

# フライス盤の防振装置について

## The Anti-Vibration Device for the Milling Machine

長 田 道 夫\*  
Michio Osada

### 内 容 梗 概

最近における超硬工具の発達，加工技術の進歩，また加工能率の向上などから高速重切削が行われ，これに伴って仕上面の精度，工具の耐久力向上のためフライス盤の耐振性が重要な問題となつている。横フライス盤の防振装置としてダイナミックダンパを研究し効果を認めたので実験と解析について説明する。

### 1. 緒 言

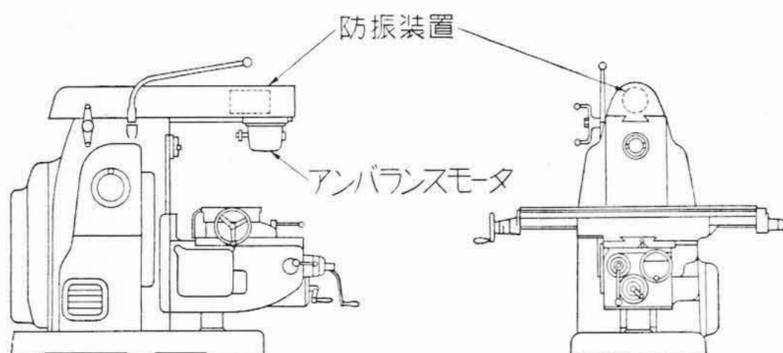
フライス盤は切削力に対し十分な加工精度を保証する剛性を有すると同時に，断続切削であるので工具歯数と回転数の積の起振力に共振する場合を考慮しなければならない。起振力周波としては総型カッタを使用する低速回転から軽金属を切削する高速回転までをとると，10c/sより200 c/sの範囲にまでわたつている。

フライス盤の固有振動数が数十サイクルである場合には，切削条件によつて共振を起すことになる。一方機械の固有振数をさらに高めることは構造的に不可能と思われるので，われわれは共振振幅を低減する目的でいわゆるダイナミックダンパを研究し効果を認めた。それらの実験および解析結果の一例につき述べる。

### 2. フライス盤の構造と実験装置

#### 2.1 フライス盤と防振装置

第1図は矩形断面型のオーバアーム有する横フライス盤の外観図である。第2図は防振装置の構造の一例を示す断面図である。重量①は円周上に並んだ3本のスプリングロッド②により2個のセッティングプレート④に対して吊られている。重量①はさらに減衰力を与えるため両側にゴム③を貼り外側から半径方向に拘束されたプレート⑥によつて側面からはさまれている。ゴム③に与える垂直圧力は中央を通るロッドとその外端に設けたスプリ

