

冷凍機用密閉形圧縮機のトルク特性について

Studies on Torque Characteristics of Refrigerating Hermetic Compressor

松島 正年* 横山 精*
Masatoshi Matsushima Akira Yokoyama

内 容 梗 概

圧縮機をモータと直結して、密閉したチャンバに内蔵する、いわゆる冷凍機用密閉形圧縮機においては、その冷媒運転中のトルクを測定することはむずかしい。本報では、密閉されたチャンバ内の圧縮機のクランク軸にひずみゲージを張り付けて直接トルクを記録する方法を考案して、冷凍機用密閉形圧縮機の定常運転時、停止時および起動時の圧縮機のトルクを実測し、さらに駆動するモータのトルクとの関係を検討して圧縮機を起動し、運転するために必要なモータのトルクを明らかにした。

1. 結 言

冷凍機用密閉形圧縮機の小型化と軽量化は製造者にとって現在の最も重要な問題である。このためには圧縮機の大半をしめていて、その寸法を決定してしまう圧縮機用モータの小型化、軽量化が必要である。モータの寸法は圧縮機の負荷から要求される特性によって定まるのであるが、従来は圧縮機の負荷トルクは詳細に調査されていなかったために、モータのトルクはこれに対してかなり余裕をみた設計がなされていた。

圧縮機の負荷トルクにマッチしたできるだけ小形の圧縮機用モータを設計する場合には、圧縮機のトルクを明確にし、圧縮機のトルクとモータのトルクとの関係を求めて、モータの所要トルクを決定することが必要である。

本報においては、まず圧縮機のトルクについて、次に圧縮機とモータを直結して密閉したチャンバに内蔵する、いわゆる密閉形圧縮機のトルクの測定法について、最後に圧縮機の定常運転時、停止時および起動時の実測したトルクについて述べる。

2. 圧縮機のトルクについて

2.1 冷凍機用密閉形圧縮機の構造

冷凍機用密閉形圧縮機の構造は第1図に示すように圧縮機とモータがクランク軸により直結しており、密閉したチャンバの中に内蔵されているものである。

2.2 クランクの回転角 θ とシリンダ体積 V および圧力 P の関係

第2図はピストンとクランクの機構図を示す。この図においてシリンダの内径を d 、ストロークを $2r$ 、ロッドの長さを l 、下死点 A の位置からのクランクの回転角度を θ 、シリンダの中心線とロッドのなす角度を α とすれば、圧縮行程間 (A B 曲線の間) では、圧縮前の体積は V_a 、圧力は P_s であり、任意の回転角 θ における体積を V 、圧力を P とすれば、 V は近似的に次式で表わされる。

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 r \left[1 + \cos \theta + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) \right] + V_c \dots (1)$$

ただし $\lambda = r/l$ である。

すき間体積 V_c は、すき間係数を c とすれば次式で表わされる。

$$V_c = \frac{\pi}{4} d^2 2rc \dots (2)$$

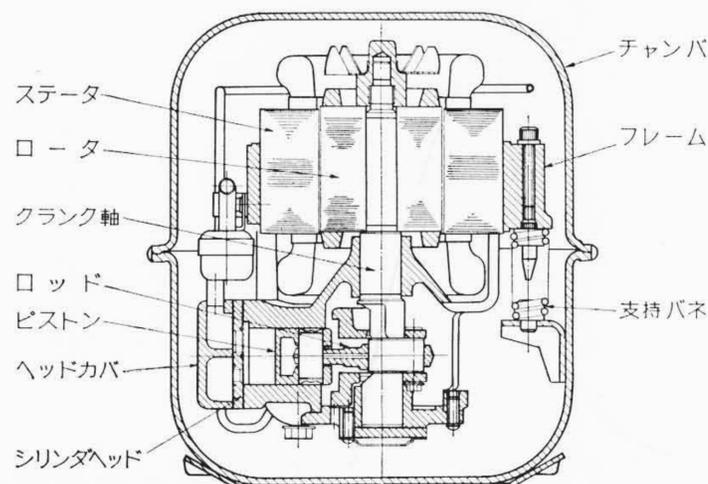
(1)式に(2)式を代入すれば

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 r \left[1 + \cos \theta + \frac{\lambda}{4} (1 - \cos 2\theta) + 2c \right] \dots (3)$$

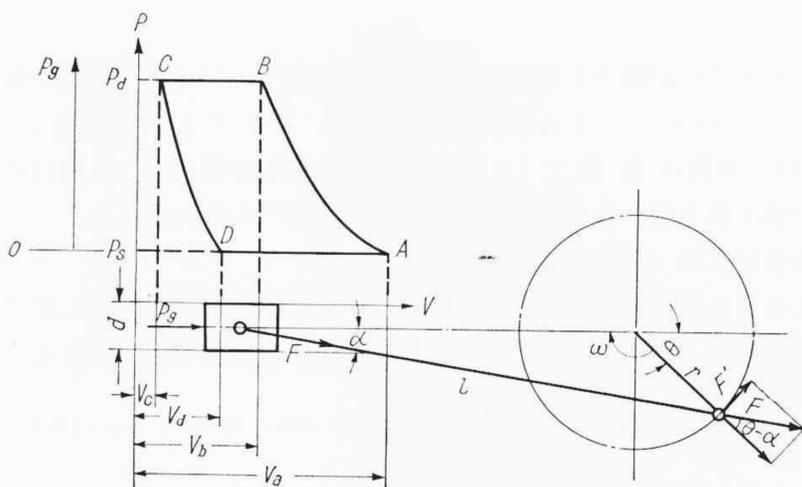
同様に V_a は

$$V_a = \frac{\pi}{4} d^2 2r (1 + c) \dots (4)$$

* 日立製作所栃木工場



第1図 圧縮機の構造



第2図 ピストンとクランクの機構図

したがって

$$\frac{V}{V_a} = \frac{1}{(1+c)} \left\{ \frac{1 + \cos \theta}{2} + \frac{\lambda}{8} (1 - \cos 2\theta) + c \right\} \dots (5)$$

