

UDC 53.082.1:
53.084:
531.38:
537.612

航空宇宙技術研究所報告

TECHNICAL REPORT OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TR-349

ストラップダウン方式用広角度積分ジャイロの研究

大月正男・新宮博公・鈴木孝雄

円居繁治・田畑浄治

1975 年 11 月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

目 次

1. まえがき	1
2. 積分ジャイロの開発目標精度の決定	2
3. 記 号	3
4. 積分ジャイロの運動方程式	3
5. 積分ジャイロ要素について	4
6. 積分ジャイロの諸元の決定	7
7. 第1次試作の成果	8
8. 第2次試作の要点とその検討	11
9. 第2次試作の成果	13
10. 第3次試作の要点とその検討	14
11. 第3次試作の成果	15
12. 結 言	19
参考文献	19
付 録	21

ストラップダウン方式用広角度積分ジャイロの研究*

大 月 正 男**・ 新 宮 博 公**・ 鈴 木 孝 雄**
円 居 繁 治**・ 田 畑 淨 治***

Study on a Wide Angle Miniature Integrating Gyro for Strapdown System

by Masao OTSUKI, Hirokimi SHINGU, Takao SUZUKI,
Shigeharu ENKYO and Joji TABATA

ABSTRACT

This paper describes the historical procedure and the result of study on the development of the gyro with higher performance and precision, which is called WAMIG (wide angle miniature integrating gyro).

NAL began development of the gyro for strapdown inertial guidance in 1964. In the first stage of development, the MIG (miniature integrating gyro), which was a prototype gyro, was studied in order to clarify difficulties in developing the WAMIG. Secondly, an orifice damper was developed for obtaining the wider angle and a balance pan was applied to the slight adjustment of the unbalanced mass. Finally, the development of the WAMIG was made possible through the design of a permanent-magnet and moving-coil type torque generator.

The recently developed gyros have the following performance features: service life of more than 1000 hr., random drift 0.02 deg/hr., elastic restraint coefficient 0.05 deg/hr/mRad, anisoelastic coefficient 0.1 deg/hr/g² and day to day stabilities 0.2 deg/hr (acceleration-insensitive drift), and 0.2 deg/hr/g (acceleration-sensitive drift).

1. まえがき

人工衛星を打上げるためには、ロケットの高精度な誘導と制御を行わなければならない。その場合必要な姿勢基準装置としては、ステーブルプラットフォームシステムとストラップダウンシステムの2つの方式がある。いずれも変位ジャイロをその中心構成とするものであり、初期の頃には2自由度ジャイロを用いたこともあったが、現在では精度、信頼性の点から1自由度積分ジャイロが用いられている。ステーブルプラットフォームシステムでは、ジャイロを載せたプラットフォームを慣性空間に対し

て一定姿勢に保持するため、ジャイロは零位置検出に用いられるので入力角度は小さくてよいが、ストラップダウンシステムでは、ロケット機体にジャイロが固定され、その入力角は機体の運動に対応するため広い角度範囲を受容しなければならない。しかし、ステーブルプラットフォームは機構が複雑で、高精度なものの製作にはかなり高度な技術を必要とするし、かつ寸法重量共に大きくなることをまねがれない。これに反し、ストラップダウンシステムはジャイロ単体のみでよいから構成が簡単で、形状重量が小さくて済むのが大きな特徴であって、米国において人工衛星の打上げに最も多く使用されているデルタ(指令誘導方式を使用)、スカウト(プログラム誘導方式を使用)等のロケットにもストラップダウンシ

* 昭和48年11月9日 受付

** 計測部

*** 宇宙開発事業団(元計測部)

テムが用いられている。また、慣性誘導にも従来ステープルブラットホームシステムが用いられてきたが、搭載計算機の小型化高速化の技術が発達したことによって、ブラットホームにおける座標の空間固定を計算機内部での座標変換によっておきかえるシステム、いわゆるストラップダウン慣性誘導系が開発されつつあり、われわれとしてもこれが今後の誘導方式として考慮すべき問題となっている。以上のような状況から、われわれはこのストラップダウン用積分ジャイロの開発が、わが国の宇宙開発計画を推進する上に、最も必要かつ最も適当なものと考え、これの完成を目標として研究試作を行ってきた。

