

港湾技研資料

TECHNICAL NOTE OF
PORT AND HARBOUR RESEARCH INSTITUTE
MINISTRY OF TRANSPORT, JAPAN

No. 55 Sept. 1968

港湾地域強震観測年報 (1963・1964) ……土田 肇・山田通一郎
倉田栄一・須藤克子
大型起振機の試作……………宮島信雄・山田通一郎

運輸省港湾技術研究所



総 目 次

港湾地域強震観測年報 (1963, 1964)	土田 肇・山田遼一郎 倉田 栄一・須藤 克子 1
大型起振機の試作	宮島 信雄・山田遼一郎 87

大型起振機の試作

目 次

要 旨

1. ま え が き	89
2. 試 作 計 画	90
3. 設 計 仕 様	92
4. 起 振 機 の 性 能	102
5. 運 転 成 績	104
6. あ と が き	104

A New Vibration Exciter for Vibration Tests of Non-Linear Structures

Nobuo Miyajima*

Teiichiro Yamada**

Synopsis

Since a resonance curve of non-linear structure depends on magnitude of exciting force, vibration tests of such structure must be carried out keeping the amplitude of exciting force constant even though its frequency is changed. However, the most of vibration exciters with eccentric masses can not keep its force constant without once stopping the machine operation, when the frequency is altered. To overcome such inconvenience, the authors made a new vibration exciter with four eccentric masses whose relative position is controlled with special gear system during the machine operation. Therefore, it can maintain the constant amplitude of generating force without stopping the machine operation. The main specifications are as below.

Maximum force	: 2.5 ton
Frequency range	: 0.3—3.0 Hz
Direction of force	: Horizontal
Weight of an eccentric mass	: 480.8 kg
Weight of mechanical part	: 6.193 ton

This vibration exciter was successfully used for vibration tests of large model piers with steel pipe piles in Shimizu Port in 1964.

* Ex-chief, Earthquake Resistant Structure Laboratory

** Ex-senior research engineer, Earthquake Resistant Structure Laboratory

大型起振機の試作

宮 島 信 雄*

山 田 暹 一郎**

要 旨

原型構造物もしくは構造物の大型模型等を対象とした振動実験の加振源として、偏心質量の回転によって得られる遠心力を利用した起振機がしばしば用いられている。しかしながらこれまでに製作された起振機は、振動中は偏心モーメントが一定の状態 で運転され、回転数のみが可変であるよう製作されていたため、振動数を徐々に変化させつつ加振する場合、一定の遠心力で加振することが困難であった。起振機のこのような機能は、対象構造物が実用上線型系と見なし得る場合には支障がないが非線型系に対する加振方法としては適当でない。このため、運転中に回転数のみならず偏心モーメントも変え得るような起振機を試作した。

本報告では、この起振機の構造、性能について述べたものであるが、具体的な諸元の決定に当っては、原型に近い規模の模型鋼杭枝橋の振動実験を対象として計画されたため、比較的低振動数で大きな加振力が得られるよう設計されている。

この起振機製作に当たっての計画の要目は次の通りである。

- a. 遠心力一定のもとに回転数を可変とする。
- b. 供試体の破壊が進行し、固有周期がのびることを考慮して振動周期範囲の上限を3secとする。
- c. 最小周期を 0.3sec とする。
- d. 制限遠心力は 2.5 ton とし、周期 1sec 以下において 2.5 ton の出力を得る。
- e. 不平衡重錘の位相検出を電気変換器によって取り出すこと。
- f. 機械は重量が 2 ton 以内の部分に分割し、運搬を容易にすること。

この要目を考慮して完成した起振機の構造は、重量 480.8 kg、偏心距離 34.97 cm で鉛直な回転軸を有する 4 個の不平衡歯車（これが不平衡重錘の役目をする）をヘリカルギヤーで連結し、このヘリカルギヤーの軸線方向の運動によって不平衡歯車の相互間で角変位をおこし、水平遠心力を可変せしむる特殊なものとなった。不平衡歯車は 2 個が上下に重なって同じ鉛直軸のまわりに回転、これが 2 組ある。駆動源は滑流継手付電動機 20HP で運転され、不平衡重錘の位相検出用パルス発生器が取り付けられている。

製作後、模型鋼杭枝橋について実施した実験では、枝橋を構成する鋼杭部材の降伏強度に近い範囲迄の加振を行ない、大振幅振動実験を実施することができ、製作の所期の目的を達成した。

1. まえがき

わが国においては、地震により各種構造物のうける災害は莫大なもので、この防止策はわが国にとってははなはだ重要な事項である。このため耐震設計に関する研究は近年ますます盛んとなり、各研究機関で研究が進められている。

構造物の耐震性についての研究では破壊的な地震における各種構造物の動的特性の測定が望まれる。しかし、このような地震は希望する時に発生しないために、従来、人工的に振動を起して実験研究がなされ、この人工的な振動源として、火薬の爆発、重錘の落下、不平衡質量の回転による遠心力等を利用して振動を発生させるか、あるいは大きな土槽を振動させるなどの手段が工夫されている。

上述のように人工地震の発生方法は種々のものが考え

* 前構造部耐震構造研究室長

** 前構造部主任研究官

られるが、遠心力を発生させる装置すなわち起振機は、それを振動させようとする構造物の一部に固定して、その装置自身が周期的な力を発生する機械で、すべて不平衡重錘の回転によって遠心力を発生させている。しかも振動方向を一方に限定するために2個以上の不平衡重錘輪を一組としてお互に反対方向に回転させて、不要の方向の力の成分を打消す機構になっているのが普通である。このように不要の方向の力を打消して一方に発生する力を起振力と呼ぶことにする。

動力として、可変速電動機を用いるものまたは手動によるものがあり、電動機を利用するものは、回転計を使用し、任意の回転を保持して断続的な測定を行なうのが一般である。手動によるものは、車輪のはずみ車としての慣性を利用し、自由回転減速を行なって、共振周期を通過せしめて連続的に構造物の振動を測定するのが普通である。いずれにせよ不平衡重錘の回転によって発生する遠心力を利用する関係上、特殊なものを除いては、回転数を変えると遠心力が変化するので、したがって運転中に起振力を一定に保ちながら回転数を変えることは出来ない。

著者は、今回報告する起振機の製作前に幾度か起振機を用いた実験を行なっているし、また起振機を製作したこともある。それらの起振機はいずれも運転中に回転数を変えると起振力が変化してしまうものであった。線型な振動系と見なし得るような構造物の振動試験ではこのような起振機でもよい。しかし、非線型な振動系では見かけの固有振動数は外力の大きさにより変化するため、そのような構造物の振動試験で共振曲線を求めようとするればどうしても起振力を一定に保ちつつ、振動数を変え得る起振機が必要となる。このような事情から、ここに報告するように、起振力を一定に保ちながら振動数を変

表—1 国内の既存起振機

第5回地震工学研究発表会講演概要
(昭和36年10月 土木学会)による。

所 属	最大起振力	振動数範囲
東 大	2 ton	0.87~17c/s
九 大	40	3.75~15
建 研	15	2.0 ~40
〃	30	2.0 ~40
〃	60	2.0 ~40
船 研	35	3.0 ~ 6
震 研	20	1.0 ~30
鉄 研	2	2.0 ~20
〃	1~3	
港 研	1	0.21~10.4

化させることのできる起振機を試作した。ここに報告する起振機は、その直接の使用目的が鋼直杭栈橋の振動実験であった。鋼直杭栈橋はフレキシブルな構造物でその固有周期も1秒以上のことが多い。そのため、本起振機は起振力を一定に保ちながら振動数を変えることが出来るばかりでなく、低い振動数でも比較的大きな起振力が得られるよう考慮した。

参考までに、我が国においてこれまでに使用されている起振機の最大起振力と振動数を示す。

2. 試作計画

鋼直杭栈橋の耐震性に関する研究のうち、実際の栈橋に用いられるものとはほぼ同じ杭を用いた模型栈橋について栈橋上に設置した起振機による振動試験が計画された。この試験により、静的および動的的水平力に対する鋼杭の挙動の相関性や、地盤条件がそれにおよぼす影響、ならびに鋼杭栈橋の振動特性を明らかにしようとするものである。しかし既存の起振機では起振力が不足することと起振力一定で連続的に振動数を変化させ得ないため、これ等の要求を満足する起振機を試作することにした。計画にあたっては上記の点のほかに機械重量の軽減、機械容積の縮小、機械重心を機械床面に近づけること、起振力の作用面が床面からあまり高くないこと、電動機は常に高回転として馬力の低下を防ぐこと、回転子の停止時、または減速させる時に回転慣性力が主電動機に影響しないようにするなどの点も考慮した。また、電動機の始動停止、回転数の調整、偏心重錘の偏角の調整ならびに回転子の回転数、偏心重錘の偏角位置、位相等の検出が遠隔操作出来る機構にすることを念頭においた。

