

ギヤ内蔵型ターボ冷凍機について

Hitachi New Type Centrifugal Refrigerating Machine

佐 野 甚 一*

Jin'ichi Sano

内 容 梗 概

最近数年間におけるターボ冷凍機の生産台数の増加には目ざましいものがあり、日立製作所においても、逐年前年度に倍する台数の生産を行っている。

特に、昭和31年に製作を開始したギヤ内蔵型ターボ冷凍機は、その高性能と取り扱いの容易さのゆえに、各方面の好評を博し、空気調和装置ならびに化学工業方面の冷却装置として広く用いられている。

本機はすでに標準化され、50冷凍噸から800冷凍噸までの全シリーズが完成しており、従来の製品と異なる点が多いので、ここにその構造と性能について説明する。

1. 緒 言

戦後10余年、わが国の国民生活もようやく安定し、快適な生活環境、および環境の改善による作業の能率化が強く要望されるようになった。さらに特にわが国のように、夏季において著しく高温多湿な国においては、電話交換機などの性能を良好に保つにも、あるいは精密加工および測定の精度を向上させるためにも、完全な空気調和が必要であることが広く一般に認められるようになった。

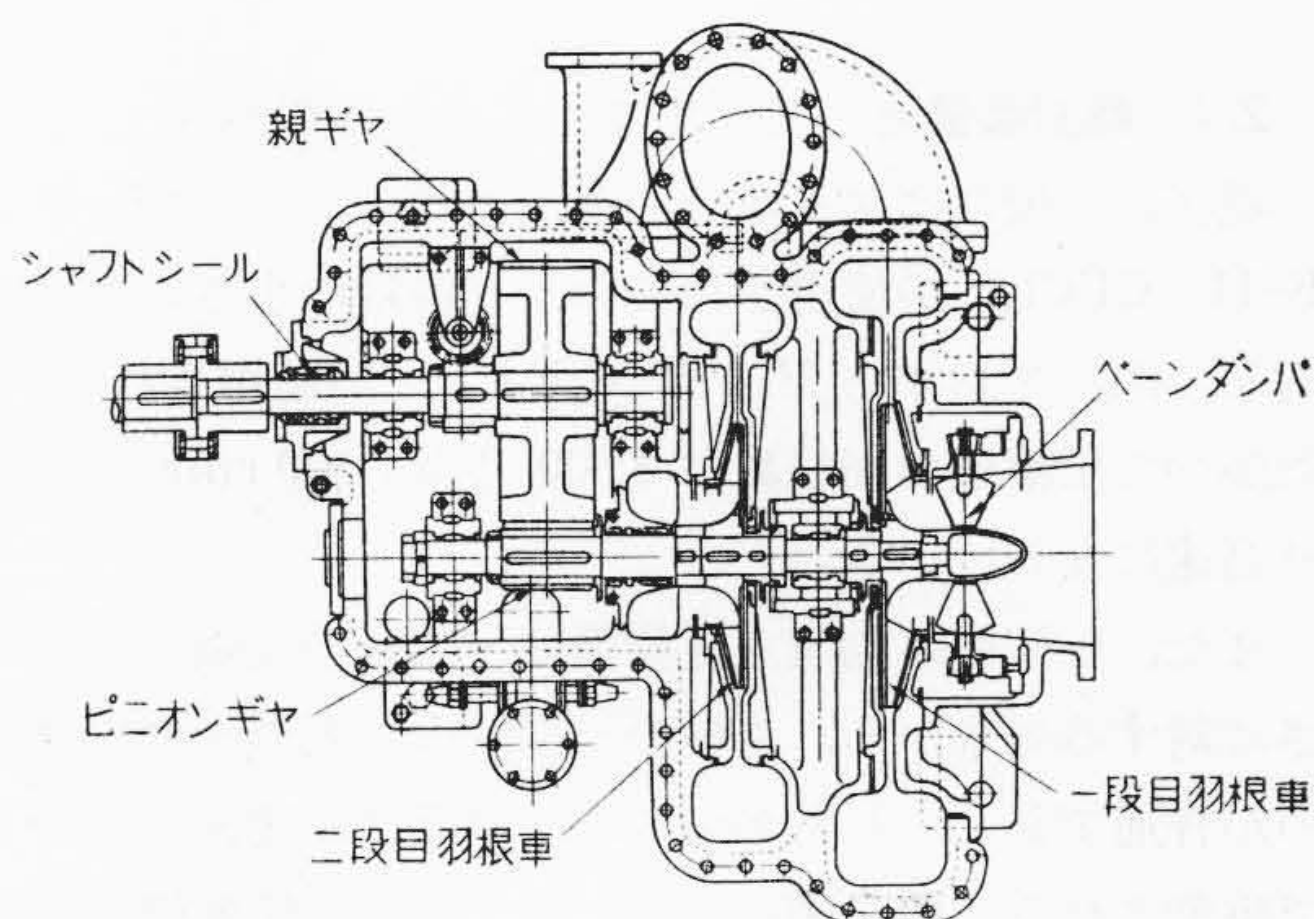
ターボ冷凍機は、ビルディング、病院、ホテル、劇場、紡織工場、電信電話局などの空気調和装置に広く使用されるもので、特に最近においては、これらに必要不可欠なものとなりつつあり、さらに化学工業、特に化学繊維関係の工業の急速な発達に伴い、その冷却装置用としても使用されるようになり、その用途は著しく拡大されつつある。

最近のターボ冷凍機の趨勢として、米国およびわが国のメーカーによつて単段あるいは密閉型のターボ圧縮機が製作されているが、単段圧縮機においてはディフューザ部の超音速流による効率の低下が問題となり、特に増速ギヤによつて10,000 rpm以上に増速される型式のものでは、高速回転軸のケーシング貫通部における軸封装置に著しい困難が生じてくる。

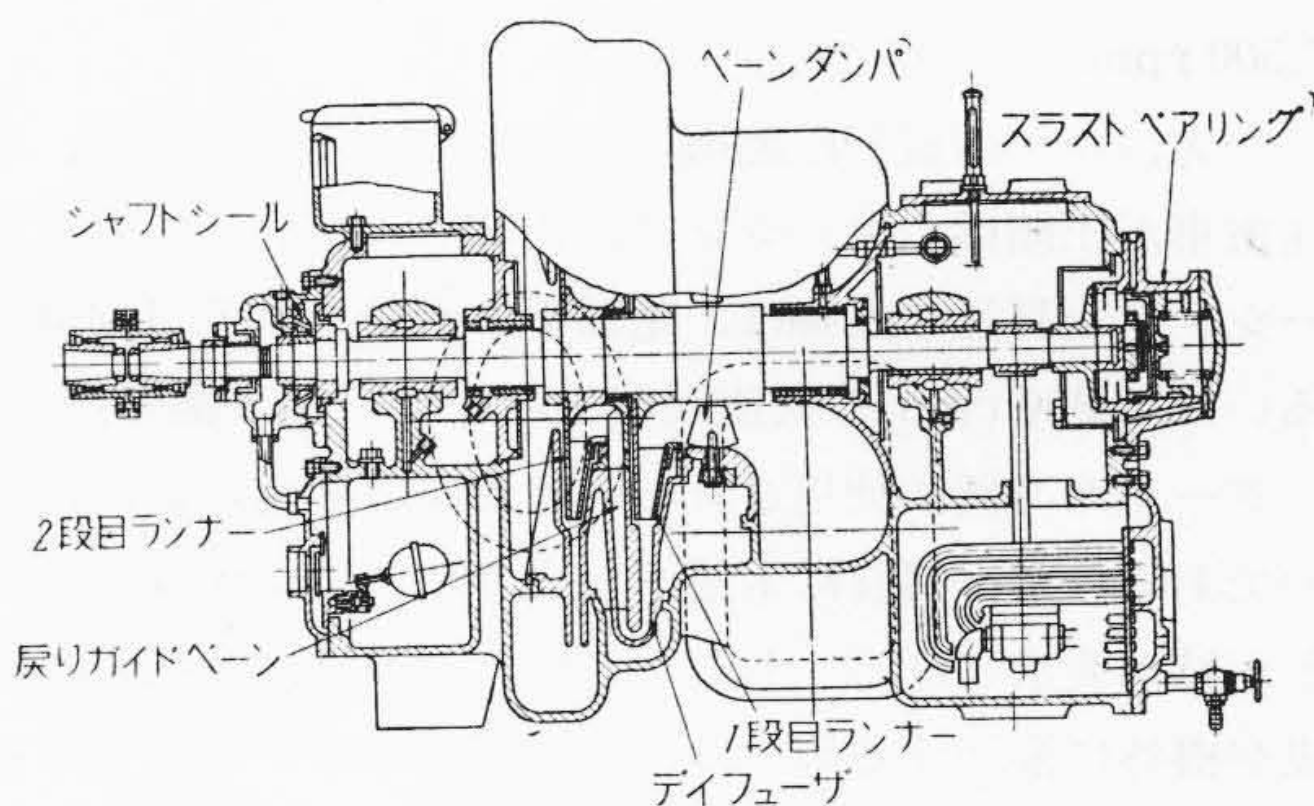
また、密閉型圧縮機においては、騒音のもととなる増速ギヤがないから、厳粛な運転が期待できるが、その反面冷媒ガスによる電動機の絶縁低下が問題となり、運転の信頼性の点で難点が生じてくる。また圧縮機と電動機は直結されるため、回転数が50～、60～の二種類に限定され、圧縮機の標準化の面において難点がある。

