

富士製鉄株式会社室蘭製鉄所納
空気分離装置用5,500kW原料空気圧縮機
5,500 kW Axial Air Compressor for Tonnage Oxygen Plant,
Supplied to Fuji Iron & Steel Co., Ltd.

伊 地 知 幸 文* 広 豊*
Yukifumi Ijichi Yutaka Hiro

内 容 梗 概

富士製鉄株式会社室蘭製鉄所納 10,000 Nm³/h 空気分離装置用 5,500 kW 原料空気圧縮機は昭和 36 年 5 月に装置とともに運転を開始して以来、好調に稼働している。この圧縮機設備には全段軸流圧縮機を使用し、またその昇圧方法は、5,500 kW 電動機の両側に 2 台の圧縮機を直列配置するという従来に例のない形式を採用したがその結果はきわめて良好であった。

本稿では原料空気圧縮機として使用されている 5,500 kW 軸流圧縮機設備の仕様、機器配置、構造、重要な技術的問題点および性能試験結果について要約して述べる。

1. 緒 言

近年各種産業界における酸素の需要はますます増加の一途をたどり、特に鉄鋼工業、重化学工業においては酸素製造装置の大容量化とともにその設置が急速に進められつつある。近年増加したこれらの酸素製造装置の大半は全低圧式空気分離機装置である。

この空気分離装置用原料空気圧縮機には、従来遠心式圧縮機が多く用いられていたが、容量の増大に伴い当然軸流形式の圧縮機が適用されるすう勢となり、今回、日立製作所において製作された富士製鉄株式会社室蘭製鉄所納め 10,000 Nm³/h 空気分離装置用原料空気圧縮機は、全段軸流圧縮機による圧縮機設備のわが国における第 1 号機である。全低圧方式による空気分離装置の所要圧力はほぼ 5 kg/cm²g である。このため本設備の昇圧方法は特殊な形式が採用されている。すなわち 2 台の軸流圧縮機を直列に配置するという全く新しい形式の原料空気圧縮機設備となっている。

軸流圧縮機は近年の産業界の好況と設備の大形化に伴って、種々の用途において確固たる技術的基盤を築くに至っているが、この原料空気圧縮機に採用されているような特殊な配置では、いろいろ新しい技術的問題が生ずる。本機においてはそれらを完全に解決しきわめて優秀な成果をあげたが、このことは、軸流圧縮機の一つの適用分野を開拓したことにもなり、また今後の酸素製造装置の大形化に寄与するところきわめて大きいと云えるであろう。

以下、富士製鉄株式会社室蘭製鉄所納め 10,000 Nm³/h 空気分離装置用原料空気圧縮機設備の仕様、機器配置、構造、技術的な問題点および試験結果について述べる。

2. 仕 様

原料空気圧縮機に使用されている軸流圧縮機および駆動用電動機の仕様は第 1 表に示すとおりである。

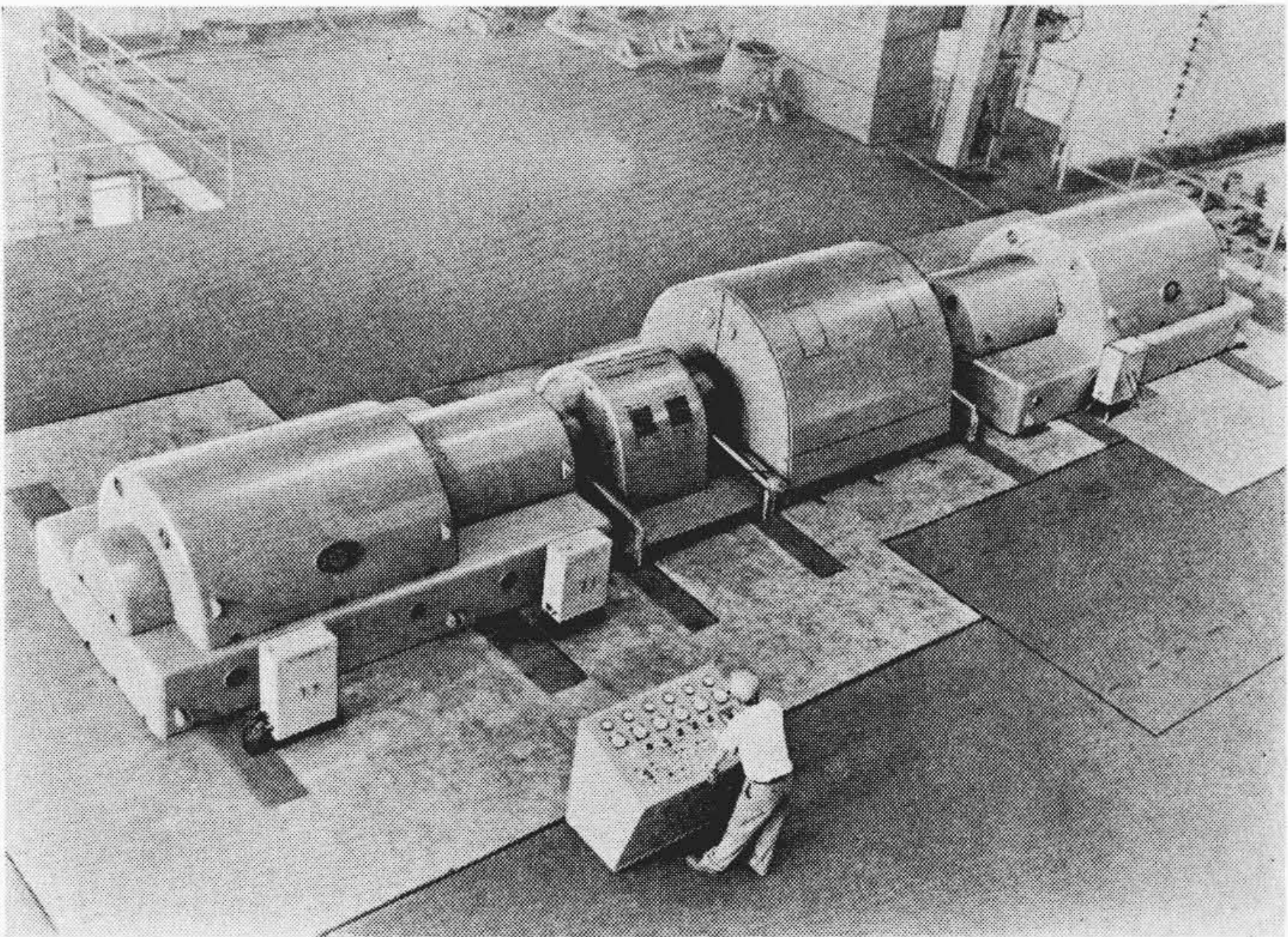
3. 圧縮機設備概要

3.1 全 体 配 置

本圧縮機設備の機器の配置は、2 台の軸流圧縮機を増速装置を介して両軸電動機の両側に配置し、各圧縮機に対する容積流量および圧力比に最も適した回転数を選定している。また昇圧に要する動力の軽減をはかるために、低圧段機と高圧段機との間に中間冷却器を

第 1 表 軸流圧縮機および電動機仕様

軸 流 圧 縮 機			
形 式	800 φ/400 φ	17 st	2 IBMPC-GH
吸 込 流 量		56,000 Nm ³ /h	Dry
吸 込 全 圧		1.0 kg/cm ²	abs
吸 出 全 圧		4.9 kg/cm ²	g
入 口 全 温		20°C	
関 係 湿 度		85%	
回 転 数		低 圧 側	約 6,150 rpm
		高 圧 側	約 9,100 rpm
電 動 機			
形 式	EFBL-CRI		
出 力	5,500 kW		
電 圧	6,000 V		
周 波 数	50~		
極 数	3,000 rpm		
冷 却 方 式	他力通風形		



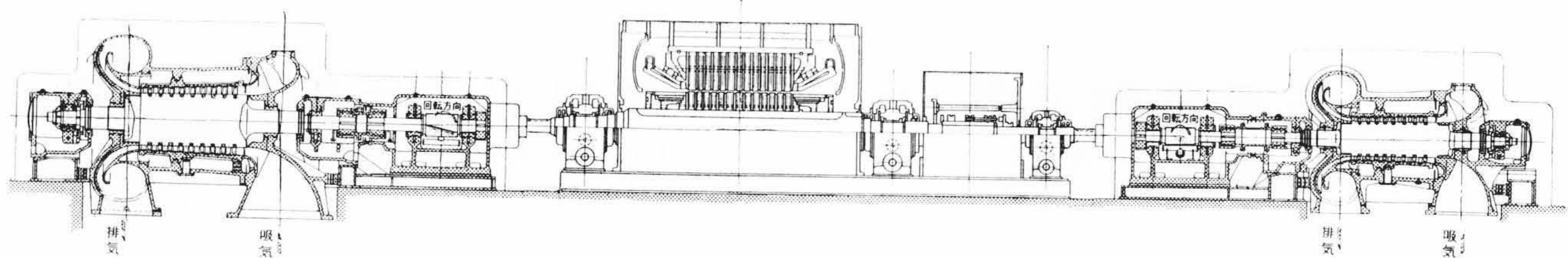
第 1 図 5,500 kW 原料空気圧縮機外観

設けている。第 1 図に本設備の現地据付状況を第 2 図および第 3 図にそれぞれ原料空気圧縮機設備断面図と機器の配置を示す。

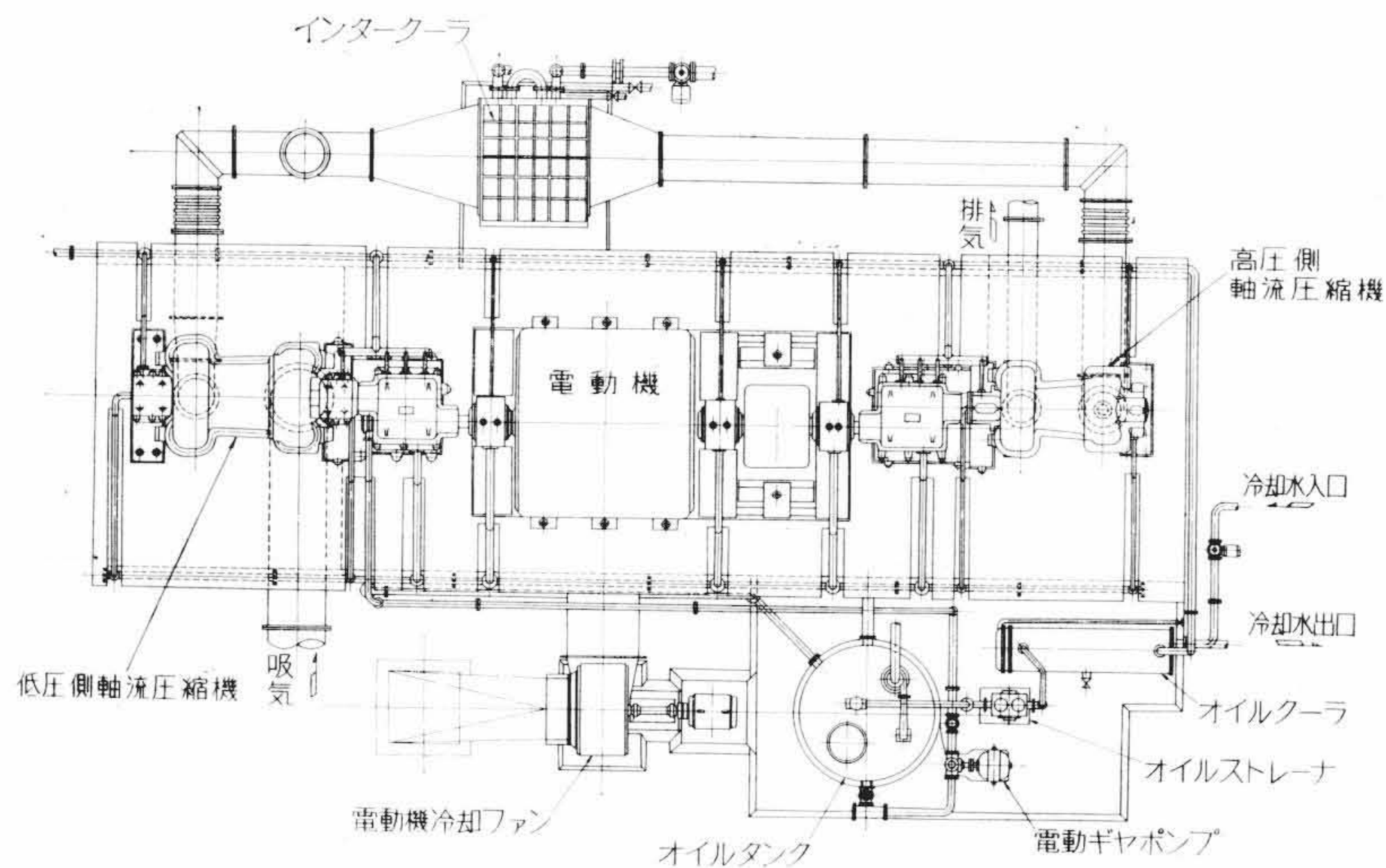
空気は吸込塔から空気清浄装置を経て、低圧軸流圧縮機で適切な中間圧まで昇圧されたのち中間冷却器で常温程度まで冷却され、最後に高圧側軸流圧縮機によって所定の圧力まで昇圧されて装置に送風される。

