

ターボ冷凍機の容量制御について

関川 務* 玉河 晋次**

The Capacity Control of Centrifugal Refrigerating Machines

By Tsutomu Sekikawa and Shinji Tamagawa
Tochigi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The load on centrifugal refrigerating machines for air conditioning of office buildings, theaters, telephone exchange offices, industrial factories and the like, or on cooling equipment used in chemical industries varies over a wide range as the outdoor temperature or indoor cooling load varies.

According to the change in cooling load, the capacity of the refrigerating machine needs to be controlled in an efficient manner so that power consumption may be minimized. There are three types of methods that are usually resorted to for the above purpose, namely, the damper control, speed control, and vane control. Among these three, the vane control is most effective in capacity control since it affords the control over 75% of machine capacity, whereas the speed control falls short of such a wide controlling range although the power consumption is almost equal. In the damper control, on the other hand, the controlling range is much more reduced while its power consumption is far greater than the preceding two types.

The writers recently completed a type of combination of the above vane and speed controls which permits to extend the controlling range to over 90% of machine capacity, the figure which is a dream with the conventional methods.

Further, the writer also contrived a method by which the machine capacity can be controlled automatically according to the variation of cooling load, adding to the stability of the vane control. As a result, entirely automatic control of the centrifugal refrigerating machine has become feasible.

〔I〕 緒 言

ビルディング、劇場、電話交換室、工場などの空気調和装置、あるいは化学工業における冷却装置などに用いられるターボ冷凍機は、外気温度、室内負荷などの変動によつてその冷凍機の負荷が広範囲に変化する。この負荷の変動に応じてターボ冷凍機の容量を能率的に調整し、消費動力が最も少くかつ安定した状態で運転を行う必要がある。

また最近の傾向として負荷の変動に応じてターボ冷凍機の容量を自動的に調整することが各方面で要望されるようになった。このためにも安定した広範囲の容量制御をなすことがぜひとも必要である。

* ** 日立製作所栃木工場

ターボ冷凍機の容量を制御する方法としては、従来われわれが採用していたサクションダンパによるもの、スピードコントロールによるもの、および今回われわれが新たに試みたベーンコントロールによるものの3つの方法が通常考えられる。筆者らはこれら3つの方法によつて容量制御の実験を行い、それぞれの優劣を比較した結果、ベーンコントロールによれば仕様点の冷凍容量の25%程度まで安定なかつ能率のよい制御を行いうること、スピードコントロールはベーンコントロールに比較してその制御範囲は狭いが、その消費動力は両者ともおおよそ等しく、ダンパーコントロールは前二者に比してはるかにその制御範囲も狭くかつ消費動力もかなり大きいことが判明した。またベーンコントロールとスピードコントロールを併用することにより、従来の方法では到底望み

えなかつた広範囲の制御をなしうることを、すなわち仕様容量の10%以下までもその容量を制御しうる事が判明した。さらにベーンコントロールの安定性により、ターボ冷凍機の容量制御の自動化が可能となり、その結果ターボ冷凍機の全自動運転を行いうるようになった。

これら筆者らの実験によつてえられた結果を製品に適用し、昭和28年度以降ターボ冷凍機の自動温度調節、あるいは全自動運転など種々の顧客の要望に応じている。

〔II〕 容量制御に対する考察

ターボ冷凍機の構造は第1図に示すごときものである。同図においてターボ圧縮機TCは蒸発器Eで蒸発した冷媒ガスを吸込み、これを圧縮して凝縮器Cに送る。凝縮器Cに送られた冷媒ガスは冷却水によつて冷却され液化して器底に集り、フロート弁FVで調節されながら蒸発器Eに移る。こゝで冷媒液は減圧されるために蒸発して冷水より熱を奪い気化して再び圧縮機に吸込まれるのである。すなわち冷媒は蒸発、圧縮、凝縮、減圧の四過程を繰返しながら冷凍サイクル内を循環するわけである。そこでまずターボ冷凍機の容量を制御した場合、冷凍サイクル中を循環する冷媒ガスの量、温度、圧力などがいかに変化するかを考察してみる。

ターボ冷凍機の容量を制御するにはいずれの方法によるも、ターボ圧縮機の吸込風量(あるいは吸込重量)を制御することによつて蒸発器において熱交換される風量を制御するのである。この場合通常蒸発器を通る冷水の水量は一定で、かつ蒸発器よりの冷水の出口温度は一定に保つように運転を行うものである。したがつて容量が減少した場合には冷水の入口温度と出口温度との差が減少することになる。今冷水の入口、出口温度をそれぞれ t_1, t_2 とし、蒸発温度を T_E 、冷水と冷媒との平均温度差を ΔT_E とすると

$$\Delta T_E = \frac{t_1 - t_2}{2.3 \log \frac{t_1 - T_E}{t_2 - T_E}} \quad (^\circ\text{C}) \dots \dots \dots (1)$$

また蒸発器の伝熱面積を $F_E(\text{m}^2)$ 、熱通過率を $K_E(\text{kcal/h } ^\circ\text{C/m}^2)$ 、冷凍容量を $Q(\text{kcal/h})$ とすると

$$Q = K_E \cdot \Delta T_E \cdot F_E \quad (\text{kcal/h}) \dots \dots \dots (2)$$

また冷水々量を $W_E(\text{m}^3/\text{h})$ とすれば

$$t_1 - t_2 = \frac{Q}{W_E \times 1,000} \quad (^\circ\text{C}) \dots \dots \dots (3)$$

となる。

しかして容量制御を行う場合に(1)(2)(3)式において W_E, t_2, F_E などの値は一定であり、かつ K_E の値も ΔT_E の変化によるその値の変化は小さいので一定と考えられる。したがつて冷凍容量 Q が減少すると、(2)式から ΔT_E が減少し、また(3)式から $(t_1 - t_2)$ の値が減少(t_1 の値が減少する)し、(1)から蒸発温度 T_E が上昇することになる。蒸発温度 T_E が上昇すれば蒸発圧力 P_E も当然上昇することになる。一方凝縮器についても同様で、 t'_1, t'_2 を冷却水の入口および出口温度とし、 ΔT_c を冷却水と冷媒との平均温度差とし、 T_c を凝縮温度とすれば、

$$\Delta T_c = \frac{t'_2 - t'_1}{2.3 \log \frac{T_c - t'_1}{T_c - t'_2}} \quad (^\circ\text{C}) \dots \dots \dots (4)$$

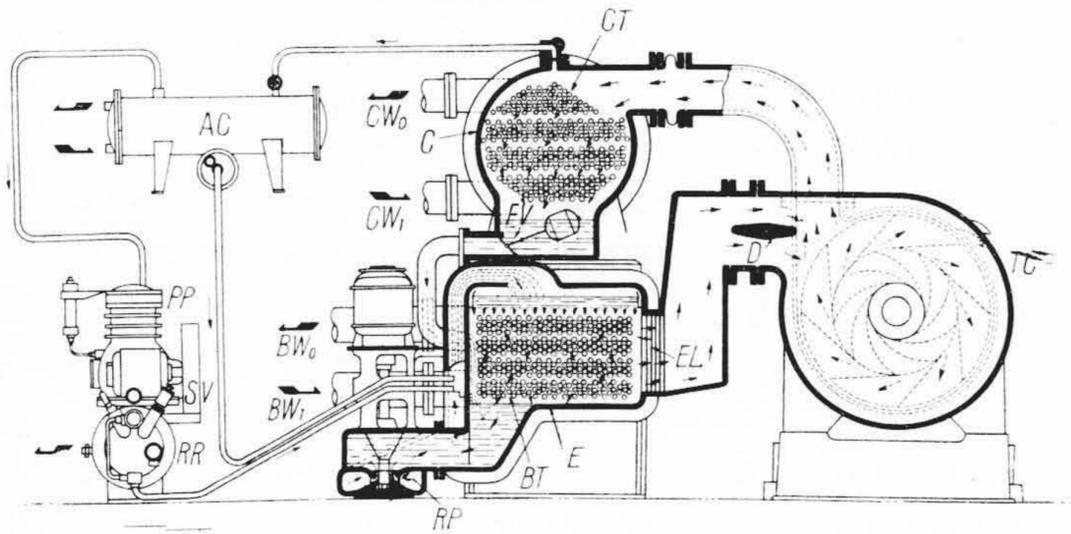
凝縮器の伝熱面積を $F_c(\text{m}^2)$ 、熱通過率を $K_c(\text{kcal/h } ^\circ\text{C/m}^2)$ 、ヒートポンプ容量を $H(\text{kcal/h})$ とすれば

$$H = K_c \cdot \Delta T_c \cdot F_c \quad (\text{kcal/h}) \dots \dots \dots (5)$$

$$H = Q + 641.5 \times AHP \dots \dots \dots (6)$$

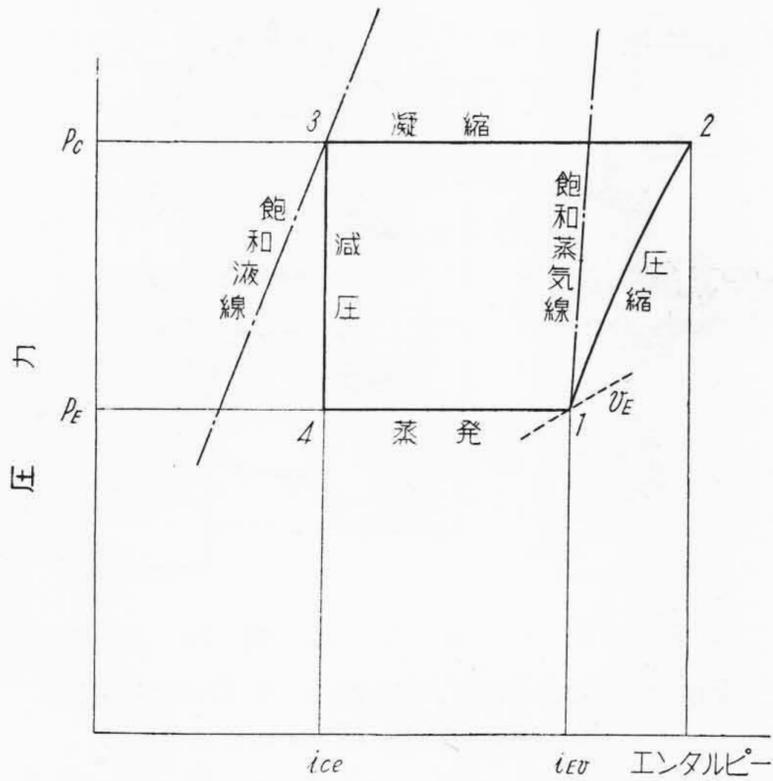
たゞし(6)におけるAHPは圧縮機のなすポリトロピック圧縮に要する仕事を表わすものとする。また冷却水々量を $W_c(\text{m}^3/\text{h})$ とすれば

$$t'_2 - t'_1 = \frac{H}{W_c \times 1,000} \dots \dots \dots (7)$$



- TC: ターボ圧縮機
- C: 凝縮器
- CT: 凝縮機冷却管
- FV: フロート弁
- E: 蒸発器
- BT: 冷凍水管
- EL: エリミネータ
- RP: 冷媒ポンプ
- CW₁: 凝縮用水入口
- CW₀: 凝縮用水出口
- BW₁: 冷凍水入口
- BW₀: 冷凍水出口
- PP: 抽気ポンプ
- RR: 冷媒回収器
- SV: 安全弁
- D: ダンパ
- AC: 抽気槽

