

猪苗代第一発電所水車の振動に就いて

松 田 正 彦*

Investigation on the Vibraton of Water Turbine in Inawashiro Daiichi Electric Power Station

By Masahiko Matsuda
Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Number 2 water turbine casing in Inawashiro Daiichi Electrical Power Station broke down in the 20th and 22th year of Showa.

Therefore, the field test concerning the water turbine, the casing material test, governer test, and vibration test has been carried out in co-operation with Nippon Hassoden Company, Hitachi, Ltd., Japan Society of mechanical Engineers.

We took charge of investigation on the vibration of the water turbine in Inawashiro Daiichi Electric Power Station by the measuring instruments, and analyzed the vibration at various parts of the water turbine.

The following text describes the results obtained by these vibration tests.

〔I〕 緒 言

猪苗代第一発電所は獨逸フォイト製横軸二輪單流渦巻水車六臺を有し大正2年以來運轉されているが、たまたま第二號水車のケーシングが破壊した事故が起つた。この原因の調査のため、又同型水車の事故防止のため、日本發送電株式會社及び關係學會、製造業者はおのおのの分擔を決め協力して各種の徹底的な調査を行つた。日立製作所に於ては關係各位の協力の下に水車の振動並びにガバナその他の諸測定を擔當した。その結果について後述の如き數々の資料が得られたので同型水車の參考資料として發表する次第である。

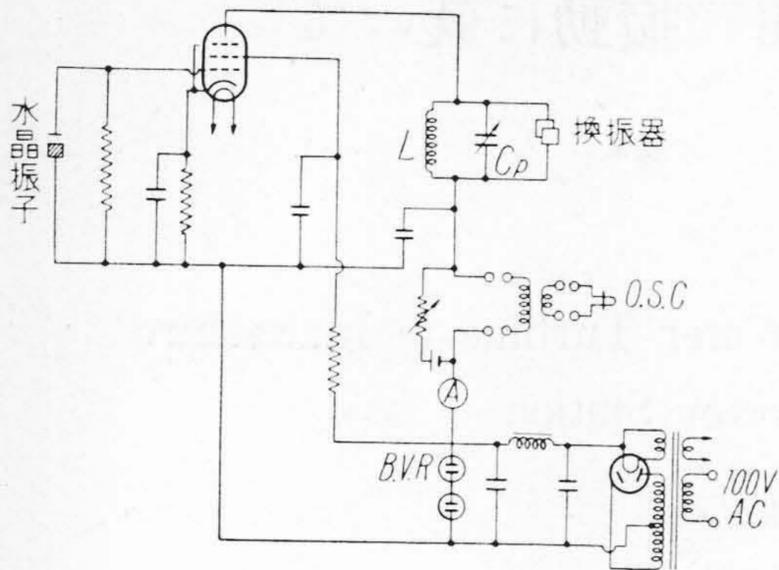
〔II〕 測 定 方 法

水車の振動にはランナーの回轉による振動と負荷の程度により變化する水の旋回運動による振動即ち軸流速度のおそいために水車のドラフトチューブ内に起る複雑なる局部的渦流と強大なるパルセイションとがある。又この外にランナー出口のキャピテーションによる渦流があり、又この横軸双輪單流渦巻水車は兩輪の相互干涉等により複雑なる振動現象を起すことが考えられる。

これ等の振動を水車の各部で測定しその現象を調べるため次の測定を行つた。

1. ケーシング各部の振動
2. 水車軸受部の振動
3. ドラフトの振動

* 日立製作所日立工場



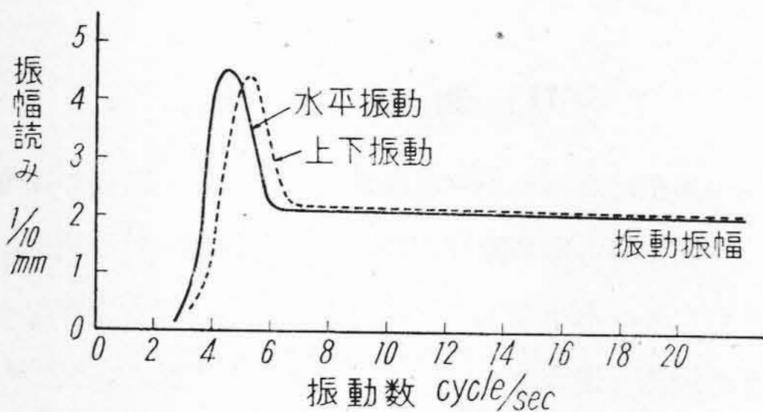
第1圖 H式振動測定装置電氣回路
Fig. 1 Circuit Diagram of H Type Vibrometer.

4. ケーシング水壓變動

尙この測定には H 式振動測定装置を使用し電磁オシログラフにより振動波形を撮影してこれ等の現象の解析を行つたもので、特に夫々の測定の種類に應じ之れに適した次に述べる五種類の換振器を取付けて測定した。

1. ガイゲル型換振器

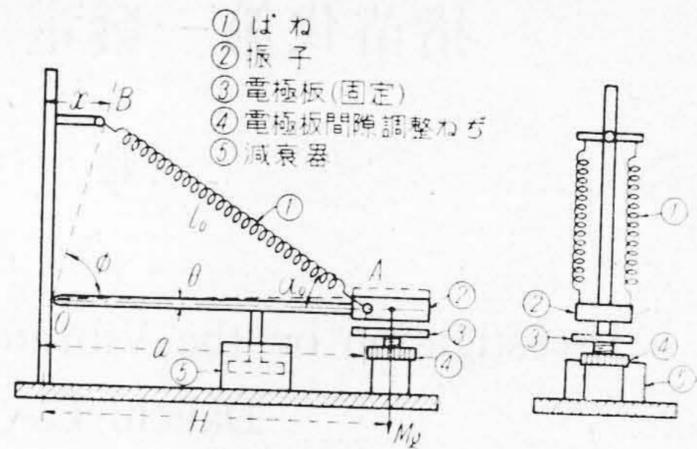
渦巻ばねによつて支持されている重錘を不動點とし、本體と振子との相對運動を機械的に槓杆を通して擴大し夫々本體と槓杆の先に取り付けられたアルミ板の極板によりこの變位を靜電容量の變化にかえるものである。



第2圖 ガイゲル型換振器特性曲線
Fig. 2 Characteristic Curves of Geiger Type Transducer.

2. 垂直振子による上下振動換振器

低い振動数の上下振動に對して特性を良くするために使用されるもので、構造は第3圖に示す通りである。支點 B が $\angle OBA \pm \pi/2$ なる關係にあるとするとこの振子の周期は次式により與えられる⁽⁷⁾。



第3圖 上下振動換振器
Fig. 3 Vertical Pendulum Type Transducer.

