

# 最近の直流電気動力計

D. C. Generator Type Dynamometers

立石貞夫\*  
Sadao Tateishi

## 内容梗概

直流電気動力計として最近特に注目されているものに高精度形と高速度形の二つがある。高精度電気動力計は主として流体機械の高効率化研究用として用いられ、精度0.1%程度のもので実用化されており、また高速度電気動力計は主として内燃機関の高速化に応じてその性能試験のために出現したもので、すでに13,000 rpmのものが製作されさらに高速化の必要に迫られている。本文ではこれら特殊電気動力計の問題点とその解決策ならびに実際の製作例について述べた。

## 1. 緒言

電気動力計は水車、ポンプ、内燃機関、電動機などの入力や出力を実測して効率を測定するのに広く用いられており、特に直流発電機形（被測定機の出力を実測する）および直流電動機形（被測定機の入力を実測する）電気動力計は速度あるいは回転力の広範囲でしかも微細な調整に応じられるため、古くから最もよく用いられている。

最近水車、ポンプなどはますます高効率のものが要求され、これらのモデル試験の際には動力測定の精度が問題となり、測定誤差0.1%程度の高精度を要求されるのが普通である。このような要求に対しては従来のいわゆる普通形の動力計では用をなさず測定機構はもちろん、各種の構造に慎重な考慮が必要である。

次に最近の内燃機関、特に競走用オートバイエンジンなどでは高効率化のためクランク軸の回転数はすでに10,000 rpmを越え、ますます高速化の機運にある。この場合のエンジン出力の測定方法としては減速機を介して低速軸で測定する方法もあるが、簡単でかつ精度の高い測定を行うには直接クランク軸で計測することが望まれる。このためすでに13,000 rpmの電気動力計が出現しており、エンジンとともにさらに高速化に向っている。高速度電気動力計の問題は言い換えれば主として高速度直流機としての振動、整流、温度上昇、軸受給油などの問題である。

以下本文ではこれら特殊電気動力計の問題点とその解決策ならびに製作実例につき述べて関係各位のご参考に供する。

## 2. 高精度電気動力計

### 2.1 動力計の原理と精度

第1図は動力計の原理を示す説明図である。図は立形の場合を示しているが横形の場合も原理的に全く同じである。

軸の毎分回転速度  $N$  (rpm) および回転力  $T$  (kg-m) を実測すれば負荷軸をつたわる動力  $P$  (kW) は

$$P = \frac{1}{973.76} \times N \times T$$

から計算により求められる。この式より明らかなように  $N$  および  $T$  各々の測定誤差が問題であり、 $P$  を0.1%の誤差に押えるためには  $N$  および  $T$  おのおのには約0.05%以下の誤差しか許されないことになる。

$N$  の高精度測定は比較的簡単である。もちろん従来の普通形動力計に使用されている発電機形回転数計などでは回転計駆動部のすべり、目盛の刻み誤差あるいは読み取り誤差などにより数%の誤差は不可避であり、さらにこれら回転計を駆動する動力が回転力測定誤差の一部となるので使用できないのであって、後述の計数形回転計

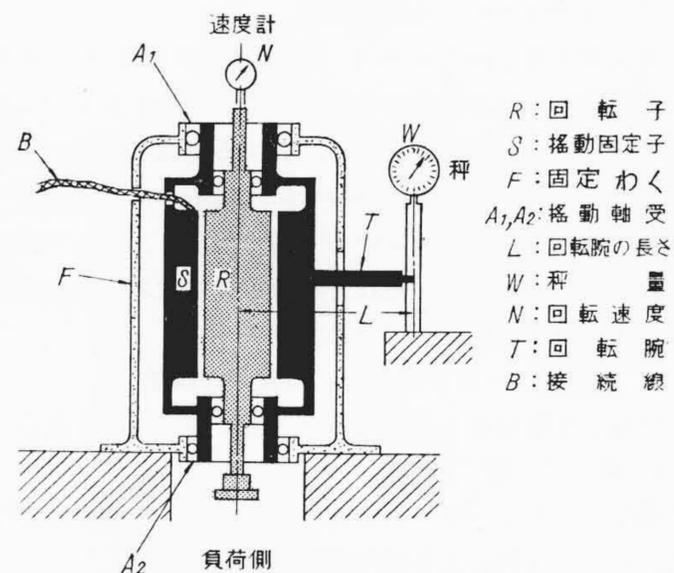
を用いる必要がある。

一方、 $T$  の高精度測定は測定器の精度のほかに動力計の本体機構そのものが問題となるので、後述のような特殊の考慮を払う必要がある。

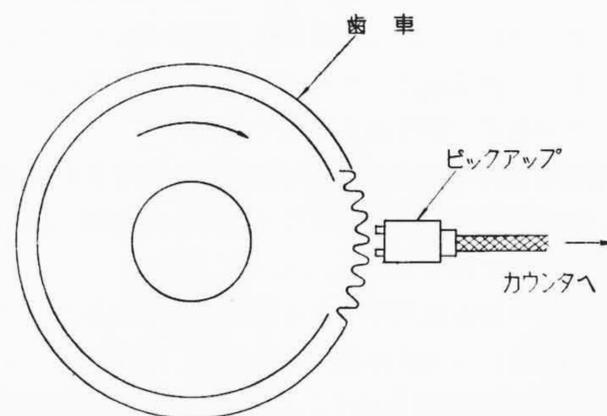
### 2.2 回転速度の測定

軸の回転速度は計数形回転計によって簡単に高精度測定を行うことができる。その一例を第2図に示す。同図で被測定軸には適当な歯数の軟鋼歯車が取付けられており、これに磁石式のピックアップが非接触状態で対向している。歯車が回転しピックアップを通過する歯数をパルスにして取出しこれを一定時間の中で計数すれば回転速度を求めることができる。計数誤差は歯数で±1であり、歯車の歯数および計数時間を適当に選べば十分高い精度の測定が可能である。

