

遠心清浄機の動揺運転

—船舶等動揺物に取付けられた場合の安全運転に関する考察—

川崎 光彦*

Oscillating Operation of Centrifugal Purifier

—Consideration on the Operation of Centrifugal Purifier
Used on Marine or Other Oscillating Equipment—

By Mitsuhiko Kawasaki
Taga Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Following the steady growth of application field, the centrifugal purifier has been engaging a greater attention of the industrial circles concerned. Especially on shipboard, this machine has come to assume an important role comparable to that of the main machine, being used for the purification of diesel engine fuels, lubricating oil for turbine, etc.

As compared with the common rotating machines, the centrifugal purifier is designed and built at the sacrifice of the rigidity of its rotating shaft part. Still it is required to be driven at so high speed that full consideration needs to be given to secure for this part sufficient strength against oscillation particularly when the machine is to be used on shipboard.

In the marine service, the machine is subjected to the strain at the part of shaft, which is caused by gyro moment and gravity moment arising from oscillation. Also, the revolving bowl tends to shift from its position and in its extremity the machine will possibly be found impossible to continue operation.

The writer, who has been devoted to the solution of this problem, recently tested Hitachi Type 6 DP-F centrifugal purifier by means of the oscillation testing machine and observed phenomena resulted from the oscillating operation of the machine.

From this experimental study, he grasped the movement of the revolving bowl and clarified how moment and strain are produced while the machine is driven under oscillation and, as a result, could confirm the conditions for the safe operation of the centrifugal purifiers.

〔I〕 緒 言

遠心清浄機は回転筒を高速回転せしめ、混合している2種の液体、または液体中の固形微粒物をおのおのに働く遠心力差を利用して分離する機械で、近年各産業にわたって広く使用され、そのため各方面で関心を持たれるようになって来た。特に船舶関係においてはディーゼル船におけるディーゼル燃料の清浄用や、エンジン潤滑油の清浄用に、またタービン船におけるタービン油の清浄

用として必要欠くことのできぬ機械で、その性能が主機におよぼす影響は大きく、主機同様重視されている。

遠心清浄機の歴史は古く、また相当昔から国産化も行われているが、これに関する文献はきわめて少い。特に船舶において使用される場合の特殊条件、すなわち据付面の動揺が清浄機の運転におよぼす影響などの報告例など見受けられぬようである。遠心清浄機は後述のごとくその性質上回転系のバネ常数が一般回転機に比して著しく低く、かつ高速回転を行うので、船舶での使用の場合は耐動揺性について十分な検討を要する。すなわち

* 日立製作所多賀工場

動揺時発生する gyro-moment および重力 moment により軸部に応力を発生し、また回転筒は変位し、これがはなはだしい場合は運転に支障を生じることが考えられる。

これらの問題につき日立製作所ではかねてより研究を行っていたが、ここに動揺運転時における発生応力および回転筒の動きなどに関する実験およびその検討結果について記し、参考に供する次第である。

はじめに実験に用いた日立 6 DP-F 型遠心清浄機を紹介し、ついで実験および検討結果について発表する。

[II] 6 DP-F 型遠心清浄機の構造および仕様

(1) 構造

本機は一般に分離板型高速遠心清浄機とも称され、回転筒内に多数の分離板を有する高速遠心清浄機である。本機の回転要部は第1図に示すごとくブラケットに固定軸の下部が挿入され、その固定軸にボールベアリングを介して筒状の回転軸が取り付けられている。回転軸はその上端に回転筒を支持し、またその下方をプリー部とし電動機によつて直接エンドレスベルトを介して高速回転される。その外観および詳細構造を第2図および第3図に示す。

(2) 緩衝機構

遠心清浄機は一般高速回転機と異り、常時使用者にお

いて主要回転部（回転筒）の分解、組立を行うため若干のアンバランス下においても運転可能のごとくする必要があるので緩衝機構を具備している。本機においては固定軸が緩衝作用を行うものであるが、その主旨を簡単に説明する。

第4図において回転筒のアンバランスにより発生する遠心力 F は固定軸に $F \sin \omega t$ として作用する。

この振動系に関しては(1)式のごとく表わされる。

$$M\ddot{x} = F \sin \omega t - Kx \dots\dots\dots(1)$$

- ここに M = 回転筒質量
- x = 変位
- ω = 回転角速度
- F = 攪乱力の絶対値
- K = 振動系のバネ常数

(1)式より

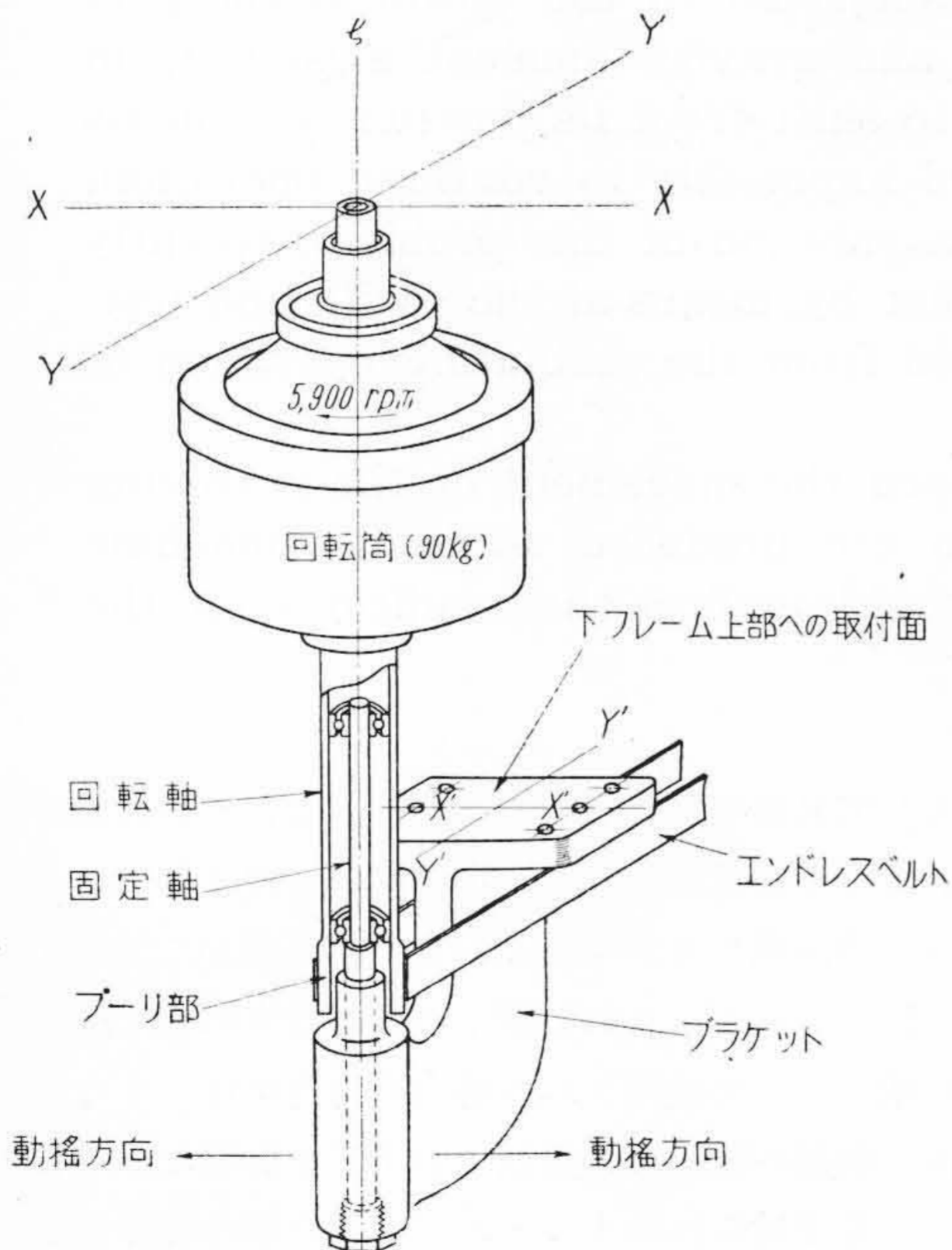
$$x = C_1 \cos pt + C_2 \sin pt + \frac{F}{K} \cdot \frac{\sin \omega t}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \dots\dots(2)$$