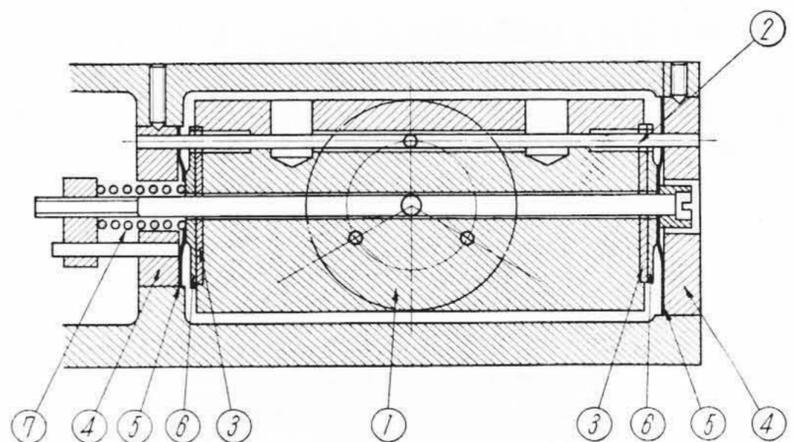


第1図 フライス盤の外観図

ング⑦を圧縮することにより適当な圧力に調整できる。

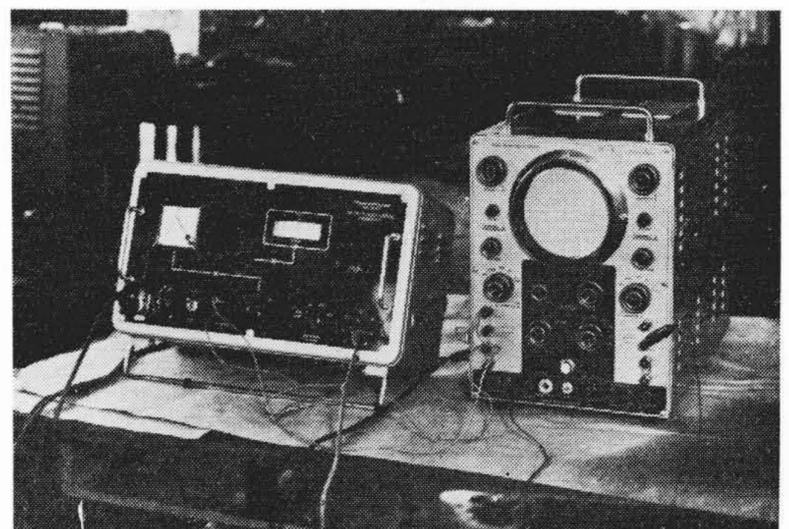
#### 2.2 実験装置と測定方法

振動測定には機械的振動を電氣的振動に変換する動線輪型振動計2個と，付属増幅器，振動の記録，観察用として2現象ブラウン管オシロ1台，およびタイムマーク用としてCR発振器を使用し，各部の上下，左右方向の



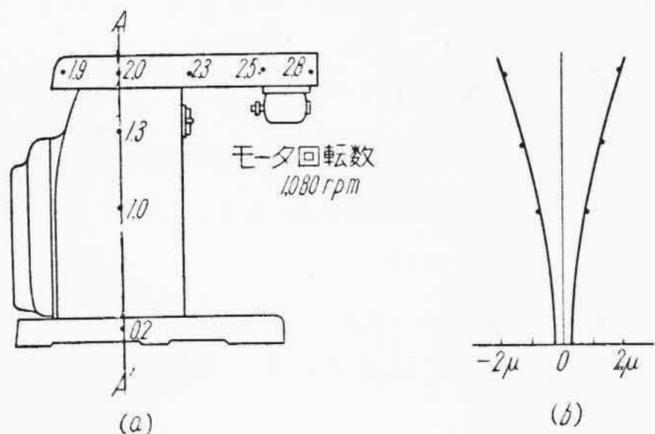
- ① 防振用重り
- ② 重りを吊っているスプリングロッド×3本
- ③ 減衰を与えるゴム円板
- ④ セッティングプレート
- ⑤ 外周は④に溶接され，中心部は当板⑥に溶接されており，当板⑥を軸方向にのみ移動可能にし，半径方向には拘束するフレキシブルプレート
- ⑥ ゴムに垂直圧力を与える当板
- ⑦ 当板に垂直圧力を与えるスプリング

