

ブラシおよび発条の不安定振動について

On the Unstable Vibration of the Carbon Brushes and the Spring

武 政 隆 一*

内 容 梗 概

直流機用ブラシの火花は不安定振動に基因する機会が多いので、発条およびブラシについて行つた実験結果を参考にして不安定振動に関する解析を行つた。

Routh の判別式より、振動の安定条件を求めた結果、ブラシの摩擦係数が小さく、減衰係数の大きい緩衝体を用い、かつ発条の固有振動とブラシの角的振動とが共振しないことが必要であることがわかつた。

つぎに系の角振動数 ω と発条の角振動数 P_1 との不安定限界を求めると、不安定領域は減衰係数の大小によつて変り、さらに P_1 および ω の値を適当にすると、不安定振動を防止できることを知つた。

解析結果に対する実験的検討は目下実験中であるが、現在のところ、定性的傾向は一致しているようである。

〔I〕 緒 言

直流機用ブラシはしばしば火花、Chattering、あるいは高い摺動音を発生させるが、それが不安定振動に基因する機会がかなりある。不安定振動の因子としてはブラシ材質、摩擦係数、保持器、摺動面の状態、電流、機械振動、温度、湿度およびその他のものが考えられる。前述の事故を防止するためには、上述の諸因子について十分なる対策を行う必要があるが、実際の問題としてきわめて困難である。したがつて多少不安定振動を起す因子があつても、不安定振動を起しにくいようなブラシおよび保持器を用いることが必要になつてくる。本論文では前述の見地からこれまで行つた実験結果を基礎にして解析を行い、振動の不安定条件を求め、さらに不安定防止対策について考察した。

〔II〕 実 験 方 法

(1) 試 験 機

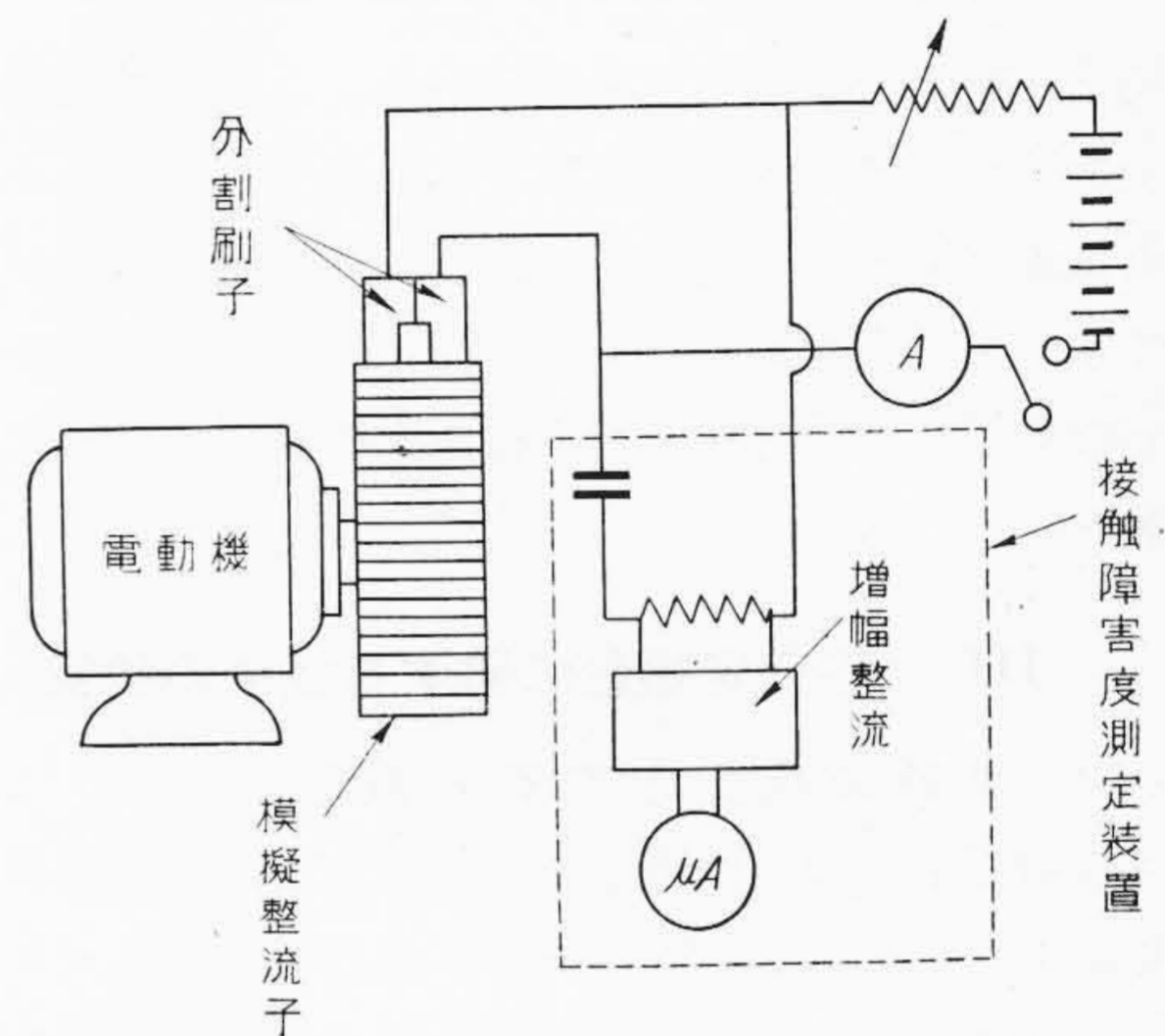
試験機は第1図のようで直径 200 mm、幅 85 mm、セグメント数99箇を有する硬銅模擬整流子を直流分巻電動機 (3 HP) に直結しブラシを摺動させた。ブラシの寸法は $12.5 \times 20 \times 35 \sim 40 \text{ mm}^3$ 、保持器は垂直型および反動型、また、発条は主としてコイル型を用いた。

(2) 測 定 方 法

(A) 振動測定

摺動時におけるブラシの振動は小振幅なので、測定器として光学的方法(鏡による反射光を用いる方法)および電気的方法(容量型振動計)を用いた。両者とも測定結果は大體一致しているので、本文では主として容量型振動計を用いて測定した結果について述べる。容量型振動計⁽¹⁾は周知のように測定しようとする振動体に電極板を対向させて、振動によつて生ずる容量変化を電流変化に変えて振動波形を測定する装置である。

* 日立製作所日立研究所



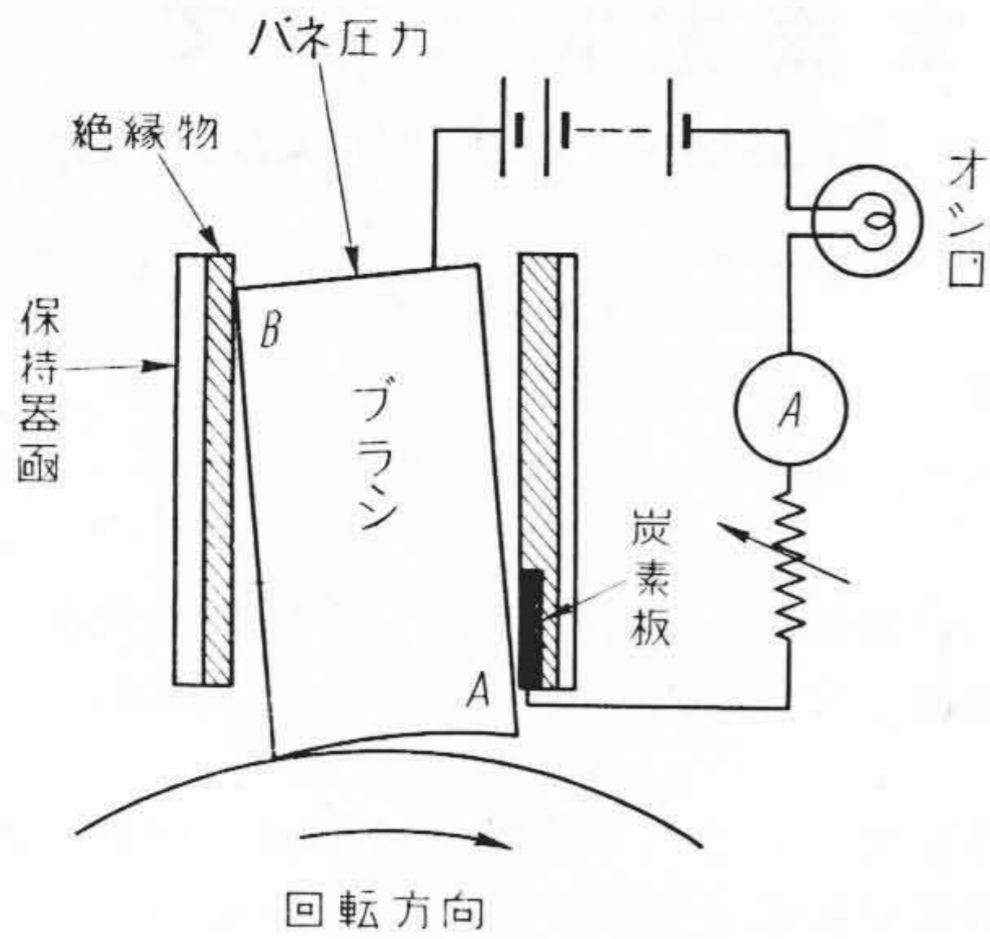
第1図 実験装置略図
Fig. 1. Schematic Diagram of Testing Machine