ただし $p = \sqrt{\frac{K}{M}}$ = 固有円振動数

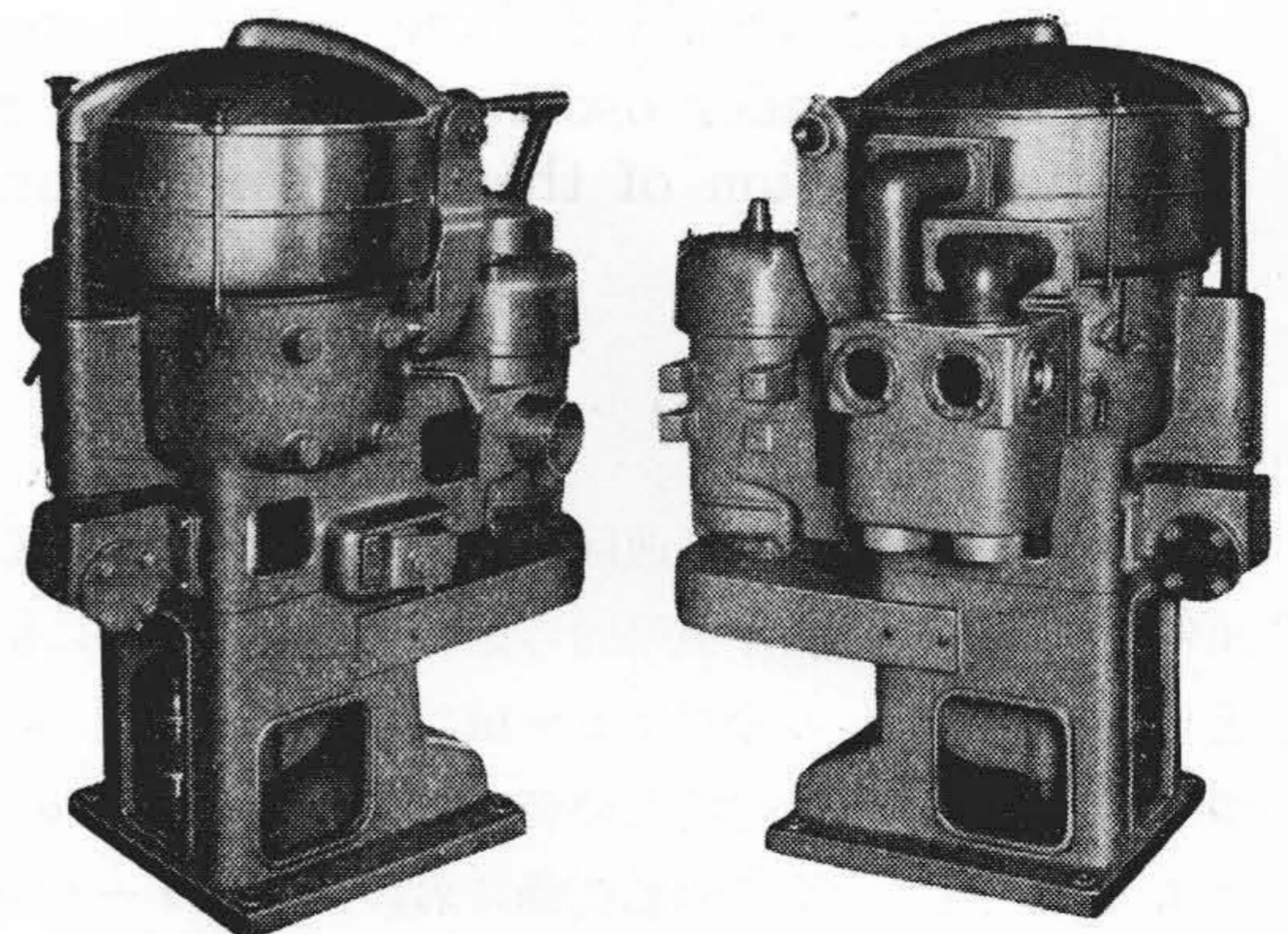
(2)式の前項は自由振動を表わし、第3項は強制振動を示す。この強制振動によつて支持部に発生する力 P は(3)式で表わされる。

$$P = F \frac{\sin \omega t}{1 - \frac{\omega^2}{p^2}} \dots\dots\dots(3)$$

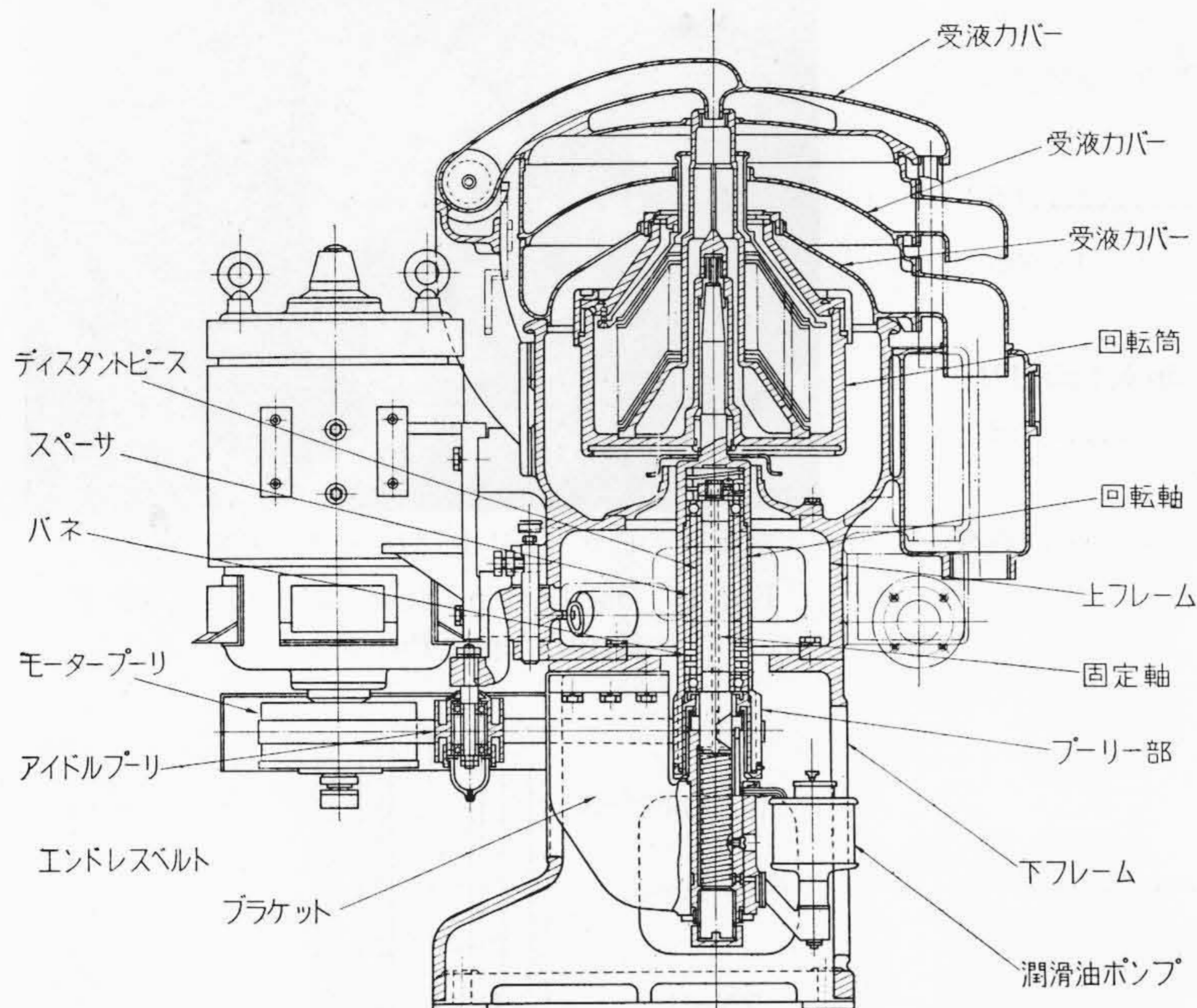
したがつて回転系の固有振動数 P を回転角速度 ω より著しく低くすることにより支持部に発生する力を減じうるので、若干のアンバランスの下における運転も可能となる。しかし固有振動数の低下は回転系の剛性低下を意味し、これが著しい場合は動揺運転に耐えぬこととなる。本機においては後述のごとくこの点について十分吟味がなされている。



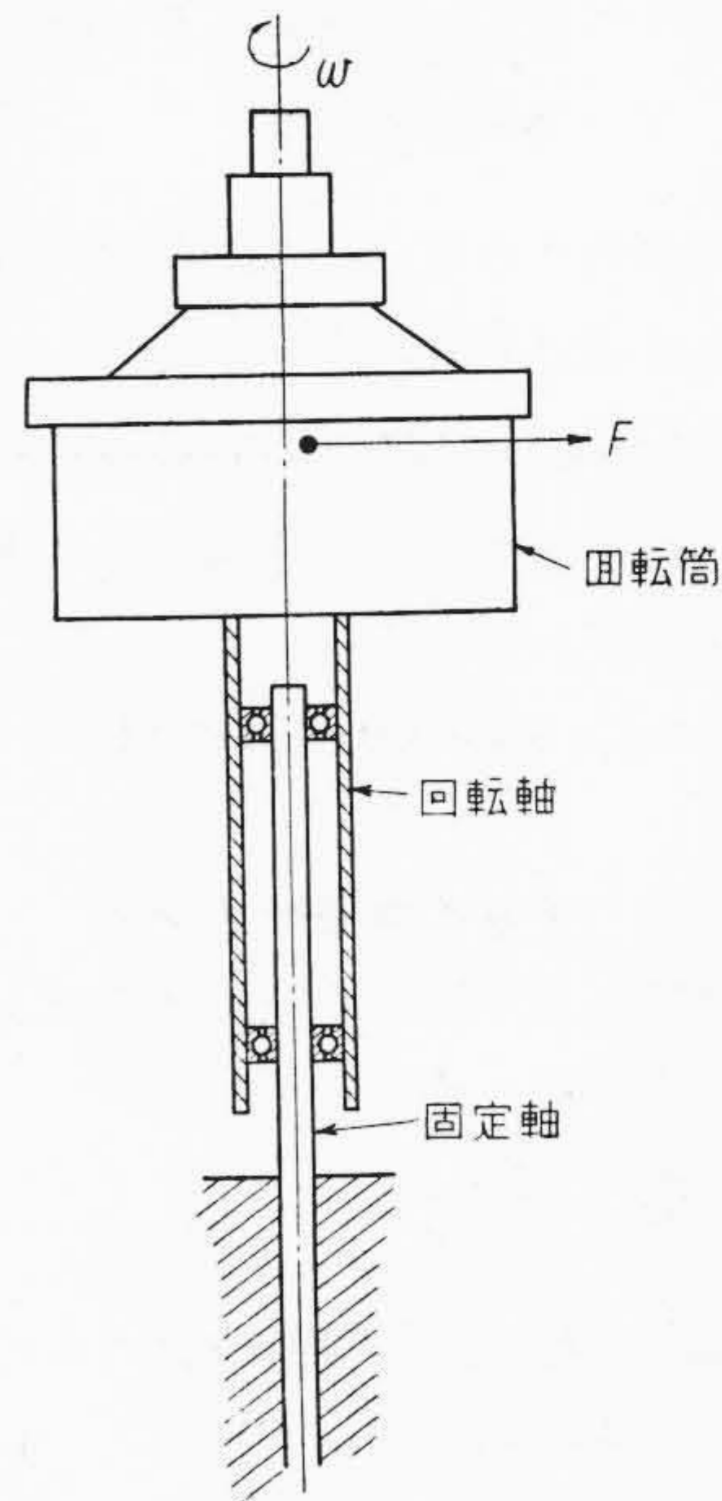
第1図 日立 6 DP-F 型遠心清浄機の回転要部
Fig.1. Principal Parts of Type 6 DP-F Centrifugal Purifier