一般に製鉄所における外気はよごれていることが多く、空気に混入しているダストによって、軸流圧縮機の風量の低下、翼の摩耗、あるいは回転部分に付着してアンバランスを生じ振動が発生するな

* 日立製作所川崎工場
** 日立製作所日立工場



第2図 原料空気圧縮機断面図



第3図 機器の配置



第4図 回転子コイル保護環

どのおそれがある。本設備では、空気の清浄化をはかるためバグフィルタを設置した。このフィルタの集じん効率はきわめて高く、0.3ミクロン程度のダストでも100%に近い除じん能力を発揮するものである。

消音については、各配管を吸音材で被覆し、圧縮機本体を消音材で内張りした外装カバーによって密閉し、吸音および遮音効果をあげ、きわめて静粛な運転が実現されている。

制御装置には手動による容量調整装置と、圧縮機保安用のサージング防止装置を付属している。容量制御は外気温度が変化しても圧縮機を常に定格点で作動させるためおもに使用され、また減量運転を行なう場合にも利用される。そのほか、長期運転により空気中の微細なダストが翼面に付着し容量低下を生じた場合にも用いることができる。サージング防止装置は分離装置の異常抵抗増大により圧縮機がサージング状態にならないよう、また非常停止時分離装置からの逆風によって圧縮機が逆転しないために設けられたものである。

3.2 主電動機の構造

本機は高速大容量機として記録的な製品であるので、細部にわたって入念な検討が加えられるとともに主要部に新構想が採用されている。

特に回転子には大なる遠心力が加わるので、機械的強度について十分な考慮をはらって設計するとともにコイルの冷却方法についても効果的な方法を用いた。本圧縮機はその性質上速度制御を行わないので、電動機に二次短絡刷子揚装置を設けて遠方操作を可能にし、保守の軽減をはかって、長期連続運転を可能ならしめるとともに信頼性の向上をはかった。そのほか、圧縮機が低圧機および高圧機の2台に分れているので、電動機を両軸形式としてあるが、この場合問題となる軸電流については、厳重な防止装置を設けて万全を期している。

以下、各主要部の構造について述べる。

3.2.1 固定子

固定子わくは鋼板熔接構造で、各部の熔接には高度な技術を駆使しており、高速回転体の固定子としてもきわめて信頼度の高いものである。冷却通風路の形状および回路には特に注意をはらい、通風損失を少なくするとともに効果的な冷却を行ないうるよう計画されている。軸受はペデスタル形軸受であり、軸受メタルにはバビット系の特殊合金を用いて軸受損失の減少をはかるとともに、振動を小ならしめている。固定子に使用したケイ素鋼板は鉄損の小なるものを選定し、効率の向上をはかっている。

3.2.2 回転子

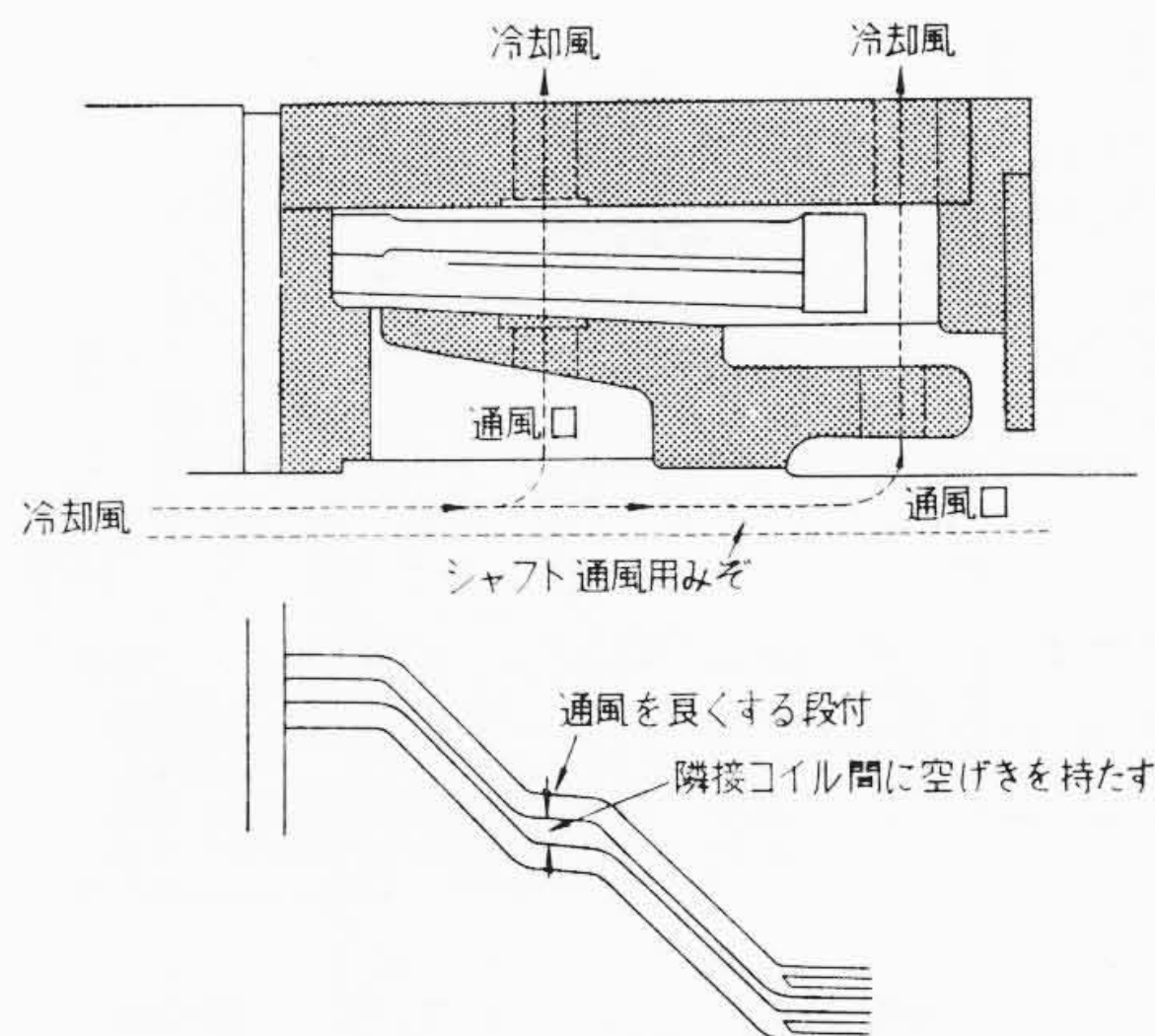
3,000 rpm という高速機であるため、回転子周速は約130 m/s に達している。したがって回転子各部には大なる遠心力が働くので、その点を考慮せねばならない。

まずケイ素鋼板は回転子コイルの遠心力による応力と、鋼板自身の回転に伴う応力が生ずるので、抗張力の大なるものを選定した。回転子コイルは鉄心スロット中にある部分はウェッジで保持されているが、ウェッジとしては材料強度の高いものを選定するとともに、合理的な形状を採用してコイルの遠心力に耐えうるよう、強固にコイルを保持している。コイル端部は非磁性鍛鋼製の保護環によって保護されている。すなわちコイル外側に胴張絶縁を強固に焼き付け、その上に保護環をはめこんで一体化している。その構造は第4図に示すとおりである。

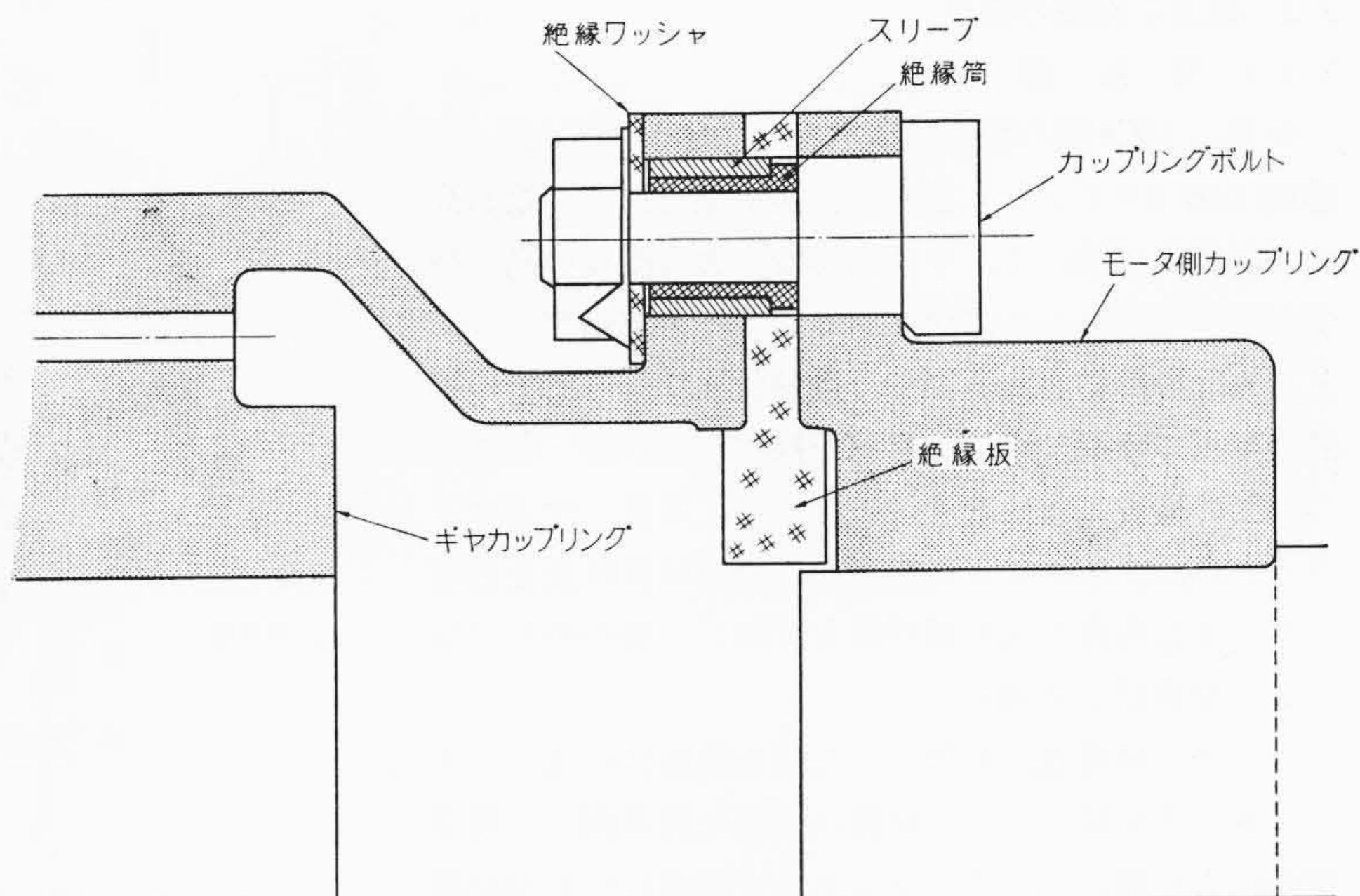
軸は全長5 mにも達する長大なものであるが、鍛鋼品を用い、各部工作も精度の高い作業を行なっている。