第2図 防振装置断面図

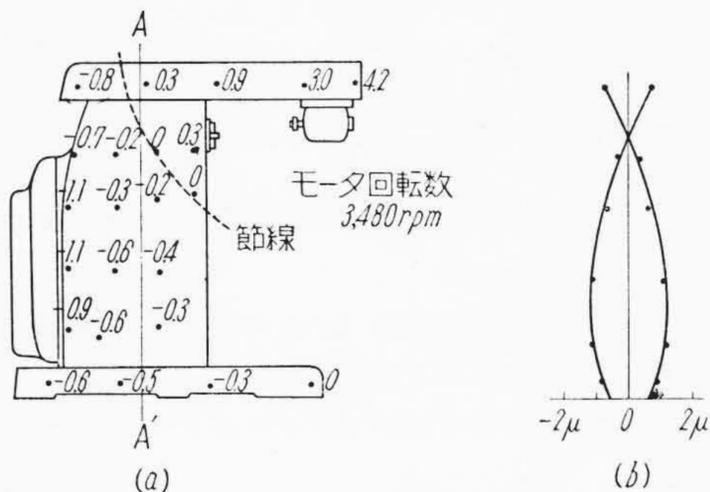


第3図 振動測定装置

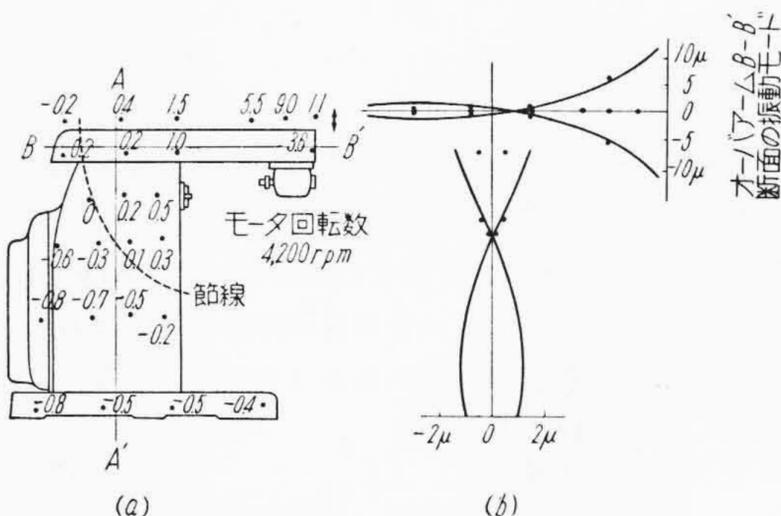
\* 日立製作所川崎工場



第4図 起振振動数 18c/s における振動モード  
(図中の数字はその点の片振幅を示す。単位  $\mu$ )



第5図 起振振動数 58c/s における振動モード  
(水平振幅最大, 図中の数字はその点の片振幅を示す。単位  $\mu$ )



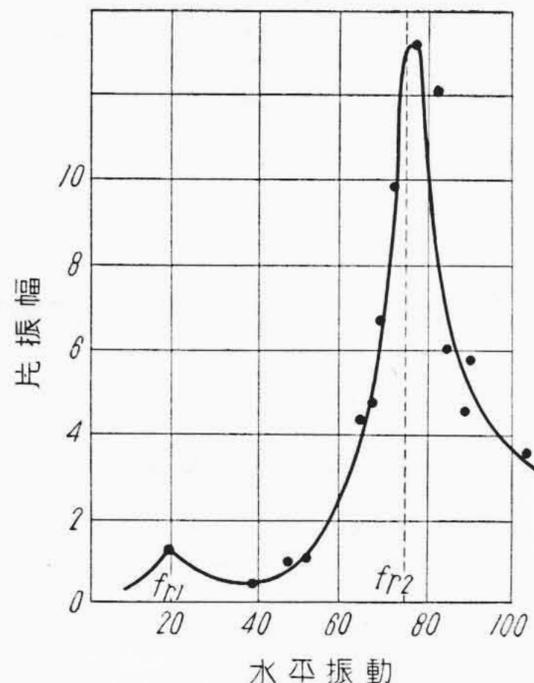
第6図 起振振動数 70c/s における振動モード  
(垂直振幅最大, 図中の数字はその点の片振幅を示す。単位  $\mu$ )

