

回轉機の橢圓振動とフィールド・ バランスに就いて

林 田 穰*

Elliptical Vibration of Rotating Machinery and the Field Balance Method

By Minoru Hayashida

Hitachi Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

The "Field Balance Method" used for the balancing of rotating machinery while running under normal operating conditions does not give occasionally a correct balance. This caprice is resulted from the assumption that, at the same speed of rotation, vibration amplitudes are proportional to the unbalanced forces producing them.

This assumption is in an ideal state usually closely approximated in practice, but in balancing a 25,000 kVA, 600 r.p.m. vertical type A.C. generator for a hydro power station, these relation between amplitudes and unbalance forces deviated from the proportion. In order to give a solution to this question, a precise experiment were made.

From the study of this experiment it becomes evident that, if the rigidity of pedestals or bearings of the rotor are not uniform about the rotation of shaft, the vibratory motion of any point on either pedestals or bearings describes a elliptical locus, which axes change their directions so greatly by changing the location of a trial weight, that the amplitudes measured in a fixed direction are not proportional to the unbalance forces.

When balancing such a rotor having bearings of non-uniform rigidity, it is necessary to obtain the elliptical locus of vibration by measuring amplitudes in various directions, and decompose this elliptical motion into two motions of rotating vector, one is rotating in positive direction and another one is rotating in negative direction with same angular velocity.

With the vector rotating in position direction known as the positive phase

* 日立製作所日立工場

sequence, it is true that the amplitudes may be proportional to the unbalance forces, because this component is rotating with same speed as the machine rotor. With the vector rotating in negative direction known as the negative phase sequence, as this component is thought of as the amplitude produced by the imaginably rotor rotating in negative direction, it is not necessary to consider this quantity for the balancing. And this component will disappear with no measure when the balancing has been accomplished, because this is a kind of reaction caused by the non-uniformity of rigidity of the bearings. Thus the "Field Balanced Method" can be so extended as to apply on any case without exception.

〔I〕 緒 言

現地で大型の電気機械のバランスをとる時や、甚だしく重量が大き過ぎて、普通のバランス臺に載せることが出来ない様な大型回轉機のバランスをとる時には、吾々はフィールド・バランス法 (Field Balance Method) を用いて居る。この方法については既に発表した⁽¹⁾、この方法の原理は振動の振幅が不平衡質量により生ずる力に正比例すると云う點に立脚している。事實此の立脚點は、多くの回轉機が此の方法に依つてバランスをとることが出来たことから正しいことが實驗的に證明される。

然しこゝにはもう一つ大きな假説があつたことを見逃がしてはならない。その假説とは、即ち、例えば横軸機では軸受の剛性 (Rigidity) は一般に上下と左右とでは必ずしも等しくはないので、上下動と左右動では一般に異つた振幅を示すが、何れも一つの方向の振幅のコンポーネント (Component) について考えると、振幅は必ずその軸受到作用する力に比例するものであると假定したことである。今まで數多の回轉機について此の方法を実施した際にも、時々振幅と不平衡力のベクトルとの比例關係が少しく破れることがあつたが、これは測定上の誤差として我慢出来る程度であつたので、この假説も大體成立するものと思われていた。然し例外的に、測定誤差と思えぬ程大きな偏差を生ずるものが時々出るので、この假説は再検討が必要になつた。

そこで軸受の剛性について種々實驗した結果、振幅と不平衡力との比例關係は、軸受の剛性が軸の周りについて餘り大きい變化のないものでは、或る定められた方向の振幅のみを測定しても、この關係は大體測定の誤差の範圍内で正比例するが、軸受の剛性が方向により著しく異なるものでは、軸心の運動は橢圓形の軌跡を畫き、然もテスト・ウェイトを附け變える度に、その橢圓の軸の方向が大いに變化することが明らかになり、その爲、上下動とか左右動とかの一方向のみの振幅を測定したのでは、當然測定誤差としては見逃がせない程の狂いを生ずるものであることが判つた。