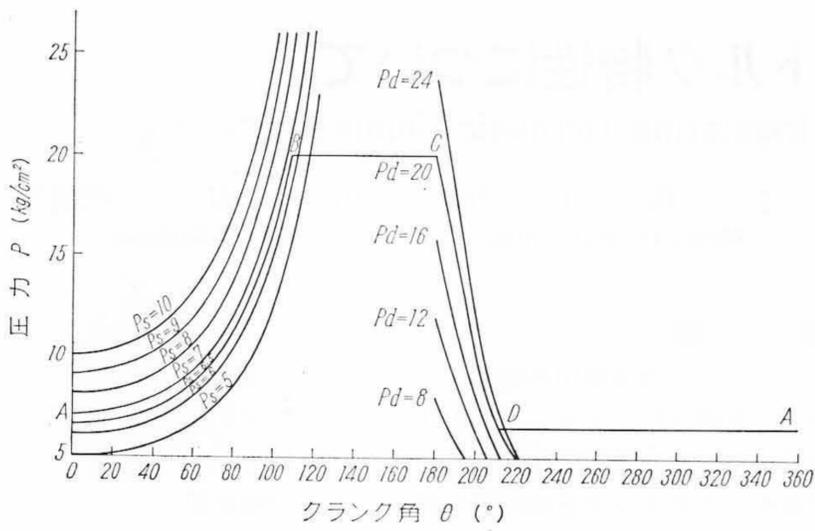
断熱圧縮をするとすれば

$$P_s V_a^\gamma = P V^\gamma \dots (6)$$

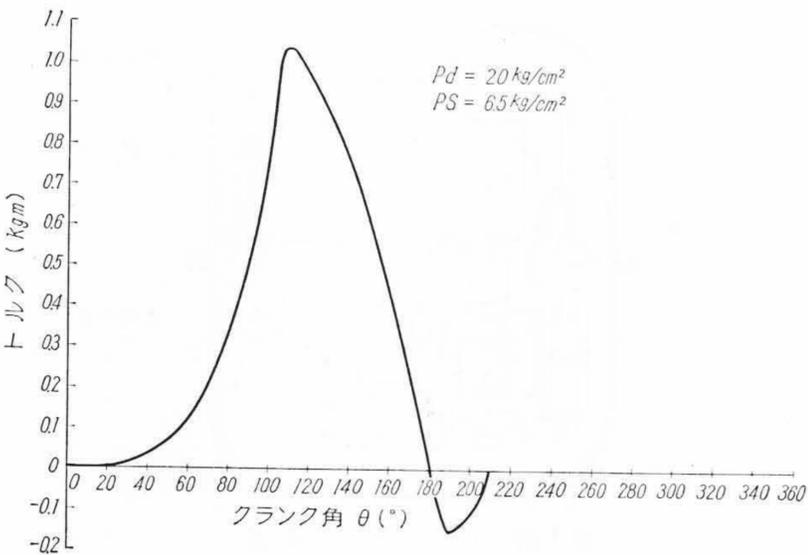
ただし γ は気体の断熱指数である。したがって次の関係が成立する。

$$\frac{P}{P_s} = \left(\frac{V_a}{V} \right)^\gamma = \left\{ \frac{1}{(1+c)} \left[\frac{1 + \cos \theta}{2} + \frac{\lambda}{8} (1 - \cos 2\theta) + c \right] \right\}^{-\gamma} \dots (7)$$

(7)式において吸込圧力 P_s あるいは最初の体積 V_a を与えれば圧縮行程間の任意のクランク角 θ における圧力 P あるいは体積 V を求めることができる。



第 3 図 クランク角 θ と圧力 P との関係



第 4 図 クランク角 θ とトルク T との関係

たとえば圧縮機の主要寸法をクランク半径 $r=9.5$ mm, 気筒の直径 $d=32$ mm, ロッドの長さ $l=46.5$ mm, クリアランス係数 $c=0.0568$, 冷媒は R-22 で $\gamma=1.184$ とすると P_s を種々変えた場合の P の値は第 3 図の AB 曲線にほぼ平行な曲線であらわされる。

膨張行程間 (CD 曲線の間) では,

膨張前の体積は V_c , 圧力は P_d であり, 任意の回転角 θ における圧力を P , 体積を V とすれば, V は近似的に次式で求められる。

$$V = \frac{\pi}{4} d^2 2r \left[\frac{1 + \cos \theta}{2} + \frac{\lambda}{8} (1 - \cos 2\theta) + c \right] \dots (8)$$

したがって

$$\frac{V}{V_c} = 1 + \frac{1}{c} \left[\frac{1 + \cos \theta}{2} + \frac{\lambda}{8} (1 - \cos 2\theta) \right] \dots (9)$$

断熱膨張するとすれば

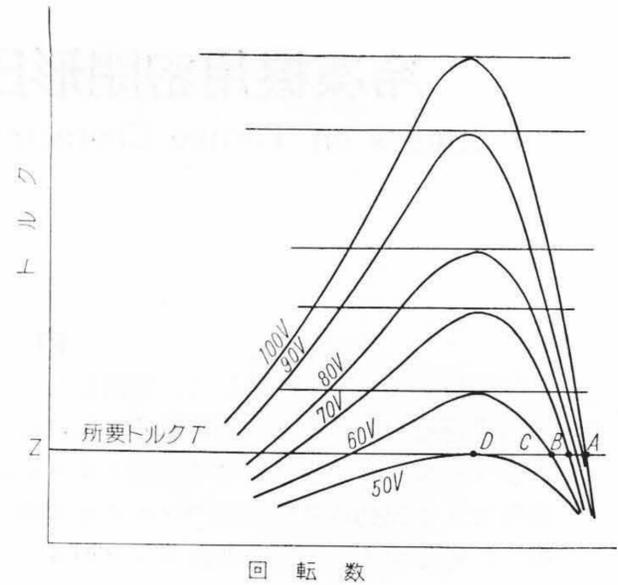
$$P_d V_c^\gamma = P V^\gamma \dots (10)$$

$$\frac{P}{P_d} = \left(\frac{V_c}{V} \right)^\gamma = \left\{ 1 + \frac{1}{c} \left[\frac{1 + \cos \theta}{2} + \frac{\lambda}{8} (1 - \cos 2\theta) \right] \right\}^{-\gamma} \dots (11)$$

なる関係が成立する。すなわち吐出圧力 P_d あるいは体積 V_c を与えれば, 膨張行程間の任意の角 θ における圧力 P あるいは体積 V が求められる。 P_d を種々に変えた場合の P の値は第 3 図の CD 曲線にほぼ平行な曲線であらわされる。

2.3 クランクの回転角 θ と圧縮機のトルク T_l の関係

第 3 図においてピストンの頭部に加わる差圧力を P_g , この力がロッドを經由して, クランクに直角方向に作用する力を F' とすると, クランクの回転角 θ におけるトルク T_l は次式で近似的にあらわされる。