(B) 摺動接触障害度測定⁽²⁾

第1図に示した試験機で、分割ブラシによりブラシと整流子間に平滑な直流電流を流しても接触状態が不良であるほど、高周波の脈動電流を生ずる。そこでその交流分を適当に増幅整流して電流計に平均値を指示させ、摺動接触の良否を数量的に表示した。したがつて本文ではこの意味で摺動接触状態の良否を上述の電流値、すなわち摺動接触障害度 (μA) であらわすことにする⁽²⁾。なおこの場合銅整流子では摺動接触障害のほか、整流子面に生成される酸化皮膜の影響をうけるが、大體 1,000 rpm 以上の高回転ではそれが無視できることが判明しているため、本実験では銅整流子を用いた。

(C) 摩擦振動⁽³⁾⁽⁴⁾

第2図(次頁参照)のように摺動中のブラシは摩擦力のために傾き、ブラシはAおよびB点で圧縮される。したがつてA点におけるブラシと保持器函との接触抵抗の変化を測定すれば、間接的に摩擦振動が推定しえられる。本実験では一定電流 20 mA に対する接触電圧降下の時



第2図 摩擦振動測定略図
Fig.2. Schematic Diagram of Measuring Apparatus for Frictional Vibration

間的变化をオシログラフで撮影した。なお保持器函は砲金であるため酸化皮膜が生成されやすく、そのため加圧以外に温度あるいは電流の大小によつて接触抵抗が変化しやすく不適當である。よつて酸化皮膜の生成が少く、安定な接触特性を有する炭素板を保持器函の内部に貼り実験を行った⁽³⁾⁽⁴⁾。

〔III〕 不安定振動に関する従来の研究

(1) 火花の発生と不安定振動

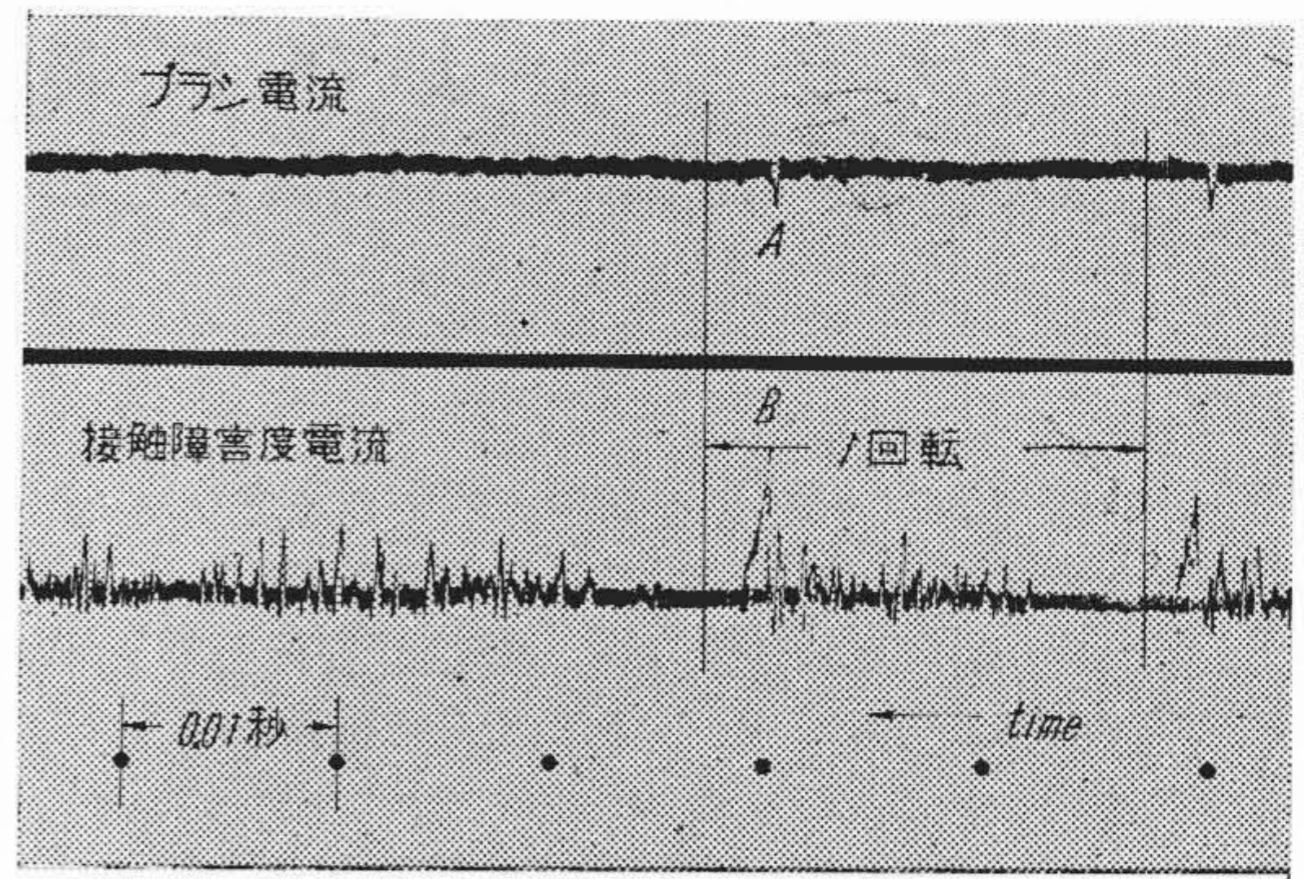
不安定振動が起る理由は周知のように、振動体自らの振動によつて生ずる見掛の外力が逆に振動体にエネルギーを供給するからである。殊に自由度が2以上の振動系では各自由度間の位相関係によつて外部からエネルギーが流入する機会が多く、したがつて不安定になりやすい。

一般に振動が安定であるか、不安定であるかは、最初静止している振動体に任意の微小攪乱を与えたとき、生ずる振動が時間とともに次第に減少するか、増加するかによつて定義する⁽⁵⁾⁽⁶⁾。