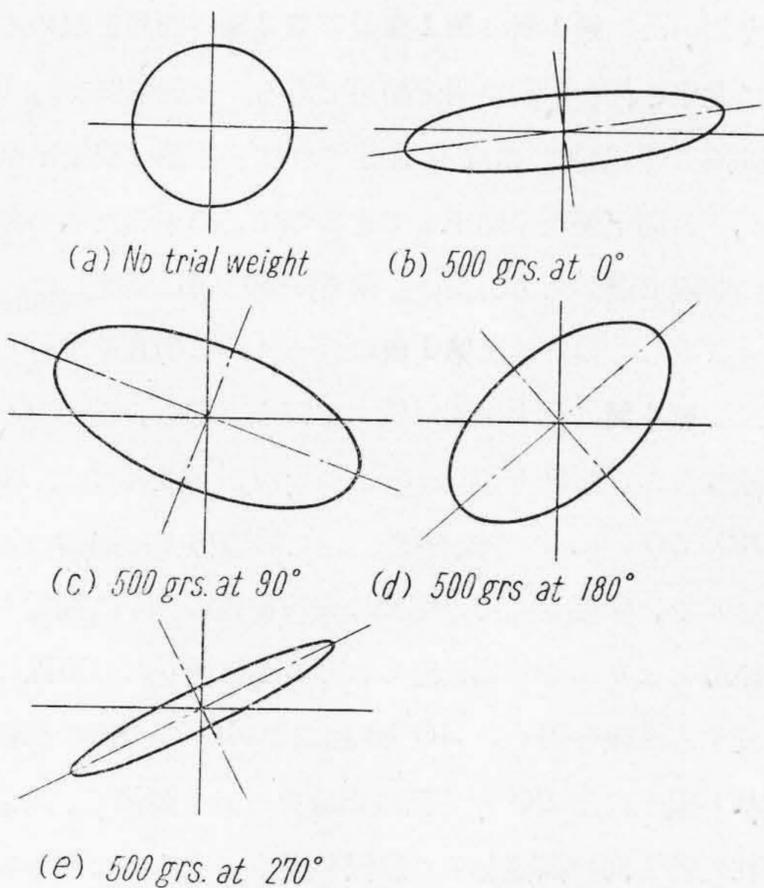
従つてこの様に軸受の剛性が方向に依つて異なるものでは、この假説が成立しないので、振幅の或る一方向のコンポーネントのみを測定しても、このデータではフィールド・バランスの計算には乗せることが出来ない譯で、當然この問題を解決する爲には、この橢圓狀の軸心の運動を把握しなければならなくなつた。筆者は此の現象につき理論的な解析を試み、橢圓運動を回轉子と同方向に回轉する圓運動と、回轉子とは逆方向に回轉する圓運動との二つの圓運動に分解して考察することにより、軸受剛性が軸の周りについて均一でない場合でも、フィールド・バランス法を擴張して適用出来ることを発表した⁽²⁾。

この原理は、電気工學に於いて、不平衡三相回路の問題を解く場合、對稱座標法を用い、三相回路のインピーダンスの不平衡に依つて流れる不平衡電流を、インピーダンスは平衡しているものとし、逆に起電力に正相分と

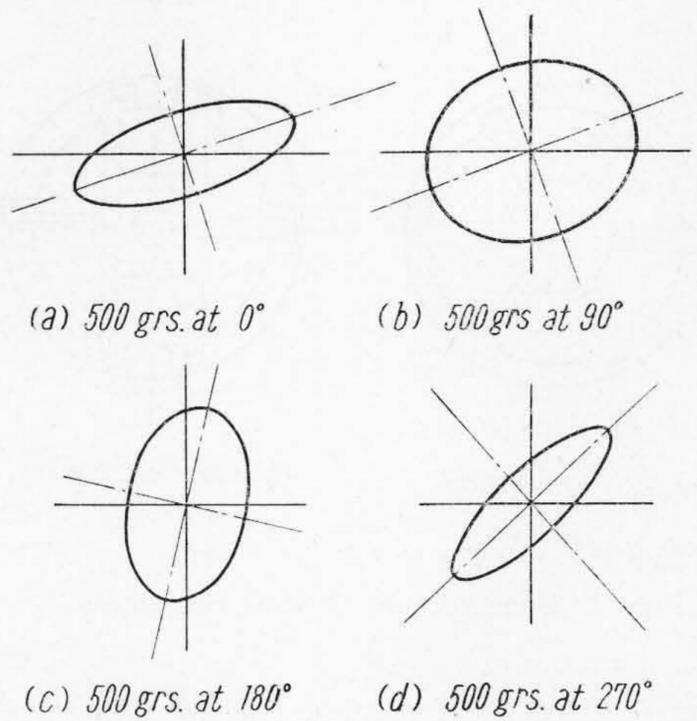
逆相分とがあるために電流が不平衡になるものとして考
えるのと同様に、軸受の剛性が非対称なために各方向の
振幅が異なるのを、軸受の剛性は対称なものとし、逆に
起振力に正相分と逆相分があると考えたものである。こ
の軸心が楕円形の軌跡を畫く時に生ずる振動を楕円振動
と呼ぶことにし、以下これについて少しく述べることに
する。