振動をカメラに記録した。またピックアップの1個を基準点に固定し、ほかの1個を順次移動させ相互の振吊差、位相差の測定を行つた。第3図は振動測定装置である。

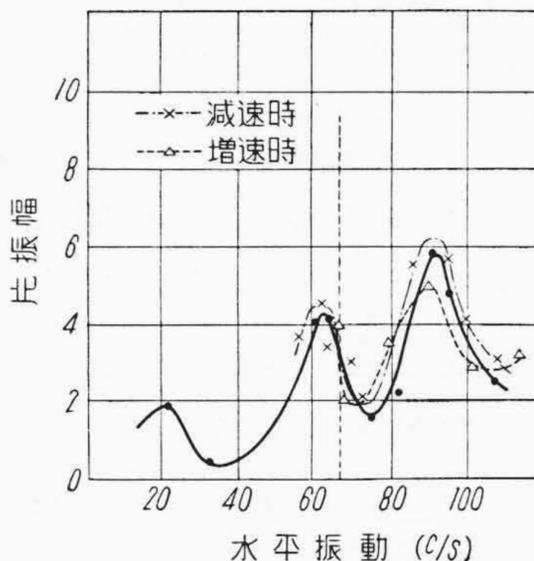
### 3. アンバランスマスをもつた起振モータによる共振曲線の測定

#### 3.1 振動型の測定

フライス盤の振動特性を把握することは解析を行う上に重要なことである。切削中の振動を測定し特性を導き



第7図 防振装置を取りはずした時の共振曲線



第8図 防振装置を取り付けた時の共振曲線  
(ゴム減衰力なし)

出すことは相当に困難であるのでまずアンバランスマスをもつたモータをカタ位置に取り付け、種々の回転数で回転させ正弦的起振力を加えた。強制振動を加えた時の機械全体の振動型は起振周波数により異なっている。第4, 5, 6図は防振装置を取り付けゴム③に適当なスプリング力を加えた時の振動型の例である。第4図はモータの回転数が 1,080 rpm の場合で、この近辺での水平振幅最大時の振動型を示す。第5図はモータの回転数が 3,480 rpm の場合でこの近辺での水平振幅最大時の振動型を示す。第6図はモータの回転数が 4,200 rpm の場合で垂直振幅最大時の振動型を示す。図(a)中の数値はその点における水平振幅および垂直振幅(第6図で↑印で示す)で±記号は振動の位相が180度ずれていることを示す。図(b)は図(a)のA-A'断面, B-B'断面の振動型を示す。

#### 3.2 共振曲線の測定

アンバランスモータを第1図に示すようにオーバァー

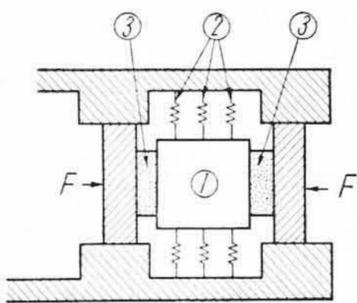
ムの先端に取り付けモータの回転数を徐々に変えながら強制振動時のオーバーム先端の振幅を測定していくと一つの共振曲線が得られる。第 7, 8 図はその一例である。第 7 図は防振装置を取りはずした時の水平方向の振動を描かせたもので、モータの回転数を変えて起振振動数を変化すれば、共振を起す模様がよく現われている。第 8 図は防振装置をつけた場合の共振曲線で第 7 図とは異なつた模様を示す。

#### 4. 固有振動数および減衰率

フライス盤の全体の振動特性を把握するには各要素の特性を知らねばならない。また第 12 図に示すようにコラム、オーバームを主振動系とし、これに対して取り付け付けた防振装置を副振動系とし以下略して主振、副振という。