これに対して上記単段あるいは密閉型の欠点を避けて、信頼度の高い、効率の良い、騒音の少ない、冷媒損耗の少ない、しかも圧縮機の標準化を計れる構造として

* 日立製作所川崎工場



第1図 ギヤ内蔵型ターボ圧縮機



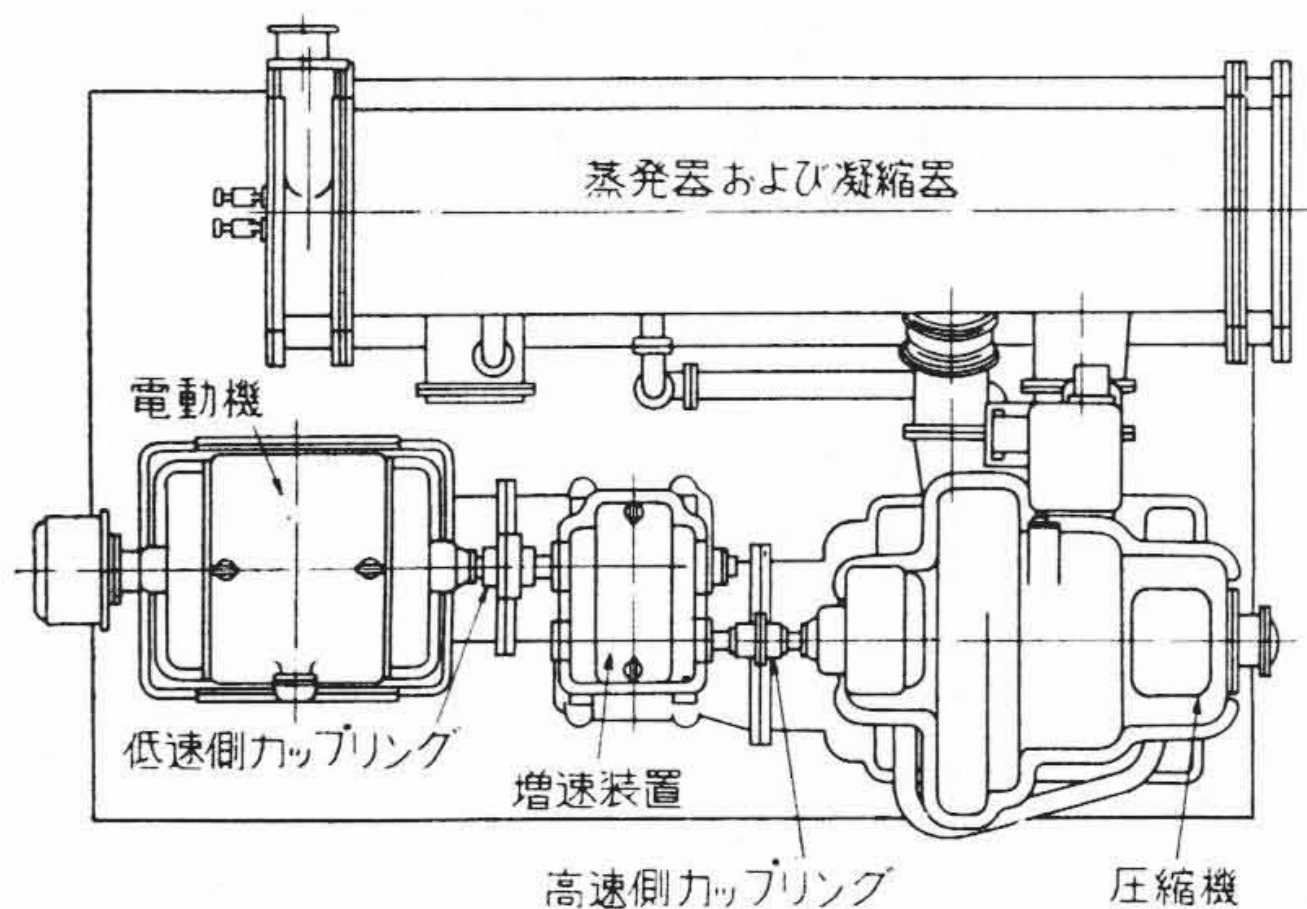
第2図 ギヤ外置型ターボ圧縮機

設計製作されたのがこのギヤ内蔵型ターボ冷凍機であつて、その構造は日立独特な設計である。

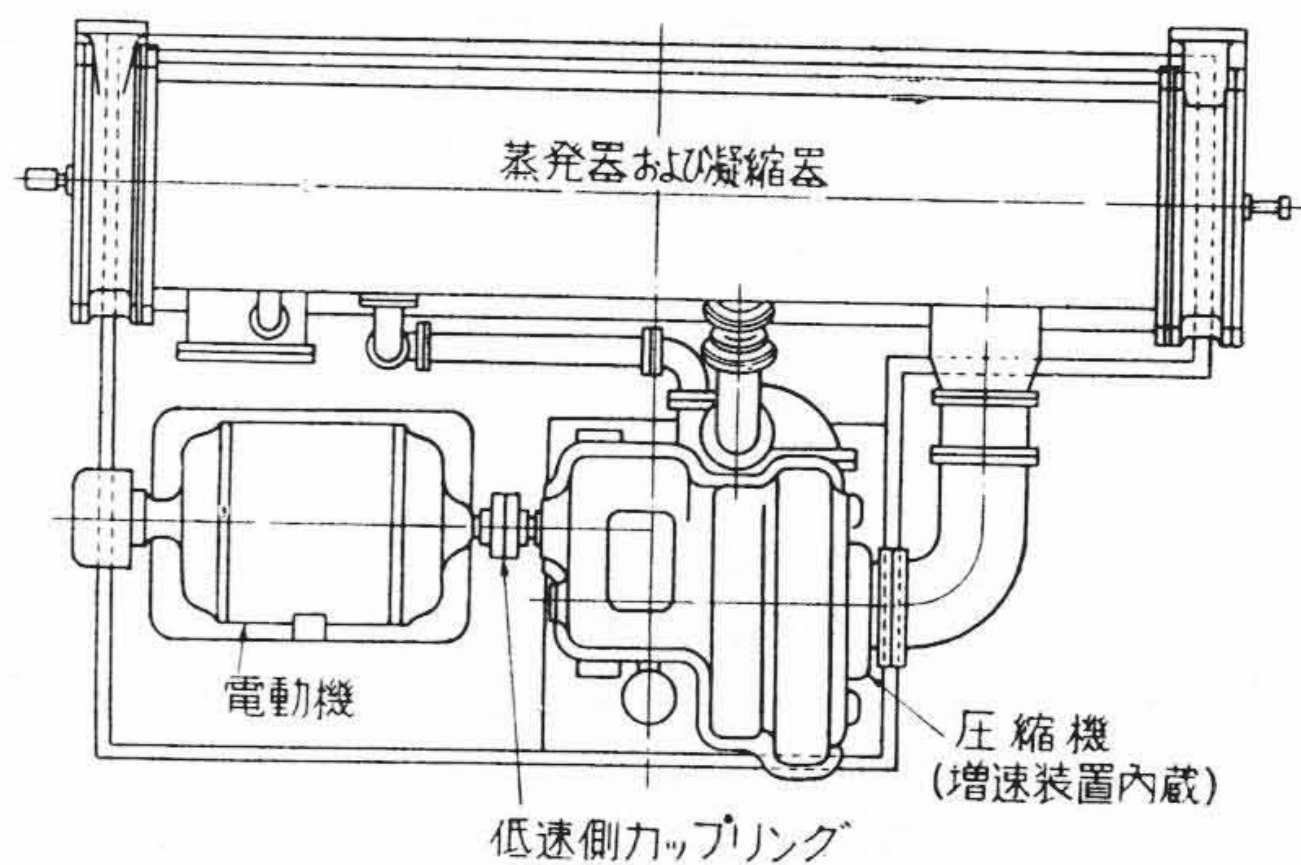
2. 圧縮機の構造とその特長

ギヤ内蔵型ターボ冷凍機用圧縮機の構造は第1図に示すとおりである。

これをギヤ外置型圧縮機（第2図）と比較しながら、その特長について説明を進めていくことにする。



第3図 ギヤ外置型ターボ冷凍機



第4図 ギヤ内蔵型ターボ冷凍機

2.1 軸封装置としてメカニカルシールの採用

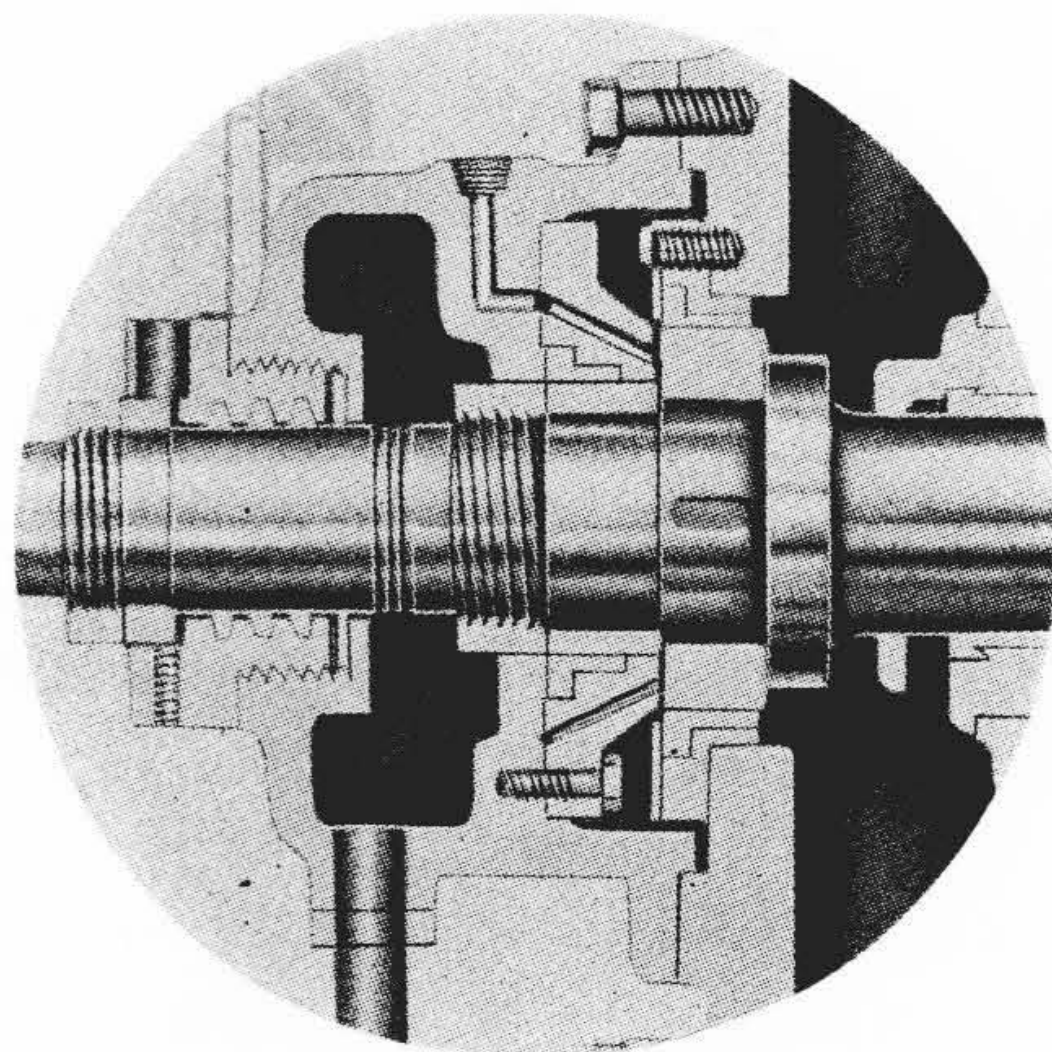
現在、一般にはターボ冷凍機用冷媒としてフロン F-11 (CFCl_3) が使用されており (容量の小さいものに対しては、フロン F-113 ($\text{C}_2\text{F}_3\text{Cl}_3$) が使用される) したがって圧縮機の回転数は 3,500 乃至 7,500 rpm とかなり高速になっている。

また、圧縮機駆動用主電動機は、運転の信頼性と静粛さに対する要求から、4極の三相誘導電動機を使用するのが普通であり、したがって、圧縮機は増速歯車を介して駆動される。第2図に示したギヤ外置型圧縮機を使用した場合のターボ冷凍機は第3図のとおりであり、図をみてわかるように、増速装置が圧縮機の外側に別個にあるから、圧縮機のケーシングを貫通する軸は 3,500 乃至 7,500 rpm の高速回転軸である。

一方、ギヤ内蔵型圧縮機は、第1図に示すように、増速歯車が圧縮機のケーシングに内蔵されているから、ケーシングを貫通する軸は、電動機と直結される 1,500 あるいは 1,800 rpm の低速回転軸になる (第4図参照)。

ターボ冷凍機に使用されている冷媒は非常に高価なものであるから、緒言にも述べたように、損耗が少ないことが特に要求される。しこうして、冷凍機の運転中に冷媒が機外に漏洩する箇所は、軸が圧縮機のケーシングを貫通する部分であるから、この部分にいわゆる軸封装置を設けている。

ギヤ外置型圧縮機では、この軸が高速回転軸であるから、摺動面の材質および加工精度の点からメカニカルシールを使用することは不可能であり、油封を使用している。すなわち第5図に示すように、圧縮機が運転し始めると、精密仕上された2個の軸封リングがわずかに離れ、両軸封リングの間に強制給油して油膜を形成し、外部と機内とを完全に遮断して、軸封部の気密を保つようになっている。圧縮機が停止すると、軸の他端にあるバネの力によって自動的に軸が摺動し、2個の軸封リング