以下試作計画のうち基本的な事項について述べる。

(1) 回転数範囲

これまでの模型栈橋その他の試験結果によると栈橋の固有周期はほぼ1秒前後になる。例えば外径500m/m、肉厚9m/m、全長20m、根入長11.3mの鋼管杭4本の頭部をコンクリートスラブ(1t/m²)で固めた1ブロックの固有周期は、自由振動試験の結果1.1秒であった。このときの地盤は砂質シルトでN値が1程度であった。これらの事から鋼直杭栈橋の共振曲線を得るためには1c/s前後の振動数が必要となることがわかる。また試験される栈橋により共振振動数が増えることや、異種の構造物に利用する場合等を考えて振動数可変範囲を0.3~3c/sとした。

(2) 最大起振力

一般に偏心質量 m_0 、半径 r の起振機が回転数 ω の と

きに生ずる最大遠心力 F_1 は

$$F_1 = m_0 r \omega^2$$

で与えられる。

さて、起振機の最大出力を決定するために、我々が現段階で考えられる模型栈橋についての試算をこころみることにする。これまでの種々の実験で栈橋模型の振動モデルは、ほぼ線型減衰をもった1質点系に置換えられるので、起振機でこの振動系を振動せしむる時は、次の運動方程式を満足することになる。

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = F_1 \cos \omega t$$

ここに m : 質量

c : 減衰係数

k : ばね常数

振動試験の場合、一定時間電動機の回転を持続させるのが普通であるので、上式の解は定常振動時のみ考えればよいから $k/m = \omega_0^2$, $c/m = 2h\omega_0$, $\omega/\omega_0 = u$ とおけば、この質点の変位 x は

$$x = \frac{m_0 r}{m} \frac{u^2}{\sqrt{(1-u^2)^2 + 4h^2 u^2}} \cos(\omega t - \phi)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{2hu}{1-u^2} \text{ で与えられる。}$$

したがって、この振動系の加速度振巾 X_{acc} は次のようになる。

$$X_{acc} = \frac{m_0 r \omega^2}{m} \frac{u^2}{\sqrt{(1-u^2)^2 + 4h^2 u^2}} \\ = \frac{F_1}{m} \frac{u^2}{\sqrt{(1-u^2)^2 + 4h^2 u^2}}$$

この解式が示すように、加速度振巾は起振力に比例し、減衰常数 h 、並びに振動系及び起振機の振動数 ω_0 、 ω により定まる感度係数 $\frac{u^2}{\sqrt{(1-u^2)^2 + 4h^2 u^2}}$ が関係する。いま感度係数について $u=1$ 、すなわち共振時を見ると

$$\frac{u^2}{\sqrt{(1-u^2)^2 + 4h^2 u^2}} = \frac{1}{2h}$$

となる。

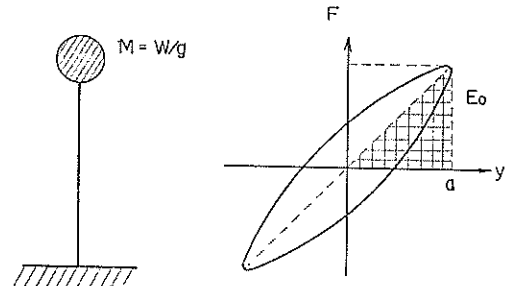
さて、我々がこれまで取扱ってきた模型栈橋についての減衰常数は、5%臨界減衰以下であるものが多いので、かりに $h=0.05$ とすると $1/2h=10$ となる。それゆえ、共振時には静的な荷重の $1/10$ の振巾をもつ動的荷重で静的荷重による変位と同程度の変位振巾が栈橋に発生すると推定される。

例えば鋼管杭 (508 ϕ , 9 $\%t$, $EI : 87885 \times 10^9 \text{kgcm}^2$) が砂地盤 ($N < 1$, $k = 5 \text{grcm}^{-2.5}$, k は久保の方法により杭の横抵抗を計算するときの地盤常数) に打込まれこの地上部長が10.5mの時の杭の降伏荷重は、鋼材の降伏応力を $2,400 \text{kgcm}^{-2}$ と仮定すると 5.5ton となる。

この時の頭部変位は約 16cm, 曲げモーメントの第1零点は地表面下 7.5m となる。なお、この時の固有振動数は 0.75c/s が予想される。したがって、今かりに 5%臨界減衰が期待できるとすれば、上述の降伏荷重を得るためには振動数 0.75c/s において 0.6ton の能力で足りることになる。しかし、減衰量は地盤並びに杭材その他が塑性領域に入ると大きくなるのが予想されると共に、固有振動周期自体が長くなるのが考えられる。また一定起振力で試験するためには起振力が一定に保ちうる振動数の範囲を広げておく必要がある。上述の予備計算を参考にして周期 1秒において 2.5ton の最大起振力が得られるものを目標とした。

(3) 所要馬力数

ここでは起振機の所要馬力数を試験される構造物が不完全弾性振動体として推定することにする。



図—1 質点系振動モデル

今、現象を簡単にし図—1に示すように、1質点の場合について考えることにする。1質点系と考えてよいことは栈橋の模型実験において確かめられている。いま、考えている1質点系の質量を M 、重量を W 、 g を重力の加速度、周期を $T (= 2\pi/\omega_0)$ 、質量に作用する外力を F 、バネ常数を $k (= F/y)$ とすれば、基準エネルギーは変位が $a \text{cm} (y=a)$ の時 $E_0 = \frac{1}{2} k a^2$ で与えられる。常数間の関係は $\omega_0 = \sqrt{k/M}$ である。したがって

$$E_0 = \frac{2\pi^2}{T^2} \cdot \frac{W}{g a^2}$$

となる。

エネルギー吸収と減衰率との関係は図—2において E が y^2 に比例すると仮定すれば、 $E_1/E_3 = y_1^2/y_3^2 = 1/\alpha^2$ となり、一方減衰率 d は、 $d = y_1/y_3 = 1/\alpha$ で与えられる。

強制振動中のエネルギーは図—3の様になり、いま、 $E_1 = E_0$ と考え片側の振動でのエネルギー吸収の割合は $(1-\alpha)$ となるから吸収エネルギーは往復1周期で $2(1-\alpha)$ 倍で

$$2(1-\alpha)E_0 = 2(d-1)/dE_0$$

となる。1秒間の吸収エネルギー P はこの $1/T$ 倍となる

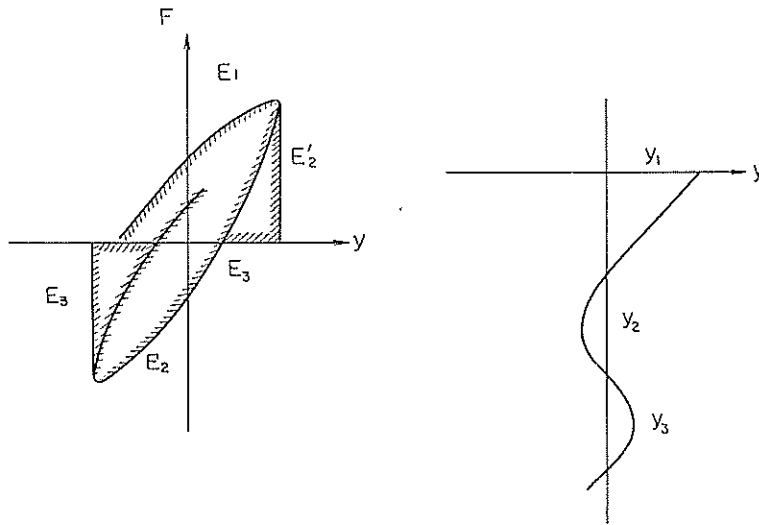


図-2 質点の変位とエネルギー吸収

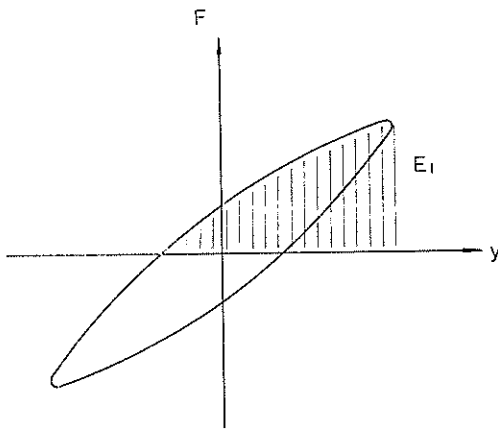


図3 強制振動中のエネルギー

から、上で求めた関係から

$$P = \frac{4\pi^2(d-1)W}{dt^3g} a^2$$

となり、ここに $1 \text{ Hp} = 75 \text{ kgm} \cdot \text{sec}^{-1}$ とすれば

$$P = 5.3 \times 10^{-6} \frac{(d-1)Wa^2}{d \cdot T^3} [\text{Hp}]$$

ただし $W(\text{kg})$, $a(\text{cm})$, $T(\text{sec})$ で与えられる。

なお、減衰率 d と減衰常数 h との関係は

$$d = e^{2\pi} \frac{h}{\sqrt{1-h^2}}$$

である。

いま、川崎港において著者等が行なった模型栈橋振動実験の結果を参考にして所要馬力数を算出して見る。この場合の諸条件を $W_0 = 45 \times 10^3 \text{ kg}$, $T = 0.95 \text{ sec}$ とし、振巾 10 cm の強制振動を与えるとすると $h = 0.1$ の時