なお、ピックアップの電磁力および歯車との間げきに生ずる空気摩擦による回転力測定誤差は無視できる程度の小さい値である。



第1図 動力計の原理説明図



第2図 計数形回転計

\* 日立製作所日立工場

### 2.3 回転力の測定

回転力は第1図で回転子 $R$ の回転力の反力として表われる揺動固定子（以下固定子と略する）の回転力を回転中心からの一定の長さ $L$ のところにおける力 $W$ として実測する。回転力は

$$T = W \times L$$

で求められる。

これらより明らかなように回転力 $T$ の測定誤差としては次のようなものが考えられる。

#### 2.3.1 回転子の反力が固定子に表われないもの

これは主として回転子の冷却扇による風が固定子の窓を抜けて外に出て行き外気から回転方向の反力を供給されるものである。これを除くには測定時のみ一時通風を遮断して回転子と外気との接触を断てばよく、風損防止装置として古くから行われているものである。あるいは冷却扇による排気が外気により回転方向の反力を受けることのないように排気孔に動力計の軸方向あるいは放射方向の風のガイドを設けることによってもほぼ完全にこの誤差を除くことができる。

#### 2.3.2 固定子に発生した反力のうち秤へ伝わらないもの

主として固定子の揺動軸受、すなわち第1図 $A_1$ ,  $A_2$ の静止摩擦および電気配線 $B$ のたわみ剛性によるものである。

##### (1) 揺動軸受

従来 $A_1$ ,  $A_2$ として用いられていた球軸受あるいはコロ軸受では球またはコロによる軌道面の圧痕、グリースの劣化、固化、あるいはよごれなどに起因して静止摩擦回転力は定格回転力の数%に達することがある。

これを小さくするには

(a) 第3図に示すような2重球軸受を用いて中間レースをゆっくり回転させることにより静止摩擦から動摩擦に変えることによる方法

(b) 油圧浮動方式

(c) 圧搾空気による浮動方式

の3方式が実用されており、いずれも摩擦係数は $10^{-6}$ 程度で、これらを採用すれば実用上摩擦回転力は無視できるものとなる。

(2) 接続線 $B$ のたわみ剛性を除去するには水銀接点を用いるとほぼ完全であるが、大電流の場合には構造および取扱がやっかいである。通常は可とう線をゆるく長く配線し、かつ平衡錘により配線の重量を十分相殺するなどの慎重な処置により無視できる程度の誤差に押えることができる。

#### 2.3.3 回転腕（トルクアーム）の長さの誤差

これは工作精度を上げればほぼ無視できるものとなる。

#### 2.3.4 秤の誤差

普通用いられるバネ秤あるいは自動秤では十分な精度は期待できないので、天秤による絶対測定を行う必要がある。

### 2.4 製作例

ポンプ入力測定用として最近完成した70 kW 1,000/3,000 rpm 高精度電気動力計につき大要を述べる。この動力計は測定精度0.1%を目標として製作された。おもな特長は下記のとおりである。

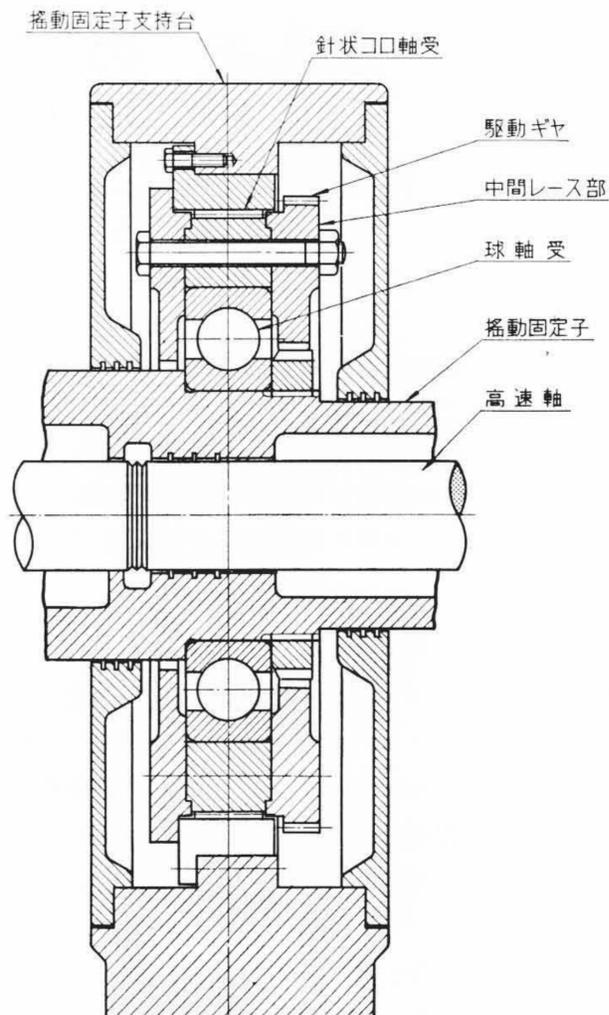
(1) 回転数の測定にはアナログ、計数の両方式が用いられ、必要に応じて計数式で精度高く測定できる。