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{Ik}{MgH \tan \alpha_0}}$$

I 振子の慣性能率

θ 振子の偏れの角

β バネを單位長さ伸す力

α_0 振子の中心線とバネの中心線とのなす角

故に α' を小さくする程振子の周期は大きくなる。

3. 水平振子による水平振動換振器

前記と同様に低い振動数の左右振動特性を良好ならしめるための水平振子であつて、支點 AB と下部支點 B を通る鉛直線とのなす角を η とすると、この振子の運動方程式は

$$I \frac{d^2\theta}{dt^2} + MgH \sin \eta \cdot \theta = 0$$

I 振子の慣性能率

θ 振子の偏れの角

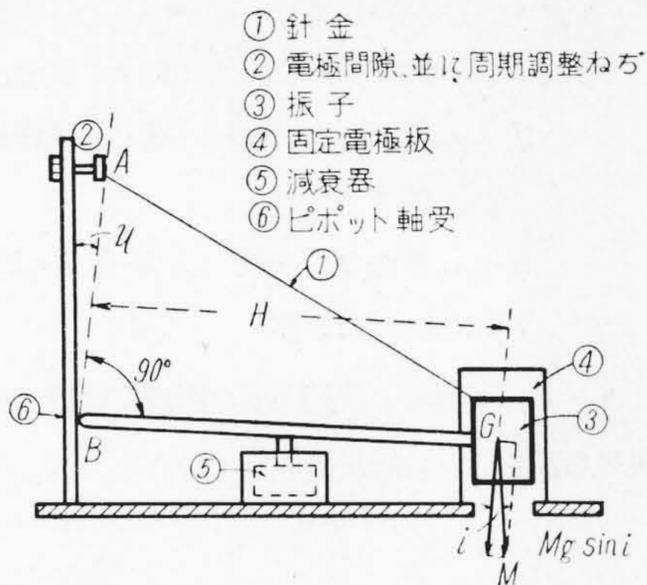
依つて水平振子の周期 T は

$$T = 2\pi \sqrt{\frac{I}{MgH \sin \eta}}$$

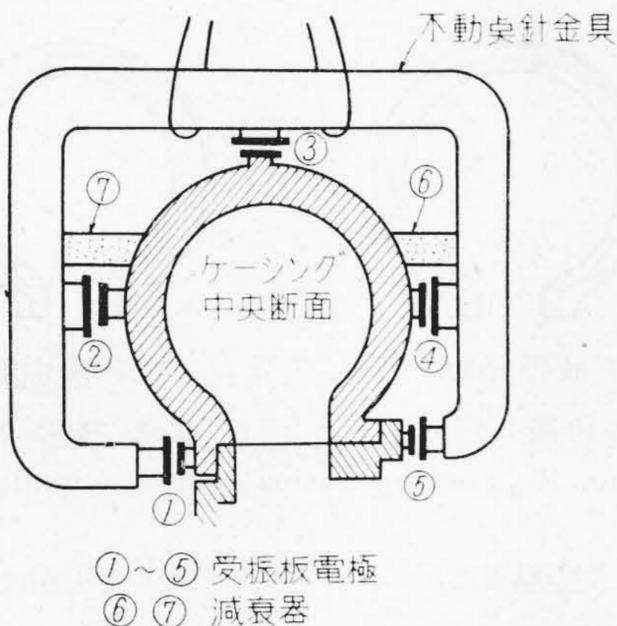
従つて η を小さくする事によつて周期は極めて大きくする事が出来る。この振子に極板を取付け振動體に取り付けられたる極板との間に電氣靜電容量をもたせて振動の變位を靜電容量の變化にかえる。

4. 不動點釣下げによる換振装置

横型水車ケーシングのラジアル斷面の數カ所の振動を同時に記録するためクレンより重量物を釣下げ、これを不動點としてこれに左右振動のダンパー及び受振板電極を數カ所に取り付けたもので、この不動點釣金具は重量約



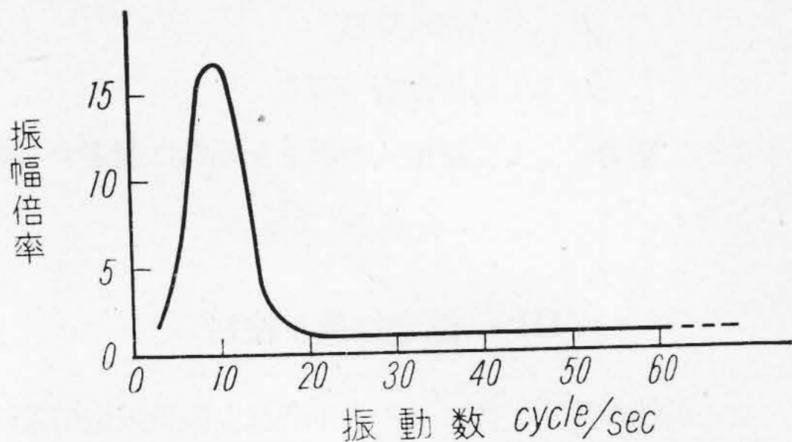
第4圖 水平振動換振器
Fig. 4 Horizontal Pendulum Type Transducer.



第5圖 不動點釣下金具によるケーシング振動換振装置
Fig. 5 Casing Vibration Transducer with Simple Pendulum.

800 kg, クレンより 6 米の長さ (l) で釣り下げ、ダンパーにはゴムを使用し左右動に対する減衰作用をなしたものである。この釣り下げ振子の左右動周期 T は $T=2\pi\sqrt{l/g}$ で l を長くする程周期は大きくなる。上下動の周期はクレンガーダーの上下動固有周期により決るものであつてクレンの中央部に重量物で打撃を與えた時の減衰振動を記録してこの換振装置の上下振動特性をみると第6圖に示す通りである。

この装置によつて測定した際屢々ケーシングの上下振動に 10 サイクルのクレンの固有振動が認められた。これは左右動に対しては減衰器を取付けたが上下動に對し



第6圖 不動點釣り下げ金具による換振装置の上下振動特性
Fig. 6 Characteristic Curves of Casing Vibration Transducer with Simple Pendulum.