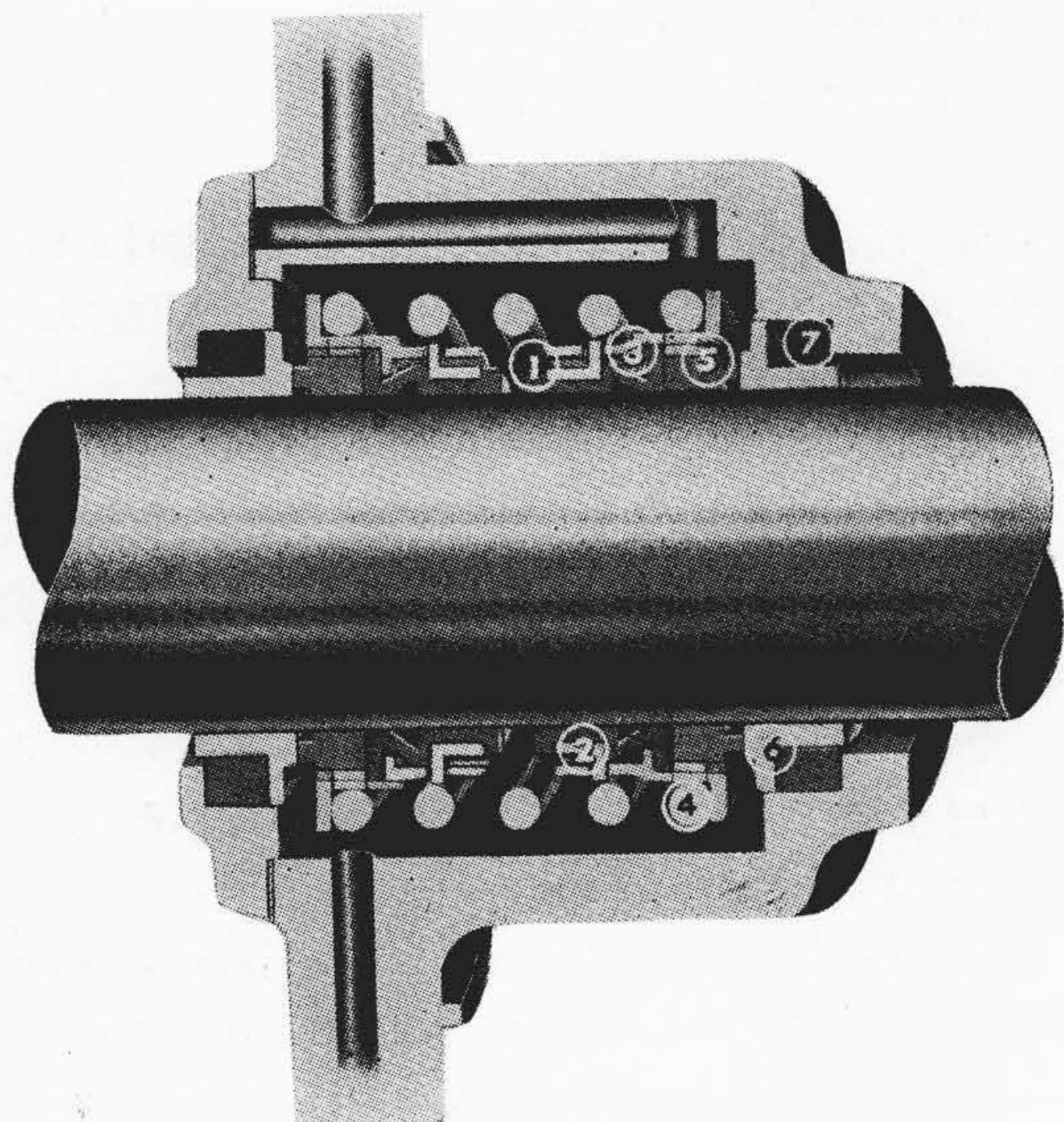
第5図 軸封装置 (油封)

が密着して、停止中の気密を保つようになっているが、この動作をさらに確実なものにするため、軸摺動把手の操作によつて軸の摺動を行つている。したがって起動および停止時にこの把手の操作が必要であり、さらに自動運転方式のものにおいては、この操作を自動的に行う複雑な軸封電動装置が必要となり、操作方式が著しく面倒になるとともに、冷凍機を運転している間は冷媒の溶け込んだ潤滑油が大気に触れるので、軸封部からの若干の冷媒の損耗は避けられない。

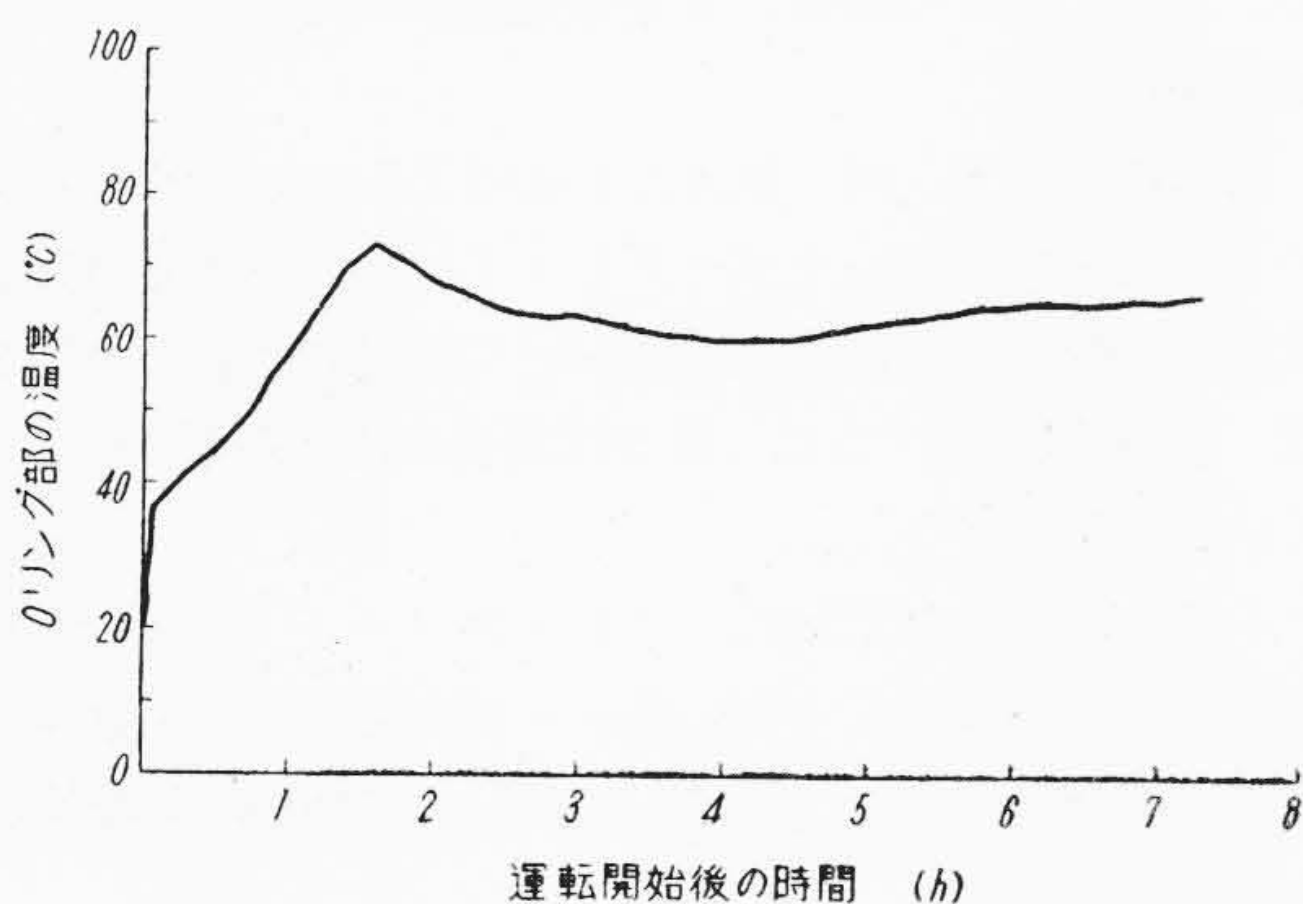
これに対して、ギヤ内蔵型圧縮機においては、圧縮機のケーシングを貫通する軸は低速回転軸であるから、第6図に示すようなメカニカルシールの使用が可能である。

これは第6図に見られるように、ダブルシートになつており、特殊鋳鉄製のシールリング⑥は合成ゴムのOリング⑦によつて圧縮機のサイドカバーに圧着されている。

シールリングと摺動するカーボンリング⑤はメタリックカーボン製で合成ゴムのラバースリーブ①およびクランプリング、ガイドリングによつて軸に固着され、スプリング④によつてシールリングに押付けられた状態で、



第6図 軸封装置 (メカニカルシール)



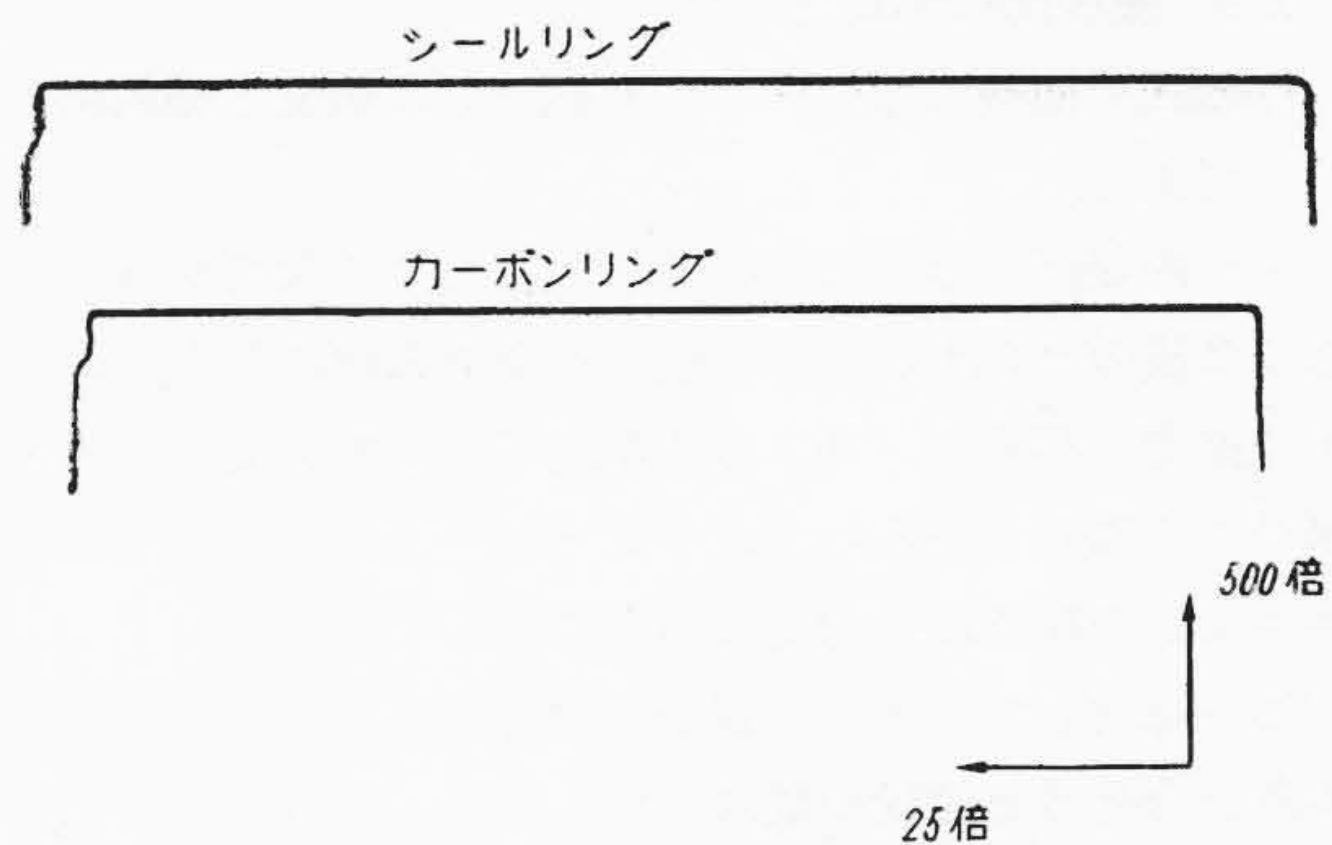
第7図 シャフトシール内部温度変化図

シャフトとともに回転している。運転中は潤滑油を強制循環して、摺動部に対し十分な潤滑および冷却を行っており、停止中も潤滑油が常に軸封部分に溜つていて完全に機内と外気とを遮断し、軸封部からの冷媒の漏洩を皆無にしている。