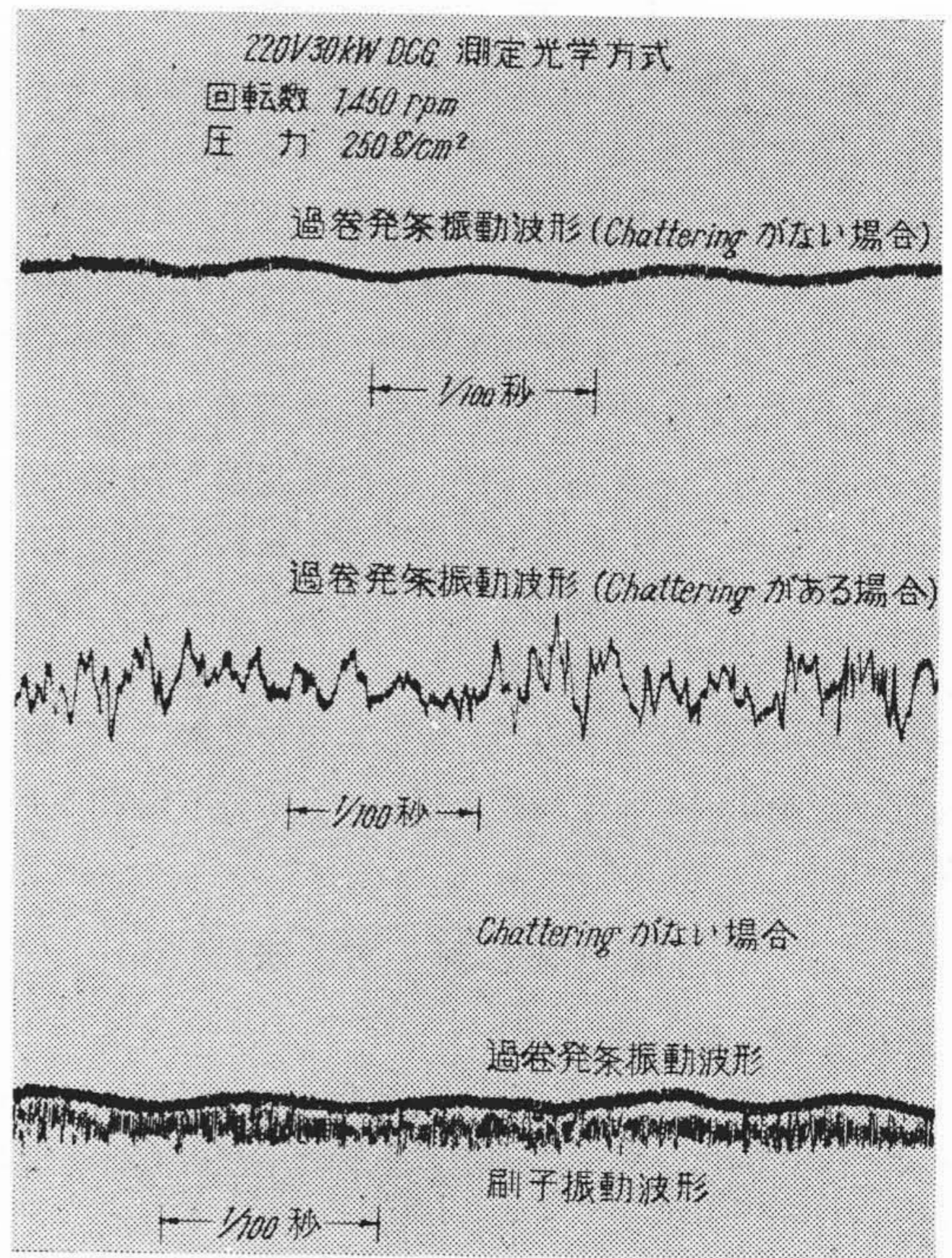
摺動時におけるブラシの火花は集電環にあつては不安定振動に基因する場合が多く、直流機では電気的原因もあるが、不安定振動によつて生ずる場合もかなりある。その一例として第3図に振り発条型保持器により模擬整流子表面上を摺動させた場合のブラシの接触障害度電流のオシログラムを示した。火花は1回転に1回A点で発生し、接触障害度電流の振幅はB点で急激に増大している。しかして接触障害度電流の振動振幅は時間とともに増大し、その極限において火花を発生している。これよりあきらかにブラシは不安定振動を起していることが推察できる。

(2) 発条の振動

定常状態における発条の振動についてはすでに報告してあるので⁽³⁾⁽⁴⁾、本文では実験結果だけを述べる。発条の振動波形は大體正弦波に近く、振動数は発条自体の固



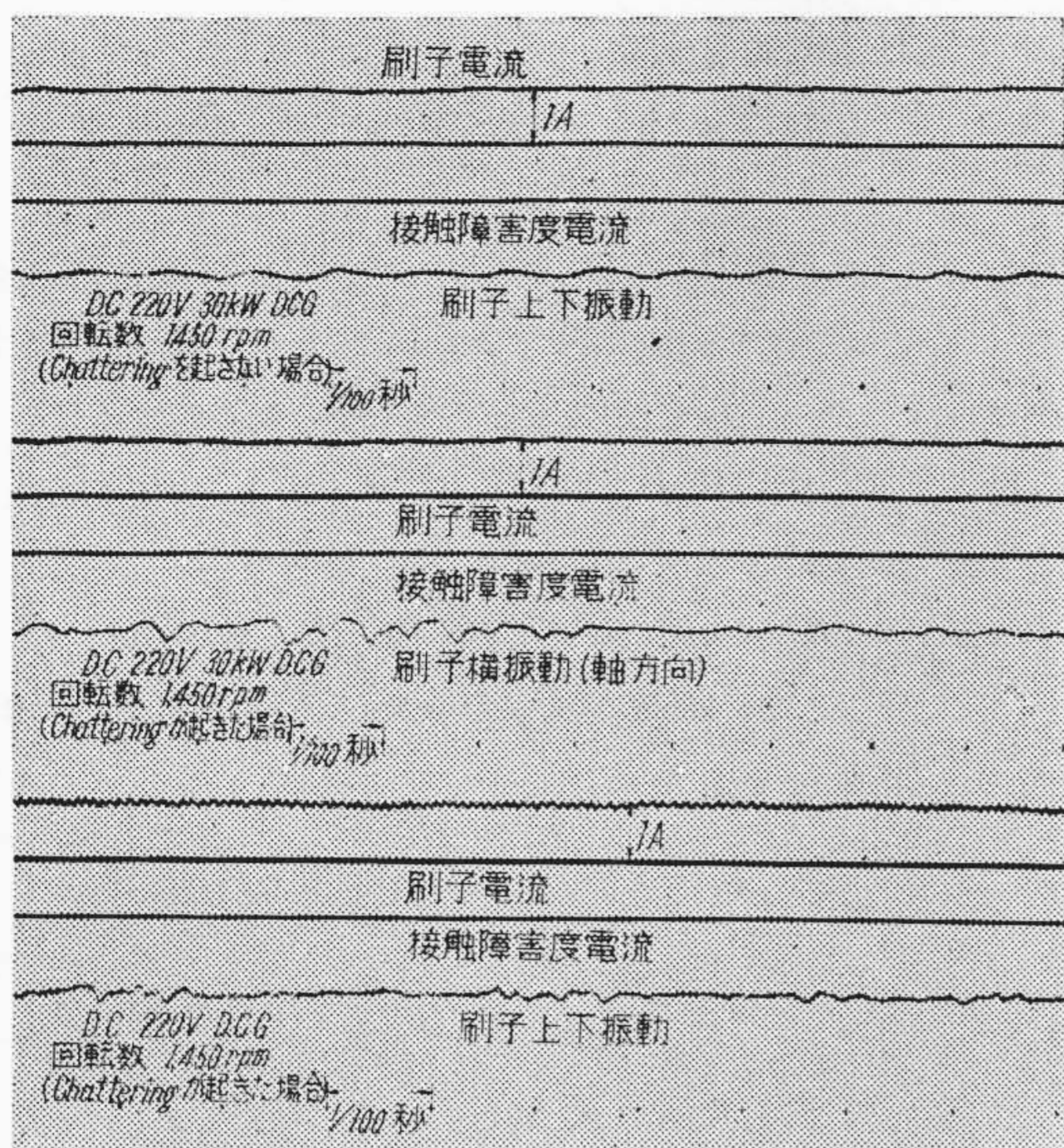
第3図 不安定振動による接触障害度電流
Fig.3. Oscillograms of Current Showing the Disturbance of the Sliding Contact due to Unstable Vibration



第4図 Chattering による発条の振動
Fig.4. Oscillogram Showing Vibration of Spring due to Chattering

有振動(振動系と関連のある)に関係し、コイル状の螺旋発条では 100~500 c/s, 渦巻発条では 50~200 c/s 前後のものが多い。

つぎにブラシが Chattering を起している場合の実験では第4図のようなオシログラムをえた。すなわち同図(上)は定常状態における渦巻発条の振動波形で、大體正弦波に近く振動数は 107 c/s である。しかるに Chattering を起すと複雑な振動波形になり、そのため振動数を明瞭に判別できない。しかし大體の振動数は 300~600 c/s 前後のものが顕著に認められた。ブラシも第5図のよう