第 5 図 停動電圧から所要トルクを求める説明図

$$T_l = F' r \dots (12)$$

$$= P_g (\sin \theta - \frac{\lambda}{2} \sin 2\theta) r \dots (13)$$

$$P_g = \frac{\pi}{4} d^2 (P - P_s) \dots (14)$$

圧力が変化しない部分では, P_g は一定である。すなわち吸込行程間 (D—A 間) では, $P_g=0$, そして吐出行程間 (B—C 間) では, $P_g=P_d-P_s$ である。

(13) 式により, ピストンが気体を P_s から P_d までに圧縮する際のクランクの 1 回転中のクランクピンに働くトルクの変化を知ることができる。たとえば, $P_s=6.5$ kg/cm², $P_d=20$ kg/cm² の場合, 第 3 図において, 気筒内の圧力は ABCD のように変化する。これから (13) 式によりトルクを求めれば第 4 図のごとく, 1 回転中のトルクの変化を書くことができる。すなわち, 圧縮行程および吐出行程間のトルクは正であるが, 膨張行程間のトルクは負である。

3. 冷凍機用密閉形圧縮機のトルクの測定装置と測定法について

密閉形圧縮機のトルクは圧縮機とモータが直結しており, 密閉されたチャンバの中におさまられているので測定がむずかしい。いままで行なわれてきた測定方法は次のようなものであった。

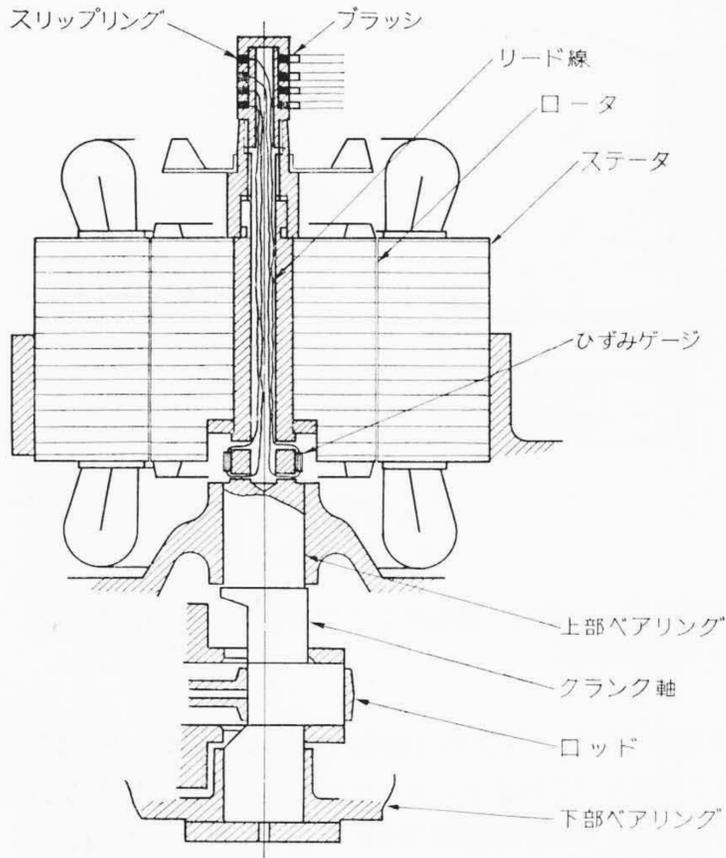
(1) フレームに加わる反力の測定によるトルクの測定法

最初は圧縮機をモータにより駆動して, ひずみゲージにより, 圧縮機を内蔵する密閉箱に加わる反力を測定する方法であった。しかし, これは冷媒運転時には測定できず, 圧縮機の空気運転時のトルクを測定したにすぎなかった。また密閉箱および圧縮機フレームの慣性と密閉箱をささえる部分の摩擦による誤差の要因があり良い測定法ではなかった。

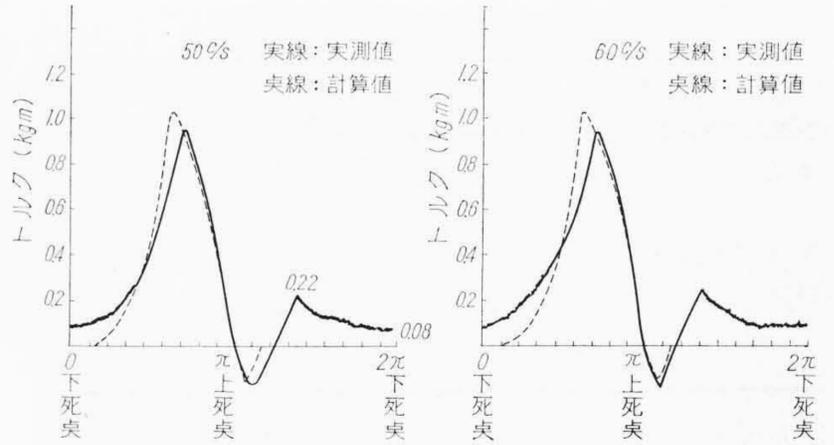
(2) 停動電圧の測定によるトルクの測定法

一般にモータの種々の電圧における回転数とトルクの関係は, 第 5 図のように山形曲線で示される。このトルク曲線を有するモータを使用した圧縮機を, 与えられた P_d, P_s の下で運転するときには, 回転数の大小にかかわらず所要トルクを一定とすれば, 第 5 図の水平線 ZA で示される。

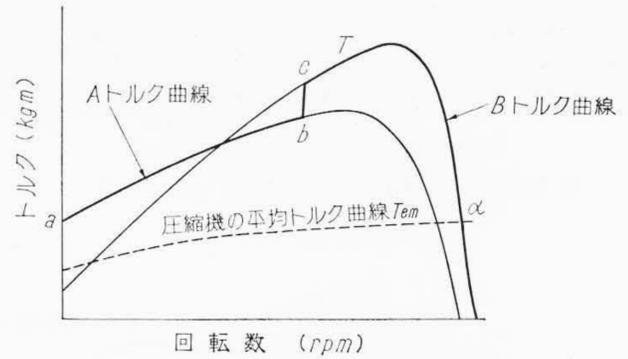
その圧縮機のモータに 100V の電圧がかかっている場合の運転状況は A 点で示され, 70V, 60V のときはそれぞれ B, C 点で示される。このようにモータに加わる電圧を下げればモータの回転数は低下してくる。電圧を 50V に下げれば D 点が運転状況を示し, モータは所要トルクをかるうじて出している。これよりも電圧をわずかに下げればモータは所要トルクを出しえないので圧縮機は運転を停止するにいたる。この現象を停動と呼び停動する直前の電