本試作の要点として、形状はジャイロ・ジンバルを高粘性油中に浮かせて、軸摩擦を少なくし、かつ積分範囲を広く持たせる浮動式とし、許容入力角は少くとも10度以上、また時間プログラムや指令によるロケットの姿勢変更を行なうためにジャイロの基準方向を変更させるトルクを与えることができること、地球表面上におけるドリフトレート^{*}は $2^\circ/\text{h}$ 以内とすること等を目標とした。そしてこれらを実現するために次のような方法を用いた。

入力角を大きくするためには、ジャイロ・ジンバルの出力軸まわりの回転に対して粘性抵抗を大きくする必要があるが、通常のシアダンパー形式では限度があるため、より高い抵抗係数を得るオリフィスダンパー構造を採用することにした。またコマンドトルキングを行なうため高精度かつ強力な永久磁石・可動コイル型トルカーを用いた。またドリフトの主原因の一つである導線のバネ効果や信号発生器からの磁気作用によるリアクショントルクの補正用にデュアルシントルカーを用い、さらにドリフトの他の主原因たるジンバルの不平衡質量を除くために内蔵する易融合金の位置を変えることによって重心位置の微細な調整を行なうマイクロバランスパン方式を試みることにした。

以上のような形式、構造の採用により、ほぼ所期の性能のものを得ることに成功し、実用化への目標がたつに至った。以下昭和39年度第1次試作における小型積分ジャイロのプロト・タイプから昭和43年度までにおけるストラップダウン方式用広角度積分ジャイロの試作改良経過および成果について述べる。

2. 積分ジャイロの開発目標精度の決定

昭和39年当時の計画ロケットは、ペイロード150 kg

の衛星を高度1000±50 kmの円軌道に打上げる3段ロケットであった。したがって、ジャイロ、すなわちセンサ系、誘導系および姿勢制御系ともかなりの高精度のものがようになる。センサ系の精度の決定には、衛星の軌道精度が与えられた場合、それを満足するような計画ロケットの飛しょう径路精度から決定しなければならないが、これには誘導系、姿勢制御系の精度や応答性が関係してくる。ここでは、それらの誤差は無視し、センサ系の誤差のみを対象にした。

センサ系の精度を決定するにあたり、計画ロケットは表1のような3段ロケットで、姿勢制御は第1, 2, 3段とも行ない、第2段カットオフから自由飛行により1000 kmまで上昇し、そこで第3段燃焼開始して投入速度まで加速させる。このような誘導に用いる積分ジャイロの誤差(ドリフトレート)モデルについては、加速度不感(リアクション・トルクによる)ドリフトレート $0.5^\circ/\text{h}$ 、加速度比例ドリフトレート $1.0^\circ/\text{h/g}$ 、加速度二乗比例ドリフトレート $0.02^\circ/\text{h/g}^2$ の3項目を代表的なものとして考慮し、ジャイロドリフトの合計がすべて正または負に偏ったと仮定し、第3段高度誤差について考察した。その結果、公称径路の第3段高度が1006.6 kmに対し、ジャイロドリフトの合計が正の場合は公称径路より17.2 km低くなり、逆に負の場合は16.9 km高くなったが、いずれにせよ1000±50 km以内に入

表1 計画ロケット諸元(昭和39年度における仮定)

	1 段	2 段	3 段
加 速 度 (g)	10	8	4
比 推 力 (sec)	250	300	280
推 力 (トン)	70	10	1
燃 焼 時 間 (sec)	120	90	70
各段総重量 (トン)	40.34	4.04	0.51

表2 積分ジャイロの許容誤差の目標値

加速度不感ドリフトレート	$0.5^\circ/\text{h}$
加速度比例ドリフトレート	$1.0^\circ/\text{h/g}$
加速度二乗比例ドリフトレート	$0.02^\circ/\text{h/g}^2$
ランダムドリフトレート(1σ)	$0.05^\circ/\text{h}$
エラスティックレストレート	$3^\circ/\text{h}/^\circ$ (出力角)

* 地球表面上におけるドリフトレートとは、加速度不感ドリフトレートと加速度比例ドリフトレートとの和として定義したが、前者はコンベンセイトルカによって大部分は補償可能である。

ることが確められた。¹⁾また積分ジャイロの固有性を考慮して、エラスティックレストレイトによる誤差、ランダムドリフトによる誤差を含め、表2に示す開発目標精度を決定した。本開発目標精度は、ハニウエル社製、広角度積分ジャイロGG-87²⁾とほぼ同程度である。