(2) 定速度制御用速度発電機は動力計と固定子を共通にしてあるから、速度信号動力は動力計の一部として計測され、測定誤差とならないようになっている。

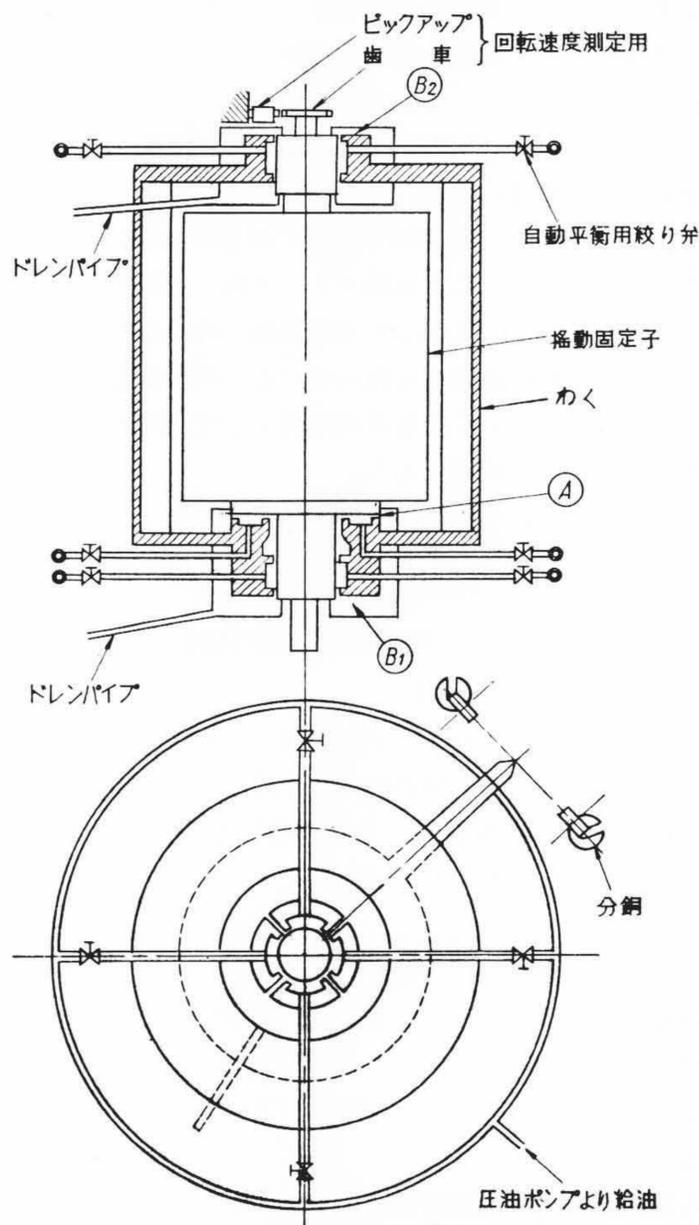
(3) 回転力の測定は天秤による絶対測定である。

(4) 揺動軸受には油圧浮動方式を採用している。

第4図は原理的な構造を示す。 $A$ ,  $B_1$ ,  $B_2$ が油圧浮動軸受であり、揺動固定子を $A$ で押し上げ $B_1$ ,  $B_2$ で半径方向の中心付近にささ



第3図 電気動力計の揺動固定子支持軸受構造図



第4図 油圧浮動軸受式電気動力計構造説明図

えることにより揺動固定子全体は油中に浮んだ状態となる。圧油の一次圧力は $10 \text{ kg/cm}^2$ で、 $A$ 軸受の室内は $6 \text{ kg/cm}^2$ 、 $B_1$ ,  $B_2$ 室内の平均圧力は $5 \text{ kg/cm}^2$ である。第5図は $B_1$ ,  $B_2$ の自動調心力

特性、また第6図は工場試験中の写真を示す。

### 3. 高速度電気動力計

#### 3.1 高速度電気動力計の進歩

数年前までは動力計、あるいは一般に直流機の最高回転速度はごく小容量機を除きせいぜい、8,000~10,000 rpm でありであった。高速となると遠心力に対する機械的強度、軸受給油などのほか、直流機としての整流、各部温度上昇などが問題となる。これら諸問題は最近の材料の進歩、あるいは工作、設計技術の進歩などにより一つ一つ解決され、被測定機の要求に応じてついに 13,000 rpm 15 kW の高速度電気動力計を完成し、さらに高速に進む機運にある。以下これら高速度電気動力計の各部につき問題点とその解決策につき述べる。

#### 3.2 問題点とその解決

##### 3.2.1 軸および電機子鉄心

直流機では軸のたわみ共振に相当する回転速度、すなわち危険速度は機械の定格速度以上にすべきであるから、高速機では一般に軸径は電機子直径に対して比較的大きなものとなる。一方電機子鉄心の内径に生ずる遠心力による最大円周応力は、外径が与えられると内径が大きいほど大きくなり、最近の高速機ではこの値はほぼ鉄心材料の設計許容応力限界値付近にある。この応力をできるだけ小さくするために鉄心は軸に直接かん合して内径を小さくし、また切欠効果を避けるためには鉄心円周に回り止めくさびは設けないほうがよい。