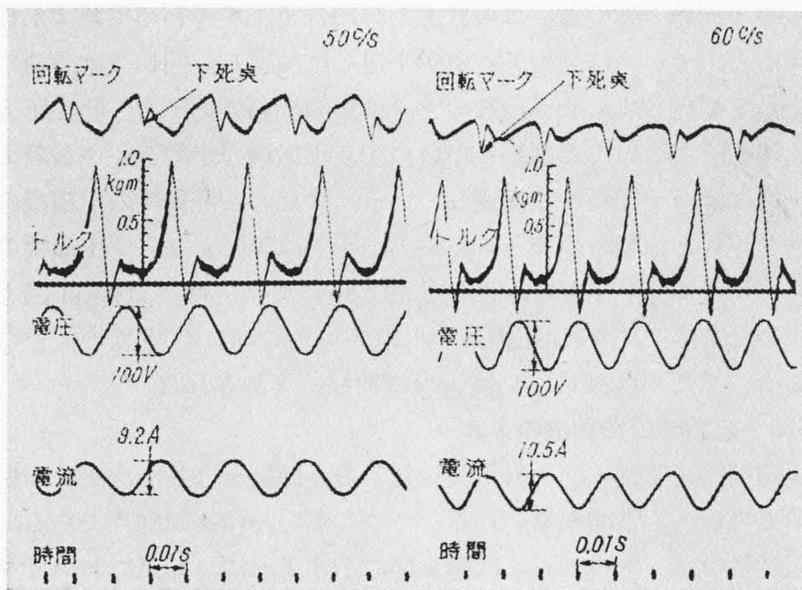
第6図 ひずみゲージの取付位置



第8図 実測トルクと計算トルクとの比較



第9図 回転数—トルク特性曲線



$P_s=6.5 \text{ kg/cm}^2$, $P_d=20 \text{ kg/cm}^2$, 冷媒 R-22, 電圧 100V

第7図 定常運転時のオシログラム

圧を停動電圧と呼ぶ。これを利用し、モータに加わっている電圧を下げてゆくことによって、圧縮機の運転に必要な最低のトルクを見出すことができる。

この方法によれば冷媒運転時の圧縮機のトルクを測定することができるが、しかしこれはモータのトルクから出す間接的な方法であり、圧縮機のトルクとモータのトルクとの関係に仮定を設けているので正確度を欠くという欠点がある。

(3) 圧縮機とモータ間の軸を長くしてこの間にトルクメータをそう入する方法

これは圧縮機の軸に加わるトルクをトルクメータにより直接測定できるが、トルクメータは大きいので全部冷媒中に密封することができないので、冷媒運転時には適さず、空気運転時のトルクしか測定できない。

従来行なってきた(1), (2), (3)の方法は圧縮機のトルクを測定する最良の方法ではないので、今回は(4)のような測定法を考案して圧縮機のトルクを正確に測定したのである。

(4) クランク軸にひずみゲージを張り付けて記録する方法

ひずみゲージを第6図のごとく主ベアリング直上のクランク軸に接着して、クランク軸に加わる圧縮機のトルクの大きさを電気量に変えて、オシログラムに記録した。

ひずみゲージの接着がはがれないようにゲージの表面を耐冷媒のボンドで固めた。ひずみゲージのリード線はクランク軸にあけた中空孔を通して上端に導き出し、スリップリングをへて外部の増幅器につないだ。スリップリングは黄銅製で、スリップリングの相互間の絶縁にはベークライトを使用した。それに接触するブラッシには銀グラファイトを使用した。

ブラッシからのリード線はチャンバに設けた口出プラグから外部に取り出しひずみ計に接続した。すなわち圧縮機の通常の運転とまったく変わらない状態で圧縮機のトルクを直接測定することができる。回転マークは、ロッドの大端部の後側と、それに向かいあったフレームにマグネットを取り付け、ピストンが下死点の位置に達するとき、これら2個のマグネットがもっとも接近した状態で対面するようにして、ピストンが下死点のときに電圧のパルスを経磁オシログラムに記録した。

電磁オシログラムには圧縮機のトルクと回転マークのほか経過時間、モータの電流および電圧をも記録した。

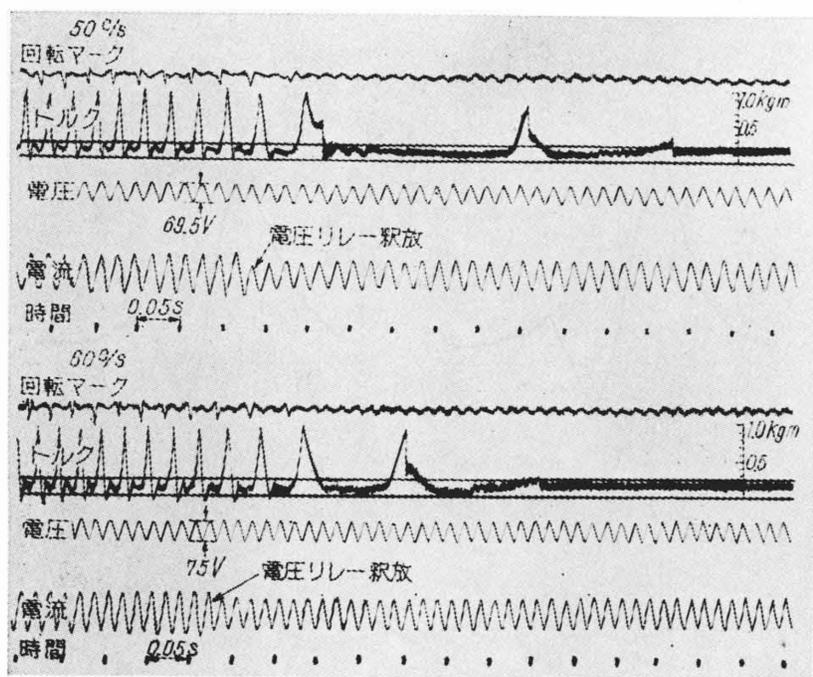
4. 実験結果と検討

4.1 定常運転時の圧縮機のトルク

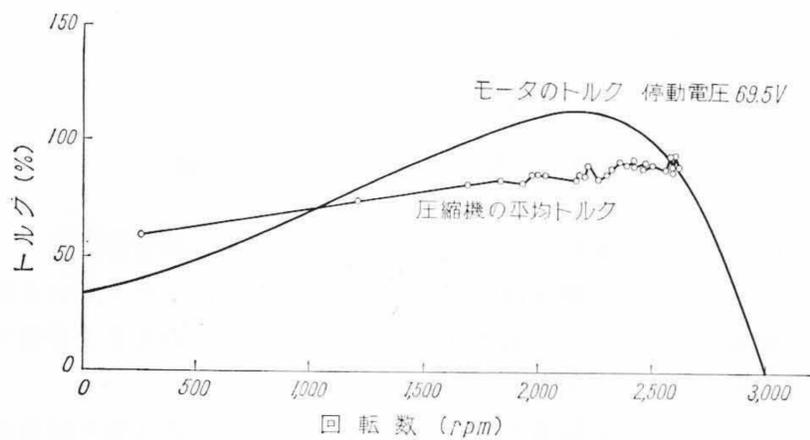
定常運転時の圧縮機のトルクは、 $P_s=6.5 \text{ kg/cm}^2$, $P_d=20 \text{ kg/cm}^2$ の条件で2時間運転して圧力、電流、入力安定した後に測定した。

