

ISSN 0389-4010

UDC 531.768:

53.083.4:

629.7.054:

629.76/78

# 航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-844

弾性バネ支持方式振子型加速度計の研究

鈴木孝雄・大月正男・円居繁治

1984年12月

航空宇宙技術研究所  
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

## 目 次

1. まえがき .....	1
2. 主な記号 .....	2
3. FHPAの動作原理 .....	2
4. FHPAの性能目標 .....	4
5. 主構成要素の設計 .....	4
5.1 振 子 .....	4
5.2 ヒンジ .....	4
5.2.1 入力軸方向のヒンジ剛性 .....	4
5.2.2 入力軸以外の軸方向のヒンジ剛性 .....	7
(1) 振子軸(PA)方向のヒンジ剛性 .....	7
(2) 出力軸(OA)方向のヒンジ剛性 .....	7
5.3 ピックオフ .....	7
5.4 トルカ .....	8
5.5 ダンパ .....	8
5.6 サーボアンプ .....	9
6. 主構成要素の試験 .....	9
6.1 ヒンジ剛性およびピックオフ感度の測定 .....	9
6.2 ピックオフ感度の周波数特性 .....	10
6.3 トルカ感度の測定 .....	10
6.4 粘性抵抗係数の測定 .....	10
7. 特性評価試験 .....	12
7.1 分解能試験 .....	12
7.2 加速度計諸定数の測定とその安定性 .....	12
7.3 加速度計諸定数の温度特性 .....	13
7.4 $\pm 1g$ 領域における直線性試験 .....	13
7.5 高加速度領域における直線性試験 .....	13
7.6 正弦波周波数応答試験 .....	14
7.7 その他の試験 .....	15
8. あとがき .....	15
参考文献 .....	16
付録A ダンパの粘性抵抗係数設計式の導出 .....	18
付録B 重力を利用した加速度計の試験法 .....	19
付録C FHPAの動特性と位相補償 .....	20

# 弾性バネ支持方式振子型加速度計の研究\*

鈴木孝雄\*\* 大月正男\*\* 円居繁治\*\*

## Study on a Flexure Hinged Pendulum Accelerometer.

by

Takao SUZUKI, Masao OTSUKI and  
Shigeharu ENKYO

### ABSTRACT

In this paper, problems of the two types of floated pendulum accelerometers formerly developed by the authors were first discussed. In one of the accelerometers the pendulum in a cylindrical float was supported with pivots and jewels of the output axis, and in the other accelerometer by means of a magnetically centering technique. In order to solve the problems, a Flexure Hinged Pendulum Accelerometer (FHPA) was developed, in which a flat-shaped pendulum was supported with a pair of friction free flexure hinges.

This paper describes the principle of operation, goal accuracy, design of the main components (pendulum, pick-off, torquer, damper, and servo amplifier) and also the results of the performance tests. The selected performances and characteristics are as follows: threshold  $6 \times 10^{-7}g$ , range  $\pm 30g$ ,  $1g$  linearity  $2.8 \times 10^{-5}g$ ,  $g^2$  error coefficient  $1.9 \times 10^{-5}g/g^2$ , short term null torque stability  $3.3 \times 10^{-6}g$ , moment of inertia  $7.0 \text{ gr-cm}^2$ , characteristic time of the pendulum  $3.26 \times 10^{-6} \text{ sec}$ .

### 1. まえがき

慣性航法や慣性誘導制御を行うためには、運動体に搭載した慣性センサで運動体の加速度を計測する必要がある。このためのセンサが加速度計であり、通常、基準座標を作るためのジャイロ機器とともに用いる。

加速度計は大別して、振子型と非振子型に分類で

きるが、航法などの目的には、従来振子型が使われている。振子型加速度計の振子支持方式には、ピボット（尖軸）・宝石軸受方式と弾性バネ支持方式がある。

筆者らは、浮動型<sup>(注1)</sup>でかつ振子型の加速度計について、出力軸をピボットと宝石軸受で支持するもの<sup>1),2)</sup>と、更に、これに磁気軸受（電磁力による無接触センタリング）を併用したもの<sup>3)</sup>について研究試作してきた。ピボット・宝石軸受の場合は、精密加工したものでも、ピボットと軸受間に不可避なガ

\* 昭和59年10月30日 受付

\*\* 計測部

(注1) 円筒状ケース（フロート）内の振子を高密度油中に浮かせ、出力軸（振子の回転軸）の負荷を軽減させる型式。

タと摩擦が存在する。このため、出力軸に不安定な摩擦トルクを生じ、ヌルトルク（バイアス）の安定性に問題が生じる。そこで、磁気軸受を併用し出力軸の摩擦トルクを減少すれば、この問題は大部分解決する。しかし、磁気軸受を装着したため、機械的にも電氣的にも構成が複雑になるほか、高入力時における磁気軸受剛性に問題が生じる。

一方、研究試作を行った弾性バネ支持方式振子型加速度計（以下 FHPA: Flexure Hinged Pendulum Accelerometer と呼ぶ）は、特殊形状をした弾性バネ（ヒンジ）2本を用いて振子を支持する。このヒンジは、振子の入力軸方向の直線運動（厳密には回転運動であるが、直線変位と見なせる程度の微小回転角範囲で作動させる）のみ許し、他の軸方向の運動に対して高い剛性を与えるため、振子の安定した支持を可能にする。

このように安定した振子支持機構をもつ FHPA を、高利得のサーボアンプで作動させることにより、ヌルトルクの安定性が向上するほか、大入力時に問題となる円弧誤差やクロスカップリング誤差を微小にすることができる。振子の構成部品は、フレーム、トルカコイル、ピックアップコイルのみで、浮動型に比べ、振子を浮動させるためのフロートや磁気軸受ロータが不要なため、慣性能率が小さく、動特性の向上が期待できる。また、構造が比較的簡単かつ小型という長所もある。

以下、研究・試作した FHPA の性能目標、動作原理、主構成要素の設計、更に特性評価試験の結果などについて報告する。

## 2. 主な記号

- $a$  : 加速度（添字  $i$  : 入力軸）〔 $g$ 〕 $=9.8 \text{ m/s}^2$
- $B$  : 磁束密度〔T〕 $=1 \times 10^4$ 〔gauss〕
- $C$  : 粘性抵抗係数〔 $\text{dyn} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}$ 〕 $=1 \times 10^{-7}$ 〔 $\text{N} \cdot \text{m} \cdot \text{s}$ 〕
- $C_{sg}$  : ピックオフ二次巻線の浮遊容量〔F〕
- $D$  : ヒンジ円柱の直径〔mm〕
- $E$  : ヒンジ材料の縦弾性係数〔 $\text{kg f/mm}^2$ 〕
- $F$  : 力〔N〕 $=1 \times 10^5$ 〔dyn〕
- $f$  : 周波数〔Hz〕
- $g$  : 重力加速度の単位（質量の単位は  $g$ ）

- $I$  : 振子の慣性能率〔 $g \cdot \text{cm}^2$ 〕 $=1 \times 10^{-7}$ 〔 $\text{kg} \cdot \text{m}^2$ 〕
- $i$  : 電流〔A〕または〔mA〕
- $K$  : トルク平衡サーボループの剛性〔 $\text{N} \cdot \text{m/rad}$ 〕
- $K_h$  : 入力軸方向のヒンジ剛性〔 $\text{N} \cdot \text{m/rad}$ 〕
- $K_{sg}$  : サーボアンプのゲイン〔A/V〕
- $K_{sg}$  : ピックオフの感度〔V/rad〕
- $K_{lg}$  : トルカの感度〔 $\text{N} \cdot \text{m/rad}$ 〕
- $l_p$  : 振子の実効長（出力軸から振子重心までの距離）〔mm〕
- $M$  : ヒンジ（真直はり）に作用する曲げモーメント〔 $\text{kg f} \cdot \text{mm}$ 〕
- $m$  : 振子の質量〔g〕
- $P$  : 振子のペンデュラステ  $I = m \cdot l_p$ 〔 $g \cdot \text{cm}$ 〕
- $P_e$  : 磁気回路のパーミアンス〔H〕
- $R$  : ヒンジ材切削部分の曲率半径〔mm〕
- $r$  : ヒンジが曲げられたときの曲率半径〔mm〕
- $S_{sg}$  : 磁気回路空隙の断面積〔 $\text{mm}^2$ 〕
- $s$  : ラプラスの演算子（ $s = j\omega$ ,  $j = \sqrt{-1}$ ）
- $T$  : トルク〔 $\text{N} \cdot \text{m}$ 〕 $=1 \times 10^7$ 〔 $\text{dyn} \cdot \text{cm}$ 〕
- $V_0, V_i$  : ピックオフの励磁および出力電圧〔V〕
- $\theta$  : 回転角（添字 0 : 初期設定角）〔rad〕
- $\mu_0$  : 磁気回路空隙の透磁率〔H/m〕
- $\mu$  : 粘性油の粘性係数〔 $\text{Pa} \cdot \text{s}$ 〕 $=1 \times 10^1$ 〔poise〕
- $\nu$  : " の動粘性係数〔 $\text{m}^2/\text{s}$ 〕 $=1 \times 10^4$ 〔Stokes〕
- $\rho$  : " の密度〔 $\text{g/cm}^3$ 〕 $=1 \times 10^3$ 〔 $\text{kg/m}^3$ 〕
- $\sigma$  : 応力〔 $\text{kg f/mm}^2$ 〕 $=9.8 \times 10^6$ 〔Pa〕
- $\omega$  : 角周波数〔rad/s〕

## 3. FHPA の動作原理

FHPA は、図 1 に示すように、検出部（斜線枠内部分）とサーボアンプから成る。検出部は、振子（トルカコイル、ピックアップコイルを含む）、トルカ、ピックアップ、ヒンジ（振子支持部）などで構成される。

図 1 で、入力軸方向に加速度  $a_i$  が作用し、振子が微小回転すると、この回転角に比例した電圧がピックアップに発生する。この電圧はサーボアンプにより位相検波・増幅され、トルカコイルに電流  $i$  がフィードバックされる。電流の極性は、振子を元の位置に拘束する向きで、加速度による振子のトルクとトルカの発生するトルクが平衡する。ゆえに、この方