第2図 日立 6 DP-F 型遠心清浄機
Fig.2. Hitachi Type 6 DP-F Centrifugal Purifier



第3図 日立 6DP-F 型遠心清浄機構造図
Fig. 3. Details of Type 6 DP-F Centrifugal Purifier



第4図 6DP-F 型遠心清浄機の緩衝機構
Fig. 4. Neutralization Mechanism of Type 6 DP-F Centrifugal Purifier

(3) 仕様

6 DP-F 型遠心清浄機の回転部の仕様はつぎのごとくである。

- 回転筒重量..... 90 kg
- 回転筒慣性モーメント..... 13.8 kg·cm·s²
- 回転数..... 5,900 rpm
- 回転筒周速..... 105 m/s
- 固有振動数..... 11.5~

〔III〕 動揺により回転軸部に発生するモーメント

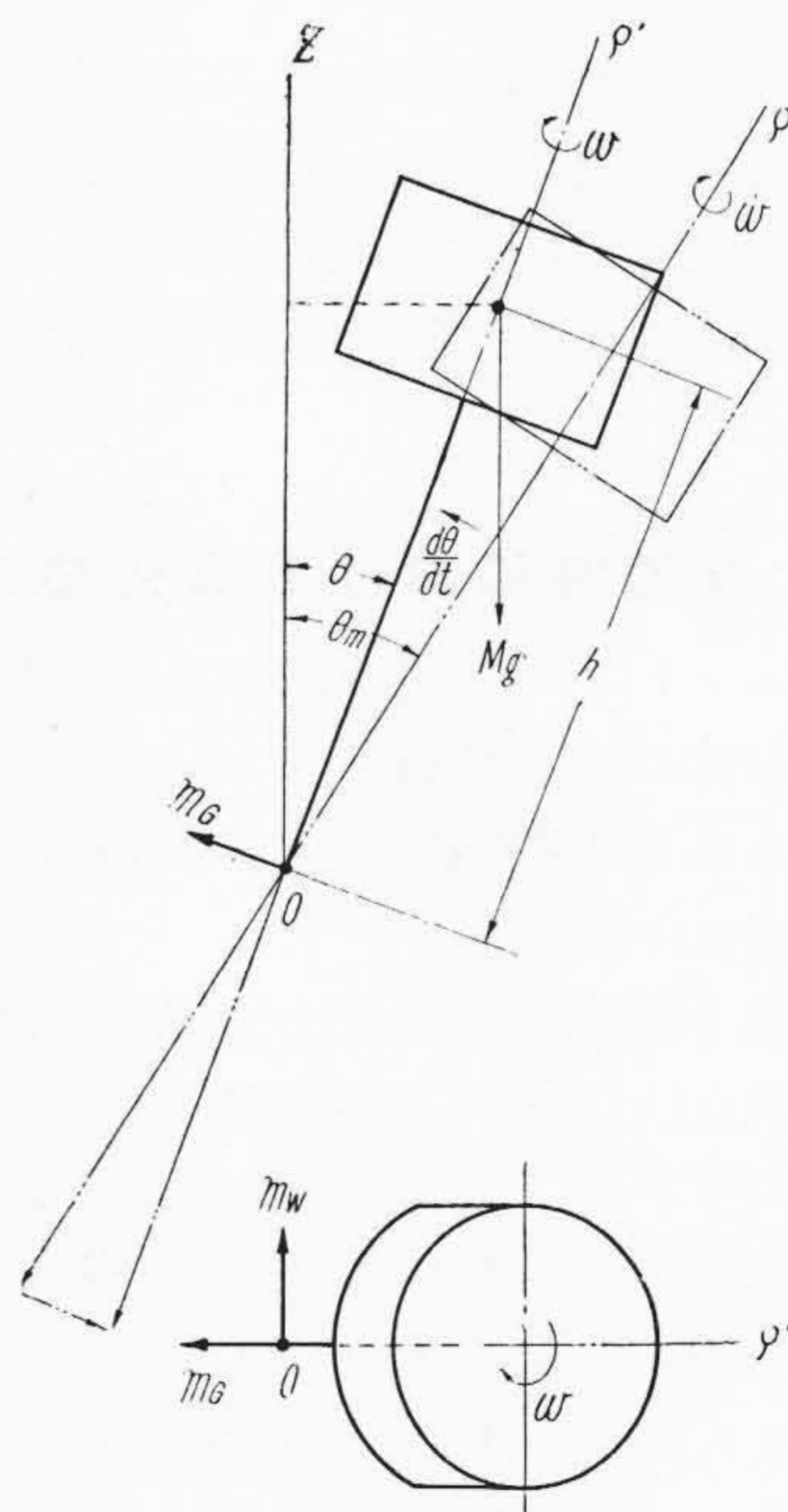
動揺運転時に清浄機の回転軸部には「傾斜により生じる回転筒重量による重力モーメント」と「動揺角速度により生じる gyroモーメント」の両者が発生し、軸を曲げるとして作用する。この場合軸の剛性が低いときには発生モーメントによる応力が大となり、なお軸の動きが大となる場合も予想される。

(1) 重力モーメント

第5図のごとく傾斜せる状態において、回転筒重量により発生するモーメント m_w は軸下端部において(4)式のごとくなる。

$$m_w = Mgh \sin \theta \dots\dots\dots (4)$$

ただし M = 回転筒質量



m_w = 重力モーメントベクトル
 m_G = gyroモーメントベクトル
第5図 重力モーメントおよび gyroモーメントの発生状況
Fig. 5. Occurrence of Gravity Moment and Gyro Moment

h = 回転筒重心より軸下端までの長さ

θ = 傾斜角度

傾斜角 θ の最大を θ_m 、動揺周期を Ω なる円振動数で表わせば (5) 式となる。

$$\theta = \theta_m \sin \Omega t \dots\dots\dots (5)$$

したがって回転筒重量による重力モーメントは (6) 式により表わされる。

$$m_w = Mgh \sin(\theta_m \sin \Omega t) \approx Mgh(\sin \theta_m) \sin \Omega t \dots\dots (6)$$

(2) チャイロモーメント

動揺により軸部に発生するチャイロモーメント m_G は (7) 式のごとくなる。

$$m_G = \frac{I_z \omega d\theta}{dt} \dots\dots\dots (7)$$

ただし I_z = 回転筒慣性モーメント

また (5) 式より

$$\frac{d\theta}{dt} = \theta_m \Omega \cos \Omega t \dots\dots\dots (8)$$

したがってチャイロモーメントは (9) 式により表わされる。

$$m_G = I_z \cdot \omega \cdot \theta_m \cdot \Omega \cdot \cos \Omega t \dots\dots\dots (9)$$

(6), (9) 式よりあきらかなごとく、重力モーメントとチャイロモーメントとは時間的に $\frac{\pi}{2}$ の位相差を有し、また第5図のごとく両者の方向は常に互に直角方向に働くため傾斜角 θ より θ_m の間では両者の合成モーメントが作用する。また前式よりこの合成モーメントは m_w , m_G のいずれか大なる方の最大値より常に小であることがわかる。