第7図はオシログラムで圧縮機のトルク、回転マーク、電圧および電流を同時に記録してある。

第8図は定常運転時の1回転の圧縮機のトルクを拡大して実線で記入し、計算値のトルクを点線で記入したものである。50 c/sに例をとり比較してみると、膨張行程の終了点から下死点にいたるまでの吸入行程では、計算値のトルクは0であるが、実測値では0.08から0.22 kg·mである。これは圧縮機のしゅう動部の摩擦損失と開口した吸入弁の生ずる損失である。



$P_s=6.5 \text{ kg/cm}^2$, $P_d=20 \text{ kg/cm}^2$
第10図 停止時のオシログラム



$P_s=6.5 \text{ kg/cm}^2$, $P_d=20 \text{ kg/cm}^2$, 50 c/s
第11図 停止時の圧縮機の平均トルクとモータのトルクとの比較

圧縮行程の実測トルクは、計算値よりピークは遅れて、しかも最大値は小さい。これはピストンのサイドクリアランスと吸入弁の閉じ遅れによるものである。膨張行程に膨張による負のトルクが増加し膨張終了時が遅れている。これはサイドクリアランスと吐出弁の閉じ遅れの影響である。

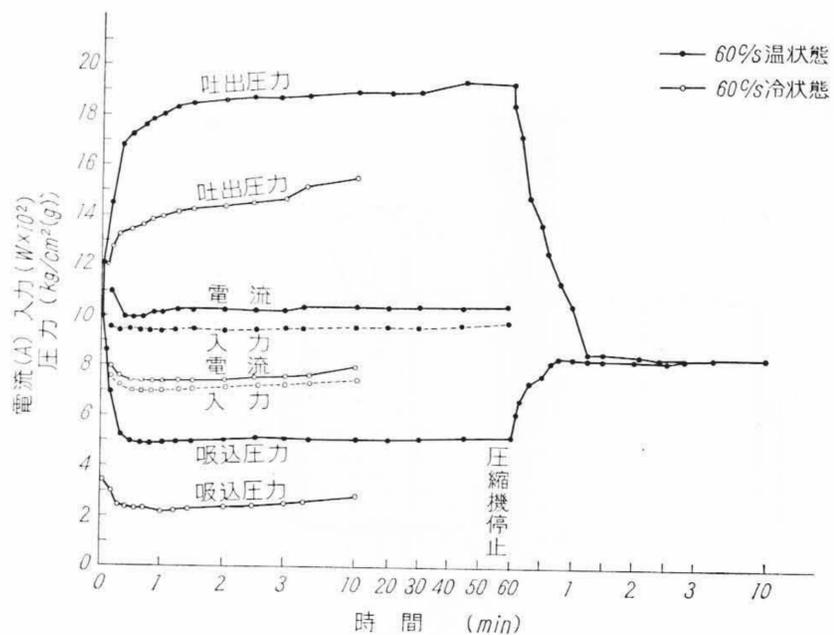
平均トルクの計算値は $0.189 \text{ kg}\cdot\text{m}$ 、実測値は $0.23 \text{ kg}\cdot\text{m}$ であり、計算値より実測値の方が約20%多くなっている。60 c/sについても50 c/sと同様な傾向を生じ、その実測平均トルクは $0.225 \text{ kg}\cdot\text{m}$ である。

また第7図のオシログラムより定常運転時の回転数は50/60 c/sで2840/3400 rpmと読むことができる。供試モータの速度—トルク曲線よりこの回転数におけるモータのトルクを求めると、 $0.225/0.215 \text{ kg}\cdot\text{m}$ であり、実測した圧縮機の平均トルクとほとんど一致する。すなわち定常運転時は第9図に示されたようにモータのトルク曲線と圧縮機の平均トルク曲線とが交さる点dにおいて両トルクが同一になり定常運転をしている⁽²⁾。

4.2 停止時の圧縮機のトルク

圧縮機は定常運転中にそのモータに印加する電圧を徐々に下げれば、圧縮機が回転を停止する限界がある。このときの圧縮機のトルク、すなわち停止時の圧縮機のトルクを測定した。

第10図は定格運転条件の場合の停止時にとったオシログラムである。停止する直前の電圧（これを停止電圧と呼ぶ）は、50 c/sでは69.5Vであり、60 c/sでは75Vであった。停止電圧より電圧がわずかに低下すると、定常回転数から回転は急速に低下して、10数回転した後に停止する状況がオシログラムにあらわれている。



第12図 起動時、運転時および停止時の圧力、電流、入力の変化

第11図は50 c/sのときの圧縮機の回転数とトルクとの関係を示すグラフであり、これにオシログラムより読みとった停止寸前から停止にいたるまでの圧縮機の1回転ごとの平均トルクを打点し、停止電圧におけるモータの速度—トルク曲線をのせて比較した。

圧縮機の平均トルクの打点は、停止寸前では図上に密集しており停止電圧におけるモータの速度—トルク曲線の最大トルクより低いところで交わっている。この状態から印加電圧がきわめてわずかに低下すると、モータは発生トルクが不足して減速し、回転数は急速に低下して停止してしまう。このときの圧縮機の吸込圧力と吐出圧力は、運転時とほとんど変わらないので、圧縮機の平均トルクと最大トルクはほぼ一定のまま減速している。すなわち停止時の圧縮機の平均トルクと停止時のモータの最大トルクは等しくならず圧縮機の平均トルクの方が小さい。この差を余裕トルクと呼べば第11図より求めた余裕トルクは、圧縮機の平均トルクに対して25%の大きさである。また60 c/sについてもほぼ同様に実測された。