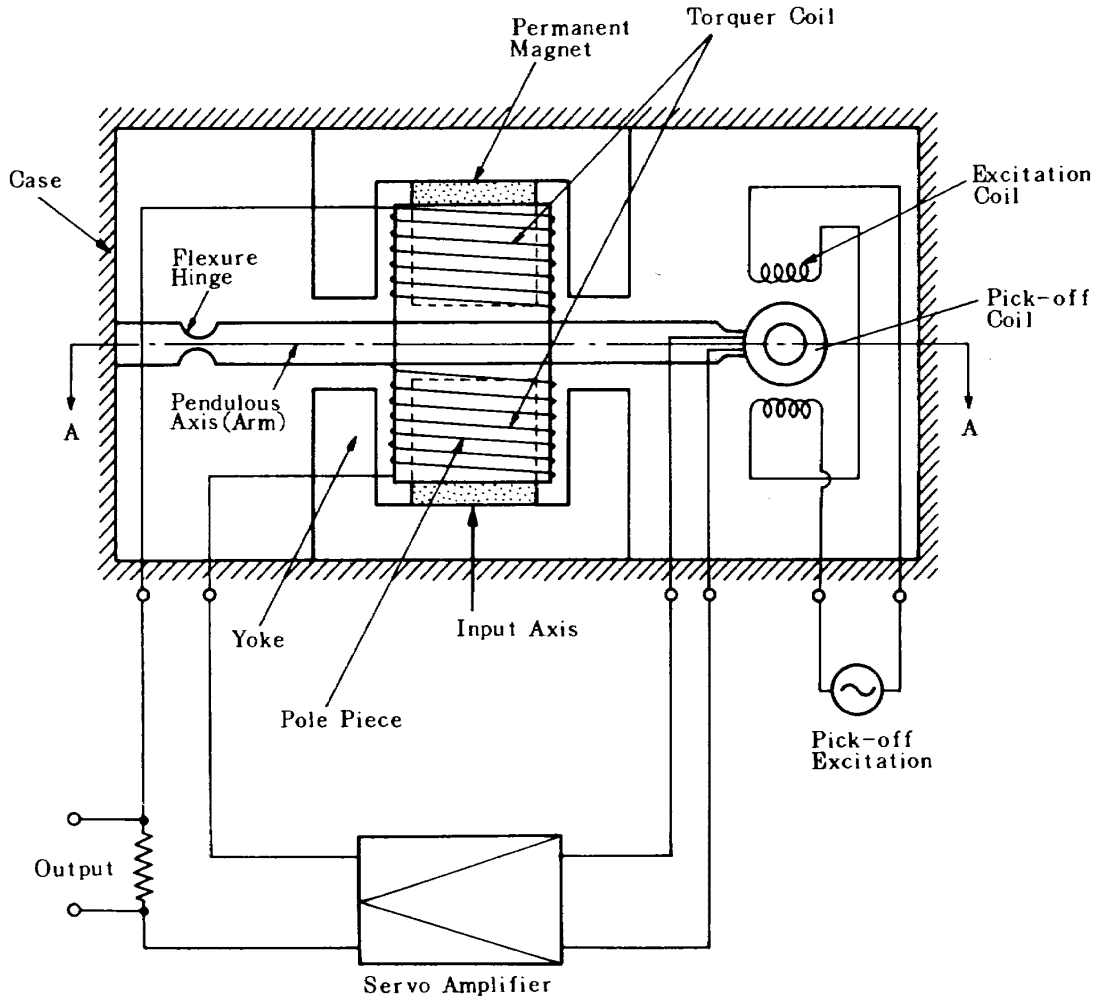


図1 FHPAの基本構成図（図4のB-B断面に対応）  
出力軸はヒンジの中心を通り、紙面に垂直な直線

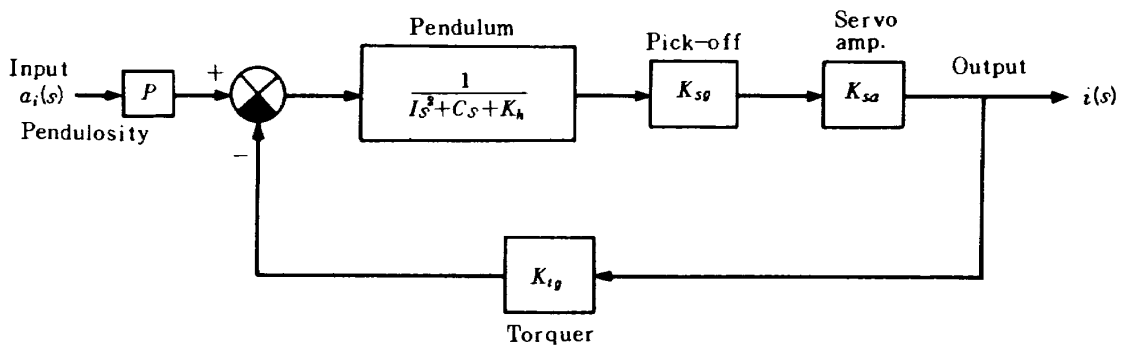


図2 FHPAのブロック線図

式の加速度計をトルク平衡サーボ加速度計という。

トルク平衡式は

$$P a_i = K_{tg} i \quad (3.1)$$

$$\therefore a_i = (K_{tg}/P) i \quad (3.2)$$

上式で、 $K_{tg}$ 、 $P$ は既知であるから、トルカコイル電流  $i$  を計測することにより、加速度  $a_i$  を知る。

次に、振子の出力軸まわりの運動方程式は

$$T = I \ddot{\theta} + C \dot{\theta} + K_h \theta$$

であるから、図1に対応するブロック線図は図2のようになる。図2より、入力  $a_i(s)$  に対する出力  $i(s)$  の伝達関数を求めると、次式のようなになる。

$$\frac{i(s)}{a_i(s)} = \frac{PK/K_{tg}}{I_s^2 + C_s + K + K_h}, \quad K = K_{sg} K_{sa} K_{tg}$$

(3.3)

(3.3) 式で  $s=0$  として, FHPA の感度の式 ( $i/a_i$ ) を得る。

$$\frac{i(0)}{a_i(0)} = \frac{P/K_{tg}}{1+K_h/K}, \quad K=K_{sg}K_{sa}K_{tg} \quad (3.4)$$

動特性に関しては, (3.3) 式より, 固有角周波数 (undamped natural angular frequency)  $\omega_n$  および 減衰比 (damping ratio)  $\zeta$  が次式のように求まる。

$$\omega_n = \sqrt{(K+K_h)/I}, \quad \zeta = C/2\sqrt{I(K+K_h)} \quad (3.5)$$

#### 4. FHPA の性能目標

ストラップダウン方式慣性誘導による円軌道衛星の打上げを想定した慣性センサの誤差感度解析の結果<sup>4)</sup>を参考にして, 性能目標を次のように設定した。

検出範囲	$\pm 30g$
分解能	$5 \times 10^{-5} g$ 以下
検出誤差	$\pm 1.5 \times 10^{-4} g$ 以下 ( $\pm 1g$ 範囲) $2.5 \times 10^{-5} g/g^2$ 以下 ( $\pm 30g$ " )

検出誤差のうち,  $\pm 1g$  範囲の値は文献<sup>4)</sup>のバイアス誤差 ( $\epsilon_B g$ ) に対応し,  $\pm 30g$  の範囲の値はスケールファクタ誤差 ( $\epsilon_s = 7.5 \times 10^{-4}$ ) に対応するものとする。

スケールファクタ誤差が  $g^2$  誤差<sup>(注2)</sup> (その係数を  $x$  とする) に起因するとして,

$$30^2 x = 30 \epsilon_s$$

より,  $g^2$  誤差係数  $x$  は

$$x = 2.5 \times 10^{-5} g/g^2$$

となる。

#### 5. 主構成要素の設計

FHPA の主構成要素は, (1) 振子, (2) ヒンジ, (3) ピックオフ, (4) トルカ, (5) ダンパ, (6) サーボアンプなどである。以下, 上記の順に設計的検討を行う。

##### 5.1 振子

図 1 において, 振子はヒンジより右側の部分で, 振子アームを中心に, 上下に対称的に配置したトルカコイルおよび振子アーム先端のピックアップコイルを含む。(3.1) 式において, 計測可能な微小トルク

を発生する  $a_i$  が分解能とすれば,  $P$  が大きい程分解能が向上する。他方, トルカコイル電流には上限があるので,  $P$  が大きい程検出範囲 (最大入力) が小さくなる。したがって, 性能目標 (第四章) を考慮して,  $P=2.6 \pm 0.5 g \cdot cm$  に設定した。また, 振子の慣性性能率は, 時定数 ( $I/C$ ) を小とするため, 極力小 ( $7.5 g \cdot cm^2$  以下) とした。

##### 5.2 ヒンジ

(3.4) 式の諸定数のうち,  $P$  および  $K_{tg}$  の許容値にくらべ  $K_{sg}$ ,  $K_{sa}$ ,  $K_h$  などの許容値 (または変動幅) の方が大であると思われるので, 次式<sup>5)</sup>を得る。

$$\frac{i(0)}{a_i(0)} = \frac{P/K_{tg}}{1+(K_h/K)(1-\delta_{sg}-\delta_{sa}+\delta_h)} \quad (5.1)$$

ここに,  $\delta_{sg} = \Delta K_{sg}/K_{sg}$ ,  $\delta_{sa} = \Delta K_{sa}/K_{sa}$ ,  $\delta_h = \Delta K_h/K_h$  である。 $\delta_{sg}$ ,  $\delta_{sa}$ ,  $\delta_h$  などが  $10^{-2}$  (1%) のオーダーと仮定し, 感度 ( $i/a_i$ ) の変化を  $10^{-7}$  のオーダー以下とするためには,  $K_h/K \leq 10^{-5}$  としなければならない。 $K$  の値は大きい程  $K_h$  の設計が容易になるが, 実現可能な  $K$  の値は,  $100 N \cdot m/rad$  ( $1 \times 10^9 dyn \cdot cm/rad$ ) 程度である。したがって,  $K_h$  は  $10^{-3} N \cdot m/rad$  ( $10^4 dyn \cdot cm/rad \approx 10 gf \cdot cm/rad$ ) 以下にする必要がある。他方, 安定した振子支持を実現するため, 入力軸以外の方向のヒンジ剛性は極力高くする。このため, 図 3 に断面を示すようなヒンジ 2 本を図 4 のように配置した。

以下, 入力軸およびそれ以外の軸方向のヒンジ剛性について検討する。

##### 5.2.1 入力軸方向のヒンジ剛性

図 3 (b) において, 左側が固定端, 右側が振子部分であるとすれば, ヒンジ部分は固定端からの距離により断面積が変化する片持はりであると考えられる。ヒンジ剛性の計算は, 曲率半径  $R$  で円柱 (直径  $D$ ) を削り取った部分 ( $-X_F \leq X \leq X_F$ ,  $X_F = \{DR - D^2/4 + H(D-2R) - H^2\}^{1/2}$ ) について行えば充分である。 $X$  軸上の一点  $X_1$  ( $-X_F \leq X_1 \leq X_F$ ) を通り,  $X$  軸に垂直な面の断面二次モーメント  $I_2$  は,

$$\begin{aligned} I_2 &= \int_{-Y_1}^{Y_1} 2Y^2 \sqrt{(D/2)^2 - Y^2} dY \\ &= Y_1(Y_1^2 - D^2/8)(D^2/4 - Y_1^2)^{1/2} \end{aligned}$$

(注2) 入力加速度の二乗に比例する誤差。加速度計の誤差モデルについては付録 B (B-2) 式を参照のこと。

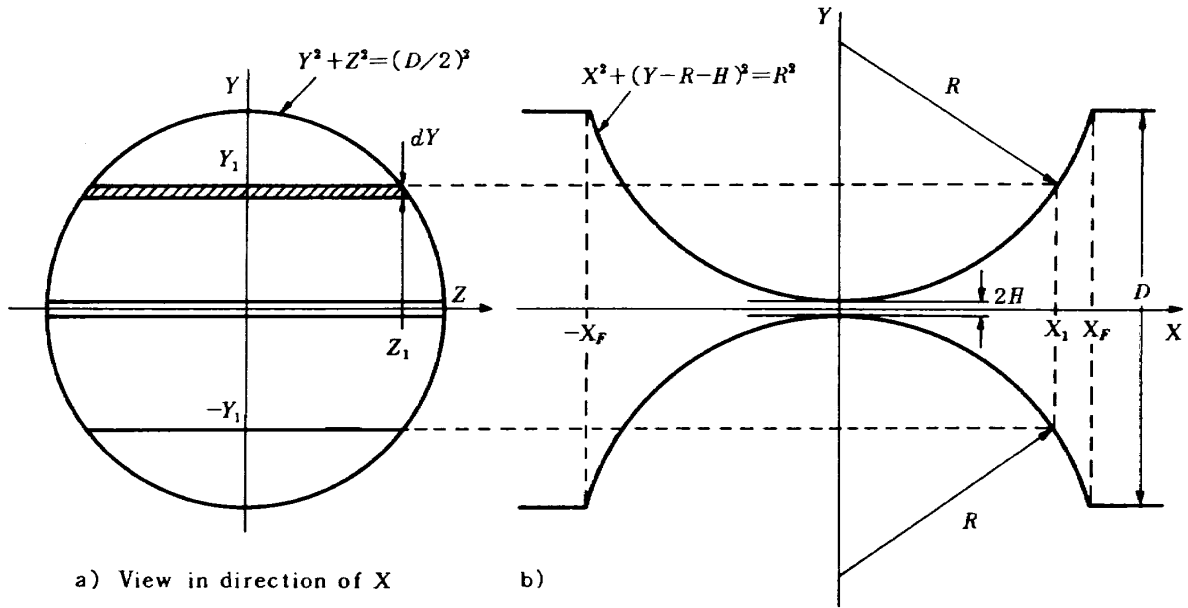


図3 ヒンジの断面図(円柱を上下から円柱面で削った形状)