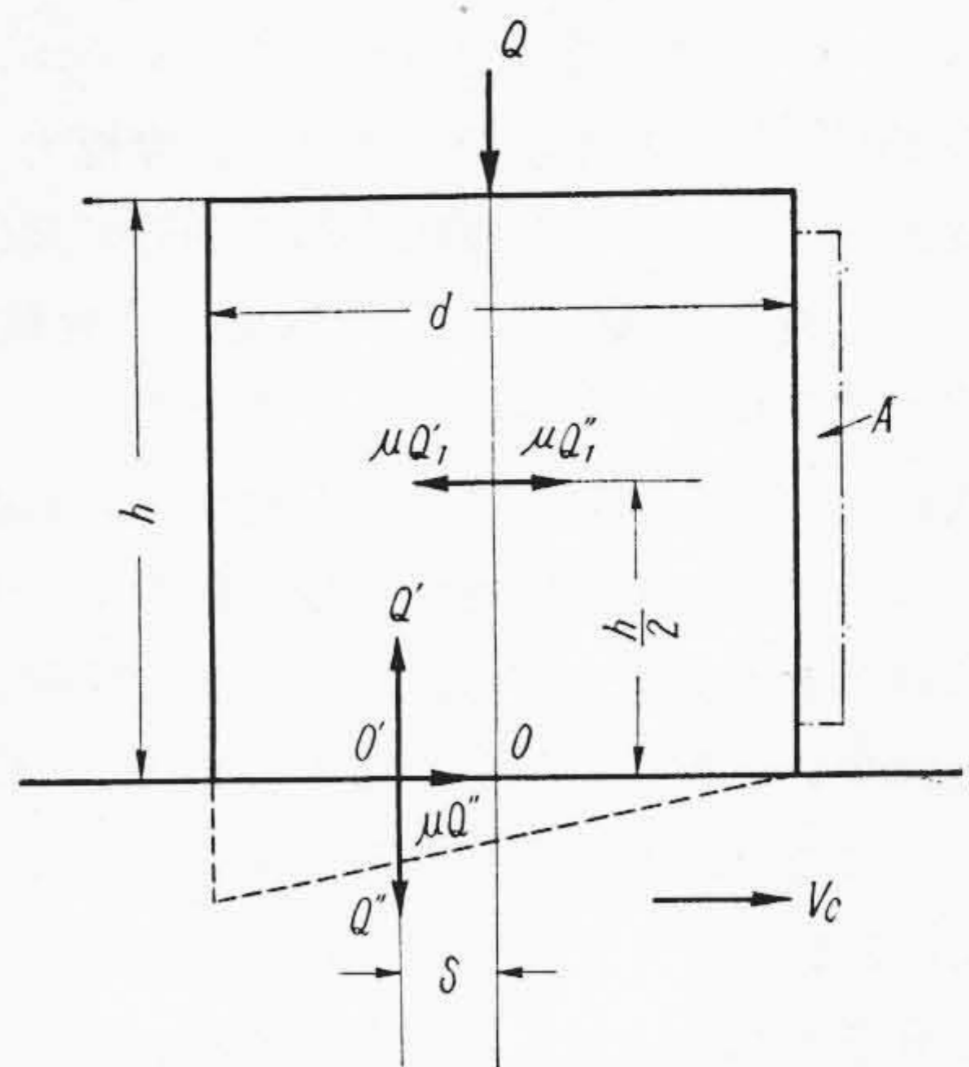
第5図 Chattering によるブラシの振動
Fig.5. Oscillogram Showing Vibration of Brush due to Chattering

に発条とほぼ同様な振動を起している。なお Chattering を起すと、ブラシは特殊の音響を発するが、この場合の振動数は 300~600 c/s のものが多いように思われる。なお定常状態におけるブラシの摺動音には 1,000 c/s 以上の振動がかなり含まれていた (噪音計による実験結果)。

(3) ブラシの振動

ブラシの振動についてはすでに述べたように⁽³⁾⁽⁴⁾、左右方向の振動もあるが、大体上下振動と角的振動の二つに大別できる。ブラシの上下振動は整流子の偏心および発条の振動によつて起ることを実験であきらかにした。またブラシの角的振動は摺動面の微小凹凸および摩擦力の変動によつて起ることが考えられるが、High Bar あるいは Low Bar のない正常整流子では前者よりも後者の方が著しく影響することが実験により判明した。したがつてブラシの角的振動は Trailing Type の保持器ではブラシの取り付け角度を大きくするほど、角的振動は減少し、実験的には 25° でほとんど防止された。しかしその反面ブラシの出口側が保持器函に圧接されるため、保持器函とブラシとの摩擦が上下振動に対して大きくなり、その結果ブラシの振動特性は 20° のときよりも逆に悪化した。つぎに Leading Type の保持器を用い、さらに防振ゴムで発条の振動振幅を減衰させると、角的振動は著しく減少し、摺動特性も顕著に改善された。

以上の結果から上下振動および角的振動はブラシの摺動特性に関係し、角的振動は取り付け角度の調整および上下振動を制振することによつても減少させるものと考えられる。



Q: バネ圧力 d: ブラシ厚さ h: ブラシの高さ
第6図 保持器函なきブラシにおける力の平衡
Fig.6. Equilibrium of Forces on a Brush Having no Holder

〔IV〕 発条およびブラシの振動解析

(1) ブラシに作用する力

ブラシに作用する力の平衡については、稲木氏(日立)が詳細に解析されているので⁽⁵⁾、これについて述べる。第6図のように V_c の速度で整流子面を右方に摺動させる保持器函なき直立ブラシを考えると、ブラシと整流子間の摩擦力のため、ブラシ面が右に引かれ、全体として反時計式回転力をうける。その結果接触面圧力配布の均一性が破れ、右半は小に、左半は大となり圧力の中心点は O から δ だけ左へ移つて O' にくる。いま O' にバネ圧力 Q と等しく方向相反する二力 Q', Q'' を考えると、 Q と Q' は $Q\delta$ なる時計式偶力を形成し、後の Q'' は接触圧力であつて整流子からの反作用で相殺される。 μ をブラシと整流子間の摩擦係数とすると、 Q'' のために $\mu Q''$ の摩擦力が起る。ブラシの重心 G にこの $\mu Q''$ と等しく方向相反する二力 $\mu Q_1', \mu Q_1''$ を考えると、 $\mu Q''$ と $\mu Q_1'$ は反時計式偶力を形成し、後に $\mu Q_1''$ が変位力として残る。この $\mu Q_1''$ は釣合う相手がないから、ブラシを加速し、回転方向に運動させようとするので、これを防ぐには図の破線 A の保持器が必要になる。

上述の解析において、接触面における圧力の中心点が O から O' へ移り、圧力配布が不均一になることは実験結果と一致している⁽²⁾。このように圧力の中心点が左方へ移動することはあきらかにブラシが傾くことを示すものである。したがつて摩擦力が大きいほど、ブラシの傾き θ は大となり、 θ が大きくなれば δ は大となる。このブラシの傾きは $\mu Q''$ と $\mu Q_1'$ との反時計式偶力によつて与えられるが、これに対して Q と Q' との時計式偶力によつて、ブラシの傾きを阻止するように復原力として作用すると考えることができる。

以上はすべて静的な場合を考えたのであるが、実際には前述の実際結果であきらかなように、摩擦力 μQ は絶えず変動している。もし摩擦力が周期的に変化すると仮定すれば、復原力 $Q\delta$ もこれに対応して変動し、ブラシは角的振動を起すことはあきらかである。

定常状態におけるブラシの角的振動すなわち摩擦振動の振動数はセグメントに関する振動数があらわれるが振動数は数千サイクルであるため、発条の振動を励振させることは少いと思う。しかし種々の原因で Chattering あるいはこれに近い摩擦振動が発生した場合には前述せるように数百サイクルの振動があらわれ、この振動によつて発条をはなはだしく励振させる。

本文では発条の振動に関する低周波振動のみを考慮し、千サイクル以上の高周波振動については一応省略した。したがつてブラシは剛体として取扱い、弾性振動は考慮しないことにした。つぎにブラシは摩擦力によつて傾くが、この傾き θ はブラシの高さによつて変り、また傾きに対する復原力 $Q\delta$ はブラシの厚さによつて変る。結局ブラシの高さが高く、厚さがうすいほど、摩擦振動の振幅は大きい。このようにブラシの寸法によつて傾きおよび復原力が定るから復原力の常数を k_2 、ブラシの慣性モーメントを I とした。これに対して発条のバネ常数を k_1 、質量を m 、発条の変位を x とする。

(2) Routh 判別式による解析

摩擦力の周期的変化に基因する発条およびブラシの不安定条件を Routh の判別式⁽⁶⁾⁽⁷⁾によつて求めてみる。この振動系の自由度は発条の変位 x とブラシの傾斜角 θ の二つである。なお実験では実際使用状態における発条の振動数はバネ常数と関係があるが、ブラシの質量との間には明瞭な関係は認められなかつた⁽⁴⁾。したがつて本文ではブラシの質量が発条の振動数におよぼす影響については無視した。いまなんらかの原因、たとえば整流子面の微小突起で発条が平衡位置より上下方向に x だけ変位したとすれば、バネ圧力は k_1x だけ変化する。なお接触圧力はバネ圧力以外にブラシの重量もあるが、バネ圧力に比較して著しく小さいので無視した。バネ圧力が変化すれば摩擦力が変り、さらにブラシの傾斜角は $d\theta$ だけ変化し、復原力 $k_2\theta$ を生ずる。このときの自由振動方程式は

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + C_1\dot{x} + k_1x + b_2\theta &= 0 \\ I\ddot{\theta} + C_2\dot{\theta} + k_2\theta - b_1x\mu &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ただし C_1, C_2 はそれぞれ発条およびブラシの減衰常数をあらわす。
 $b_2\theta$ はブラシの傾き θ による接触圧力の変化量
 $b_1x\mu$ は摩擦力の変化によりブラシを傾けんとするモーメント、また μ は摩擦係数を示す。