3. 記 号

B : 磁束密度
 B_g : トルク発生器の磁極間空隙の磁束密度
 C : ジャイロ・ケースとフロート (ジンバル・アセンブリー) 間の粘性抵抗係数
 D : トルク発生器のコイルの有効直径
 $\begin{Bmatrix} \bar{e}_i \\ \bar{e}_0 \\ \bar{e}_s \end{Bmatrix}$: ジャイロ・ケースの入力軸, 出力軸, スピン軸の単位ベクトル
 E_0 : 信号発生器の出力電圧
 f : 信号発生器の励磁周波数
 h_1, h_2 : ジャイロ・ケースとフロート間の間隙距離
 \bar{H} : ジャイロ・ロータの角運動量ベクトル
 H : \bar{H} の大きさ
 I : 電流
 I_c : トルク発生器の制御電流
 I_e : 信号発生器の励磁 (1 次側) 電流
 I_p : トルク発生器のパターン電流
 J : フロートの \overline{OX} まわりの慣性モーメント
 l_g : トルク発生器のボビン・コイルの長さ
 N : 巻線数
 N_c : トルク発生器の制御側の巻線数
 N_e : 信号発生器の励磁側の巻線数
 N_p : トルク発生器のパターン側の巻線数
 N_s : 信号発生器の 2 次側の巻線数
 $\overline{OX}, \overline{OY}, \overline{OZ}$: ジャイロ・ケースの出力軸, スピン軸, 入力軸
 \overline{OS} : 偏位したスピン軸
 p : 信号発生器およびトルク発生器の磁極数
 P : デュアルシン (信号発生器とトルク発生器) の磁極間空隙のパーミアンス
 S : ラプラス演算子
 \bar{T} : 剛体への作用トルク・ベクトル
 T : トルクの大きさ
 T_e : ジャイロ・ケースの角加速度によるトルク ($J\ddot{\theta}'$) と不確実トルクの和
 T_p : トルク発生器の 1 極あたりのトルク
 \bar{T}_r : リアクション・トルク・ベクトル
 T_r : \bar{T}_r の大きさ

T_x : \overline{OX} 軸まわりのトルクの大きさ
 U : ジャイロから生ずる不確実トルク
 θ : 角度, またはジャイロの出力角
 θ_i : ジャイロの入力角
 $\ddot{\theta}'$: ジャイロ・ケースの \overline{OX} まわりの角加速度
 μ : 浮動油の粘度
 λ : 位相角
 $\bar{\omega}$: ジャイロ・ケースの慣性空間に対する角速度ベクトル
 ω_i : $\bar{\omega}$ の OZ 成分
 ω_0 : $\bar{\omega}$ の OX 成分
 ω_s : $\bar{\omega}$ の OY 成分
 ω_d : ジャイロのドリフト・レート

4. 積分ジャイロの運動方程式

図1は1自由度ジャイロの概略図で、ジャイロ・ロータは、スピン軸 \overline{OY} に直交している出力軸 \overline{OX} まわりに自由であるところのジンバルによって支持されている。ジャイロ・ケースに対するスピン軸の位置は YZ 面内で微小角 θ だけ傾いたとする。いま図1における座標系はジャイロ・ケースに固定され、ジャイロ・ケースと共に慣性空間で回転し、ジャイロ・ケースは角度ならびに角速度を測定する飛しょう体に固定されているものとする。可動軸 $\overline{OX}, \overline{OY}, \overline{OZ}$ はジャイロ・ケースの主軸と一致しているものとし、その単位ベクトルを $\bar{e}_0, \bar{e}_s, \bar{e}_i$ とし、 $\omega_0, \omega_s, \omega_i$ は慣性空間に対するジャイロ・ケースの角速度成分であると共にジャイロ・ケースが取付られている飛しょう体の角速度成分でもある。また、ジャイロ・ロータの角運動量ベクトル \bar{H} は、つねにスピン軸の瞬時方向に沿うものとし、他の軸に沿った角運動量は無視すると共にスピン速度は一定とする。さらに、ジャイロ・ロータおよびジンバルは完全な剛体と仮定する。