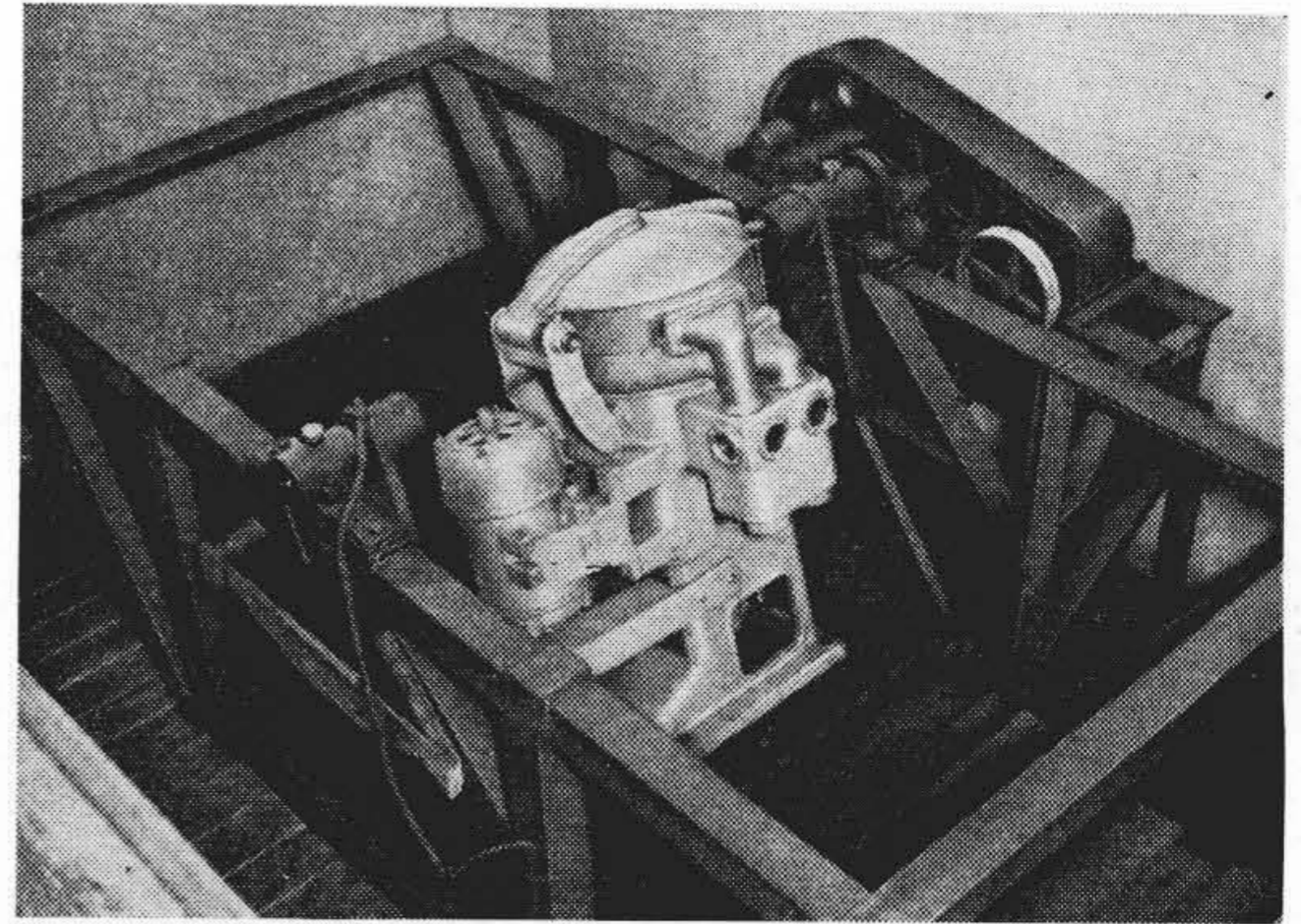
[IV] 運転時における発生応力

前述のモーメントにより回転軸部に発生する応力が過大の場合には該部の寿命は低下を来し、またはなほだし場合は繰返し応力による疲労などにて運転に危険をもたらすことも考えられる。

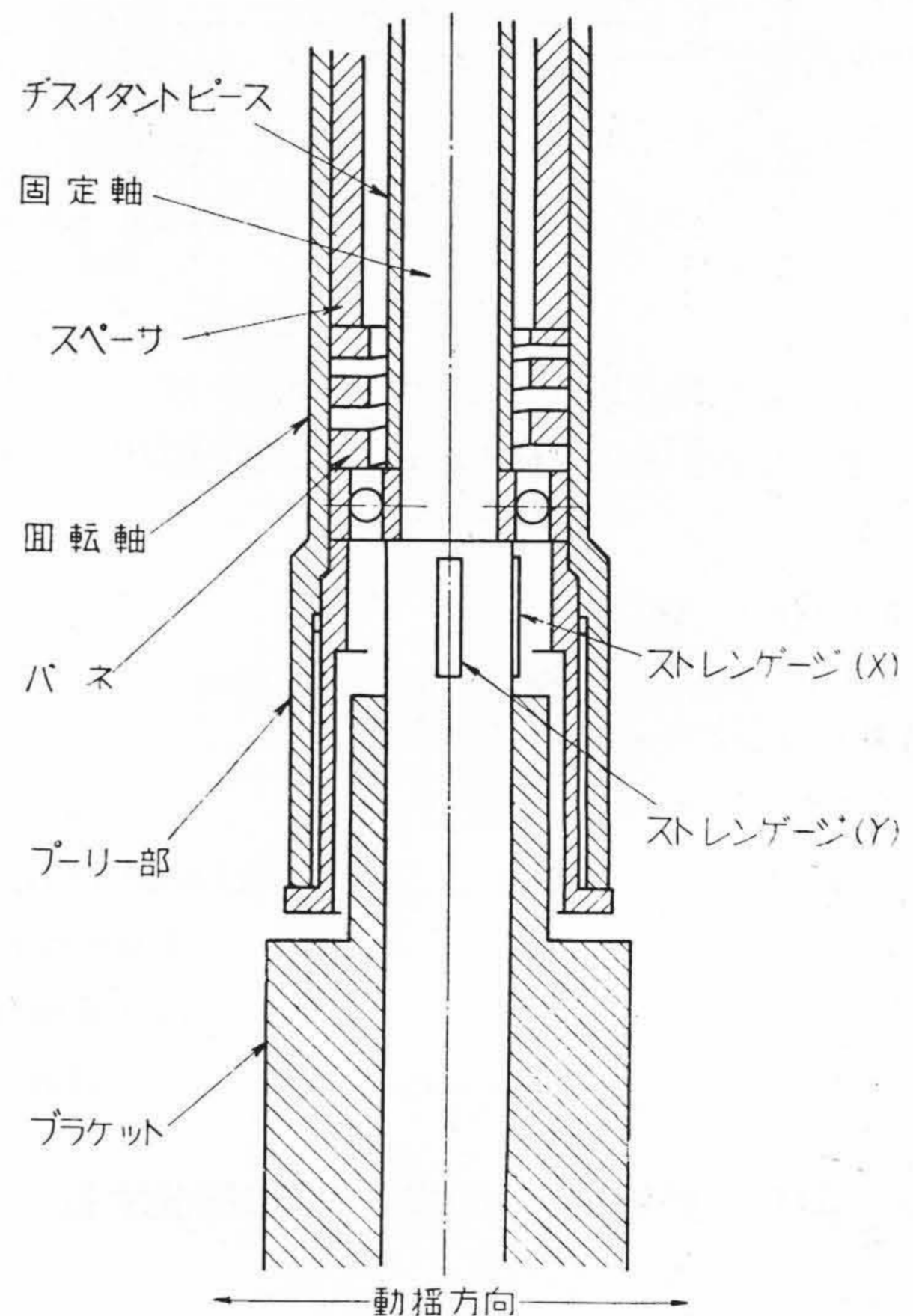
本機の回転部の構造は前述のごとく回転部全体が一本の固定軸で支持され、かつこの固定軸は下フレームの上部より懸垂したブラケットで支持されている。したがって固定軸の下端部およびブラケット部に最大モーメントが生じることが考えられ、該部に発生する応力が検討の対象となる。もちろん該部の応力計算値は僅かであるが特に重要部であるため、実際の応力発生状況およびその値を実験により確めた。つぎにその結果について説明する。

(1) 実験方法

応力発生状況は抵抗線式歪計を使用して測定し、かつ応力値は歪より算出した。



第6図 日立6DP-F型遠心清浄機動揺試験
Fig.6. Oscillation Test of Type 6 DP-F Centrifugal Purifier



第7図 固定軸応力測定部
Fig.7. Measuring Point in Fixed Shaft

動揺運転は第6図に示すごとき動揺試験機により動揺条件として最大傾斜 θ_m は 30° 、動揺周期 Ω は1分間に3往復とした。なおブラケットの形状は第1図に示すごとくその断面は矩形状をなしており、 $X'X'$ 軸断面係数 Z_{xx} は $Y'Y'$ 軸断面係数 Z_{yy} の約2倍である。(ブラケットはエンドレスベルトの交換に備えてベルトのループ内を懸垂する必要があり、このような形状となつている。)

このため動揺運転時の最大モーメント(本実験の場合には最大重力モーメント)がブラケットの $Y'Y'$ 断面に作

用するごとく XX 方向(第1図参照)に動揺せしめ、動揺運転中の固定軸下端部およびブラケット側面の実際歪を測定した。なお起動時および定置運転時における場合も測定して動揺運転時の状態と比較した。

測定器は共和無線製 DM 型抵抗線式歪測定器を使用し、電磁オシログラフにて記録した。

(2) 応力測定箇所

固定軸は片持支持となっており、そのため最大応力は軸下端部に発生する。したがって固定軸には第7図に示すごとく軸下端部にゲージを2箇所貼付し、動揺方向およびこれと直角方向に発生する歪を測定した。