てはクレンの重量に對して減衰器を取付ける事が出来なかつたためドラフトの振動が床を傳つてクレンの自由振動を誘發したものである。

5. 受壓器

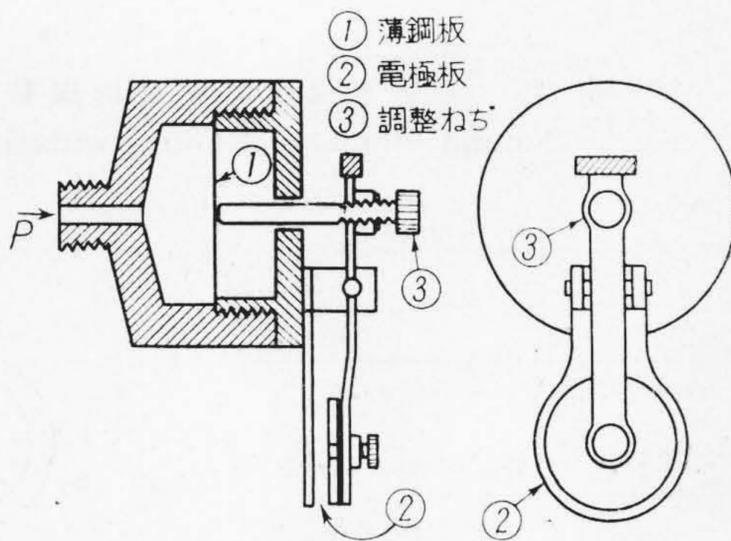
水壓の變動並に真空の變動等を記録するために試作したもので構造は第7圖に示す如く壓力の變化を薄鋼板で受けて鋼板の中心部の變位を電極板に傳えて本體に取付けられた他の極板との間に静電容量の變化を起させるものである。この受壓板の中心に於ける撓み δ は

$$\delta = \frac{3(m^2 - 1)Wr^2}{4\pi Em^2 t^3}$$

にて與えられる。但し $W = \pi r^2 P$

$1/m$ ポアソン比

r 受壓板半径



第7圖 受壓器
Fig. 7 Pressure Transducer.

E 彈性係數

t 受壓板の厚み

従つて壓力により受壓板 t の厚さを適當に選定する事が出来る。

〔III〕 測定結果と検討

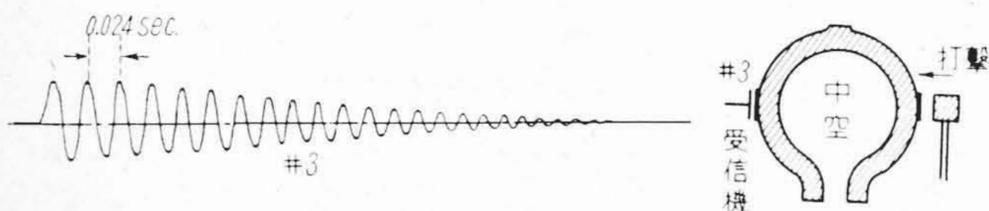
次に前述の測定装置により水車各部の振動試験結果について述べる。

1. ケーシングの振動

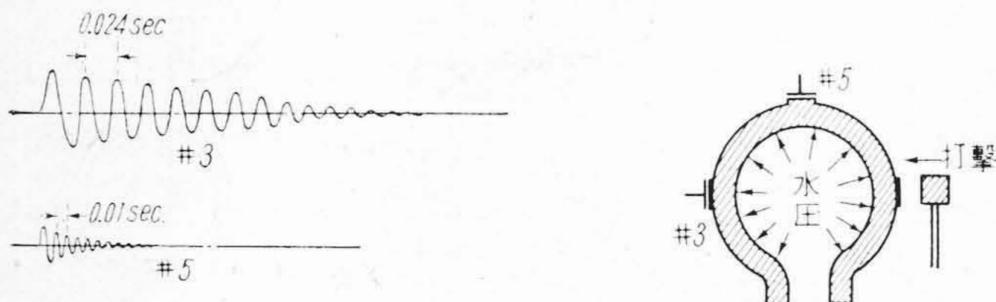
a) ケーシング自由振動

ケーシングの固有周期を調べ種々なる強制振動により共鳴現象を起し振幅の増加が起るか否かをみるためケーシングの自由振動の測定を行つた。この測定には前述の不動點金具釣下げによる換振器を使用し、H式振動計により電磁オシログラフに導びいて記録したものである。自由振動は重量物によりケーシングに打撃を與え又打點を種々換えて測定を行つた。この測定結果は第8,9圖に示す如く42サイクルと100サイクル程度の2種類の自由振動が認められる。そこでケーシングが橢圓形に自由振動を起す場合の固有振動数を圓環として計算すると次の値を得る。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{EIg}{\mu_1 r^4} \frac{n^2(1-n^2)^2}{1+n^2}}$$



第8圖 ケーシング無水時の自由振動
Fig. 8 Natural Vibration of Casing without Water.



第9圖 ケーシングに水壓を加えた時の自由振動
Fig. 9 Natural Vibration of Casing with Pressure.

茲に E 彈性係數

μ 圓環の單位長さに對する質量

I 環面に垂直な軸に關する横斷面の慣性モーメント

n 振動型の次數(この場合 $n=2$)

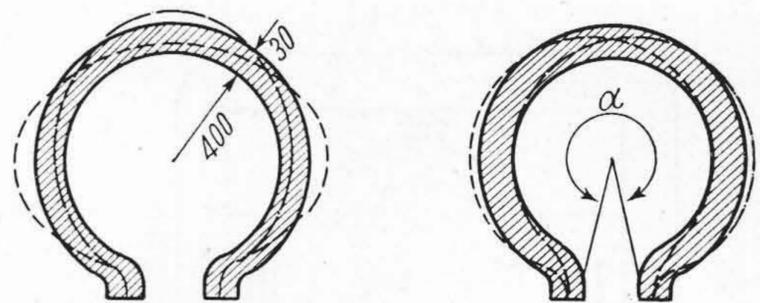
r 圓環の半径

次にケーシング斷面の首振り型の固有振動数は次式により與えられる⁽⁴⁾。

$$F = \frac{f(\alpha)}{2\pi} \sqrt{\frac{EIg}{\mu \cdot r^4}}$$

$f(\alpha)$ は第10圖の角 α によつて定まる常數

但し $\alpha=300^\circ$ の場合 $f(\alpha)=1$ である。



(i) 橢圓振動 (ii) 首振り振動

第10圖 ケーシング自由振動の型
Fig. 10 Form of Casing Natural Vibration.