物体における固定点の周りの剛体の運動および慣性座標と可動座標間のベクトル関係が次式で示されることは、よく知られている。

$$\left[\frac{d\bar{H}}{dt} \right]_I = \bar{T} \quad \dots\dots\dots (1)$$

$$\left[\frac{d\bar{H}}{dt} \right]_I = \left[\frac{d\bar{H}}{dt} \right]_M + \bar{\omega} \times \bar{H} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、 $[]_I, []_M$ は慣性座標と可動座標を意味する。また \bar{T} は作用トルク、 \bar{H} は角運動量、 $\bar{\omega}$ は角速度で、それぞれベクトル量を表わす。

したがって、式(1), (2)より基本方程式(3)を得る。

$$\left[\frac{d\bar{H}}{dt} \right]_M + \bar{\omega} \times \bar{H} = \bar{T} \quad \dots\dots\dots (3)$$

図1を参照して、スピン軸が \overline{OY} から \overline{OS} に偏位し、各 \overline{OX} , \overline{OY} , \overline{OZ} の角速度成分を ω_0 , ω_s , ω_i とすれば、

$$\overline{\omega} = \omega_0 \overline{e}_0 + \omega_s \overline{e}_s + \omega_i \overline{e}_i \quad \dots\dots\dots (4)$$

$$\overline{H} = 0 \cdot \overline{e}_0 + H \cos \theta \cdot \overline{e}_s + H \sin \theta \cdot \overline{e}_i \quad \dots\dots\dots (5)$$

$$\left[\frac{d\overline{H}}{dt} \right]_M = \overline{e}_s (\dot{H} \cos \theta - H \dot{\theta} \sin \theta) + \overline{e}_i (\dot{H} \sin \theta + H \dot{\theta} \cos \theta) \quad \dots\dots\dots (6)$$

$$\begin{aligned} \overline{\omega} \times \overline{H} = & \overline{e}_0 (H \omega_s \sin \theta - H \omega_i \cos \theta) + \overline{e}_s (-H \omega_0 \sin \theta \\ & + \overline{e}_i (H \omega_0 \cos \theta) \quad \dots\dots\dots (7) \end{aligned}$$

式(3), (6), (7)から

$$\begin{aligned} \overline{T} = & \overline{e}_0 (\omega_i H \sin \theta - \omega_s H \cos \theta) + \overline{e}_s (-\omega_0 H \sin \theta + \dot{H} \cos \theta \\ & - H \dot{\theta} \sin \theta) + \overline{e}_i (\omega_0 H \cos \theta + \dot{H} \sin \theta + H \dot{\theta} \cos \theta) \quad \dots\dots (8) \end{aligned}$$

式(8)は、ジャイロ・ロータの角運動量ベクトル \overline{H} が、角速度ベクトル $\overline{\omega}$ をもって慣性空間でプリセッションさせるに必要な作用トルクである。運動の第3法則に従って、リアクティブ・トルクは、ジャイロ・ロータからジンバルに作用する。またジャイロ・ロータのスピン速度は一定と仮定しているため、 \dot{H} の項は零となる。よってジンバルに作用するリアクティブ・トルク \overline{T}_r は、次式となる。

$$\begin{aligned} \overline{T}_r = & \overline{e}_0 (\omega_i H \cos \theta - \omega_s H \sin \theta) + \overline{e}_s (\omega_0 H \sin \theta + \dot{\theta} H \sin \theta) \\ & + \overline{e}_i (-\omega_0 H \cos \theta - \dot{\theta} H \cos \theta) \quad \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

1自由度ジャイロすなわち積分ジャイロのジンバルは、出力軸 \overline{OX} 回りのみ偏位するので、 \overline{OX} 軸回りのリアクティブ・トルク成分のみ考慮すればよい。ゆえに式(9)は次式となる。

$$T_r = H \omega_i \cos \theta - H \omega_s \sin \theta \quad \dots\dots\dots (10)$$

積分ジャイロの出力軸まわりの運動方程式は次式で示される。

$$J \ddot{\theta} + J \dot{\theta}' + C \dot{\theta} + U = T_r \quad \dots\dots\dots (11)$$

$$J \ddot{\theta} + C \dot{\theta} = H \omega_i \cos \theta - H \omega_s \sin \theta - T_e \quad \dots\dots (12)$$