13.9Hp 必要となる。所要馬力は振巾の2乗に比例するため、大容量のものほどよいのであるが、使用電力、重量、価格等を考えてここでは 20Hp(15Kw)とした。

(3) 操作

操作は一個所で遠隔操作ができるように、操作盤を設けることにし、ここで入力電圧、電流、電動機回転数、偏心質量の位相等の検出並びに監視、それらの運転操作が出来る構造とした。

3. 設計仕様

(1) 起振機本体

a) 起振力と偏心質量との関係

4個の偏心質量は2個づつ2本の鉛直軸のまわりを回転し、各偏心質量は軸中心線に直角な同一平面上に位置するよう配置した。各軸上の2個の偏心質量の開き角を同時に同量だけ変える構造とし、この角変位によって各偏心質量による遠心力のベクトル和、すなわち起振力を変えさせる構造とした。この角変位は停止時であるか回転中であるかを問わず変えることが出来、任意の振動数と起振力を選定出来るようにした。このことを図-4によって述べる。図-4(A)は起振力最大の状態を示し、図-4(B)はそのベクトル図である。すなわち、起振力は各偏心質量の慣性力のベクトル和であり、各偏心質量の慣性力 f は、前章で述べた如く、 $f = \frac{W}{g} Y \omega^2$ であり、ここでは偏心質量が4ヶであるから、起振力(合成慣性力)は $F = 4f \cos \theta$ で与えられる。

次に各偏心質量に矢印の方向の角変位を与え、図-5(A)の如き状態にすると、起振力は(B)に示すようになる。すなわち θ が増せば $\cos \theta$ は小さくなり、したが

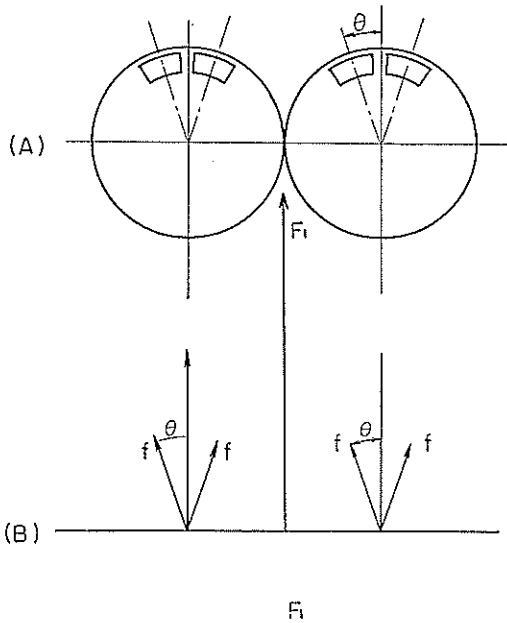


図-4 起振力と偏心質量（偏心質量が近寄ったとき）
 って $\theta=90^\circ$ の時 $F=0$ となる。 θ が最大の時 90° で
 最小の時 22.5° である。 θ が 22.5° より小さくならない
 のは偏心質量の容積の関係による。

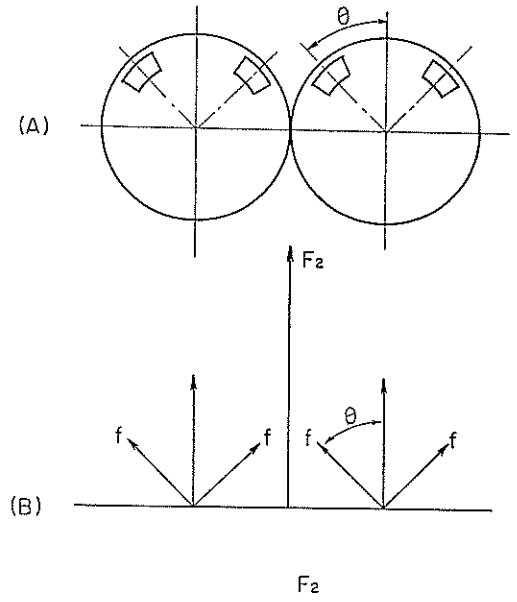


図-5 起振力と偏心質量（偏心質量が開いたとき）
 b) 1 サイクル中の起振力の変化
 2 軸は同一歯数の歯車によって連結され、お互に反対
 方向に同一回転数の回転を行なわせる構造であるので、

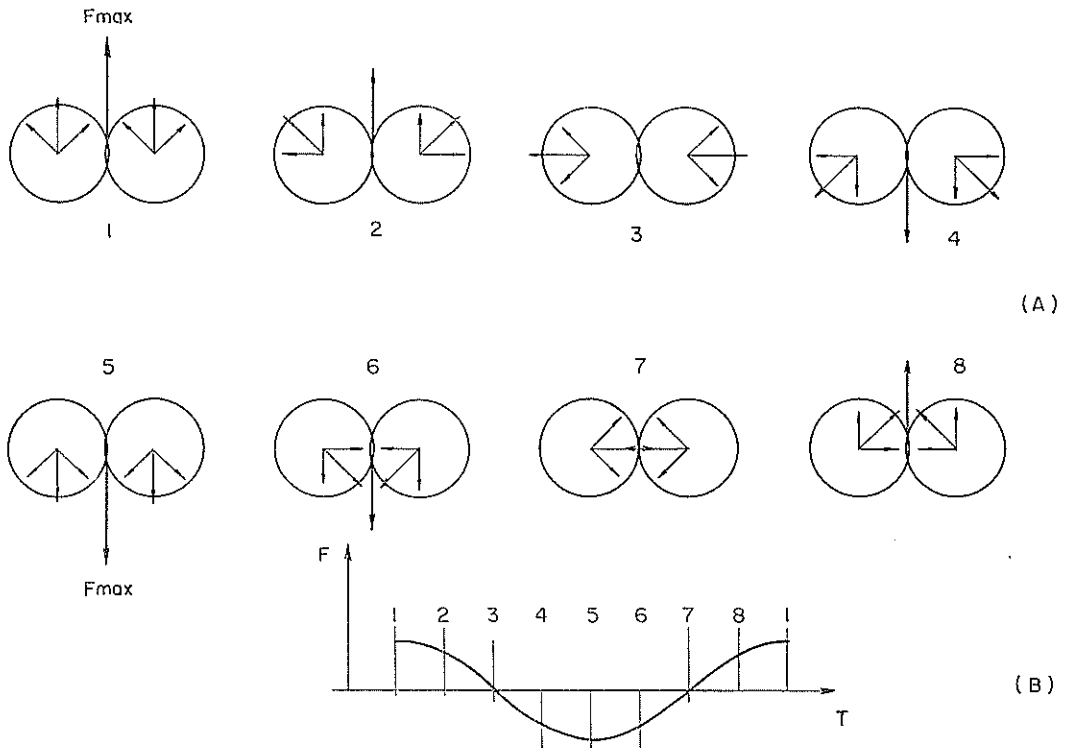
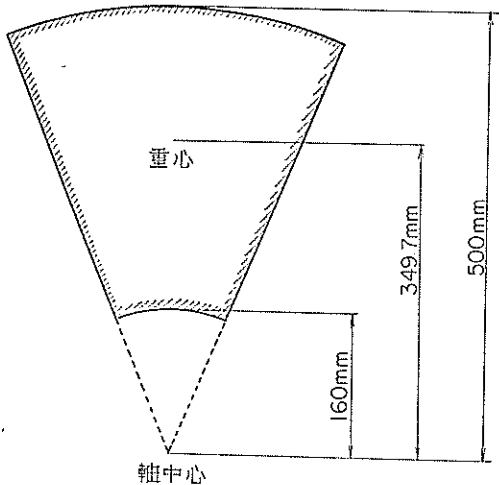


図-6 1 回転中の起振力変化

一回転中に起振力は図一6(A), (B)に示すように変化し、従って起振力は1サイクル中に正弦曲線で変化することになる。

c) 偏心質量の形状寸法

1秒において2.5tonの起振力を得るためには前述の式 $F=4W/g \omega^2 r \cos \theta$ にそれぞれの数値を代入すると偏心モーメントとして16813kg·cmとなる。図一7の如き形状でその巾を72.7cmとし、比重7.5の鉄材を使用するとすればWは480.8kgとなる。