故に測定結果に現われた100サイクルの振動はケーシング斷面の橢圓狀振動(第10圖参照)であり、42サイクルの振動はケーシングの首振り型(第10圖ii参照)の振動である事がわかる。振動振幅は後者が大きく100サイクルの振動はわずかに認められる程度である。

ケーシング内に水壓を加えた場合と中空にした場合との自由振動の状態は兩者とも固有周期にはかわりがないが水壓を加えた場合は水壓による減衰作用のため自由振動の減衰率は大きい。

振幅の大きな首振り振動が共鳴したときの振幅の共鳴による振幅倍率は次の方程式によつて與える事が出来る。

振動の方程式は、 y を振幅、 x を強制振動の振幅とすると

$$\frac{d^2y}{dt^2} + 2\epsilon \frac{dy}{dt} + n^2 y = x_m w^2 \sin(\omega t - \alpha)$$

にて與えられる。定常状態に於ける此の方程式の解は

$$y = \frac{x_m}{\sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{n^2}\right)^2 + 4 \frac{\epsilon^2 w^2}{n^4}}} \sin(\omega t - \alpha)$$

ϵ^2/n^2減衰係數

w/n 強制振動と自由振動角速度の比

共鳴による振幅の倍率を k とすると

$$K = \frac{1}{\sqrt{\left(1 - \frac{w^2}{n^2}\right)^2 + 4 \frac{\epsilon^2 w^2}{n^4}}}$$

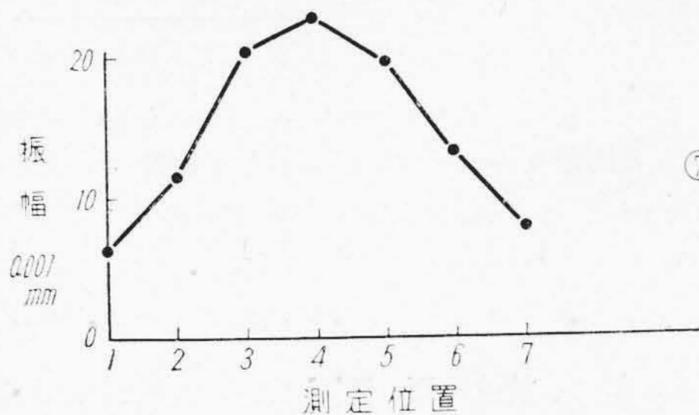
となる。實測された振動のオツシログラムより減衰係數は求められるので、この値を入れて計算すれば

$$K=2.1 \text{ (ケーシング中空の場合)}$$

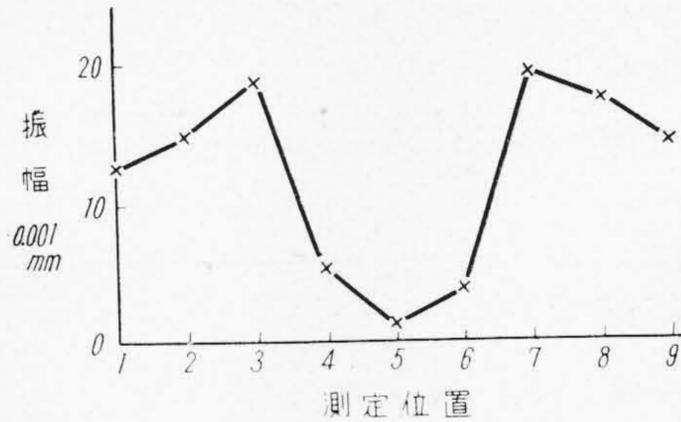
即ちケーシングが共鳴振動を生じた場合には強制振動に對して約2倍に振幅が増加して振動する事を示すものであつて又ケーシングに水壓が加わつた場合には減衰作用によつて中空の場合より K の値は 30% 程度低い値となる。

b) 運轉時に於けるケーシングの振動運

運轉中のケーシングの振動を調べるためにケーシングの各部に測定装置を取付けて振動の形態を調べた結果、ケーシングの背の軸方向の振動は第 11 圖に示す如く、頂部の振動が最も大きい。中央部断面の半径方向の振動は第 12 圖の如く、兩側面の振動が大きく、頂部の上下方向の振動振幅が小さい。これはケーシングが首振り型



第 11 圖 ケーシング背軸方向振動
Fig. 11 Radial Directional Vibration of Casing Back.



第 12 圖 ケーシング断面半径方向振動
Fig. 12 Axial Directional Vibration of Casing Section.

の振動を起していることを示すものであるが、更にオシログラムにより波形を観察すると、ドラフトの振動及び軸受部より傳つてくる回轉體の振動などの影響を受けるので、これ等の合成された複雑なる振動現象が現われているのが認められる。(第 13, 14 圖参照)

次に振動周期について解析すると、この振動波形の中には 114 サイクル、40 サイクル、6.3 サイクル及び 4 サイクル等の振動波が認められる。

114 サイクル附近の振動は羽根車部分の局部的渦流現象によつて生じ、翼により生ずるキャビテーションの消滅する長さにも関係があり、負荷の増加によつて振幅も増加する傾向が見られるが、最大振幅は 0.01 mm 程度で小さい。

6.3 サイクル及び 4 サイクルの振動のうち、前者は回轉體の一回轉毎の振動が軸受部を通して傳えられたもので、後者はドラフトに生じた低周波の振動が傳えられたものである。然し兩者ともわずかに認められる程度である。

40 サイクル附近の振動は斷片的に現われる振動であつて、この周期はケーシングの外環壁の曲げ固有振動數に近い振動であるが、減衰が大きく、又連続的に起きない合成振動現象を考えられるので、共振により振幅が甚だしく増加する事はない。振幅は最大 0.04 mm 程度であつた。

2. 水車軸受部の振動

回轉體により生ずる振動を測定するため、ペデスタルの上部にガイゲル型換振器を取付け、オシログラフにより振動波形を撮影した結果は、一回轉毎の振動の外に高周波の振動が、振幅0.004 mm 程度で現われている。この高周波の振動は、前記の羽根車による局部的渦流のために起る振動であり、一回轉毎に生ずる振動は回轉部分の不平衡質量の存在、或は芯出しの誤差等によつて生ずる振動であつて、不平衡質量 m と振幅 y との関係は次式によつて表わされる。

$$y = \frac{mrw^2}{M_1 \sqrt{(n^2 - w^2)^2 + 4\epsilon^2 w^2}} \sin(wt - \delta)$$