いま運動の安定をしらべるために

$$\left. \begin{aligned} x &= x_0 e^{\omega t} \\ \theta &= \theta_0 e^{\omega t} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

とおく。 ω は振動系の円振動で、 ω が実数であれば正負いずれか、あるいは複素数であれば、その実数部が正負いずれかによつて振動の安定、不安定が決定される⁽⁶⁾⁽⁷⁾。

(1)式に(2)式を代入し、さらに x_0 および θ_0 を消去して降べきの順序に書き直せば

$$mI\omega^4 + (IC_1 + mC_2)\omega^3 + (Ik_1 + C_1C_2 + mk_2)\omega^2 + (C_2k_1 + C_2k_2)\omega + (k_1k_2 + b_1b_2x\mu) = 0$$

となる。簡単にするために

$$\left. \begin{aligned} 2a_1 &= \frac{C_1}{m}, & 2a_2 &= \frac{C_2}{I}, & P_1^2 &= \frac{k_1}{m}, & P_2^2 &= \frac{k_2}{I}, \\ d_1^2 &= \frac{b_1}{m}, & d_2^2 &= \frac{b_2}{I} \dots\dots\dots \end{aligned} \right\} (3)$$

とおいて(2)式を整理すると

$$\omega^4 + 2(a_1 + a_2)\omega^3 + (P_1^2 + 4a_1a_2 + P_2^2)\omega^2 + 2(a_2P_1^2 + a_1P_2^2)\omega + (P_1^2P_2^2 + d_1^2d_2^2\mu) = 0 \dots\dots\dots (4)$$

となる。

つぎに Routh の判別式を用い、この系が安定であるための条件を求めると⁽⁷⁾

$$\left. \begin{aligned} (a_1 + a_2)(P_1^2 + 4a_1a_2 + P_2^2)(a_2P_1^2 + a_1P_2^2) \\ - (P_1^2P_2^2 + d_1^2d_2^2\mu)(a_1 + a_2)^2 \\ - (a_2P_1^2 + a_1P_2^2)^2 > 0 \dots\dots\dots \end{aligned} \right\} (5)$$

となる。これを整理すると

$$\left\{ (P_1^2 - P_2^2)^2 + 4a_1a_2(P_1^2 + P_2^2) + 4(a_2^2P_1^2 + a_1^2P_2^2) \right\} - d_1^2d_2^2\mu \frac{(a_1 + a_2)^2}{a_1a_2} > 0 \dots\dots\dots (6)$$

となる。

この系の振動が安定なるためには(6)式の第1項が第2項より大きいという条件が必要である。この条件を満足させるためには μ が小さく、 a_1 および a_2 が大きいことが必要である。また P_1^2 と P_2^2 とが等しいと不安定振動を起しやすい。

(3) 不安定振動の限界⁽⁷⁾

前述の解析により定性的なことは一応わかるが、実際的問題として不安定の限界を見出すことが必要である。

不安定の領域においては振動が起り、したがつて ω は純虚数でなければならない。(2)式において ω の代りに $j\omega$ とおき、これを(1)式に代入し、かつ(3)式の記号を用いて整理すると

$$\left. \begin{aligned} (-\omega^2 + P_1^2 + j2a_1\omega)x_0 + \frac{b_2}{m}\theta_0 &= 0 \\ (-\omega^2 + P_2^2 + j2a_2\omega)\theta_0 + \frac{b_1x_0\mu}{I} &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

となる。 x_0 および θ_0 を消去し、さらに実数部と虚数部とをそれぞれ零に等値すれば

$$\left. \begin{aligned} (P_1 - \omega^2)(P_2^2 - \omega^2) - (4a_1 a_2 \omega^2 - d_1^2 d_2^2 \mu) &= 0 \\ a_2(P_1^2 - \omega^2) + a_1(P_2^2 - \omega^2) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots (8)$$

(8)式が成立するとき、(2)式および(7)式の解が存在する。いまかえれば振動が起りうる。

つぎに(8)式より $(P_2^2 - \omega^2)$ を消去して ω と P_1 との関係性を求めると

$$\omega_1^2 = \pm \sqrt{(P_1^2 - 2a_1^2)^2 + d_1^2 d_2^2 \frac{a_1}{a_2} \mu - P_1^4} + (P_1^2 - 2a_1^2) \dots (9)$$

つぎに(8)式の下式から ω^2 を求めれば

$$\omega_2^2 = \frac{a_2 P_1^2 + a_1 P_2^2}{a_1 + a_2} \dots (10)$$

ただし(9)式の ω と(10)式の ω とを区別するために前者を ω_1 、後者を ω_2 とした。系の固有円振動数 ω と発条の固有円振動数 P_1 との関係による不安定限界を求めするために、

$$a_1 = a_2 = 0.1 \quad \mu = 0.25 \quad P_2/2\pi = 318 \text{ c/s}^*$$

(* Chattering を起している場合の測定値)

とおき、かつ

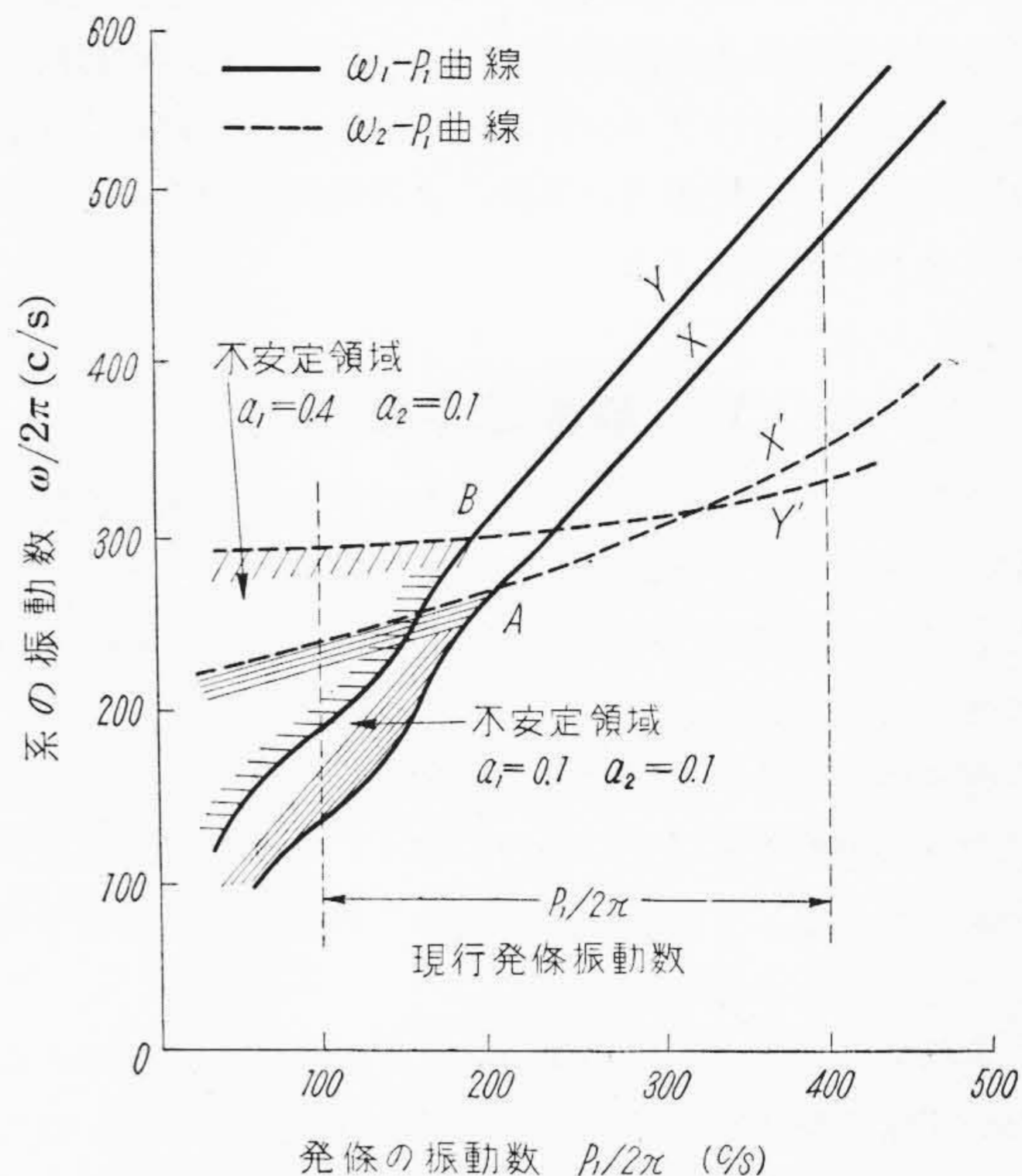
$$d_1 = P_1, \quad d_2 = P_2$$

と考へて(9)式および(10)式よりそれぞれ $\omega_1 - P_1$ 曲線(X)および $\omega_2 - P_1$ 曲線(X')を求めて図示すると第7図のようになる。この両曲線 X, X' は A 点で交り、この点より左側では X' 曲線は X 曲線より下方にあり、この両曲線にはさまれた部分が不安定振動を起す領域を示す⁽⁶⁾。したがって不安定振動を防止するためには ω と P_1 との関係位置がこの領域から外れるようにする必要がある。