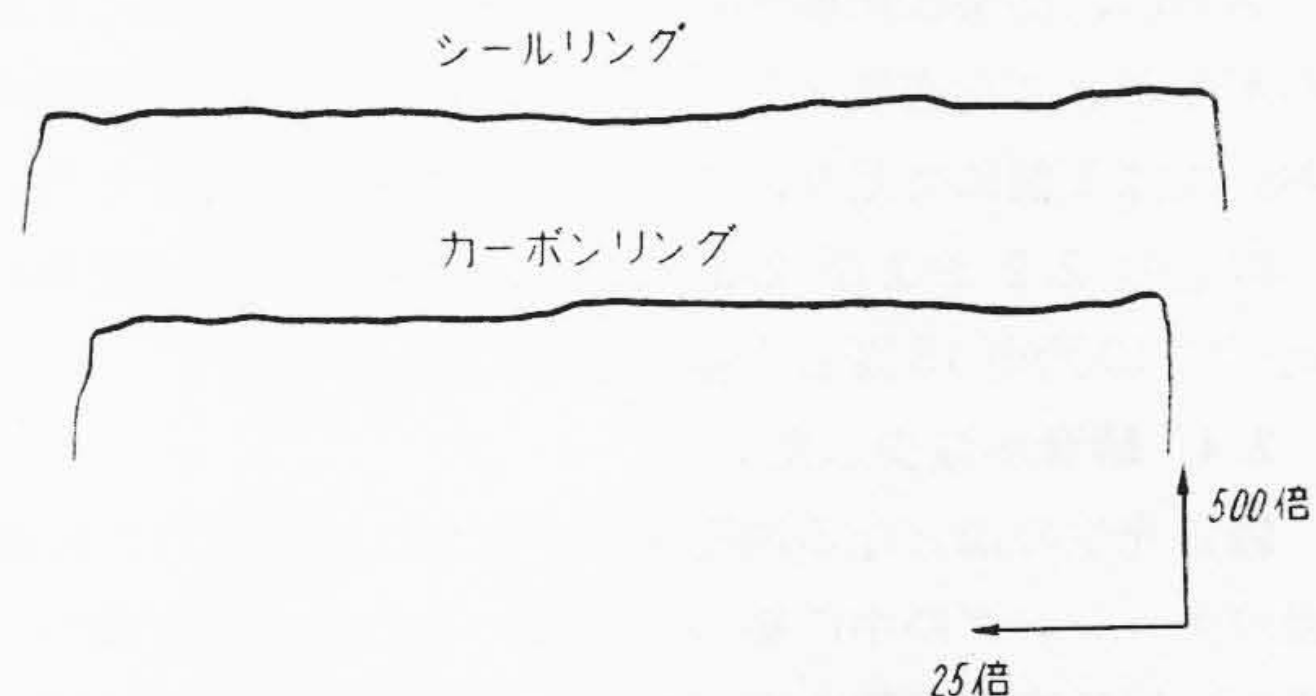
またギヤ外置型における油封と違って起動および停止時の操作が不必要であるから、運転が著しく容易となった。

この部分に送られる潤滑油の油量および油圧はキャピラリーチューブによつて調整されているから、摺動面の発熱および摩耗は著しく少ない。

第7図は起動時におけるシールリング後面の温度を測定したデーターの一例で、急激な温度上昇もなく、起動後数分で安定し、しかも最高温度も 73°C にとどまり良好な運転状態であることを示している。Oリングは受入時、 150°C の潤滑油中に24時間浸漬して、変形および変質のないことを確認しているから、この程度の温度で



第8図 運転前の摺動面



第9図 1,000時間寿命試験後の摺動面

は、わずかな変質、変形も生じない。

また、カーボンリングおよびシールリングの摺動面は、きわめて精密に仕上げられており、大越式触針型アラサメータによる測定の結果では、第8図に示すように、ほとんど凹凸が認められない。

これを約 1,000 時間の寿命試験後にふたたび取り出して摩耗量を測定してみたが、シールリングで約 $1/100\text{mm}$ 、カーボンリングで約 $5/100\text{mm}$ にとどまり、表面粗さも前記アラサメータでの測定では、第9図に見られるように、きわめて平均かつ平滑な摩耗状態を示している。

2.2 流体効率が向上した

ギヤ内蔵型圧縮機においては、冷媒ガスが軸方向から吸込まれるから、吸込口における損失が減少した。さらに吸込ガスの流れに乱れがないので、ベーンダンパによる容量制御が、より効率良く、かつ広範囲にわたつて行えるようになった。

ギヤ外置型圧縮機では、1段目のランナから出た冷媒ガスは、ディフューザをとおり、もどりガイドベーンを経て2段目のランナーに吸込まれるようになっており、このもどりガイドベーンが流体損失のもととなった。

これに対してギヤ内蔵型圧縮機においては、各段ごとにスパイラルケースを設け、1段圧縮機を2台シリーズに使用しているかつこうになっているので、損失のもととなるもどりガイドベーンがなく、流体効率が著しく向上した。

2.3 機械効率が向上した

回転式圧縮機においては、摩擦部分は軸受と軸封部分のみである。

ギヤ内蔵型圧縮機においては、軸受は4個であり、さらに2枚のランナが互に吸込口を反対方向にして、ランナの推力を相殺し、加うるに増速ギヤの推力とも均衡を保つようにしているので、キングスベリあるいはミッCHELなどの複雑な推力受機構を必要としない。

これに対して、ギヤ外置型圧縮機では、圧縮機と増速装置を合すると軸受の数は6個となり、さらにランナの推力を受けるスラストベアリングを必要とするので、前者に比べると摩擦損失は著しく大きい。

さらに、従来は圧縮機および増速装置の潤滑用に2個のギヤポンプを必要としていたが、ギヤ内蔵型圧縮機においては1個にて足り、この分の駆動馬力が減少した。

以上の2.2および2.3により、圧縮機効率は従来に比べて10乃至15%と大幅に上昇した。

2.4 騒音が減少した

騒音発生の源となる増速ギヤが完全に密閉された圧縮機のケーシングの中に納められているので、軸を伝つて機外に出る高周波数の音がなくなり、騒音が著しく減少し、従来95フォン程度あつたものが、90フォン程度に納まっている。

さらに、従来圧縮機と増速装置の間にあるギヤカップリングが、高速で回転してかなり耳ざわりな音を発生していたが、ギヤ内蔵型圧縮機においては、その心配がなくなつた。

2.5 据付面積が小さくなつた

増速ギヤが圧縮機のケーシングに内蔵されたので、増速装置が不要となり、据付面積が減少した(第3図および第4図参照)。

2.6 据付および芯出しが簡単になつた

ギヤ外置型圧縮機を使用した場合は、据付時芯出しを要する箇所は、圧縮機と増速装置の間のギヤカップリングと増速装置と電動機間のフランジカップリングの2箇所であつた。

これがギヤ内蔵型になると、カップリングは圧縮機、電動機間のフランジカップリング1個だけとなり、芯出しが著しく簡単になつた。

2.7 振動が少ない

回転部分は完全な動的釣合試験を行つているので、振動は非常に少なく、最も大きなところでも片振幅 15μ 以内に納まっている。

3. 蒸発器および凝縮器

冷凍機全体の効率を考えた場合、直接熱交換を行う蒸発器および凝縮器の性能が大きな影響をもっている。ま

た、効率の良い冷却管を使用すれば、蒸発器および凝縮器はそれだけ小型になり、価格を引下げることができる。

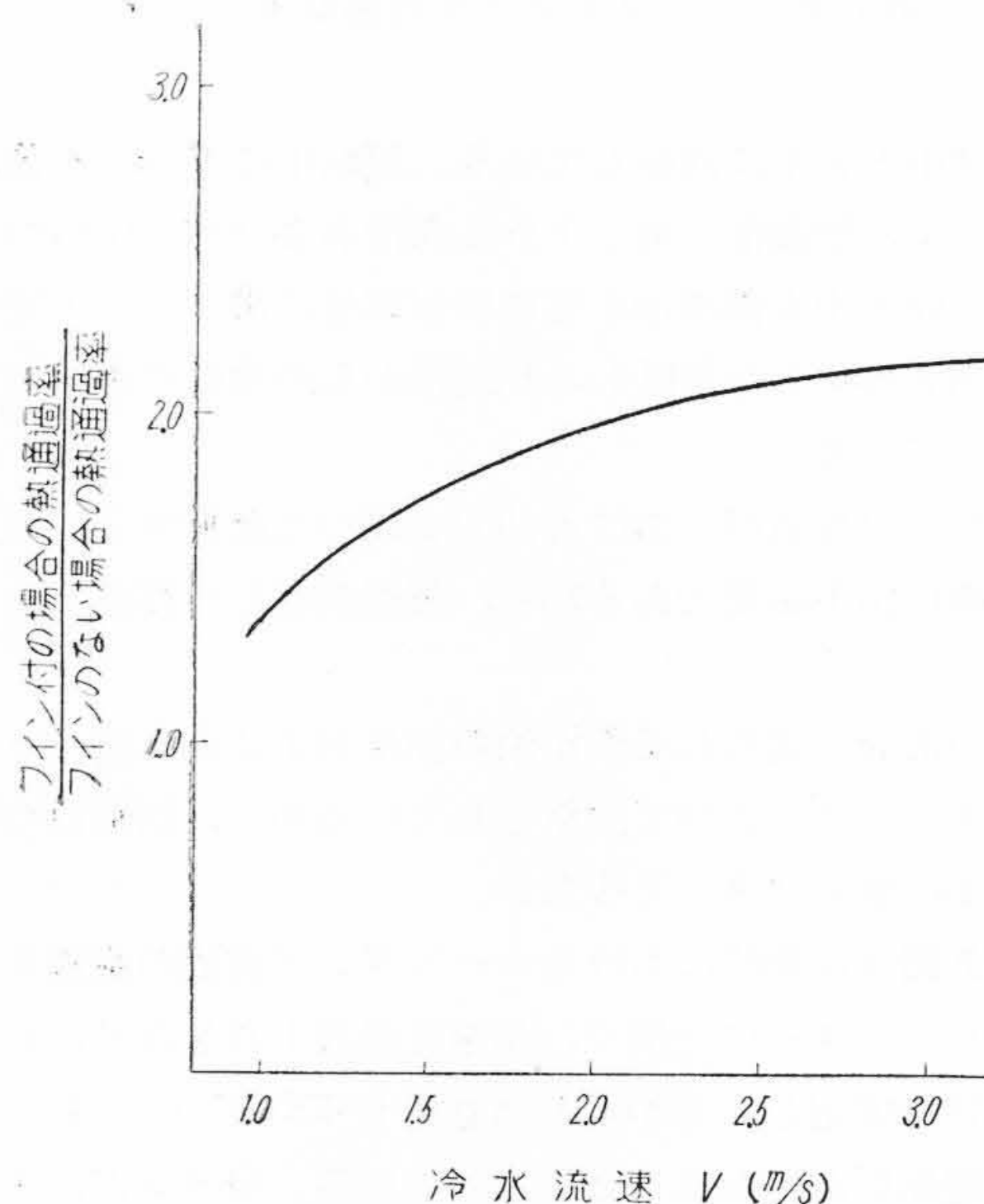
現在、日立製作所においては、蒸発器、凝縮器ともに横型シェルアンドチューブ式で、独自の設計製作になるフィンチューブを使用している。このフィンチューブは、銅管の周囲に銅板製のフィン巻き付け、半田揚げを行つて密着を良くしたもので、効率が良く、寿命も長い。このフィンチューブを使用することによつて、蒸発器および凝縮器は著しく小型となつた。