##### 4.1 副振の固有振動数および減衰率

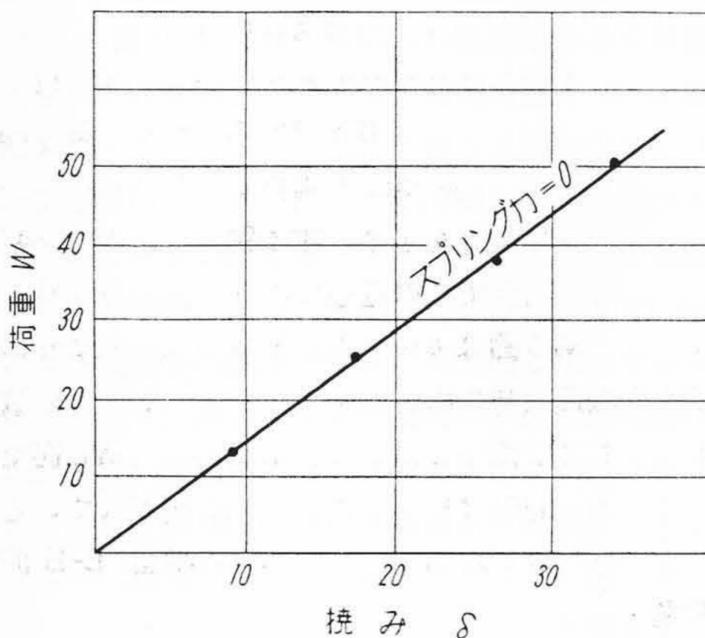
オーバームに内蔵した防振装置の構造例は第 2 図に示すようであるが、概念的に示すと第 9 図のようになる。①は副振の重量であり②は副振を吊つている 3 本のスプリングである。③は減衰を与えるゴムで、 $F$ は③を①に押圧するスプリング力である。第 10 図はスプリング力  $F$  を零にし、①に荷重を加えた時の荷重撓み線図である。副振のバネ定数  $k_s$  は次式により与えられる。



第 9 図

$k_s = \frac{W}{\delta}$  (kg/cm) ... (1)

$W$  は副振に加えた荷重 (kg),  $\delta$  は副振の撓み (cm)。副振の重量およびバネ定数が求められた場合



第 10 図 ゴムに加えたスプリング力が 0 の時の荷重—撓みの関係

に副振の固有振動数  $f_s$  は次式により与えられる。

$$f_s = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_s g}{W_s}} \quad (\text{c/s}) \dots\dots\dots (2)$$

$W_s$  は副振の重量 (kg),  $g$  は重力加速度 ( $\text{cm/s}^2$ )。

実測された副振の振動数を  $f_a$  とし、 $f_s$  との差が粘性減衰によるものとすれば

$$\alpha_s = 2\pi \sqrt{f_s^2 - f_a^2} \quad (1/\text{s}) \dots\dots\dots (3)$$

また対数減衰率  $\delta_s$  は次式により与えられる。

$$\delta_s = \alpha_s T \dots\dots\dots (4)$$

$T$  は振動周期 (s)

##### 4.2 オーバームの固有振動数および減衰率

オーバーム単体を定盤上に両端支持の状態でおき、垂直方向に衝撃した時の振動数を  $f_0$  とすれば、垂直方向曲げ剛性係数  $EI_V$  は次式により与えられる。

$$EI_V = \frac{4 f_0^2 l^4}{\pi^2} \rho A \quad (\text{kg}\cdot\text{cm}^2) \dots\dots\dots (5)$$

$l$  はオーバームの長さ (cm),  $A$  は断面積 ( $\text{cm}^2$ ),  $\rho$  は密度 ( $\text{kg}\cdot\text{s}^2/\text{cm}^4$ )

水平方向の曲げ剛性係数  $EI_H$  の測定は、第 11 図に示す  $W$  の位置にリング型荷重計を用いて荷重を加え、その時の撓みを前後 2 箇所でダイヤルゲージにより測定し求めた。

$$y_1 = \frac{W l_2^3}{3 EI_H} \left( 1 + \frac{3 l_1}{2 l_2} \right) \dots\dots\dots (6)$$

$$y_2 = \frac{W l_2^3}{3 EI_H} \left\{ 1 - \frac{3 (l_3 - l_1)}{2 l_2} + \frac{(l_3 - l_1)^3}{2 l_2^3} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

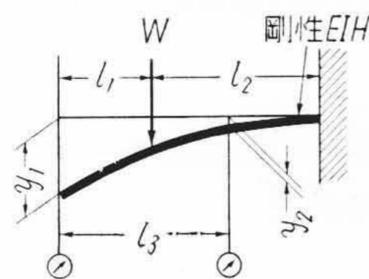
$y_1, y_2$  はオーバームの撓み (cm),  $W$  は加えた荷重 (kg),  $l_1, l_3$  は測定位置 (cm) である。