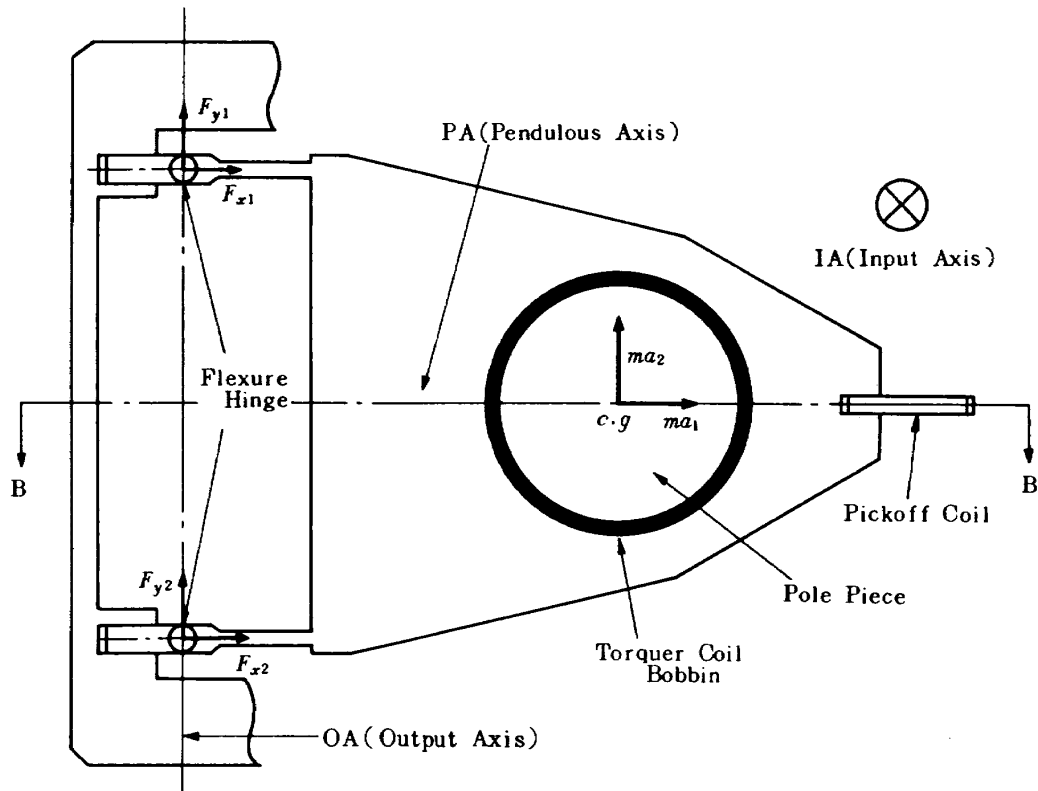


図4 FHPA検出部の断面図(図1のA-A断面に対応)

$$+(\hat{D}/32) \sin^{-1}(2Y_1/D) \quad (5.2)$$

$$\text{ただし, } Y_1 = R + H - (R^2 - X_1^2)^{1/2} \quad (5.3)$$

次に, X軸上の点 $X_1$ において, X軸方向に微小長さ $dX_1$ の真直はりを考える。このはりに加わる曲げモーメントを $M$ , 曲げられたときの曲率半径を $r$ とすれば

$$\frac{1}{r} = \frac{M}{E I_z} \quad (5.4)$$

上式の左辺は, ヒンジの微小部分(長さ $dX_1$ )の曲げ角度と考えられるから, ヒンジ全体の曲げ角 $\theta$ は, (5.4)式をX軸方向に積分して求められる。すなわち,

$$\theta = \int_{-X_F}^{X_F} \frac{dX_1}{r} = \frac{M}{E} \int_{-X_F}^{X_F} \frac{dX_1}{I_z} = \frac{2M}{E} \int_0^{X_F} \frac{dX_1}{I_z} \quad (5.5)$$

ここで、 $X_1$ の代りに無次元化した変数  $x (=X_1/R)$  を導入して、一本のヒンジのコンプライアンス ( $\theta/M$ : 剛性の逆数) を求めると次式ようになる。

$$\frac{\theta}{M} = \frac{2}{ER^3} \int_0^{x_F} \frac{dx}{(Y_1/R) \left\{ (Y_1/R)^2 - \frac{1}{8} (D/R)^2 \right\} \left\{ \frac{1}{4} (D/R)^2 - (Y_1/R)^2 \right\}^{1/2}} + \frac{1}{32} (D/R)^4 \sin^{-1} (2Y_1/D) \quad (5.6)$$

ただし、 $x_F = X_F/R$ ,  $Y_1/R = 1 + H/R - (1-x^2)^{1/2}$ ,  $Y_1/D = (R/D) \{ 1 + H/R - (1-x^2)^{1/2} \}$ 。すなわち、 $Y_1/R$ ,  $Y_1/D$  いずれも  $x$  の関数になる。

そこで、(5.6)式を数値積分により計算し、二本のヒンジの剛性  $2M/\theta$  を求めた結果を図5に示す。ここで  $E$  の値はヒンジの材質によるが、バネ材として優れた特性をもつベリリウム銅合金<sup>(注3)</sup>を使うものとする。5.2節で要求されたヒンジ剛性 ( $K_h \leq 10 \text{ gf} \cdot$

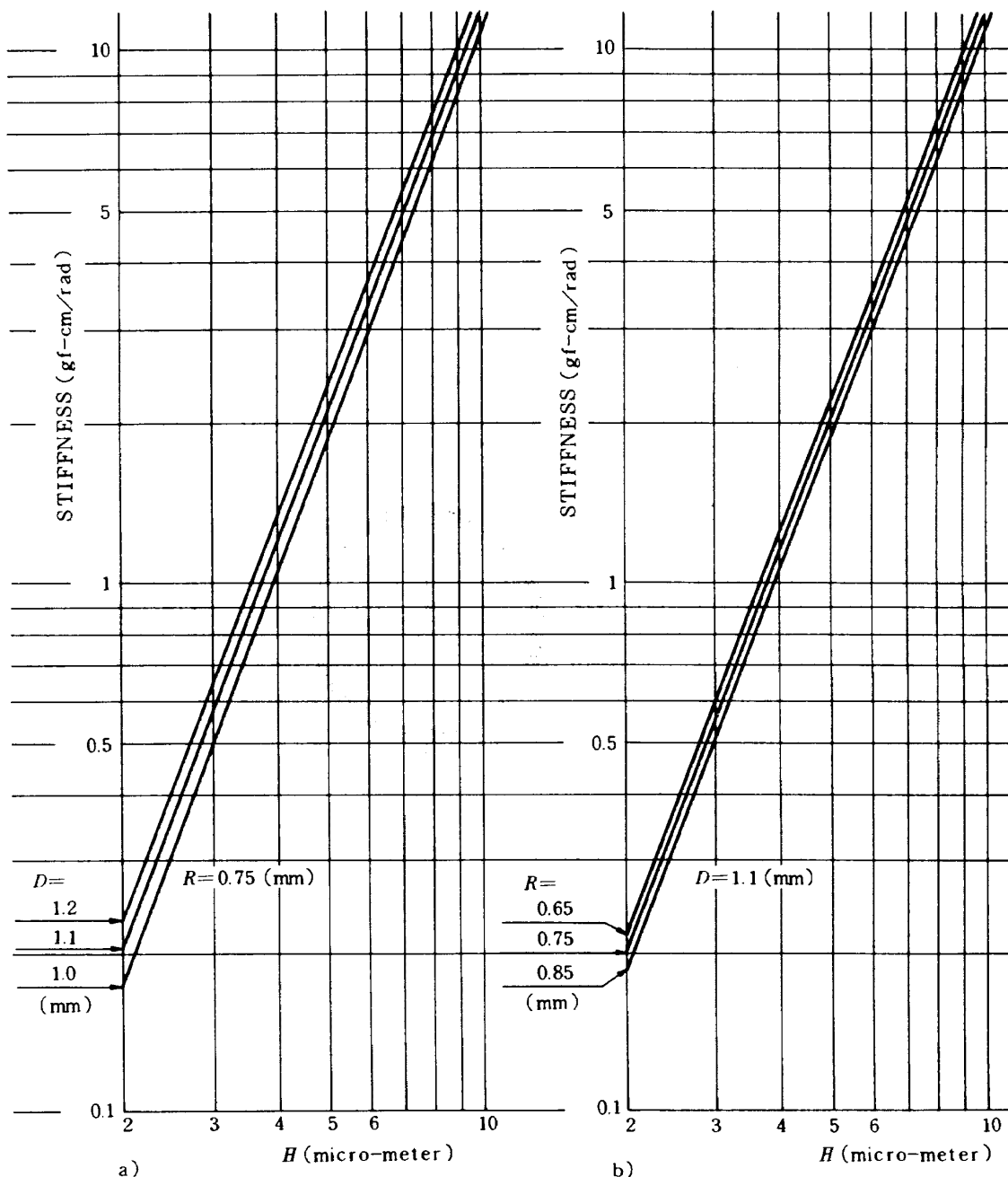


図5 形状寸法(R, D, H)をパラメータとして数値計算したヒンジ剛性

(注3) Cu 97%, Be 2%, Co 0.25%の合金。  $E=12500 \text{ kg f/mm}^2$ , 比例限界  $63 \text{ kg f/mm}^2$ , 耐力  $106 \text{ kg f/mm}^2$ , 引張強さ  $134 \text{ kg f/mm}^2$ 。



cm/rad) を満足するヒンジの形状は、図 5 より、 $R=0.75 \pm 0.10 \text{ mm}$ 、 $D=1.1 \pm 0.1 \text{ mm}$  に対して、 $H \leq 9.4 \pm 0.4 \text{ } \mu\text{m}$  となる。 $R$  および  $D$  の工作精度の許容値はかなり大きい、 $H$  の許容値は小さい。

入力軸方向のヒンジ剛性をこのように小さくしたため、加速度計が非動作（サーボによる復元トルク無）の場合に加速度が作用すると、振子の変位角が大となり、ヒンジを破損する恐れがある。そこで、振子の重心位置にストッパを備え、振子の変位角を一定範囲に限定し、ヒンジにかかる最大応力を一定値以下に保持する必要がある。図 3(b) において、最大応力  $\sigma_m$  はヒンジの中心 ( $X=0$ ) で、中立軸より最も遠いところ ( $Y=\pm H$ ) で生じる。振子の自由度（ストッパ位置に対応する変位角）を  $\theta_m$  とすれば、

$$\sigma_m = MH/I_z^6 \quad (5.7)$$

$$M = K_h \theta_m \quad (5.8)$$

$$I_z = 2DH^3/3 \quad (5.9)$$

であるから

$$\theta_m = 2DH^2 \sigma_m / 3K_h \quad (5.10)$$

ここで、 $D=1.1 \text{ mm}$ 、 $H=5 \text{ } \mu\text{m}$ 、 $K_h=10 \text{ gf} \cdot \text{cm/rad}$ 、そして  $\sigma_m=63 \text{ kgf/mm}^2$ （比例限界）とすれば、

$$\theta_m = 0.66 \text{ deg}$$

となる。

### 5.2.2 入力軸以外の軸方向のヒンジ剛性

以下、図 4 を参照して、振子軸 (PA) 方向の剛性ならびに出力軸 (OA) 方向の剛性を検討する。

#### (1) 振子軸 (PA) 方向のヒンジ剛性

PA 方向に加速度  $a_1$  が作用したとき、一本のヒンジの最薄部分（断面積  $= 2DH$ ）に作用する応力  $\sigma$  は、

$$\sigma = m a_1 / 4DH \quad (5.11)$$

$$\therefore a_1 = 4DH \sigma / m \quad (5.12)$$

ここで、 $m=1.3 \text{ g}$ 、 $D$ 、 $H$ 、 $\sigma$  は 5.2.1 の場合と同じ値とすれば、 $a_1=1066 \text{ g}$  となり、通常の取り扱いや輸送で遭遇する加速度環境に充分耐えられる。

#### (2) 出力軸 (OA) 方向のヒンジ剛性

OA 方向に加速度  $a_2$  が作用したとき、二本のヒンジの応力  $\sigma_1$ 、 $\sigma_2$  を求める。振子の重心 (c.g) に  $m a_2$  なる力が作用したとき、二本のヒンジに働く力を  $F_{x1}$ 、 $F_{y1}$  および  $F_{x2}$ 、 $F_{y2}$  また、ヒンジ間距離を  $l_{OA}$  とすれば、

$$F_{x1} = -m a_2 l_P / l_{OA}$$

$$F_{x2} = m a_2 l_P / l_{OA}$$

二本のヒンジの断面積は等しい（共に  $2DH$ ）ので、応力の大きさは等しくなる。すなわち

$$\sigma = |\sigma_1| = |\sigma_2| = m a_2 l_P / 2 l_{OA} DH \quad (5.13)$$

$$\therefore a_2 = 2 \sigma DH l_{OA} / m l_P \quad (5.14)$$

ここで、 $\sigma$ 、 $D$ 、 $H$ 、 $m$  は (1) の場合と同じ、また  $l_{OA} = 22 \text{ mm}$ 、 $l_P = 20 \text{ mm}$  とすれば、 $a_2 = 584 \text{ g}$  となり、通常の加速度環境に充分耐えられる。