ここに $J \dot{\theta}'$ は慣性空間でジャイロ・ケースが $\dot{\theta}'$ の角加速度を受けた場合に生ずるトルク、 U は不確実トルク、 $T_e = J \dot{\theta}' + U$ 、また θ は微小角、さらに T_e を微小と仮定すれば、式(12)は

$$J \ddot{\theta} + C \dot{\theta} = H \omega_i \quad \dots\dots\dots (13)$$

$$\theta = \frac{H}{C} \frac{\omega_i}{S \{ (J/C) S + 1 \}} \quad \dots\dots\dots (14)$$

となり、定常状態における出力角 θ は

$$\theta = \frac{H}{C} \int \omega_i dt = \frac{H}{C} \theta_i \quad \dots\dots\dots (15)$$

となる。ここに θ_i は入力角を示す。ゆえに入力角に対する出力角の割合は H/C であり、これをジンバル・ゲインと云う。以上の方程式は単に積分ジャイロの機能的原理を説明するためにのみとどまる。

5. 積分ジャイロ要素について

積分ジャイロを試作するには、種々の要素が必要になる。これらの要素は積分ジャイロの高性能化および高精度化に伴って改良または部分試作が必要となる。本章においては、第1次試作(小型積分ジャイロのプロトタイプ)における各種要素の決定の観点を述べる。第2次試作以降については、そのつど要素の改良および試作に

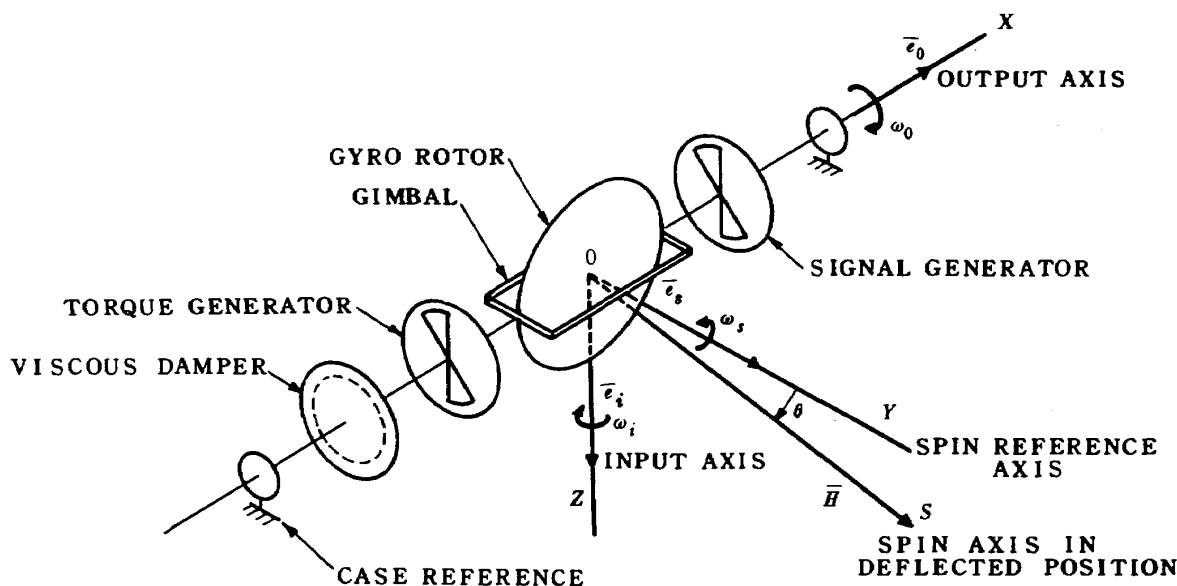


図1 1自由度ジャイロの概略図

ついて述べるものとする。

(1) スピン軸の角運動量の決定

ジャイロを開発するに、最も重要なのは、スピン軸が持つ角運動量の決定である。角運動量を大きくすることは、小型軽量化に反し、また小さくすると軸受摩擦トルク等の外乱トルクに対する誤差（ドリフト・レート： deg/h または meru^* ）が大きき精度向上の目的に反する。

開発する積分ジャイロは、浮動型で、かつ図2に示す宝石（人造サファイア）-尖軸（タングステン・カーバイド）からなる出力軸受で構成され、 $10^{-7} \sim 10^{-8} \text{ rad/s}$ の角速度検出感度を持つ必要がある。この場合、浮動油の温度制御は高精度で行なわれていると仮定し、出力軸受に加わる負荷を 0.2 gr^{**} として、次の諸元から角運動量を決定した。