またブラケットには第8図に示すごとく2箇所にゲージを貼付し、 YY 軸に対するベンディングによる側面歪を測定した。

(3) 実験結果

固定軸の応力発生状況を第9図、またブラケットの応力発生状況を第10図に示す。

(A) 固定軸の応力発生状況

(a) 起動時の発生応力

起動時における最大応力は8~11~で生じており、オシログラムより感度補正を行うとつぎのごとくなる。

X 方向 (ベルト直角方向) 最大応力 = 0.79 kg/mm^2

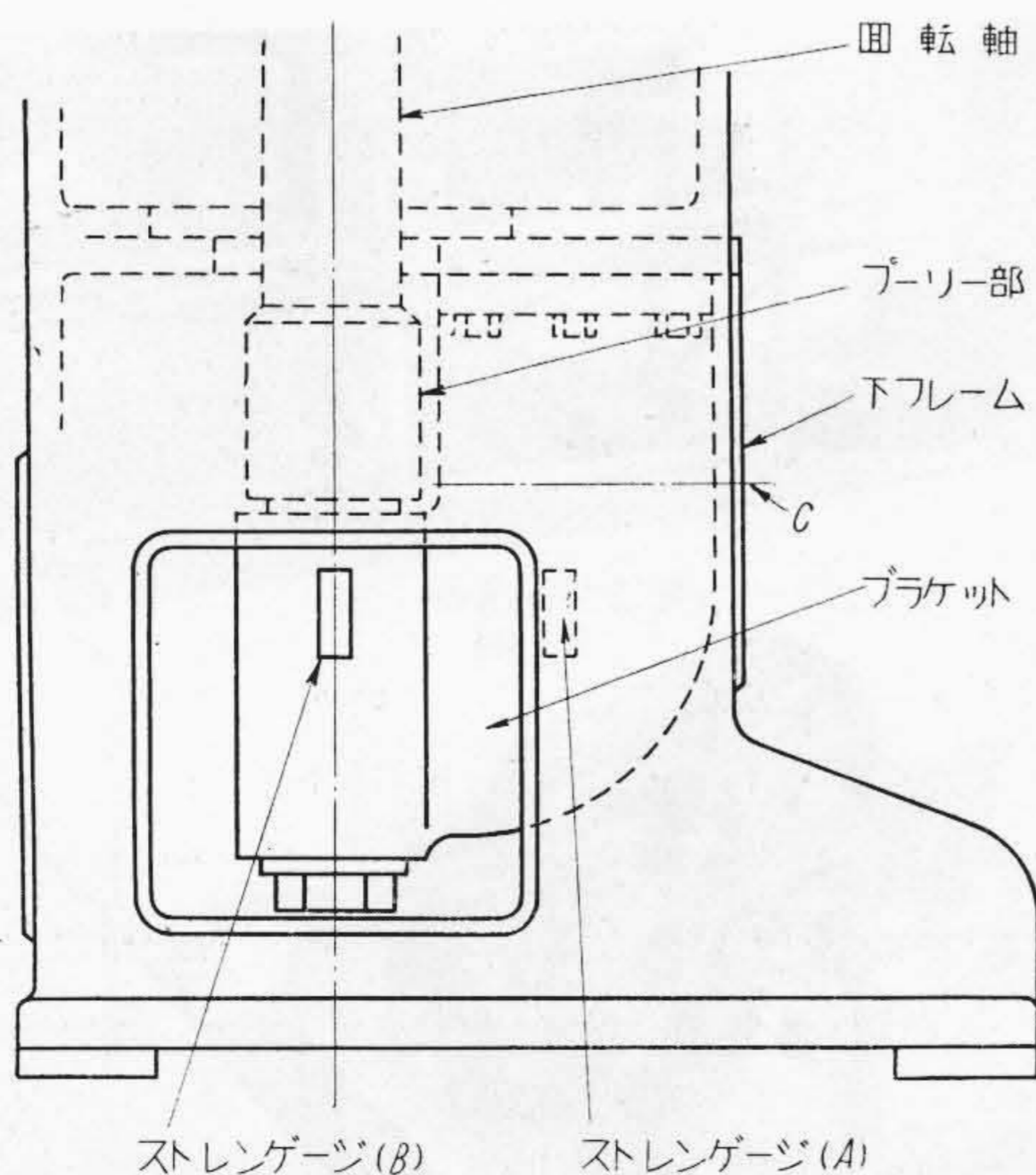
Y 方向 (ベルト方向) 最大応力 = 1.5 kg/mm^2

この最大応力は危険速度における固定軸の振動によるものである。

(b) 定置運転時の発生応力

定置運転時における応力値はつぎのごとくである)

X 方向応力 = 0.6 kg/mm^2



第8図 ブラケット応力測定部
Fig. 8. Measuring Point in Bracket

Y 方向応力 = 0.52 kg/mm^2

すなわち X 方向、 Y 方向とも大差はない。

(c) 動揺運転時の発生応力

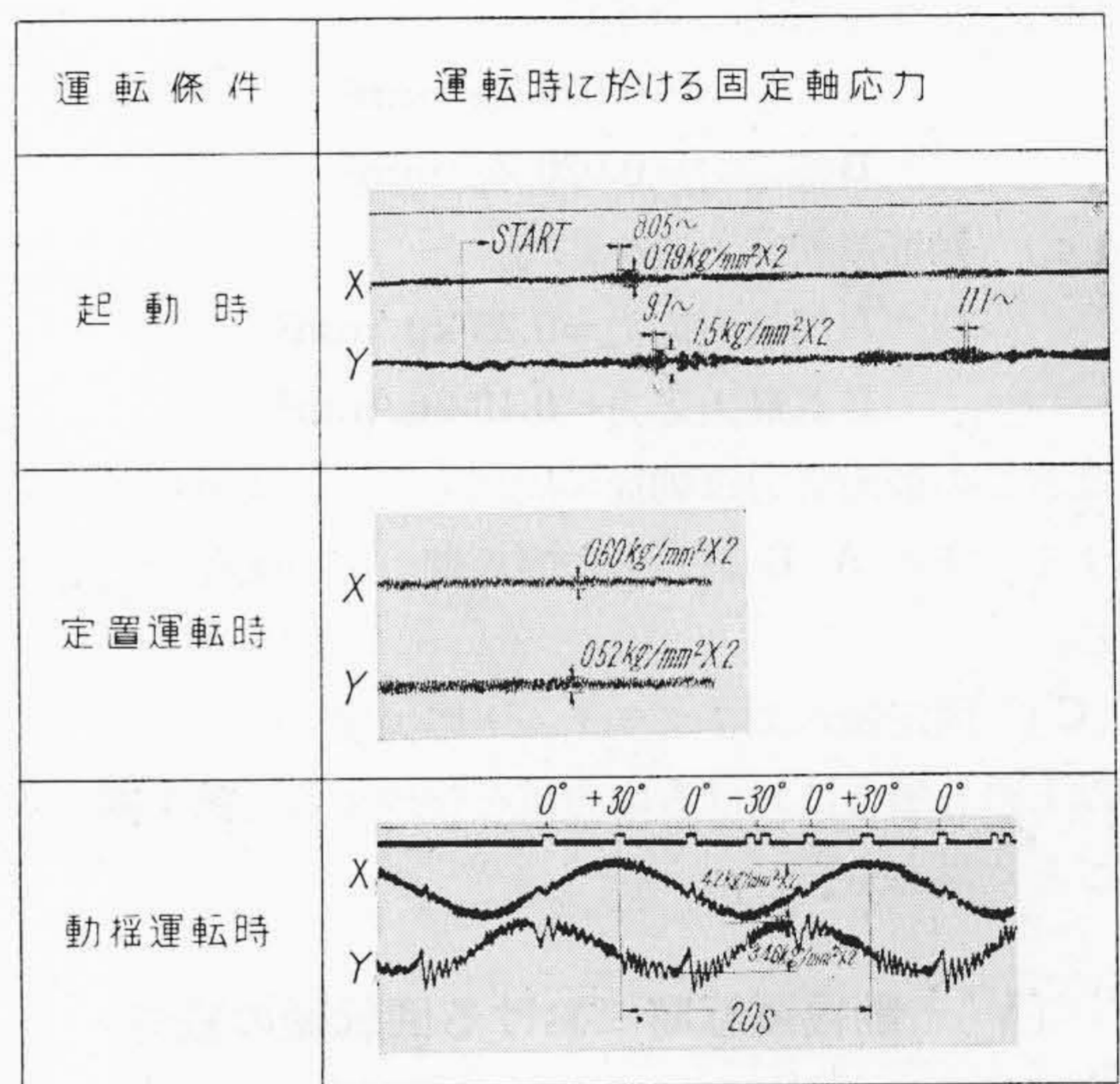
動揺運転時における応力は動揺周期とともに変化し、動揺半周期で最大引張りおよび最大圧縮内力を生じる。また X 方向 (動揺方向) の最大応力と Y 方向 (動揺直角方向) の最大応力とは $\frac{\pi}{2}$ の位相差を有し、その最大応力値はそれぞれつぎのごとくである。