茲に

M ...軸受上の回轉體の重量

w ...回轉體の角速度

n, ϵ ...軸受部の構造によつて

決まる減衰係數とも云

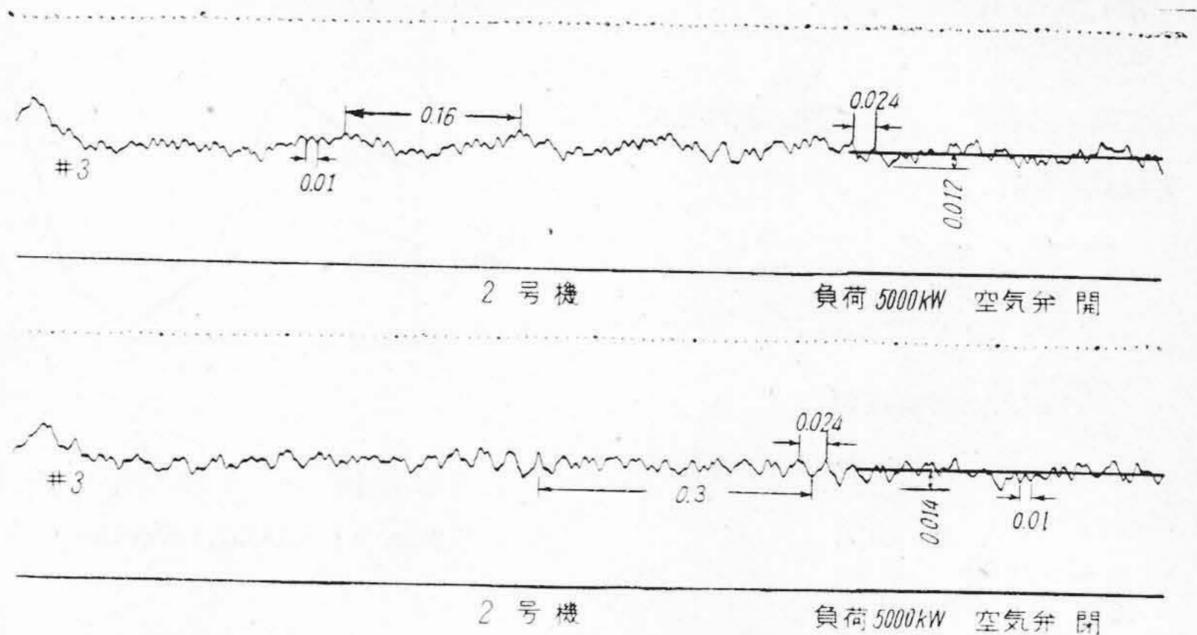
うべきもの

r ...中心より不平衡質量までの距離

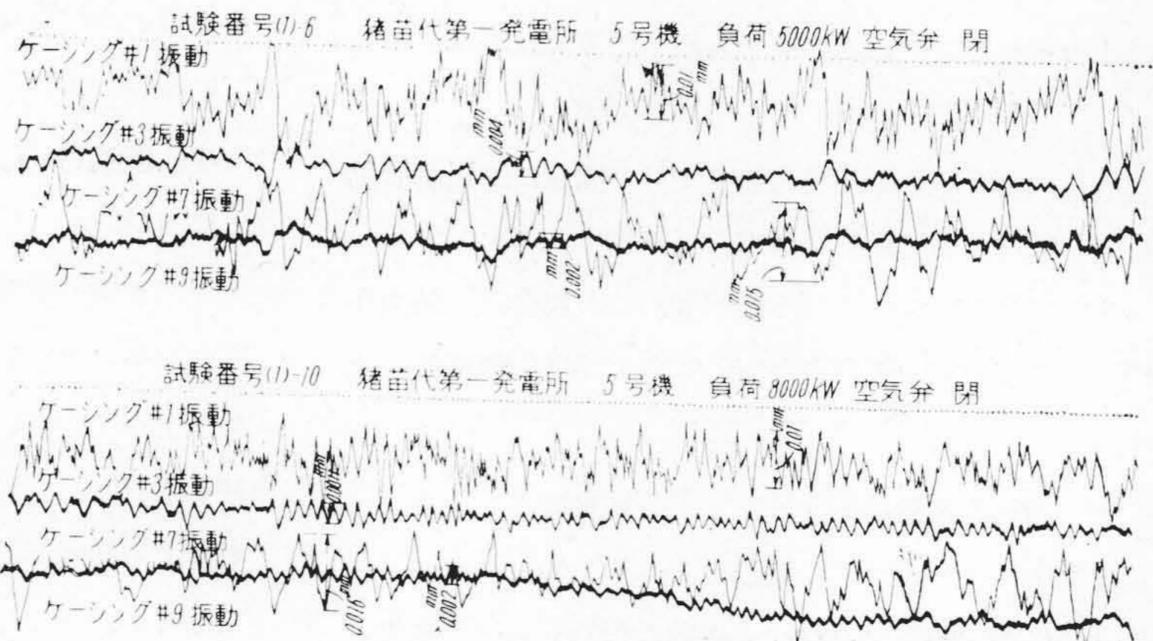
3. ドラフトの振動

放水管内には水の旋回運動により中心部に空虛を生ずる。空虛の半径と壓力とは回轉數と流量によつて定まるから、何かの原因で急に空虛の半径が變化し

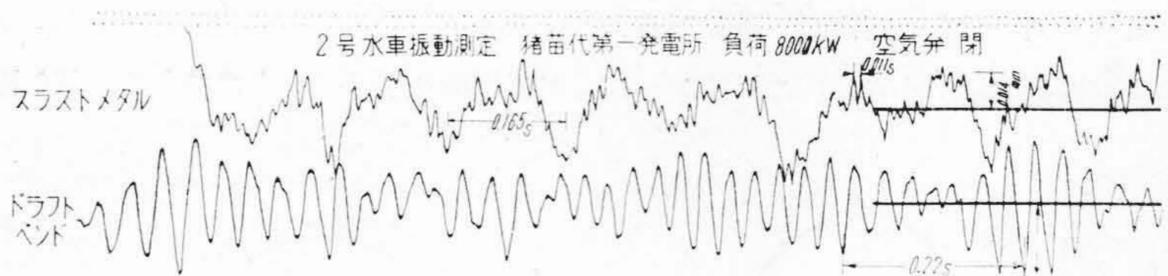
ても、回轉數及び流量がこれに對應しない場合には壓力に變化をおこし、接觸面に不平衡壓力を生じて、この面は徑方向に振動を起す。この放水管の振動をドラフトベ



第13圖 ケーシング断面形振動
Fig. 13 Vibration of Casing Section No. 3.



第14圖 ケーシング断面各部の振動
Fig. 14 Vibration of Casing Section Every Part.