第1図 ターボ冷凍機構造断面図
Fig.1. Sectional Arrangement of Centrifugal Refrigerating Machine



第2図 モリエル線図上の冷凍サイクル
Fig.2. Refrigerating Cycle on Mollier's Diagram

しかしてこの場合には凝縮器の冷却水の入口温度および水量が一定の状態容量制御が行われる。したがって冷凍容量 Q の減少により H が減少し、(5)式より ΔT_c が(7)式より t_2' が減少する。その結果(4)式より凝縮温度 T_c が減少し、凝縮圧力 P_c も減少することになる。またターボ圧縮機が蒸発器より吸込む冷媒ガスの風量は第2図に示すごときモリエル線図上の冷凍サイクルを考えれば、冷媒ガスの蒸発重量を G_E (kg/h) とすれば

$$G_E = \frac{Q}{i_{Ev} - i_{cl}} \text{ (kg/h)} \dots\dots\dots (8)$$

ただし i_{Ev} および i_{cl} はそれぞれ (1) (3) 点におけ

る飽和状態のエンタルピー (kcal/kg) である。蒸発器における飽和ガスの比体積を V_E (m³/kg) とすれば、蒸発器で蒸発する冷媒ガスの風量は

$$V_E = \frac{G_E \times v_E}{60} = \frac{Q \times v_E}{60(i_{Ev} - i_{cl})} \text{ (m}^3/\text{min)} \dots (9)$$

となる。

そこで今冷凍容量 Q が変化した場合に G_E , あるいは v_E がいかに変化するかを考える。 $i_r = i_{Ev} - i_{cl}$ で表わすと

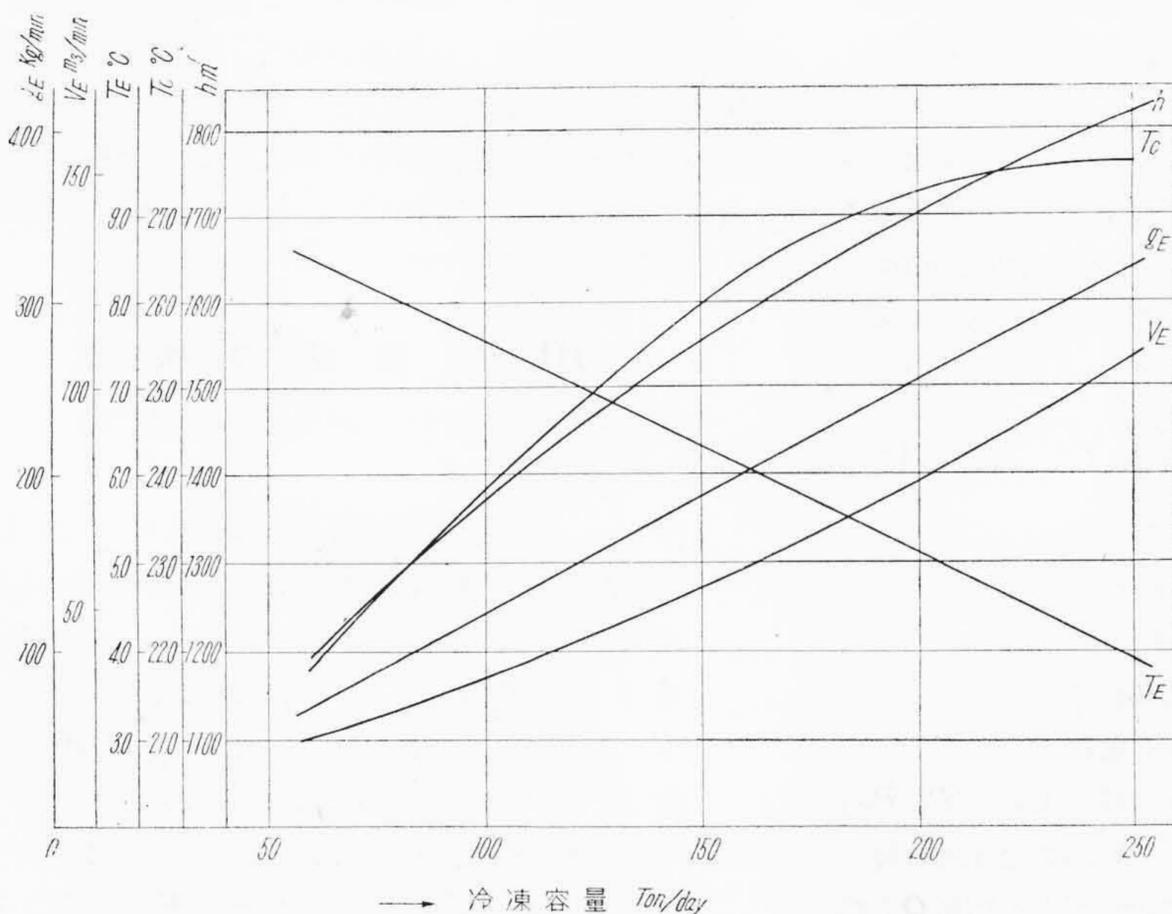
$$G_E = \frac{Q}{i_r}, \text{ および } V_E = \frac{Q \cdot v_E}{60 i_r}$$

冷凍容量 Q の変化により上述のごとく蒸発器の温度 T_E , 圧力 P_E が変化し、凝縮器の温度 T_c , 圧力 P_c もまた変化する。したがって v_E および i_r が変化することになり、蒸発器において蒸発する冷媒ガスの重量 G_E および風量 V_E もまた変化する。これらの変化する量をそれぞれ Δ をもって表わすと

$$\frac{\Delta G_E}{G_E} = \frac{\Delta Q}{Q} = \frac{\Delta i_r}{i_r} \dots\dots\dots (10)$$

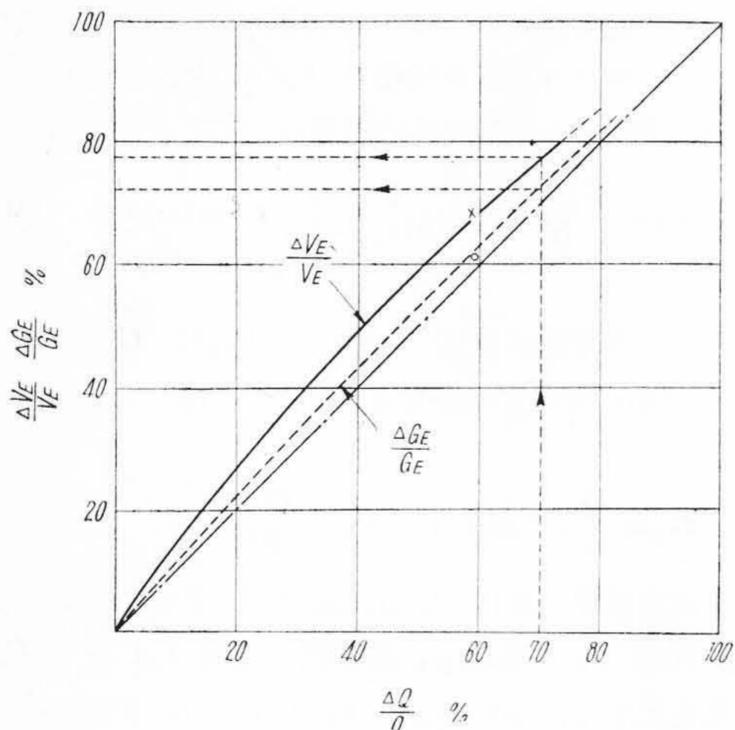
$$\frac{\Delta V_E}{V_E} = \frac{\Delta Q}{Q} + \frac{\Delta v_E}{v_E} - \frac{\Delta i_r}{i_r} \dots\dots\dots (11)$$

となる。しかして容量が減少する場合 (すなわち $\Delta Q < 0$), 蒸発器の圧力は上昇し凝縮器の圧力は減少するから第2図の(1)(3)点間のエンタルピー差は増加する。すなわち $\Delta i_r > 0$, また蒸発温度の上昇により(1)点における冷媒ガスの比体積は減少する。すなわち $\Delta v_E < 0$ である。したがって冷凍容量の減少する割合よりも蒸発ガスの重量 G_E あるいは風量 V_E の減少する割合の方が大きくなる。第3図の横軸に冷凍容量 Q (ton/day) を採り、



第3図
冷凍容量と g_E, V_E, T_E, T_c, h との関係

Fig.3.
Relations between Refrigerating Capacity and Values of g_E, V_E, T_E, T_c and h



第4図 冷凍容量の変化の割合と吸込風量，吸込重量の変化の割合との関係

Fig. 4. Relations between Variation of Refrigerating Capacity and Variation of Suction Volume and Weight

縦軸に蒸発温度 T_E ，凝縮温度 T_c および蒸発器において蒸発する冷媒ガスの重量 g_E (kg/min) および風量 V_E (m³/min) を採つて容量 Q の変化に対するこれらの値の変化の状態を計算し，その結果を示した。第3図から(10)(11)式にて表わされる容量の変化の割合 $\frac{\Delta Q}{Q}$ と重量，風量の変化の割合 $\frac{\Delta G_E}{G_E}$ ， $\frac{\Delta V_E}{V_E}$ の関係を画くと第4図のごとくになる。第4図を見ればつぎのことがわかる。たとえば冷凍容量を30%まで減少させるためには蒸発器で蒸発する冷媒ガスの重量 G_E を約28%まで，風量にすると約23%まで減少せしめねばならない。すなわち冷媒容量 Q を広範囲に制御するには蒸発器における風量 V_E の制御をそれよりも一層広範囲に行わなければならないことがわかる。

実際にターボ圧縮機が吸込む風量はランナの入口の状態が蒸発器のそれと異なるから，蒸発器で蒸発する冷媒ガスの風量とは異なるが吸込重量については g_E (kg/min) に等しい。しかしてターボ圧縮機に要求されるヘッド h は理論上から次式によつて求められる。

$$h = 13.6 \times P_E \times v_E \times \frac{r'}{r'-1} \left\{ \left(\frac{P_c}{P_E} \right)^{\frac{r'-1}{r'}} - 1 \right\} \quad (12)$$