図一7 偏心質量の形状

d) 起振機を回転せしむるに必要な電動機の所要馬力前節では構造物を振動せしむるに必要な計算をなしたが、ここでは高速回転中のベアリングの摩擦ならびに偏心重錘の空気抵抗によるそれぞれの損失を調べておくことにする。ベアリングの摩擦抵抗による損失は一般に

$$H_{P1} = \frac{P r_1 \mu \omega}{7500}$$

ただし、P=5000kg(ベアリングの受ける荷重で慣性力+自重)

- r=9cm(ベアリングの受ける荷重で内輪半径)
- $\mu=0.01$ (ベアリングの受ける荷重で摩擦係数)
- $\omega=18.9 \text{sec}^{-1}$ (3c/sにおける角速度)

で与えられ、これによると $H_{P1}=1.14 \text{Hp}$ 必要となる。

また、空気抵抗については

$$H_{P2} = \frac{G V_1^3 S}{75}$$

ただし、 $V_1=6.25 \text{m/sec}$ (速度)

$S=0.985 \text{m}^2$ (正面積)

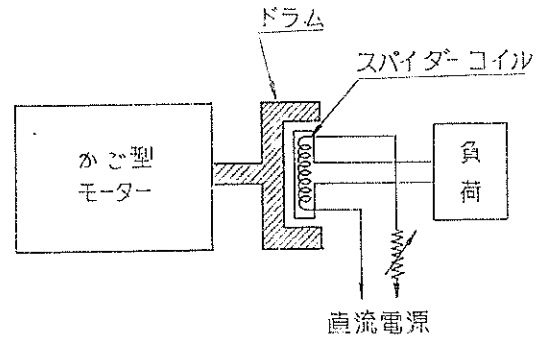
$G=1.1$ (抵抗係数)

とすると、 $H_{P2}=0.22 \text{Hp}$ となる。いま、Vベルト及び歯車の伝達効率を0.85とすれば、これらの損失を補うた

めに1.6Hpは必要となる。

e) 電動機及び動力の伝達

本機は振動数を任意に変更する必要上インダクションカップリング付15kw三相かご型誘動電動機を用いた。



図一8 動力の伝達方法

本機の原理は図一8に示す如く励磁コイルを装置したスパイダーとその外周に小空隙をへだてて設けられた鉄製ドラムが主体でドラムはかご型モートルに直結され、ほぼ定速度で回転し、スパイダーは負荷に結合するもので励磁電流を調整することによって可変速度で回転出来る機構である。なお、これらの回転速度は自動速度制御を行なわせるべく速度調節器を付属させた。この速度制御範囲は1:10であり、定トルク特性であるので回転数を0.3~3c/s迄の間を任意に選定出来る。なお、出力軸回転数が120~1200R.P.M.(電源周波数50c/sのとき)であるので変速比として、第1段Vベルトにより22:1, 第2段ベベルギヤにより3:1減速せしめた。

f) 軸及びベヤリングの径

軸を両端支持2点集中荷重梁とし材料の許容応力 $\sigma_a=1000 \text{kg/cm}^2$ とすれば $M_{\text{max}}=2500 \text{kg}/4 \times 31.5 \text{cm}$ との関係より軸の直径は59%必要となる。また、中央の撓みを0.05%ゆるすとすれば直径101%の軸が必要となる。

一方伝導軸から考えて $\alpha=k^3/\sqrt{H_P/\omega}$ (k : 常数, $H_P=20$, $\omega=180 \text{R.P.M.}$) とすると $d=5.75 \text{cm}$ 必要となる。したがって計算より軸径は120%以上必要となる。

g) ラジアルベヤリングの選定

基本負荷容量Cの算定式として次式を用いて計算する。

$$C = P \cdot f_n \cdot f_\omega / f_n$$

ここにP: 625kg(軸受荷重), $f_n: 0.57$ (180R.P.m)の速度係数, $f_\omega: 3$ (荷重係数), $f_n: 2$ (4000時間の寿命係数)とすると、 $C=5900 \text{kg}$ となり、これ以上のベヤリングを選定する。

h) 歯車

歯巾をきめるための算定式として、まず曲げ強さから

次式で求めた。

$$B = \frac{100F_1}{\pi M y \delta}$$

ただし、ここに安全伝達力 $F_1=75/vHp$ で刻み内の周速 $v=10.2m/s$ 、で使用応力 $\sigma=485kg/cm^2$ 、モジュール $M=8$ 、歯形係数 $y=0.107$ とすると、 $B=11.3\%$ となる。

一方向圧縮さから

$$B = F_1(z_1+z_2)/2z_1f_vkd_1$$

ここに、大歯車の歯数 $z_1=96$ 、小歯車の歯数 $z_2=20$ 、速度係数 $f_v=0.374$ 、触面応力係数 $k=0.04$ 、小歯車の中心径 $d_1=226.3\%$ とすると、 $B=26\%$ となる。本機

ではクロスギヤを使用するため、面圧強さより求めた数に2.3倍し、歯巾を60%とした。

i) 取り付けボルト

図-9に示すように取り付けボルトAには剪断力が作用し、ボルトBは中立となる。Cには引張り及び剪断力が作用する。このうちの最悪条件であるCの場合について計算する。 $R_t=1010kg$ 、 $R_s=1190kg$ 、 R_t よりボルトネジの底径 $d_1=2.23cm$ 、また R_s より $d_1=1.48cm$ 、ただし、許容剪断応力度を $800kg/cm^2$ とする。

以上の計算より $1\frac{1}{4}$ "ボルト(ネジ底径28.13%)を使用することにした。

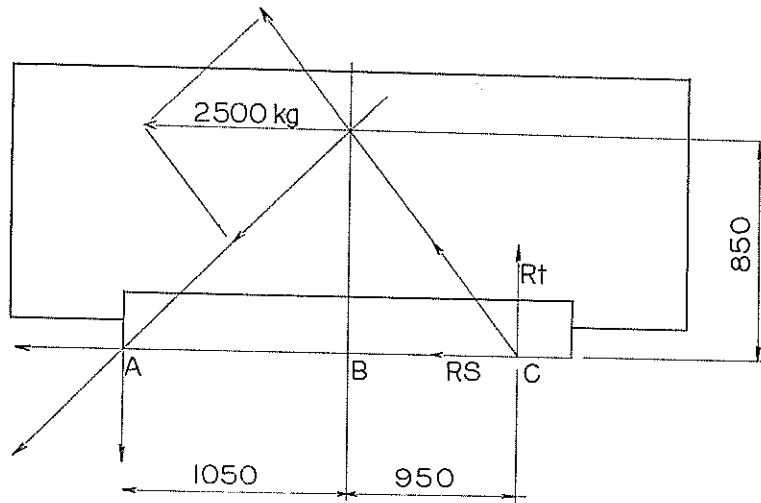


図-9 取付ボルトに作用する力

j) 角変位設定目盛と起振力

本機は偏心質量回転用のギヤとかみ合うクロスギヤを軸方向に移動して偏心質量に角変位を与え、起振力を変える機構であるのでクロスギヤは角変位変更軸を回すことにより移動する。移動量は電動式目盛盤によって表示され、最大より最小までを100等分した。

図-10に電動式目盛盤の各指示目盛に対する起振力と回転数の関係を示した。なお安全装置として最小、最大角変位点にはリミットスイッチを取付けた。

k) その他

本体の構成において総重量(表-2参照)が大きくなったので、輸送時および模型構造物等への据付けの場合の運搬機械の準備の容易さ等を考慮して1ブロック2ton以下に納まるよう本体を3分割させることにした。すなわち、偏心質量が2軸になっているのでこの間で2分割し、2ブロックとしさらに電動機を1ブロックとし