3.2.3 絶縁と冷却方式

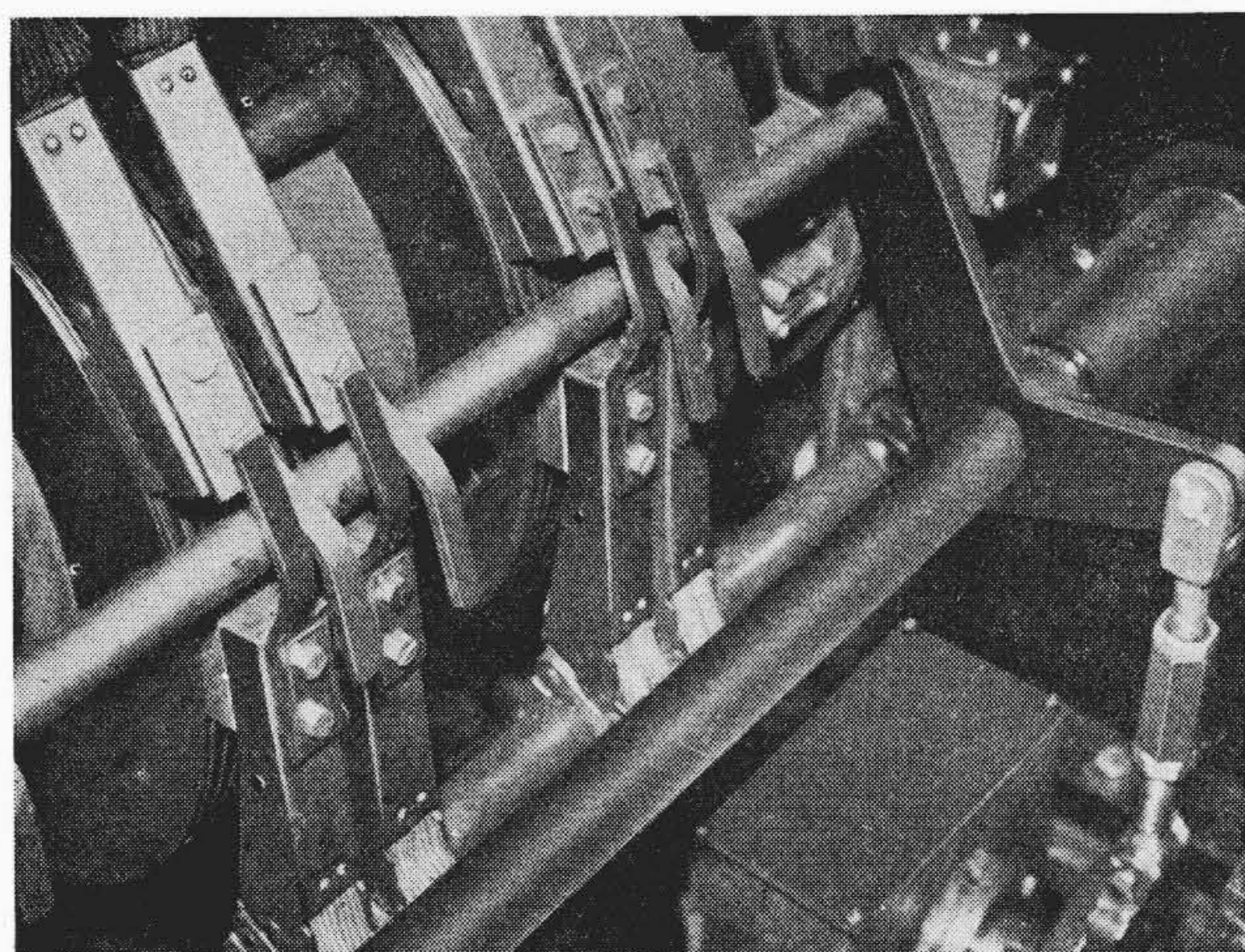
固定子、回転子もコイルにはB種絶縁を採用している。固定子コイル絶縁にはSLSワニスを用いている。SLSワニスは不飽和ポリエステル合成樹脂ワニスであって電気的特性、機械的特性ともにすぐれており、発電機をはじめとして各種の電動機に使用してきわめて良好な結果を取めているものである。コイル端部には



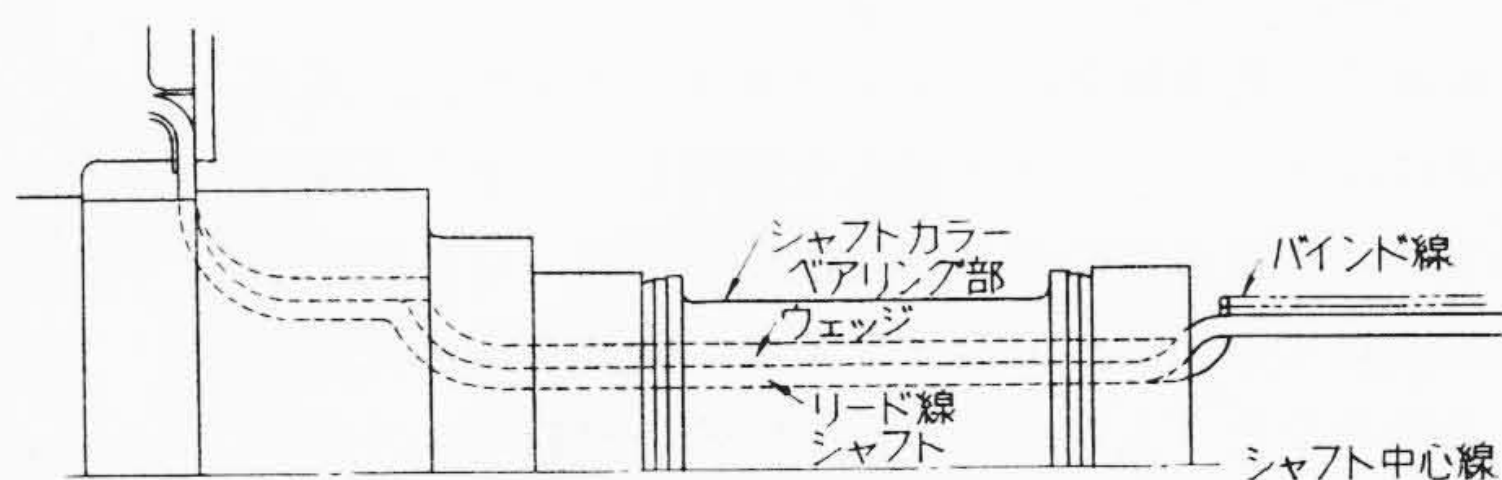
第5図 回転子コイル端部の冷却



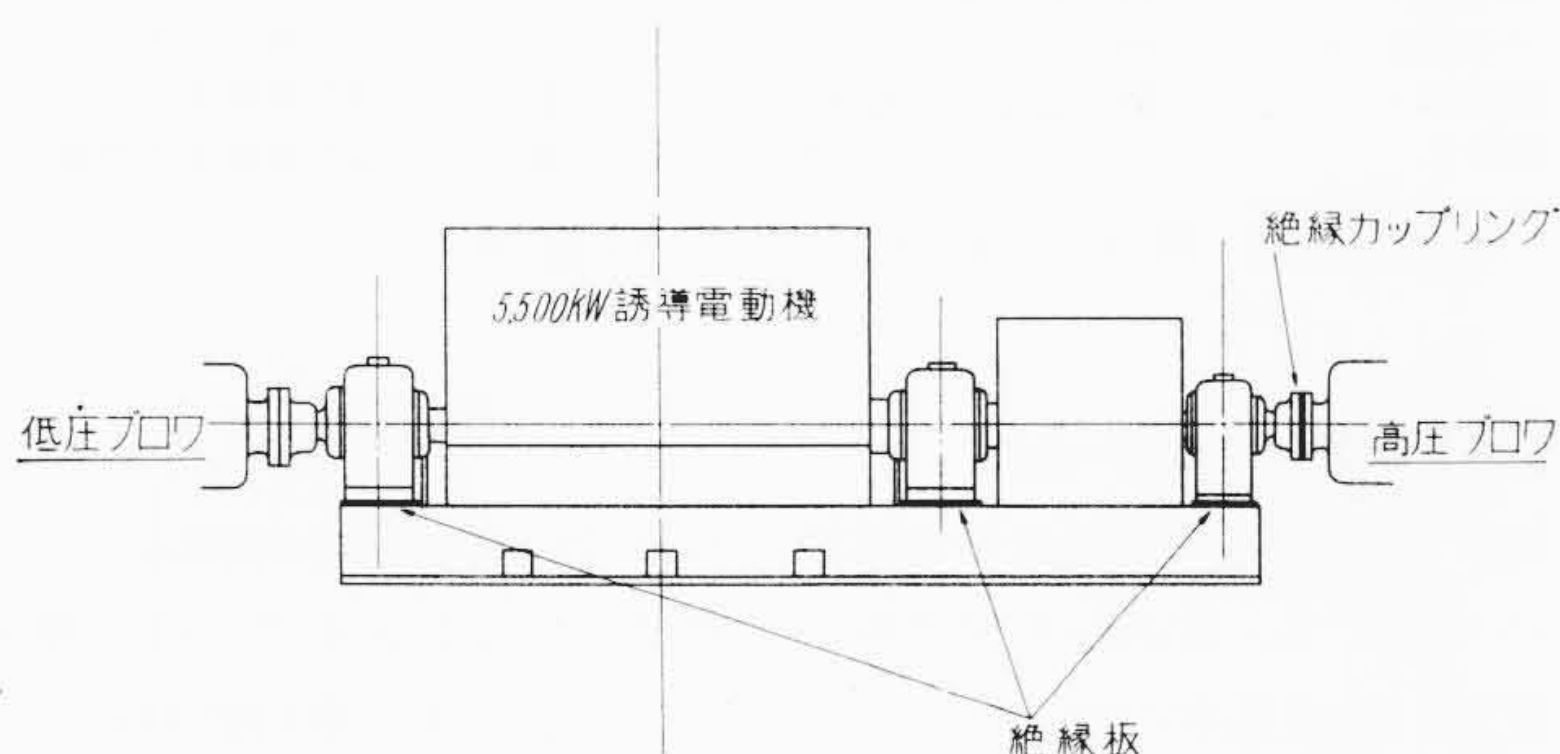
第8図 絶縁カップリング構造図



第6図 集電環部



第9図 軸貫通部の口出線保持法



第7図 軸電流防止絶縁板そう入位置

ささえリングを2個設け、コイルに強固な糸しばりを行ない、起動時および運転中の振動あるいは衝撃に対し変形を生じないように考慮した。回転子コイルにはシーズニングおよびバランスとりを十分行なっているため長期運転を行なっても変形の恐れはほとんどない。コイル端部には、第5図に示すように通風冷却効果をあげるため保護環に穴をあけるとともに、端部に段をつけて通風用流路を形成させている。

冷却方式は強制他力通風方式で別置のファンによって冷却風を通風している。冷却風入口には油膜式空気清浄装置を設けダストおよび異物の混入を防止している。またこの冷却ファンが停止した場合には、ただちに主電動機をとめるための保護回路が付属している。

3.2.4 電動二次短絡刷子揚装置

本原料空気圧縮機では速度制御を必要としないので、電動式2

次短絡刷子揚装置を付属している。しかし 5,500 kW 級の大容量機になると二次電流が大となる結果、刷子数が増加するため刷子揚機構が複雑となり構造上の弱点となる。本機では簡単な構造で確実に刷子を上下してうる新機構を採用している。また短絡子は単に電流容量をもたせるのみならず、運転中の遠心力によって変形したり、接触不良を起こさない構造とし、電氣的、機械的寿命試験によりその特性を確認している。この刷子揚装置により集電環まわりの保守点検は不要となるとともに長期の連続運転が可能となった。刷子には良質の黒鉛を主成分としたものを用い、また集電環（スリップリング）には鍛鋼製のものを用い、刷子の摩耗を防ぐとともに、電流の不均衡を小ならしめるため表面に線みぞを設けている。第6図は集電環部外観を示す。

3.2.5 軸電流防止装置

固定子鉄板の分割数は軸電流の発生しない数を選定し、各部の工作精度を高めることにより空けきの不ぞろいを極力小ならしめるよう製作したが、わずかな軸電圧の発生は避けがたい。そのため次のような軸電流防止方式を採用した。

すなわち電動機本体については各ペデスタルにて絶縁を行ない、電動機軸受の軸電流による損傷を防いでいる。本機は両軸形であるので、両側の圧縮機を通じて軸電流が流れ、圧縮機側軸受の損傷の恐れがあるので絶縁カップリングを使用して、電動機と圧縮機を電氣的に分離し圧縮機への軸電流の流入を防止した。絶縁材については伝導トルクを十分考慮し材質の選定を行なった。絶縁カップリングの構造は第7図に示すとおりである。

3.2.6 その他

回転子口出線は中間軸受部において軸中を通っており、その構造は第8図および第9図に示すとおりである。軸中にみぞを設けてその中に口出線を設け、シャフトカラーをはめこみ、口出線の移動による振動発生を皆無にするとともに大電流の通電を可能にした。

3.3 軸流圧縮機の構造

3.3.1 回 転 部 分

動翼は 13Cr 鋼の精密鍛造品をバフ仕上げしたもの、静翼は 18-8 ステンレス鋼の精密鑄造品である。なお高圧側軸流圧縮機には、中間冷却器により湿度の高い空気が流入するとともにサクシヨンケース部増速過程による水分の凝結もあるので、過熱状態になるまでの範囲の動翼には耐食性特殊材料を採用した。動、静翼についての検査には仕上寸法のほかに、X 線、マグナフラックス、ダイチェックなどの入念な材質検査を行なった。また各段の固有振動数を計測し共振の恐れのないことを確認し使用した。