(7) および (8) 式を解くことにより  $l_2, EI_H$  が求まる。かりにオーバームを単純片持梁として  $EI_H$  を基に垂直方向の振動数を求めると (9) 式となる。

$$f = \frac{1.875^2}{2\pi l^2} \sqrt{\frac{EI_H g}{\delta A}} \dots\dots\dots (8)$$

(8) 式で求めた振動数は実測振動数より高くなり、実際にはオーバームはコラムに対して単純片支持でないことを示し、振動型からもコラム、オーバームは一体となつて振動することが明らかである。減衰自由振動を記録し相隣れる波の振幅比をとると次式により対数減衰率が求められる。

$$\delta = \log \frac{a_n}{a_{n+1}} \dots\dots\dots (9)$$



第 11 図

##### 4.3 コラムの固有振動数および減衰率 オーバームの重心がコ

ラムの中央に位置するようにし，コラム中央部を水平方向に衝撃し減衰自由振動を記録し，振動数および減衰率の実測を行つた。

4.4 基本定数

防振装置を取り付けたオーバームとコラムよりなる振動系をバネ—質量の等価振動系におきかえるため，共振曲線から基本定数を導いた。

(1) 水平方向のコラム，オーバーム連成系の減衰率

起振力が振動数の2乗に比例する1自由度系の場合の振幅の倍率は次式による。ただし粘性減衰が作用しているとする。

$$\frac{a_1}{a_0} = \frac{p^2/\nu^2}{\sqrt{\left(1 - \frac{p^2}{\nu^2}\right)^2 + 4 \frac{\alpha^2 p^2}{\nu^2 \nu^2}} \dots\dots\dots (10)$$

ここに

$$2\alpha = \frac{c}{m}$$

$\nu$ は系の固有円振動数， $p$ は起振力の円振動数， $c$ は粘性減衰係数， $m$ は質量である。振幅の倍率  $a_1/a_0 = 1$  となる振動数を求める。いま  $\alpha < \nu$  として  $\alpha^2/\nu^2$  の項を省略すると

$$\frac{a_1}{a_0} = 1 = \frac{p^2/\nu^2}{1 - p^2/\nu^2} \dots\dots\dots (11)$$

$$\therefore p/\nu = \frac{1}{\sqrt{2}} = 0.707 \dots\dots\dots (12)$$

また共振時の振幅の倍率は次式による。

$$\frac{a_{\max}}{a_0} = \frac{1}{2 \frac{\alpha}{\nu} \sqrt{1 - \frac{\alpha^2}{\nu^2}}} \doteq \frac{1}{2 \frac{\alpha}{\nu}} \dots\dots\dots (13)$$

そこで第7図より共振振動  $f_{r2}$  における振幅  $a_{\max}$  および  $f_{r2}/\sqrt{2}$  における振幅を  $a_{0-1}$  とすれば

$$\alpha = \frac{\nu a_{0-1}}{2 a_{\max}} \dots\dots\dots (14)$$

$\alpha$  が求まれば  $\delta = \alpha T$  により対数減衰率  $\delta$  も得られる。

(2) 水平方向のコラム，オーバーム連成系の相当質量，相当バネ定数

相当質量  $W_1$ ，相当バネ定数  $k_1$  はフライス盤を単純なバネで吊られた質量—バネ系に置換えた時に重量が  $W_1$  であり，バネ定数が  $k_1$  であることを意味する。起振円振動数  $p$  の2乗に比例する起振力が作用する場合には， $p$  が共振点を過ぎさらに増加すると振幅は減少し，次第に一定値に近づく。すなわち

$$-W a p^2 = w_0 r_0 p^2 \dots\dots\dots (15)$$

となる。 $W$ は主振の相当質量， $a$ は主振の振幅， $w_0 r_0$ はモータに取り付けた不平衡質量のモーメントである。このことは共振振動数より十分高い振動数での振幅を測定