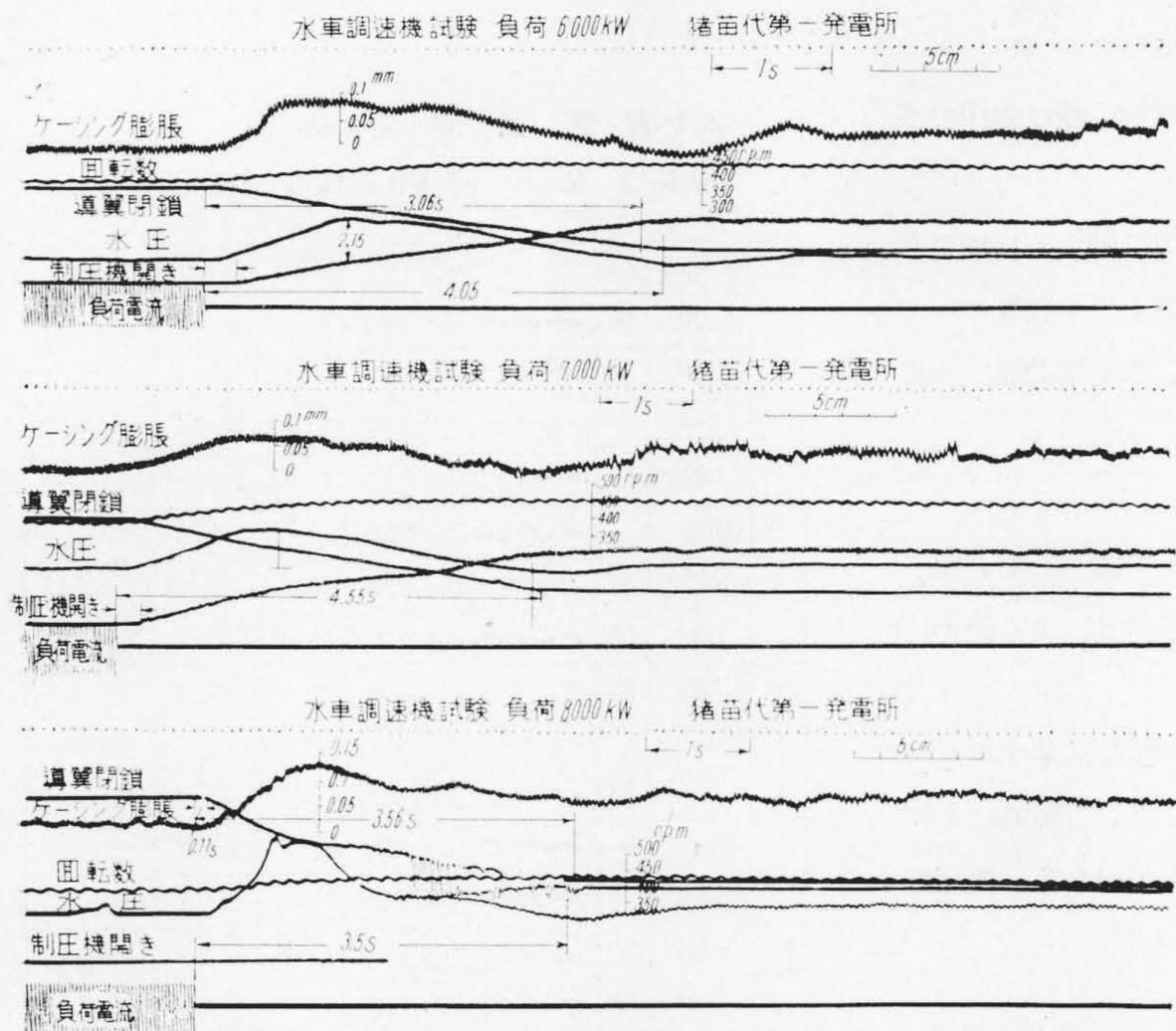
第15圖 スラストメタル左右振動及びドラフトベンド上下振動
Fig. 15 Horizontal Vibration of Slast Metal & Vertical Draft Bend.

ンドの上に於て、前述の測定装置によつて調査した結果は周期 0.16, 0.11, 0.22 及び 0.3 秒等の低周波の振動と周期 0.009 及び 0.005 秒程度の高周波の振動の二種

類が認められた。前者は放出管で水流が旋回運動を起

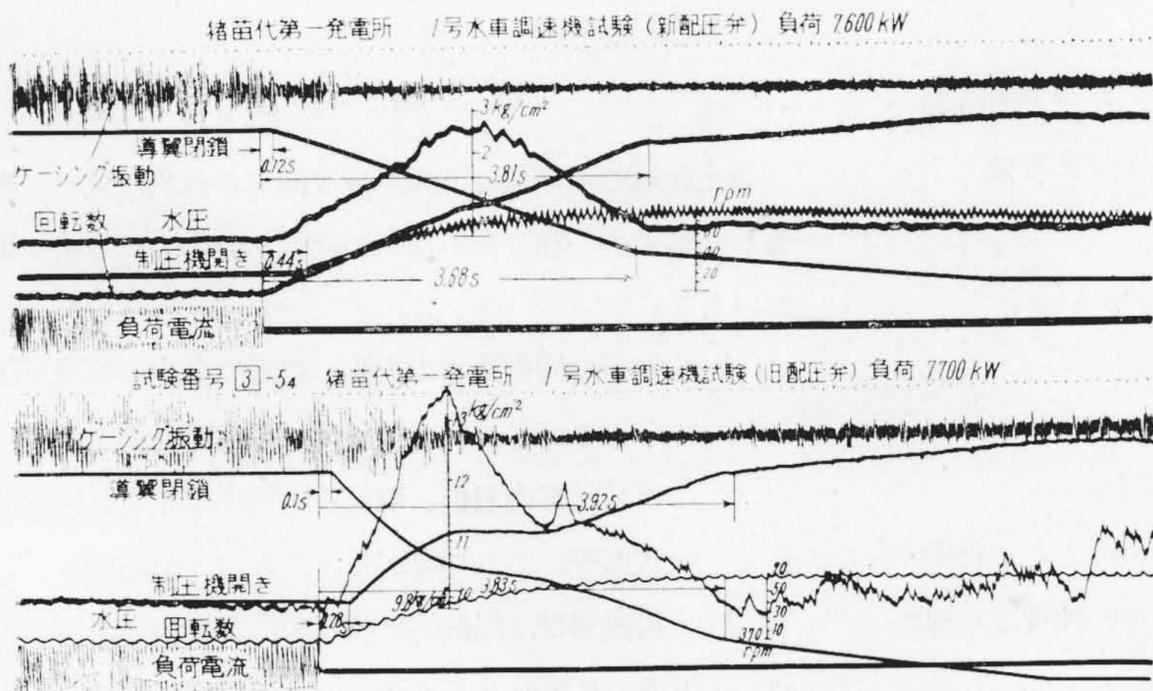
し、中心部と外周部の速度の相違により生ずる振動であり、

後者は羽根車等に生ずる局部的な渦流現象によつておこる振動である。この水車は両側の羽根車より流出する水が両者の中央で合流し、吐出される構造を有するため、双輪による干涉、或は旋回しつつ流出された水が、合流の際に生ずる衝突により複雑な振動が生ずるものと考えられる。



第16圖 負荷遮断時に於ける水圧上昇によるケーシングの膨脹の數例

Fig. 16 Some Examples of Casing Expansion and Pressure Rise in Load Cut Off.



第17圖 負荷遮断時に於ける水圧變動

(上) 導翼閉鎖の動作良好な場合
(下) 同上 不良の場合

Fig. 17 Pressure Rise in Load Cut Off.