## 5.3 ピックオフ

5.2 節で検討したように、トルク平衡サーボループの剛性は大きい値に設定する。そのため振子の変位角が小さくなるので、ピックアップの感度は高いもの（目標： $30 \text{ V/rad}$  以上）が必要となる。そこで図 6 に構造・回路を示すような可動線輪型ピックアップを用いた。励磁 (P) および検出 (S) コイルの巻回数、dc 抵抗、インダクタンスをそれぞれ  $N_1$ 、 $R_1$ 、 $L_1$  および  $N_2$ 、 $R_2$ 、 $L_2$  とすれば、図 6(b) の入出力電圧の関係式は次のように書ける<sup>3)</sup>

$$\frac{V_0(s)}{V_i(s)} = \left[ \frac{-R_0}{R_0 L_2 C_{sg} s^2 + (L_2 + R_2 R_0 C_{sg}) s + (R_0 + R_2)} \right] \frac{N_1 N_2 P_e s}{R_1 (1 + s L_1 / R)} \quad (5.15)$$

ここで、 $P_e$  は磁気回路空隙のパーミアンスであり、次式で与えられる。ただし、 $g_{sg}$  は図 6(a) の片側の

$$P_e = \mu_0 S_{sg} / 2 g_{sg}$$

空隙距離（図 6(a) の 2 の部分で左右、合計二ヶ所ある）。

(5.15) 式の [ ] の部分は、検出コイル (s) のインダクタンス  $L_2$  と浮遊容量  $C_{sg}$  の共振が存在することを示す。一般に、ピックアップの励磁周波数はこの共振周波数にくらべ、充分低い周波数に設定するので (5.15) 式は、次のように簡略化できる。

$$\frac{V_0(s)}{V_i(s)} = \frac{-N_1 N_2 P_e s}{R_1 (1 + s L_1 / R)} \quad (5.16)$$

$$|V_0(j\omega)| = \frac{N_1 N_2 P_e \omega}{R_1 \{1 + (\omega L_1 / R)^2\}^{1/2}} \quad (5.17)$$

上式で  $\omega$  および  $V_i$  を一定としたとき、単位角度 (1 rad) 当りの出力電圧がピックアップの感度  $K_{sg}$  である。

励磁周波数は、ジャイロと共通の電源を使用する

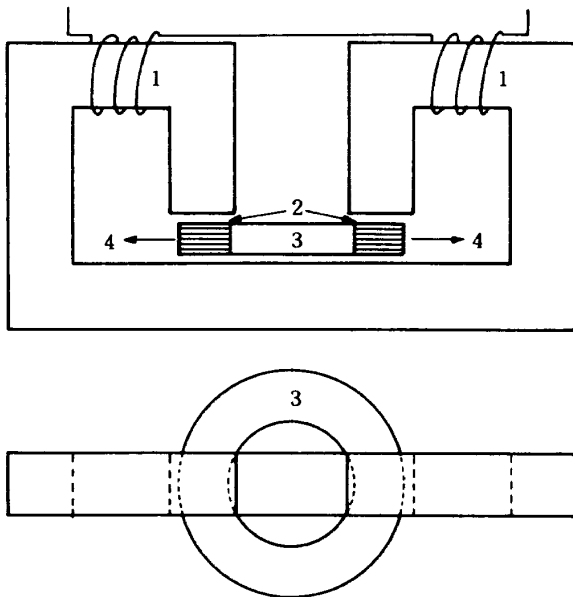


図 6(a) ピックオフの断面図  
(1:励磁コイル, 2:空隙,  
3:可動コイル, 4:変位検出方向)

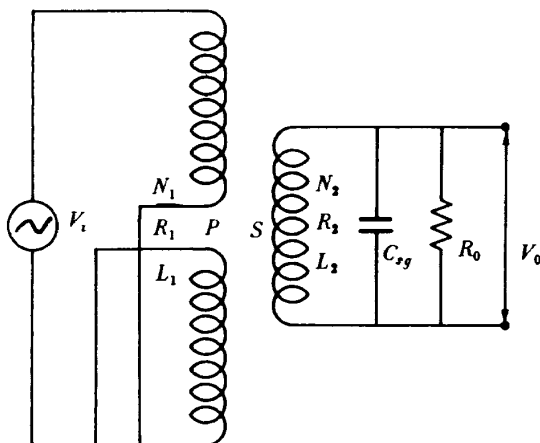


図 6(b) ピックオフの等価電気回路

ことを考慮して400Hzの通倍( $400 \times 2^n$ ,  $n$ :整数)でかつ, 検出コイルの共振の影響(後述する6.2参照)が少ない範囲という理由で25.6 kHzに設定した。また, 設計目標を満足するよう, そのほかの定数を以下のように設定した。

$$N_1 = 136 \text{ 回}$$

$$N_2 = 2.23 \times 10^4 \text{ 回/rad}$$

$$R_1 = 5.5 \Omega$$

$$L_1 = 0.35 \text{ mH}$$

$$P_e = 1.26 \times 10^{-9} \text{ H}$$

$$V_i = 3.0 \text{ V}$$

上記定数を(5.17)式に代入して $K_{sg}$ を計算すると

$$K_{sg} = |V_o(j 2\pi \times 25600)| = 32.6 \text{ V/rad}$$

となる。励磁周波数を高くしたため,  $V_i = 3 \text{ V}$ という低い励磁電圧で十分な感度が得られる。このことはピックアップのリアクショントルク<sup>7)</sup>低減という好結果をもたらす。

#### 5.4 トルカ

広いトルク範囲において直線性の優れた永久磁石-可動コイル型トルカ<sup>8)</sup>を用いる。図1で, 可動コイル(トルカコイル)は, ポールピース(円柱状の中心磁極)とその外側のヨーク(継鉄)間の空隙が作る磁場の中に配置する。永久磁石の材質はアルニコV, ヨークの部分は純鉄である。

トルカコイルの最大電流を100mAとすれば, 最大入力(30g)にトルク平衡できるトルカの感度 $K_{tg}$ (dyn·cm/mA)は, (3.1)式において,  $P = 2.6 \text{ g·cm}$ ,  $i = 100 \text{ mA}$ ,  $a_i = 30 \times 980 \text{ cm/s}^2$ とすることにより

$$K_{tg} = 764 \text{ dyn·cm/mA} = 7.64 \times 10^{-5} \text{ N·m/mA}$$

となり, これが性能目標の上から必要な値である。

これを満足するトルカの設計を以下に示す。トルカコイルに作用する力 $F(\text{N})$ は, コイルの全長(注4)を $L(\text{m})$ , 磁束密度を $B(\text{T})$ , コイル電流を $i(\text{A})$ とすれば,

$$F = B L i \quad (5.18)$$

$$\therefore K_{tg} = F l_p / i = B L l_p \quad (5.19)$$

前記目標を満足するよう, 以下のとおり定数を設定した。

$$B = 0.316 \text{ T (3160 gauss)}$$

$$\text{コイルの直径} = 11.9 \text{ mm}$$

$$n \text{ の巻数} = 168 \times 2 \text{ 回}$$

$$l_p = 20 \text{ mm}$$

このとき,

$$\begin{aligned} K_{tg} &= 0.316 \times (\pi \times 11.9 \times 10^{-3} \times 168 \times 2) \times 20 \times 10^{-3} \\ &= 0.0794 \text{ N·m/A} \\ &= 7.94 \times 10^{-5} \text{ N·m/mA (794 dyn·cm/mA)} \end{aligned}$$

となり, 前記目標を満足する。

#### 5.5 ダンパ

振子の時定数(characteristic time:  $1/C$ )を小

(注4) ブッシュブルに巻いた上下二つのコイルの全長

さくするため、 $C$ は大きい値（目標： $5 \times 10^5 \text{ dyn} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}$  以上）に設定する。このため、図1の検出部（斜線枠内）内部に粘性油を充滿し、ダンピング力を得る。図1のトルカコイルボビン（コイルと巻枠を樹脂で固め、円筒状にしたもの）と円柱状のポールピース間の空隙およびコイルボビンと外側のヨーク間の空隙に充滿した粘性油により、シア（剪断）の力がコイルボビンに働らく。他方、コイルボビンの運動により、振子アーム附近（図1の中心線A-A附近で粘性油の流路が開いているところ）の圧力と、コイルボビンの上下端（油の流路が閉じているところ）の圧力に差を生じるため、圧力差による力がボビンに作用する。このダンパは、上記二つの力を同時に利用するので、大きなダンピング力が得られる。

ダンパの粘性抵抗係数 $C$ の設計式の導出は付録Aに示し、ここでは結果のみ示す。

$$C = (2\pi \mu l_b l_p^2 d_m / h) \{1 + 3\{(t/h) + (t/h)^2\}\} \quad (5.20)$$

前記目標を満足するため、以下のように定数を設定した。

$$\begin{aligned} l_p (\text{ボビンの中心軸方向の長さ}) &= 5.6 \text{ mm} \\ l_b (\text{振子の実効長}) &= 20 \text{ mm} \\ d_m (\text{ボビンの平均直径}) &= 11.8 \text{ mm} \\ h (\text{ボビンとポールピース間ならびにボビンとヨーク間の空隙距離}) &= 0.2 \text{ mm} \\ t (\text{ボビンの厚さ}) &= 0.6 \text{ mm} \end{aligned}$$

このとき、

$$C = 1.08 \times 10^4 \mu \quad (5.21)$$

上記目標を満足するためには、 $\mu \geq 4.63 \text{ Pa} \cdot \text{s}$  の粘性油を使用する。

## 5.6 サーボアンプ

これは、いわゆるACキャリア方式<sup>1)</sup>のサーボアンプであり、①交流増幅（バンドパスフィルタを含む）、②復調（位相検波）、③直流増幅、④ローパスフィルタ、⑤位相補償（必要に応じて）、⑥電流増幅などの回路から構成される。

サーボアンプの動特性は、ほとんどがローパスフィルタの特性（カットオフ周波数を $f_c$ とする）で決まる<sup>9)</sup>。 $f_c$ は励磁周波数（ $f_{sg}$ ）の $1/10$ 程度<sup>9)</sup>に設定す

るが、 $f_{sg}$ は25.6 kHzに設定したので、 $f_c$ は2.5 kHz程度と高くなる。したがって、振子を含むトルク平衡サーボ系の動特性を考える場合、サーボアンプの伝達関数を定数（ゲイン一定、位相遅れ零）と考えて良い。

この場合、必要なサーボアンプのゲイン $K_{sa}$ を求めよう。5.2節において

$$K = K_{sg} K_{sa} K_{tg} = 100 \text{ N} \cdot \text{m} / \text{rad}$$

であった。また、5.3節、5.4節において

$$K_{sg} = 32.6 \text{ V} / \text{rad}$$

$$K_{tg} = 7.94 \times 10^{-5} \text{ N} \cdot \text{m} / \text{mA}$$

であったから、必要なアンプゲイン $K_{sa}$ は

$$\begin{aligned} K_{sa} &= 100 / (32.6 \times 7.94 \times 10^{-5}) \\ &= 3.86 \times 10^4 \text{ mA} / \text{V} \\ &= 38.6 \text{ A} / \text{V} \end{aligned}$$

## 6. 主構成要素の試験

FHPAの主構成要素のうち、ヒンジ剛性の測定、ピックオフの特性試験、トルカ感度の測定、粘性抵抗係数の測定などについて述べる。

ヒンジ剛性とピックオフの感度測定は、重力を利用した加速度計の試験法（付録B参照）で同時に行うことができる。

### 6.1 ヒンジ剛性およびピックオフ感度の測定

図2でピックオフとサーボアンプの中間に、図7に示すような振子位置設定回路を挿入する。図7で、SWを2の位置にし、ポテンショメータを正または負の方向に回転することにより、ピックオフの二次巻線に微小電圧（例えば $\pm 7 \text{ mV}$ ）を重畳して、振子

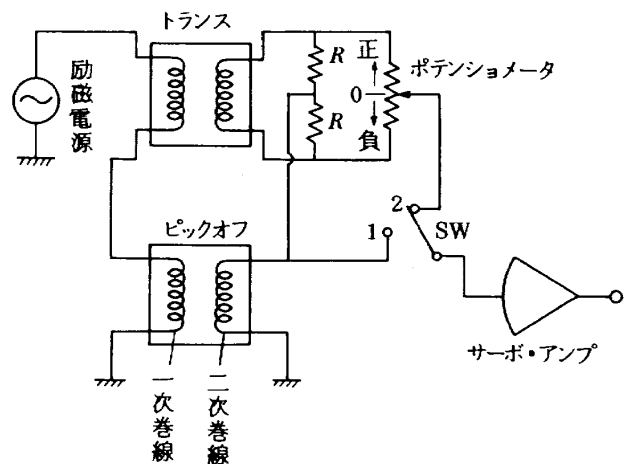


図7 振子位置設定回路

表 1 ヒンジ剛性, ピックオフ感度測定のためのデータ例

テーブル ピック オフ 電圧	0°	90°	180°	270°
+ 7 mV	$i_0 = 0.033440$	$i_{90} = 3.215250$	$i_{180} = -0.035127$	$i_{270} = -3.216770$
- 7 mV	$i_0 = 0.038400$	$i_{90} = 3.219010$	$i_{180} = -0.032813$	$i_{270} = -3.213243$

