目的にももちろん使用しうるものである。本機は他社にさがけて高速化した新しい構造のターボ圧縮機で、4 段でこれだけの圧力を出しうるターボ圧縮機は国内においてはまだその例をみない。第 1 号機を製作して以来、種々の困難な多くの技術的問題を克服し、いまや世界水準に達する安定した優秀な機械として好評をえているが、今後は本機をさらに大容量のものにまで適用してゆくことに設計上、工作上の課題が残されている。従来にその例をみない新機軸の DH 形高速ターボ圧縮機を育てあげるにあたって、本機に対し深いご理解を寄せられ、また技術的問題の解決にあたっては終始、多大のご協力を賜った顧客各位、ならびに社内関係者各位に衷心より感謝するとともに、今後のわれわれの努力に対してもいっそうのご支援あらんことをねがうものである。

参 考 文 献

- (1) D. G. Shepherd: Principles of Turbomachinery 262 (1956)
- (2) A. J. Stepanoff: Turbobl原因 147 (1955)
- (3) B. Eckelt: Axialkompressoren und Radialkompressoren 309 (1953)
- (4) 河田三治監修: 空気機械工学便覧 396 (昭 30)
- (5) 宮野, 瀬賀: 日立評論 別冊 19, 31 (昭 32-9)
- (6) 明山, 歌川:
日立評論 38, 585 (昭 31-4)
- (7) 明山, 歌川, 笠原: 日立評論 38, 679 (昭 31-5)