

容量型振り振動計の特性とその応用

山 口 功*

(昭和43年 6月29日受理)

1. ま え が き

振り振動計の型式としては、機械的方法によるものとして Geiger Torsigraph, DVL Verdrehschreiber, Cambridge Torsional Vibrograph 等¹⁾があり、電気的方法によるものは多くは実験室的であるが、従来から多く利用されているものに電磁型等²⁾³⁾⁴⁾があり、それぞれ特徴がある。

従来回路の安定性に問題があつた容量変換器について、最近安定したものが得られるようになったので、筆者は静的較正のできるという重要な長所を有し、機械的反作用がなく、微小振動の計測に便利で感度も高くすることができる等の特徴を利用して容量型変換による振り振動計を試作した。

本報告では、その静的および動的較正による特性と問題点を検討して実用性を確かめると同時に、応用面について若干の提案をするものである。

2. 原理および構造

第1図に示す回転軸 R にこれと共通の軸のまわりに自由に回転できる慣性モーメント J をとりつけ、渦巻ばね k の一端を R に他端を J に固定すれば、 J は軸のまわりに振り振動をする振り振子を構成するから、軸 R の回転速度の変動に対し J は相対角変位を生ずる。

いま、空間に対する R の角変位を ϕ_1 、 J の角変位を ϕ_2 、振り振子の慣性モーメントを J 、渦巻ばねのばね定数を k 、振り振子の減衰係数を c として、 R に $\phi_1 = a \cos \omega t$ を与えれば

R と J との相対角変位 $\theta = \phi_2 - \phi_1$ となるから

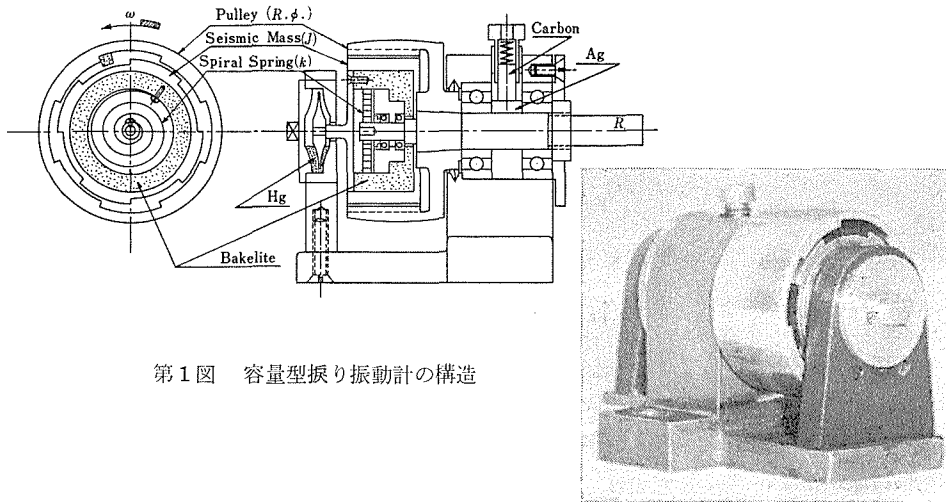
$$J\ddot{\theta} + c\dot{\theta} + k\theta = -J\ddot{\phi}_1 = J\omega^2 a \cos \omega t$$

よりこの解は

$$\theta = \theta_0 \cos(\omega t - \delta),$$
$$\theta_0 = \frac{a\lambda^2}{\sqrt{(1-\lambda^2)^2 + (2\gamma\lambda)^2}}, \quad \tan \delta = \frac{2\gamma\lambda}{1-\lambda^2}.$$

ここに $\lambda = \frac{\omega}{\omega_n}$, $\gamma = \frac{c}{c_c}$

* 機械工学教室、助教授



第1図 容量型振り振動計の構造

ω : 振り振子の固有円振動数

c_c : 臨界減衰係数

いま $\lambda = \omega/\omega_n \gg 1$ であれば $\theta_0 \doteq a$ となるから、相対角変位 θ を対向面積の変化による容量変化として検出すれば、記録されたものは、 R の振動 $\phi_1 = a \cos \omega t$ に対し $\theta = a \cos(\omega t - \delta)$ となり、位相 δ おくれた全く同じ角変位となる。

この原理に基づいて容量型振り振動計を試作したが、その際構造および製作上注意した点をあげれば、次の通りである。

(a) R の慣性モーメントが被測定体および運動伝達機構に与える影響をできるだけ少くする様軸部分以外は Al 製とし軽量化を工夫した。

(b) J の電極を静止外部にとり出す場合、固体摩擦を振り振子に与えたくないのに、水銀集電子を用いたが、これは J に減衰を附加することにもなるから好都合である。

(c) 接地測の集電子として球軸受を代用すると、第2図の如く球の接触変化があらわれて工合が悪いので、銀カーボン ブラッシを用い、これによる摩擦抵抗をできるだけ少くする様、ばね力を調整できる構造とした。