〔II〕 楕 圓 振 動

フレキシブル (Flexible) な軸受に支えられた剛性回転
子が回転する場合に、その軸心の運動の軌跡が楕円状に
なることは既に解明されている⁽³⁾。然し此の楕円の軸の
方向や大きさが、テスト・ウェイトを付け變えることに
依つて、大いに變化することは餘り知られていない。實
際には相當はつきり此の現象は現われるもので、軸心の
楕円運動は軸受の楕円振動となつて現われる。第1圖及
び第2圖は筆者が、25000 kVA, 600 r.p.m. の豎型交流
発電機の回転子の夫々上側及び下側の端面に、90° 飛び



第1圖 回転子の上端面の各位置にテスト・ウェイトを
つけた場合の上部ガイド軸受の楕円振動
Fig. 1 Elliptical Vibration of Upper Guide Bearing
when a Trial Weight was Applied on the
Upper End Plane of Rotor.



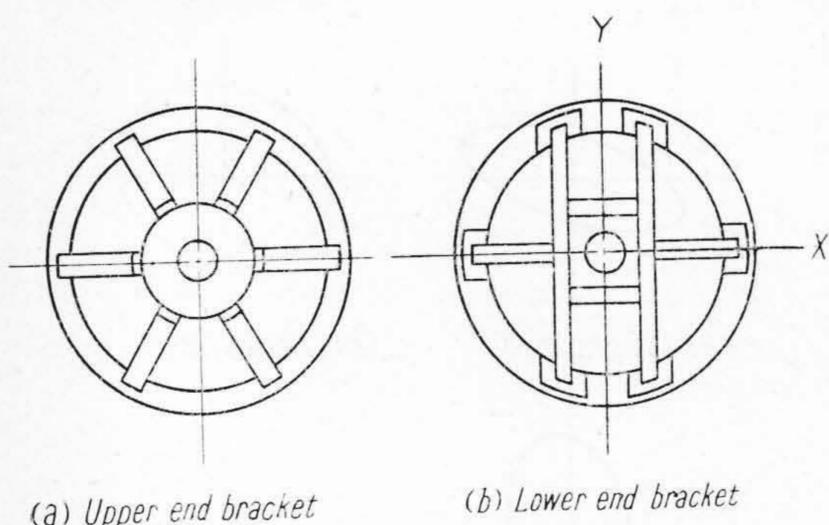
第2圖 回転子の下端面の各位置にテスト・ウェイトを
つけた場合の上部ガイド軸受の楕円振動
Fig. 2 Elliptical Vibration of Upper Guide Bearing
when a Trial Weight was Applied on the
Lower End Plane of Rotor.

に 500 gr. のテスト・ウェイトを移動しつつ、発電機の
上部ガイド軸受の振動を測定して得た楕円振動の圖形で
ある。

豎型交流発電機は横型の回転機とは異つて重力は推力
軸受で受けるので、回転子の回転により生ずる振動應力
に対する剛性を均一にすることは容易である。然し設計
上第3圖 (b) の如く軸受を支えるエンド・ブラケット
が、対称に作られていないものがある。これも強度上か
らは何等心配はないが、若しかゝる構造のエンド・ブラ
ケットを有する発電機の回転子に残留不平衡質量があれば、
その振動は楕円振動になる。

横型発電機はその回転子の全重量が軸受で支えられ、
軸受は何れも床盤に直接取り付けられるので、一般に剛
性は大きい。然し豎型機では下部ガイド軸受は、床面に
近く取り付けられた下部エンド・ブラケットにて支えら
れるので剛性は比較的大きいが、上部ガイド軸受は、床
面より可なり高い所で、発電機の固定子枠の上に支えら
れた上部エンド・ブラケットによつて支えられるので、
剛性は比較的小さい。