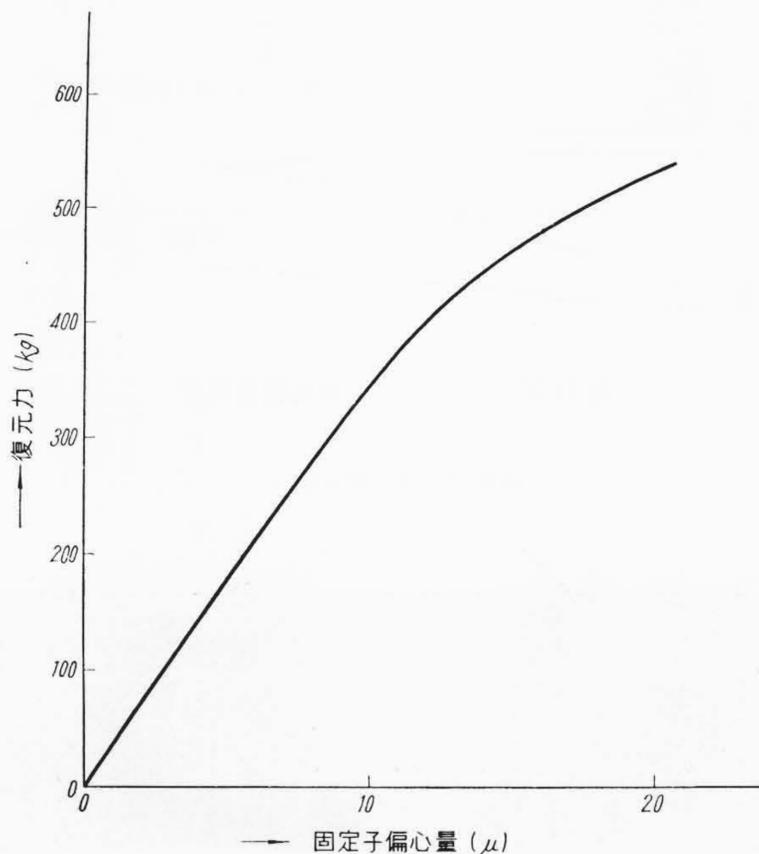
鉄心材料としては鉄損が少なく機械強度の大きな高級冷間圧延ケイ素鋼板が適しており、軸および鉄心押え板などで、もれ磁束の影響を受ける部分は非磁性材料を使用して磁束漏えいを減じ、鉄損による局部過熱などが生じないようにしなければならない。

##### 3.2.2 軸受

動力計の高速軸受としては例外なくころがり軸受が採用されるが、最近の高速機では

軸受中心径 (mm) × 定格回転速度 (rpm)

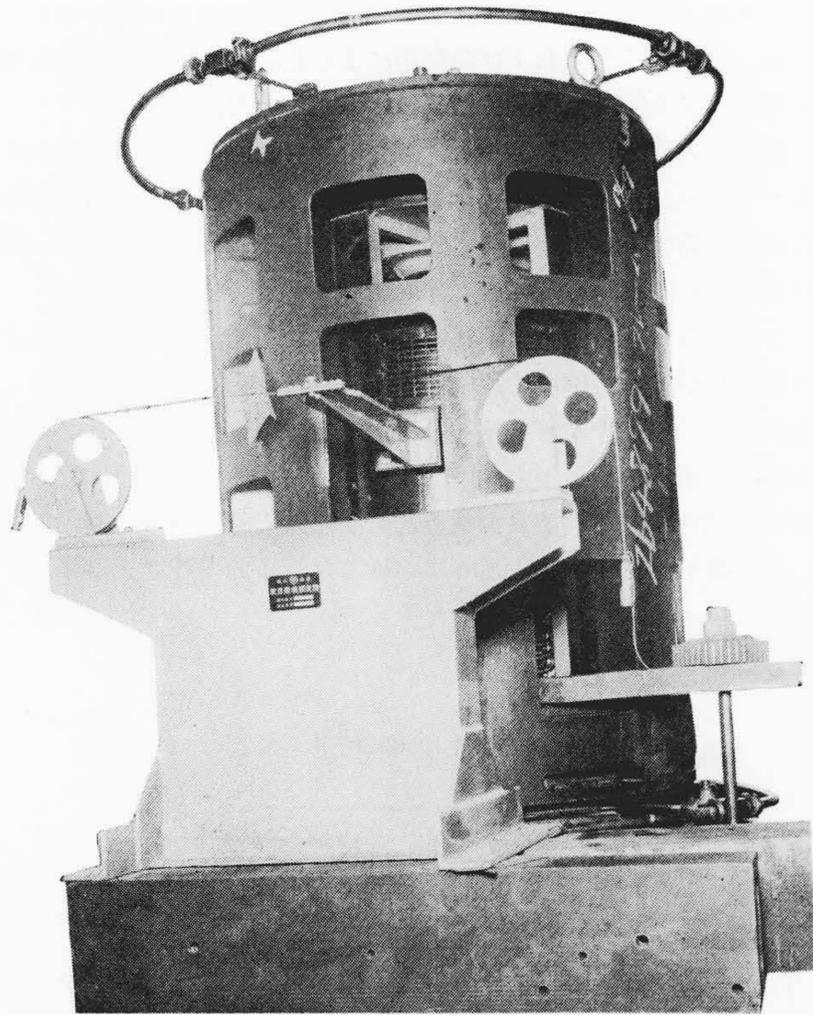
の値は  $100 \times 10^4$  以上となるものがあり、この値は通常のグリース潤滑軸受の許容限界値に対して約3倍、また油浴あるいは滴下給油方式のものに対して約2倍という大きな値であるから特別な注意が必要である。