た。なお、分割各部には運搬時の便のため吊手を設けた

以上の本体の構造図を図-11、図-12に掲げた。参考のためアンカーボルトの寸法を図-13に示す。外観は写真-1に示した。

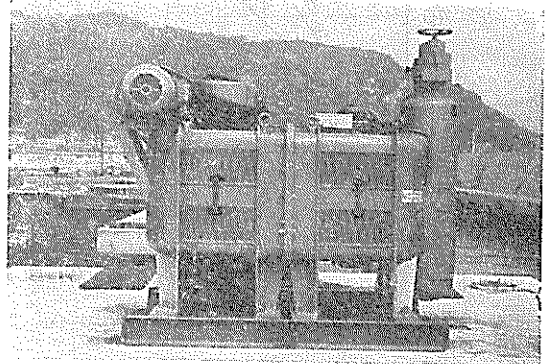
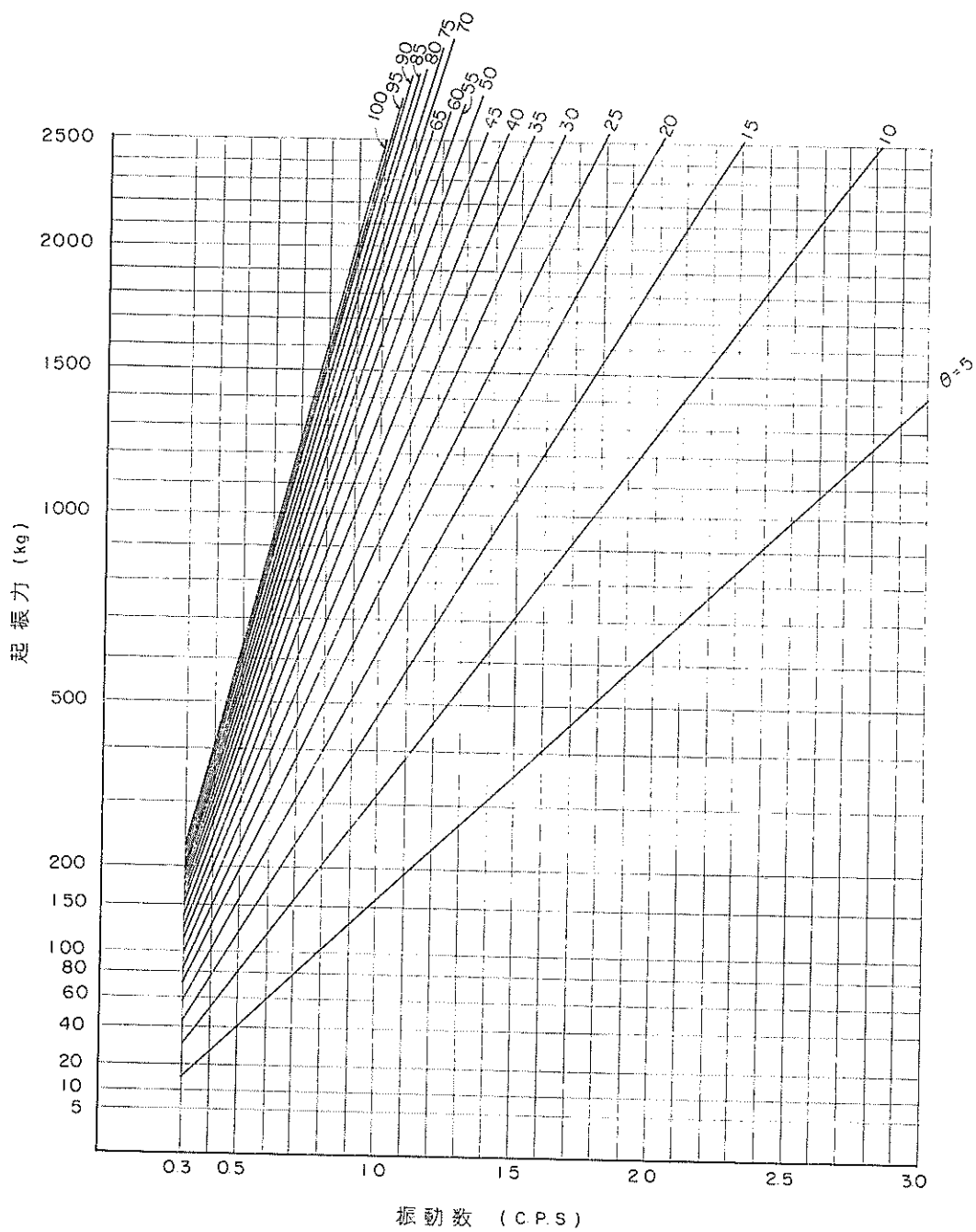


写真-1 起振機本体(模型橋橋上に設置したところ)



図—10 振動数と起振力

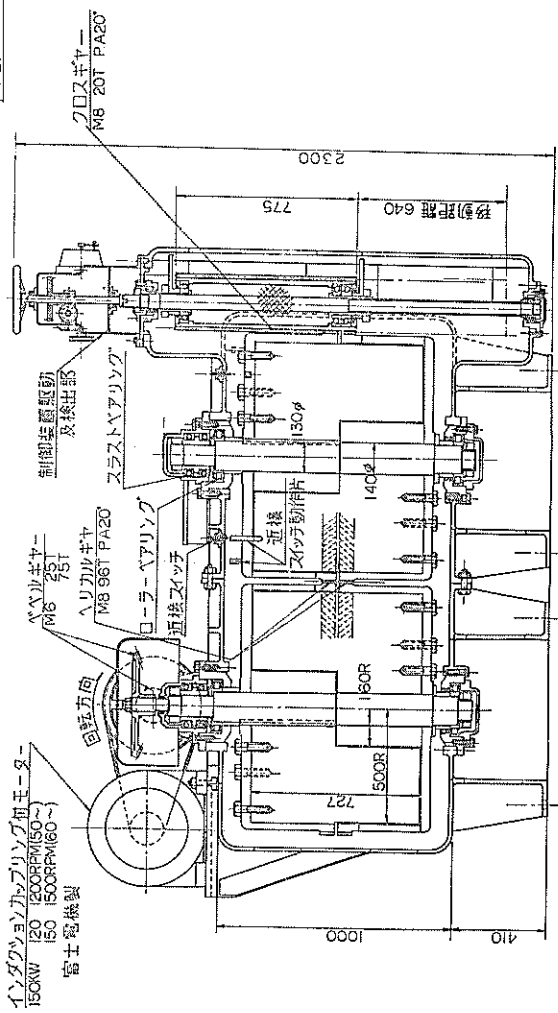
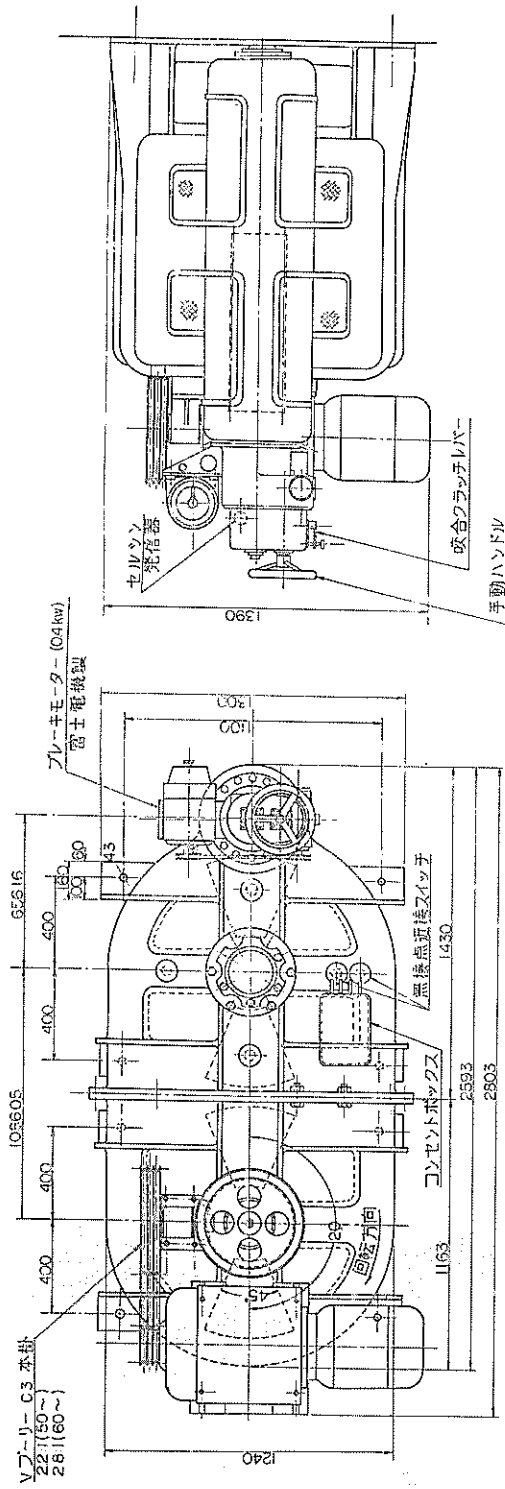