つぎに減衰常数 (a_1) の大きい発条たとえば防振ゴムを附加したような発条を用い外部の振動を制振した場合について考へる。この場合 a_1 を 0.4, a_2 を従来通り 0.1 とおき、前述のごとく $\omega_1 - P_1$ 曲線(Y)および $\omega_2 - P_1$ 曲線(Y')を求めると第7図のように B 点で両曲線が交る。結局 a_1 を 0.1 から 0.4 に増加させると、交点は A から B へ移動する。したがって発条の減衰常数によつて不安定領域が変ることがわかる。

(4) 解析結果の結論

Routh の判別式すなわち(6)式を考へるとつぎのごとき結論をうる。(6)式の第1項を第2項より大きくするためには a_1 および a_2 を大きくすること、 μ を小さくすることならびに P_1 と P_2 とが等しくならぬようにすることである。結局具体的にいえばブラシの摩擦係数 μ を小さくし、発条およびブラシの減衰常数 (a_1, a_2) を大きくすることで、発条の場合は防振ゴムのごとき緩衝体を用いることが必要である。また P_1 と P_2 とが等しくならぬようにするためには発条のバネ常数を適当



第7図 系と発条の振動の安定および不安定領域
Fig.7. Stable and Unstable Region for Vibration of System and Spring

に選び、あるいはブラシの寸法特にブラシの厚さおよび高さを適当にしてやる必要がある。

つぎに不安定振動を起す限界を考へてみる。第7図からわかるように不安定領域は P_1 および ω が小さい方にある。発条の振動数 $P_1/2\pi$ は実際の使用状態では大体 100~400 c/s 前後である。 $P_1/2\pi$ を高めるためには発条のバネ常数を高めればよい。しかし実際的問題としてブラシ圧力が高くなりすぎたり、あるいは磨耗によるブラシの高さの変化に対してブラシ圧力が急激に変化する欠点がある。また複式発条型保持器のように簡単に P_1 を変えることのできない場合もあるので、 P_1 だけでは簡単に解決できない。

つぎに ω は系の固有円振動すなわち発条およびブラシを含めた連成振動であるから、つぎのような方法で ω を高めることができる。すなわちブラシの厚さをあつくし高さを小さくしたり、あるいはブラシに取り付角度をつけることも一つの方法である。またこのほかブラシ圧力が接触面に均一に作用するようにし、なるべくブラシの安定をはかることが必要である。

発条の減衰常数 a_1 を大きくするためには発条に防振ゴムのごとき緩衝体を附加すればよい。しかし第7図からわかるように a_1 を大きくしても、 ω および P_1 との関係性を考へなければ、不安定振動を防止できるとは限らない。したがって防振ゴムを附加しても特性が改善されない場合もありうる⁽¹¹⁾。

α_2 を大きくすることはブラシの前後方向の角的振動すなわち摩擦振動を減衰させることである。この目的を達成するためにはブラシにとりつけ角度をつけ、ブラシ圧力の分力で、摩擦力の変動による角的振動を防止することも一つの方法である。

〔V〕 解析結果の検討

この解析では発条およびブラシの不安定振動は摩擦振動に基因すると考え、かつブラシは剛体であると仮定した。しかし実際はブラシは微小凹凸あるいは Segment に衝突して振動を起す。またブラシは剛体でなく、不完全弾性体であるから当然弾性振動を生ずる。これらの振動数は 2,000 c/s 以上の場合が多く、したがって発条の振動数に比較して著しく高いからこの場合一応無視することができると思う。

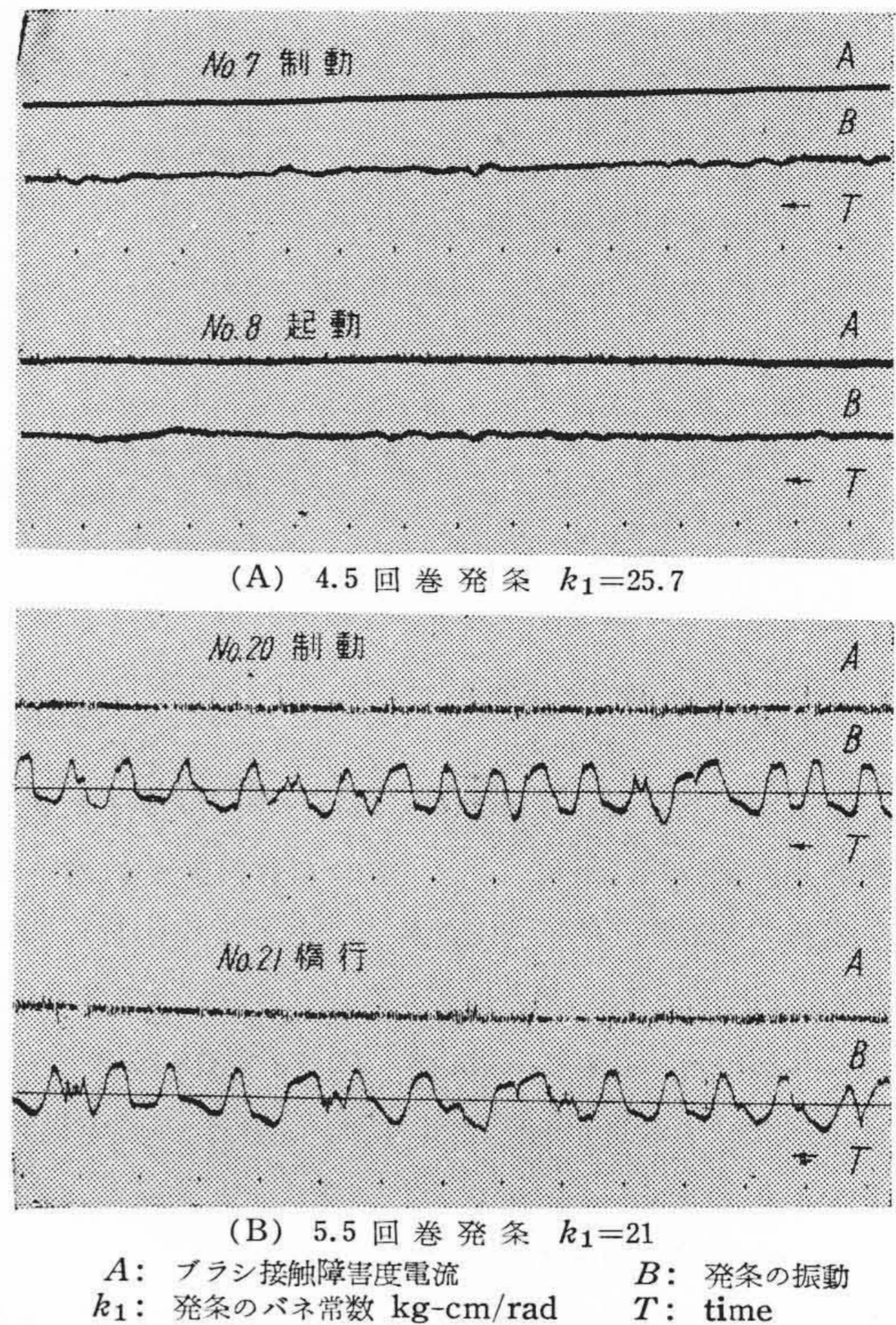
実際問題として High Bar あるいは Low Bar のない正常の整流子では不安定振動の原因となることは少い。その一例として第3図のオシログラムがある。この場合の火花は1回転当り1回の火花を発生しており、あきらかに摺動面の微小凹凸よりも偏心あるいは低周波の機械的振動に基因することが推察される。

つぎにこの解析ではブラシが保持器函内で上下振動をするとき、函とブラシとの摩擦を無視している。実際には保持器函も回転機の振動によつて振動しているから、上述の摩擦による自励振動を起す可能性がある。しかし現在のところ、これの影響についてはあきらまになつていないので、漸次研究をすゝめたいと思つている。