ただし

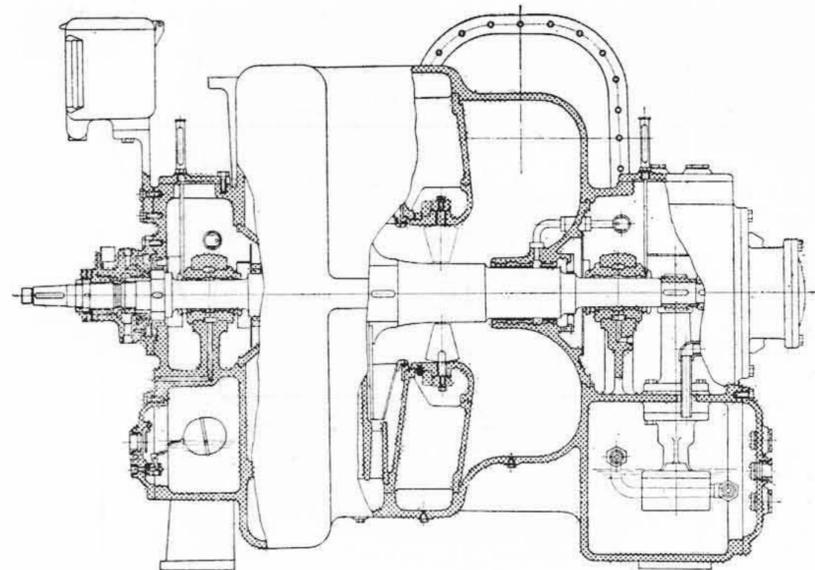
P_E = 蒸発圧力 (mmHg/abs)

P_c = 凝縮圧力 (mmHg/abs)

v_E = 吸込ガスの比体積 (m³/kg)

r' = 冷媒ガスのポリトロピック指数

容量 Q を減少させた場合には h の値は圧力比 (P_c/P_E)， v_E の値の減少に基づき減少する。 h の変化する状態をも第3図に示してある。第3図に示すごとく容量 Q の減



第5図 ターボ圧縮機断面図

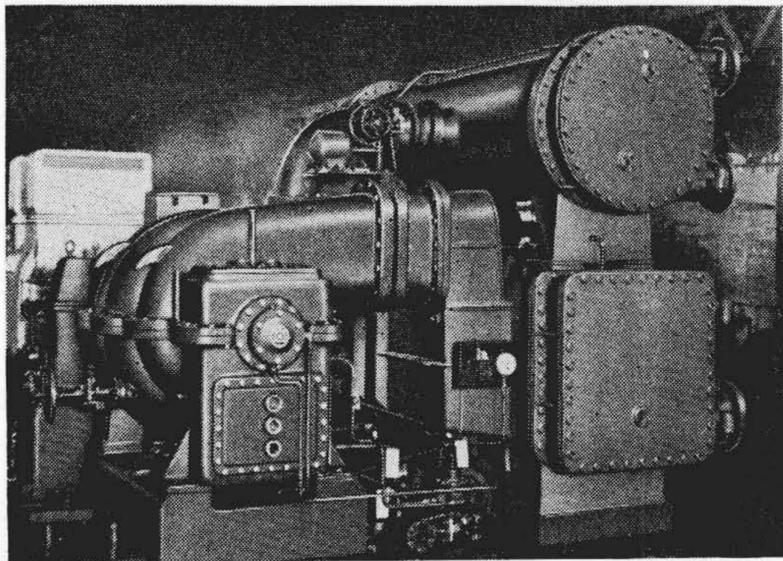
Fig. 5. Sectional Diagram of Centrifugal Refrigerating Machine

少に伴い蒸発器，凝縮器間のヘッド h の値もまた減少する。このように冷凍容量を減少させるためには圧縮機の吸込風量を減少させると同時に圧縮機自体のヘッドを蒸発器，凝縮器間のヘッド h の減少に伴つて減少させる必要がある。圧縮機の風量を減少させるために従来採用された簡便なる方法にサクシジョンダンパによる風量制御の方法があるが，この方法ではターボ圧縮機の吸込風量を50%以上も減少せしめることは到底望みえない。すなわちかくすればサージングを起すからである。風量とともにヘッドを減少させる方法としては圧縮機の回転数を減少させるいわゆるスピードコントロールの方法がある。しかし，ターボ冷凍機は通常電動機駆動であり，この場合には電動機の二次側に抵抗を入れて回転数を変化させるので入力としては抵抗器の損失が増加する。かつ定速電動機に比してその価格も高くなる。したがつてスピードコントロールによる制御方法は，その入力と電動機の価格の方面から最良の方法とは考えられない。そこで筆者らはターボ圧縮機に初めての試みとしてベーンコントロールを採用して実験を行い，他のコントロールの場合との比較検討を行つた。

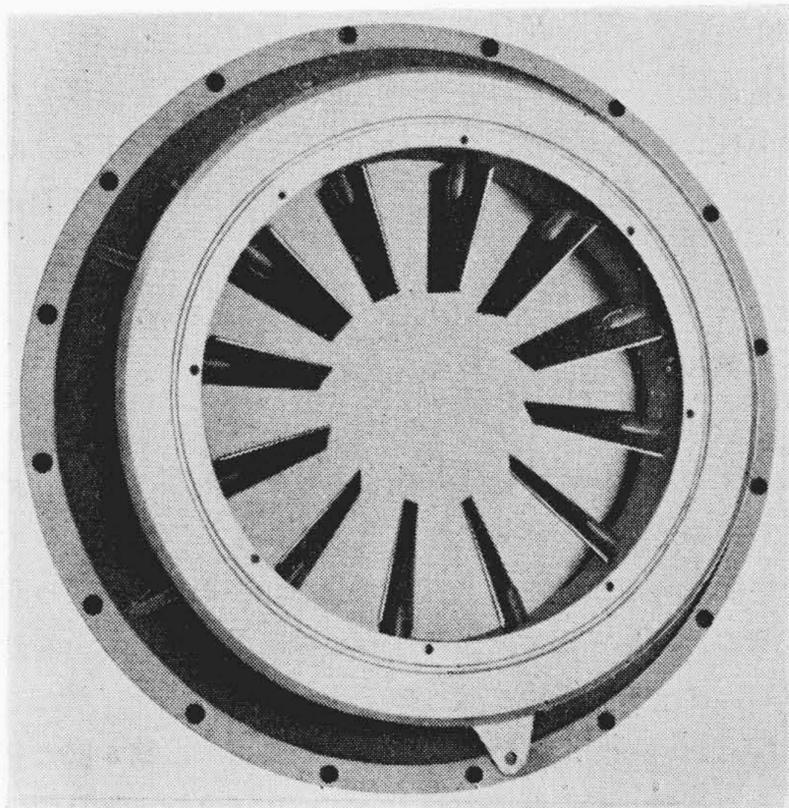
〔III〕 実験機の概要

今回の実験に供したターボ冷凍機の仕様は下記のごときものである。

型 式.....	EK-LG
冷 凍 容 量.....	250 t/day (756,000 kcal/h)
冷水入口温度.....	11°C
冷水出口温度.....	7°C
冷 水 々 量.....	189 m ³ /h
冷 却 水 々 温.....	19°C
冷 却 水 々 量.....	115 m ³ /h
使 用 冷 媒.....	フロン F-11 (CCl ₃ F)



第6図 ターボ冷凍機外観図
Fig.6. External View of Centrifugal Refrigerating Machine



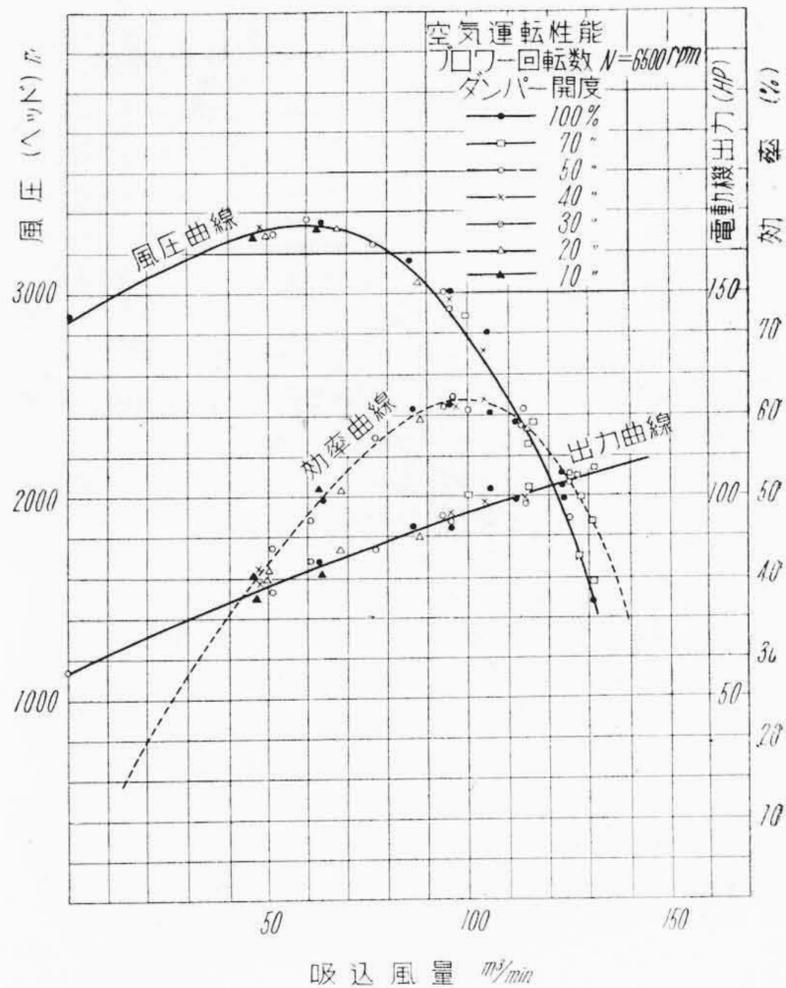
第7図 ベーン構造図
Fig.7. Sectional View of Vanes

圧縮機の回転数..... 6,500 rpm
軸馬力..... 246 HP
圧縮機の段数.....2 段
蒸発器, 凝縮器.....Shell and Tube 型
(Fin-tube 使用)