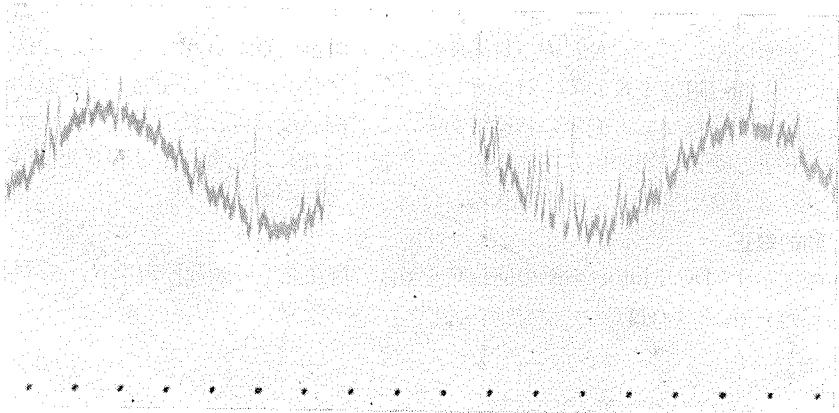
(d) J と R との相対運動には球軸受を用いたが、この粘性抵抗のみでは J 、 k に比し小さいので、粘度の高い油を使用して粘性減衰を附加する必要がある。

(e) ばね定数 k の値を小さくすれば使用範囲の下限は広まるが、小さきに過ぎると雑音の原因になる運動の影響を受け易くなるし、又零変位点が不安定になるから、適当の値のものを選定する必要があるから、数種類より選択した。

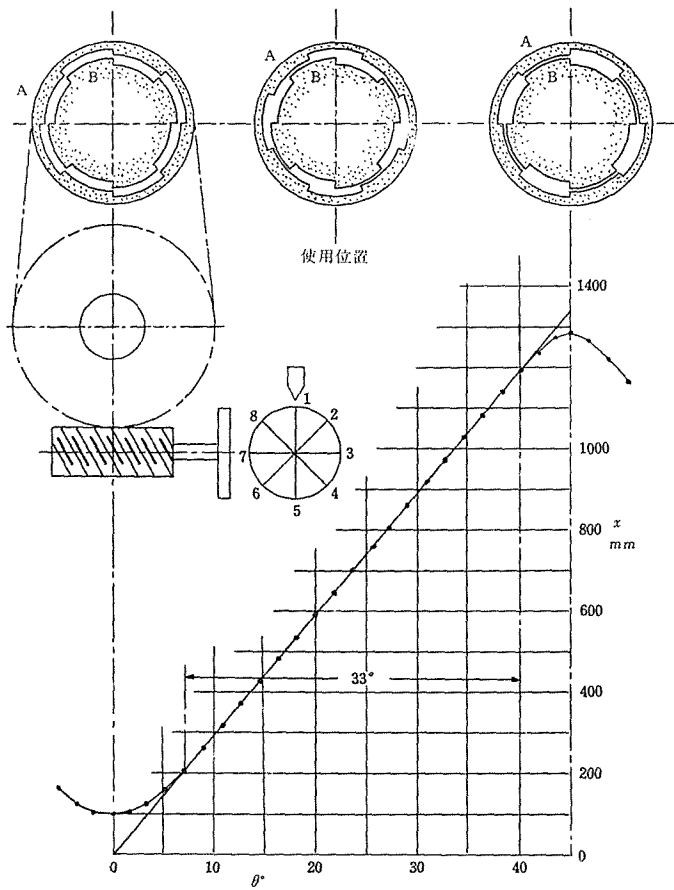
(f) J の円周方向以外の変位はすべて雑音になるから、設計および工作の際は、特にこの点に充分の注意を払った。