このことは、従来使用されていたフィンの付いていないチューブとフィンチューブとの熱通過率を比較してみればおのずから明らかである。

第10、11図は、F-11を冷媒とした蒸発器および凝縮器について、フィンの付いていないチューブとフィンチューブとを使用した場合の、冷却管内の水の流速と熱通過率との関係をそれぞれ同一図面上に表わしたものである。ただし、この場合、有効伝熱面積は冷却管内面の面積を採用した。

同図において、同一流速たとえば 2.5 m/s におけるフィンの付いていないチューブとフィンチューブとの熱通過率を比較すると、蒸発器においては後者は前者の約2倍、凝縮器においては、後者は前者の約2.7倍にも達している。

このことからただちに、フィンチューブを使用すれば、フィンの付いていないチューブを使用した場合に比べて、冷却管の全長は蒸発器においては約 $1/2$ 、凝縮器に



第10図 冷水流速と熱通過率との関係図 (F-11, 蒸発器)

込まれる。また、液分離器の底部に残った⑦点の状態の冷媒液はフロート弁でさらに減圧され、⑧点の状態となつて蒸発器に送られる。

4.2.2 液分離器のない場合

この場合には、①点の状態で圧縮機に吸込まれた飽和冷媒ガスは⑪点の状態まで圧縮される。凝縮器で⑪点の状態から⑤点の状態になり、フロート弁により⑩点まで減圧されて蒸発器に送られる。蒸発器で冷水から熱を奪つて気化した冷媒ガスはふたたび①点の状態になつて圧縮機に吸込まれる。

以上の二つの場合の差異を簡単に述べると、液分離器付の場合は、①→②→③→④→⑤→⑥→⑦→⑧→①のような冷媒の循環と、⑨→③→④→⑤→⑥→⑨のような冷媒の循環との二つの循環が同時に行われるのに対して、液分離器のない普通の冷凍サイクルは、①→⑪→⑤→⑩→①のような冷媒の循環が行われているのみである。

次に、液分離器のない冷凍機で、蒸発温度 $T_E(^{\circ}\text{C})$ 、凝縮温度 $T_C(^{\circ}\text{C})$ のとき、冷凍容量が $H(\text{Kcal/h})$ 、圧縮機の軸馬力が $BHP(\text{HP})$ であつた場合、この冷凍機に液分離器を取り付けると、冷凍容量 H' 、および軸馬力 BHP' がどうなるか検討してみると下記のようなになる。

まず、液分離器を設けない場合の圧縮機の吸込風量 $V_E(\text{m}^3/\text{min})$ は次の (1) 式で与えられる。

$$V_E = \frac{H \cdot v_1}{60(i_1 - i_5)} \quad \dots\dots\dots (1)$$

v_1 : 蒸発温度における飽和ガスの比体積
(m^3/kg)

i_1 : 蒸発温度における飽和ガスのエンタルピー (kcal/kg)

i_5 : 凝縮温度における飽和液のエンタルピー (kcal/kg)

また、その場合の圧縮機の理論馬力 $GHP(\text{HP})$ は次の (2) 式で与えられる。

$$GHP = \frac{100^2}{76 \times 60} P_E V_E \frac{K}{K-1} \left\{ \left(\frac{P_C}{P_E} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

P_E : 吸込絶対圧力 ($\text{kg/cm}^2 \text{ abs.}$)

P_C : 吐出絶対圧力 ($\text{kg/cm}^2 \text{ abs.}$)

K : 断熱指数

したがつて、圧縮機の効率 $\eta(\%)$ を次の (3) 式によつて求めることができる。

$$\eta = \frac{GHP}{BHP} \times 100 \quad \dots\dots\dots (3)$$

この冷凍機に液分離器を取り付けた場合、蒸発温度お

よび凝縮温度が液分離器のない場合の $T_E(^{\circ}\text{C})$ および $T_C(^{\circ}\text{C})$ と同じならば、1 段目ランナの吸込風量はほぼ変らないとみてさしつかえない。

また、液分離器内の圧力 P_M は、圧縮機の 2 段目ランナの吸込圧力とほぼ等しいから、圧縮機設計仕様によつておのずから決まつてくる。 P_M が決まれば、その飽和ガス温度も求められる。

これらの T_E , T_M , T_C (または P_E , P_M , P_C) の値が定まれば、第 13 図に示された①, ⑤, ⑦, ⑨の各点のエンタルピー i_1 , i_5 , i_7 , i_9 および①点の比体積 v_1 は冷媒のモリエル線図から求められる。

いま、液分離器を設けた場合の圧縮機の吸込風量を V_E とし、その場合の冷凍容量を $H'(\text{kcal/h})$ とすると、次の (4) 式によつて H' を求められる。

$$H' = \frac{60 V_E (i_1 - i_7)}{v_1} \quad \dots\dots\dots (4)$$

(4) 式と前述の (1) 式とから

$$\frac{H'}{(i_1 - i_7)} = \frac{H}{(i_1 - i_5)} \quad \dots\dots\dots (5)$$

となり、この (5) 式によつて液分離器の付いた場合の冷凍容量 H' を求めることができる。

第 13 図のモリエル線図で明らかなように、(5) 式における $(i_1 - i_7)$ は $(i_1 - i_5)$ より大きいから、 H' は H より大きくなることがわかる。

次に、凝縮器から液分離器に入つてきた冷媒 1 kg の中、液分離器で分離される冷媒ガスの量を $x_M(\text{kg/kg})$ とすれば、

$$i_5 = i_7 + x_M(i_9 - i_7)$$

なる関係が成立するから、この式から x_M は第 (6) 式のように求められる。

$$x_M = \frac{i_5 - i_7}{i_9 - i_7} \quad \dots\dots\dots (6)$$

i_7 : 液分離器で分離された飽和液のエンタルピー (kcal/kg)

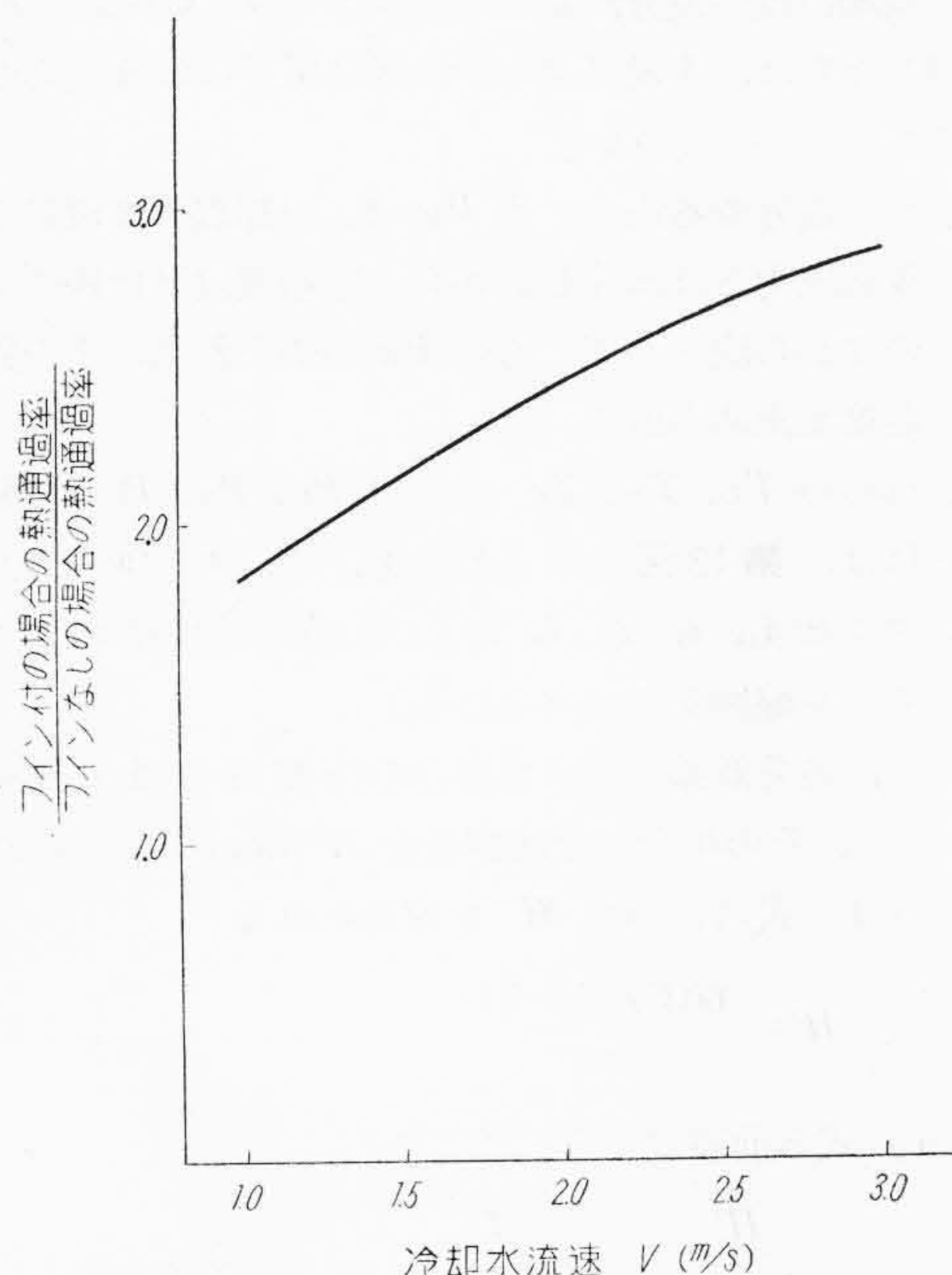
i_9 : 液分離器で分離された飽和ガスのエンタルピー (kcal/kg)

また、圧縮機の 1 段目ランナに吸込まれる飽和ガスの重量を $w(\text{kg/h})$ 、液分離器で分離されて圧縮機の 2 段目に吸込まれる冷媒ガスの重量を $w_M(\text{kg/h})$ とすると次の (7) 式が成立する。

$$w_M = \frac{x_M}{1 - x_M} w \quad \dots\dots\dots (7)$$

(7) 式における w は次の (8) 式で表わされるから、(7) 式により w_M を求めることができる。

$$w = \frac{H}{(i_1 - i_5)} = \frac{H'}{(i_1 - i_7)} \quad \dots\dots\dots (8)$$



第11図 冷却水流速と熱通過率との関係図 (F-11, 凝縮器)

においては約1/2.7に減少できることがわかる。これによつて蒸発器および凝縮器は著しく小型になり、特に蒸発器の小型化は、冷媒封入量を減少させ、さらに冷媒ポンプを取り除くことを可能にした。