解析によつてえた結論と実験結果とどの程度一致しているかが問題になるが、現在までに判明しているのはつぎの通りである。

(1) P_1 を高める

発条の振動数 P_1 を高めて摺動特性の改善を試みた実験としては電鉄用保持器がある。すなわち渦巻発条のバネ常数を4段に変えて、モデル実験⁽⁸⁾、現車振動実験および現車長期実用試験を行つたが、いずれもバネ常数の大きい発条は特性が良好であつた。なお現車振動実験の場合は急行電車5輛編成で走行時における保持器の特性を測定した。この場合の発条の振動およびブラシの摺動特性すなわち接触障害度電流のオシログラムは第8図および第9図のようである。第8図は試作型保持器を使用せる場合の結果で、あきらかに4.5回巻の方が5.5回巻発条よりも振幅が小さく、また接触障害度電流も前者は310~340 μ A、後者は810~1,180 μ Aで、前者の方が後者よりも摺動特性が著しく良好である。5.5回巻の振動数は大体4次振動数に近く、共振点に近いようである。第9図は現行型保持器の場合で、5.5回巻は何らかの原



(A) 4.5回巻発条 $k_1=25.7$
 (B) 5.5回巻発条 $k_1=21$
 A: ブラシ接触障害度電流 B: 発条の振動
 k_1 : 発条のバネ常数 kg-cm/rad T: time

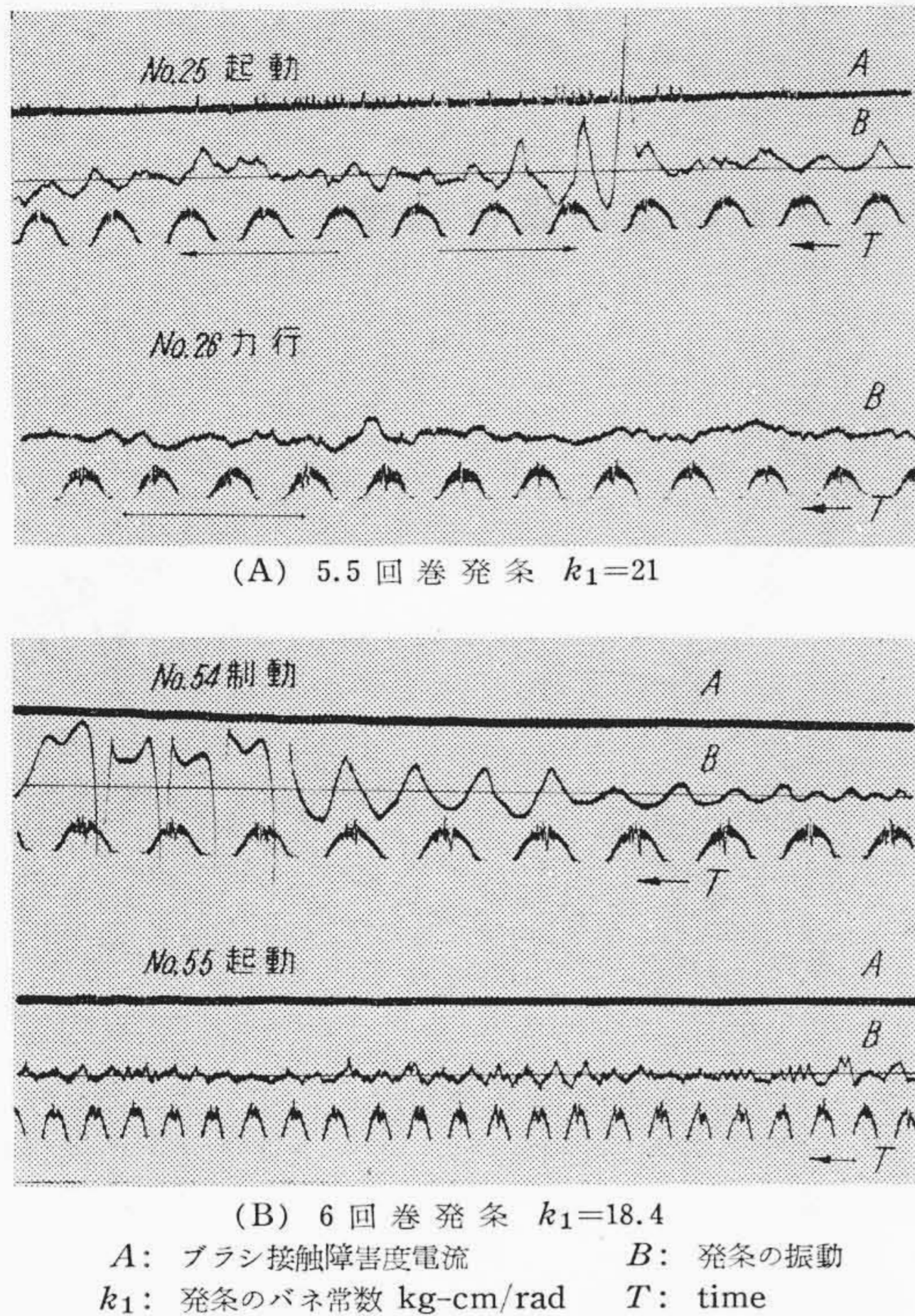
第8図 電車走行時における発条の振動およびブラシの接触障害度 (試作型保持器)

Fig. 8. Oscillograms Showing the Vibration of the Spring and the Oscillating Current due to the Disturbance of Sliding Contact of the Brush in the Case of the Running of the Electric Car

因で急激に振幅が増大しているが、減衰した安定振動へ移行している。これに反して6回巻発条は時間の経過にしたがつて、振幅は増大し、S点で振動計の電極に衝突している。これは不安定振動を起した場合の一例である。これらの実験結果からあきらかなように、発条の巻数が少ない場合すなわちバネ常数が大きいほど発条の振動特性は良好であることがわかる。

(2) ω を大きくする

不安定振動を防止するために ω と P_1 との関係位置を不安定領域(第7図)から外せばよい筈である。これがためには P_1 を大きくする代りに ω を大きくしてもよい筈である。 ω は振動系の円振動であるから、一応発条とブラシの連成振動の円振動と考えることができる。したがつて ω を大きくする一つの方法として、ブラシの円振動 P_2 を大きくすることが考えられる。この場合の P_2 は弾性振動でなく、角柱の振動であるから、振動数はブラシの材質に関係はなく、ブラシの形状および寸法に係る筈である。ブラシの寸法といえは、一般にブラシの厚さがあつく、高さが低いほど安定になり、摺動特性



第9図 電車走行時における発条の振動およびブラシの接触障害度 (現行保持器)

Fig.9. Oscillograms Showing the Vibration of the Spring and the Oscillating Current due to the Disturbance of Sliding Contact of the Brush in the Case of the Running of the Electric Car

は良好になることは周知の事実である⁽²⁾⁽⁵⁾⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾。したがって不安定振動を防止する一手段としてブラシの寸法を適当に選定すればよいことになる。なお P_2 とブラシの寸法については関係があるように思われたので詳細に究明すべく実験をすすめている。

(3) a_1 および a_2

a_1 を大きくするため、防振ゴムを附加した発条を用い実験を行ったが、その結果防振ゴムを附加する位置によってブラシの摺動特性が異なることがわかった⁽¹¹⁾。またこのほか電鉄用保持器の実験で発条自体の減衰常数の大小によつて、ブラシの摺動特性および欠損に著しい影響を与えることを確かめた⁽⁸⁾。

(4) μ

ブラシの摩擦係数 μ が小さいほど、摺動特性が良好になることは周知の事実である。

以上述べたように解析結果に対する実験的検討は漠然的ではあるが、解析結果を否定する結果はなく、大体において方向だけは正しいように思う。幸い日立研究所幹部ならびに日立工場関係者の御援助により実験設備が充

実されたので、今後は P_1, P_2 および ω の相互的関連について定量的な実験を行いたいと思つている。

〔VI〕 結 言

ブラシの火花および Chattering などは不安定振動に基因する場合が多い。

本研究においては不安定振動を究明するために、これまでに行つた実験結果を基礎にして解析を試みた。

解析では主として発条およびブラシの不安定振動は摩擦振動に基因すると考え、かつブラシは剛体であると仮定し、ブラシの振動は発条の振動を励振するものと考えた。したがつて整流子面からうける振動によるブラシの弾性振動については発条の振動数よりはなはだしく高周波なるため、一応無視した。

解析の結果 Routh の判別式より振動の不安定条件を求め、ブラシの摩擦係数が小さく、かつ発条およびブラシ自体の減衰常数が大きいほど、不安定振動は起りにくいことがわかつた。