- i) 出力軸径：0.5 mm ϕ
- ii) 出力軸受間隙：3 μm — 直径寸法
- iii) 人造サファイア、タングステン・カーバイドで油づけの場合の軸受摩擦係数は 0.003⁸⁾

以上の諸元からドリフト・レートが 10^{-7} rad/s のオーダーになるための角運動量は $1 \times 10^5 \text{ gr-cm}^2/\text{s}^{***}$ となる。またこの値は、米国におけるロケット誘導用積分ジャイロにも共通した値でもある。よって角運動量を $1 \times 10^5 \text{ gr-cm}^2/\text{s}$ 、同期速度 24,000 rpm と決定した。

(2) 出力軸と宝石軸受

ジンバル出力軸受に尖軸（タングステンカーバイド）と宝石（人造サファイア）の組合せを使用し（図2を参照）、軸受に対する負荷が極小になるようにジンバル・アセンブリー（フロートまたはフロート・ジンバル）を浮動させる。しかし、この尖軸および宝石軸受の工作精度が積分ジャイロの性能に直接影響するので、その工作精度が高ければ高いほど良い。したがって、この時点においては工作精度の限界と思われる精度で、尖軸においては、0.1 μ 以下の超仕上、真円度は 0.2 ~ 0.3 μ 程度まで仕上げ、かつ宝石軸受の真円度も 0.2 ~ 0.3 μ 程度

まで仕上げる。ただし測定は1桁低い値まで可能である。

(3) 信号発生器

信号発生器は、入力角速度に対する出力軸回りのジンバルの回転角変位を検出するために用いられる。したがって、角変位に比例した電気信号を発生しなければならない。このような機能を実現するための検出器は種々あるが、寸法および形状等を考慮して、ジャイロ全体の設計と適合するものでなければならない。それには、その一部がジンバルに組み込まれ、他の一部は支持構造部に組み込むので、電気配線が少ないこと、また感度、電位の適当なこと、出力インピーダンスの低いこと、分解能の高いこと、電気的零点が決められ、かつ再現性のあること、電磁的リアクション・トルクが少ないこと等の条件がある。これらの条件をほぼ満足する回転形の検出器としてマイクロシンがある^{3) 9) 10)} マイクロシンは、従来から米国において、積分ジャイロ等の高精度センサの角変位検出器として用いられている。したがって、信号発生器としてマイクロシンを用いることにした。

マイクロシンの基本的特性として、その出力電圧感度

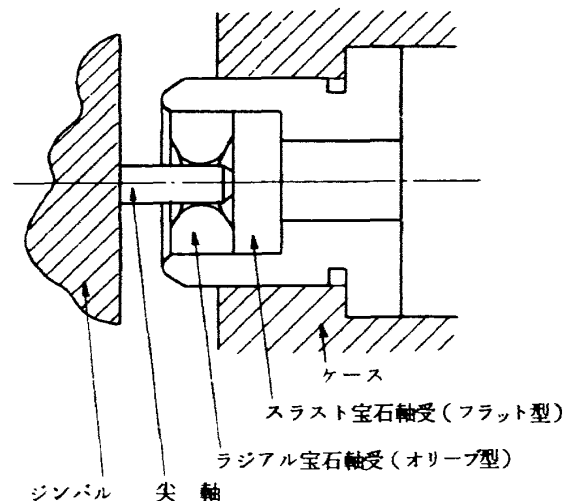


図2 出力軸と宝石軸受

* meru ; mill earth rate unit の略で、 $(15/1000)^\circ/\text{h}$ が 1 meru に相当する。

** 浮動型の場合、一般に出力軸受に加わる負荷はジンバル（フロート・ジンバル）、質量（80~85 gr）の 0.1% とされているが、浮動油の温度制御精度、出力軸対軸受の偏心等を考慮して数倍の算定見積とした。

*** 角運動量の算出の基本式は、式(3)を参照して、 $T = \omega_s H$ で与えられる。ここに ω_s は軸受摩擦トルクによるドリフト・レート。

$$T = 0.025 \text{ cm} \times 0.2 \text{ gr} \times 0.003 \times 980 \text{ cm/s}^2 = 147 \times 10^{-4} \text{ dyne-cm}$$

$$\omega_s = 1 \times 10^{-7} \text{ rad/s} \text{ とすれば、} H = 1.5 \times 10^5 (\text{dyne-cm} \cdot \text{s}) \text{ gr-cm}^2/\text{s}$$

$$\text{仮りに } H = 1 \times 10^5 \text{ gr-cm}^2/\text{s} \text{ とすれば、軸受負荷トルクによるドリフト・レートは } 1.5 \times 10^{-7} \text{ rad/s} \text{ となる。}$$