ロータには高速回転用として最も信頼性の高いソリッドロータを採用した。材質は優秀な炭素鋼で、真空鑄造により製作したインゴットより鍛造したものを使用した。軸の諸元は危険振動数のチェックはもとより電動機を含めた軸系についてのねじり振動数についても十分検討し決定されている。

軸継手は低速軸系にはシングルツースド形式、高速軸系にはダブルツースド形式を採用した。また高速軸系では、継手自重により固有振動数が低くなり使用回転数に対する余裕が少なくなるので中間に薄肉円筒状の連結片をそう入し対処されている。材質には外歯に特殊鋼を、内歯に炭素鋼を用い、熱処理によって適当な硬度差をもたせて耐摩耗効果をあげ、またすべての歯面に均一でしかも完全な潤滑が行なわれるよう特殊な給油方法を採用し寿命の増大をはかっている。

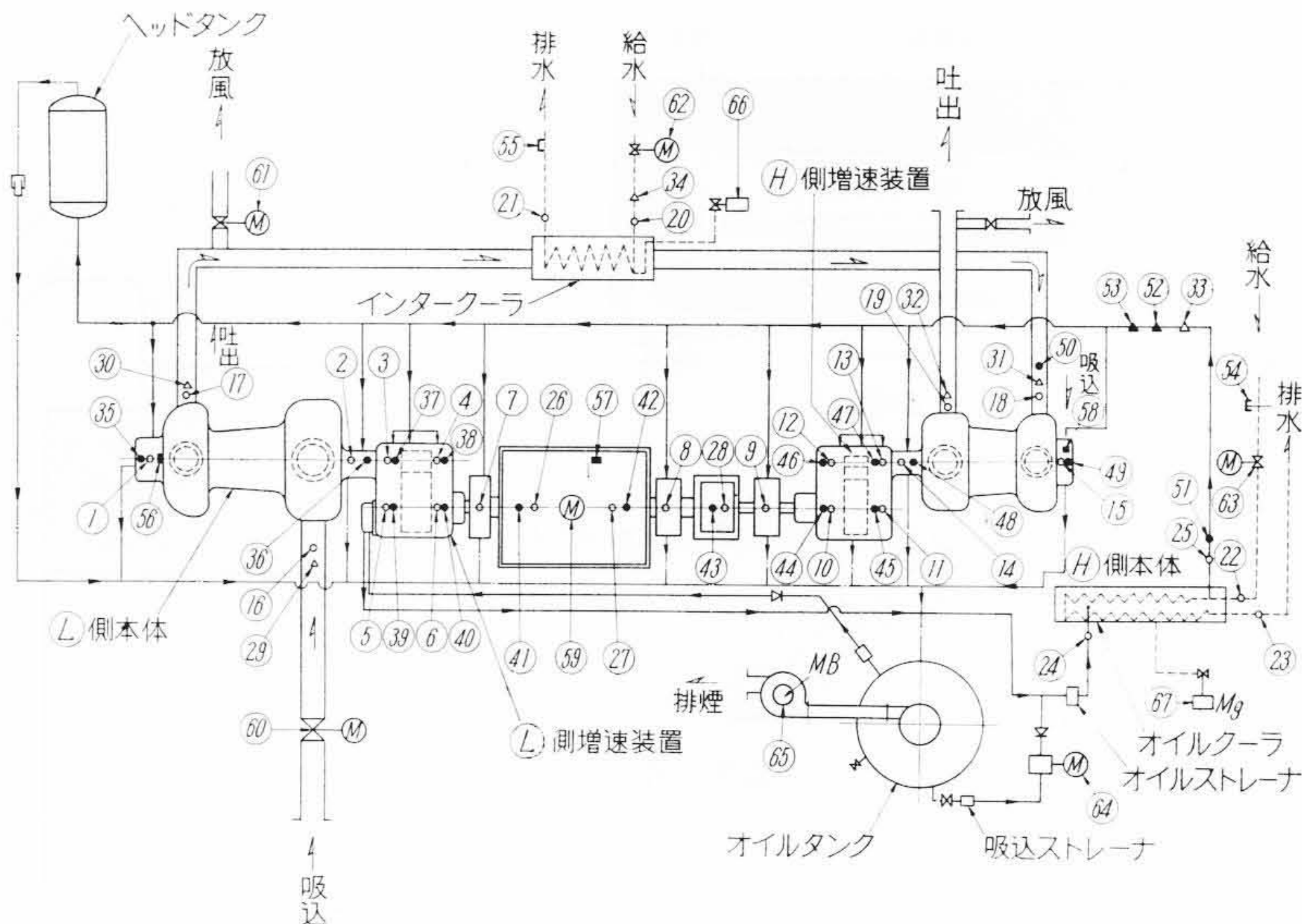
3.3.2 ケ ー シ ン グ

ケーシングは上下半割れの二重構造で静翼は内筒に取り付けられている。この内筒は構造上最も重要な部分であり、その取付方法および形状は熱膨張を行なう場合でも軸心を一定に保ちながら移動できるよう考慮されている。また高圧側軸流圧縮機は圧力レベルが高いのでケーシングは圧力容器としての強度検討がなされており、軸貫通部シールには特に厳重なラビリンスを用い容積効率の上昇を計っている。サクシヨンケースにおける増速部分はモデルテストにより流れの円周方向均一性、および偏向のないことが確認された形状を採用した。ディフューザ部には広がり角度を一定にした形状を採用し特に精度と円滑性に注意して加工されている。

軸受にはホワイトメタルをライニングしたものを使用し、平軸受はホワーリングを生じないよう特殊な形状にし、特に両側に推力軸受をもつ部分の軸受には十分な排油流路をもうけ軸系の安定をはかった。推力軸受には負荷容量の大きなテーパランド形式を採用した。

3.4 増速歯車装置の構造

増速歯車の生命は歯面の精度に依存するので、ギヤ、ピニオンとも特殊鋼を用い歯面は浸炭焼入後グラインダ仕上げを行ない、単一ピッチ誤差を数ミクロン以下とし、累積ピッチ誤差でも 10 ミクロン程度の非常に高い精度を有している。普通、伝達動力が大きくなるとダブルヘリカルを用いて推力の軽減をはかるが、本増速歯車は 3,000 kW 級の大容量にもかかわらずシングルヘリカルを使用し、かみ合い精度を向上させ推力はテーパランド軸受で受けさせている。このため歯車の運転は非常に静粛で、振動も 2 ミクロン以下というきわめて安定した運転を行なっている。



計器種類	番号	測 定 部	計器種類	番号	測 定 部	計器種類	番号	測 定 部
○	1	㊦側本体スラストメタル	△	28	モータブラッシング	▲	52	メタル給油圧
	2	㊦側本体プレーンメタル		29	㊦側空気吸入		53	メタル給油圧
	3	㊦側本体ピニオンメタル		30	㊦側空気吐出		54	オイルクーラ給水
	4	㊦モータ側ピニオンメタル		31	㊦側空気吸入		55	インタークーラ排水
	5	㊦側本体ギヤメタル		32	㊦側空気吐出		56	㊦側本体
	6	㊦モータ側ギヤメタル		33	メタル給油		57	モータ
	7	㊦側モータメタル		34	インタークーラ給水		58	㊦側本体
	8	モータ中央メタル		35	㊦側本体スラストメタル		59	本体用モータ
	9	㊦側モータメタル		36	㊦側本体プレーンメタル		60	吸込弁用モータ
	10	㊦モータ側ギヤメタル		37	㊦側本体ピニオンメタル		61	放風弁用モータ
○	11	㊦側本体ギヤメタル	●	38	㊦モータ側ピニオンメタル	■	62	インタークーラ給水弁用モータ
	12	㊦側本体ピニオンメタル		39	㊦側本体ギヤメタル		63	オイルクーラ給水弁用モータ
	13	㊦側本体ピニオンメタル		40	㊦モータ側ギヤメタル		64	電動ギヤポンプ用モータ
	14	㊦側本体プレーンメタル		41	㊦側モータ固定子		65	オイルタンク排油用モートルブロワ
	15	㊦側本体スラストメタル		42	㊦側モータ固定子		66	インタークーラ・ドレン
	16	㊦側空気吸入		43	モータブラッシング		67	オイルクーラ・ドレン
	17	㊦側空気吐出		44	㊦モータ側ギヤメタル	その他		備 考
	18	㊦側空気吸込		45	㊦側本体ギヤメタル			低圧側軸流圧縮機
	19	㊦側空気吐出		46	㊦モータ側ピニオンメタル			高圧側軸流圧縮機
	20	インタークーラ給水		47	㊦側本体ピニオンメタル			
	21	インタークーラ排水		48	㊦側本体プレーンメタル			
計	22	オイルクーラ給水	レ	49	㊦側本体スラストメタル			
	23	オイルクーラ排水		50	㊦側空気吸込			
	24	オイルクーラ油入口		51	オイルクーラ油出口			
	25	オイルクーラ油出口						
	26	㊦側モータ固定子						
	27	㊦側モータ固定子						

第 10 図 保 安 装 置 お よ び 計 器 配 置

3.5 中間冷却器の構造

低、高圧側軸流圧縮機の間設けられている中間冷却器はシングルパス形式で、構造が単純で保守が容易であるとともに、圧力損失の減少、熱交換率の向上がはかられている。また冷却能力として 3,000 kW を必要とするので前面面積はかなり大きくなるが、配管よりの拡散には仕切板を入れたディフューザを用い、流れの均一化を計り、はくりを防止している。冷却水には海水が使用されるのでチューブには、過去の実績により耐食性が確認されている特殊材質を選定し、熔接鋼板性水室カバーには特殊料塗を塗装し防食している。冷却器内にて凝結する水分の分離には曲路形式のエリミネータを用い、また自動排水を行なうためドレーントラップを使用している。

3.6 保 安 装 置

圧縮機設備の保安装置および保安計器は第 10 図に示すとおりである。保安計器は各々その重要度に応じてインターロックされている。空気分離装置用原料空気圧縮機に軸流圧縮機を用いる場合には、吐出側に高圧でしかも大容量の空気が蓄積されているので、非常停止時逆風し、圧縮機を逆転させる恐れがある。このため本装置では、吐出配管に大気放出用特殊弁を設け異常時緊急開放し、圧縮機設備の保安に万全を期している。

4. 原料空気圧縮機設備の技術的問題点

本原料空気圧縮機に用いられた軸流圧縮機は翼列形式として後置静翼形を採用し、翼形についても翼列配置に最も適合したものが厳選されている。その結果、作動範囲、高効率領域ともに広いことが実証され、またすでに報告⁽¹⁾⁽²⁾もなされているのでここでは省略し、本設備に関連して生ずる技術的問題点について述べる。

4.1 原料空気圧縮機の機種選定

原料空気圧縮機は従来容量の点から遠心形式の圧縮機を用いていたが、毎時 10,000 Nm³ の酸素を発生させる超大形の空気分離器が出現するに及び軸流形式の圧縮機が採用されることになった。

軸流圧縮機は遠心式に比べ大風量をコンパクトでしかも効率よく処理できるけれども、圧縮途上で冷却過程をおこむにはきわめて不適当な形状を有している。この点、等温圧縮過程を理想の状態とする原料空気圧縮機では、軸流圧縮機は遠心形より不利となる。したがってこのような設備では、たとえ圧縮機本体の流体効率（断熱温度効率）が高くてもその値をそのまま圧縮機設備の効率の尺度として採用してないので、おのづから性能面においても機種によって適用範囲が限定付けられることになる。上述の観点にたち、分離装置容量に対する最良の適用機種を類別し、それらの等温効率および電動出力をまとめると第 11 図に示すとおりである。

4.2 低、高圧軸流圧縮機の圧力比の配分

本圧縮機設備は 2 台の軸流圧縮機を直列に配置して昇圧を行っており、それぞれの圧力比と回転数は圧縮機設備の総合効率を最良にするよう決定されている。圧力比配分の第 1 近似としては次に述べるような計算を行なって求めた。第 12 図はこの圧縮機設備の圧縮過程を T-S 線図で表わしたものである。

圧縮機の断熱効率 η_{ad} 、および各圧縮機の全温上昇値の和 ΔT は (1) 式、および (2) 式で与えられる。

$$\eta_{ad} = \frac{\left\{ \pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right\}^2}{\left\{ \pi^{\frac{k-1}{k \cdot \eta_{st}}} - 1 \right\} \left\{ \left(\pi^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right) + \frac{\zeta}{2} (k-1) M_{cm}^2 \right\}} \quad \dots \dots \dots (1)$$

$$\Delta T = \frac{T_{1s}}{\eta_{ad1}} \left[\pi_1^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] + \frac{T_{2s}}{\eta_{ad2}} \left[\pi_2^{\frac{k-1}{k}} - 1 \right] \dots (2)$$