X 方向最大応力 = 4.2 kg/mm^2

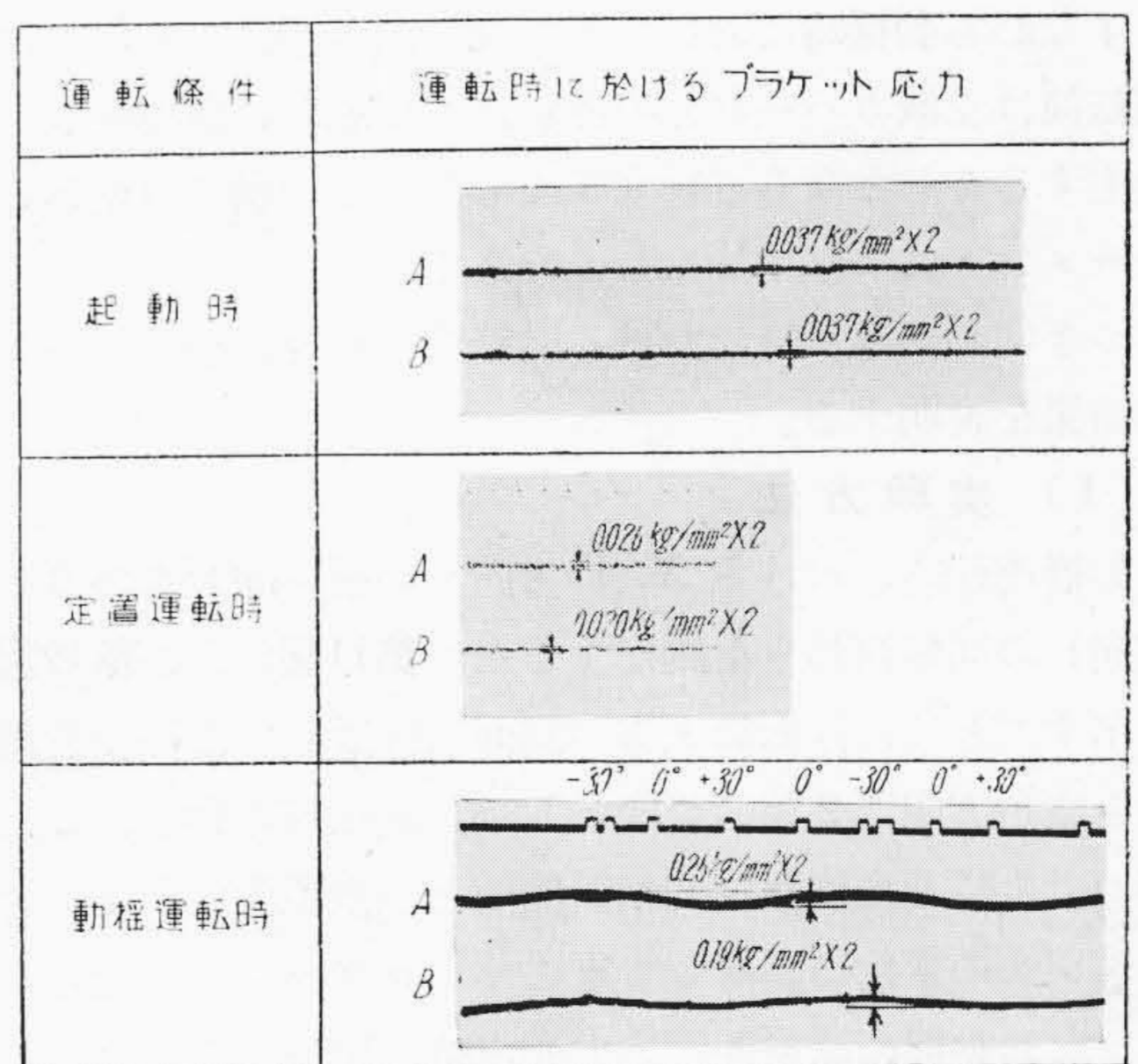
Y 方向最大応力 = 3.46 kg/mm^2

(B) ブラケットの応力発生状況

ブラケット側面に発生する応力はそれぞれつぎに示すごとくである。



第9図 固定軸応力発生状況
Fig. 9. Stress in Fixed Shaft



第10図 ブラケット応力発生状況
Fig. 10. Stress in Bracket

第1表 運転時における固定軸下部および
ブラケット側面の発生応力最大値

Table 1. Max. Stress in Fixed Shaft
and Bracket

運 転 条 件	応 力	固 定 軸 下 部		ブ ラ ケ ッ ト 側 面	
		X 方 向 (動 揺 方 向)	Y 方 向 (動 揺 直 角 方 向)	A 部	B 部
起 動 時(kg/mm ²)		0.79	1.5	0.037	0.037
定 置 運 転 時(kg/mm ²)		0.6	0.52	0.026	0.020
動 揺 運 転 時(kg/mm ²)		4.2	3.46	0.25	0.19

(a) 起動時の発生応力

A部最大応力=0.037 kg/mm²

B部最大応力=0.037 kg/mm²

(b) 定置運転時の発生応力

A部応力=0.026 kg/mm²

B部応力=0.020 kg/mm²

(c) 動揺運転時の発生応力

A部最大応力=0.25 kg/mm²

B部最大応力=0.19 kg/mm²

なおこの最大応力は動揺半周期で引張りより圧縮に変化する。またA, B部ともに同周期で応力変化を生じている。

(C) 固定軸およびブラケット応力値

以上の各場合における応力値を整理すると第1表に示すごとくである。

〔V〕 動揺運転時における回転軸の動き

以上運転時における応力発生状況について述べたが、耐動揺性についてはさらに回転軸の動きについて検討を要する。

すなわち動揺時において回転軸の動きが大なる場合は回転筒は受液カバーなどの静止部に接触し、自励振動を発生することとなる。いうまでもなくこの動きは前述のモーメントにより生じるものである。

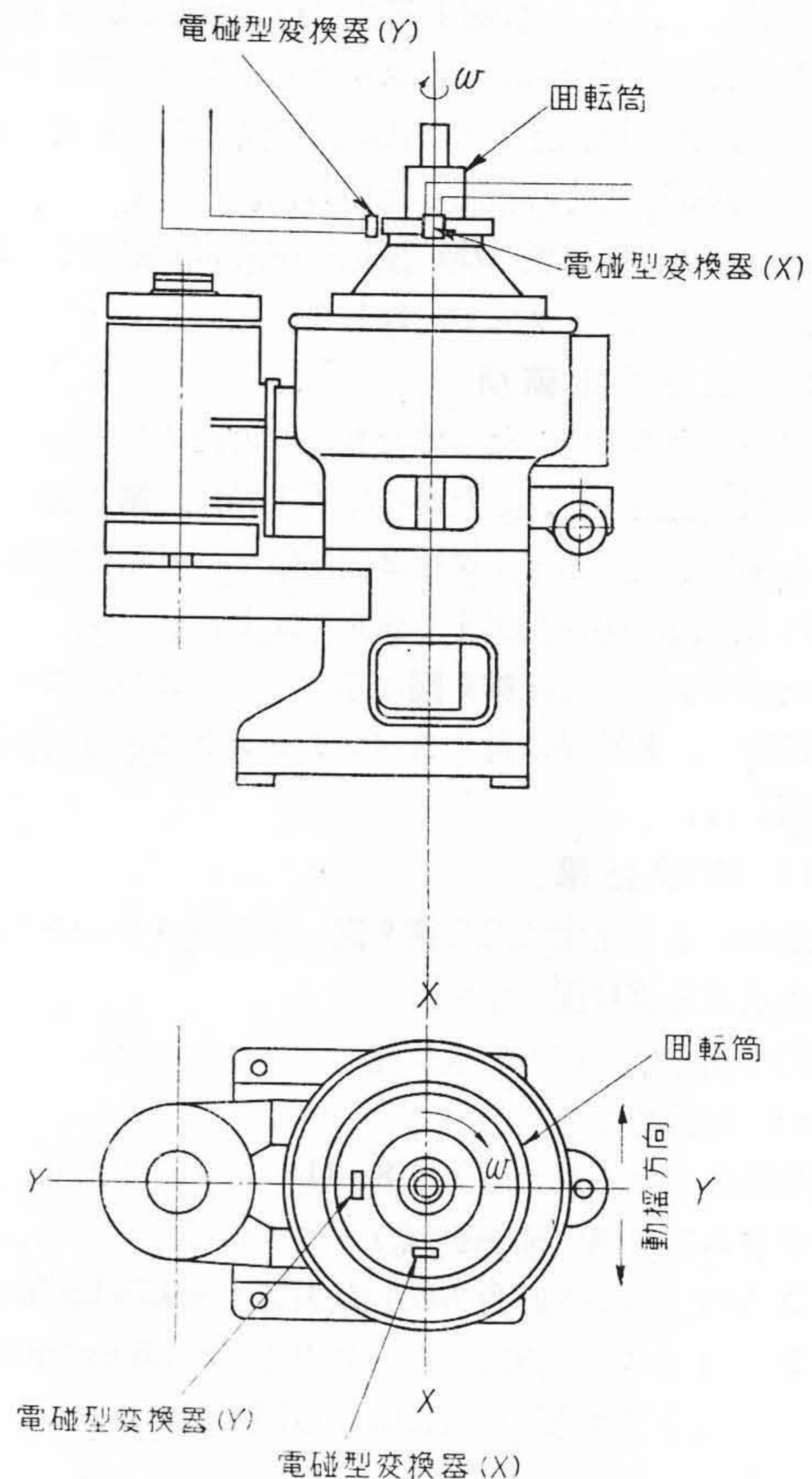
つぎに動揺運転時における回転筒の動きについての実験結果を説明する。

(1) 実験方法

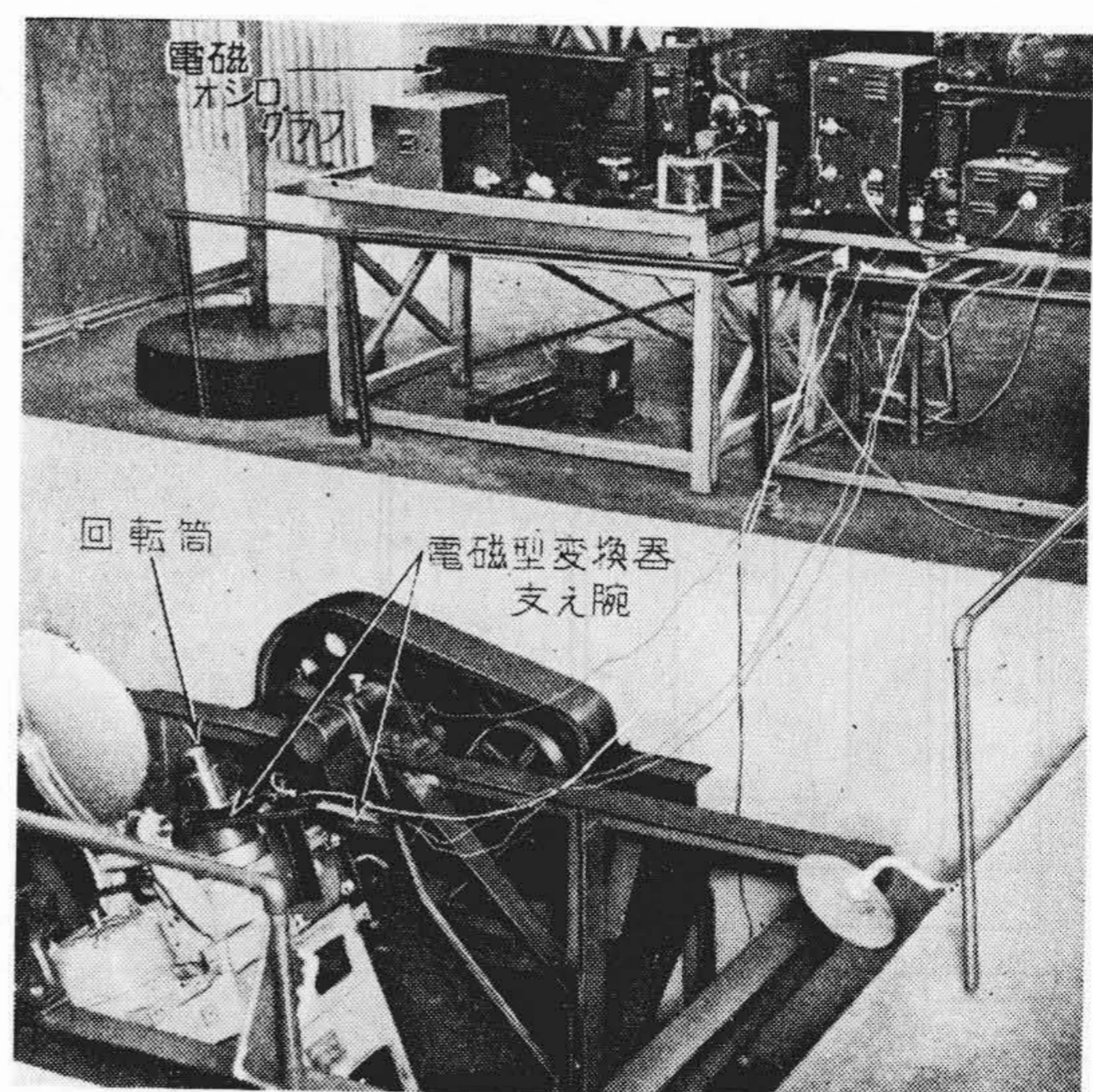
動揺運転時におけるX, Y方向(動揺方向および直角方向)の回転筒動きを測定するため第11図および第12図に示すごとく、回転筒上方の側面に接近して電磁型変換器を直角方向に2箇所対向せしめ、回転筒の動きにしたがつて生じる変換器と回転筒側面との空隙変化をインダクタンスの変化に置換して電磁オシログラフにて記録した。なお動揺の諸条件は応力測定時と同一である。