第5図は上記圧縮機の断面を示し, 第6図は実験に供したターボ冷凍機の外観を示し, 第7図はベーン部の構造を示すものである。

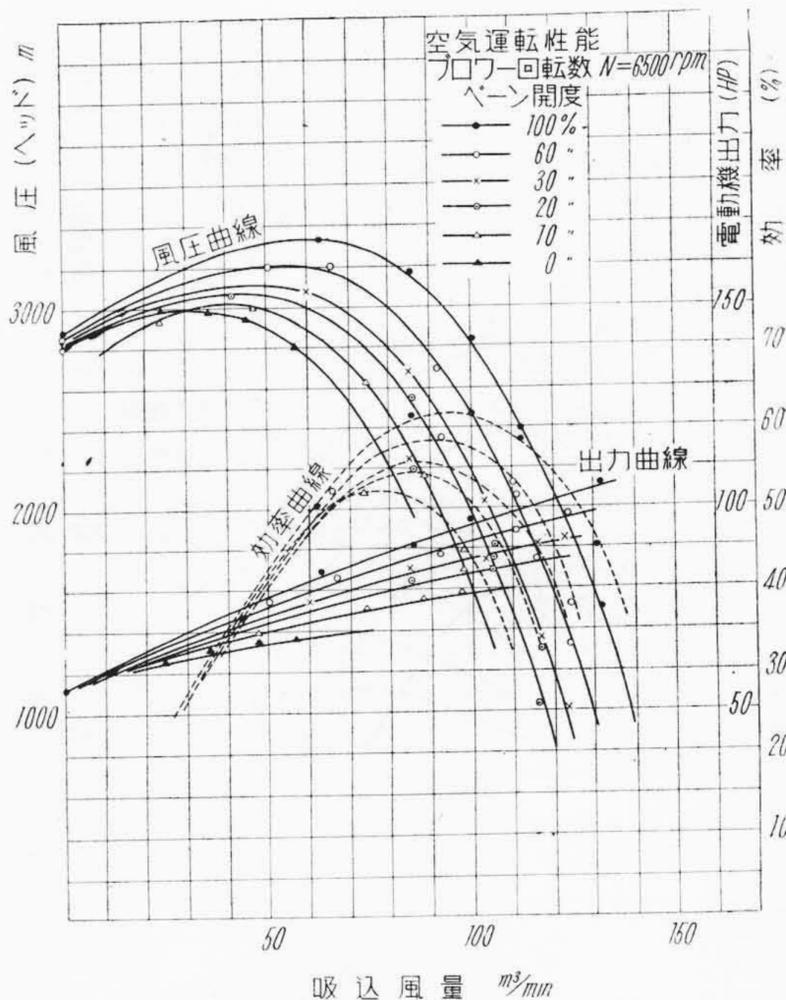
〔IV〕 実験の結果および検討

上記のごとき仕様の 250 t/day ターボ冷凍機に対してサクシジョンダンパを使用した場合, スピードコントロールを行った場合, およびベーンコントロールを行った場



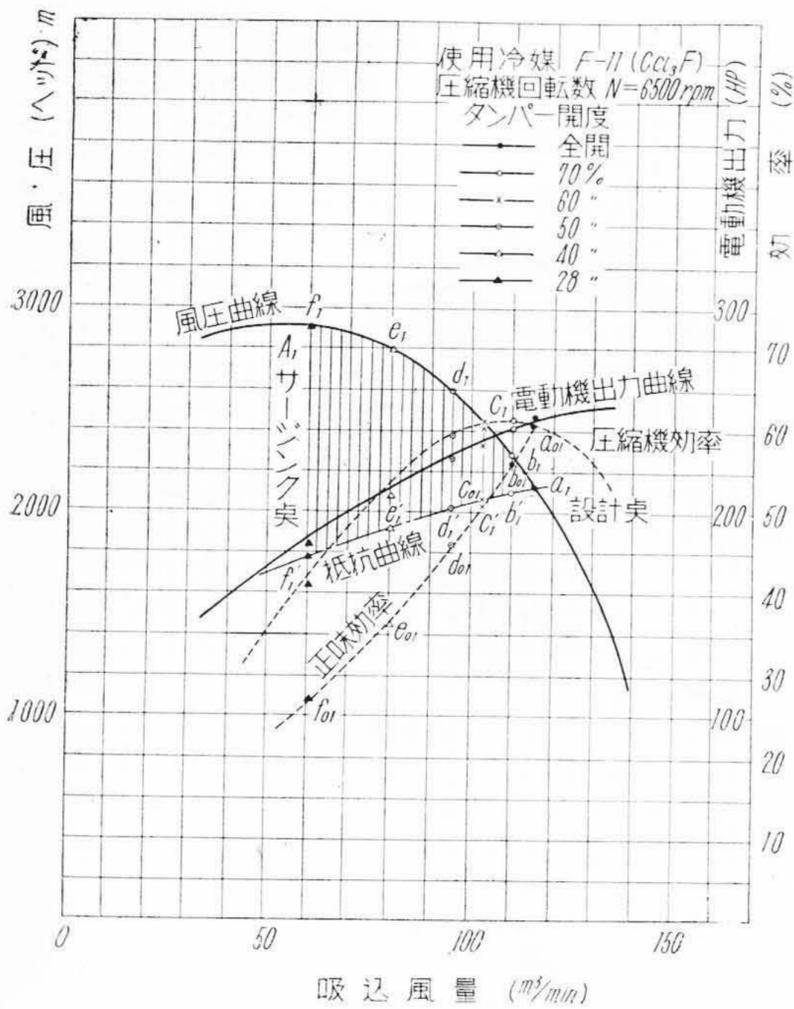
第8図 ダンパーコントロールの性能曲線 (空気運転)

Fig.8. Characteristic Curves for Suction Damper Control (Air Test)



第9図 ベーンコントロールの性能曲線 (空気運転)

Fig.9. Characteristic Curves for Vane Control (Air Test)

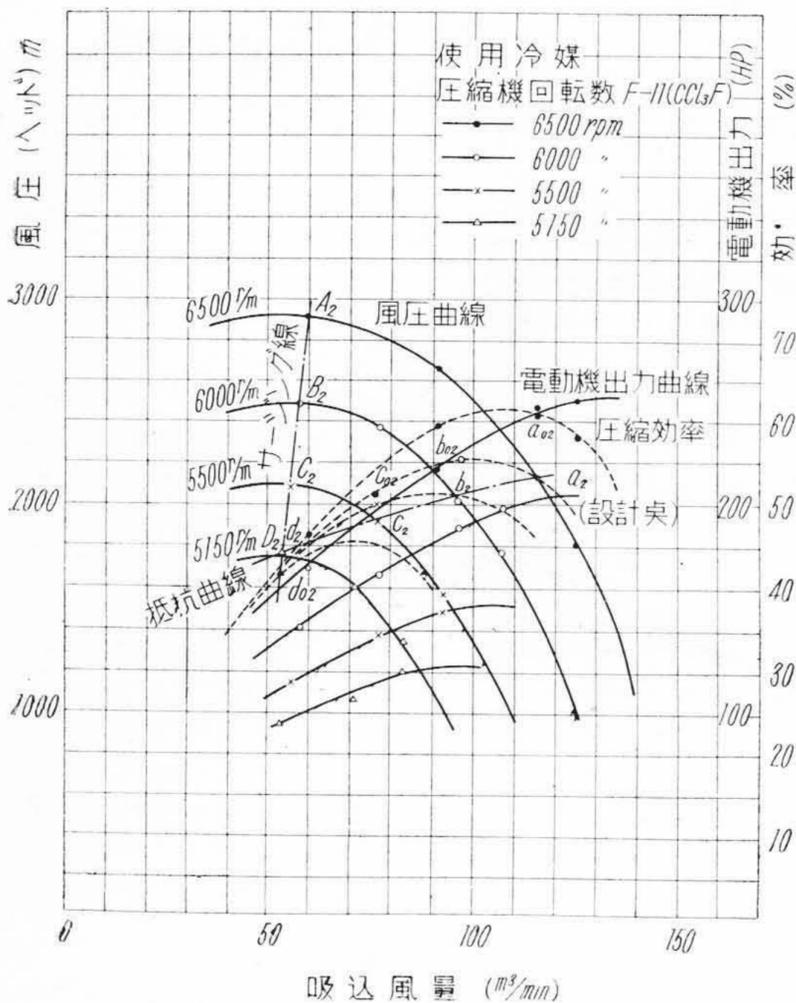


第10図 ダンパーコントロールの性能曲線
 Fig. 10. Characteristic Curves for Suction Damper Control

合の3通りの設備をなし実験を行つた。まずターボ圧縮機のみ空気運転を行い、ターボ圧縮機としての性能をしらべた。その結果のうちで 6,500 rpm にてベーンコントロールを行つた場合およびダンパーコントロールを行つた場合の性能曲線は第8図および第9図に示すごとくである。横軸に吸込状態(1段目ランナ入口)における吸込風量を取り、縦軸に風圧を空気柱(m)で表わしてある。風圧と同時に電動機出力および圧縮機の効率の変化をも示してある。つぎに蒸発器と凝縮器とを圧縮機につなぎ、いわゆる冷凍サイクルを組み立て、冷媒運転を行い、その性能をしらべた。いずれの場合も使用電動機は同一で 250 HP 4 pole (型式 EFU-DY) を使用し、その速度調整は液体抵抗器(型式 W₃-CI)によつて行つた。実験の結果を示すターボ圧縮機の性能曲線を第10図、第11図および第12図に示す。いずれの図面も横軸に圧縮機の1段目ランナに吸込む冷媒ガスの(吸込状態における)風量を取り、縦軸にはターボ圧縮機のヘッドを冷媒ガスの気柱(吸込状態)の高さ(m)で示した。ターボ圧縮機のヘッドは1段目ランナ入口の圧力と吐出側圧力を測定して算出した。

サクシジョンダンパを使用して容量の制御を行つた場合には第10図のごとき特性がえられた。

この場合にはサクシジョンダンパの開度のいかににかかわらず一本の特性曲線が存在するだけである。つまりダンパの開度をいかに変えても風量とヘッドの関係は1本の性能曲線で表わされる(第9図参照)。動力としては測定せる入力から電動機特性曲線を使用して軸馬力を計算し、ターボ圧縮機としての効率曲線を描いた。またこの図において鎖線 $a_1' \sim f_1'$ で示してあるのは第6図に記した蒸発器と凝縮器間の熱力学的ヘッド h と、吸込管、吐出管などにおける抵抗とを加え合せたヘッド、つまりターボ圧縮機に与えられる抵抗曲線である。性能曲線上の a_1 点はターボ圧縮機的设计点で、容量を制御にしたがつてサクシジョンダンパの開度が少なくなつて行くので、ランナ入口の圧力が降り、ターボ圧縮機自体のヘッドが大きくなる。すなわち、ターボ圧縮機の作動点が a_1 から順次に b_1, c_1 と移つて行く。ダンパの開度が 28% に到つて風圧の最高点 A_1 に達する。これ以上ダンパを閉めて運転すればサージング現象を起す。この限界点 A_1 のときの冷凍容量は 112.5 t/day であつて仕様容量の約 45% である。またこのときのランナの吸込状態における風量は約 60 m³/min で仕様点におけるその約 52% である。