ただし ΔT : 全温上昇値の和

T : 全温絶対温度

η_{ad} : 圧縮機断熱効率

η_{st} : 平均段効率

ζ : 損失係数

M_{cm} : 軸流速度のマッハ数

π : 圧力比

k : 比熱比

suffix 1, 2: 低、高圧側軸流圧縮機

s, d: 圧縮機吸込、吐出フランジ

また T 、 η_{ad} および π については、(3)～(5) 式に示すような記号を導入し計算式の簡略化をはかるとともに結果の理解に便ならしめた。

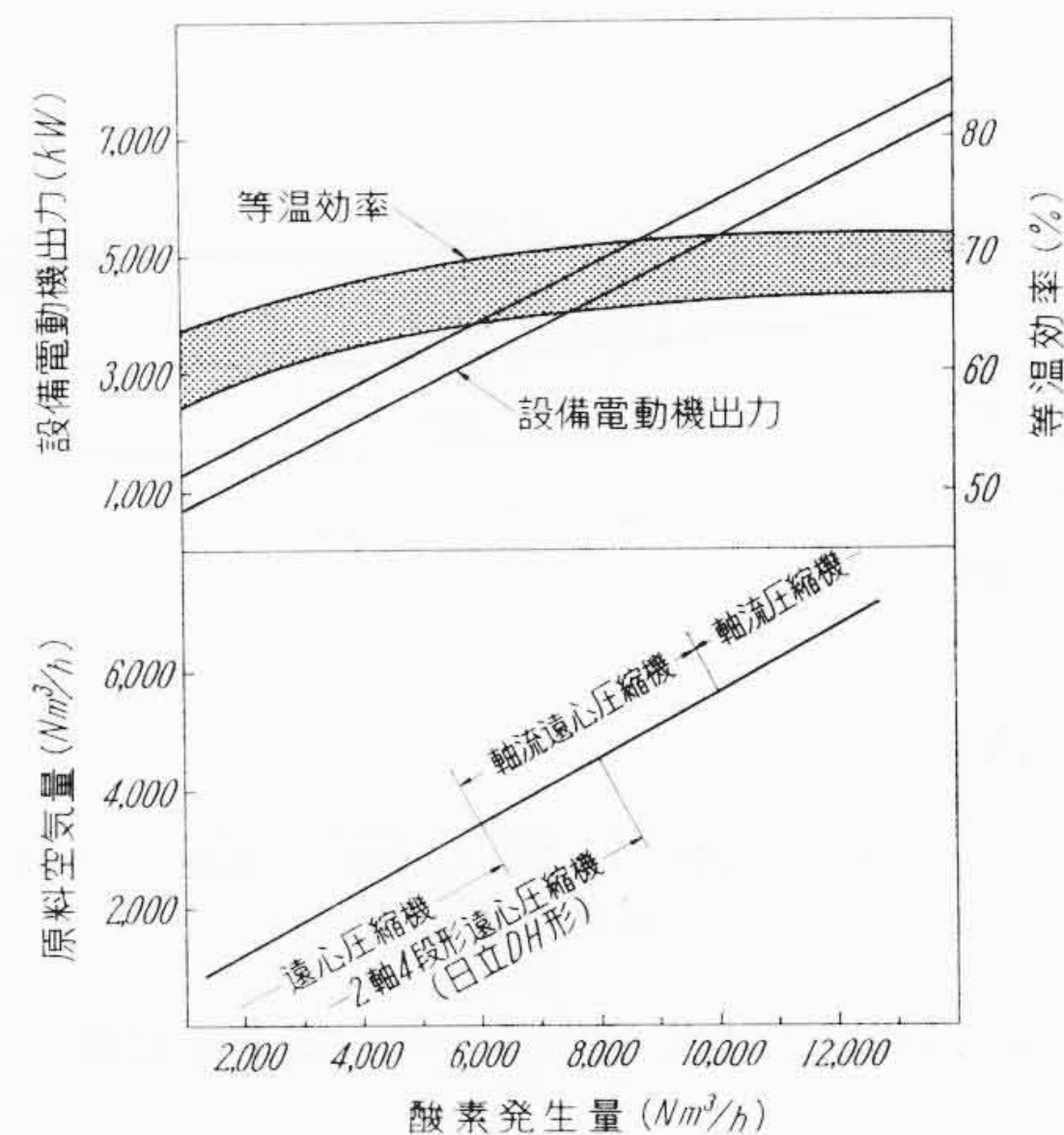
$$\alpha \equiv \frac{T_{2s}}{T_{1s}} - 1 > 0, \quad T_{2s} = T_{1s}(1 + \alpha) \quad \dots \dots \dots (3)$$

$$\beta \equiv \frac{\eta_{ad2}}{\eta_{ad1}} - 1 < 0, \quad \eta_{ad2} = \eta_{ad1}(1 + \beta) \quad \dots \dots \dots (4)$$

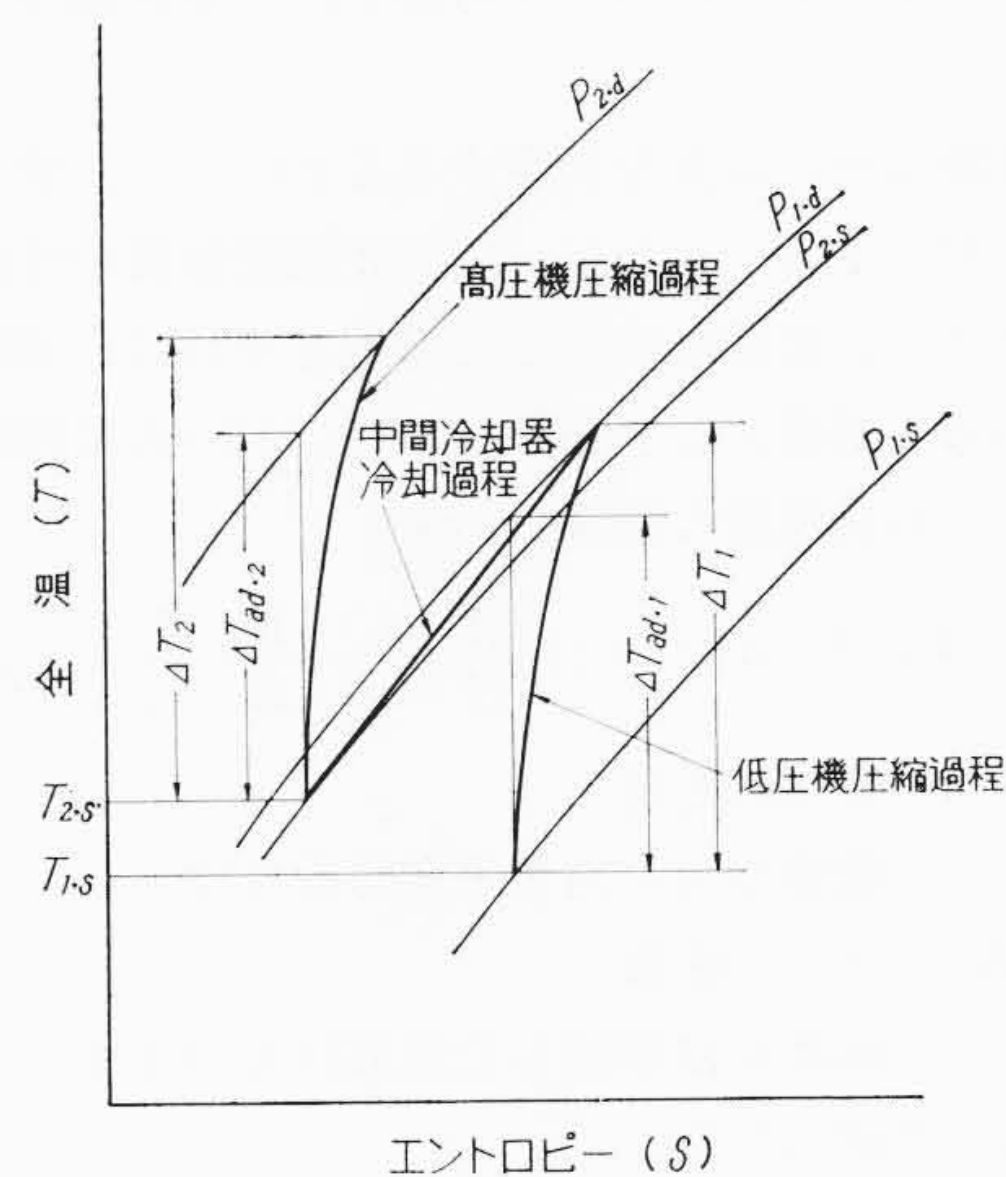
$$\gamma \equiv \frac{\pi_1 \cdot \pi_2}{\pi^*} - 1 > 0, \quad \pi_2 = \pi^*(1 + \gamma) \pi_1^{-1} \quad \dots \dots \dots (5)$$

ただし π^* : 圧縮機設備全圧力比

ここで新しく採用された記号の物理的意義は、 α が冷却器の能力



第 11 図 原料空気圧縮機形式および容量



第 12 図 直列 2 段圧縮の T-S 線図

を、 β が低、高圧機断熱効率の差を、また γ は冷却器の圧力損失の程度を表わしている。

いま、 η_{ad1} 、 α 、 β 、 γ については π_1 の選定により大幅な変化がないとして、 ΔT の最小値を与える π_1 の第 1 近似を求めると次のようになる。

$$\frac{d\left(\frac{\Delta T}{T_{1s}} \eta_{ad1}\right)}{d\pi_1} = \frac{k-1}{k} \pi_1^{-\frac{1}{k}} - \left(\frac{1+\alpha}{1+\beta}\right) \left[\pi^*(1+\gamma)\right]^{\frac{k-1}{k}} \frac{k-1}{k} \pi_1^{-\frac{2k+1}{k}} = 0 \quad \dots \dots \dots (6)$$

(6) 式から $\pi_{1 \text{ optimum}}$ を求めると (7) がえられる。

$$\pi_{1 \text{ optimum}} = \left(\frac{1+\alpha}{1+\beta}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} \left[\pi^*(1+\gamma)\right]^{\frac{1}{2}} = \theta \pi^{*\frac{1}{2}} \quad \dots (7)$$

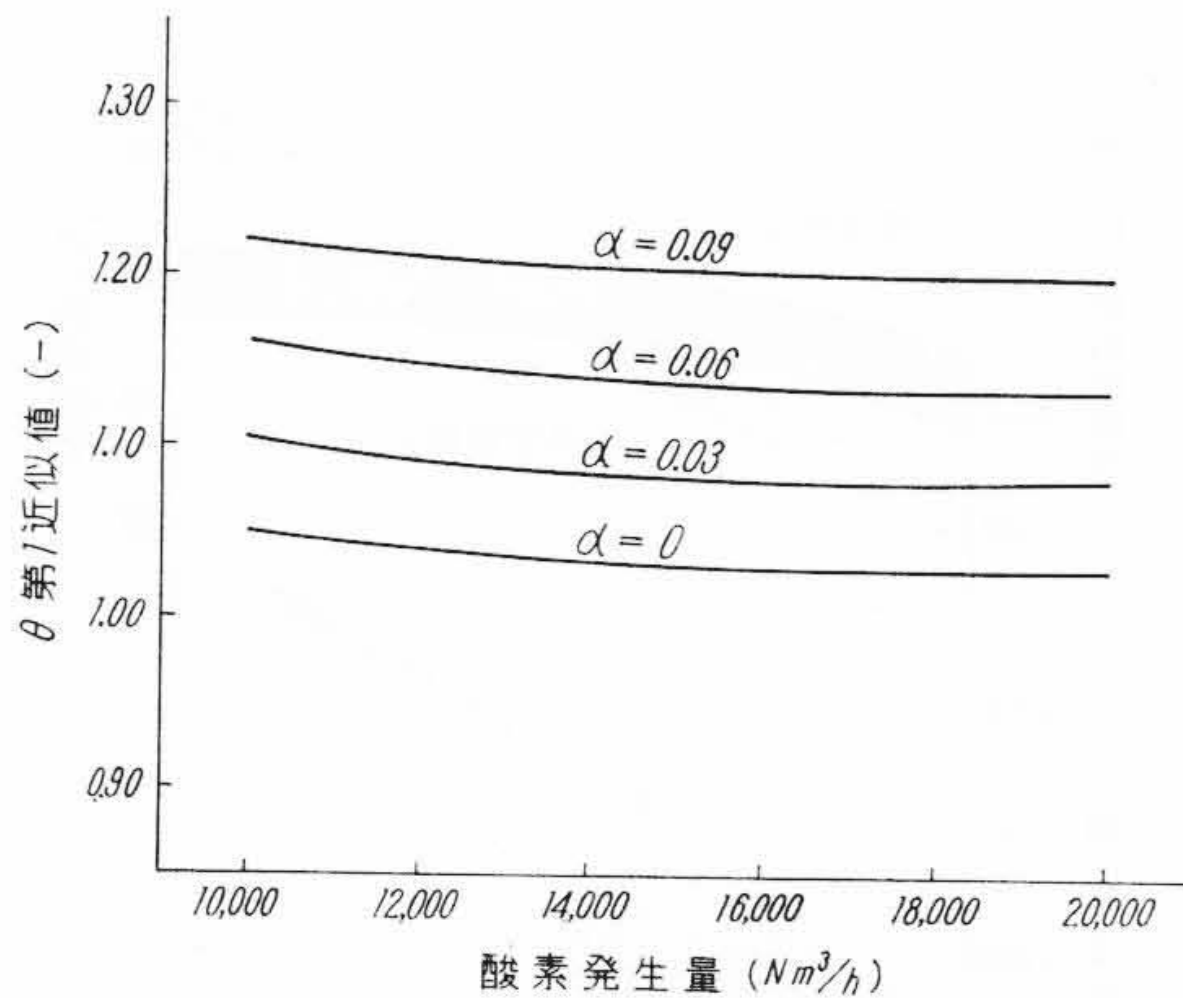
ただし

$$\theta = \left(\frac{1+\alpha}{1+\beta}\right)^{\frac{k}{2(k-1)}} (1+\gamma)^{\frac{1}{2}} \quad \dots \dots \dots (8)$$