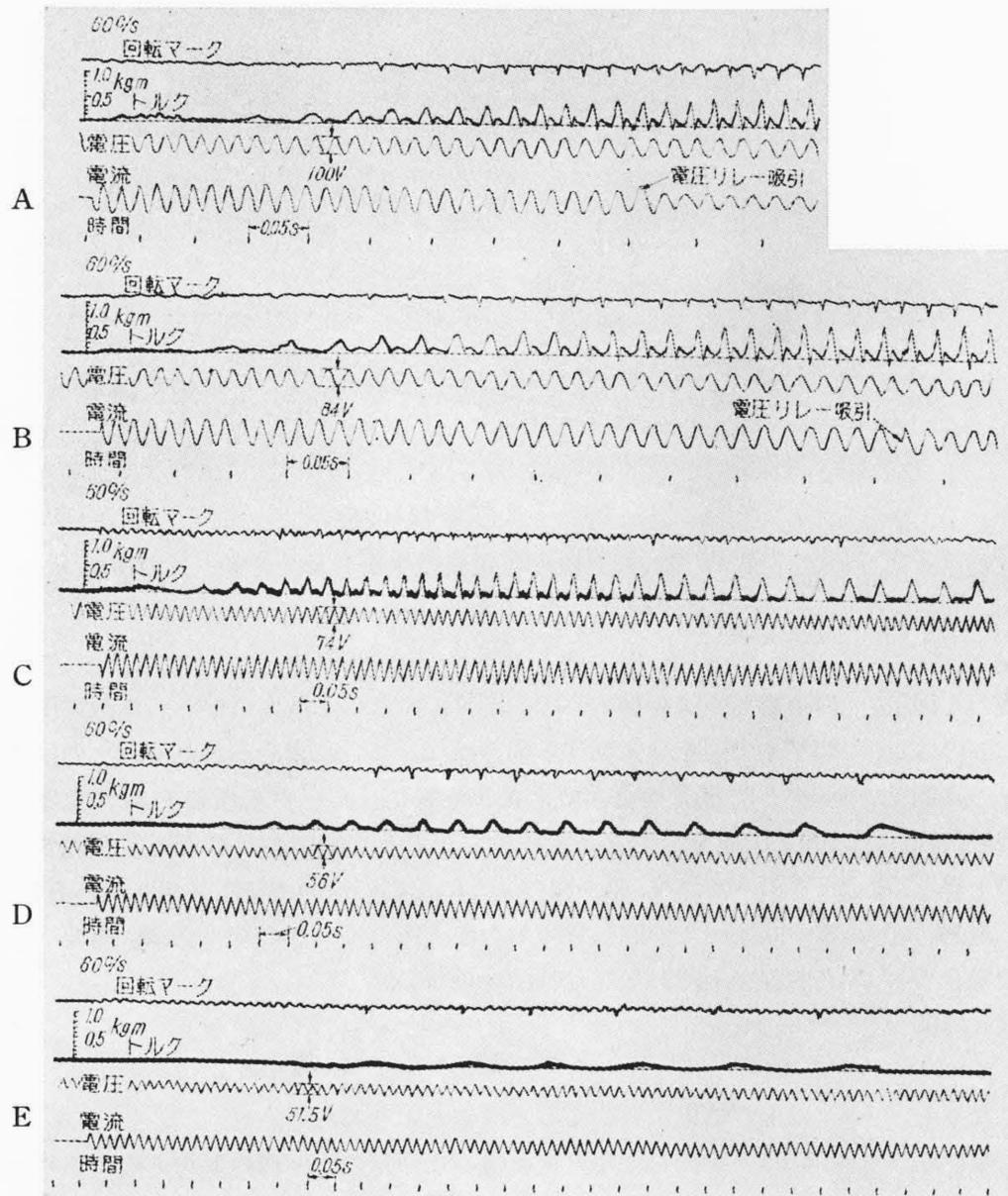
4.3 起動時の圧縮機のトルク

圧縮機はスイッチを入れ電流を通じると回転をはじめ次第に回転数が上昇し、定常回転にいたる。この間がいわゆる起動時である。

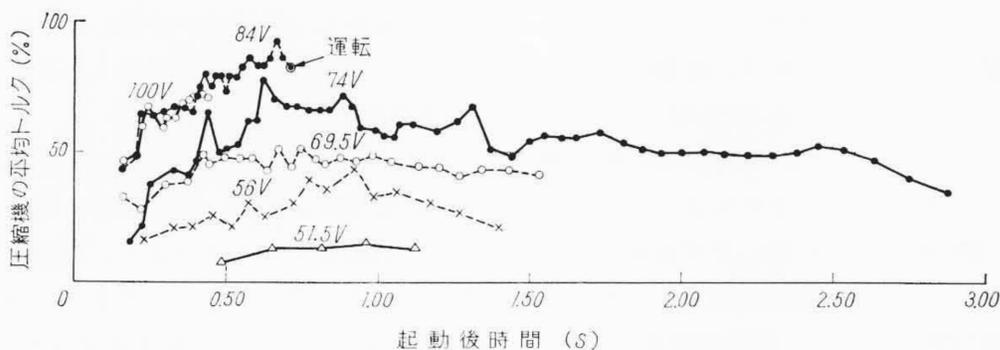
起動時のモータのトルクは第9図に示すように、a点においてモータは一次起動し、回転数の上昇とともにAトルク曲線にそってb点に達し、電圧リレーの動作によりモータの回路が切り換わり、（これを二次起動と呼ぶ）b点からc点にいたる。

第9図のように切り替え直後のトルクが切り替え直前のトルクより大であれば、モータは二次起動すれば、かならず定常回転まで加速して起動を完了する。電圧が低くてモータのトルクが小さいと圧縮機が1回転もしないか、あるいは圧縮機は回転をはじめが二次起動しない。運転開始してから時間の経過とともに圧力、電流、入力に変化し、温状態起動（2時間連続運転した後3分間停止し再起動させる場合をいう）の場合には、約30分後から次第に安定してゆき、1時間後には、ほぼ圧力、電流、入力の变化しない安定した運転状態になる。連続運転後には圧縮機を停止させて、吸込圧力、吐出圧力が時間とともに変化する様子を測定した。また冷状態起動時（一昼夜放置した後はじめて起動させる場合）の変化についても10分後まで測定し、温状態起動と比較した。これらの測定結果を第12図に示す。

温状態起動に比較して冷状態起動では、冷媒が油中に溶けこんでいるためにバランス時の圧力が低いので、起動後の吸込圧力、吐出圧力も低く、安定した状態にいたる時間は長くなる。停止後の圧力は約1分30秒でバランスするので、3分経過後の温状態起動時に