$i_\alpha$  はテーブル設定角  $\alpha$  (deg) に対応するトルカ電流, 単位 mA

表 2 ヒンジ剛性, ピックオフ感度計算のための定数

定 数	ピックオフ電圧 $e_{sg}$	7 mV	- 7 mV
$a_1$	mA/g	3.216193	3.216324
$NT(0g)$	g	-0.000262	0.000869
$NT(1g)$	g	-0.000236	0.000897
$\theta_0$	rad	0.010660	0.011071

に正または負の方向のオフセット角を与える。この状態で、加速度計を図 B-1 のような二軸回転台に取り付け、テーブル面を鉛直に立て ( $\varphi=0$ ) テーブルの回転角  $\theta$  を  $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$  に設定したときのトルカコイル電流を計測する。

計測結果の一例を表 1 に示す。4 個のテーブル設定角 ( $0^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $180^\circ$ ,  $270^\circ$ ) に対するトルカ電流 (加速度計出力) を用いて、付録 B の方法により加速度計諸定数を計算で求めた結果を表 2 に示す。表 2 の  $NT$  (ヌルトルク),  $\theta_0$  (入力軸初期設定角) について,  $e_{sg}$  (ピックオフ電圧) が +7 mV, -7 mV の場合に対応する値の差 (絶対値:  $\Delta$  をつけてあらわす) を計算すると,

$$\Delta NT(0g) = 0.001131 \text{ g}$$

$$\Delta NT(1g) = 0.001143 \text{ g}$$

$$\Delta \theta_0 = 0.000411 \text{ rad}$$

$$\Delta e_{sg} = 14 \text{ mV}$$

ゆえに、ヒンジ剛性, ピックオフ感度は次のとおり。

$$\text{ヒンジ剛性}(0g \text{ 入力}) = \Delta NT(0g) / \Delta \theta_0 = 2.75g/\text{rad}$$

$$\text{〃 } (1g \text{ 〃}) = \Delta NT(1g) / \Delta \theta_0 = 2.76g/\text{rad}$$

$$\text{ピックオフの感度} = \Delta e_{sg} / \Delta \theta_0 = 34.1V/\text{rad}$$

振子のペンデュラスティは  $2.61 \text{ g}\cdot\text{cm}$  (実測値) であったから、ヒンジ剛性  $K_h$  は,  $2.755 \times 2.61 = 7.19$

$\text{gf}\cdot\text{cm}/\text{rad}$  となり, 5.2 節で検討した条件  $K_h \leq 10 \text{ gf}\cdot\text{cm}/\text{rad}$  を十分に満足している。また, この剛性に対応するヒンジの形状寸法は, 図 5 より,  $D = 1.1 \text{ mm}$ ,  $R = 0.75 \text{ mm}$  の場合,  $H \approx 8 \mu\text{m}$  である。

また, ピックオフ感度 (実測値  $34.1 \text{ V}/\text{rad}$ ) は, 5.3 節で行った設計値 ( $32.6 \text{ V}/\text{rad}$ ) を若干上まわる値が得られた。

## 6.2 ピックオフ感度の周波数特性

図 6 (b) において,  $V_i$  は一定電圧 ( $3 V_{rms}$ ) の可変周波数電源,  $R_0$  は  $7.9 \text{ k}\Omega$  の純抵抗として,  $V_i$  に対する  $V_0$  の電圧比 (ゲイン) および位相差を, 周波数をパラメータとして測定した。その結果を図 8 に示す。ゲインがピーク ( $10.3 \text{ dB}$ ) になる周波数は  $268.5 \text{ kHz}$  であった。周波数が  $50 \text{ kHz}$  以下では, ゲイン, 位相とも変化が少ないことから, 励磁周波数としては  $50 \text{ kHz}$  位迄使用できる。

## 6.3 トルカ感度の測定

(3.1) 式より, トルカ感度  $K_{tg}$  は,

$$K_{tg} = P a_i / i \quad (6.1)$$

表 2 により,  $a_i = 1g$  に対して,  $i = 3.216 \text{ mA}$  であった。また,  $P = 2.61 \text{ g}\cdot\text{cm}$  であったから

$$K_{tg} = 2.61 \times 1 \times 980 / 3.216$$

$$= 795.3 \text{ dyn}\cdot\text{cm}/\text{mA} = 7.95 \times 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{m}/\text{mA}$$

この値は設計値 ( $794 \text{ dyn}\cdot\text{cm}/\text{mA} = 7.94 \times 10^{-5} \text{ N}\cdot\text{m}/\text{mA}$ , 5.4 節参照) を僅かに上まわるものである。

## 6.4 粘性抵抗係数の測定

測定のためのブロック線図を図 9 に示す。図 9 の  $\times$  印の位置でフィードバックループを切断し, オープンループで作動させる。加速度計の入力軸は水平とし, 振子に重力が作用しないようにする。 ( $a(s) = 0$ )

この状態で, 発振器からトルカに電流 ( $i_{tg}$ ) を供給し, ピックオフ電圧 ( $e_{sg}$ ) を計測する。振子の伝

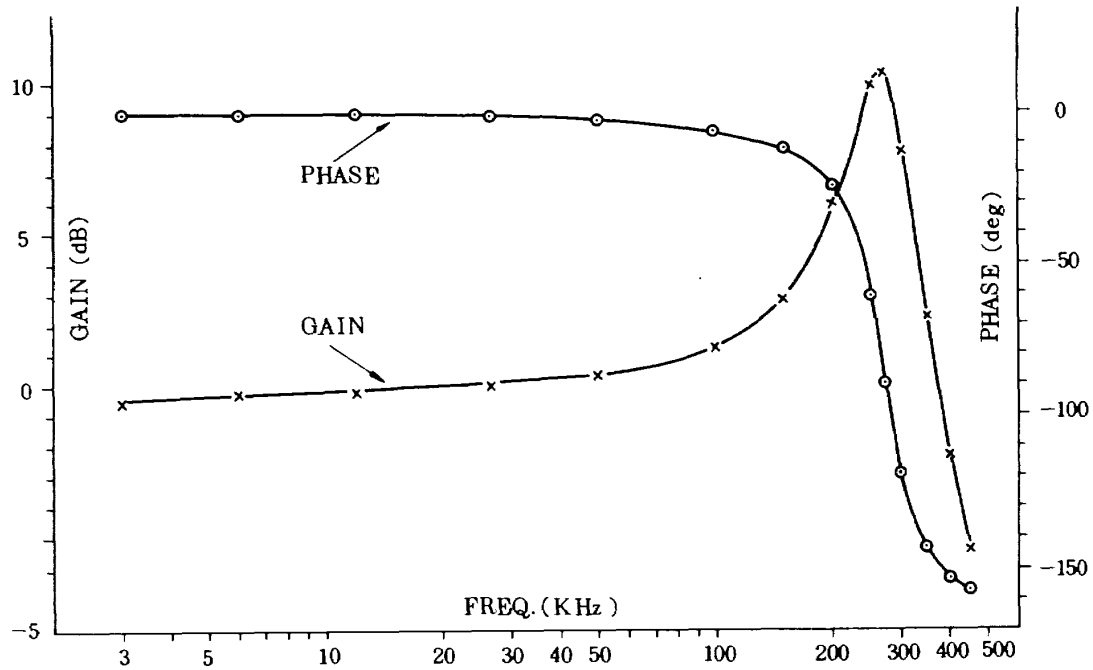


図8 ピックオフ感度の周波数特性

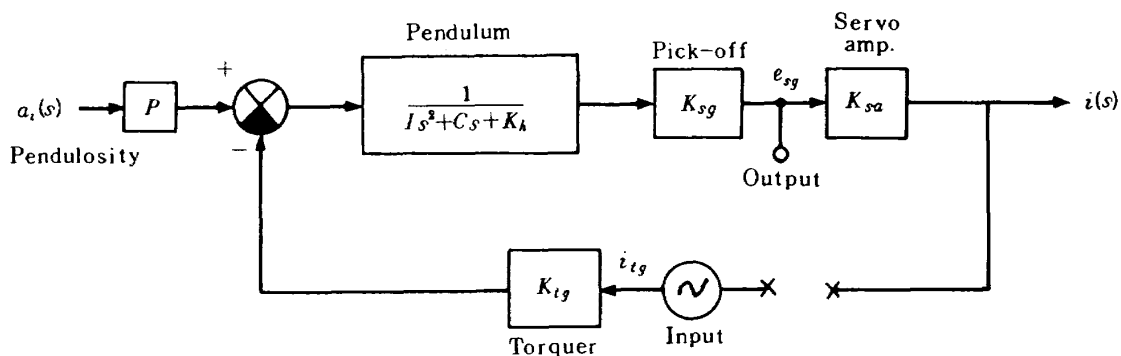


図9 粘性抵抗係数の測定方法

達関数は  $s$  に関し二次であるが、粘性項が優勢になる周波数帯<sup>(注5)</sup>では、次式が成り立つ。

$$\frac{e_{sg}(s)}{i_{tg}(s)} = K_{tg} \frac{1}{Cs} K_{sg}$$

$$\therefore C = K_{tg} |i_{tg}(s)| K_{sg} / (\omega |e_{sg}(s)|) \quad (6.2)$$

$| \cdot |$  は、 $s = j\omega$  として得た複素量  $i_{tg}$ 、 $e_{sg}$  の絶対値をあらわす。また  $C$  の単位は、 $K_{tg} [\text{dyn}\cdot\text{cm}/\text{mA}]$ 、 $|i_{tg}| [\text{mA}_{pp}]$ 、 $K_{sg} [\text{V}_{rms}/\text{rad}]$ 、 $\omega [\text{rad}/\text{s}]$ 、 $|e_{sg}| [\text{V}_{rms}]$  の単位に対して、 $[\text{dyn}\cdot\text{cm}\cdot\text{s}]$  になる。

粘性油の温度をパラメータとして、(6.2) 式により求めた  $C$  の値をプロットしたものが図10である。 $C$  は室温では大きく、温度の上昇につれ小さくなる。しかし FHPA の動作温度 ( $80^\circ\text{C}$ ) で  $2.1 \times 10^6 \text{ dyn}\cdot$

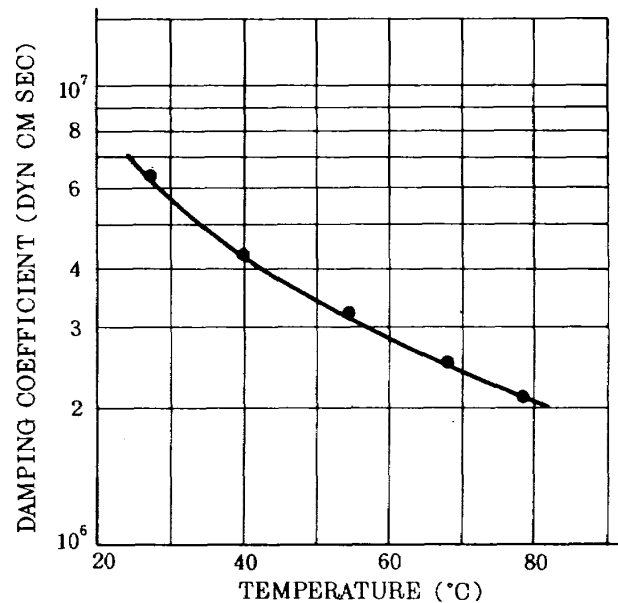


図10 粘性抵抗係数の温度特性

(注5) この周波数帯は、 $K_h/2\pi C < f < C/2\pi I$  であり、設計値を用いて計算すると、 $0.003 \text{ Hz} < f < 10.6 \text{ kHz}$  となる。