4. 液分離器

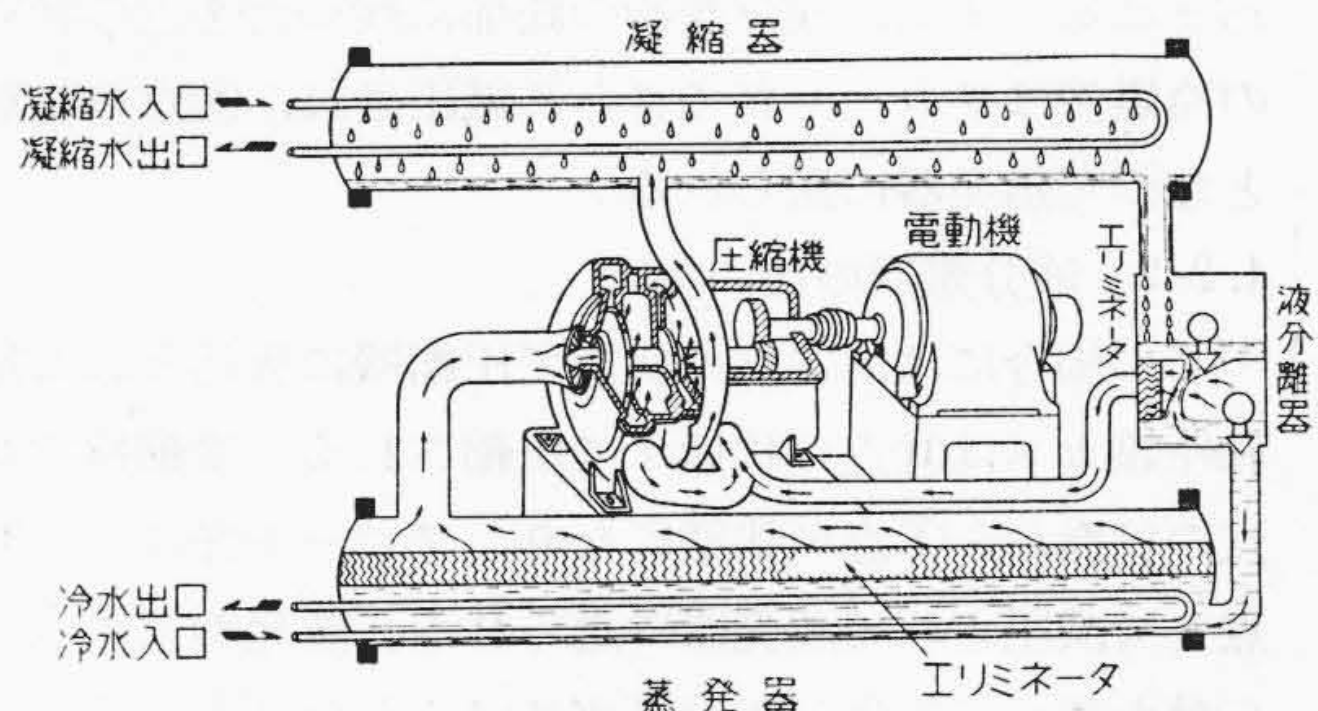
日立製作所においては、蒸発器に液分離器を内蔵させこれによつて冷凍機の性能向上をはかっている。

以下この液分離器について簡単に説明する。

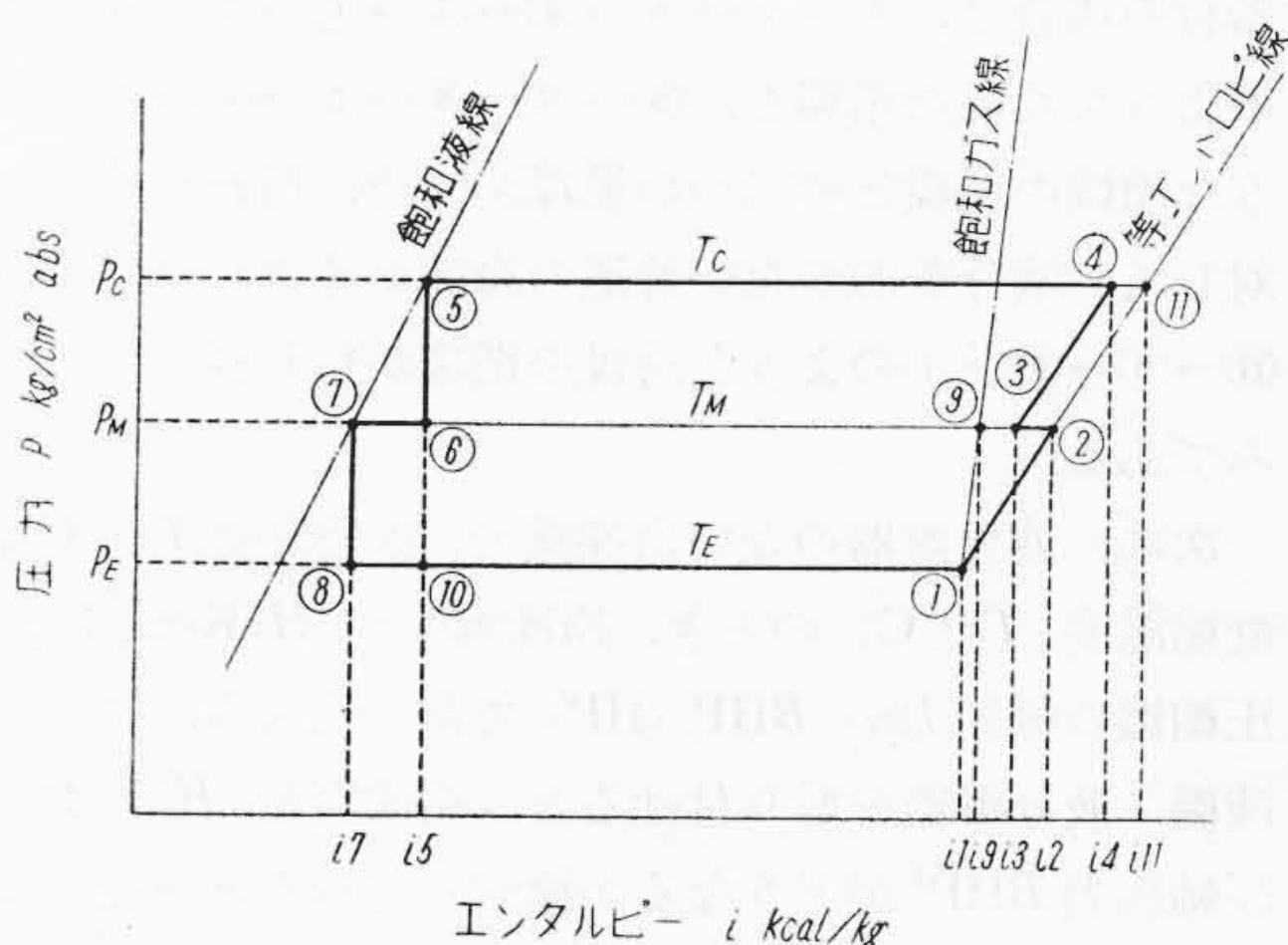
4.1 冷凍サイクル

液分離器付ターボ冷凍機の冷凍サイクルは、第12図に示すとおりである。

図において、まず蒸発器に溜っている冷媒液は、蒸発器の冷却管内を通っている冷水から熱を奪つて気化し、気化した冷媒ガスはエリミネータを経て圧縮機に吸込まれ、圧縮されて凝縮器に送られる。凝縮器に送られた高温高压の冷媒ガスは、冷却水によつて冷却されて液化する。液化した冷媒液は凝縮器の底部に溜まり、図中上部のフロート弁で減圧されて液分離器に入る。フロート弁で減圧されたために気化した一部の冷媒ガスと冷媒液とをここで分離して、冷媒液のみはさらに下部のフロート弁を通り、減圧して蒸発器に入る。液分離器で冷媒液から分離された冷媒ガスは、エリミネータを経て圧縮機の2段目ランナに吸込まれるようになっている。



第12図 日立ターボ冷凍機の冷凍サイクル説明図



第13図 冷媒のモリエル線図

4.2 液分離器の理論

まず第13図に示す冷媒のモリエル線図によつて、液分離器の付いた場合と付かない場合の冷凍サイクルを比較してみることにする。

第13図は横軸に冷媒のエンタルピをとり、縦軸に圧力および温度を表わしたもので、図中 P_E および T_E は蒸発器内の絶対圧力および温度を、 P_M および T_M は、液分離器内の絶対圧力および温度を、そして P_C および T_C は凝縮器内の絶対圧力および温度を表わしている。

また、 $i_1, i_2, \dots, i_{11}$ はそれぞれ①, ②, ..., ⑪点の状態における冷媒のエンタルピである。

4.2.1 液分離器付の場合

まず、蒸発器で気化した飽和冷媒ガスは①点で表わされる状態で圧縮機に吸込まれる。この冷媒ガスは1段目のランナで圧縮されて②点の状態となり、液分離器で分離された⑨点の状態の冷媒ガスと混合して③点の状態の状態で2段目ランナに吸込まれ、圧縮されて④点の状態の状態で凝縮器に送られる。凝縮器で冷却液化して⑤点の状態の状態で凝縮器の底部にたまり、フロート弁で減圧されて⑥点の状態となり、液分離器に入る。ここで冷媒液の中に生じた冷媒ガスが分離して、その冷媒ガスは前述のように⑨点の状態の状態で圧縮機の2段目ランナに吸

さらに、圧縮機の1段目ランナ出口における過熱ガスのエンタルピ i_2 (kcal/kg) は次の (9) 式によつて求められる。

$$i_2 = i_1 + \frac{100^2 \times 641.5}{76 \times 60^2} P_E v_1 \frac{K}{K-1} \left\{ \left(\frac{P_M}{P_E} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} \quad (9)$$

P_M : 液分離器内の絶対圧力 (kg/cm² abs)

(9) 式によつて求めた i_2 を次の (10) 式に入れて、2段目ランナの吸込口における過熱ガスのエンタルピ i_3 (kcal/kg) を計算できる。

$$i_3 = \frac{i_9 w_M + i_2 w}{w + w_M} \quad (10)$$

また、圧縮機の1段目ランナの出口における過熱ガスの絶対温度を T_2 (°K) とすれば、 T_2 は次の (11) 式により求められる。

$$T_2 = \bar{T}_E \left(\frac{P_M}{P_E} \right)^{\frac{K-1}{K}} \quad (11)$$

$\bar{T}_E$: 蒸発温度 °K

圧縮機の2段目ランナの吸込口における過熱ガスの絶対温度を T_3 (°K) とすれば、 T_3 は次の (12) 式に (10) および (11) 式によつて求めた i_3 および T_2 の値を入れて計算できる。

$$T_3 = T_2 - \left(\frac{i_2 - i_3}{C_p} \right) \quad (12)$$

C_p : 圧縮機の1段目ランナの出口における過熱ガスの定圧比熱 (kcal/kg°C)