第1圖及び第2圖に示す如き楕円振動を生じた豎型發



(a) Upper end bracket

(b) Lower end bracket

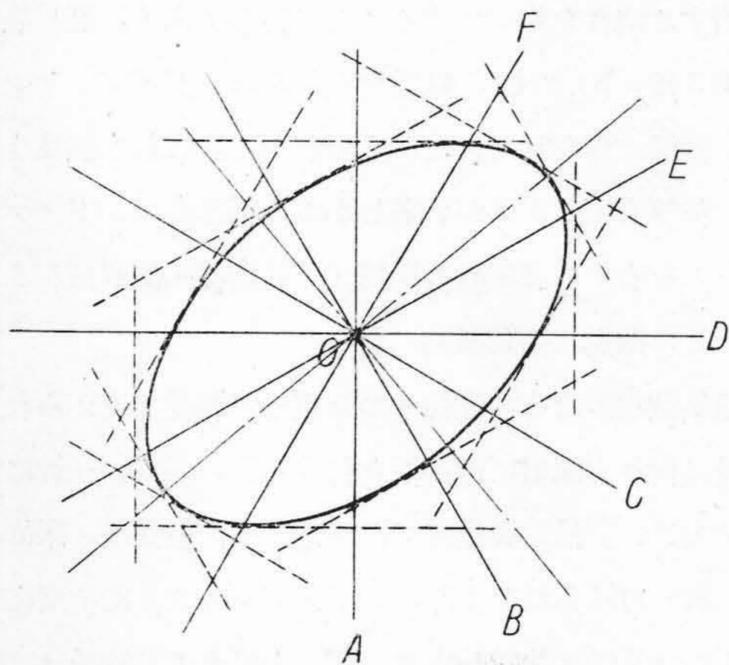
第 3 圖 エンド・ブラケットの構造

Fig. 3 Construction of End Brackets.

電機のエンド・ブラケットは、上部は第 3 圖 (a) の如く、下部は第 3 圖 (b) の如き構造のものであつた。この圖を見ても明らかな様に上部のは對稱であるが、下部のは Y 軸方向が剛性が大きく、X 軸方向は小さい。そしてこの様に下部軸受に剛性の非對稱があると、剛性の全く對稱である上部軸受には橢圓振動が現われることは、なかなか興味深い事柄である。

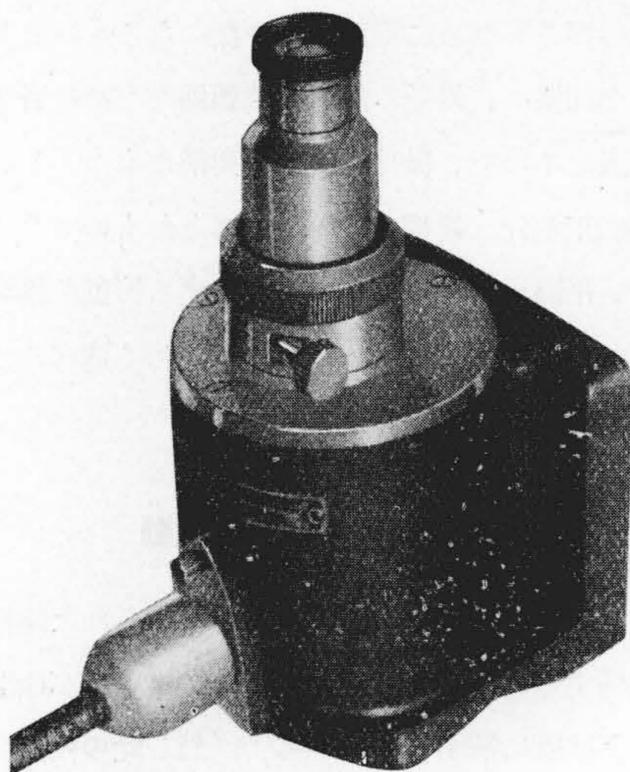
〔III〕 橢圓振動の測定

豎型發電機で橢圓振動を測定するのは最も簡單であ



第 4 圖 各方向に於ける振幅の測定値より橢圓振動を求むる作圖

Fig. 4 Drawing of Elliptical Vibration by Using Amplitudes of Vibration Measured in Various Directions.



第 5 圖 SIP 振動計

Fig. 5 SIP Optical Micro Vibrometer.

る。振動を測定せんとする軸受の外周を等間隔の角度に割つて、第 4 圖の A, B, C, D, E 及び F の各方向の振幅を測ればよい。振動の測定には感度良く安定なものであれば何んな振動計を用いても差支えない。筆者は第 5 圖の寫眞に示す様な SIP 振動計 (光學的偏位型の振動計) を用いた。第 1 表は第 1 圖及び第 2 圖の圖形を求める爲に測定された振動の測定結果である。理論的には、60° 間隔に 3 個所の振幅を測定すれば、橢圓は決定出来るが⁽²⁾、測定誤差の補正もできるので、出来るだけ小刻みの間隔で測つた方がよい。筆者は 30° 毎に測定した。