3. 振り振動計の較正

I 静的較正



第2図 球軸受を集電子に用いた場合

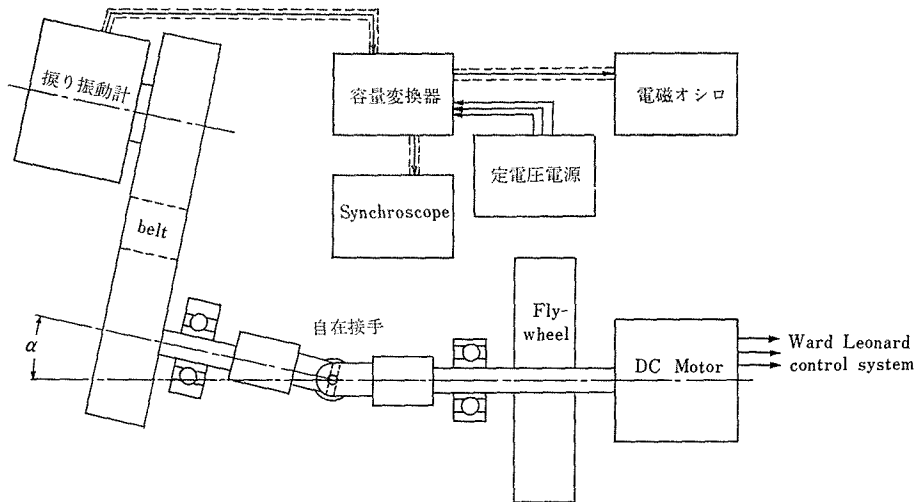


第3図 静的較正方法及び較正曲線

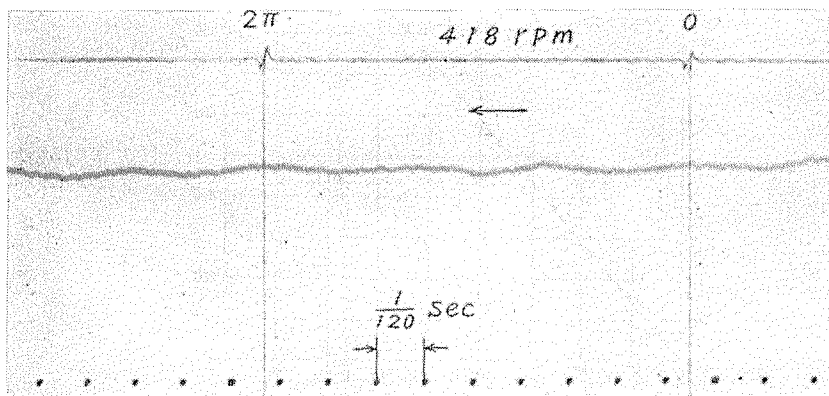
第3図に示すように J を固定し R の変位角を 200 倍にして R を動かし、記録紙上の変位との関係を求めたところ、 R と J の対向変位 33° の範囲に亘り直線関係を得た。使用の際はほぼこの中間点付近で R と J を対向せしめるようにするので、広範囲の回転数に対して対向位置がかなり移つても充分の状態である。この際感度は記録紙幅より一応 29.6 mm per degree としたが、この値が可能限界という訳ではなく、感度調整は容量変換器および電磁オシログラフでも行うことができる。

II 動的較正

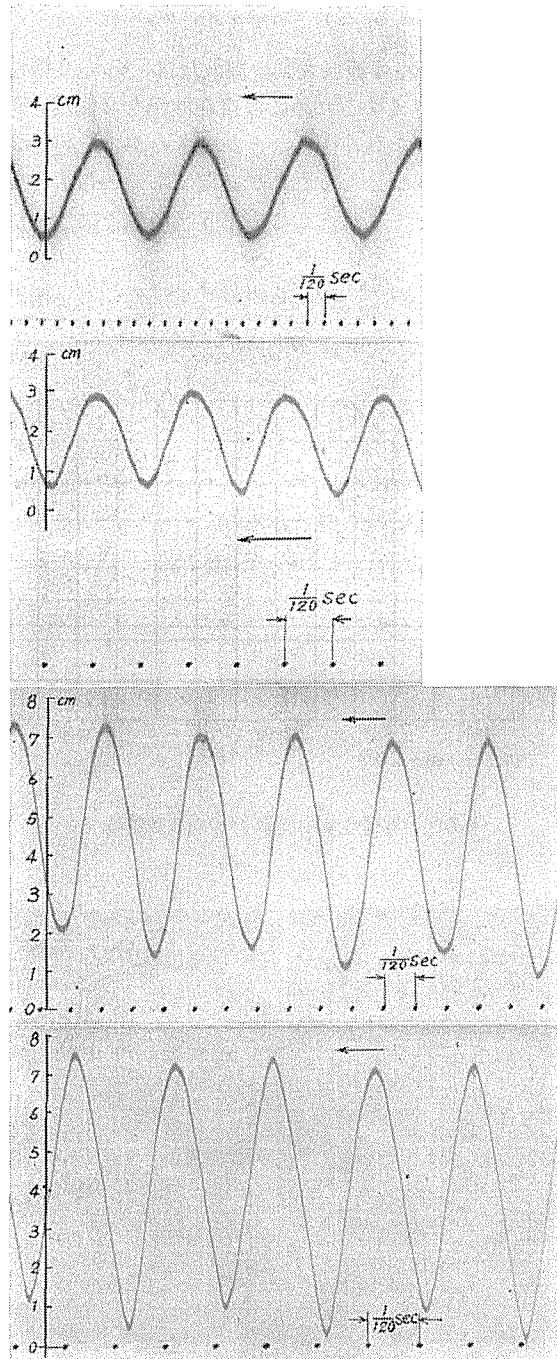
第4図に示す DC Motor の軸の回転角を ϕ_1 、自在継手の軸の傾角を α 、振動計入力軸の回転角を ϕ_2 とすれば