(3)～(5) 式から θ は 1 より大きな値となり、低圧側圧縮機には高圧側圧縮機よりも高い圧力比が選ばれる。この値をもとにしてさらに両軸流圧縮機の諸元を詳細に検討し、最終的な圧力比が決定されることになる。 θ の値を空気分離装置容量に対して表わすと第 13 図に示すとおりであり、 β および γ の値としてはそれぞれの容量における平均値を採用した。

4.3 低、高圧軸流圧縮機のマッチング

4.2 に述べた方法により決定された圧力比、効率はさらに運転能

第 13 図 圧力比配分係数 θ の第 1 近似値

率の面から吟味されなければならない。そのためここでは両軸流圧縮機の性能のマッチングについて考慮し、性能曲線の重畳の様子を明らかにしたい。

圧縮機の性能は吸込温度を規定することにより、容積流量と圧力比は 1 対 1 で対応する。したがって低圧側圧縮機の性能を高圧側圧縮機の吸込フランジ状態に換算して対応させれば、両圧縮機のマッチングはきわめて明確となり論じやすい。(9)式は両圧縮機吸込フランジにおける容積流量の関係を示す。

$$\dot{V}_{2s} = \dot{V}_{1s}(1+\alpha)(1+\gamma) \frac{(1+\varepsilon_2)}{(1+\varepsilon_1)} \frac{R_2}{R_1} \frac{1}{\pi_1} \dots (9)$$

ただし $\dot{V}$: 容積流量

ε : 乾燥空気に対する蒸気混合比

R : ガス定数

α , γ , π および suffix は前述した定義はそのままとし off design 域にまで拡張して使用した。

また、圧縮機の作動範囲 $\Delta \dot{V}$ を surging point と choking point により限定し、低圧側圧縮機の両フランジ部における作動範囲の変化を調べると (10)~(11) 式となる。なお choking point としては便宜上圧力比 1 の点を採用し、作動範囲を調べるための検査面には高圧側圧縮機との対応を考えて、低圧側圧縮機吐出フランジの代わりに高圧機吸込フランジを使用した。

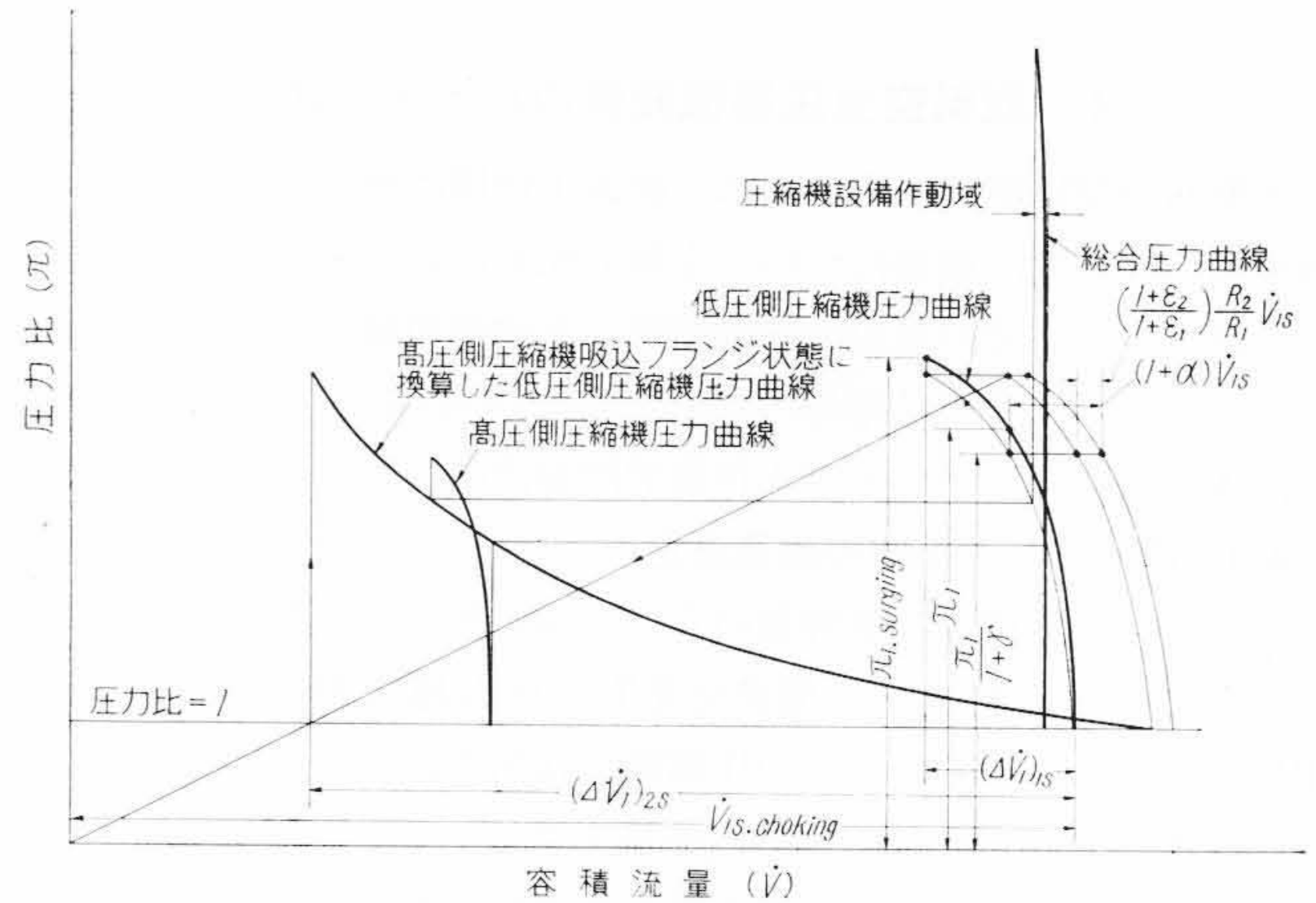
$$\begin{aligned} (\Delta \dot{V}_1)_{2s} &= \left\{ \dot{V}_{1s}(1+\alpha)(1+\gamma) \frac{(1+\varepsilon_2)}{(1+\varepsilon_1)} \frac{R_2}{R_1} \right\}_{\text{choking pt.}} \\ &\quad - \left\{ \dot{V}_{1s}(1+\alpha)(1+\gamma) \frac{(1+\varepsilon_2)}{(1+\varepsilon_1)} \frac{R_2}{R_1} \frac{1}{\pi_1} \right\}_{\text{surging pt.}} \\ &= (1+\alpha)(1+\gamma) \frac{(1+\varepsilon_2)}{(1+\varepsilon_1)} \frac{R_2}{R_1} \\ &\quad \times \left\{ (\dot{V}_{1s})_{\text{choking pt.}} - \left(\dot{V}_{1s} \frac{1}{\pi_1} \right)_{\text{surging pt.}} \right\} \\ &= (1+\alpha)(1+\gamma) \frac{(1+\varepsilon_2)}{(1+\varepsilon_1)} \frac{R_2}{R_1} \\ &\quad \times \left\{ \frac{(\Delta \dot{V}_1)_{1s}}{\lambda_1} - \frac{(\Delta \dot{V}_1)_{1s}}{\pi_{1 \text{ surging pt.}}} \left(\frac{1}{\lambda_1} - 1 \right) \right\} \dots (10) \end{aligned}$$

ただし $\Delta \dot{V}$: 作動範囲を表わす容積流量変化量

λ : 作動範囲の choking 流量に対する比

$$\begin{aligned} \frac{(\Delta \dot{V}_1)_{2s}}{(\Delta \dot{V}_1)_{1s}} &= (1+\alpha)(1+\gamma) \frac{(1+\varepsilon_2)}{(1+\varepsilon_1)} \frac{R_2}{R_1} \\ &\quad \times \left\{ \frac{1}{\lambda_1} - \frac{1}{\pi_{1 \text{ surging pt.}}} \left(\frac{1}{\lambda_1} - 1 \right) \right\} \dots (11) \end{aligned}$$

したがって低圧側の軸流圧縮機の性能曲線を高圧側圧縮機と対応させる場合、風量範囲は (11) 式に示す割合で拡大されることになる。換言すれば低圧側圧縮機における作動域は局部的な範囲に限定されることになる。これらの関係を第 14 図に示す。



第 14 図 直列 2 段圧縮機の性能マッキング

2 台の圧縮機を直列に配置し総合効率を高めるためには圧力曲線のみならず効率曲線のマッチングにも十分な配慮が必要となるが、本圧縮機に採用している翼列、翼形は作動範囲が広いことに関連して高効率の領域も広いので計画点における作動はもちろんのこと低圧側圧縮機により容量調整を行なった場合でも総合効率の低下がきわめて小さいという重要な特長の要因となっている。また重畳された圧力曲線は、遠心式に比べ急な傾斜を有しているため空気分離装置側の抵抗増減によって生ずる風量変化はきわめて少なく、原料空気圧縮機として合理的な特性となっている。

上述の考察により各軸流圧縮機は次に述べるような考慮を加えて計画した。すなわち低圧側軸流圧縮機は各要素の最適状態をすべて設計点に選定し、容量調整時に作動点がずれた場合でも高効率を保持できるよう後置静翼翼列配置とそれに適合した翼形を採用した。また風量はこの低圧側圧縮機によりほとんど決定されるので断面流路の決定には慎重な検討を行なって設計した。

高圧側軸流圧縮機は、作動範囲が広く特に設計点からサージック点までの風量に余裕をもつよう各要素の最良点を若干ずらして設計されている。また両圧縮機のマッチングで実機性能と計画とのずれは高圧側圧縮機の前段部静翼を調整ののち固定し、マッキングの万全を期している。