こうして得られた第 1 表のデータから橢圓を求めるには、第 4 圖に示す作圖に依つて行ふ。即ち、先づ O を原點とし、原點を通り 30° づゝの間隔をもつた AO, BO, CO,..... の直線を描く。この直線上に適當のスケールで、O 點よりその兩側に夫々振幅の 1/2 に相當する距離をとり二つの點を定め、その點を通りこの直線に直交する點線を描く。AO 線上には AO の方向の振幅を BO 線上には BO の方向の振幅をと云う要領で、測定された各方向の振幅をとり點線を描く。するとこれ等の點線群に依つて圍まれた一つの多角形が得られる。振動計にて任意の振動の振幅を測る場合は、常にその振動圖形のその測定軸への正射影を測定しているのであるから、振動圖形は各測定軸 AO, BO, CO,..... について引か

第1表 振動計の測定記録
Table 1 Actual Measurement by Vibrator.

振幅の測定方向	テスト・ウェイト無い場合	上端面にテスト・ウェイトを付けた場合				下端面にテスト・ウェイトを付けた場合			
		0°	90°	180°	270°	0°	90°	180°	270°
AO	27	14	32	34	24	18	32	33	27
BO	28	26	50	27	7	18	32	30	14
CO	27	44	55	28	28	30	34	23	15
DO	28	54	53	38	46	37	37	22	29
EO	27	50	40	43	50	38	37	28	36
FO	27	34	26	37	42	38	35	33	35

〔備考〕 振動計の1目盛は 0.00108 mm.

れた二つの平行な点線に切している筈である。従つて求むる振動の図形は、この点線群に依つて形成される多角形に内切する楕円だと云うことが判る。又實際に測定の誤差を許容出来る範囲でこの多角形の各邊に切する楕円を畫くことができる。

〔IV〕 振動ベクトルの分解

回転體の振動の問題を論ずる時は、起振力が遠心力であるから、回転體と同じに回転する一つのベクトルを考えて取扱うことが多い。振動圖形が圓形である場合は、このベクトルは一定の長さで回転していると考え、楕圓

形になる場合は、このベクトルは時々刻々長さの變化する一つの回転ベクトルと考えることができる。この様に一つの回転ベクトルで、そのベクトルの頂點の軌跡が楕圓となる様なものは、これを正の方向に角速度 ω で回転する一定の長さのベクトル r_1 と、逆の方向に角速度 ω 即ち $-\omega$ で回転する一定の長さのベクトル r_2 との二つに分解することが出来る。(第6圖参照) そして楕圓の長軸 a 及び短軸 b とこれ等のベクトル r_1 及び r_2 との間には

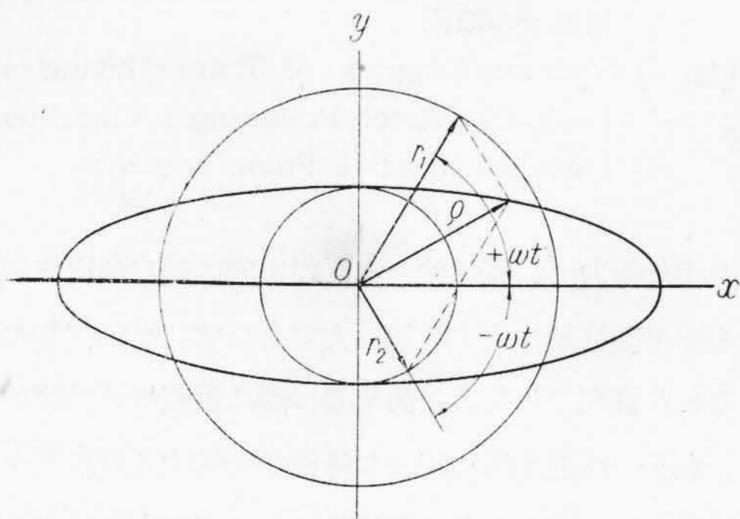
$$r_1 = \frac{a+b}{2}$$

$$r_2 = \frac{a-b}{2}$$

の関係があるので、振動圖形が求まれば、その楕圓の長軸及び短軸の長さは直ぐ判り、これ等 r_1 及び r_2 の大きさも簡単に求めることができる。ベクトル r_1 は回転體と同一速度 ω で同一方向に回転するもので、これを正相分と呼ぶ。ベクトル r_2 は $-\omega$ で回転するので、これを逆相分と呼ぶ。

〔V〕 逆相起振力

一般に、回転體の振動はその回転體にある不平衡質量による遠心力が起振力となるものであつて、偶力(Couple)を生ぜぬものは單純であり、偶力を形成するものはやゝ複雑になるが、然し何れの場合も、その軸受



第6圖 楕圓運動のベクトルの正相分と逆相分との二つの圓運動への分解

Fig. 6 Decomposition of Vector of Elliptical Motion into Two Rotating Vectors, Positive and Negative Phase Sequences.