(upper part) Smooth Motion of Guide Vane Closing.
(down part) Hitch Motion of Guide Vane Closing.

4. 水圧變動

負荷を急速に遮断すると水圧は變動する。この水圧變動時の現象を調査するため、サーボモーター、制壓器の動作、水圧變動及びケーシングの振動等をオシログラフにより測定した。負荷を急速に遮断すると、速度上昇により调速機が動作して導翼を閉鎖すると共に、制壓機を開き水を放出するが、この際制壓機による放水量と、導翼により遮断される水量の差により水圧の變動を生ずる。従つて何かの原因で導翼及び制壓機に急に變化があると、水槌作用を起し水圧管及びケーシングに水圧の變動波を興え、水圧波動が水圧鐵管内を往復する周期の振動を起す。

この鐵管内の水柱の固有振動周期は次式により求められる。

$$T = \frac{4l\sqrt{1+XY}}{1.450}$$

$X = \frac{\text{鐵管の徑}}{\text{管の厚}}$
 $Y = \frac{\text{水のヤング率}}{\text{鐵のヤング率}}$

この周期は鐵管の曲りや取入口の状態、或は水中の空氣含有量等により變化する場合がある。

第 17 圖に示す如く調速機等が圓滑に動作すれば、水壓變動もゆるやかな波形を示し、水壓上昇も緩和されているが、不圓滑な動作を起す場合は、水壓變動波は不規則な異狀波形を示している。

5. 試験結果の検討

以上水車各部の振動測定結果について述べたが、次にこの結果より水壓ケーシングに加わる振動による應力について考察する。

振動が起るときの部分には繰返し應力が生ずるもので、振動の型と其の最大振幅がわかれば、近似的にその最大應力 σ_{max} を次式により求める事が出来る。曲げ振動による引張又は壓縮應力を σ とすると

$$\sigma = E\eta \frac{d^2y}{dx^2}$$

但し x 振動中心線上の距離
 y 振動の中心からの偏位

其の部分の振動の形状 d^2y/dx^2 なる曲率がわかれば應力 σ を求める事が出来る。

σ の極大値は y が單弦曲線の時はこれは振動曲線の腹に當る。依つて l を半波長即ち節と節との間隔とすると、 σ_{max} は次式により求められる。

$$\sigma_{max} = \pi^2 Ea \eta / l^2$$

E 弾性係數
 $2a$ 最大振幅
 $2y$ 振動部分の材料の厚さ

依つてケーシングの最大振幅 0.04 mm として首振り型振動の場合の振動應力は 0.03 kg/mm² 程度なり極めて小さい値であつて問題にはならない。

發電機の負荷遮斷時に於ける水壓上昇を起す頻度は、年に 50 回に満たない程度であつて調速機等及び制壓機の調整が正しければ、このために生ずるケーシング及び水壓管の應力は繰返し應力としては問題にならず、むしろ

静應力として考える事が出来るが、何かの原因で異狀水壓變動を起した時にはこれ等に衝撃或は繰返し應力が加えられる。

第 1 表 振動測定結果

Table 1 Result of Vibration Measurements.

No.	負荷 kW	空気弁	波 形	周期 Sec		入口振動 mm		振 幅 0.001mm	測定位置
				大	小	大	小		
1	2000	閉		0.16	0.01	1.3	0.3	8~10.5	ケーシング軸 方向振動
2	2000	開		0.16	0.009	1.2	0.5	5~9	全上
3	5000	"		0.16	0.009	1.3	0.3	9~12	全上
4	5000	閉		0.27	0.01 0.024	1.4	0.4	11~15	全上
5	8000	"		0.16 0.26	0.0085	2.3	0.5	12~18	全上
6	8000	開		0.16	0.012	2.2	0.5	12.5~16.5	全上
7	2000	閉		0.16	0.011	14	8	5~7	スラストメタル 左右振動
8	2000	開		0.16	0.01	14	6	4~7	全上
9	4000	"		0.16	0.009	15	7	5~10	全上
10	4000	閉		0.16	0.009	16	8	7~11	全上
11	6000	"		0.16	0.009	14.5	6	9	全上
12	8000	"		0.16	0.01	14	5	7~8	全上
13	1000	開		0.17 0.34	0.012	21	6	5	ドラフトバンド 上下振動
14	1000	閉		0.22	0.012	19	7	4	全上
15	4000	開		0.11	0.009	39	14	5~9	全上
16	4000	閉		0.11	0.011	42 32	12	7~11	全上
17	6000	開		0.16	0.011	22	7	6~8	全上
18	6000	閉		0.16	0.012	37	10	7~9	全上

〔IV〕 結 論

以上記述せる結果は 6 臺の同型水車の振動に就いて調査した結果の一部であるがこの結果を要約すれば次の事がいえる。

- (1) 6 臺の同型水車の振動の波形に多少の相違が認められるが、これは据付けの状態材料構造の不均一性或は案内羽根、羽根車の角度の相違、軸受部の状態等により相違が生ずるものと思われる。
- (2) 振動周期は局部的渦流現象による 100 サイクル附近の高周波とドラフトの水流の旋回運動により發生する 4 サイクル前後の低周波と回轉體によつて生ずる 6.8 サイクルの振動の外に 40 サイクル附近及び 200 サイクル位の振動が時々認められるこれ等は相對している水車の相互干涉或は合成さ

れたる振動が現われたものと思われる。特に双輪型の水車は互に吐出された水流による干渉或は衝突により水流の攪亂が生ずるためドラフト中には複雑なる振動が発生している。

(3) ケーシングの振動はケーシングの断面に対して楕圓型の振動と首振り型の振動があり、前者の固有振幅数は100サイクルであり後者は42サイクルである。振幅は首振り型の方が大きい。又ケーシングの軸受側は軸受部の振動の影響を受け、反対のドラフト側はドラフトの振動の影響を受けることが振動波形の上に認められる。

(4) ケーシングの共鳴振動数は連続的な振動としては認められず、又減衰作用が大きいため振幅は餘り増大しない。最大振幅0.04mm程度でこの種の機械の振動としては普通のものである。

(5) ケーシングに加はる振動応力は極めて小さく水圧による静的応力及びガバナー、サボモーターの段付き動作を起した場合の水圧上昇による応力が加わった場合に於ても、この程度の振動は殆んど強度への影響は認められない。併し材料の弱點部