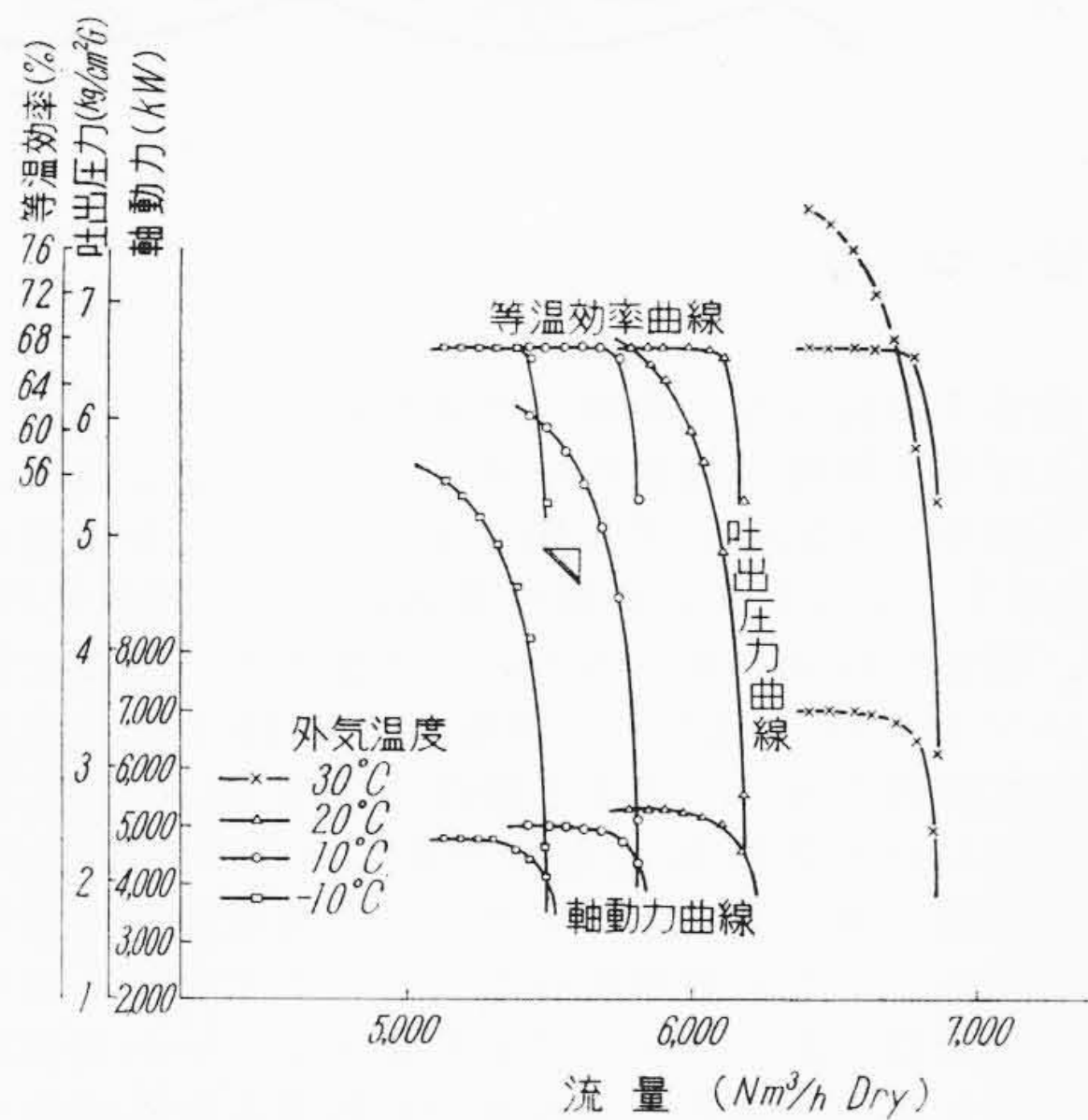
4.4 空気分離装置とのマッキング

空気分離装置では運転中に一定の周期で蓄冷器の切り替えが行なわれる。その瞬間に圧縮機吐出側の抵抗が急増し作動点に変化する。この状態において圧縮機は安定な作動を行なうとともに分離装置に送風される風量変化の少ないことが望ましい。

一般に遠心式に比べ軸流圧縮機による原料空気圧縮機圧力曲線は急傾斜となるので、分離装置側から要求される $(\Delta V/\Delta P)$ の値は余裕をもって満足することができる。しかし最も問題となるのは減量運転時に上述した条件を満足しなければならないことであり、特に分離器の特性として減量しても所要圧力はあまり下らないのできわめて苦しくなる。これに対し、総合圧力曲線のサージック点を決定する高圧側軸流圧縮機は 4.2 に述べたような配慮がなされているので 80% 程度の減量運転においても安定した作動を期することができる。

5. 性能試験結果

原料空気圧縮機の性能曲線は第 15 図に示すとおりである。同図からわかるように圧力曲線は空気分離器用としてきわめて適合した傾斜を有しており、効率の点でも等温効率約 67% というきわめて高い値が得られている。また風量調整時でも効率の低下は少なく、10% の減量においても 1% 程度の効率低下にとどまり、後置静翼



第 15 図 原料空気圧縮機性能曲線

翼列形式の軸流圧縮機による原料空気圧縮機が、種々の点で高能率であることを実証した。駆動用電動機についても効率 96%、力率 92.5% を得、きわめて満足すべき性能となっている。

これら原料空気圧縮機設備の高効率と分離装置の高性能が相まって、99.6% 以上の高純度酸素の発生原単位が 0.499 kWh/Nm³O₂ と

いう記録的な値が得られた。一方機械的にもきわめて安定した状態を保っており、振動、騒音ともに少なく好調な稼動を続けている。

6. 結 言

以上、富士製鉄株式会社室蘭製鉄所納空気分離装置用 5,500 kW 原料空気圧縮機設備の概要について述べた。本設備は、空気分離装置の容量が世界屈指のものであるとともに同設備に全段軸流圧縮機が用いられた第 1 号機でもある。また駆動用電動機も国内の記録品である。このような記録品ともなれば種々の技術的な問題点が起こるのは常であるが、これらを克服し、高性能の原料空気圧縮機設備が開発されたことは空気分離装置の大容量化に寄与するところきわめて大きく、これを機にさらに大容量の酸素製造装置が実現されるであろう。

日立製作所においては本機に引き続き、東海製鉄株式会社納め 11,000 Nm³/h 酸素製造装置を受注し目下製作中である。

最後に本原料空気圧縮機の設計製作にあたり懇切な指導をいただいた東京大学岡崎教授および富士製鉄株式会社、日立製作所所内の関係者各位に対し、ここに謹んで感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 瀬賀：日立評論，42，1078（昭 35-10）
- (2) 伊地知：日立評論，43，2166（昭 36-12）



特 許 第 275303 号

特 許 の 紹 介



村 田 師 男 ・ 小 橋 正 人

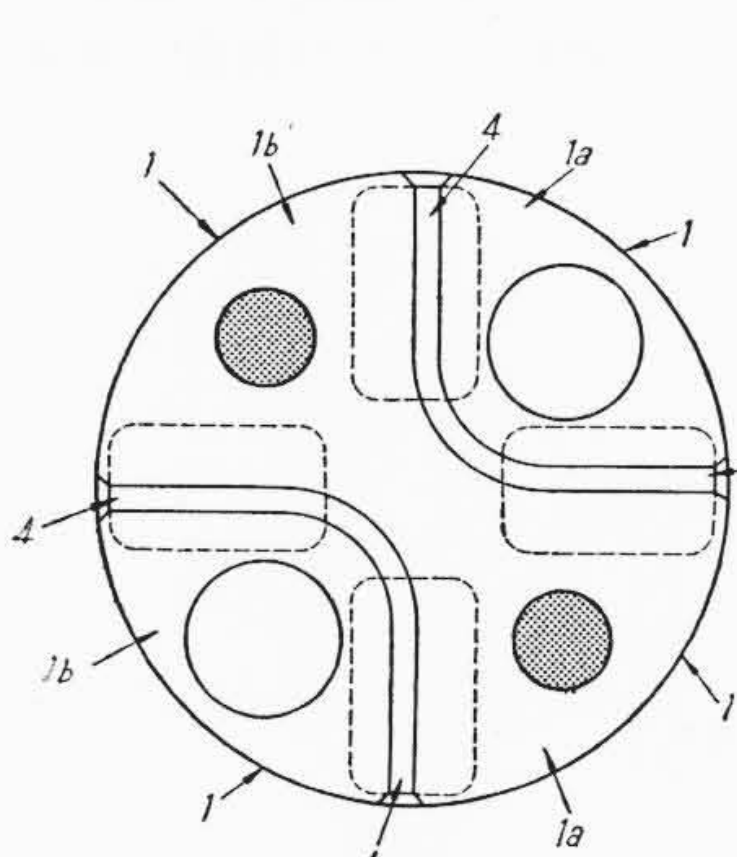
自 在 接 手

この発明は、両側に扇形状の腕 1a, 1b を有する接手体 1 を十字形に組合わせ、かつ上記扇形状腕 1a, 1b の側面に接手の伸縮の大きさを考慮したほぼ半長円形の凹部 2 を設け、この凹部 2 をもって互に相対向する上記腕 1a, 1b 間に筒状の空間 3 を形成し、この空間 3 内に筒形弾性体 4 を適当な初期圧縮を与えて介装せしめたことを特長とするものである。

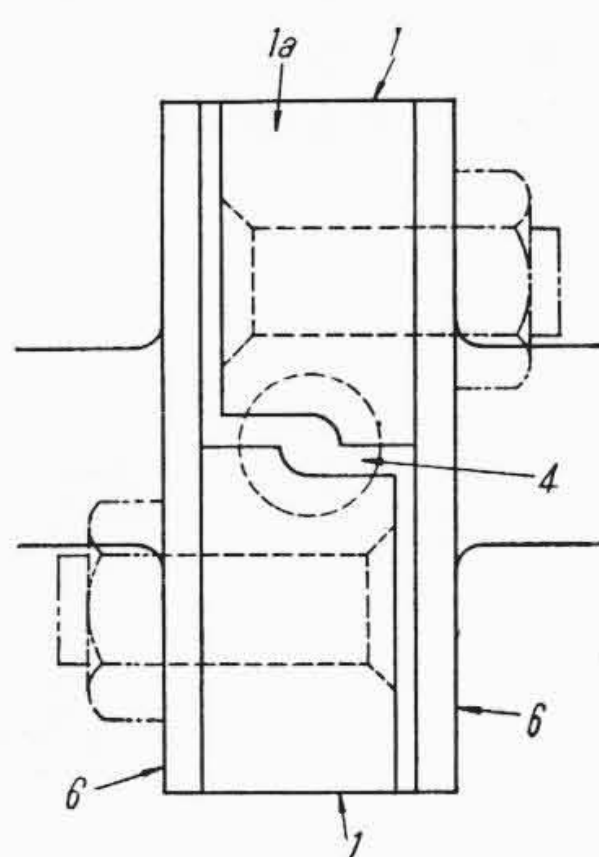
今、トルクが接手体 1 の一方に作用すると弾性体 4 は圧縮されて凹部 2 に対する荷重面積が増大し、かつ自由面積が減少するのでその剛度を増大する。かくしてトルクは被動軸または駆動軸に連結する固定具 6 の一方より接手体 1 および弾性体 4 を介して他方の固定具 6 に伝達される。

組合わされた接手体 1 が第 4 図に示すような状態でトルクを伝達していたところが、駆動軸と被動軸との長さ方向の変位に伴って各接手体 1 が実線矢印の方向へ延びたと仮定すると、この変位にもなって弾性体 4 は点線矢印の方向に凹部 2 内を転動し、第 5 図の状態となる。したがって接手の伸縮に対し接手はなんら、しゅう動部分なしに弾性体の転動によってこれに対処することができる。しかも接手の伸縮が生じてトルクの伝達条件は伸縮前と全く同一である。またしゅう動部分がないのでこの接手は給油の必要がない。

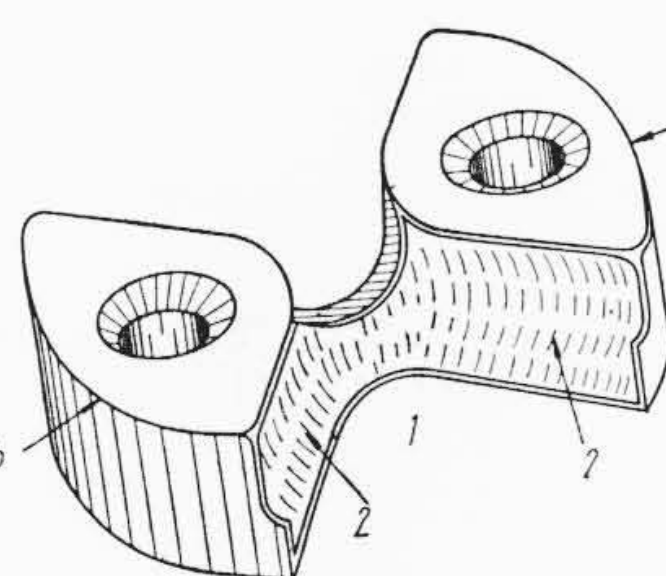
この発明によれば、たとえば動力車両などにおいて機関と被動軸との距離が荷重の増減によって変化する場合などのように、駆動軸と被動軸との長さ方向の変位に伴う接手の伸縮を、上記弾性体を扇形状腕の凹部内で転動することによって補償できる。