第11図 スピードコントロールの性能曲線
 Fig. 11. Characteristic Curves for Speed Control

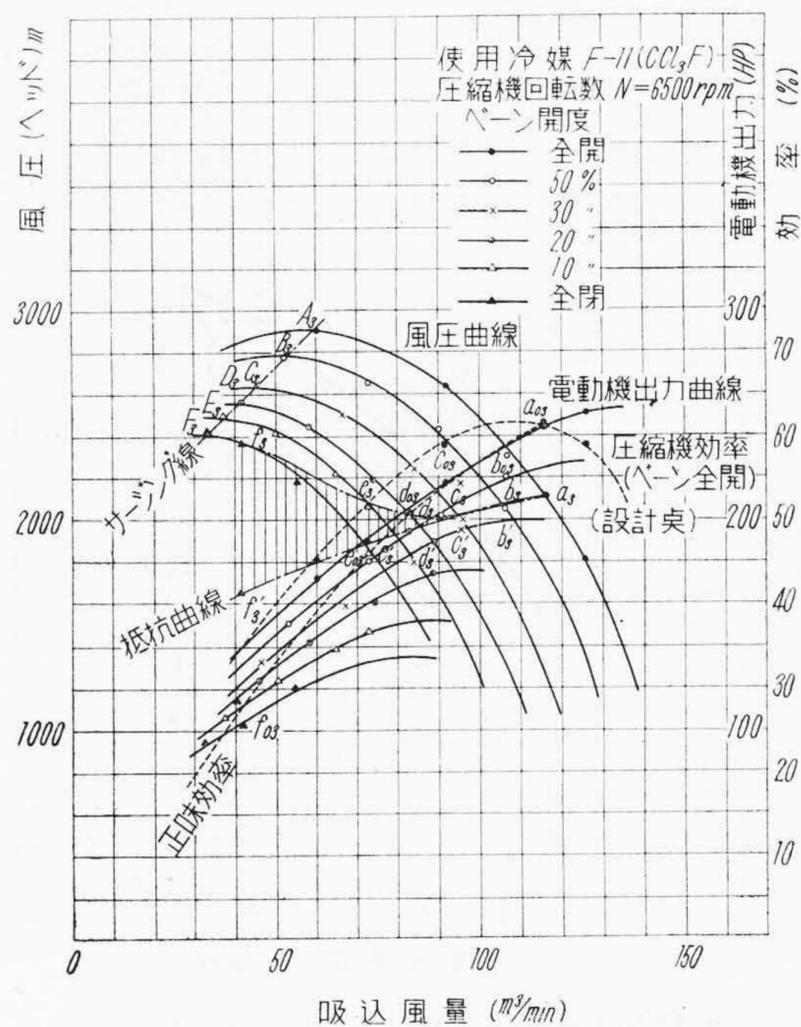
先に述べたごとく冷凍容量が減少するにしたがいターボ圧縮機に要求される熱力学的ヘッド h は減少し、また風量の減少に伴いいわゆる管路抵抗もほぼ風量の2乗に

比例して減少する。したがってターボ圧縮機に与えられる抵抗は鎖線 $a_1' \sim f_1'$ のごとく減少するが、その減少する割合は風量のほど 0.28 乗に比例している。しかるにターボ圧縮機自体のヘッドはダンパを閉めて吸込圧力を下げるために a_1 点から b_1, c_1 点を経て A_1 点に達するまでに順次大きくなる。したがって a_1 点から A_1 点まで辿るターボ圧縮機のヘッドと $a_1' \sim f_1'$ で表わされたヘッドとの差に相当するヘッドがダンパを閉めたことにより生ずる損失となり、これは風量の減少に伴い増加する。第10図に陰線を記入せる部分の高さがこの損失ヘッドを示している。そこでターボ圧縮機のなした有効な仕事、つまり $a_1' \sim f_1'$ なるヘッドに相当する仕事に対して効率を算出すると、図中に $a_{01} \sim f_{01}$ で示すごとく正味効率曲線がえられ、これはターボ圧縮機自体の効率よりもかなり下つている。

つぎにスピードコントロールを行つた場合の運転結果を第11図に示す。この場合には各回転数に対してそれぞれの特性曲線がえられる。ターボ圧縮機の作動点は第10図にて与えたと同様の抵抗曲線と各回転数に対する風圧曲線との交点で与えられ、設計点 a_2 から順次に b_2, c_2, d_2 と移動する。またそれぞれの特性曲線に対するサージングの限界点は A_2 から B_2, C_2, D_2 に移るが、これらの点を連ねた鎖線とターボ圧縮機の作動点 a_2, b_2, c_2 および d_2 を連ねた鎖線との交点 D_2 がスピードコントロールを行つた場合の容量制御の限界点になる。この場合の回転数は 5,150 rpm で冷凍容量は 102 t/day で仕様容量の 40.8% である。またこのときのランナの吸込状態における風量は約 $54 \text{ m}^3/\text{min}$ で仕様点のその約 47% である。

また第10図におけると同様の正味効率曲線を求めるに、各回転数における圧縮機効率曲線上のおおのこの作動点に対応する点を連ねれば $a_{02} \sim d_{02}$ のごとく曲線がえられ、この場合にはサクションダンパを閉めた場合のごとき損失ヘッドがないために、当然第10図の場合よりもはるかに正味効率曲線は向上する。

つぎにベーンコントロールを行つた場合の運転結果は第12図に示すごとく線図になる。この場合にはベーンの各開度に対してそれぞれ相異なる特性曲線がえられる。(第8図参照) スピードコントロールとベーンコントロールとの相違は風圧曲線の形状であり、ベーンコントロールの場合にはサージングの限界点が図に示すごとく A_3 から F_3 まで変化することがあり、ベーンの開度が少くなるにしたがってサージングの限界点が縦軸近くなり、風量が少い方向に寄つてくることである。一方ターボ圧縮機の作動点はベーンを閉めるにしたがって、各特性曲線上を設計点 a_3 から b_3, c_3, d_3, e_3, f_3 と移つてゆくこと

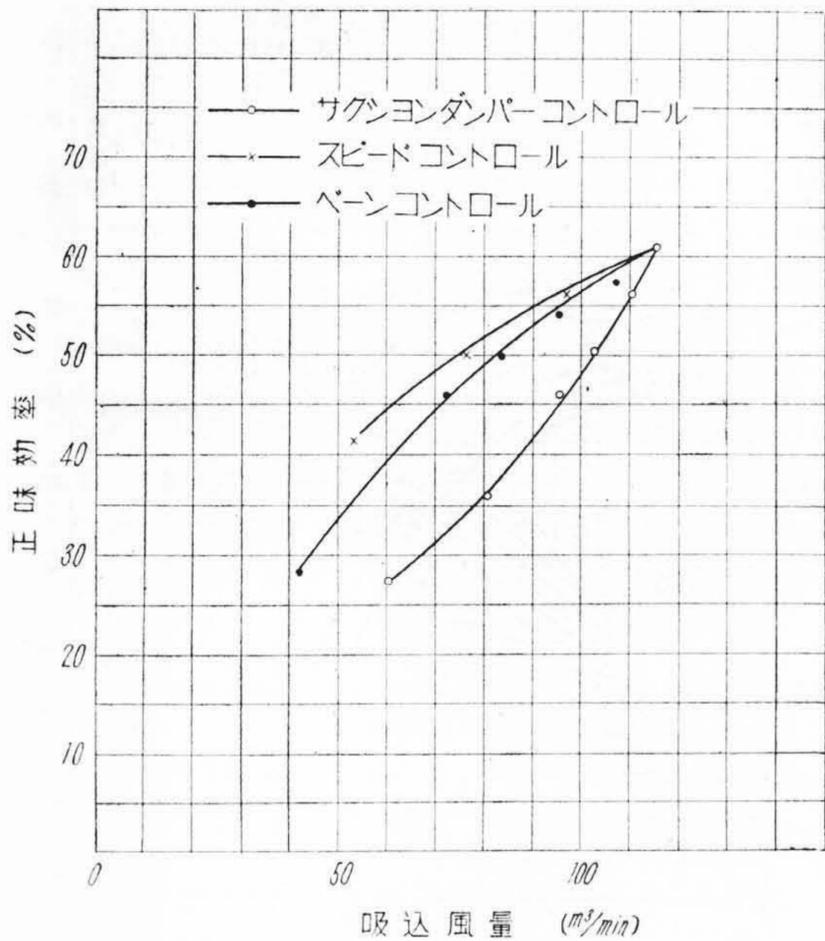


第12図 ベーンコントロールの性能曲線
Fig.12. Characteristic Curves for Vane Control

が確められた。したがってこの場合、これらの作動点を連ねた鎖線 $a_3 \sim f_3$ と、圧縮機に与えられる抵抗曲線 $a_3' \sim f_3'$ との差に相当するヘッドが、ベーンを閉めることによつて生ずる損失となるわけである。この損失はベーンの開度が 20% 附近まではきわめて少なく、有効な風量制御をなしうるが、ベーンの開度が 20% 以下になると、ベーンによつて与えるランナ入口におけるホワールの影響よりもベーンによる絞り効果の方が大きくなるためにランナ入口の吸込圧力の降下が大きくなる。したがってターボ圧縮機自体のヘッドが $d_3 \sim f_3$ で示すごとく上昇してくるのである。

この場合の正味効率曲線は $a_{03} \sim f_{03}$ に示すごとくなるが、サクションダンパの場合よりも損失ヘッドがはるかに少いため、正味効率曲線は上昇する。またこのベーンによる損失ヘッドは冷凍機においては特に少くなるという利点がある。すなわちターボ冷凍機においては、前述のごとくターボ圧縮機に与えられた抵抗曲線が、通常風量の 2 乗に比例する管路抵抗と異り、風量の約 0.28 乗に比例するものであるために、抵抗曲線と圧縮機の作動点とのヘッドの差(すなわち損失ヘッド)が少くなるのである。したがって通常のターボブロワとは異り、冷凍機においてはベーンコントロールがこの点からも有利になるわけである。