第4図 振り振動計の動的較正装置



第5図 自在継手 ϕ_1 の速度一定の状況



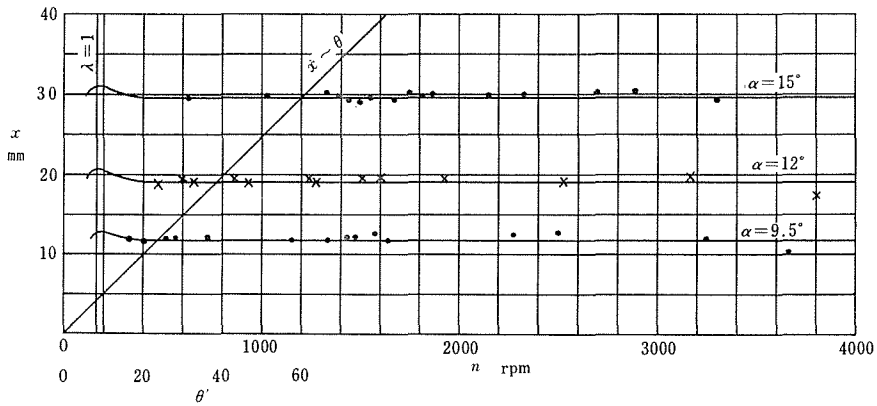
第6図 動的校正記録の一例

$$\tan \phi_2 = \cos \alpha \tan \phi_1 ,$$

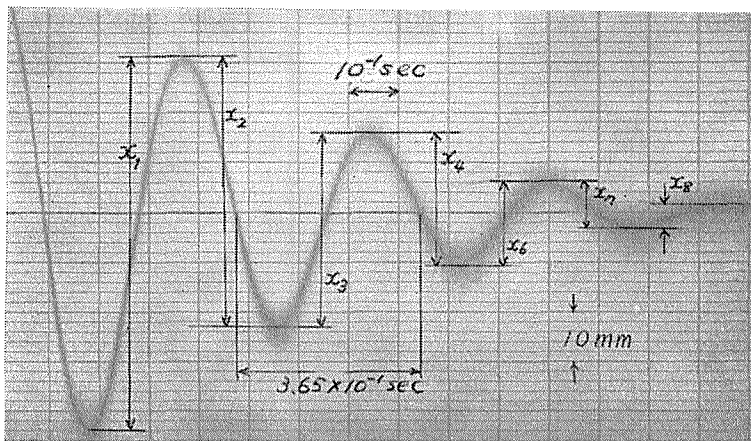
$$\dot{\phi}_2 = \cos \alpha \cdot \dot{\phi}_1 / (1 - \sin^2 \alpha \sin^2 \theta)$$

となるから、 ϕ_2 の角変動および $\dot{\phi}_2$ の速度変動の周波数は、 ϕ_1 の2倍になる。 $\phi_2, \dot{\phi}_2$ の振幅は α の函数になり、振幅を大きくするためには自在継手を2個用いればよいが、その代り雑音が増す。容量型では感度を高くすることができるからその必要はなかった。ここで駆動電動機軸を一定速度で回転せしむることが必要であるから、そのために慣性モーメントを附加した。 $\alpha = 0$ で測定してみたところ、第5図の如くになったので、ほぼこの目的が達せられているとみなしてよいであろう。

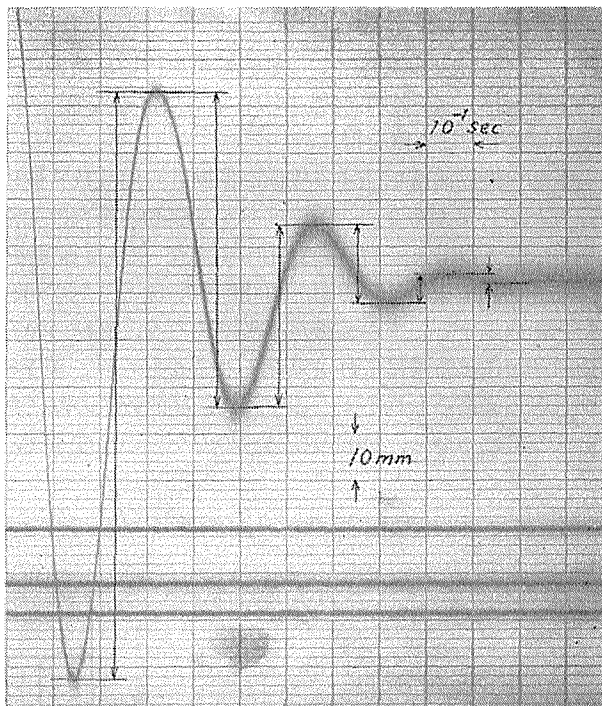
なおこの際自在継手の工作上的誤差、特に2組のピン部分の不均衡誤差は振動計入力軸 ϕ_2 の波の不均衡となってあらわれるから、選定および取付けの際には充分注意を払う必要