第13図 起動時のオシログラム (60 c/s 温状態起動)



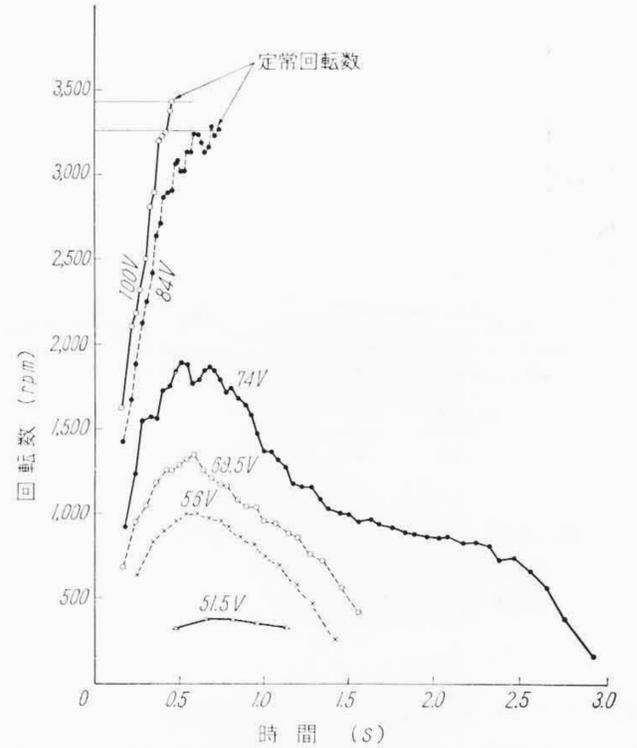
第15図 起動後の時間と圧縮機の平均トルクとの関係 (60 c/s 温状態起動)

は、圧力はすでにバランスしている。

起動時の吸込圧力および吐出圧力は第12図に示したように温状態と冷状態とで異なるので、圧縮機のトルクもそれに対応して異なる。それぞれの場合に圧縮機のトルクをモータに加える起動電圧を変えて測定した。記録したオシログラムを第13図に示す。

起動時の圧縮機のトルクは温状態のときは冷状態のときよりも大きく、またモータのトルクは60 c/sの方が小さいので、60 c/sで温状態起動について以下説明する。

第13図(A)のオシログラムは、起動電圧が100Vで圧縮機を起動させたときの圧縮機のトルクの変化を記録したものである。スイッチ投入後、圧縮機は加速しつつ回転をはじめ、1回転目で回転数は1,620 rpmになり、さらに加速して12回転で回転数は3,400 rpmになり定常運転となった。この間の加速時間は0.5秒である。圧縮機のトルクは回わりはじめは圧力がバランスしているの小さいが、1回転ごとに吸込圧力と吐出圧力の差が増加するので、次第に大きくなる。また起動して定常回転にいたる途中で電流波形にひず



(60 c/s 温状態起動)

第14図 起動後の時間と回転数との関係

みがみられるが、これは電圧リレーが吸引して、一次起動から二次起動に移るときを示している。このときトルクの波形にもひずみがある。

第13図(B)のオシログラムは最低起動電圧84Vの場合で、100Vと同様に二次起動している。

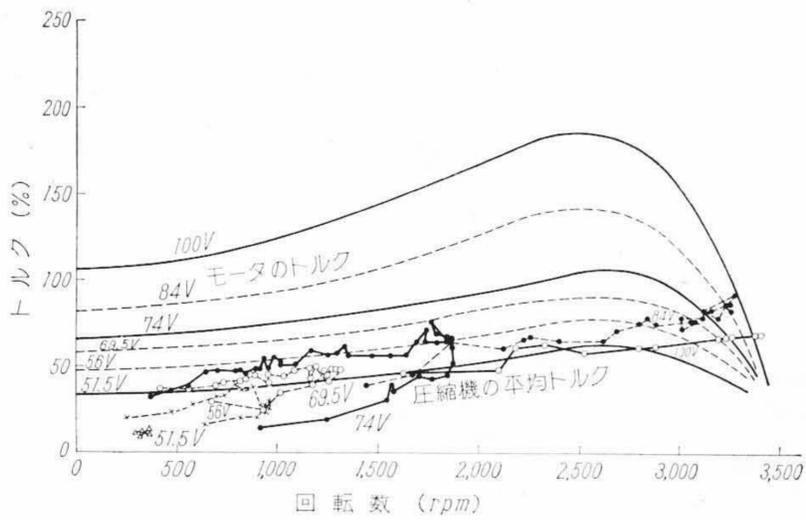
第13図(C)(D)(E)のオシログラムは起動電圧が74, 56, 51.5Vの、低い場合で圧縮機は回転をはじめ、起動にいたらず停止してしまう状況を記録したものである。

第14図は横軸に起動後の時間を取り、縦軸に1回転ごとの回転数を打点したものであり、60 c/sで起動電圧を51.5Vから100Vに変えた場合に生ずる回転数の変化を示す。100Vが定格電圧であり、84Vが最低起動電圧であった。これより低い電圧の場合には定常回転数まで達しないで停止してしまう。加速時間は電圧の高いほど短くなっており、最初の1回転目の速度も大きく、1回転ごとの速度の上昇率も大きい。定常回転数まで達する時間は、100Vでは0.44秒、84Vでは0.7秒である。これはモータのトルクは電圧の高いほど大きいからである。また起動しない場合に到達する最大の回転数は電圧の高いほど大きい。

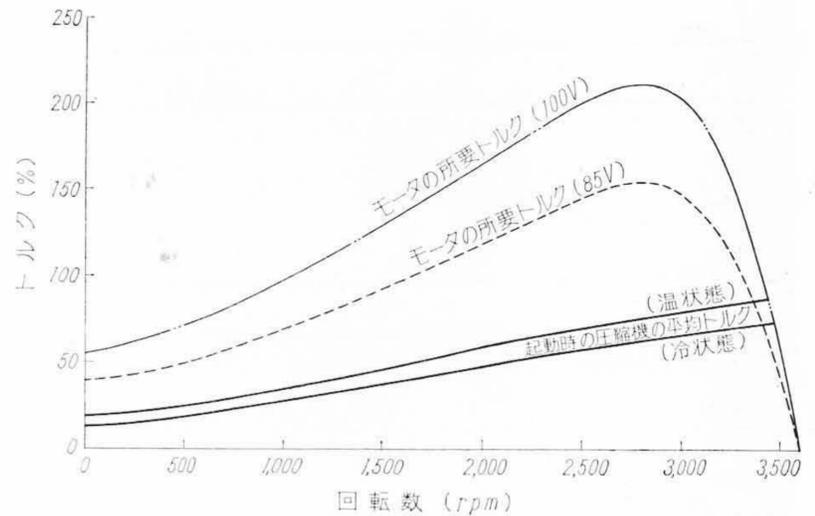
第15図は横軸に起動後の時間を取り、縦軸にそれぞれ1回転ごとの圧縮機の平均トルクを打点したものである。100Vと84Vでは起動後の時間とともに、1回転ごとにトルクは大きくなり運転状態にいたっている。これは回り初めは圧力がバランスしているの小さいが、1回転ごとに吸込圧力と吐出圧力の差が増加するからである。しかし起動時間は1秒以下で非常に短かく、吐出圧力と、吸込圧力は起動後も上昇、下降を続けるので起動完了後のトルクは、1時間運転後の定常運転時のトルクより小さい。起動する場合は、電圧の高いほど加速時間が短いので、起動完了時のトルクは小さい。