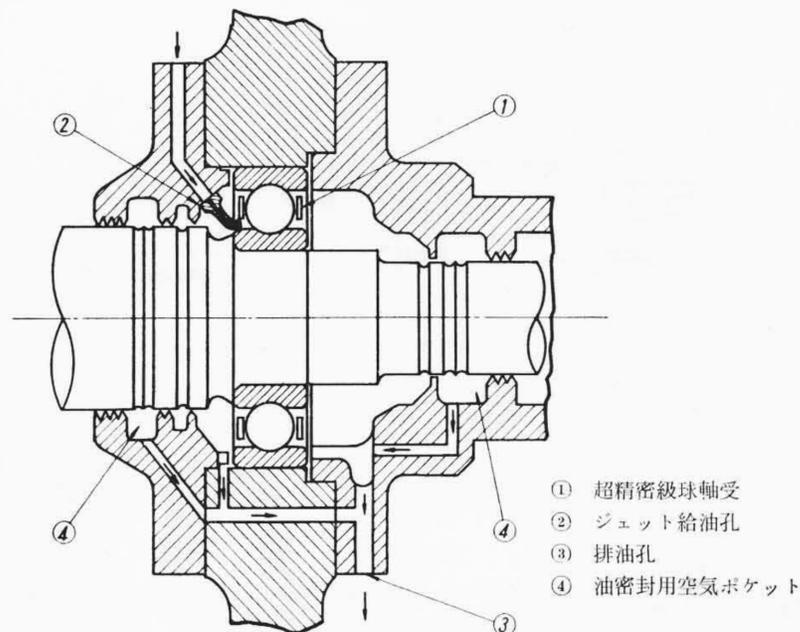
第5図 ラジアル軸受自動調心力特性曲線

- このような高速軸受の潤滑方式についての一般的な考え方は、
- (1) 給油量はある程度少ないほうが軸受の温度上昇は低く、密封も簡単であるが焼付の危険性は大きい。
  - (2) 給油量が多いと温度上昇は比較的高くなるし密封も面倒であるが焼付の危険性は少ない。
  - (3) 上記の油量が多いと温度上昇が大きくなるのは軸受による油かくはんによるものであり、これを防ぐには排油を巧みに、かつ強力に行なう必要がある。
  - (4) 軸受球の公転速度が高いから給油は高速ジェットにして転動面に強力に押し込む必要がある。
  - (5) 油の粘度は低いほうがよい。

第7図はジェット給油軸受の一例を示したもので、図において軸受①は超精密級軸受、②は給油ポンプにつながるジェット噴射孔で、内輪と保持器との間に向け強力に注油する。③は排油孔で排油ポンプにつながる。



第6図 70 kW 電気動力計  
(油圧運動軸受式)  
220V 1,000/3,000 rpm



第7図 高速軸受給油および密封方法

密封方法は第7図の④に示すような空気ポケットを設け、排油孔を介して排油ポンプに連絡して、このポケット内の圧力を低く保つことにより油の漏出を防ぐことができる。一般に軸受密封部に近接して継手あるいは整流子などがあり、これらの高速回転による吸出効果があるが、これは上記ポケット内の圧力を大気圧より0.1~0.2 kg/cm<sup>2</sup> 低くすることにより十分防止できる。

3.2.3 整流子

整流子はいわば直流機の心臓部であり、高速機では強度あるいは性能が特に重要となる部分である。

整流子の構造としては、中低速の直流機では、第8図のV環方式、中高速機では第9図の締付環方式が採用されているが、特に前者では整流子外径に比べて軸の径を比較的小さくする必要があり、超高速機のように外径は周速よりの制限を受け、一方内径は軸の必要太さで制限を受ける場合には採用できない場合がある。第10図はこの難点を解決する方法の一例で、この方式によると整流子片の内側は直接マイカ絶縁を介して軸にかん合しているため、整流子の外径に対して大きな軸径が採用できる利点を有している。端板は遠心力および熱膨脹による整流子の一種の呼吸現象に対して緩衝作用を与えるためバネ作用をもたせている。

整流子表面の整一は高速機では特に重要なことである。いわゆるハイパー、ローバーがあるとブラシのしゅう動接触が害されるため火花発生が大となるので、高速運転は全く不可能となる。第11図はハイパーと整流特性の関係を示す一実験例である。

このような面の不整は高速回転時の遠心力あるいは熱膨脹により締付環が拡大し整流子片間の面圧不足をきたすために生ずることがあり、絶縁マイカの枯らしなどは十分念を入れて行う必要がある。整流子面の最後の仕上げには日立製作所では高速回転中の面の凹凸をマイクロ波表面検査器により検査して良否を判定している。第12図は13,000 rpmにおける整流子面の状態を示すマイ