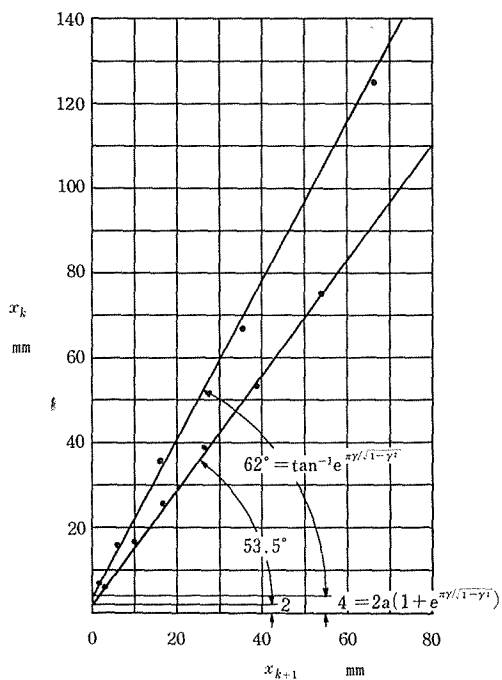
第7図 容量型振り振動計の周波数特性



第8図 振り振子の減衰振動 ($\gamma = 0.1$)



第9図 振り振子の減衰振動 ($\gamma = 0.33$)



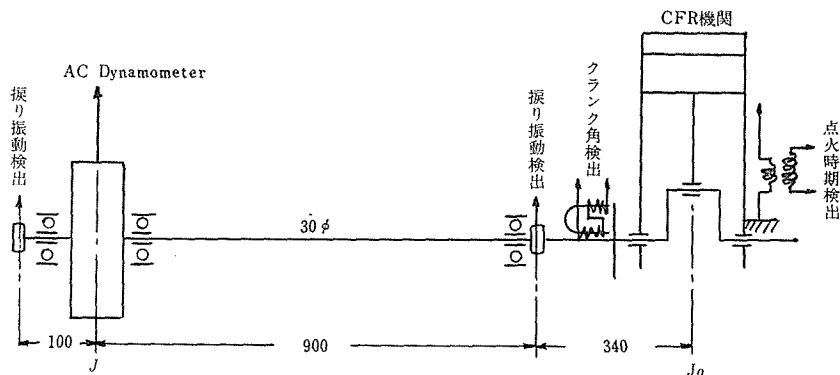
第10図 振り振子の $\gamma = c/c_e$

がある。⁶⁾

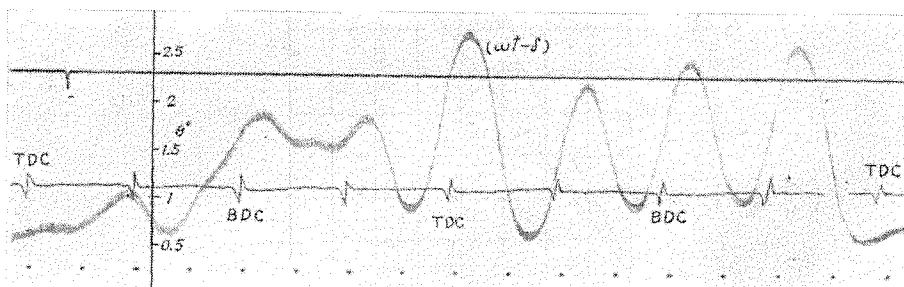
上記の諸点に注意して、 α 、 n を変数として動的校正を行つた結果の一部を第6図に示す。これらの実験結果を一括して周波数特性曲線を示せば、第7図の如くになり、ほぼ400~3000 rpmの範囲で実用できる値を得た。

この際測定目的の振動を振動計に伝達する機構が振動計の周波数特性に及ぼす影響を明らかにして使用することが必要である。例えばベルト駆動の場合は非常に便利である反面ベルトの張力、材料、長さ等による特性の変化に対して充分な配意をしておく必要がある。本校正の場合ベルトによる共振の影響が3000 rpm位よりあらわれているので、実用の場合は一応この回転数以下としておく方が適当であろう。直結の場合は一般的には上限は広がるが、技術如何によってはこれより低くなることもおこりうる。