次に、圧縮機の1段目ランナの出口における過熱ガスの比体積 v_2 (m³/kg) は次の (13) 式で表われされる。

$$v_2 = v_1 \left(\frac{P_E}{P_M} \right)^{\frac{1}{K}} \quad (13)$$

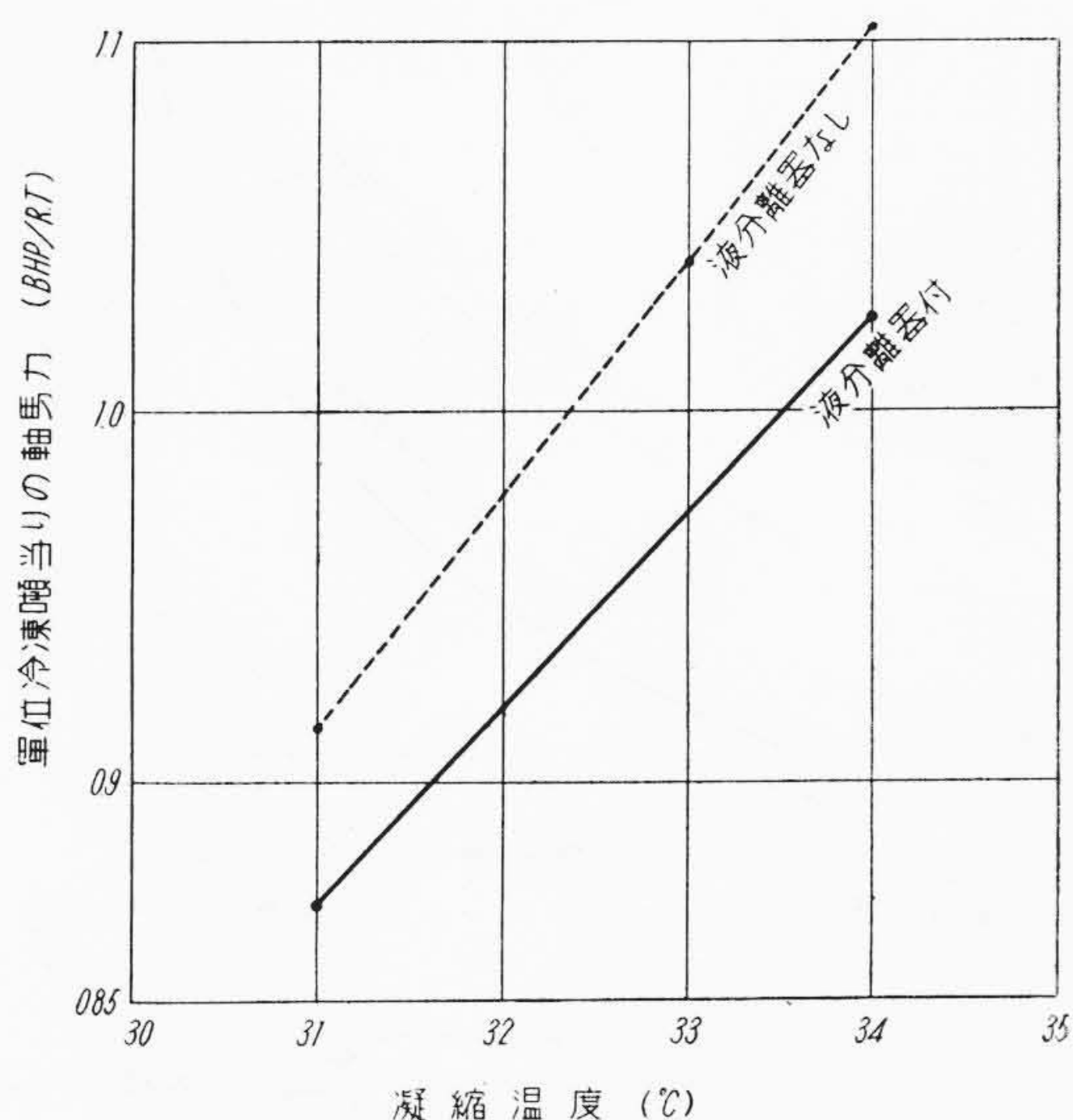
2段目ランナの吸込口における過熱ガスの比体積 v_3 (m³/kg) は次の (14) 式で表わされるから

$$v_3 = v_2 - \frac{(T_2 - T_3)(v_2 - v_9)}{(T_2 - T_9)} \quad (14)$$

v_9 : 液分離器で分離された飽和ガスの比体積 m³/kg

T_9 : 液分離器で分離された飽和ガスの絶対温度 °K すなわち $T_9 = T_M + 273$

(14) 式に (13) 式で求めた v_2 および冷媒のモリエル線図から求めた v_9 と T_9 とを入れて v_3 を求め、この v_3 の値をさらに次の (15) 式に入れて圧縮機の2段目ランナの吸込風量 V_M (m³/min) を定め、(16) 式によつて液分離器を設けた場合の圧縮機の軸馬力 BHP' (HP) を求めることができる。



第14図 蒸発温度一定のときの単位冷凍噸当りの軸馬力

$$V_M = \frac{(w + w_M) v_3}{60} \quad (15)$$

$$BHP' = \frac{100^2}{76 \times 60 \times \eta'} \frac{K}{K-1} \left[P_E V_E \left\{ \left(\frac{P_M}{P_E} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} + P_M V_M \left\{ \left(\frac{P_C}{P_M} \right)^{\frac{K-1}{K}} - 1 \right\} \right] \quad (16)$$

η' : 液分離器を設けた場合の圧縮機効率

以上述べたように、液分離器を設けると冷凍容量は $(i_1 - i_7)/(i_1 - i_5)$ の比に比例して増加する。また、軸馬力も (16) 式をみれば当然増加することがわかるが、その増加の割合は冷凍容量の増加の割合に比べてかなり小さい。

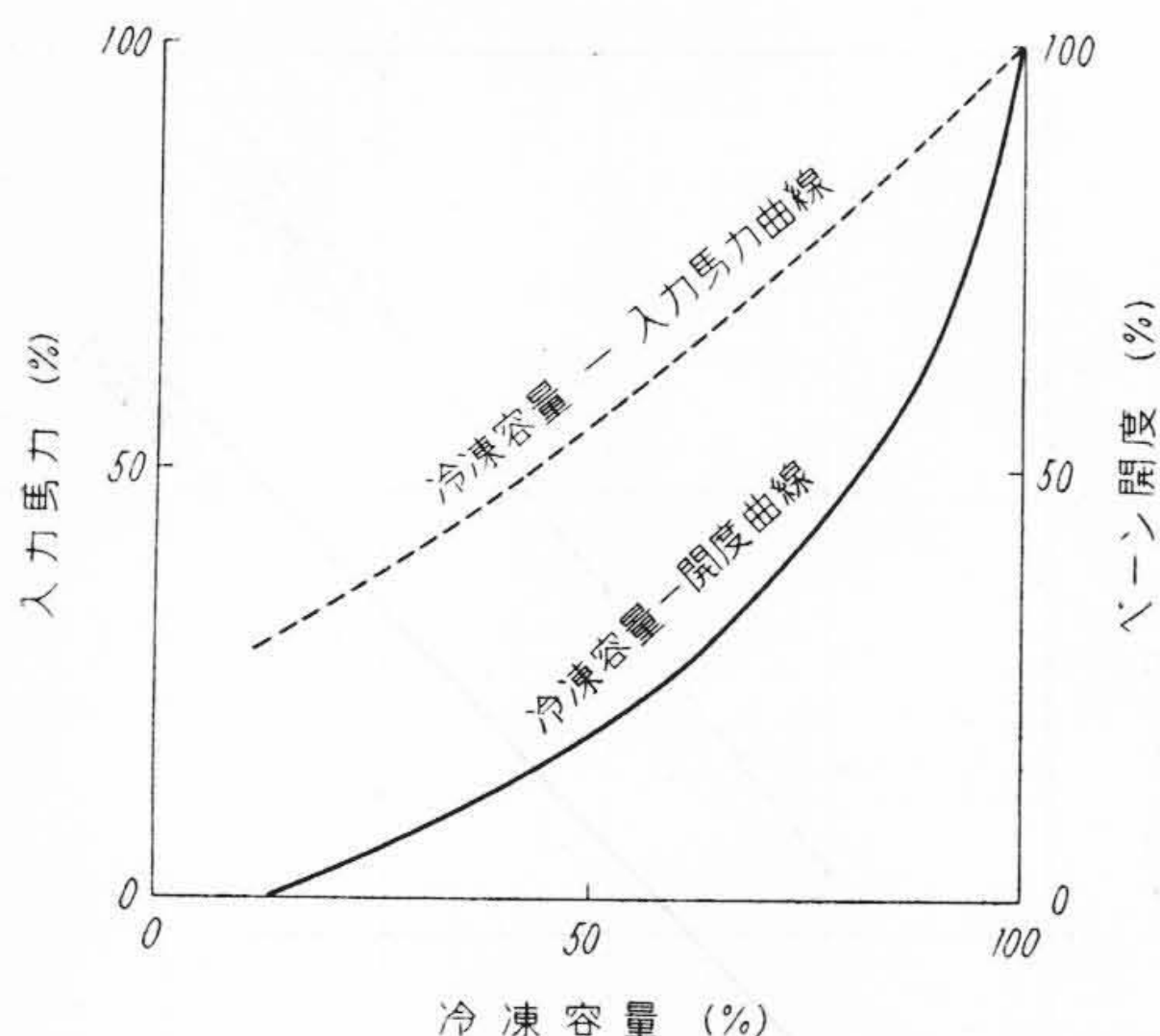
したがつて、液分離器を設けることにより、単位冷凍噸当りの軸馬力をかなり減少させることができる。

第14図は蒸発温度を一定とし、凝縮温度を種々に変えながら、液分離器付と液分離器なしの場合について、単位冷凍噸当りの軸馬力の変化の様子を実験によりしらべ、同一図上に比較してかいた線図である。

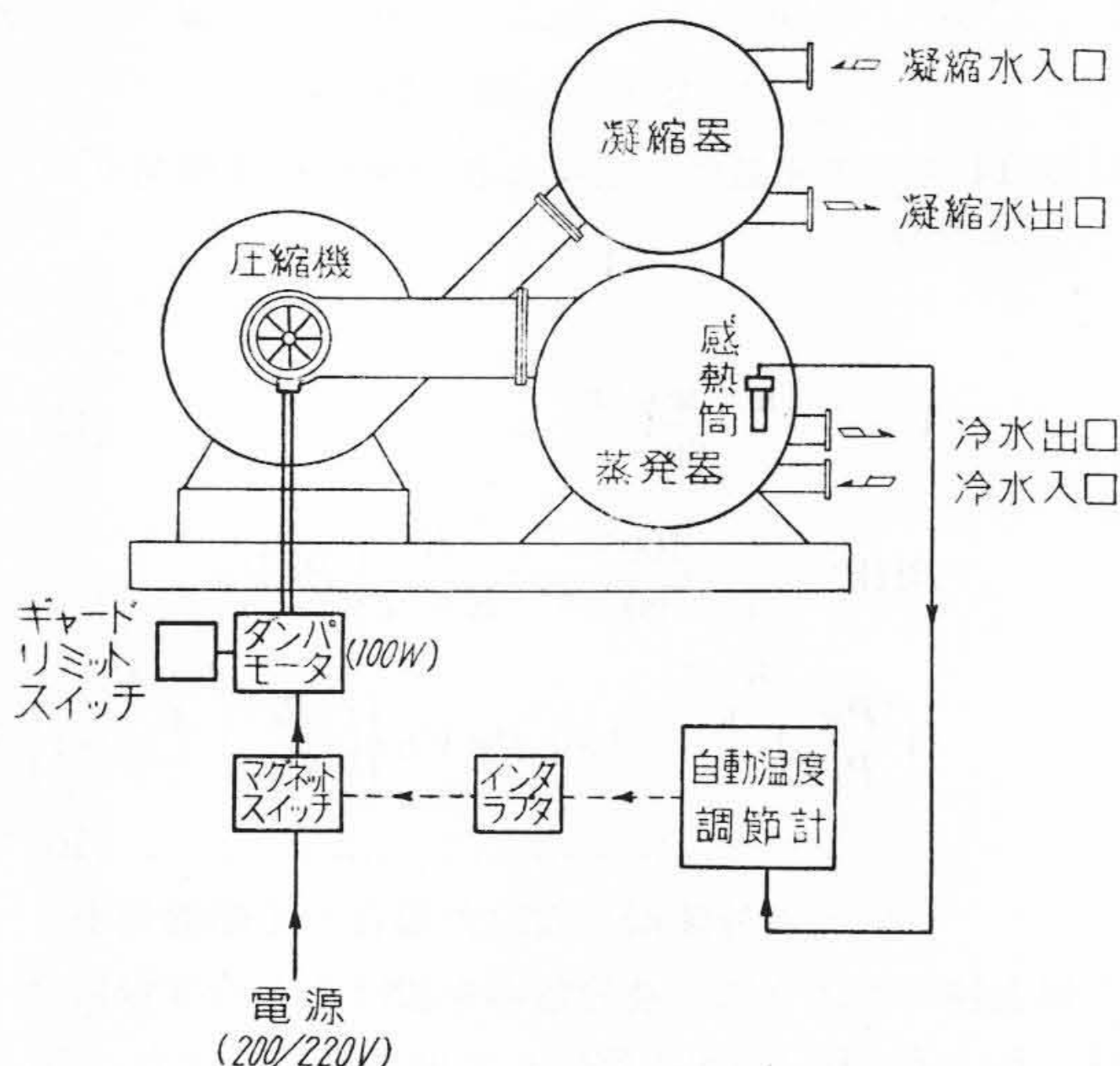
これによつて、液分離器を付けることにより、いかに電力消費量を節約できるかがわかる。