することで相当質量が求められることである。一方共振曲線より共振振動数  $f_{r2}$  が知られるから相当バネ定数  $k_1$  は次式で与えられる。

$$k_1 = \frac{4\pi^2 f_{r2}^2 W_1}{g} \dots\dots\dots (16)$$

いま求めた相当質量，相当バネ定数は実際問題として厳密に決定できない。かりにアンバランスマス，振幅測定点，起振力着点などが同一平面内にとれた場合にはその面における相当質量であり相当バネ定数である。

5. 等価振動系

以上求めた値を使用してコラム，オーバームと防振装置を2自由度系とし図示すると第12図のようになる。

5.1 2自由度系の連成固有振動数  $\nu_I, \nu_{II}$

$\nu_I, \nu_{II}$  は次式により与えられる。

$$\nu_I^2, \nu_{II}^2 = \frac{1}{2} \left[ \{\nu_1^2 + \nu_2^2 (1 + \mu)\} \mp \sqrt{\{\nu_1^2 + \nu_2^2 (1 + \mu)\}^2 - 4 \nu_1^2 \nu_2^2} \right] \dots\dots\dots (17)$$

ここに

$$\nu_1^2 = \frac{k_1}{m_1}, \quad \nu_2^2 = \frac{k_2}{m_2}, \quad \mu = \frac{m_2}{m_1}$$

(17)式により  $\nu_I, \nu_{II}$  を求めると  $\nu_I = 374 \text{ rad/s}$ ， $\nu_{II} = 576 \text{ rad/s}$  で振動数に換算すると  $f_I = 59.5 \text{ c/s}$ ， $f_{II} = 91.7 \text{ c/s}$  となり第8図の共振曲線とよく一致する。

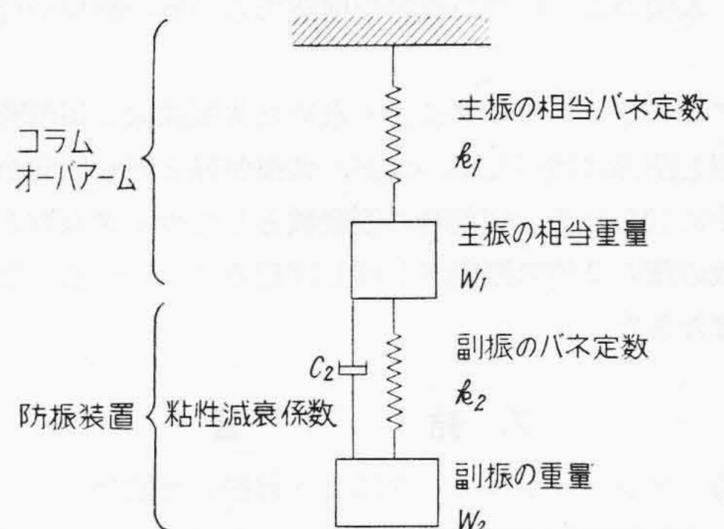
5.2 防振装置の最適値について

ダイナミックダンパは質量比  $\mu$  が決まれば防振効果を最大ならしむる振動数比  $f$  と減衰比  $h$  が決定される。

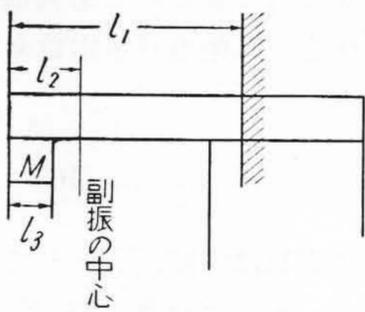
ここで理論値  $f_t, h_t$ ，実験値  $f_e, h_e$  との比較をする。