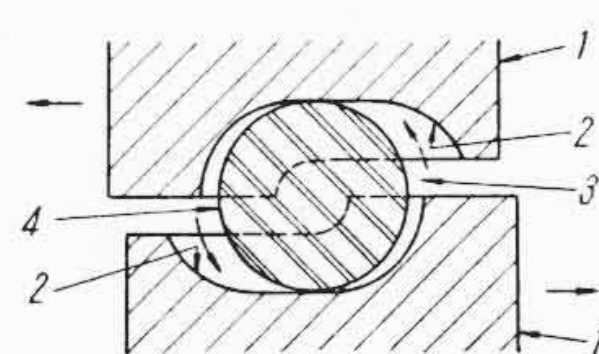
第 1 図 正面図



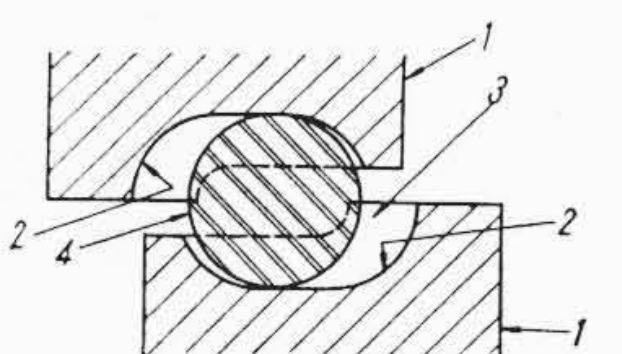
第 2 図 側面図



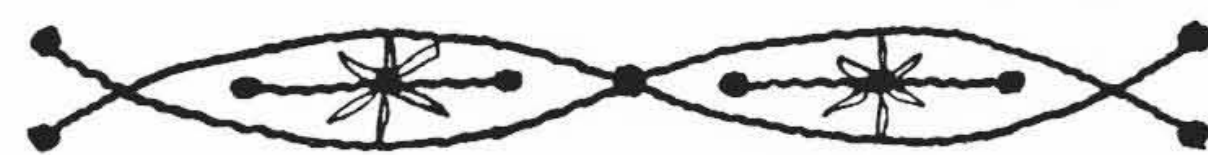
第 3 図 斜視図



第 4 図 弾性体部断面図



第 5 図 弾性体部断面図



登録新案第545911号

寺田進

ポンプ式しゅんせつ船

構造

1. 円形状に形成した船体1に主サンドポンプ7および補助清水ポンプ11を設置する。
2. 船体1の任意位置に貫通孔3を設けるとともに、半径方向に適宜長さの案内貫通孔5を設け、これらの貫通孔に主円柱2および補助円柱4をそれぞれかん入する。
3. 補助清水ポンプ11に連結する送水管15の先端に、回転ノズル16とそのノズルの方向を調整するハンドル17とを取り付ける。

作用および効果

しゅんせつ作業は主サンドポンプ7を運転して行なうのであるが、同時に補助清水ポンプ11を運転して回転ノズル16から反時計方向に清水を噴出させると、船体1はA方向に回転する。この際、泥土6の一部は吸土管9から吸い上げられるため、連続した円形状の泥土溝10がつくられる。

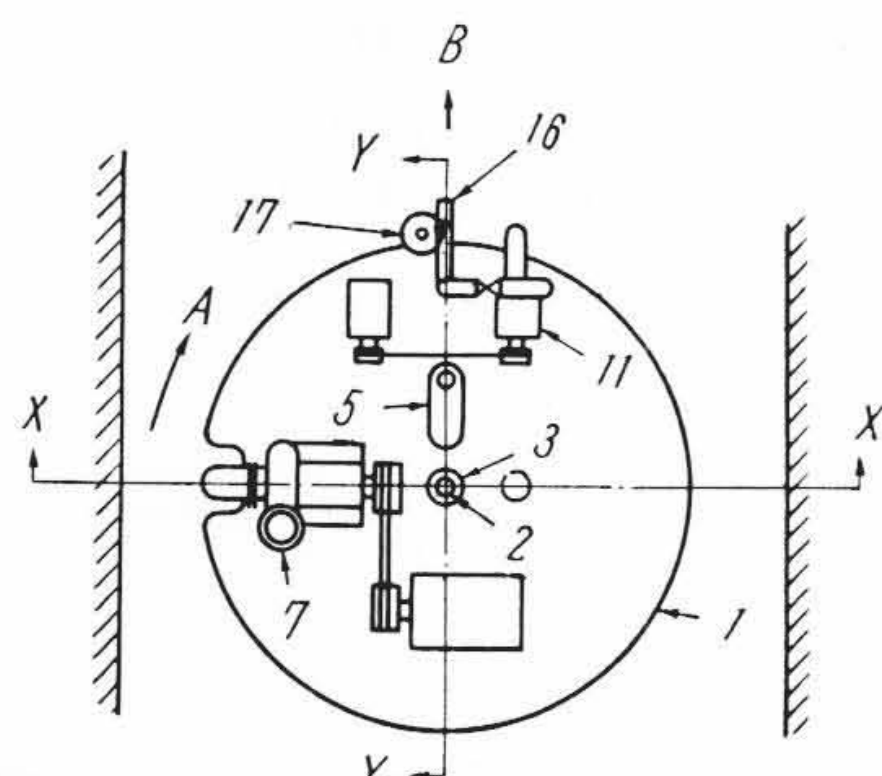
そして、船体1が180度回転したときに回転ノズル16からの噴水

を止めて船体1の旋回を一時停止させたのちに、主円柱2を泥土6から引き上げると同時に補助円柱4を泥土中にさし込む。その後ハンドル17を操作して回転ノズル16を後方に向けてから清水を噴出させると、船体1は矢印B方向に案内貫通孔5の空けきだけ前進する。

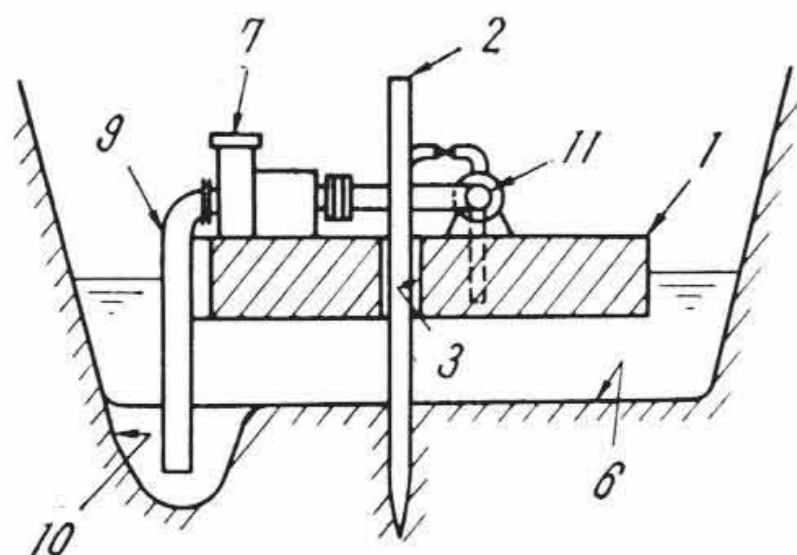
そこで、補助円柱4を泥土6から引き抜き主円柱2を泥土中にさし込み、ハンドル17を操作して回転ノズル16を方向変換して清水を時計方向に噴出させる。すると船体1は矢印Aと逆方向に回転し、前に掘削した半周溝10と並んで新しい半円周の溝が作られる。

上記動作を繰り返すことにより、一定深度のしゅんせつ作業をきわめて正確に、しかも簡単に行なうことができる。また、この考案によれば従来のいかりやロープを不要とし、いかりの埋め込み替え作業も不要となり、精密しゅんせつが容易となるばかりでなく、きわめて狭い水路のしゅんせつ作業を小人数で、正確かつ迅速に行なうことができ、なお自航作用を行なうことができる効果がある。

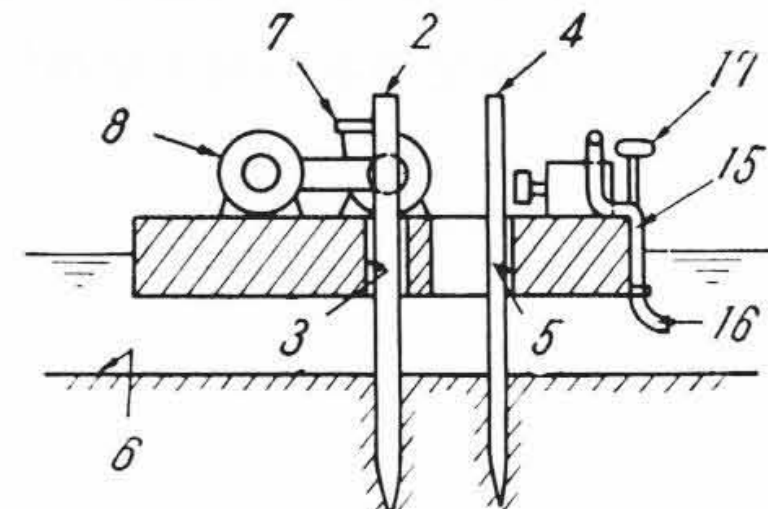
(野村)



第1図



第2図



第3図

登録新案第538243号

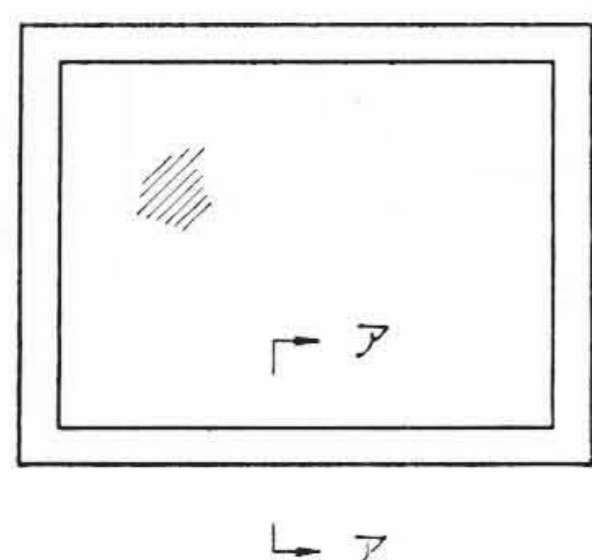
福田温

ガラス窓わく

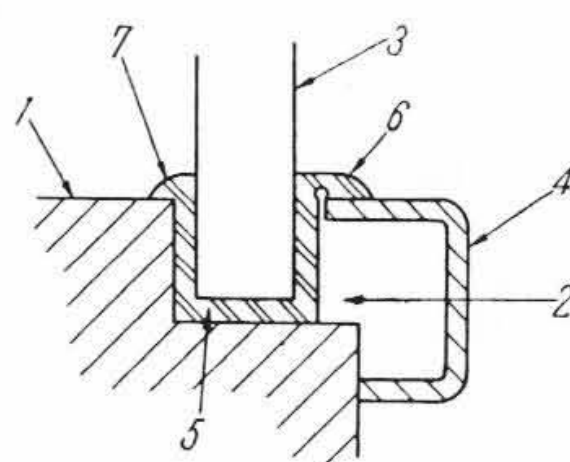
第1図はこの考案のガラス窓わくを有するガラス窓の正面図、第2図はア-ア断面拡大図、第3図はガラス受の断面図を示す。図中1は本体で、端部に切かき部2を設けている。3はガラス、4は窓わくで、一端は本体1に固定し他端は本体1の切かき部2の一辺と対向している。5はゴムなどの弾性体よりなる凹部状のガラス受で、一端7はガラス3そう入方向とほぼ直角に曲げまた他端は下向に曲げて押圧片6を設け、その曲部は弾力性を増すために肉抜きしてある。ガラス3を本体1に取付ける際、ガラス受5を切かき部2にそ

う入し切かき部2の底面ならびに側面に押し当てた後ガラス3をそう入すれば一端7は本体1と密接する。そして窓わく4の一端により押圧片6の下面は適当に上向に押し上げられ、弾力性を生じて密接し、かつガラス受5の他端側面を適当に押し当てる。この状態において窓わく4の他端を本体1に固定する。

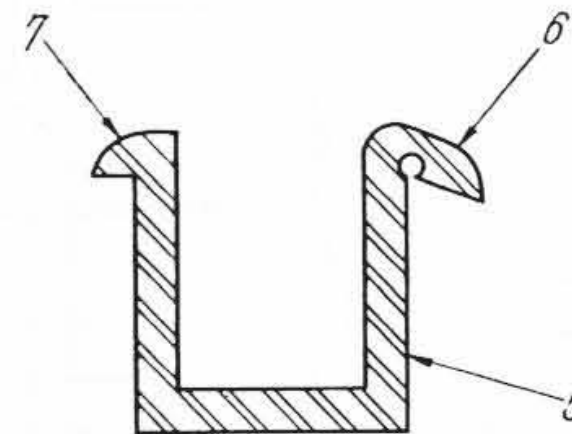
このようにすれば窓わくとの継目を表面に出さず体裁よく保ち、外部からの塵あい、水などの侵入を完全に遮断し、かつ構造が簡単で製作が容易にできる効果がある。



第1図



第2図



第3図