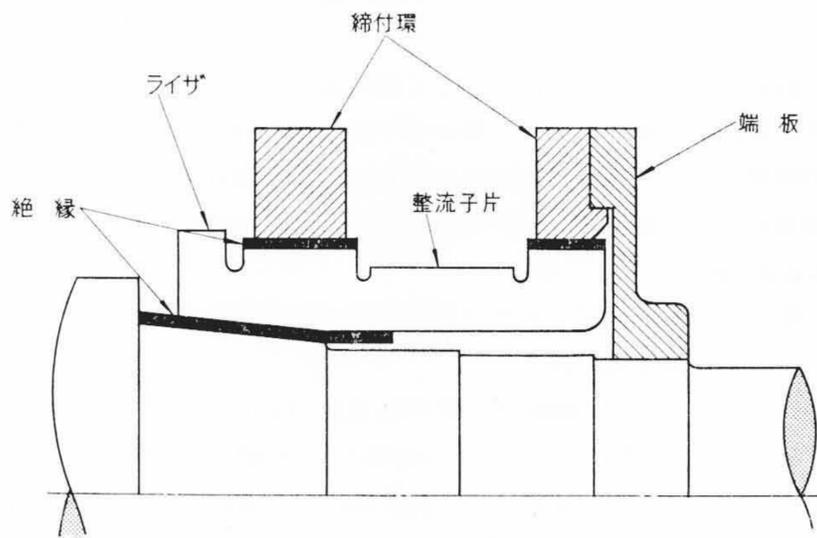
クロ波表面検査器による写真である。

3.2.4 ブラシおよびブラシ保持器

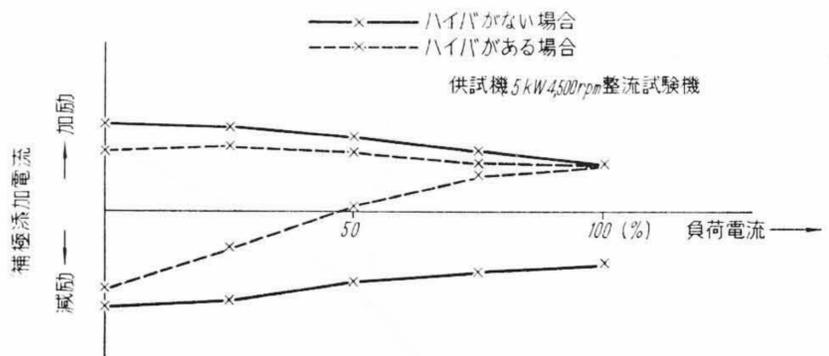
高速機では必然的にリアクタンス電圧が高くなるという主として電気的原因のほか、機械の振動あるいは整流子面の周速が大きいためブラシのしゅう動接触が不良になるなどの主として機械的原因と相重なって整流が困難となり、過大な火花発生となりやすい。そして一般に高速機の火花発生の主原因は後者、つまりブラシのしゅう動不良による場合が多い。

ブラシのしゅう動接触を困難にする因子としては整流子面の凹凸、整流子片一枚ごとの通過による励振効果、機械自体の振動などがあり、ブラシおよびブラシ保持器はこれら各種の励振力または障害に対して十分応動的であるとともに、吸振性を有する必要がある。このためブラシでは粘性が大きくて弾性率の低いもの、またブラシ保持器では複式バネ方式のものが適している。第13図は複式バネ方式の超高速用ブラシ保持器を示しており、ブラシの高さは比較的安くしてブラシの応動性を上げている。

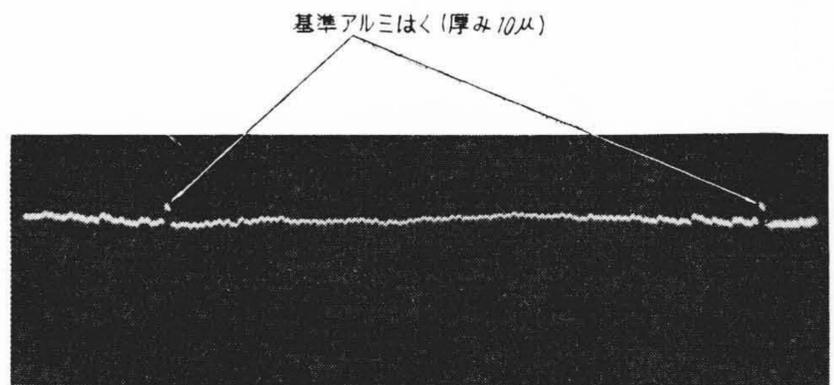
ブラシおよびブラシ保持器のしゅう動接触性能は接触障害度によって判定する。これは模擬整流子上をしゅう動させるブラシに直流電流を通じ、その電流値が環の回転中に接触不良によりどの程度脈動するかをmA単位の数値で表わすものである。第14図は普通のブラシ保持器と超高速形ブラシ保持器について接触障害度を比較して示したものである。