(2) 実験結果

動揺運転時における回転筒の動きを第13図に示す。



第11図 実験装置 (その1)
Fig.11. Testing Equipment



第12図 実験装置 (その1)
Fig.12. Testing Equipment

図に示すごとく回転筒の動きは動揺周期とともに変化し、かつ中心よりの変位最大値はつぎのごとくである。

X方向（動揺方向）動き=1.3 mm

Y方向（動揺直角方向）動き=1.0 mm

勿論この動きの傾向は固定軸の応力発生状況と全く同一である。

〔VI〕 実験結果の検討

(1) 固定軸に発生する応力

固定軸の最大応力は動揺運転時に生じ、その値は定置運転時の約7倍に達するが、その絶対値は 4.2 kg/mm² で、使用材料の許容応力値に対しきわめて低いものであることがわかる。たま動揺時における動揺方向の最大応力と直角方向の最大応力とは時間的に $\frac{\pi}{2}$ の位相差を有している。これは既述のごとく重力モーメントと gyroモーメントが $\frac{\pi}{2}$ の位相差を有しているためである。またX方向（動揺方向）の最大応力は最大重力モーメントによるものであり、Y方向（直角方向）の最大応力は最大 gyroモーメントによるもので、この関係は第14図に示すごとくである。なおY方向に瞬時的な応力増加の見受けられるのは動揺試験機のガタのため動揺方向にショックを生ずる箇所があり、そのため発生する gyroモーメントのためである。

また最大応力の定測値と計算値との比較はつぎのごとくである。

A 最大応力の計算値と実測値との比較

(a) 最大重力モーメントによる応力

最大重力モーメントによる応力計算値は(4)式より

$$\text{最大重力モーメント } m_{wmax} = Mgh \sin \theta_m \dots (10)$$

本実験の場合は

$$Mg = 90 \text{ kg}$$

$$h = 440 \text{ mm}$$

$$\theta_m = 30^\circ$$

$$\therefore m_{wmax} = 1,980 \text{ kg}\cdot\text{cm}$$

また固定軸下端部の断面係数 Z_s は

$$Z_s = 4.209 \text{ cm}^3$$

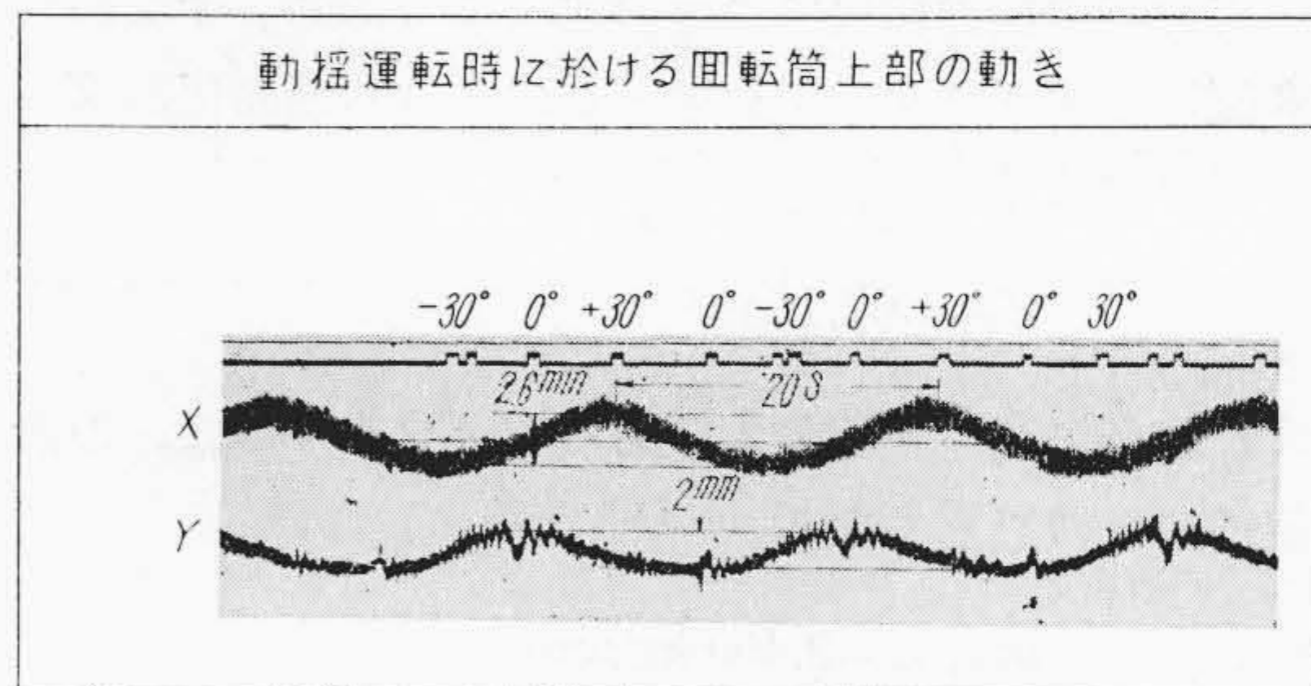
したがって前者より最大重力モーメントによつて固定軸下端部に生じる応力計算値 σ_w は(11)は式で表わされる。

$$\sigma_w = \frac{m_{wmax}}{Z_s} = 4.7 \text{ kg/mm}^2 \dots (11)$$

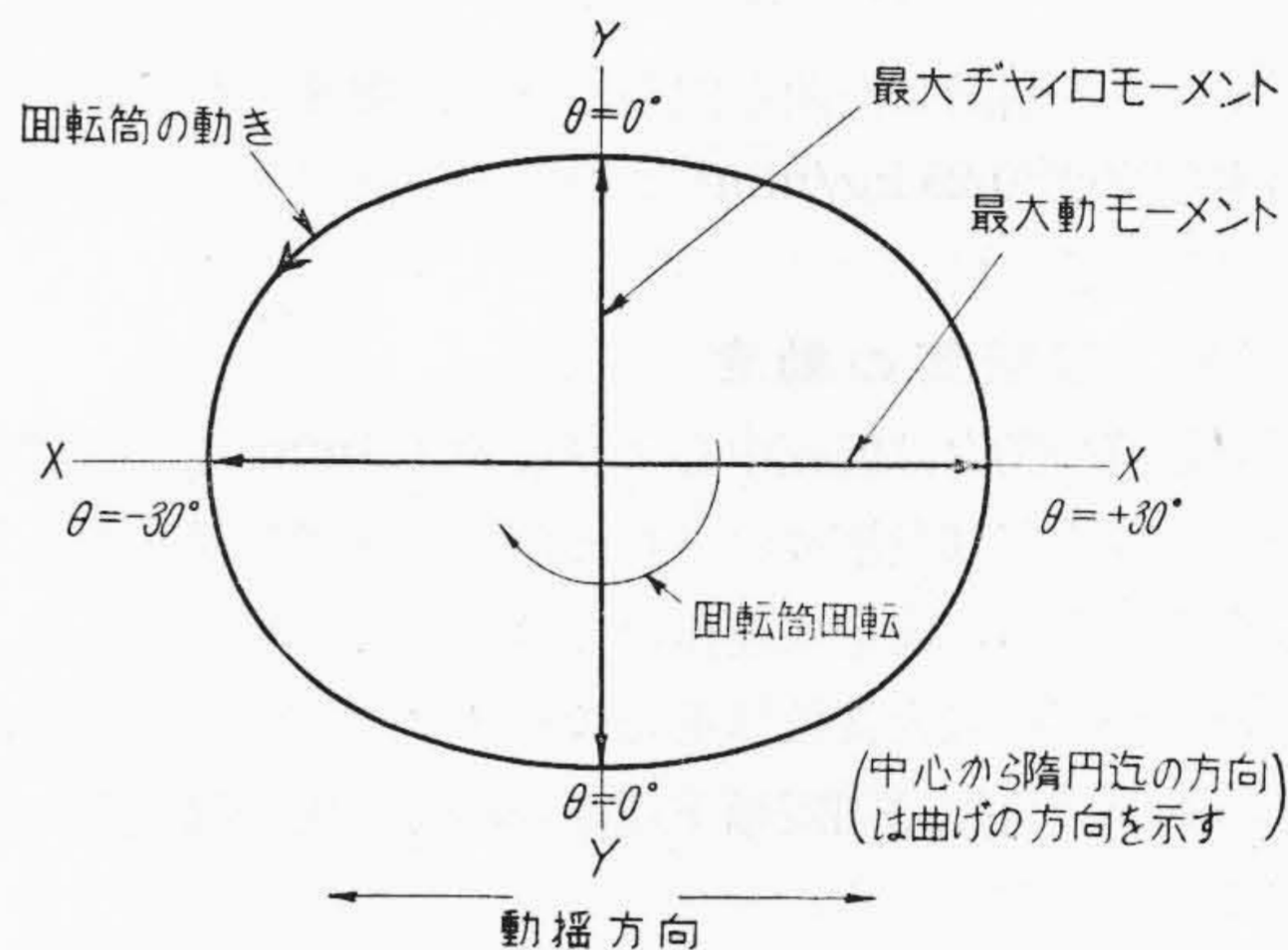
この値はX方向の最大応力測定値 4.2 kg/mm² と大体一致している。

(b) 最大 gyroモーメントによる応力

最大 gyroモーメントによる応力計算値は(7)式より



第13図 動揺運転時における回転筒上部の動き
Fig.13. Movement of Bowl Top in Oscillating Operation



第14図 動揺と最大モーメントとの関係

Fig.14. Relation of Oscillation and Max. Moment

$$\text{最大 gyroモーメント } m_{Gmax} = I_\zeta \omega \left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{max} \dots (12)$$