また同図においてベーンを全閉の状態にした場合、タ



第13図 正味効率の比較

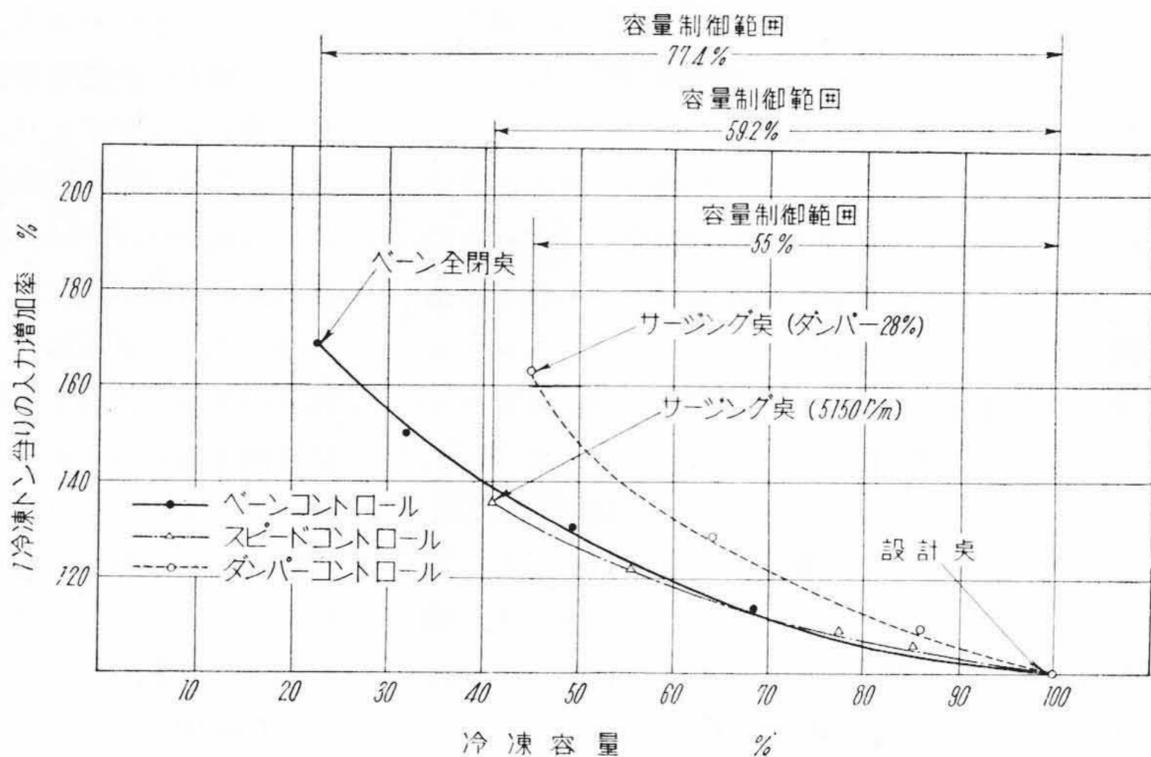
Fig. 13. Comparison of Net Efficiency

ターボ圧縮機の作動点は f_3 であるが、ベーン全閉の場合の特性曲線上のサージングの限界点 F_3 とはかなり離れている。すなわちこの場合にはベーンを全閉にしてもサージング現象が起らず、しかも冷凍容量は 62.5 t/day となり、仕様点の冷凍容量の 22.6% である。またランナの吸込状態の風量は約 40 m³/min で仕様点のその約 35% である。

前文〔II〕において冷凍容量の変化する割合よりも、蒸発器における蒸発風量の変化の割合の方が大きいことを述べたが、実験の結果、蒸発器よりランナ入口までのヘッド損失およびダンパあるいはベーンを閉めることに

よるヘッド損失によりランナ入口の圧力が降り、吸込状態が蒸発器の状態と異ってくるために、吸込状態の風量に換算するとランナの吸込風量の変化の割合は、冷凍容量の変化の割合よりも小さいことが判明した。

以上3通りの方法による容量制御を比較する場合、もつとも問題となるのはその消費動力である。元来ターボ冷凍機用の圧縮機は全負荷運転を行う場合（すなわち仕様容量の点）において効率が最大になるように設計するから、容量の制御を行って仕様点からターボ圧縮機の作動点が離れるにしたがつて当然効率は低下する。ターボ圧縮機の軸馬力に対して算出せる正味効率を比較すると第13図のごとくなる。同図に示すように、スピードコントロールがもつとも効率よく、ベーンコントロールがこれにつき、サクシヨンドンパによる方法が前二者に比してはるかに効率が悪いことが認められる。同図はターボ圧縮機の軸馬力、すなわち電動機の入力に対するの議論であるが、実際の問題としては電動機の入力の比較をする必要がある。そこで冷凍機としての効率を比較しうる量として「単位冷凍容量当りの入力の増加率」なる量を考え、これが上記3通りの方法に対していかになるかを第14図によつて示した。同図にてわかるごとく容量が減少するにつれての単位冷凍容量当りの入力の増加率は、サクシヨンドンパによる方法が他の二者に比してはるかに大きく、また容量を制御しうる範囲も狭い。スピードコントロールでは軸馬力に対する正味効率はもつとも良いのであるが、入力としては電動機の二次側に入れた抵抗による損失が加わるため、単位冷凍容量当りの入力の増加率はベーンコントロールの場合と大体同じになることが確かめられた。しかしその容量を制御しうる範囲はベーンコントロールによる方がはるかに広く、かつベーン全閉までサージング現象が認められないので安定した制御運転を行いうることが判明した。



第14図

1 冷凍トン当り入力増加率の比較

Fig. 14.

Comparison of Increase of Input Power per Unit Refrigerating Capacity

[V] スピードコントロールとベーンコントロールを併用した場合の実験結果および検討

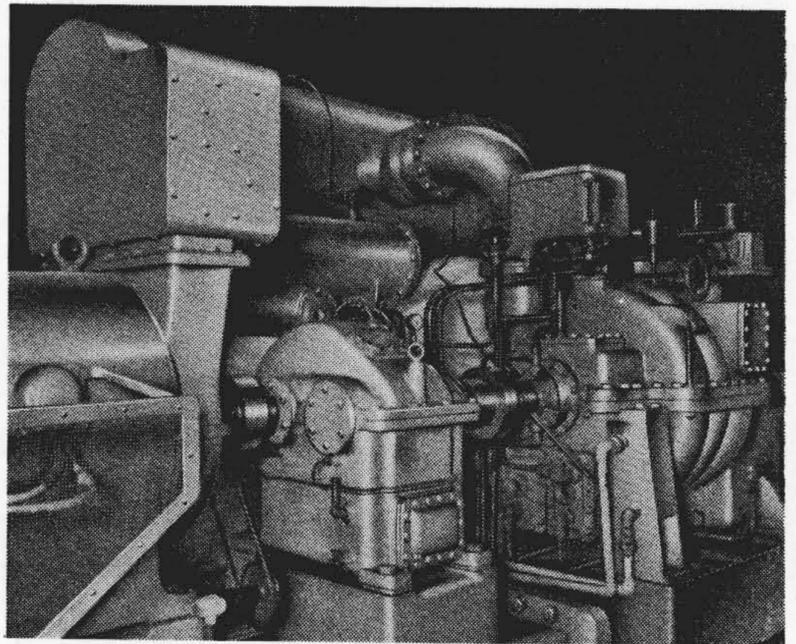
前項までの実験の結果ターボ冷凍機におけるベーンコントロールの優秀性が判明したが、最近のように一年を通じて空気調和を行うことが考えられるようになったりまた化学工業方面においてターボ冷凍機が使用されるようになると、さらに広い範囲まで冷凍容量の制御をなすことが望ましくなってきた。そこで筆者らはこの目的に応ずるために、スピードコントロールとベーンコントロールとを併用することを企てその実験を行った。実験に供したターボ冷凍機の仕様は下記のごときものである。

仕 様	
型 式	EV-LG
冷 凍 容 量	152 t/day (460,000 kcal/h)
冷水入口温度	19°C
冷水出口温度	15.5°C
冷 水 々 量	131.3 m ³ /h
冷却水々温	25°C
冷却水々量	120 m ³ /h
使用冷媒	F-11
圧縮機回転数 最高	6,400 rpm (Speed Control)
軸 馬 力	120 HP
圧縮機段数	2 段

第15図は実験に供したターボ冷凍機の外観を示す。

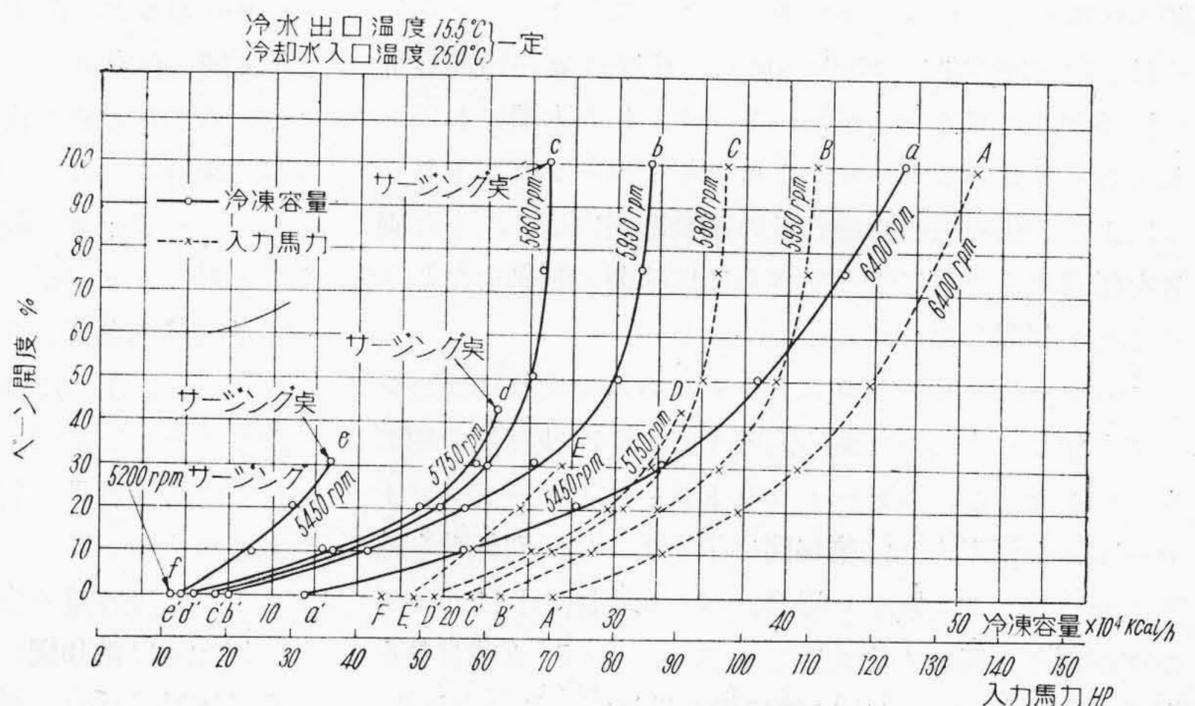
上記のごとき仕様のターボ冷凍機の試験には、電動機は 150 HP 4 pole (型式 EFU-DY) を使用し、増速ギヤーによつて 6,400 rpm まで回転を上げ、回転速度の調整は液体抵抗器(型式 W₃-CI)によつて行った。冷凍容量の制御を行うに当り、冷水の水量 (131.3 m³/h)、冷却水の入口温度 (25°C)、冷却水の水量 (120 m³/h) は常に一定に保ち、冷水の入口温度を変化させることによつて冷凍負荷を変え、冷水の出口温度が常に一定 (15.5°C) になるようにベーンの開度、あるいは回転数を変化させて実験を行った。