理論式<sup>(1)</sup>としては

$$f_t = \frac{1}{1 + \mu} = 0.836 \dots\dots\dots (18)$$



第 12 図



第13図

$$h_t = \sqrt{\frac{3\mu}{8(1+\mu)^3}} = 0.209 \dots\dots\dots (19)$$

となり一方実験値は

$$f_e = \frac{\nu_2}{\nu_1} = 0.94 \dots\dots (20)$$

$$h_e = \frac{\alpha_s}{2\pi f r_2} = 0.11 \dots\dots (21)$$

となり、ほぼ実験値は理論

値に近い値である。以上は起振モータが取り付いていた場合の計算値であるので修正を行う。いま副振の中心位置に注目し、この点における相当質量を、オーバアームを片持梁として曲げ剛性試験をし求めた点を固定点と考え第13図を参照し次式により求められる。

$$W_{M1} = \frac{W_{M0} (l_1 - l_3/2)^3}{(l_1 - l_2)^3} \dots\dots\dots (22)$$

$W_{M1}$  はモータの相当質量、 $W_{M0}$  はモータの質量である。修正値は第1表のようである。

第 1 表

	質 量 比	振 動 数 比	減 衰 比
理 論 値	0.256	0.795	0.22
実 験 値	0.256	0.885	0.097

### 6. 結果についての検討

従来コラム、オーバアームの緊締が問題とされたが、補助ギブを使用し緊締する方式では、コラムとオーバアームは一体の弾性体として振動している。コラムは20 c/sの所に第一次の水平方向の共振点を有するが、防振装置により共振振幅を減少することはコラムが相当の重量を有するのでむずかしい。第二次の水平方向共振としてオーバアームによる共振点があるが、振幅はオーバアーム先端で最大であり、ここに防振装置を取り付け防振することは有効である。コラム、オーバアームを1自由度系とし相当質量、相当バネ定数を求め解析を行つたが、本例のように相当複雑な構造でも一応の解析が行える。

アンバランスモータにより求めた共振曲線と切削時の振幅と関係は述べなかつたが、共振曲線と同じ傾向が切削中に見られる。切削時の振動数としてカッタ刃数と回転数の積の2倍の振動がしばしば起ることに注意しなければならない。

### 7. 結 言

(1) アンバランスモータにより起振した結果

本防振装置は第2図に示すようなダイナミックダンパであり、ダンパを取り付けることにより共振曲線は

第7図から第8図に変わる。第8図において  $P/\nu_1 = 1$  すなわち76 c/sの点では防振効果はきわめてよいが、76 c/sをはさんで60 c/s, 90 c/sに新たな二つの共振点が現われる。この新たな共振振幅を最小とするには、主振、副振の質量比により振動数比、減衰比が決定されることになる。振動数比は構造的に設計当初から決められるが、減衰比は決定するのに困難である。減衰力は副振自体の有する減衰力とゴムによつて加える部分とあり、ゴムによる減衰力は外部より調整ができる。最適条件の時には新たに生じた二つの共振振幅をダンパなしの共振振幅の1/2以下に減少することができた。

(2) 第7図に見られるように20 c/sの点に共振点があり、オーバアームに取り付けた防振装置はこの点まで効果は及ばない。よつて機械の運転中常時一定回転するモータおよびギヤ類の回転数はこの点に共振しないように設計されるべきである。

本研究に当り貴重な意見を賜つた日立製作所日立研究所今尾隆、日立製作所中央研究所前田庸、中村貫太郎の各氏に深く御礼申し上げます。

### 参 考 文 献

(1) 松平精：基礎振動学（共立出版社）

### 日 立 造 船 技 報

Vol. 19

No. 2

### 目 次

- ◎突合せ溶接における溶接中の変形ひずみの動的測定実験
- ◎小中形船用ディーゼル機関の得失について
- ◎熱膨脹継手の疲労強度について
- ◎板用ドリルにおける刃先の検討
- ◎防音壁構造について
- ◎微弱磁場測定装置とその応用
- ◎小形船舶に対する風圧による傾斜モーメントの研究

本誌につきましての御照会は下記発行所へ御願いたします。

日立造船株式会社技術研究所

大阪市此花区桜島北之町60