表3 4点(0°, 90°, 180°, 270°)における出力データ

テーブル設定角 $\theta^\circ$	0	90	180	270
平均値 $\bar{i}$ mA	0.034741	3.216119	-0.035208	-3.216407
標準偏差 $\Delta i$ mA	$0.78 \times 10^{-5}$	$1.4 \times 10^{-5}$	$0.83 \times 10^{-5}$	$0.71 \times 10^{-5}$

cm・s あるので、前記目標を十分に満足している。

## 7. 特性評価試験

試作FHPAについて行った代表的な特性評価試験の方法と結果について述べる。

### 7.1 分解能試験

二軸回転台（付録B，図B-1参照）を用いて、重力の微小加速度成分を加速度計に与えて試験を行った。<sup>10)</sup> (B-1)式において、 $\varphi=89^\circ$ とすれば、テーブルの微小回転角 $\Delta\theta$ に対する加速度の増分 $\Delta a_i$ は、

$$\begin{aligned}\Delta a_i &= g \cos 89^\circ \sin \Delta\theta \\ &= 0.01745 g \sin \Delta\theta\end{aligned}$$

ゆえに、例えば $\Delta\theta=10^{-4}$  deg（試験装置の分解能）に対して $\Delta a_i=3 \times 10^{-8} g$ という微量量を与えて試験することができる。試験の結果を図11に示す。入力の子ザミ $6 \times 10^{-7} g$ に対して、明確な入出力の直線関係が得られたので、 $6 \times 10^{-7} g$ の分解能があると言える。

### 7.2 加速度計諸定数（設定角 $\theta_0$ ，感度 $SF$ ，ヌルトルク $NT$ ，ヌルトルクの差 $NTD$ ）の測定とその安定性

前記二軸回転台を用い、 $\varphi=0^\circ$ に設定して加速度計の入力軸（IA）を鉛直面内で回転させる。回転テーブルの設定角は、 $0^\circ$ ， $90^\circ$ ， $180^\circ$ ， $270^\circ$ の4点とし、各点において約10個ずつの出力データを取った。その平均値および標準偏差（ $1\sigma$ ）の一例を表3に示す。その平均値を用いて、付録Bの（B-8），（B-10），（B-12），（B-13）の各式を用いて加速度計の諸定数が次のように計算できる。

$$\theta_0 = 1.09 \times 10^{-2} \text{ rad} = 0.623^\circ$$

$$SF = a_1 = 3.216453 \text{ mA/g}$$

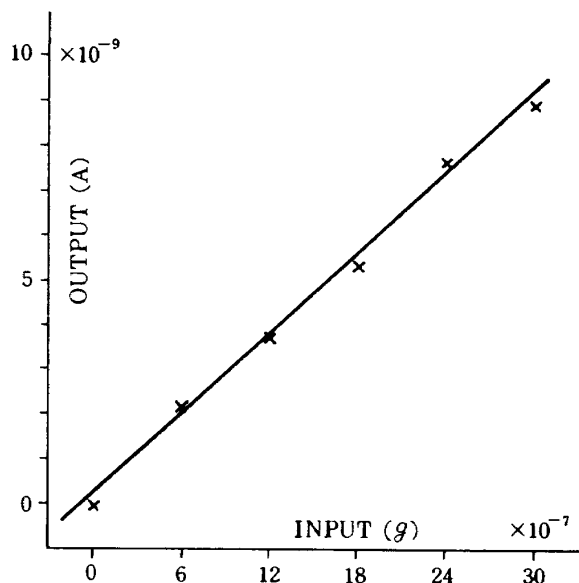


図11 分解能

$$NT(1g) = -1.440 \times 10^{-4} \text{ mA} = -4.5 \times 10^{-5} g \text{ (注6)}$$

$$NT(0g) = -2.335 \times 10^{-4} \text{ mA} = -7.3 \times 10^{-5} g \text{ (注6)}$$

$$NTD = NT(1g) - NT(0g) = 2.8 \times 10^{-5} g \text{ (注6)}$$

次に出力データの偏差値を用いて、誤差の伝播式により、諸定数の変動幅を計算すると、

$$\Delta\theta_0 \approx 2.5 \times 10^{-6} \text{ rad}$$

$$\Delta SF \approx 7.4 \times 10^{-6} \text{ mA/g}$$

$$\Delta SF/SF \approx 2.3 \times 10^{-6}$$

$$\Delta NT(1g) \approx 1.06 \times 10^{-5} \text{ mA} = 3.3 \times 10^{-6} g \text{ (注6)}$$

$$\Delta NT(0g) \approx 8.05 \times 10^{-6} \text{ mA} = 2.5 \times 10^{-6} g \text{ (注6)}$$

$$\Delta NTD \approx 1.86 \times 10^{-5} \text{ mA} = 4.8 \times 10^{-6} g \text{ (注6)}$$

ようになる。ただし、上記計算においては $\theta_0 \approx 0$  ( $1.1 \times 10^{-2} \text{ rad}$ )であるため、 $\cos \theta_0 = 1$ ， $\sin \theta_0 = 0$ とした。上記数値が示すように、諸定数の変動幅はいずれも $10^{-6}$ のオーダーであり、短期間安定性<sup>(注7)</sup>（時間のオーダー）が高いことを示す。

(注6) 出力（電流単位）を $SF$ で除し、 $g$ 単位に換算した値。

(注7) 長期間安定性については、7.7節を参照のこと。

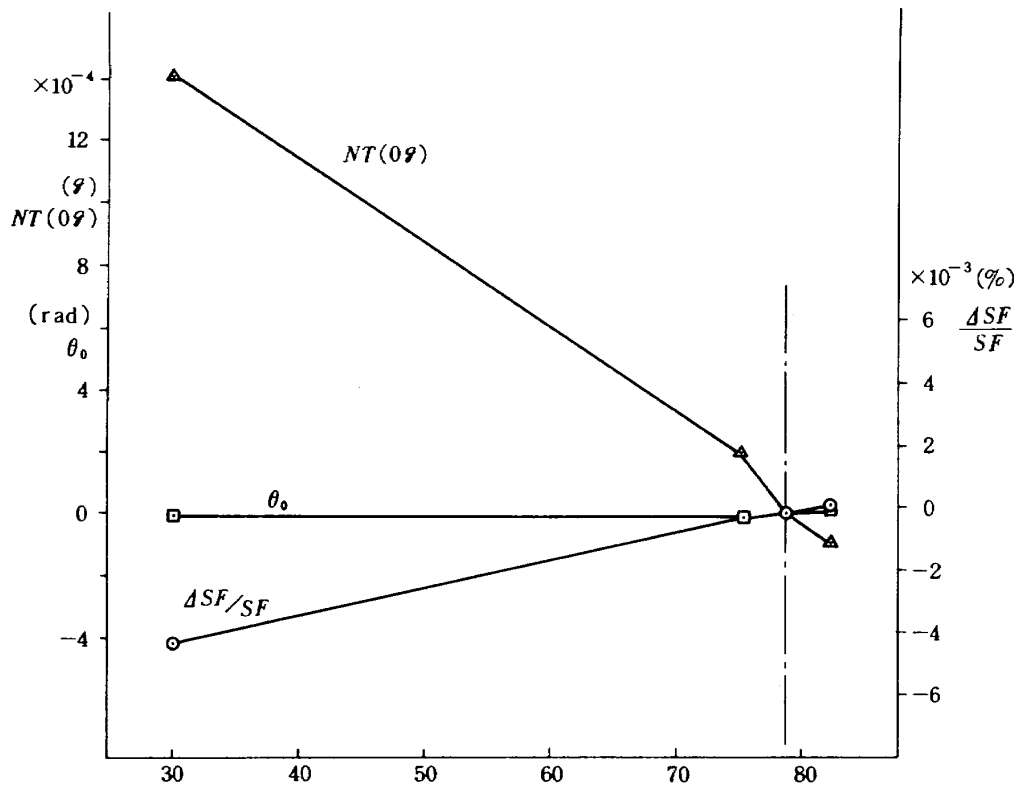
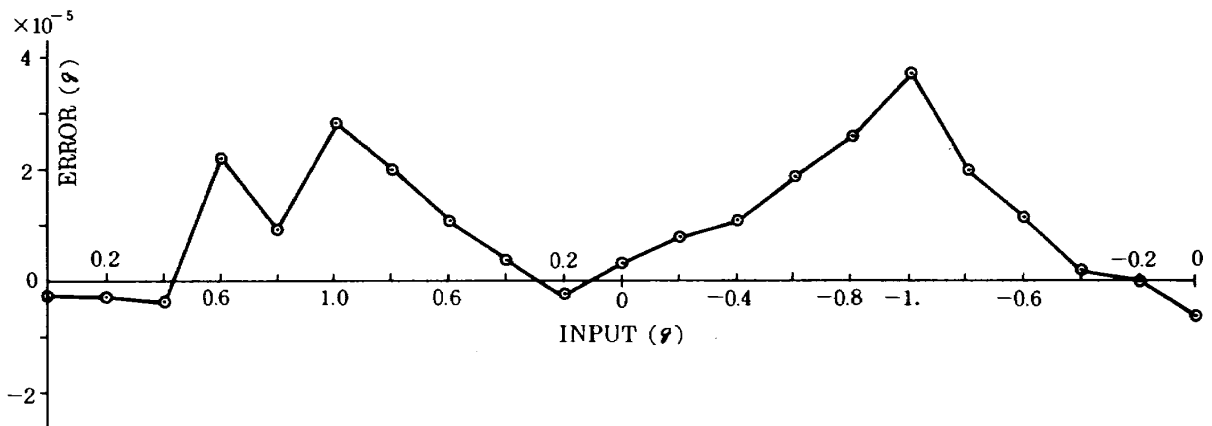


図12 加速度計諸定数の温度特性

図13  $\pm 1g$  領域の直線性

### 7.3 加速度計諸定数の温度特性

加速度計の温度を  $30^{\circ}\text{C} \sim 82^{\circ}\text{C}$  の範囲で変化させ、設定角  $\theta_0$ 、トルク  $NT(0g)$ 、スケールファクタ  $SF$  の変化を測定した結果 ( $78.5^{\circ}\text{C}$  基準) を図12に示す。同図から求めた温度係数は以下のとおりである。

設定角 $\Delta \theta_0$	$4 \times 10^{-7} \text{ rad}/^{\circ}\text{C}$
トルク $\Delta NT$	$2.7 \times 10^{-5} g/^{\circ}\text{C}$
スケールファクタ $\Delta SF/SF$	$8.6 \times 10^{-5} /^{\circ}\text{C}$

### 7.4 $\pm 1g$ 領域における直線性試験

7.2 と同様に、入力軸を鉛直面内で回転させ、入

力  $g \sin(\theta + \theta_0)$  に対する出力から誤差を求め、図13に示した。 $\pm 1g$  入力に対する誤差が極大を示す。誤差曲線は入力のはば二乗に比例している。

### 7.5 高加速度領域における直線性試験

$1g$  以上の試験には、遠心式加速度試験設備を用いた。設備の精度の関係上、 $\pm 12g$  領域 (高精度試験設備使用) と  $\pm 30g$  領域 (環境試験用設備使用) の二通りの試験を行った。図14は  $\pm 12g$  領域の、また図15は  $\pm 30g$  領域の直線性試験の結果を示す。両試験とも誤差は入力 ( $g$ ) の二乗に比例して増加している。図14および図15から求めた  $g^2$  誤差係数は、1.9