第16図の横軸に冷凍容量 (あるいは入力) を取り縦軸にベーンの開度を取り、一定回転数に対する両者の関係を実験結果から線図に写しだした。



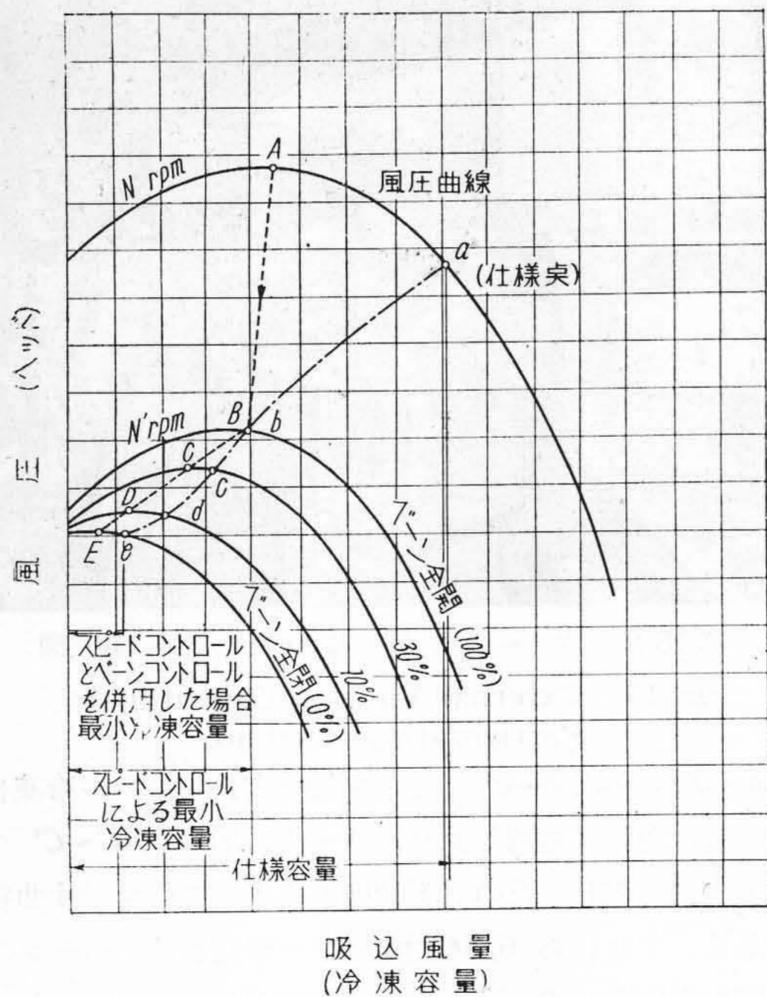
第15図 ターボ冷凍機の外観図
Fig. 15. External View of Centrifugal Refrigerating Machine

a~a', *b~b'*, *c~c'* などの実線で表わしたのが冷凍容量の変化を示す曲線であり、*A~A'*, *B~B'*, *C~C'* などの点線で表わしたのが電動機の入力の変化を示す曲線である。すなわち 6,400 rpm の一定回転数でベーンの開度を変化させると冷凍容量は *a~a'* 線に示すように変化し、電動機の入力は *A~A'* 線に示すように変化する。回転数を変化させると各回転数に対して同様な他の曲線がえられる。図中の *c*, *d*, *e*, *f* なる点はそれぞれ 5,860, 5,750, 5,450, 5,200 rpm の場合のサージングの限界点を示し、*C*, *D*, *E*, *F* はそれに対応する電動機入力を示している。たとえば 5,750 rpm の場合にはベーンの開度 43%、5,450 rpm の場合にはベーンの開度 30% 以上にしなければ安定な運転をなしえず、5,200 rpm の場合にはベーンを全閉にしてもサージングの限界点に達している。したがつてスピードコントロールとベーンコ



第16図 スピードコントロールとベーンコントロールを併用した場合の容量制御曲線

Fig. 16. Performance Curves of Capacity Control by Speed Control Coupled with Vane Control

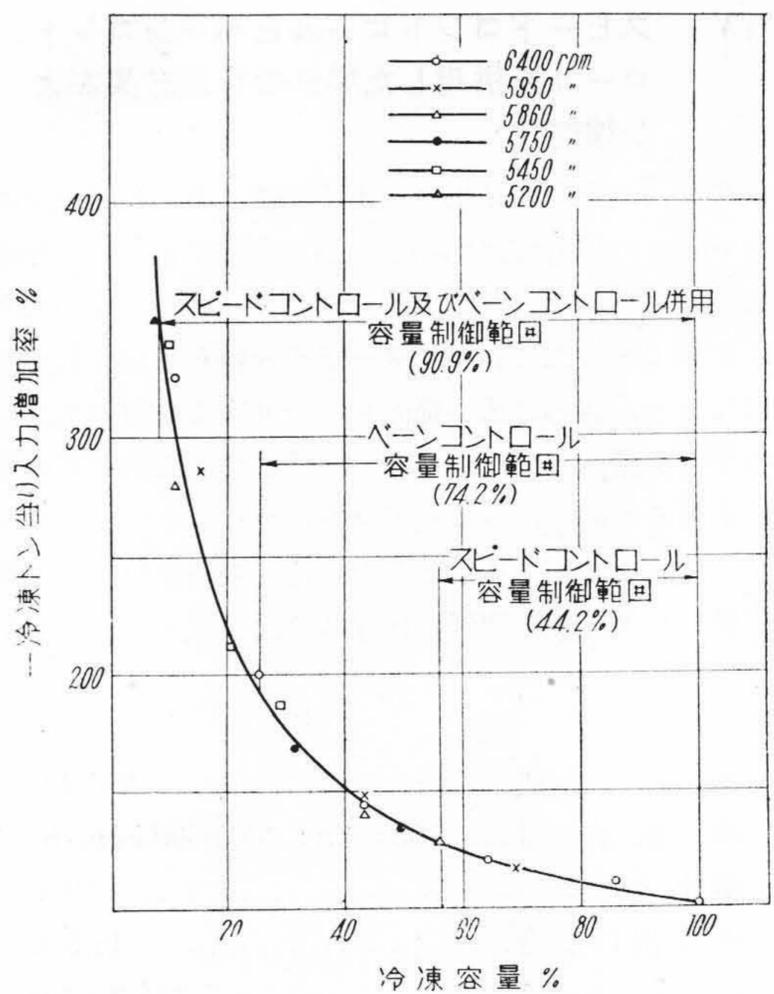


第 17 図 スピードコントロールとベーンコントロールを併用した場合の性能曲線
 Fig. 17. Characteristic Curves of Speed Control Coupled with Vane Control

ントロールとを併用した場合に制御しうる最小の冷凍容量は f 点における値で、約 14.0 t/day であり仕様点 a の冷凍容量の 9% 強に相当する。またこの図から回転数が一定 (6,400 rpm) でベーンコントロールのみによつてえられる最小の冷凍容量は 39.2 t/day で仕様点 a の冷凍容量の約 26% に当り、ベーンの開度一定 (ベーン全開の状態) でスピードコントロールのみによつてえられる最小の冷凍容量は 85.0 t/day で仕様点 a の冷凍容量の約 56% に当ることがわかる。すなわち本機においてもスピードコントロールによるよりもベーンコントロールによる方法の方が冷凍容量の制御範囲は広く、また両者を併用することによつてさらに広範囲の制御をなすことが判明した。

このようにスピードコントロールのみによればサージングを起しやすいのである限度までしか冷凍容量の制御をなしえないが、スピードコントロールとベーンコントロールとを併用すれば第 16 図に示すように、回転数を落してサージングを起した場合、ベーンを閉めればサージングが消えて再び安定状態にもどり、さらに冷凍容量を減少させる。その理由は第 17 図を見れば了解せられる。

同図において N 回転で運転されているときの仕様点を a とし、この回転に対するサージングの限界点を A とする。この圧縮機にスピードコントロールを行えば風圧曲



第 18 図 1 冷凍トン当り入力増加率の比較
 Fig. 18. Comparison of Increase of Input Power Per Unit Refrigerating Capacity

線が N' 回転に相当するものに変化し、この際圧縮機の作動点 b とサージングの降界点 B とが一致するとこれ以上回転数を減少させることができない。そこでベーンをさらに閉めてやれば性能曲線はそれぞれのベーンの開度にしたがつて変化して行き、圧縮機の作動点は第 12 図の $a_3 \sim f_3$ 曲線のごとく、本図では $b \sim c \sim d \sim e$ と移動する。一方サージングの限界点は $B \sim C \sim D \sim E$ のように移るが、圧縮機の作動点とサージングの限界点とが僅かでも離れているから安定な状態で運転することができる。ベーンが全閉近くになると第 12 図に示すように、圧縮機の作動点はサージングの限界点の方に近づくが第 17 図に示すごとく E 点と e 点が一致しなければベーン全閉点まで冷凍容量の制御を行いうるのである。すなわちスピードコントロールによつては b 点に相当する冷凍容量までしか制御ができないのが、ベーンコントロールを併用すれば e 点まで冷凍容量の制御範囲を拡げることができるわけである。

一方冷凍容量の変化に対する単位冷凍容量当りの入力の増加率は第 18 図に示すごとくになった。これは横軸に冷凍容量を採り、縦軸に 1 冷凍トン当りの入力の増加率を各回転数に対して採つて図示せるものである。第 18 図によれば冷凍容量の変化に対する 1 冷凍トン当りの入力の増加率はいずれの回転数、いずれのベーン開度の場合

にも一本の曲線上に乗っている。すなわち速度を変化させても、またベーンの開度を変化させても入力が増加率にはほとんど差はないことがわかる。これは〔IV〕項において速度コントロールとベーンコントロールとを比較した際、両者の入力が増加率がほとんど等しいという結果と一致する。また速度コントロールとベーンコントロールとを併用して広範囲の冷凍容量の制御を行う場合には仕様点の冷凍容量の 20% 以下になれば 1 冷凍トン当りの入力が増加率が急激に増加し、最少の冷凍容量の場合には 1 冷凍トン当りの入力が仕様点の入力の約 3 倍半に達していることがわかる。このため最少の冷凍容量で容量が約 91% 減少しても入力は約 68% しか減少しない。