の存在する場合を考慮すればガバナーの動作の圓滑を計り水圧上昇による衝動波を減少せしめ且亦組立等の際に部材に曲げ應力等を與えぬ様注意する必要がある。

終りに臨み種々御協力と御指導を賜つた日本發送電株式会社本支店關係各位並びに學會關係事故對策委員の各位に深謝致すと共に終始御指導を戴いた日立工場水力設計課長小森谷亨氏並に日立研究所關係各位に深く感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- (1) 前原、今尾：日研報2 (昭14)
- (2) 松田：日研報342 (昭23)
- (3) " " 363 (昭23)
- (4) Timoshenko: Vibration Problems in Engineering
- (5) 坪井：振動論
- (6) 航空學術研究所：振動
- (7) 萩原：振動測定



UDC 534.83 (048.1)

機械の騒音に関する日立評論既刊の論文集

UDC 621.24

水車のドラフトチューブ内に於ける異常音響の種類と原因

今井恒三郎：8, 11; p. 695 (大14-11)

UDC 621.24

水車のドラフトチューブに空気を吸入せしむる時の効率と振動の變化

今井恒三郎：17, 10; p. 487 (昭9-10)：機評18; p. 143 (昭9-10)

UDC 621.313.33 : 534.839

小型電動機騒音の實驗的研究

白石正邦：32, 8; p.750 (昭25-8)

UDC 621.614.42 : 534.83

ルーツ型送風機の騒音について

野崎松郎：26, 2; p. 93 (昭18-2)

UDC 621.664 : 534.83

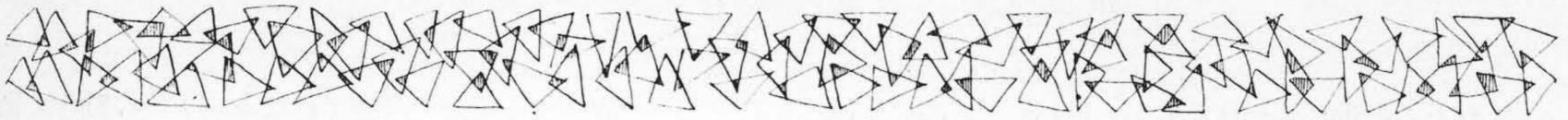
齒車ポンプの異音に関する研究

五井利男：23, 9; p. 494 (昭15-9)

UDC 621.664 : 534.83

齒車ポンプの異音に関する研究

栗野義六郎：25, 9; p. 527 (昭17-9)



振 動 篩

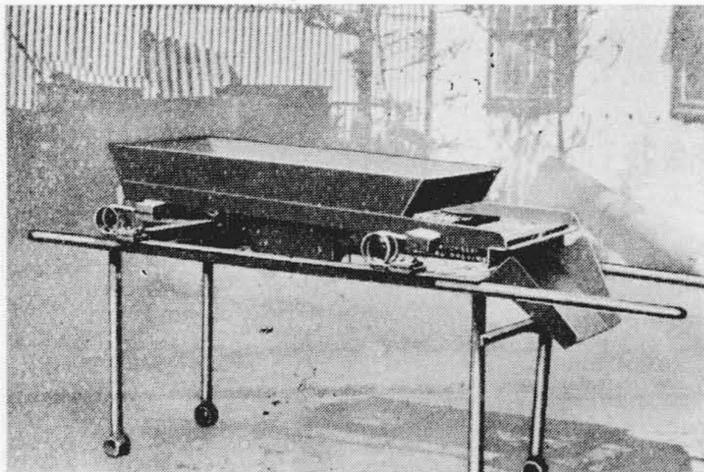
Vibrating Screen

大 坪 弘 一
穴 沢 四 郎 平

固體篩分けには、一般に圓筒型回轉篩や、振動篩が広く採用される。前者は機械の大きさの割に篩分け容量が少く、又篩分け性能も低い、騒音且つ機械的故障が少いため良く用いられる。後者は篩分け容量が多く又性能もよいが、騒音を發し、且つ發振機の機械的電氣的故障や、磨耗が多いため普及されぬうらみがある。筆者は最近アンバランスモータを用いた振動篩を製作し、鑄物工場の砂篩に使用して好成績を納めておるので御紹介したい。

振動篩の構造は可搬式と固定式とあるが、發振機は何れも日立タイタンパーモータを用いた。本モータの仕様は次の通りである。

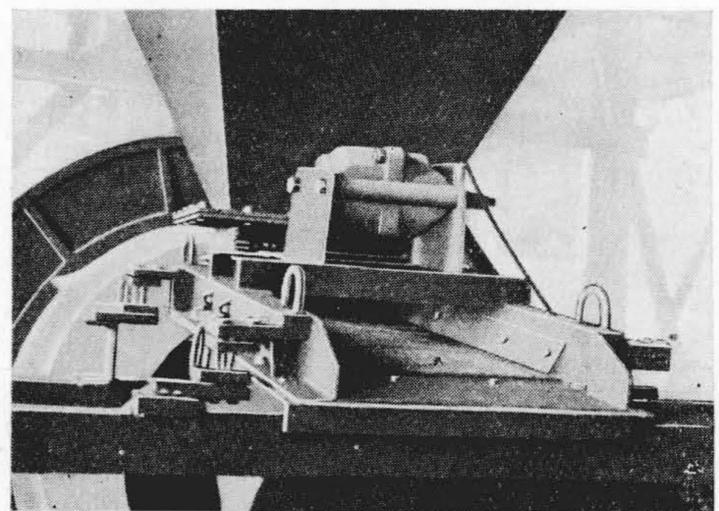
出力 200W	回轉數 3600 r.p.m.
電 壓 200V	電 流 0.9A
周波數 60 \approx	重 量 23 kg



第1圖 可 搬 式 振 動 篩
Fig. 1 Portable Vibrating Screen.

可搬式のものを第1圖に示す。重量に制限があるからフレームの構造を簡略化して全熔接で組立て、振動のための騒音や磨耗の防止を計っている。篩網は枠毎取替

える様にすると共に、モータの位置、スプリングの位置は多少調整可能な構造にしておくのが良い。モータは全密閉型であるので砂の投入の便を考えて篩枠の下側に吊る様になっている。



第2圖 固 定 式 振 動 篩
Fig. 2 Stationary Vibrating Screen.

固定式のもの第2圖に示す。可搬式と大體同様であるがモータは上部に取付けてある。

本機の篩分け容量は生型床砂の場合に 5~7 噸/時(篩目 $\frac{1}{2}$ 吋)、乾燥床砂の場合に 15~20 噸/時(篩目 $\frac{1}{4}$ 吋)である。現在日立製作所日立工場は 50 \approx ^{サイクル}で使用しているが、60 \approx ^{サイクル}ならば更に能力が増すものと考えられる。

本機の實用結果は極めて優秀であり、手入や補油も殆んど必要なく、又故障も無いので、現場向の篩としては誠に申し分の無いものと云えよう。

能力の割合多い又故障の少い振動篩に、發振機として日立タイタンパーモータを使用して効果を上げた例を報告し御参考にしたい。