に作用する力は常に一定で、ベクトルは圓形の軌跡を畫く筈である。

又振動の大きさはその軸受の剛性により左右されるもので、剛性が大きければ振幅は小さく、剛性が小さければ振幅は大きい。従つて軸受の剛性が對稱性でなく、或る方向には弱く、或る方向には強いと云う様な構造のものであれば、同じ大きさの起振力が作用しても、當然振幅は方向により異なり、爲に振動圖形は最早や圓形ではなくなる。故に振動圖形が橢圓になるのは軸受の剛性が原因であることが判る。

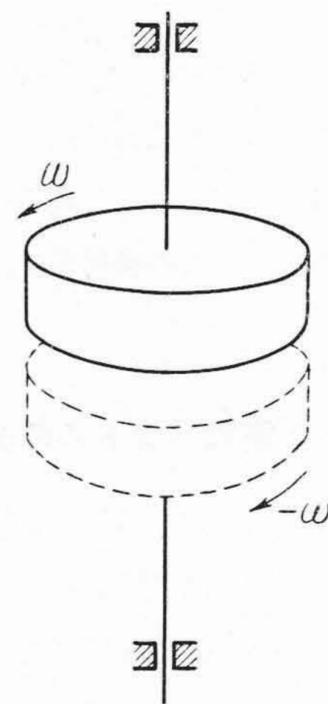
然らば軸受の剛性が對稱性であれば、橢圓振動は起らぬかと言へば、必ずしもそうではない。實際に、二つの軸受を有する回轉體では、何れか一方の軸受の剛性が非對稱性であれば、他の一方は完全に對稱性であつても、その軸受に現われる振動は明らかに橢圓となつて現われている。然し、回轉體自體には橢圓振動を起す原因は全然ないのであるから、これは一方の非對稱性軸受からの反動が軸に傳つて他の對稱性の軸受を橢圓振動させる様な力になるのであらうと考えられる。

この様に軸受の剛性をそのままの形で考慮しながら議論を進めることは、反動の問題もあるし、なかなか容易ではない。ましてバランスの問題は、それ自體でさえ相當複雑であるのに、此の問題を簡単な形に變えて持込まねば、尙複雑になり手に負えなくなる。そこで此の問題を次の様な考え方で考察して見る。

剛性が非對稱性な軸受も、これを若し剛性が對稱性であると假定したなら、同じ様な橢圓振動を起させるには如何なる力が作用すれば良いか。全く對稱のものに橢圓振動を起させるには、明らかに橢圓狀の起振力が必要である。橢圓狀の起振力は前節で振動のベクトルを正相分と逆相分とに分解した様に、これを正相分と逆相分とに分解して考えると、正相分は回轉體にある不平衡質量の遠心力によつて生ずるものであるから實在することは明らかであるが、逆相分は逆方向に回轉する不平衡質量の遠心力により生ずる起振力の意味であり、これは實在しないので、軸受の剛性の非對稱性が逆相起振力の形に變形されたものと考えれば良い。

此の様な考え方をすれば、二つの軸受の内一方の剛性が非對稱性である場合は、その回轉體中に逆相起振力が生じるので、それが他の剛性が對稱性である軸受にも橢圓振動を生じさせることは容易に肯ける。

従つて逆相起振力の考え方を入れれば、軸受の剛性が非對稱であつても、之を對稱であるとして考えられるので、この問題は剛性が對稱性で正相起振力のみがある場合と、剛性が對稱性で逆相起振力のみがある場合との二つに分解して考えれば良いことが判り、こゝに軸受の非對稱性の問題は、單に起振力を正相分と逆相分とに分けることに置き換えられて了う。



第7圖 逆相起振力を發生する影像回轉體を有する回轉子の略圖

Fig. 7 Skeleton Diagram of Rotor Having a Imaginary Rotor Producing a Vibrating Force of Negative Phase Sequence.