つぎに不安定振動の限界を求め、不安定振動の領域は ω および P_1 が小さい場合に存在し、かつ a_1 および a_2 の大小によつて不安定領域は移動することがわかつた。したがつて不安定振動を防止するためには発条の振動数をなるべく高くする(限界はある)と同時に、ブラシの厚さをあつくし、高さを小さくして摺動時にける安定化をはかるべきである。また発条の減衰常数を大きくするために防振ゴムのような緩衝体を用いるか、あるいはブラシの摩擦振動を減衰させるために、ブラシに適当な頂面角および取り付角度をつけると非常に効果がある。ブラシの摩擦係数は極力小さいことが望ましい。

解析結果に対する実験的検討は十分でないが、大体の傾向としては一致しているように思う。

本研究を行うに当り種々御指導を賜つた日立研究所所長三浦博士、今尾主任研究員、一木博士、御意見と御援助を賜つた日立工場稲木部長ならびに実験に協力して下された西沢氏その他関係者各位に深甚なる感謝の意を表する。

参 考 文 献

- (1) 松田, 高林, 小堀: 日立評論 33 320 (昭26-5)
- (2) 武政, 桑原: 日立評論 33 833 (昭26-10)
- (3) 武政: 炭素 3 No. 3, 4 p. 89 (昭28-10)
- (4) 武政, 桑原: 日立評論 35 1712 (昭28-10)
- (5) 稲木: 日立評論 16 593 (昭8-12)
- (6) J.J. Stoker: Nonlinear Vibrations 131(1950)
- (7) 松平: 基礎振動学 185 (昭25-12)
- (8) 武政: 昭和 29 年電気三学気東京支部連合大会 407 (昭29-10)
- (9) 馬場: 日立評論 11 No. 2 (昭3-2)
- (10) 林: 学振第 117 委員会提出資料 (昭22-3)
- (11) 武政: 昭和 28 年電気三学会連合大会予稿 (昭28-5)



特許第 218696 号

菅原為治・石田武雄・堀口栄七・梅田知英・鈴木光行

キャタピラクレーン等におけるブームの俯仰操作装置

目的

この装置は、クローラクレーン・パワーショベルなどにおいて、ブームの俯仰用ドラムの内側に備えたラチェットホイールにかけはずしする爪の操作とブームの俯仰用ドラムのクラッチおよびブレーキの操作とを、1本のハンドルで簡単確実にに行えるようにしたものである。

構造

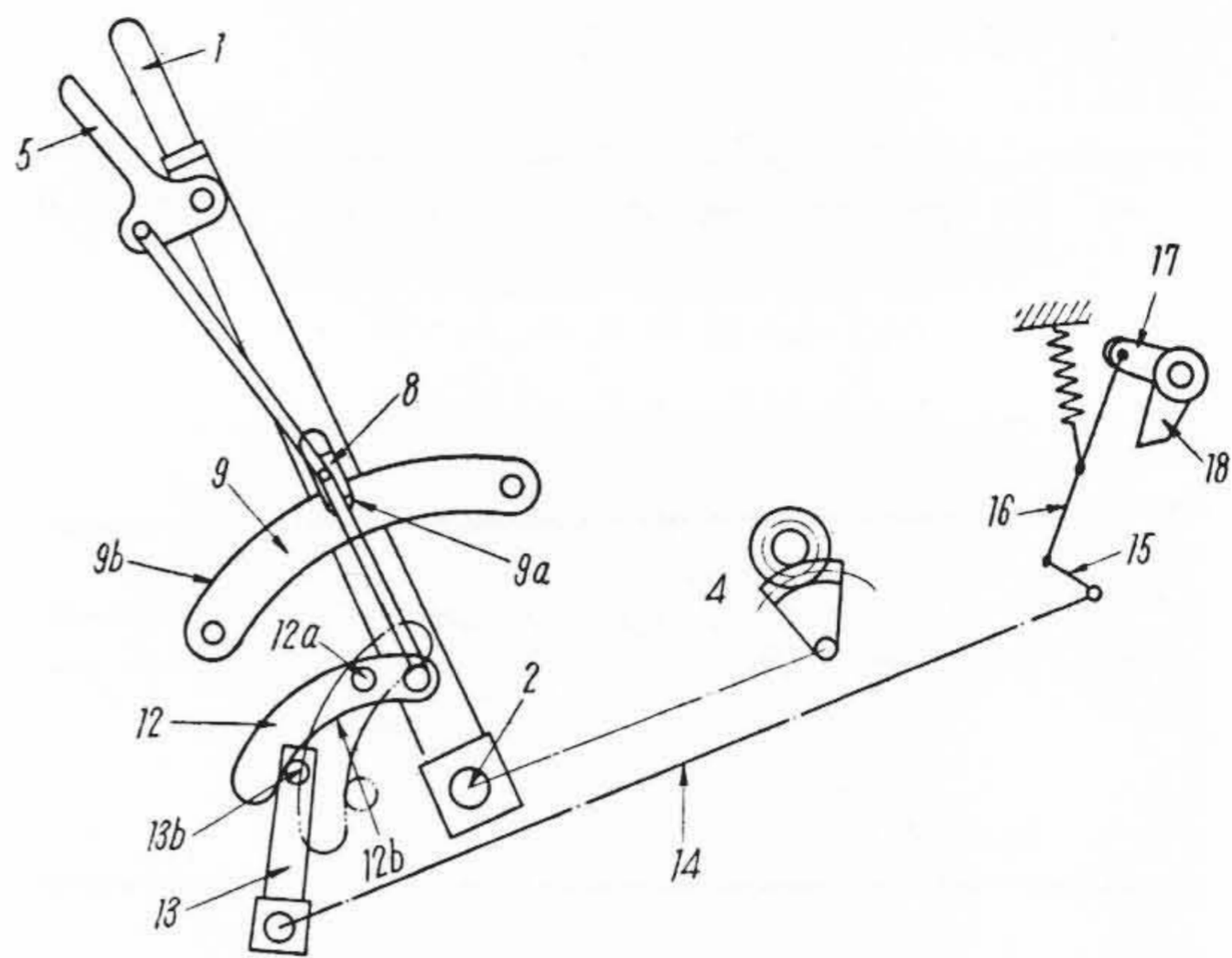
ブーム俯仰用ハンドル1にネールハンドル5をとりつけ、これにブーム俯仰用ハンドルの中立保持のための抑止爪8およびネールハンドルの揺動にしたがい回転する特殊カム12を連結する。

特殊カム12は俯仰用ドラムのラチェットホイールにかけはずしする爪18の操作機構(案内ローラ13bのついている揺動レバ13, レバ14~17)に関連させてあり、その形状はネールハンドル5の操作により抑止爪8を案内片9の切欠部9aからはずした場合は、特殊カム12の弧状カム面12bと案内片の弧状案内面9bとが、ブーム俯仰用ハンドルの支点2を中心とした同心円弧を呈するよう規正する。

作用

ブーム俯仰用ハンドル1を上, 中, 下の位置に動かすことにより、ブースタクラッチの作動機構4をかいして俯仰用ドラムのクラッチおよびブレーキが操作される。

ネールハンドル5を時計方向に動かせば、抑止爪8が引き上げられ、案内片9の弧状案内面9bに沿ってハンドル1を動かせる状態となる。これと同時に、特殊カム12が支点12aを中心として鎖線で示すように回転される。したがって、揺動レバ13が時計方向に揺動され、レバ14~17を経て爪18が動かされラチェットホイールからはずされる。この場合変位した特殊カムの円弧状カム面12bと案内片の弧状案内面9bとは前記のようにハンドル1の支点2を中心とした同心円弧となるので、ハンドル1を動かしても特殊カム12は案内ローラ13bに接したままハンドル1とともに円弧方向に動くだけであつて、揺動レバ13は動かない。したがって、爪18は作動されない。



ブーム俯仰用ハンドルの位置と俯仰用ドラムのクラッチおよびブレーキの作動とブームの上げ下げとの関係作動は次表の通りである。

ブーム俯仰用 ハンドルの位置	俯仰用ドラムの		ブーム
	クラッチ	ブレーキ	
上	on	off	上げ
中	off	on	固定
下	off	off	下げ

効果

ブーム俯仰用ハンドルとネールハンドルとを片手で握ることにより、爪18のはずし作動およびブームの俯仰操作とを容易に行うことができるので、他方の手では機体の旋回、走行、フックの巻上げ巻下げ操作をすることができる。したがって、円滑な運転が可能となり作業能率を向上しうる。(富田)

注、キャタピラクレーンという名称は製品に対しては用いず、クローラクレーンという。



「日立評論」 綴込みカバー

(送料共) 特価1組 ¥100

「日立評論」の綴込み用として美しい綴込みカバーを発売致しております。

御希望の方には実費でお頒ち致しておりますから下記に御申込み下さい。

日立評論社

東京都千代田区丸の内1の4 (新丸ビル7階)

振替口座 東京 71824