要するに振り振動が忠実にあらわれるようにすれば、動的校正の際にあらゆるノイズの影響があらわれ易いことになるから、目的の振動波のみをどの程度与えることができるか

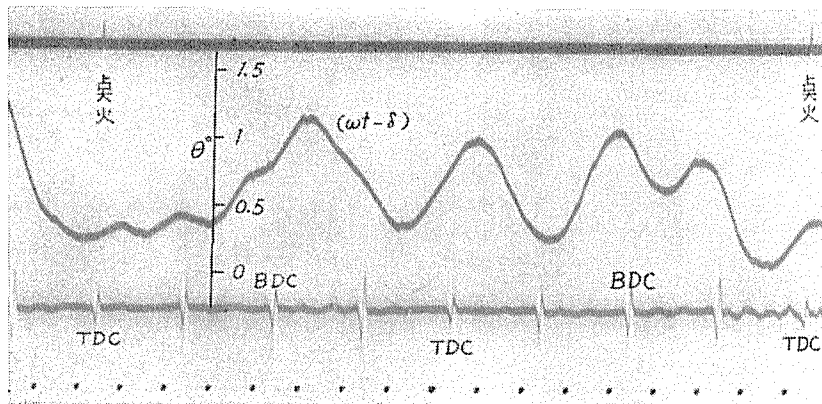


第11図 振り振動の測定実験装置



$\epsilon = 6$, Ignition 31° , 907 rpm, 開度 $\frac{3}{4}$

第12図 機関軸系の振り振動測定の一例



$$\varepsilon = 6, \text{ Ignition } 2^\circ, 900\text{rpm}, \text{ 開度 } \frac{1}{2}$$

第12図

が動的校正の最も注意すべき点であり、むづかしい点である。

J と R の間即ち振り振子の粘性減衰は、単に球軸受の潤滑油、集電子と水銀によるもののみでは少ない(第8図)から、このままでは、伝達機構その他によるノイズ混入の際の周波数特性の劣化を来すので、渦巻ばね装着部空隙に適当な粘度の油を与えて減衰を増し、第9図、第10図に示すようにほぼ $\gamma = 0.33$ として使用した。

4. 振り振動の測定

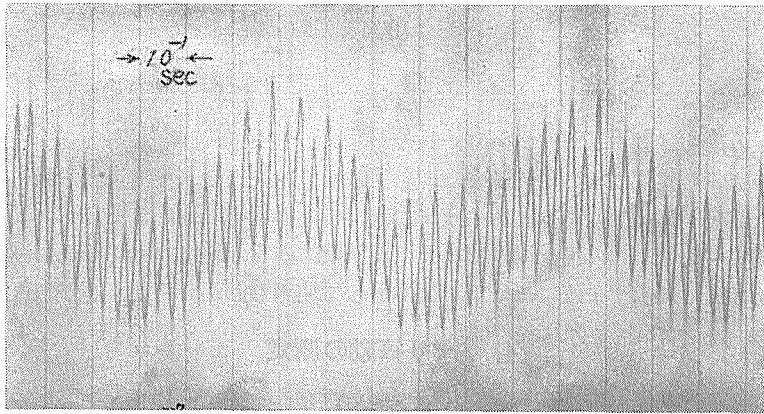
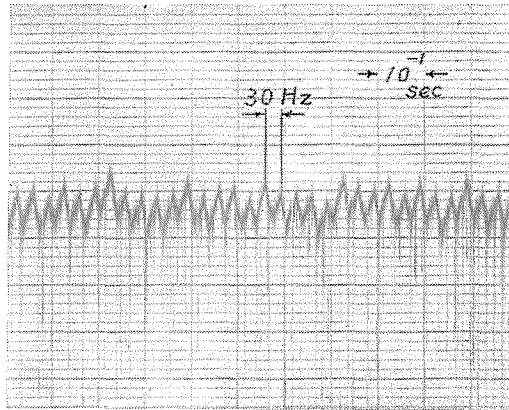
この容量型振り振動計を第11図の如き実験装置に用いて、運動条件によって振り振動がいかにか影響されるかを明かにするため、実際の機関軸系の振り振動測定実験を行ってみたが、第12図はその結果の一例である。この結果によれば、あらわれた振り振動の周波数は計算値 $64c/s$ にほぼ一致しているし、振幅も運転条件によってはかなり大きくなっていることがわかる。

5. 応 用

5.1 回転速度の変動測定

回転速度の瞬間値を測定し、その連続記録をうるには従来若干の方法⁵⁾⁸⁾があるが、この振り振動計は前述のように J と R の相対角変位を測定するものであり、 $\lambda \gg 1$ に対しては同時に空間に対する R の変位即ち回転軸の角変位を測定しているのであるから、記録された $\theta \sim \text{Time}$ 曲線はそのまま速度の変動とみなしてよい訳で、第13図はその一例を示したものである。従って定量的にはこの曲線を微分すれば、速度の変動状態の連続的記録が得られる。