本実験の場合は

$$I_\zeta = 13.8 \text{ kg}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}^2$$

$$\omega = 618 \text{ rad/s}$$

$$\left(\frac{d\theta}{dt} \right)_{max} = \theta_m \Omega$$

$$\Omega = 0.314 \text{ rad/s}$$

$$\therefore m_{Gmax} = I_\zeta \omega \theta_m \Omega = 1,410 \text{ kg}\cdot\text{cm}$$

したがって最大 gyroモーメントによつて固定軸下端部に生じる応力計算値 σ_G は

$$\sigma_G = \frac{m_{Gmax}}{Z_s} = 3.34 \text{ kg/mm}^2 \dots (13)$$

この値はY方向の最大応力測定値 3.46 kg/mm² と大体一致する。

(2) ブラケットに発生する応力

ブラケットに発生する応力も動揺運転時に最大となり、定置運転時の約10倍の応力を生じ、その絶対値は 0.25 kg/mm² で、使用材料の許容応力値に対してきわめて低いものであることがわかる。また動揺半周期で最大引張りより最大圧縮に変化する。この応力は重力モーメントによるものである。

発生応力値の検討結果はつぎのごとくである。すなわち第8図に示すブラケット根本部Cにおける断面係数 Z_{YY} はつぎの通りである。

$$Z_{YY} = 97.1 \text{ cm}^3$$

また該部に発生する最大重力モーメント m_{Wmax} の計算値はつぎのごとくなる。

$$m_{Wmax} = 2,400 \text{ kg/cm}$$

したがって該部の最大応力計算値 σ_B は

$$\sigma_B = \frac{m_{Wmax}}{Z_{YY}} = 0.247 \text{ kg/mm}^2 \dots\dots\dots(14)$$

ゲージを貼附した曲り部分の計算は複雑であるが、その実測値は 0.25 kg/mm^2 で根本部の計算値とほぼ一致している。

(3) 回転筒の動き

回転筒の動きは回転中心より最大 1.3 mm にて該部における静止部（受液カバー）とのギャップに対し十分なる余裕を有し、安全に運転のできることが確認された。また回転筒の最大変位は重力モーメントによるもので、その動きの状況は固定軸下端部の応力発生状況からも推察することができる。

〔VII〕 結 言

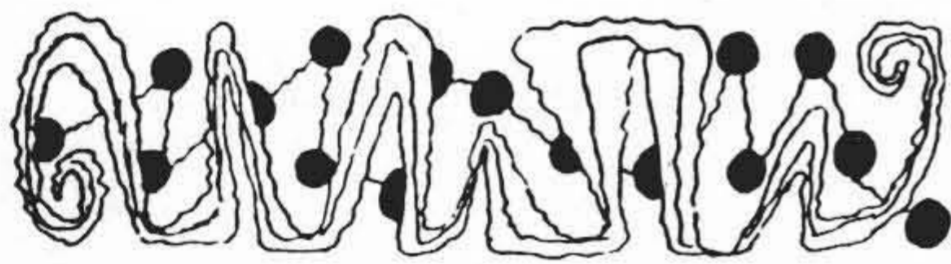
以上日立 6DP-F 型遠心清浄機の動揺運転下における応力発生状況および回転筒の動きについて述べた。

本実験によつて

- (1) 固定軸およびブラケットには動揺運転時には定置運転時の約7~10倍の応力を生じる。
- (2) 動揺運転時の最大応力および回転筒の最大変位は重力モーメントによつて生じる。すなわち傾斜のために生じる回転筒重量による曲げモーメントが最大応力をもたらす。
- (3) 最大応力値は固定軸において 4.2 kg/mm^2 、ブラケットにおいては 0.25 kg/mm^2 で、その絶対値は少く、また回転筒の動きも受液カバーとの空隙に対し十分なる余裕を有し、動揺運転に対し安全であることが確認された。

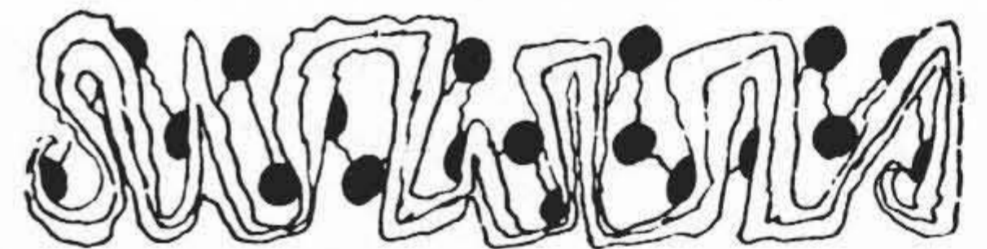
以上のごとく本実験により動揺運転下における遠心清浄機の運転状況の傾向があきらかとなつたと考える。また他の動揺条件に対しての傾向も本実験結果より容易に判断することができるものとする。

なお本研究に際して援助御協力頂いた日立製作所日立研究所今尾主任研究員、小堀、奥山研究員その他関係各位に厚く御礼申し上げる次第である。



実用新案 第414434号

新案の紹介



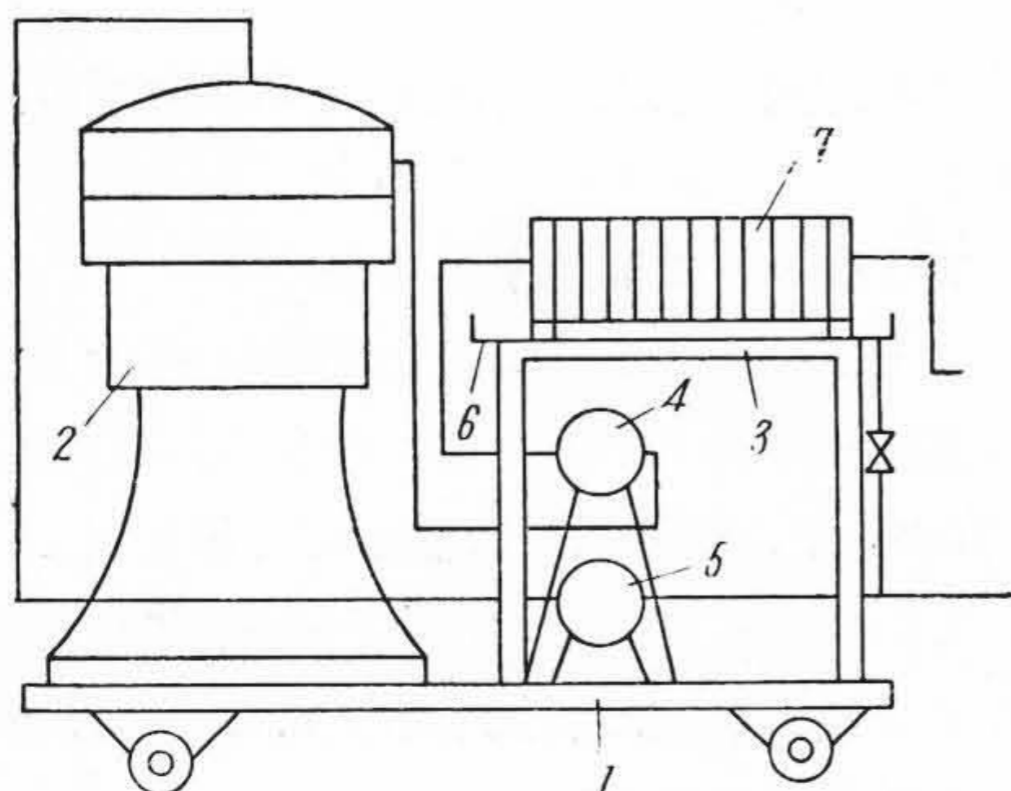
川崎光彦

油 清 浄 装 置

本案は台車1の一部に遠心清浄機2を載置し、台車の残部には枠体3を載せ、枠体の内部空所において台車1上に送油ポンプ4および5を載置し枠体3の上部には、トレイ6をのせ、このトレイの一部に圧濾機7を配置し

たものである。以上のごとく枠体内にポンプ4、5をのせてその台床面積を節約しうるものであり、かつトレイ6は圧濾機7をのせるのみでなく残余空所は遠心清浄機2の分解掃除を行う場合掃除台を兼用しうるものであるから、場所の如何を問わず随時なしうるとともに、附近を油で汚損することのない便利な可搬式油清浄装置を提供できるものである。(田中)

正面図



平面図