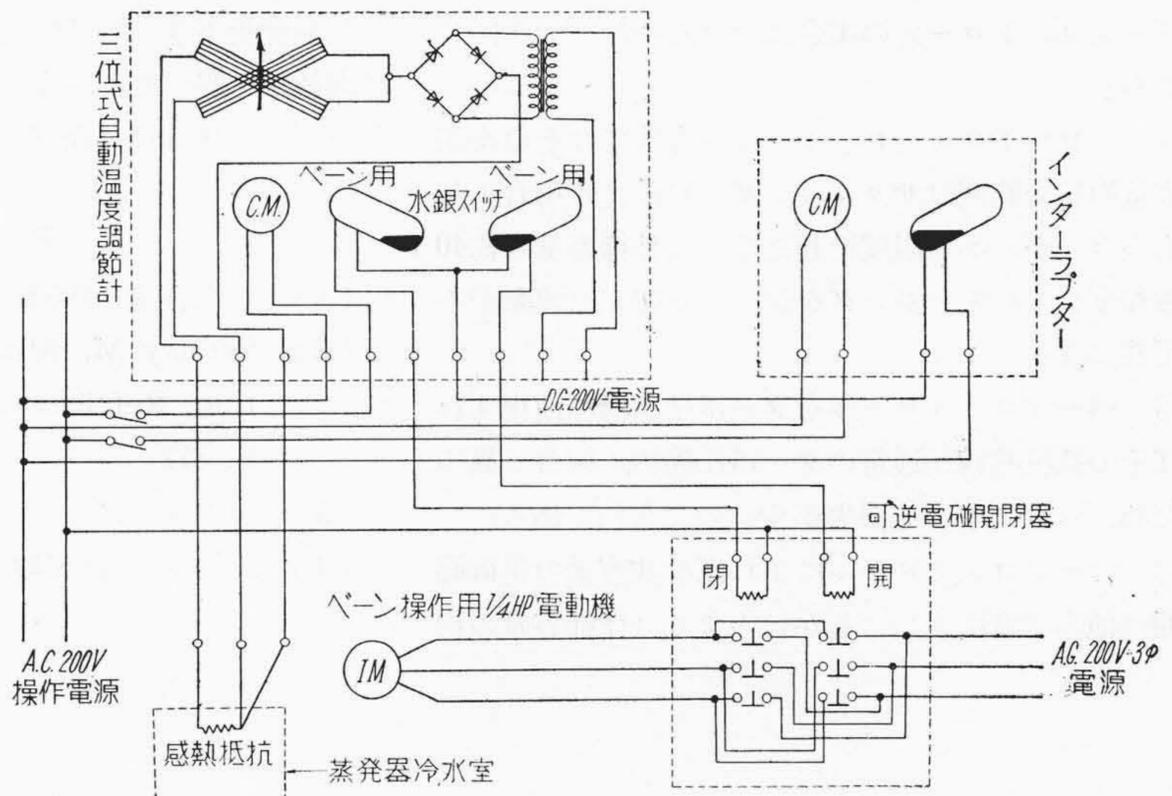
〔VI〕 ベーンコントロールによる自動温度調節

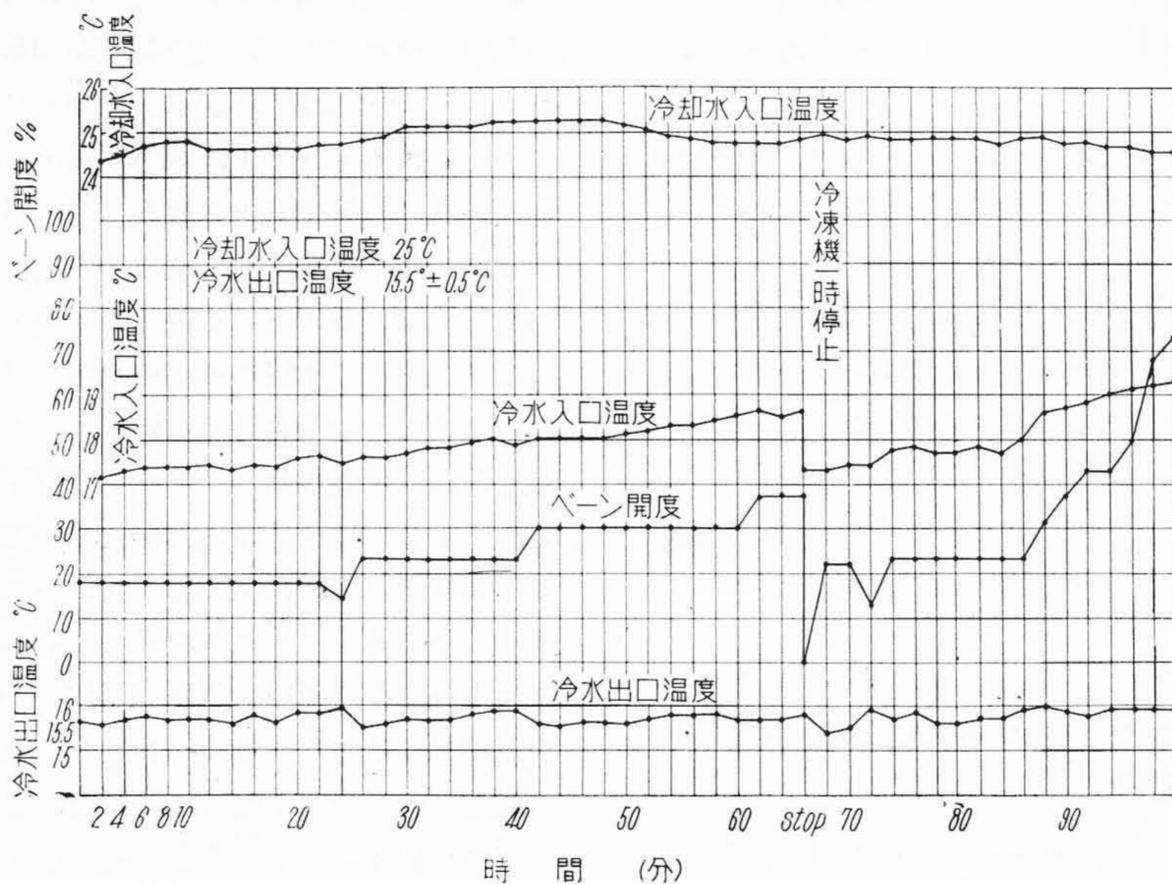
前項までの検討によつてターボ冷凍機の容量調整にベーンコントロールを採用すれば、その容量制御の範囲が広がること、サージングの現象が起り難いので運転が安定していること、容量を減少させた場合の入力が増加率が速度コントロールとほとんど変わらないことなどの利点のあることが判明した。そこでこの利点を利用することにより冷水の温度を常に一定に保つように、自動的にその容量を制御することが可能になる。その試みとして第19図に示すごとく方法によつて〔V〕項に述べたターボ冷凍機を使用し試験を行つた。同図において白金線を使用した感熱抵抗管によつて蒸発器の水室における冷水の水温を感知し、これを三位式自動温度調節計に伝える。この自動温度調整計は冷水々温を指示するととも

に、一定時間の週期をもつて（約 9 秒）感熱抵抗管よりの温度をチェックし、この温度が $15.5^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ の範囲にあるときにはいわゆる不感帯としてベーンに対してなんらの指令も与えず、 14°C 以下の温度になればターボ圧縮機の風量を減少させるべく、ベーンを閉ぢるように水銀スイッチが入り、逆に 16°C 以上の温度になればベーンを開けるように水銀スイッチが入る。不感帯においてはいずれの水銀スイッチも切れているわけである。このような自動温度調節の水銀スイッチの切入によつて、可逆電磁開閉器が動作しベーンの開閉操作用 1/4 HP 電動機が正または逆方向に回転するのである。しかして自動温度調節と可逆電磁開閉器の間にハンテイングの防止をするためにインタラプタを置いてある。このインタラプタは 1 分または 30 秒周期で 1 秒から 10 秒まで通電時間を調整しうるようになっており、冷凍負荷の変動に応じて適当な通電時間を選べば、負荷の変動に応じてハンテイングを起すことなく冷水の温度を常に一定に保つようにターボ圧縮機の風量の制御が行われるのである。負荷の変動が激しい場合にもベーンコントロールの特長によつてサージング現象を起すことなく全負荷の 25% 程度までも安定した制御を行いうるわけであり、さらに広範囲の容量制御を要求される場合には〔V〕に述べたように速度コントロールと併用することにより、完全にその目的を達しうるのである。第20図(次頁参照)は〔V〕に述べたターボ冷凍機に自動温度調節を行かせた結果の一例を示している。同図に示すごとく冷水入口温度の変化（すなわち冷凍負荷の変化）に対して冷水出口温度が $15.5^{\circ}\text{C} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$ の範囲に完全に調節されていることがわかる。

第 19 図
自動温度調節接続図

Fig. 19.
Sequence of Automatic Temperature Regulation





第20図 ベーンコントロールによる自動温度調節の一例

Fig. 20. An Example of Automatic Temperature Regulation by Vane Control

〔VII〕 結 言

以上の種々の実験の結果つぎのようなことが判明した。

- (1) サクションダンパを使用して冷凍容量の制御を行う方法は簡便ではあるが、その制御しうる範囲は狭く（仕様容量の50%程度まで）1冷凍トン当りの入力の増加率が大きくなる。
- (2) スピードコントロールによる方法では1冷凍トン当りの入力の増加率はサージングの限界点まではベーンコントロールの場合におけるそれと大体同じである。
- (3) スピードコントロールによる方法ではその冷凍容量の制御範囲はサクションダンパによる場合よりも大きい、ある限度を超えると（仕様容量の約40%程度まで）サージングを起して安定した運転が不可能になる。
- (4) ベーンコントロールをターボ冷凍機に使用すればその抵抗曲線が通常のターボ圧縮機の場合と異なるため、ベーンによる損失が少ないので有利である。
- (5) ベーンコントロールによれば冷凍容量の制御範囲は他の二者に比しはるかに大きく（仕様容量の約

25%程度まで）かつサージング現象を起し難いので他の二者に比しはるかに安定した運転が可能である。

- (6) スピードコントロールとベーンコントロールとを併用した場合、仕様点の容量の約10%以下まで容量の制御を行えた。

- (7) ベーンコントロールによつて安定した確実な自動温度調節運転が可能であることが判明した。

終りに本実験を遂行するに当り種々御指導賜つた日立製作所栃木工場伊達工場長始め工場幹部、ならびに実験にお骨折下さつた試験課滝川主任始め各位、また有益な御教示を賜つた群大浅野教授、日立製作所川崎工場伊藤部長、孤田顧問に深甚の謝意を表する。

参 考 文 献

- (1) 日立評論 (1952) 別冊 No. 1 (気体機特集号)
- (2) Sydney M. Miner: Centrifugal Refrigeration, Refrigerating Engineering, Sept. 1950 P. 877
- (3) 上田富三郎: ファンとブロワー
- (4) エック: 送風機