動的校正の項で述べたように伝達機構のノイズの混入が容易にあらわれるということは逆に軸系における動力及び運動伝達状態の測定と解析に利用できることを示している。



$\cos \alpha \tan \phi$ 以外に noise があらわれていることを示す

第13図 速度変動測定例

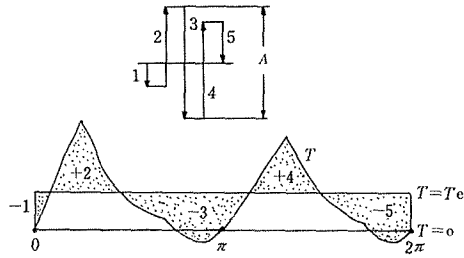
5.2 機関出力の測定

与えられた機関軸系において、はずみ車の位置における振れ角変位を θ とすれば、その点におけるトルク T は $T = K\theta$ で与えられるから、例えば第14図の如く、はずみ車の変位角の瞬間値を与えた曲線はそのままその点のトルク瞬間値の曲線とみなしてよい訳である。従って図示の $\theta \sim \text{Time}$ 曲線と全く等価である Torque-Time 曲線より、平均トルク値 T_e を求めれば、前項より求めた $\dot{\phi}_e$ とより $N = T_e \dot{\phi}_e$ から出力が求められる。

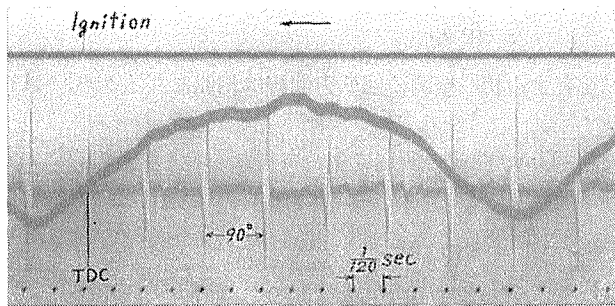
又この T_e -Time 曲線と示圧線図より得たる T_i -Time 曲線とを比較することにより機械損失の瞬間値の変化についても解析することができる。

5.3 はずみ車の設計と試験

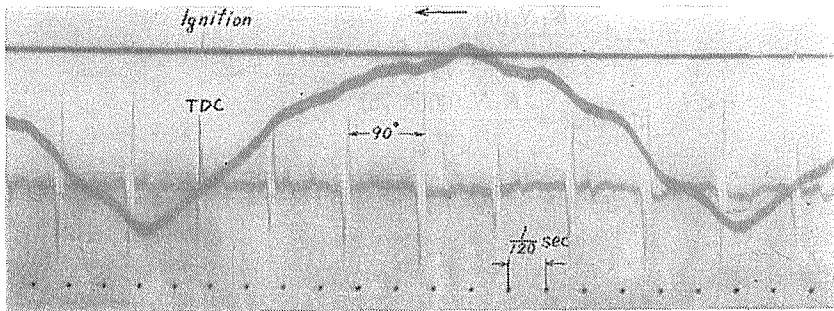
F. Sass⁹⁾ によれば



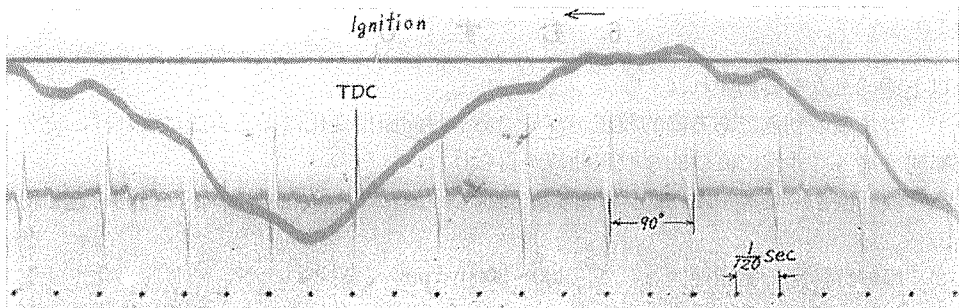
第14図 回転力曲線と変動エネルギー



$\epsilon = 6$, Ignition -9.4° , 918 rpm, 開度 $\frac{1}{2}$



$\epsilon = 6$, Ignition 0° , 895 rpm, 開度 $\frac{3}{4}$



第15図 $\epsilon = 6$, Ignition 21° , 919 rpm, 開度 $\frac{3}{4}$

$$\text{速度変動率 } \delta_s = \frac{\dot{\phi}_{max} - \dot{\phi}_{min}}{\dot{\phi}_m},$$

$$\text{平均速度 } \dot{\phi}_m = \frac{\dot{\phi}_{max} + \dot{\phi}_{min}}{2}.$$

従って回転力線図 Torque-Time (or Crank angle) 曲線が第14図の如くに得られたとすれば、はずみ車の変動エネルギーの最大値 A は図示の方法で与えられるから

$$\begin{aligned} A &= \frac{J \dot{\phi}_{max}^2}{2} - \frac{J \dot{\phi}_{min}^2}{2} = \frac{J}{2} (\dot{\phi}_{max}^2 - \dot{\phi}_{min}^2) \\ &= J \dot{\phi}_m^2 \delta_s. \end{aligned}$$