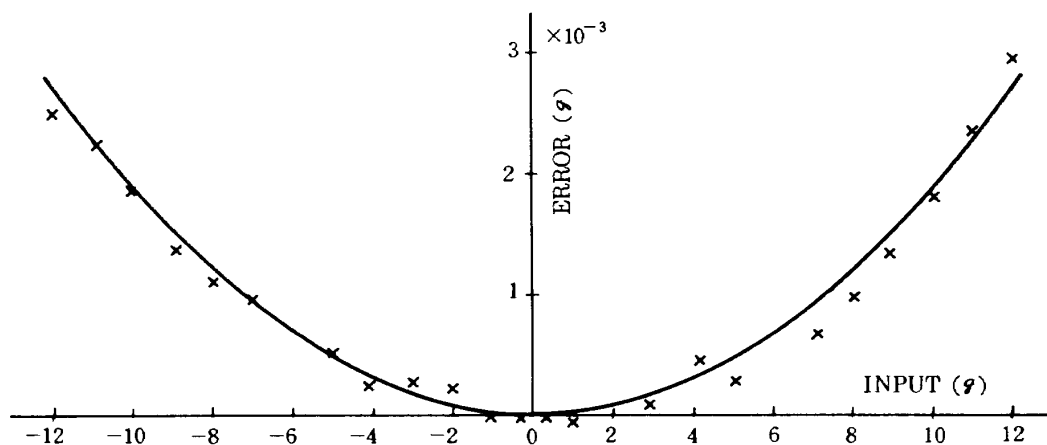


図14 ±12°領域の直線性

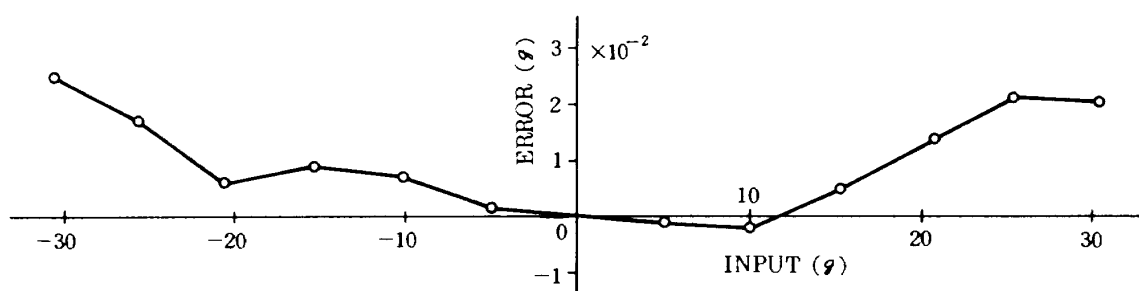


図15 ±30°領域の直線性

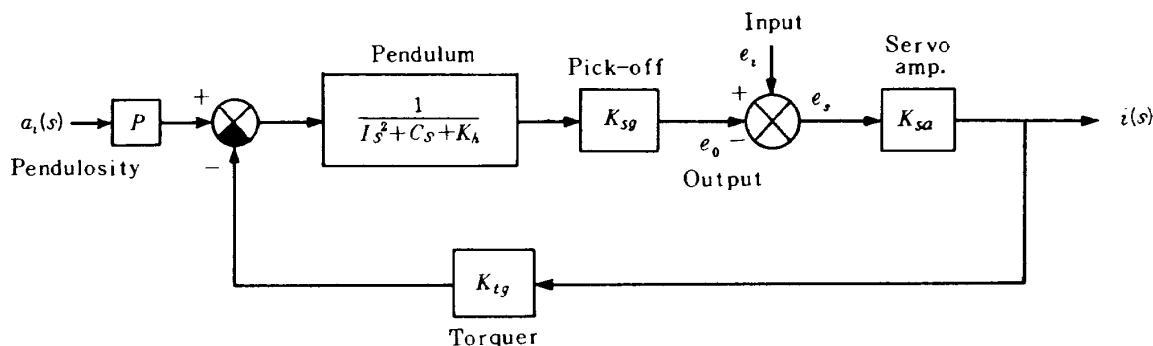


図16 正弦波周波数応答試験のためのブロック線図

$\times 10^{-5} g/g^2$  および  $3.2 \times 10^{-5} g/g^2$  である。 $g^2$  誤差係数としては、高精度試験設備使用のものを、より信頼できる値として採用する。

## 7.6 正弦波周波数応答試験

加速度計に動的入力を与える装置として動電型振動試験機<sup>12)</sup>がある。これは低周波で一定振幅駆動になるため、加速度入力としては小さいものになる。例えば、3Hzで最大振幅を12.5mmとすれば、加速度としては  $0.45 g$  と小さいうえに、波形歪が大きい。

ここで用いた方法は、図16にブロック線図を示すように、ピックオフとサーボアンプの中間に差動増幅器 ( $e_s = e_i - e_0$ ) を挿入し、入力として可変周波

数電圧  $e_i$  を発振器より加え、 $e_i$  に対する応答電圧  $e_0$  (出力) を測定するものである。

通常は、図16で、入力  $a_i(s)$  に対する出力  $i(s)$  が周波数応答になるが、上記方法がこれと等価になることを以下に示す。

$a_i(s) = 0$  として、 $e_0(s)/e_i(s)$  を求めると、

$$\frac{e_0(s)}{e_i(s)} = \frac{K}{I s^2 + C s + K + K_h} \quad (7.1)$$

ただし、 $K = K_{sg} K_{sa} K_{tg}$

(7.1)式と(3.3)式を比較すると、分母が等しい。また両式とも分子に  $s$  を含む項が無い。したがって、 $e_0(s)/e_i(s)$  は、周波数応答に関して  $i(s)/a_i(s)$  と等



価である。

次に $e_i$ の加速度換算を行う。図16で $e_i = 0$ として、

$$\frac{e_0(s)}{P a_i(s)} = \frac{K_{sg}}{I s^2 + C s + K + K_h} \quad (7.2)$$

(7.1), (7.2)式より

$$|a_i(s)| = (K_{tg} \cdot K_{sa} / P) |e_i(s)| \quad (7.3)$$

上式により、発振器電圧 $e_i$ がそれと等価な入力加速度に換算できるので、この換算 $g$ 値を用いて試験を行った。以上のような方法で、加速度換算 $7g$ （片振幅）の正弦波電圧（ $1V_{rms}$ ）を $e_i$ として加え、正弦波応答試験を行った。

その結果を図17に示す。図で実線は計算値、プロット点は実験値を示す。応答曲線はサーボループゲイン（トルク平衡サーボの剛性）により異なるが、中位のゲインの場合が良い結果を示している。

### 7.7 その他の試験

以上の試験のほかに同一ロットの予備品JY-2について長期安定性試験および振動試験を行った。

長期安定性試験では、設定角 $\Delta\theta_0$ 、スケールファクタ $\Delta SF/SF$ 、ヌルトルク $\Delta NT(0g)$ が、それぞれ、 $1.0 \times 10^{-4} \text{ rad}/5\text{months}$ 、 $2.6 \times 10^{-4}/5\text{months}$ 、 $1.0 \times 10^{-4}g/5\text{months}$ であった。

また、振動試験は、 $20 \sim 63 \text{ Hz}$   $1.5 \text{ mmpp}$ 、 $63 \sim 2000 \text{ Hz}$   $15g$ の振動を1 cycle 30分、3軸（入力軸、

出力軸、振子軸）各2時間印加したのちの諸定数の変化は、以下のとおりであった。

$$\Delta\theta_0 = 2.6 \times 10^{-5} \text{ rad}$$

$$\Delta SF/SF = 1.4 \times 10^{-4}$$

$$\Delta NT(0g) = 1.5 \times 10^{-5} g$$

## 8. あとがき

今回報告する弾性バネ支持方式振子型加速度計（NAL JY-1）と以前に報告した浮動振子型加速度計（NAL FPA-2：ピボット・宝石軸受使用ならびにNAL MSA-1：磁気軸受使用）の機能・特性に関する一覧表を表4に示す。

FPA-2, MSA-1は共に浮動型であるが、磁気軸受を用いたMSA-1は、FPA-2より特性が優れている。さて、JY-1は浮動型にくらべ、寸法・重量が小さく、体積で $1/1.5 \sim 1/2$ 、重量で約 $1/2$ にすることができた。慣性能率 $I$ は $1/5 \sim 1/10$ で、粘性抵抗係数 $C$ を特に大としたので、振子の時定数 $1/C$ （Characteristic time）は $1/1000 \sim 1/2000$ と小さくできた。分解能ではMSA-1がやや優れているが、ヌルトルクの安定性ではJY-1の方が一桁上である。一方、MSA-1の $g^2$ 誤差係数が正負の入力に対して極性、大きさとも異なるのに対し、JY-1ではこのようなことが無く、高入力時の特性が安定している。JY-

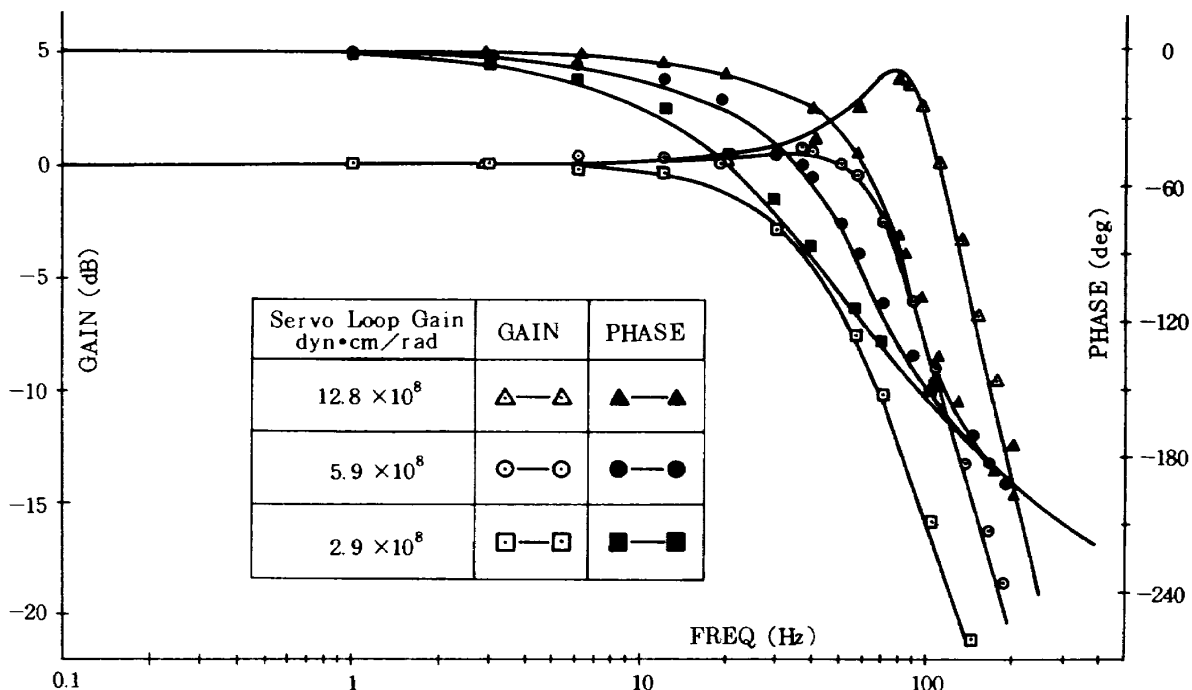


図17 正弦波周波数応答特性（パラメータ：サーボ・ループ・ゲイン）

表 4 FHPA (NAL JY-1) と浮動振子型加速度計 (NAL FP-2 および NAL MSA-1) との比較

PARAMETER	UNIT	NAL JY-1	NAL FPA-2	NAL MSA-1
Dimension, Weight	mm, g	50.8×47.6, 230	62×65, 480	56×60, 425
Pendulum				
Pendulosity	g·cm	2.61	1.04	0.98
Moment of Inertia	g·cm <sup>2</sup>	7.0	37.8	71.3
Characteristic Time	micro-sec	3.26	3290	7320
Damping Coefficient	dyn·cm·sec	2.15×10 <sup>6</sup>	1.15×10 <sup>4</sup>	9730
Hinge Stiffness	g/rad	2.8	N.A.	N.A.
Pickoff Sensitivity	V/rad	34.1	9.91	19
Torquer Sensitivity	dyn·cm/mA	794	141	118+92
Operating Temperature	°C	78.5	80.7	80
Max. Input	g	30	12	15+10
Resolution	g	6.0×10 <sup>-7</sup>	2.0×10 <sup>-5</sup>	3.3×10 <sup>-7</sup>
1g Linearity	g	2.8×10 <sup>-5</sup>		3.4×10 <sup>-5</sup>
g <sup>2</sup> Error Coefficient	g/g <sup>2</sup>	1.9×10 <sup>-5</sup>	6×10 <sup>-5</sup>	7.0×10 <sup>-5</sup> (-)
Null Torque Stability				-2.6×10 <sup>-6</sup> (+)
Short Term	g	3.3×10 <sup>-6</sup>	6.0×10 <sup>-3</sup>	1.8×10 <sup>-5</sup>
Long Term	g/month	7.8×10 <sup>-4</sup>		
Temperature Coefficient				
Scale Factor	/°C	8.6×10 <sup>-5</sup>		
Null Torque	g/°C	2.7×10 <sup>-5</sup>		
Alignment Angle	rad/°C	4.0×10 <sup>-7</sup>		
Accelerometer Curr.SF	mA/g	3.21645	7.3386	8.10573

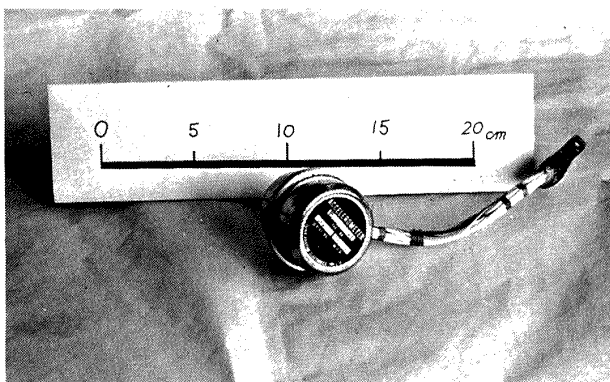


図18 試作加速度計の外観写真

1の外観写真を図18に示す。

以上のように、これまでに当所で試作した浮動型加速度計より更に高性能の加速度計が試作でき、所期の目標を満足することができた。なお、本方式と同様の加速度計は米国(ハニウェル社, GG177B16型), 英国(フェランティ社, FA2F型), フラン