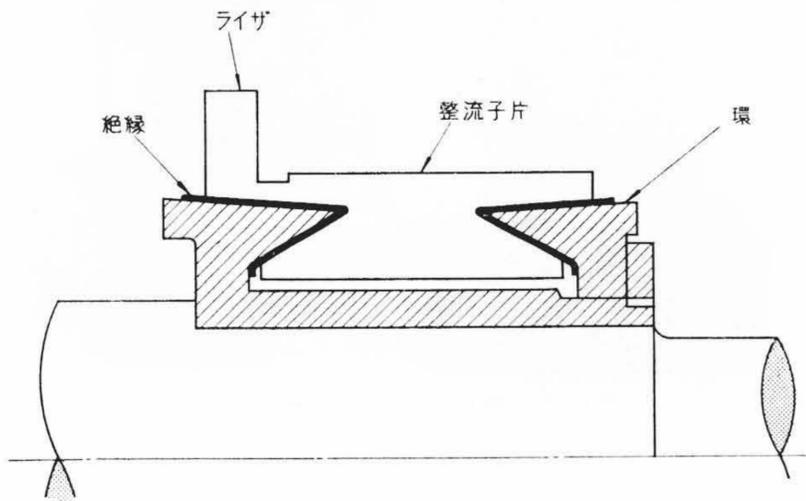
第10図 超高速機用整流子



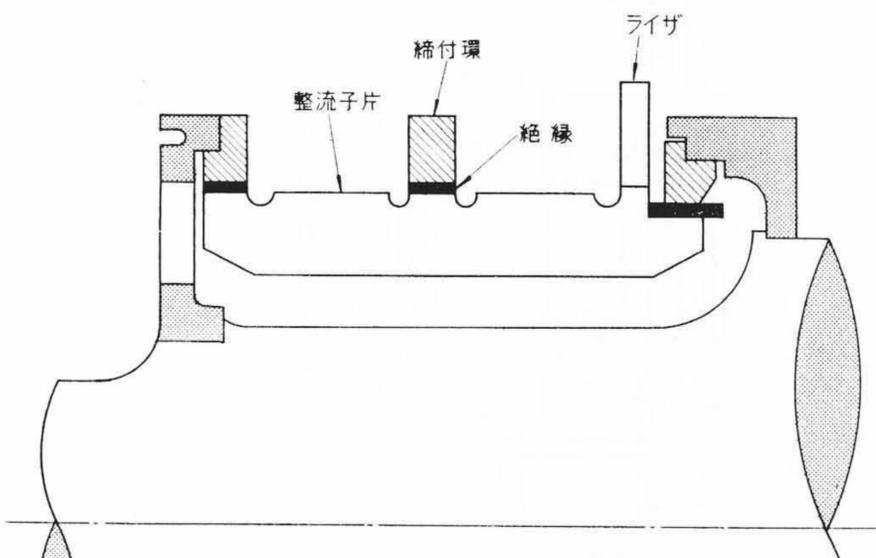
第11図 ハイパーと無火花整流帯



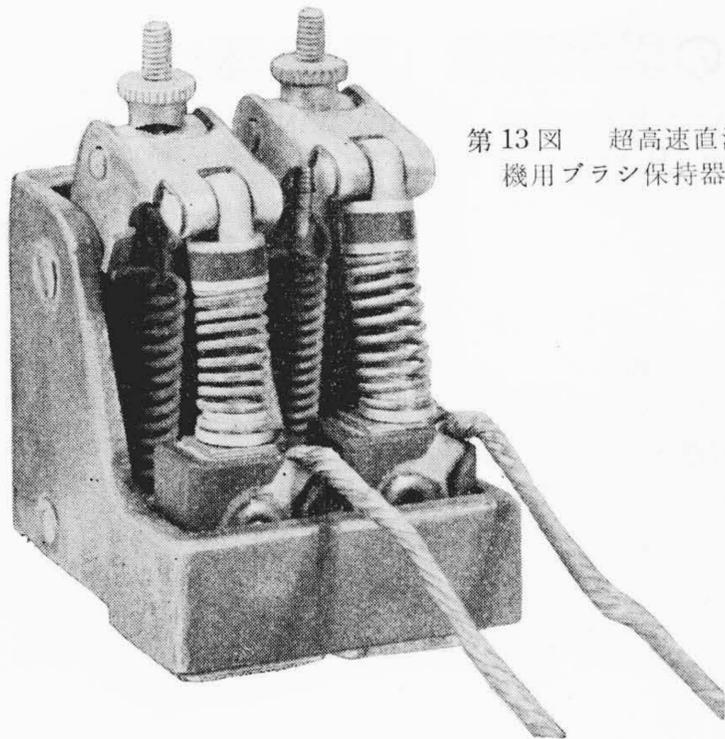
第12図 高速回転中における整流子表面のマイクロ波写真



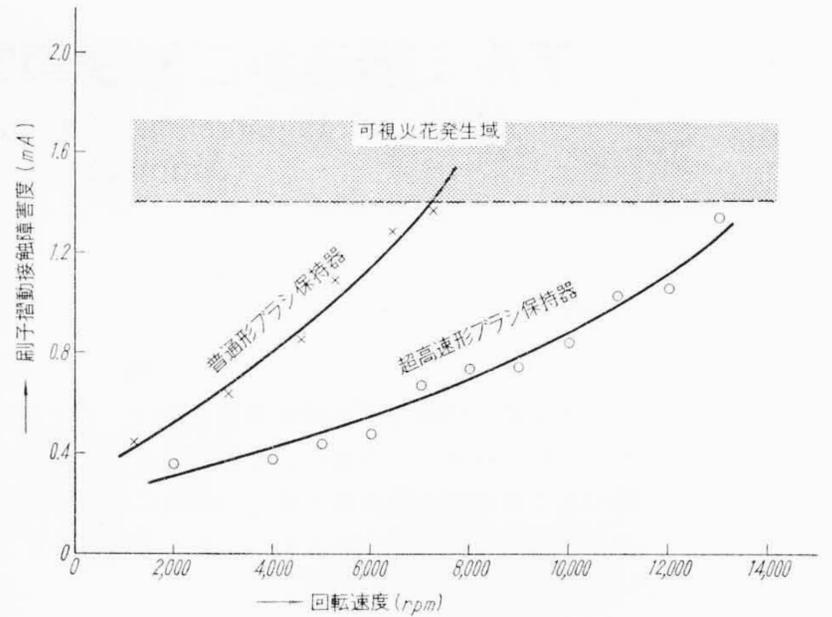
第8図 V環締付方式の整流子



第9図 締付環方式の整流子



第13図 超高速直流機用ブラシ保持器



第14図 接触障害度比較

3.2.5 通風

中低速の電気動力計では通常自己の回転子に取付けた冷却扇によって通風するが、高速機では冷却扇の強度、回転子の平衡、あるいは騒音などの点より自冷却扇は不利であり、別に設けた他冷却扇によらねばならない。

他冷却扇の取付方法には揺動固定子に直接取付ける方法と揺動固定子とは切離して床盤上に取付ける場合があるが、高速機では機械の寸法に比較して一般に内部の熱発生が大きく、それだけ機械本体に対して比較的大きな冷却扇が必要となるので後者の別置きとなる場合が多い。この場合回転力測定誤差を小さくするために扇の吐出部の風速分布を均等にするようにたとえば整流板を設けるなどの考慮が必要である。