図-11 起振機本体構造図

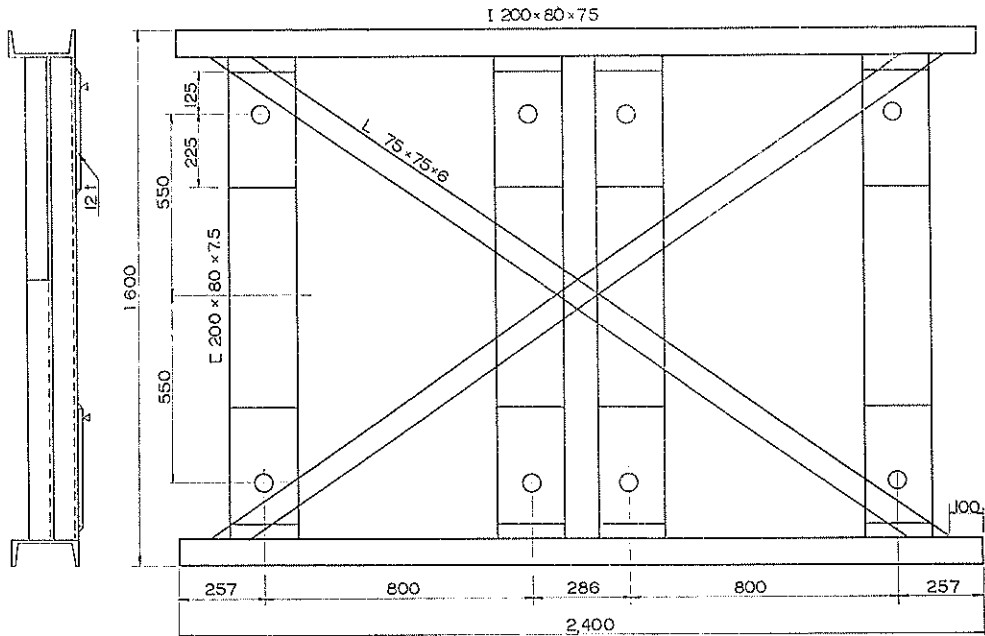


図-12 据付基台

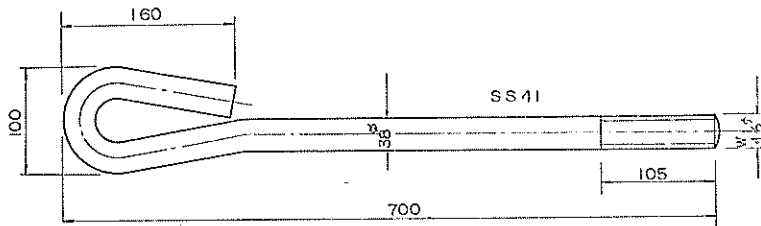


図-13 アンカーボルト

(2) 制御部

制御部は装置の運転に必要な制御および動作監視がすべて集中的にでき、かつ運搬が容易な構造にすることを考え製作した。制御部についている可動線輪型メーターは運搬時に制御部本体から取りはずし本体とは別に安全な方法で運搬できるようにした。

電源受給用ケーブルの結合には接登を用いたが特に大電流を受給供給するケーブルの接続は端子接続とした。動作系統を図-14、図-15に示す。各ケーブルは電源受給線が $3P \times 30\text{mm}^2$ クロロブレンキャブタイヤコード10m、電源供給線は $3P \times 30\text{mm}^2$ クロロブレンキャブタイヤコード40m、制御線は 0.75mm^2 、多芯クロロブレンキャブタイヤコード40mとした。

電源関係には、電源開閉器（電磁型15Kw 3相200V用）、電圧電流計（交流 250V、50A用各相切替付）、電源表示灯（白色灯）、主電動機並びに速度制御電動機開閉

器（電磁型15Kw 3相200V用）、並びに表示灯（赤色灯）、偏心質量角変位制御電動機開閉器（過負荷断電器0.4Kw用）、偏心質量角変位増減制御用押ボタン切換器ならびに表示灯（増：赤色灯、減：青色灯）、その他電磁クラ

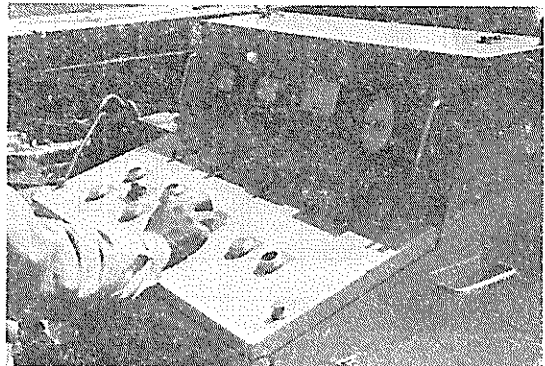
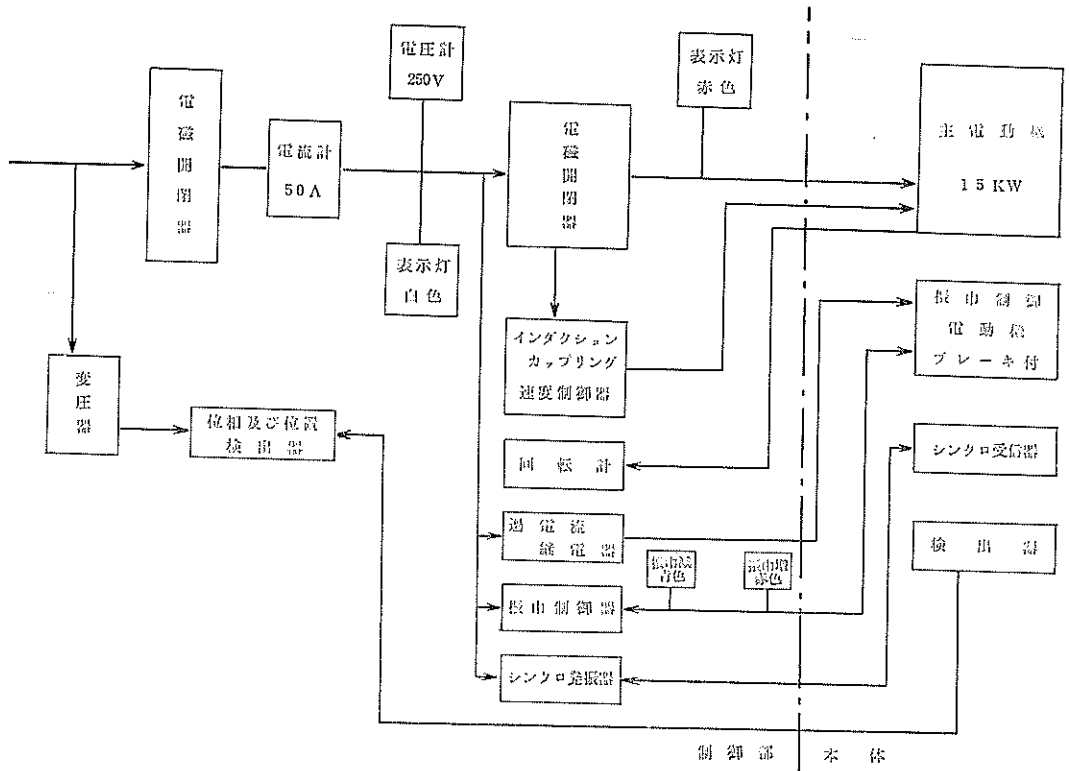
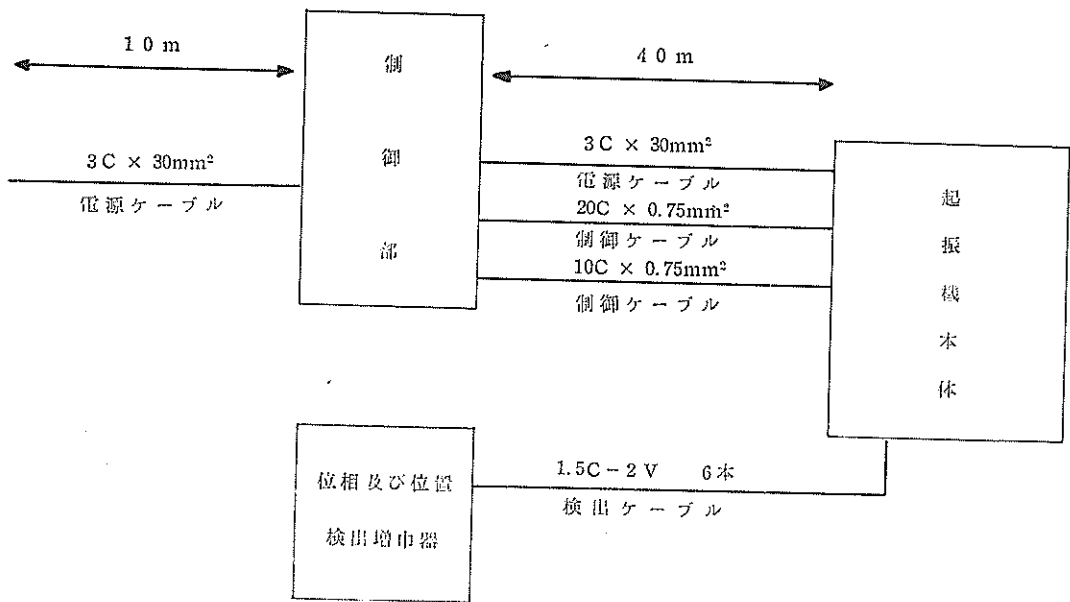