ス(サジェム社, 10625型)などで製造されている。測定範囲はいつでも $\pm 1 \times 10^{-6} g \sim \pm 20 g$ , ヌルトルクの短期安定性は $5.5 \times 10^{-6} \sim 5.0 \times 10^{-5} g$ , 直線性を示す $g^2$ 誤差係数は $(2.5 \sim 3.0) \times 10^{-5} g/g^2$ である。これに対し、当所で試作した加速度は、測定範囲 $\pm 6 \times 10^{-7} g \sim \pm 30 g$ , ヌルトルクの短期安定性 $3.1 \times 10^{-6} g$ ,  $g^2$ 誤差係数 $1.9 \times 10^{-5} g/g^2$ と性能が若干優れている。

この加速度計の試作・研究を進める上で多くの人々のお世話になった。とりわけ日本航空電子工業(株) 山田 興氏他関係者の方々については、ここに記して感謝の意といたします。

#### 参 考 文 献

- 1) 大月正男, 鈴木孝雄, 円居繁治: 浮動振子型加速度計の試作, 航技研資料 TM-147

- (1968).
- 2) 鈴木孝雄, 大月正男, 円居繁治: トルク平衡方式による浮動振子型加速度計の研究, 精密機械, 40巻7号(1974) pp.583-589.
  - 3) 滝沢 実, 大月正男, 鈴木孝雄: 誘導用浮動振子磁力支持型加速度計の研究, 航技研報告 TR-644 (1980).
  - 4) 大月正男, 新宮博公, 鈴木孝雄: ストラップダウン方式の慣性機器誤差によって生ずる飛しょう径路誤差の一考察, 航技研資料 TM-225 (1972) p.5.
  - 5) T. Suzuki, M. Otsuki, S. Enkyo, K. Yamada and C. Akita: Development of a Flexure Hinged Pendulum Accelerometer, Bull. Japan Soc. of Prec. Engg., 8-4 (1974).
  - 6) 川田雄一: 材料力学(1957) p.40, 共立出版.
  - 7) 大月正男, 鈴木孝雄, 円居繁治: 周波数変換による微小回転角の計測, 航技研報告 TR-127 (1967) p.7.
  - 8) 大月正男, 新宮博公, 鈴木孝雄, 円居繁治, 田畑浄治: ストラップダウン方式用広角度積分ジャイロの研究, 航技研報告 TR-349 (1975) p.14.
  - 9) 大月正男, 鈴木孝雄, 円居繁治: アナログトルク平衡方式による浮動振子型加速度計の研究, 航技研報告 TR-230 (1971).
  - 10) 鈴木孝雄, 円居繁治, 大月正男: 二軸傾斜台(サーボテーブル)を用いた加速度計の高分解能試験, 第18回SICE学術講演会前刷, 1501 (1979).
  - 11) 真島正市, 磯部 孝: 計測法概論, 上巻(1950) pp.2-4, コロナ社.
  - 12) 大月正男, 鈴木孝雄, 田畑浄治, 円居繁治: 搭載機器用環境試験装置の特性, 航技研資料 TM-99 (1967).
  - 13) 文献 8) p.22 (A-10)式.
  - 15) I. L. Thomas and R. H. Evans: Performance Characteristics and Methods of Testing of Force-Feedback Accelerometers, RAE Reports and Memoranda No.3601
  - 14) W. G. Denhard (editor): Inertial Component Testing: Philosophy and Methods, AGARDograph No.128, pp.290-294.
  - 16) 鈴木孝雄, 大月正男, 円居繁治: デジタル・トルク平衡方式による加速度計の研究, 航技研報告 TR-386 (1974).
  - 17) 伊沢計介: 自動制御入門(1966) pp.79-89, オーム社.

## 付 録

## 付録A ダンパの粘性抵抗係数設計式の導出

図A-1は解析のための原理図であり、図4において振子の重心(c.g.)を通り紙面に垂直な平面でトルカコイルボビンおよびポールピースの部分を切断した断面図(例えばB-B断面)に相当する。図A-1の1がコイルボビン、2がポールピースである。

ボビンが速度 $V$ で運動するとき、シアによる油の速度分布は直線状で、ボビンに近いところ程大きい。他方、圧力差による油の速度分布は放物線状で、空隙の中央で最大になる。

まず、ボビンに働くシアの力 $F_s$ は、ボビンの軸方向( $V$ 方向)の長さを $l_b$ として、

$$F_s = \mu(V/h)\pi l_b(d_0 + d_i) \\ = 2\pi\mu l_b d_m V/h \quad (\text{A-1})$$

$$\text{ただし } d_m = (d_0 + d_i)/2 \quad (\text{A-2})$$

次に、圧力差による力 $F_0$ を求める。図A-1においてボビンの運動による油の流量 $Q$ は、吐出を正、流入を負として、

$$Q = -\{\pi(d_0/2)^2 - \pi(d_i/2)^2\}V \\ \therefore Q = -\pi t d_m V \quad (\text{A-3})$$

$$\text{ただし } t = (d_0 - d_i)/2 \quad (\text{A-4})$$

シアにより、ボビンに付着して流出する油の流量 $Q_s$ は

$$Q_s = 2\pi(d_0/2 + h/2)hV/2 \\ + 2\pi(d_i/2 - h/2)hV/2 \\ = \pi h d_m V \quad (\text{A-5})$$

ゆえに、圧力差 $(p_2 - p_1)$ による油の流量 $Q_0$ は

$$Q_0 = Q - Q_s = -\pi d_m(t+h)V \quad (\text{A-6})$$

ここで、ボビンの外側(図A-1で、半径が $d_0/2$ より大きく、 $d_0/2 + h$ より小さい範囲)および内側(半径が $d_i/2$ より小さく、 $d_i/2 - h$ より大きい範囲)を流れる油の抵抗を求める。このとき、ボビンの寸法が、 $V$ 方向に $dx$ 、紙面に垂直な方向に1である場合、 $x$ 方向の圧力勾配は次式<sup>13)</sup>であらわされている。

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\mu}{h^3} Q_0 \quad (\text{A-7})$$

ゆえに、図A-1の場合、油の抵抗 $R_0, R_i$ (0:  $i$ :内側)は次式のように書ける。

$$R_0 = \frac{12\mu l_b}{h^3} \frac{1}{2\pi(d_0/2 + h/2)}$$

$$R_i = \frac{12\mu l_b}{h^3} \frac{1}{2\pi(d_i/2 - h/2)}$$

$R_0$ と $R_i$ の合成抵抗を $R$ ( $1/R = 1/R_0 + 1/R_i$ )とすれば

$$R = \frac{6\mu l_b}{\pi h^3 d_m} \quad (\text{A-8})$$

$R$ の単位は、 $\text{Pa}\cdot\text{s}/\text{m}^3$  [SI]になる。

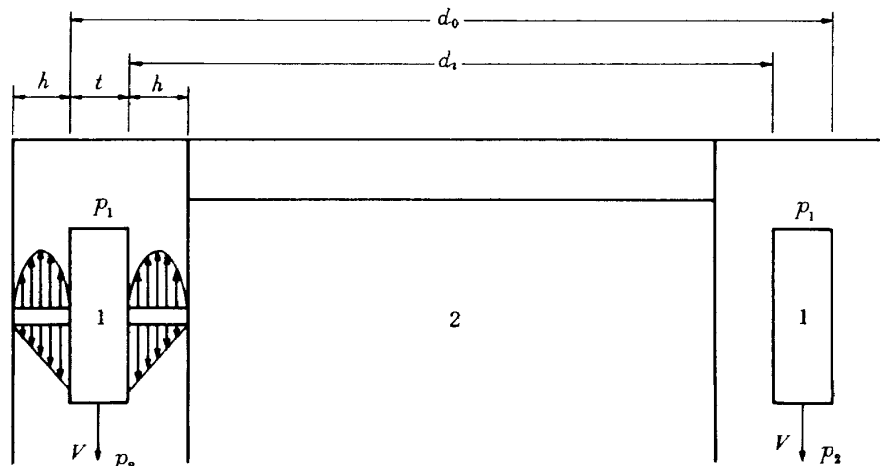
(A-6), (A-8)式を用いて

$$p_1 - p_2 = R \cdot Q_0 = -6\mu l_b(t+h)V/h^3 \quad (\text{A-9})$$

ボビンに加わる圧力差による力 $F_0$ は

$$F_0 = \pi\{(d_0/2)^2 - (d_i/2)^2\}(p_2 - p_1) \\ = 6\pi\mu l_b d_m t(t+h)V/h^3 \quad (\text{A-10})$$

ボビンに働く合力 $F(=F_s + F_0)$ は、(A-1)式、(A-10)式を用いて



図A-1 ダンパの原理図(解析用)



の差を取ることで簡単に  $NTD(a_2 g^2)$  が求まる。

#### 付録C FHPAの動特性と位相補償

FHPAの固有周波数  $f_n$ ，および減衰比  $\zeta$  は (3.5) 式より，

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{(K+K_h)/I}, \quad \zeta = C/2\sqrt{I(K+K_h)} \quad (C-1)$$

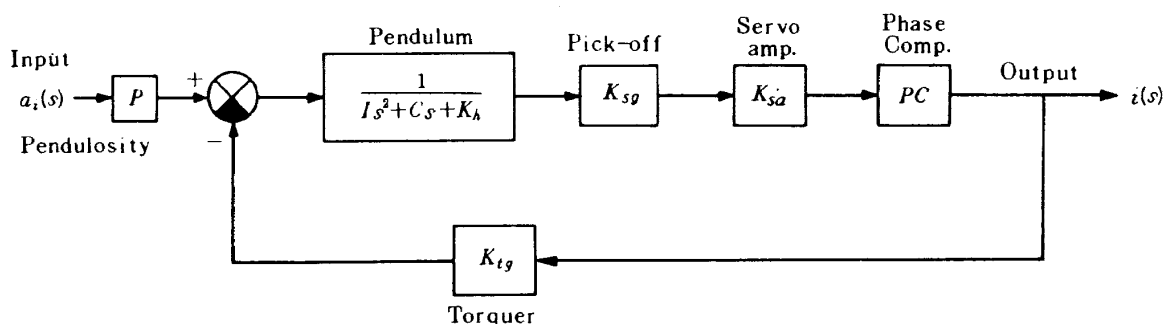
ここで， $K=1 \times 10^9 \text{ dyn} \cdot \text{cm}/\text{rad}$ ， $K_h=1 \times 10^4 \text{ dyn} \cdot \text{cm}/\text{rad}$ ， $I=7.0 \text{ g} \cdot \text{cm}^2$  とすれば， $f_n=1900 \text{ Hz}$  となる。また  $\zeta=0.707$  となる  $C$  の値は  $1.18 \times 10^5 \text{ dyn} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}$  である。しかしながら，本試作FHPAはデジタル（パルス）トルク平衡サーボ<sup>16)</sup>アンプでも作動できるように， $C$  の値を大きめに設定した ( $C=2.1 \times$

$10^6 \text{ dyn} \cdot \text{cm} \cdot \text{s}$ )。したがって，アナログトルク平衡方式で最良の周波数応答を得るためには，加速度計内部に充滿した粘性油を粘度（粘性係数）の低いものに交換すれば良いが，ここでは粘性油の交換をせずに位相補償による動特性の補償を行った。

位相補償回路 (PC) は，図C-1に示す位置に挿入する。位相補償回路の設計<sup>17)</sup>はニコルス・チャートを用いて行った。挿入すべき位相補償回路の伝達関数  $P(s)$  は

$$P(s) = (T_1 s + 1) / (\beta T_1 s + 1) \quad (C-2)$$

であり， $T_1=1.68 \times 10^{-4} \text{ s}$ ， $\beta=10$  である。なお，図17に示した周波数応答試験の結果は，上記位相補償回路を含むものである。



図C-1 位相補償回路を挿入したFHPAのブロック線図

---

## 航空宇宙技術研究所報告 844 号

昭和 59 年 12 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所  
東京都調布市深大寺東町 7-44-1  
電話武蔵野三鷹(0422)47-5911(大代表) ㊞182  
印刷所 株式会社 共 進  
東京都杉並区久我山 5-6-17

---

Printed in Japan