3.2.6 回転速度の測定

普通の中低速動力計におけるように接触式ダイナモ速度計は高速回転のため取付がやっかいとなるので、非接触式とするのがよい。この場合もさきに述べた計数形を採用すれば回転数に制限がなく、正確な測定が可能となるので理想的である。

3.2.7 回転力の測定

従来使用されてきた重錘式自動秤を用いる場合には機械からの振動に対して十分防振を考慮しておく必要がある。

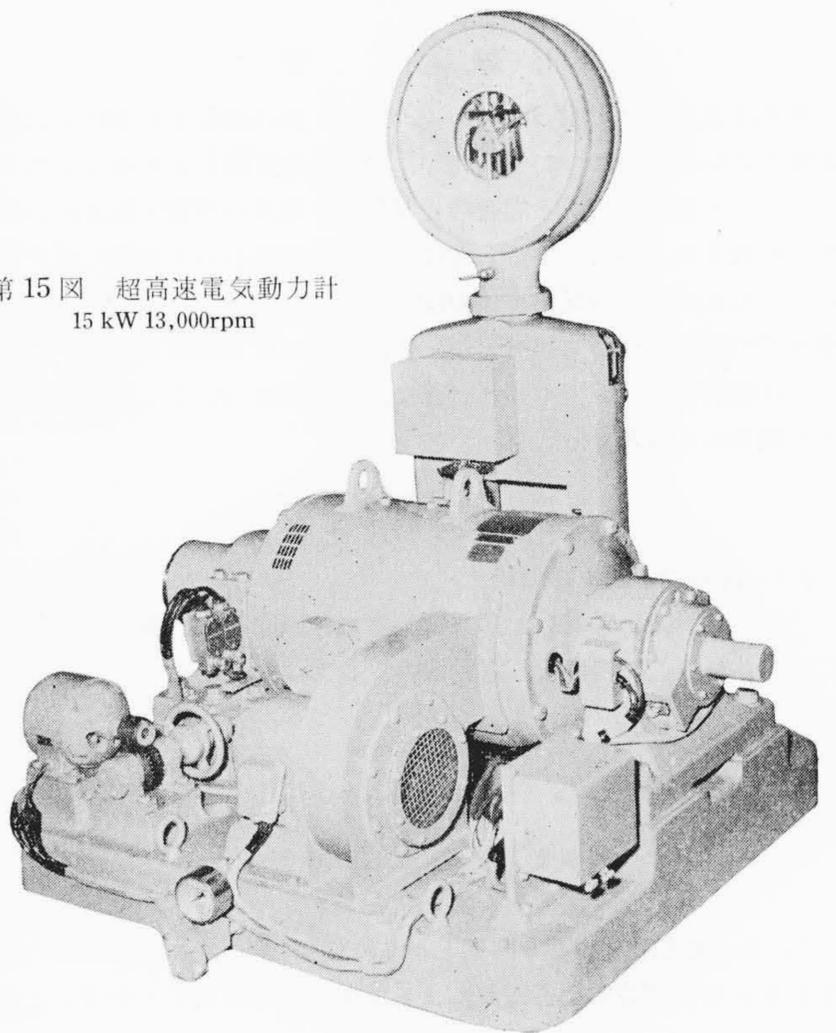
なお、高速機に限らないが最近では回転力の遠隔測定あるいは記録のため回転腕の変位角をサーチコイルあるいはロードセルなどで検出して電氣的に遠隔指示するとか、回転数との積として動力を演算表示することなども行なわれている。

3.3 製作例

第15図は本田技研工業株式会社へ納入した13,000 rpm 15kW 電気動力計の外観を示す。本機の設計製作は大体3.2において述べたとおりであるが二、三補足すると

- (1) 通風は別置形他冷却扇により、整流子側から押し込み整流子側から排出するようにした。この方式は整流子の冷却に重点をおいたものであるが、ブラシ粉による内部巻線の汚損に対しては絶縁の強化によって対処している。
- (2) 電機子の絶縁にはF種を採用し、コイル押えには強力な特殊ガラス積層板を使用した。
- (3) 軸受給油には2 kg/cm<sup>2</sup> のジェット給油と、-0.5 kg/cm<sup>2</sup> の排油を行って軸受潤滑および漏油防止を万全としている。
- (4) 負荷との組合せには中間に弱点切込みを設けたトーションバーを介して行なっており負荷側からの不慮の過大トルクから保

第15図 超高速電気動力計  
15 kW 13,000rpm



護している。

本機の工場試験結果によれば、13,000 rpm における振動は最大部で全振幅数  $\mu$  であり、軸受温度上昇は約 30°C で整流も良好であった。

4. 結 言

以上最近の直流電気動力計として著しい進歩を見せた高精度形および高速度形2種の電気動力計について設計、製作の要点と実際の製作例について述べた。高精度形電気動力計では油圧軸受、計数形速度計などの採用により測定誤差は0.1%程度に達している。高速度形電気動力計では材料あるいは設計、製作技術の進歩によりすでに13,000 rpm のものも製作されており、今後の需要に応じてさらに高速化に進むものと思われる。

参 考 文 献

- (1) D. Firth: Engineering May 20 P. 628~630(1955)
- (2) H. A. G. Eletcher, J. Bamborough: Engineering Dct. 31 P. 582~584 (1958)
- (3) 一木, 石川: 日立評論 43, P. 847~851 (昭36)