同数の cylinder を有する相似機関の回転力曲線は相似になるから、 A は回転力 Crank effort に比例する。

ここで第14図の T_e -Time 曲線を測定によって得たものとすれば、これは正味の値であるから

$$\begin{aligned} A &= K_1 P_e V_s, \\ N_e &= \frac{V_s P_e n i}{60 \times 75}, \\ \therefore A &= \frac{K_1 N_e (60 \times 75)}{n i}, \\ \therefore J \dot{\phi}_m^2 \delta_s &= \frac{K_1 N_e (60 \times 75)}{n i}, \\ \therefore J &= K_2 \frac{N_e}{\delta_s n^3}. \end{aligned}$$

故に δ_s の許容値に対し、 J を設計した場合これを実際に運転して δ_s を測定し設計値と比較して吟味することができる。

第15図は、第11図の実験装置によって測定し得たるトルク曲線の一例である。

6. む す び

以上述べた点を要約すれば

- (1) 容量型の利点である静的較正が容易であり対向面積変化による方法によれば、充分な範囲に亘って非常に直線的な較正曲線が得られた。
- (2) 振れ振子の集電子には固体摩擦抵抗を少くするため水銀を用いたが、目的を達し得た。
- (3) 周波数特性の実用範囲として、400~3000 rpm が得られたが、これを劣化させないためには、適当な粘性減衰を与えることが必要である。動的較正および使用の場合、運動伝達機構を含めた特性があらわれるから、この点に対する配慮が特に問題である。

(4) 機関軸系に対する振り振動測定実験の結果は、計算値とほぼ一致した。

(5) 応用面として回転速度の変動測定が容易であるから、変動に及ぼす影響等の測定および解析に利用できる。

(6) はずみ車の角変位はその点におけるトルクに比例することより、得られた角変位曲線はトルク曲線と等価である。従って、これより出力の測定ができる。更に示圧線図より得たるトルク曲線と比較することによって、機械損失の瞬間値を求めることができる。

(7) 設計製作したはずみ車の速度変動率を測定することにより、設計の際の仮定値を検討することができる。

尙本報告中の容量変換器は市販の既製品を用いたので、その説明は省略した。

終りに、本研究は研究室従つて実験装置の度重なる移転のため、再三中断を余儀なくしたため長期間に亘ってしまったが、その間引き継ぎを繰りかえし協力された卒研究生 岩井淳（日本無線）、宮沢弘三（エッソ・スタンダード）、掘田健介（朝日機械）、吉村文雄（富士重工）、関陽太郎（日産車体）、中村金一（富士重工）、加藤英雄（理研ピストンリング）の諸君の労を多とし、謝意を表します。

文 献

- 1) 萩原：振動測定，宝文館（1957）。
- 2) 谷口：機械計測法，養賢堂（1956）。
- 3) 八田：機械の研究，第4巻，1号，29頁。
- 4) 野尻・他1名：共和技報，NO.10（1958）。
- 5) 江守・他2名：生産研究，第17巻，12号，319頁。
- 6) 木本：信州大学紀要，2号，109頁。
- 7) 亘理：機械力学，共立全書（1954）。
- 8) 熊谷：内燃機関測定法，養賢堂（1963）。
- 9) F. Sass：Bau und Betrieb und Schmierung，Springer(1962)。
- 10) 丸山：ディーゼル機関の振り振動，山海堂（1956）。
- 11) Erhard Hübner：Technische Schwingungslehre in ihren Grundzügen，(1957) Springer
- 12) 津田：機械力学，山海堂（1958）。
- 13) J. Geiger：Mechanischen Schwungen，(1927)。
- 14) Den Hartog：Mechanical Vibrations，Mc Graw-Hill（1956）。

Summary

Characteristics of Capacity Type Torsional Vibration Transducer and its Applications

Tsutomu YAMAGUCHI

(Department of Mechanical Engineering, Faculty of Engineering)

As a vibrating system, formed by a spiral spring k and a seismic mass J , has a low resonant frequency as Fig. 1 shows, the torsional vibrations in the shaft are not transferred to the J . The J , therefore, rotates at a constant speed, and torsional vibrations in the shaft will produce a relative angular displacement between the shaft R and the seismic mass J .

The shaft R and the seismic mass J carry the two halves of a capacitor whose capacitance varies directly with the angular displacement, and this displacement is converted into a measurable capacitance.

The result of static calibration is that, the maximum sensitivity is 29.6 mm vertical deflection on the recording paper per angular displacement in degree, while from dynamic calibration available compass is from 400 to 3000 rpm, and damping coefficient ratio γ is about 0.33 by adding of viscous oil.

For applications of this torsional vibration transducer, the author suggests the following:

(1) Since the differential of the curves thus obtained curves gives the speed fluctuations, we can analyze the rotating mechanism, power transmission system and so on.

(2) As angular displacement θ at a flywheel is proportional to its torque curve, this curve is equivalent to torque curve, consequently power can be calculated.

(3) As the speed and torque curves can be obtained by this torsional vibration transducer as stated above, it is possible to examine the relation between speed variation δ_s and J of the flywheel, considering to equation $J = K_2 N_e / (\delta_s n^3)$.