逆相起振力は、回轉體とは反對方向に同じ速度で回轉する不平衡質量の生ずる起振力であつて、單に假想のものであり實在はしない。第7圖の様に實在の回轉體の外に、もう一つ逆方向に同一の速度で回轉する回轉體を考えればよい。すると各の回轉體にある不平衡質量はそれぞれ正相分と逆相分の起振力を發生する。

然し結局は、この逆相起振力と云うものは軸受の剛性の反動であるから、如何に軸受の剛性が非對稱性であつても、この軸受到に力が作用しなければ反動は生じない譯

であり、実験に依れば、適當のバランスウェイトを選び、非對稱剛性の軸受にかゝる力のみを無くしてやると、對稱剛性の軸受の振動の圖形は圓になるし、又完全にバランスがとれた状態では最早や楕円振動は生じない。

〔VI〕 フィールド・バランス法の擴張

フィールド・バランス法に於いて、テスト・ウェイトを取り付けてテスト・ラン (Test Run) を行う際に、若し楕円振動が発生したら、上述の方法でこれを正相分と逆相分とに分解する。そして逆相分は、その原因が回転體の不均衡質量に依るものでなく、すべて軸受からの反作用であると考えることが出来るので、一種の影像として取り扱い、影像を除去した正相分のみを把んで、從來のフィールド・バランス法⁽¹⁾に依り計算を行い、バランス・ウェイトを求めればよい。かくして正相起振力が零になれば、何れの軸受にも力が作用しなくなるので、影像である逆相分は、何等手を下さなくても自然に消滅してやう。

一般に横型の回転機では何れの軸受もその剛性は多少必ず非對稱になつて居るので、この楕円振動を起している。従つてフィールド・バランスを行う際、上下動 (Vertical Vibration) か、左右動 (Lateral Vibration) か、何れか一方向のみの振幅を用いて計算しようとするれば、逆相分の影響を受けて計算が狂つて来る。そのため一回では正しいバランス・ウェイトの値が得られず、もう數回この操作を反復實施して、遂次にバランスを良くすると云う方法をとらなければならないことが多い。甚だしい場合は、どうしてもバランスがとれない場合もある。然しこの楕円振動を測定し、逆相分を分離して正相分のみについてフィールド・バランスを行うならば、如何に軸受剛性が非對稱性であつても、このフィールド・バランスの原理をそのまま擴張して適用することが出来る。

〔VII〕 結 言

楕円振動は此の様にフィールド・バランスの實施に大きい影響を與えるものであるが、電氣的に振動位相を測

定して行うフィールド・バランス法では、これは把握することは出来ない。従つて測定誤差として表われるから、何回か修正のためのテスト・ランを繰返さなければならぬ。

第 2 表 上下動の振幅から求めたバランス・ウェイトと左右動の振幅から求めたバランス・ウェイトとの比較

Table 2 Comparison of Balance Weights, One Calculated from the Amplitude of Vertical Vibration and the Other from the Amplitude of Lateral Vibration.

區 分	バランス・ウェイトの計算結果	
	タービン側	エキサイター側
上下動	1010 grs / 10°	895 grs / 15°
左右動	1360 " / 6°	702 " / 7°

筆者は以前、31250 kVA, 3600 r. p. m. のターボ發電機を、單に振幅のみを測れる振動計でフィールド・バランスを行つたが、その際水平動の振幅と、上下動の振幅を測定して、水平動の振幅を用いて計算した場合と、上下動の振幅を用いて計算した場合と、別個に二組のバランス・ウェイトを求めて見たら第 2 表の様な多少異つた結果が得られた。若し軸受が常に圓狀の振動をするか、楕円振動であつてもその長軸短軸の方向が常に一定であれば、上下動からでも、左右動からでも、その求めて得た結果は一致すべきであるが、上記の例の如く開きが出る所を見れば、やはり楕円振動が起り、振幅の一方向のコンポーネントは必ずしも軸受に作用する力に比例するものでないと云うことが判る。

筆者は位相測定装置を用いず、振幅のみを測り、そのデータより作圖で軸のテスト・ウェイトに対する感受性 (Susceptibility) を求める方法を提案したが⁽¹⁾、この方法に依れば作圖の際に、軸受に作用する力と振幅との關係が出るので、この間の比例關係に偏差が現われたか否かを直ちに把握することが出来る。測定器の精度にも依るが、SIP の振動計では普通 3 乃至 4% 位の偏差しか出ないが、それ以上の偏差が出る場合は、大體楕円振動が発生していると見て差支えない。

この楕圓振動の現象が明らかになるまでは、この誤差範圍を超えた偏差が出た場合、軸受に作用する力と振幅とが比例する限界を越えたのであろう等と解釋したが、實際はこの限界は可なり廣く、吾々が日常取扱う振動の範圍ではなお直線的な比例關係を保っていることが明らかになった。