写真-2 制御装置



図—14 系 統 図



図—15 系 統 図

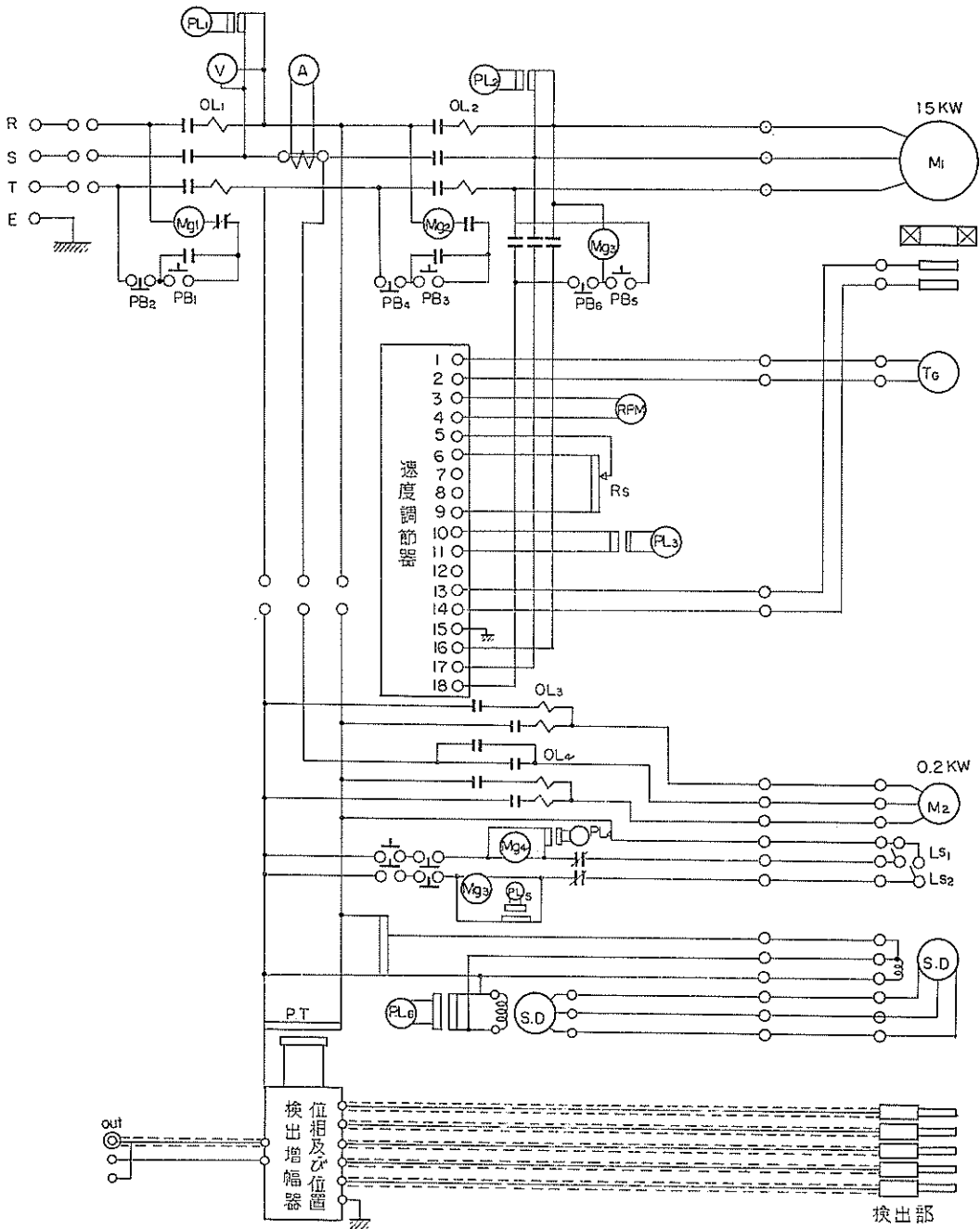


图-16 結線圖(A)

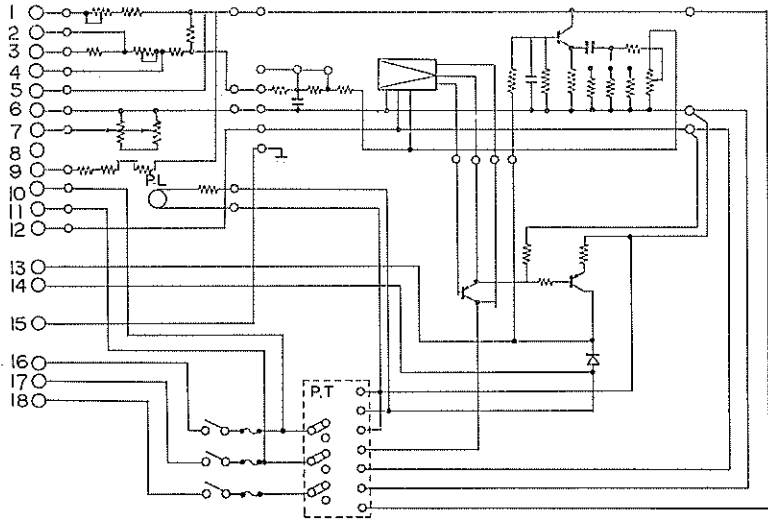


図-17 結線図(B)

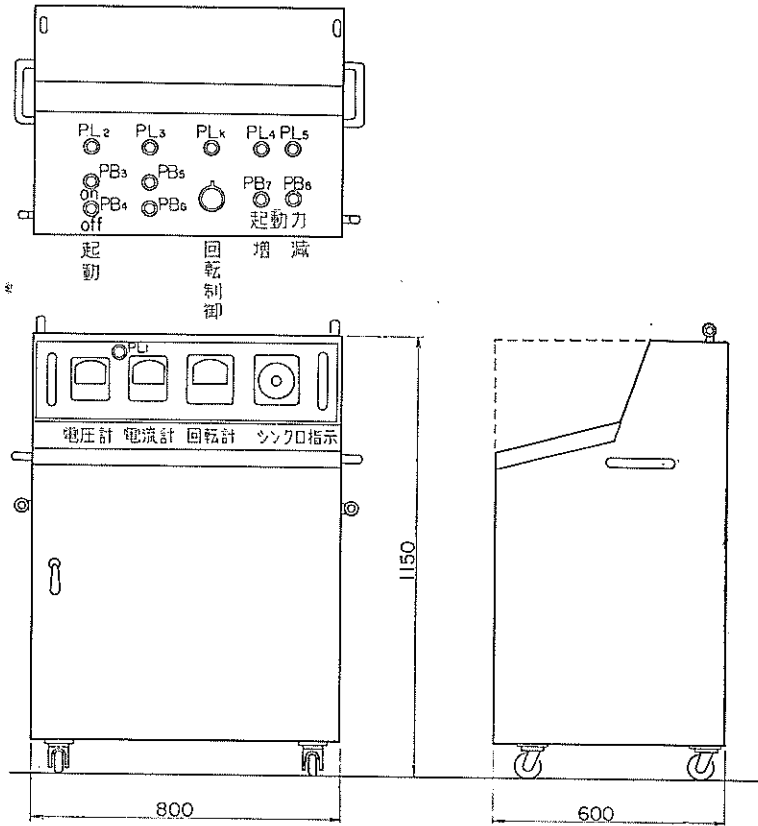


図-18 制御部外観図

ッチ制御器を設けた。

これらの電気系統は図-16, 17にメーターおよびスイッチの配置は図-18に示した。なお、外観は写真-2に表示してある。

(3) 偏心質量角変位並びに回転位相の検出

被振動体の振動波形と起振機本体が発生する起振力間の位相差並びに偏心重錘の開き角のそれぞれを正確に検出するために元木研究所製近接スイッチを利用した検出器を取り付けた。

偏心重錘4個のうち角変位および位相を検出しようとする2重錘のそれぞれに1ヶと角変位の基準となる重錘に別に1ヶ指標を取付け、これが前記の近接スイッチに接近したときに近接スイッチから発生するパルスの時間的な相互関係によって重錘の偏心角や位相を検出するようにした。これらの電気的パルスは電磁オシログラフによって記録させることにした。この場合の検出記録の1例を示すと図-19のようになる。