5. ギヤ内蔵型ターボ冷凍機における容量制御

ターボ冷凍機における容量制御には数種の方式があるが、この中でベーンコントロール方式が最も効率良く、広範囲の制御を行うことができる (ベーンコントロールについては「ターボ冷凍機の容量制御について」関川、玉河：日立評論、37、4 (1955) に詳述されているから



第 15 図 ベーンコントロールによる容量制御特性



第 16 図 ベーンダンパ自動制御装置

参照されたい)。

ギヤ内蔵型ターボ冷凍機においては、2で述べたように、ベーンダンパによる容量制御が、特に効率良く、かつ広範囲にわたって行われる。

第 15 図は、ベーンコントロールによる容量制御特性の一例で、全容量の 10% 近くまで、効率良く制御できることを示しており、一般に全負荷の 30% 以下まで安定した効率の良い制御のできることを保証している。

このベーンダンパの操作を自動温度調節計によつて行うようにすれば、冷水の温度、あるいは空気調和器における空気温度を一定に保ちながら、冷房負荷に応じて自動的にベーンを開閉して冷凍容量を調整し、自動運転を行うことが容易である。

この自動温度調整は第 16 図に示すように、冷水出口に自動温度調節計の感熱部を取り付け、感熱部からの指令によつて自動温度調節計のスイッチを開閉して、ベ-

ーンダンパ操作電動機を正または逆回転させ、ベーンダンパを開閉するものである。また、自動温度調節計とベーンダンパ操作電動機との間には、乱調防止器があつて、温度調節を確実に安定させている。

6. ギヤ内蔵型ターボ冷凍機の全自動運転

2で述べたように、ギヤ内蔵型ターボ冷凍機は、その運転操作が著しく容易になつたので、全自動運転方式を採用できるようになつた。

これは、冷水出口、あるいは貯水槽の温度変化によつて自動的に冷凍機を起動ならびに停止させるもので、従来の自動運転方式では、冷凍機の起動停止の際は操作盤上の運転用操作開閉器あるいは押ボタンスイッチの切入の操作を行う必要があつたが、この方式を採用すればその必要はなくなり、完全な無人運転が可能になつた。

次に、冷水出口温度を $7 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ に保とうとする冷凍機を例にとつてその運転方式を説明する。

6.1 運 転

(1) 切換器が全自動側にある場合、水槽温度が 9°C になると、次の順序によつてターボ冷凍機が運転される。

(イ) 主電動機の起動制御器が起動の位置にあり、ベーンが全閉、かつ各種保安リレーが平常状態にあり、自動起動停止用温度調節計の上限で閉路する接点が閉路すれば OCB が自動投入される。

(ロ) OCB が投入され、主電動機が運転されると、起動制御器の電動機が運転され、抵抗を順次に抜いて約 30 秒で主電動機は全速になる。なお、この場合、電流制限器が働き、過電流にならぬように主電動機の加速が行われる。

(ハ) 主電動機が全速になると同時に起動制御器の電流制限器はベーン用電流調節継電器に切り換えられ、ベーンが開放動作を始める。なお、この場合、冷凍機は常に全負荷の状態で作動されるよう、電流調節継電器により自動的にベーンの開度を調節しながら運転が続けられる。

(ニ) ベーンが徐々に開放されて全開になると、ベーン開度の調節回路が自動温度調節計の回路に切り換えられる。

(ホ) 爾後、ターボ冷凍機の冷水出口温度を $7 \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ に保つよう、自動温度調節計により自動的にベーンの開度を調節しながら運転が続けられる。

(2) 切換器が半自動運転側にある場合も、水槽温度が 9°C 以下、 7°C 以上であれば、操作盤上の半自動起動停止用操作開閉器を入側に操作することにより、(1)と同様の順序によつて冷凍機が運転される。

(3) 上記のほか、手動でも起動できるよう、自動、

手動の切換器が付いている。

6.2 停 止

(1) 切換器が全自動側にある場合、水槽温度が 6°C になると、次の順序によつて冷凍機が停止する。

(イ) 自動起動停止用温度調節計の下限で閉路する接点が閉路し、OCBが開路して起動制御器が起動の位置にもどる。

(ロ) 同時に、ベーン開度調節回路が自動温度調節計の回路から切り離されて、ベーンが閉になり、元の起動位置にもどる。

(ハ) 上記の動作完了によつてすべての部分が元の状態に復帰し、いつでも起動できる状態になる。

(2) 切換器が半自動運転側にある場合も、水槽温度が 6.5°C 以上であれば、操作盤上の半自動起動停止用操作開閉器を切側に操作することにより、(1)と同様の順序により随時冷凍機を停止させることができる。

なおこの場合、水槽温度が 6°C になつてもなお操作開閉器を停止側に操作しないでおくと、全自動運転と同様に自動起動停止用温度調節計によつて冷凍機の停止が行われる。

6.3 抽気ポンプの自動運転

抽気ポンプは抽気槽の圧力変化によつて自動的に運転停止する。すなわち、抽気槽圧力が上昇すれば低圧圧力スイッチが閉路して自動起動し、規定圧力に低下すれば接点が開路して自動停止する。

なお、手動による抽気ポンプの起動停止も可能である。また、抽気ポンプ吐出側圧力が異常上昇すれば、高

圧圧力スイッチにより、自動、手動を問わず抽気ポンプは停止する。

6.4 故障非常停止および警報

ターボ冷凍機の運転中、保安リレーの内いずれか一つが作動すると、冷凍機は急停止し、ブザーによつて警報を発する。一方、動作リレーは集合故障表示器に表示される。

これにより故障原因を確かめたのち、警報用切換スイッチを表示側にすると、ブザーは止み、信号灯(白)が点灯する。

故障対策が完了したときは、自動手動操作切換器を手動側にするか、あるいは、全自動半自動切換器を半自動側にし、なお半自動起動停止用操作開閉器を停止側にもどしてから、警報用切換スイッチを警報側にもどすとふたたびブザーが鳴るから、復帰用引ボタンスwitchを引いて警報を停止すると同時に、閉鎖リレーを復帰し、起動状態にもどす。

7. 結 言

以上述べたように、ギヤ内蔵型ターボ冷凍機は数々のすぐれた特長をもっているが、これに使用される電気品も、主電動機には、ターボ冷凍機用として特に設計製作された、騒音が少なく、かつ機械室の温度上昇のない、閉鎖通風水冷型を使用するなど特別な考慮を払っており、また、操作方式についても、機械部門と電気部門とが常に緊密な連絡を取り、ターボ冷凍機に最も適した操作方式を作り出し、日立製作所の総合技術を生かして製品の改良に努力している。



特 許 と 新 案

最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その3)

(第20頁より続く)

区 別	登録番号	名 称	工 場 別	氏 名	登録年月日
実用新案	472005	三 相 変 圧 器	国 分 工 場	滑 川 清 卓	33. 2. 21
"	472006	同 期 機 の 自 動 電 圧 調 整 器	国 分 工 場	河 合 義 夫	"
"	472013	装 甲 配 電 盤 の 断 路 装 置	国 分 工 場	滑 川 清	"
"	472036	電 動 機 の 定 速 度 制 御 装 置	水 戸 工 場	山 崎 佐 喜 之 夫	"
"	471962	両 側 ホ ッ パ 閉 扉 装 置	笠 戸 工 場	高 村 正 夫	"
"	471968	外 締 式 ド ラ ム ブ レ ー キ	笠 戸 工 場	藤 井 健 一 郎	"
"	471971	車 輻 の 窓	笠 戸 工 場	村 田 師 男	"
"	471980	自 力 圧 送 式 粉 体 輸 送 車	笠 戸 工 場	小 橋 正 人	"
"	471981	魚 腹 式 車 体 機 器 点 検 用 蓋	笠 戸 工 場	高 森 恒 男	"
				中 山 栄 二 郎	"
				藤 岡 多 喜 男	"
				大 谷 巖 太 郎	"

(次頁へ続く)



特 許 と 新 案



最近登録された日立製作所の特許および実用新案

(その4)

(前頁より続く)

区 別	登録番号	名 称	工 場 別	氏 名	登録年月日
実用新案	471982	魚腹式車体機器点検用開閉蓋	笠戸工場	藤岡多喜男	33. 2. 21
"	471986	車輛用台車のボルスターアソカー	笠戸工場	大谷徹太郎	"
"	471987	魚腹式車体の換気装置	笠戸工場	犬田童師男	"
"	471988	運搬車のロープ掴み装置	笠戸工場	佐々木憲清	"
"	471991	粉体輸送車の満載警報装置	笠戸工場	奈古屋好義	"
"	471992	魚腹式車体機器点検用開閉蓋	笠戸工場	進藤月乾	"
"	471994	貨車の微粉末漏洩防止装置	笠戸工場	中 山 栄二郎	"
"	471995	魚腹式車体機器点検用開閉蓋	笠戸工場	藤岡多喜男	"
"	471996	貨車の微粉末漏洩防止装置	笠戸工場	大谷武弘	"
"	472017	魚腹式車体機器点検用蓋	笠戸工場	岡村輝雄	"
"	471953	ポンプのバランスデスク摩耗限界警報装置	笠戸工場	永弘太郎	"
"	471954	簡易天井走行起重機	笠戸工場	井上清一	"
"	471960	クラッチおよびブレーキのライニング	笠戸工場	大谷徹太郎	"
"	471965	ブレートリンクチェーン	笠戸工場	大谷徹太郎	"
"	471966	二つ割り歯車の締付装置	笠戸工場	大貫康志	"
"	471989	グラブパケット	笠戸工場	大西昇一	"
"	471990	巻胴におけるロープ止め	笠戸工場	伊藤賢一	"
"	472003	ポンプ始動満水用真空槽	笠戸工場	亀井茂樹	"
"	472004	油圧補助装置	笠戸工場	保延誠春	"
"	472011	ロータリーバルブ操作装置	笠戸工場	伊藤政賢	"
"	472025	スルースバルブ	笠戸工場	江守忠哉	"
"	472027	電動制水弁の安全装置	笠戸工場	西口栄一	"
"	472044	回転式天井走行起重機の駆動装置	笠戸工場	渡部富治	"
"	471957	吸引圧送両用機を用いたる空気輸送装置	笠戸工場	木暮健三郎	"
"	471993	冷凍装置	笠戸工場	山内藤澄雄	"
"	472014	オイルセパレータ	笠戸工場	近藤健三郎	"
"	472020	無給油圧縮機	笠戸工場	木暮内章正	"
"	472035	ゴムクッション式ホーニングヘッド	笠戸工場	安河内春雄	"
"	472040	多軸旋盤における被加工棒材の自動送出装置	笠戸工場	渡辺由光	"
"	472043	歯切盤および歯車形削盤における切込装置	笠戸工場	相沢武夫	"
"	471955	点火栓	笠戸工場	関川務郎	"
"	471964	ホイスト走行制動装置	笠戸工場	岩崎一郎	"
"	471970	軸接手	笠戸工場	大谷徹太郎	"
"	471972	電気洗濯機用プーリ	笠戸工場	金田定士	"
"	471976	スプロケット取付装置	笠戸工場	阿 武 芳 郎	"
"	471997	遠心沈澱器	笠戸工場	松本源次郎	"
"	471999	換気孔用シャッタ	笠戸工場	嘉瀬部順一	"
"	472001	ホイスト用リミットスイッチ調整装置	笠戸工場	服部市光	"
"	472008	ホイスト巻胴駆動装置	笠戸工場	古須賀久雄	"
"	472009	扇風機用ハンドル	笠戸工場	田沢 卓 阜	"

(第37頁へ続く)