以上甚だ抽象的に述べたが、現場技術者の方々の御參考になれば幸甚である。終りに此の研究に就いて御指導と御激勵を頂いた西田博士に感謝の意を表して擲筆する。

参 考 文 献

- (1) 林田 穰： 振動位相測定器を用いない高速電機の常速平衡法、日立評論、昭和 23 年 12 月、第 30 卷、第 30 號、203~214 頁
- (2) 林田 穰： こわさが非對象な軸受を有する回轉機の振動解析、機械學會誌、昭和 25 年 5 月、第 53 卷、第 376 號、163~170 頁
- (3) S. Timoshenko: Vibration Problems in Engineering, 2nd. Ed., p. 296.

電 話 器 ベ ル の 音 響 分 析

前 田 庸

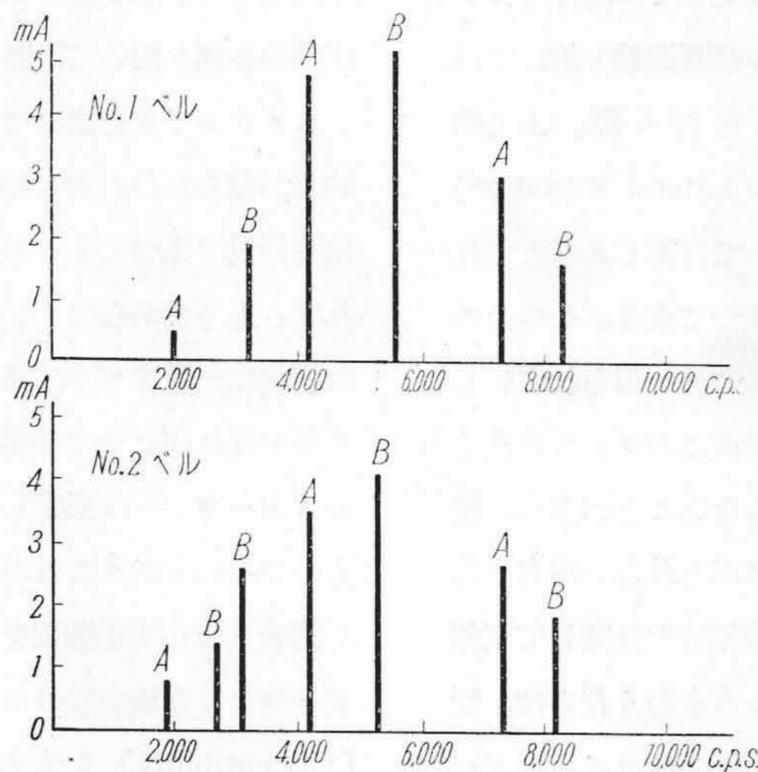
電話器のベルは、肉厚の異なる二つのゴング A 及び B から出来ている。各ゴングを別々に叩けば、周波数の比較的低い餘韻のある音を出す。實際にはこの二つのゴングを 16 サイクルの早さで交互に連続的に打撃する。従つて其の場合に出る音も普通に叩いた時と異なる事が想像される。音色を考慮したベル設計の資料とする爲新型 105 號磁石電鈴を使つて、連続的に打撃した場合の音響スペクトルを調べて見た。分析に使用した装置は先に中央研究所で試作したヘテロダイン式音響分析器であり、マイクロフォンに入つた音は記録電流計にスペクトルとして畫かれる。

圖は二つのベルの音響スペクトルであるが、打撃音の性質上分析毎に部分音の強さは幾分異なる爲數回分析を繰返した時の平均値が示されて

いる。二つのゴングの内一方を押えて振動しない様にする、部分音の一部が消えたスペクトルが得られるからどの部分音はどのゴングから出ているか判る。圖中には A, B なる記號で其の部分音を出すゴングが示されている。

分析の結果連続的に叩いた場合ベルの出す音は 4,000~5,000 サイクルの周波数をもつ部分音が一番強い事が判つたが、ゴングを個々に叩いた時に普通に出る音は部分音のうち、一番周波数の低い 2,000~3,000 サイクルの音である。この事は、周波数の高い音は、比較的減衰が早い爲普通に叩いた時は注意されないが、叩いた瞬間には

大きな振巾を持ち、従つて連続的に叩かれるときには強い音として輻射される爲と考えられる。



電話ベルの音響スペクトル (A, B は其の部分音を出すゴングを示してある)