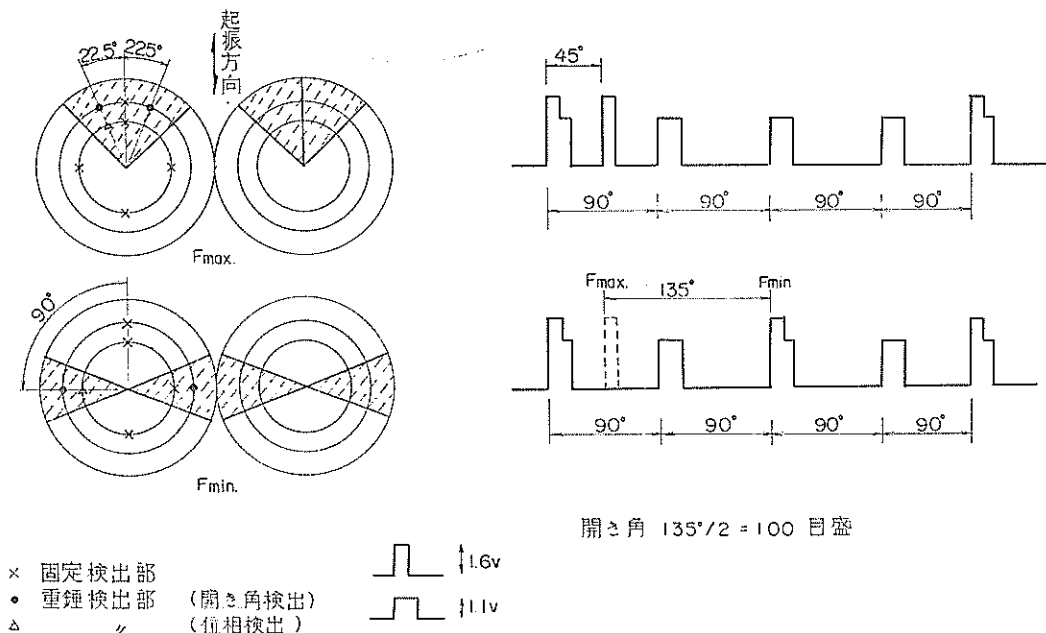


図-19 偏心質量開き角および回転位相検出図

4. 起振機の性能

3で個々の性能にふれたが、ここで起振機全体としての主な仕様をまとめて掲げる。

(1) 起振機本体

- 振動数範囲 0.3~3 c/s
- 重錘重量 480.8kg/1個
- 重錘数量 4個
- 重錘回転半径 34.97cm
- 重錘開き角 最大90° 最小22.5°
- 偏心モーメント 最大62.120kg・cm
- 起振力 最大 2,500kg (1 c/s以上)
- 振動方向 水平1成分
- 変速比 第1段 2.2:1 (電源 50c/s用)
- " 2.8:1 (電源 60c/s用)

第2段 3.0:1

- 起振力作用点高さ 91.0cm
- 機械寸法 巾 130cm, 長さ 259.3cm, 高さ 230cm
- 重量 5.7ton (全重量合計 6,193kg)
- (2) 主電動機
- 型式 富士電気製 KS 3 V/15P+SORK 981-4
- インダクションカップリング付
- 出力 15Kw
- 定格電圧 200V
- 電源周波数 50/60c/s
- 極数 4
- 出力軸回転数 120~1200r.p.m (50 c/s時)
- 150~1500r.p.m (60 c/s時)
- 速度制御範囲 1:10
- 出力軸トルク 9.75kgm (50 c/s時)

速度変動率 8.15kgm (60 c/s 時)
 負荷トルク 10~100 c/s において最高速度の±1%以下, 電源電圧の変動±10%以下にて最高速度の±0.5%以下

重量 470kg

(3) 速度調節器

電源電圧 200V

電源周波数 50/60 c/s

出力 DC40V 3A

制御入力 DC 8V/1200r.p.m—100%(50c/s)

DC10V/1500r.p.m—100%(60c/s)

比例帯 0~20% (連続可変)

積分時間 2, 3, 5 sec (切換)

オフセット 1%以下

消費電力 250VA (最高出力時)

(4) 起振力制御装置

a) 電動機

型式 富士電機製 400W 全閉外扇型 ブレーキ付

極数 4

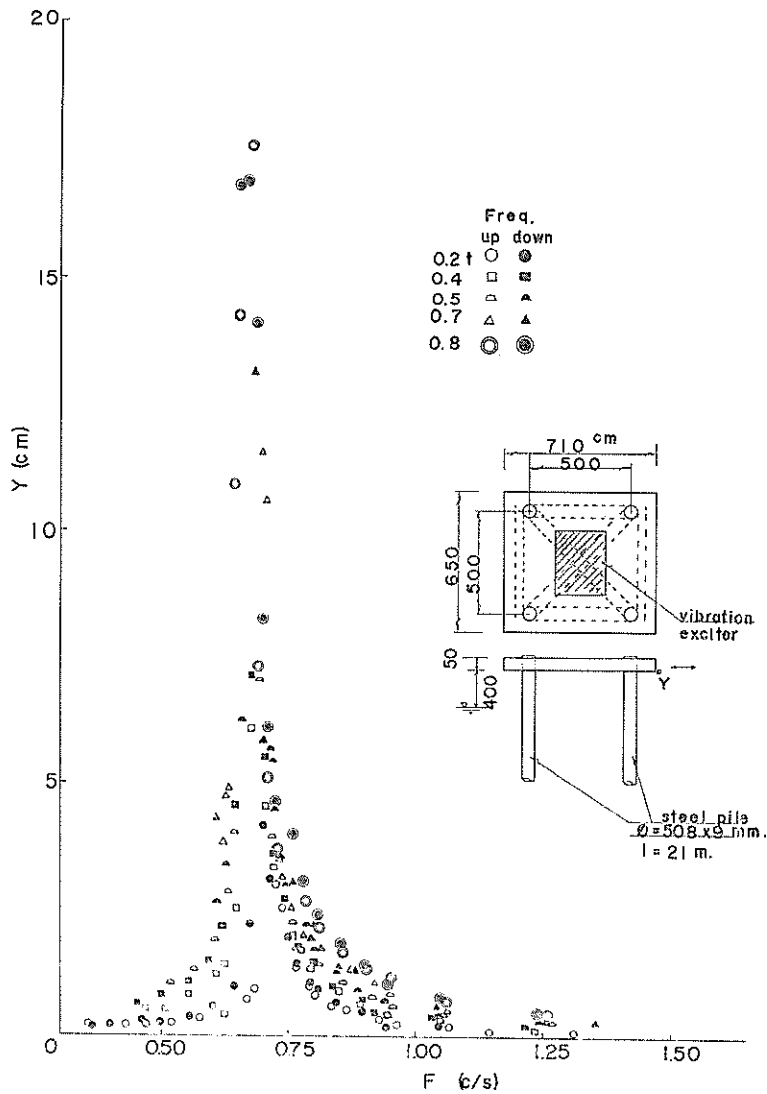
回転数 1430r.p.m (電源周波数 50 c/s 時)

1710r.p.m (電源周波数 60 c/s 時)

制御回転力 100% (電源周波数 50 c/s 時)

120% (電源周波数 60 c/s 時)

重量 28kg



図—20 試作した起振機による実験結果の例

b) その他

Vプーリー 外径 100φ×A 1本 2ヶ

Vベルト A43 1本

減速比 第1段 36:1 (ウォーム及びウォームホイール)

第2段 3:1 (スパーギヤー)

制御軸回転速度 13r.p.m (50 c/s)

15.6r.p.m (60 c/s)

制御軸回転時間 0～最大まで230sec (50c/s)

0～最大まで194sec (60c/s)

手動及び動力駆動切換クラッチ付

5. 運転成績

無負荷時(偏心重^①を起振力が零となる位置においたとき)の主電源部の電圧電流はラッシュ時 200V, 300A であって、この程度の値は3で述べた範囲に入り充分満足出来るものである。また、この場合の起振機の4個の偏心重^②のアンバランスによる発生起振力も極めて小さい。振動ノイズとしては、ギヤー部から発生する高調波が多少認められるが実験に影響を及ぼす程のものではなかった。

参考のために清水港で実施した鋼直杭模型栈橋の起振機試験により得た共振曲線の1例を図-20に示す。この

ように被振動体に大きな変位が生ずる実験であっても充分その性能を発揮し得た。図-20に示した結果のうち起振力 0.8ton の試験での共振時の消費電力は 17Kwであり、このときの栈橋床版での変位半振巾は 160%であった。この程度では電動機の負荷としては充分その容量の範囲内であった。

6. あとがき

本起振機は昭和39年度に製作され、同年清水港において栈橋の振動実験に使用された。前述のように、この際の振動で鋼は杭部材の降伏点強度を越えるには至らなかったが、これに近い状態に達することができた。この起振機は、特に低振動数域で大きな起振力を発生し得ると同時に、振動数を変化させながら、起振力一定で加振し得る大きな特徴をもっている。

本起振機の能力のうち、しいて欠点をあげると起振力の作用点が幾分高いこと、全重量が重くなりすぎた点であろう。これらの点を除けばその性能は充分満足できるものである。

本起振機はその本体を株式会社早坂機械制作所が製作した。本機の製作に従事した同社現場関係者の熱意に感謝の意を表する。

(1968. 6. 29. 受付)

港湾技研資料 No 55

1968・9

編集兼発行人 運輸省港湾技術研究所

発行所 運輸省港湾技術研究所
横須賀市長瀬3丁目1番1号

印刷所 桂山印刷株式会社
台東区東上野5丁目1番8号