電圧が84V以下になるとモータのトルクも小さくなり、加速がおそく、到達する回転数も低いので圧縮機のバルブあるいはシリンダのクリアランスからの漏れなどのために、シリンダ内の圧力の上昇が遅れ、圧縮機のトルクは電圧が低くなるほど小さくなっていく。したがって電圧84Vのときに、圧縮機の起動完了時のトルクはもっとも大きくなる。

第16図は各電圧において起動後の回転数とトルクとの関係を示



第 16 図 起動後の圧縮機の平均トルクとモータのトルクとの比較 (60 c/s 温状態起動)



第 17 図 起動時の圧縮機の平均トルクとモータの所要トルク曲線 (60 c/s)

すグラフで、速度が0から定常回転数にいたるまでの圧縮機の1回転ごとの平均トルクを打点し、これに比較のために各電圧におけるモータの速度—トルク曲線をのせたものである。84Vのときの1回転目の回転数は1,430 rpmで、100Vのときの1回転目の回転数は1,620 rpmであり、それぞれの圧縮機のトルクは、回転数の上昇とともに増加している。100Vと84Vの場合は二次起動に切りかわって定常回転に達している。この間に圧縮機のトルクは84Vの場合の方が100Vよりも全般的に高くなっている。これは前述のように100Vの方が加速時間が少ないからである。

電圧が84V以下になると、1回転目の回転数はさらに低くなりそれから数回転して、それ以上加速することができず、さらに数回転後に停止してしまう。圧縮機のトルクは回転数の上昇とともに増加し、限界の回転数で数回転する間に圧縮機のトルクは1回転ごとに増加するので、ついにモータのトルクは不足してしまい、減速し停止にいたる。1,430 rpm以下の圧縮機のトルクは84V以下の各電圧において求めたものが最大となる。これらの関係から第16図より60 c/s 温状態起動時の0から定常回転数にいたる間の圧縮機の平均トルクの最大を求めることができる。

同様に冷状態の60 c/sのときの起動時の圧縮機の平均トルクの最大を求め、温状態の60 c/sと冷状態の60 c/sの比較を行なうと第17図のようになる。冷状態は温状態に比較して吸込圧力と吐出圧力の上昇、下降の速度がおそいために圧縮機のトルクは小さい。第17図に示した起動時のトルクは、速度0から定常回転数にいたる間に定常運転時の圧縮機のトルクの20%から80%に変化している。また起動しない場合の圧縮機の到達した最高の回転数における圧縮機の平均トルクはそのときのモータのトルクより小さく実測された。この差を求めこれを余裕トルクと名づけると回転数800rpmから2,500 rpmにいたる間の余裕トルクは各回転数における圧縮機の平均トルクの50~60%になっている。また800 rpm以下では、余裕トルクは65%以上に増加し、150%にもなっており、この間では、モータのトルクは1回転の圧縮機の最大トルクに近くなっている。

第17図に0から800 rpmまでは実測した1回転の圧縮機の最大トルクを描き、800 rpm以上は実測した圧縮機の平均トルクの65%をとれば速度0から2,500 rpmにいたる間のモータの所要トルクが点線のように求められる。2,500 rpm以上で定常回転数にいたる間のモータのトルクは、停止電圧に関する最大トルクの回転数を2,800 rpmとすれば、同期速度ではトルクが0であるので曲線が定まってくる。モータの最大トルクは、過負荷の運転条件を考慮して、定格の運転条件のときの圧縮機のトルクの30%増とし、また25%

の余裕トルクを加えれば、定格トルクの155%になる。電源電圧は85Vまで運転を保証する場合には、ここに求められたモータの所要トルクは85Vのときのトルクであり、モータの所要トルクを電圧100Vに換算して書きあらわすと2点鎖線のようにになる。実際のモータのトルクは、第9図のように起動の途中で特性が切り替わるが、この間すべての回転数において実際のモータのトルクは、所要トルク曲線を上回らなければならない。

5. 結 言

以上の結果を要約すると次のとおりである。

- (1) 実測した定常運転時の1回転の圧縮機のトルクのプロットは計算によるトルクとよく一致していた。またこの平均トルクは実測の方が計算値よりも約20%大きかった。
- (2) 電圧を低下させて停止させた場合のトルクの変動のプロットとモータの速度—トルク曲線から、圧縮機が停止しないためには、停止時のモータの最大トルクは、圧縮機の平均トルクよりも25%以上大きくなければならないことがわかった。
- (3) 起動時の圧縮機のトルクは、起動後の時間とともに1回転ごとに大きくなり、電圧が最低起動電圧より高い場合には、電圧の高い方が加速時間が短いので圧縮機のトルクは小さく、最低起動電圧以下になると、圧縮機のトルクは電圧が低いほど小さくなる。
- (4) 60 c/s 温状態起動時の圧縮機の平均トルクは、速度0から定常回転数にいたる間に定常運転時における圧縮機のトルクの20~80%に変化する。
- (5) 各回転数における圧縮機の平均トルクとモータのトルクとの関係より、速度0から定常回転数にいたる間のモータの所要トルクを求めた。

これらは圧縮機を駆動するモータの所要トルクの決定に利用することができ、むだのない圧縮機のトルクにマッチしたり小形のモータを設計するに役だつと思う。

終わりにのぞみ本稿執筆にあたり、種々有益なご意見をいただいた関係者各位に深甚の謝意を表す。

参 考 文 献

- (1) H. Soumerai, T. Kusuda: ASHRAE Journal Vol. 1, No. 7 43 (July 1959)
- (2) V. B. Honsinger: Product Engineering 54 (Dec. 26, 1960)