は、図3の原理図を参照して、ロータとステータ間の空隙のパーミアンスの変化 dP をロータの回転角変位 $d\theta$ の関数として次式のように示される。¹⁰⁾

$$\frac{dE_0}{d\theta} = 2\pi f p I_e N_p N_s \frac{dP}{d\theta} \dots\dots\dots (16)$$

ここに p : 固定子 (ステータ) の極数

f : 励磁周波数 [Hz]

I_e : 励磁電流 [A]

P : パーミアンス [cm] cgs, emu,

N_p, N_s : 1次, 2次側の励磁コイルの巻数

(4) トルク発生器

積分ジャイロにおけるトルク発生器 (トルカー) の役割は、電気信号に比例する機械的トルクを発生することである。このトルクは、ジンバルをある位置に設定 (ケーシングまたはトルキング) するため、あるいは既知の不平衡トルクを補償するために用いられる。このようなトルク発生器には、永久磁石-可動線輪型¹¹⁾およびマイクロシン型がある。^{9) 12)}前者は可動線輪なるがため、ヒステリシス、渦損等が微小のため分解能が高く、かつ高磁束密度材料および形状により強力なトルクを得ることが可能であるが、その反面、可動線輪への給電線を必要とする。後者は、可動鉄片なるがためヒステリシス、渦損等の影響により前者ほど分解能の向上が期待できないが、可動部への給電線は不要である。また発生トルクは、パターン電流と制御電流の積に比例するため熱発生が前者より多くなる。したがって高精度を要求する姿勢プログラム用 (トルキング) トルカーとしては前者が優る。広角度積分ジャイロにおいては、補償用トルカー (コンベンセータ) とトルキング用トルカーの二種類が必要となるが、第1次試作において、この二種類を同時に試作し組

み込むことは技術的に困難であるとともに第1次試作の目的 (積分ジャイロの原型を確立し、広角度化に対する問題点を明らかにする) が薄れ、複雑さをまねくことになる。したがって、ケーシング・トルカーおよびコンベンセータとして、マイクロシン信号発生器のロータ、ステータを共用しうるマイクロシントルカー (信号発生器とトルカーを含めたマイクロシンをデュアルシンと云う) を試作することに決定した。

マイクロシン・トルカーの原理は、図4に示すように、パターン電流 I_p に対する制御電流 I_c の極性 (直流励磁の場合) または位相 (交流励磁の場合) を変えることによって右回りまたは左回りのトルクを発生する。図4に示す ϕ_p , ϕ_c は磁束の向きを示す。特性基本式は、1極あたりのトルクを T_p として次式で示される。¹²⁾

$$T_p = 2\pi \cdot 10^{-2} \cdot N_p \cdot N_c \frac{dP}{d\theta} (I_c + I_p)^2 \dots\dots\dots (17)$$

ここに N_p, N_c : パターン, および制御側の巻線数

I_p, I_c : パターン, および制御側の電流 [A]

マイクロシンは、そのロータの許容回転角範囲内で、

$dP/d\theta$ がほぼ一定であるため、式(17)は次式となる。

$$T_p = a (I_c + I_p)^2 \dots\dots\dots (18)$$

ここに a は定数で、 $a = 2\pi \cdot 10^{-2} (N_p + N_c)^2 dP/d\theta$ 、図4を参照して、極1と3は反時計方向、2と4は時計方向のトルクである。よって総合トルク T は次式となる。

$$\begin{aligned} T &= T_{CCW} - T_{CW} = 2a(I_p + I_c)^2 - 2a(I_p - I_c)^2 \\ &= 8a I_p I_c \dots\dots\dots (19) \end{aligned}$$

式(19)は I_p と I_c が同極性の場合、総合トルクが正、異極性の場合、負となる直流励磁を示したものである。励磁が交流の場合は、

$$T = 8a I_p I_c \cos(\lambda_p - \lambda_c) \dots\dots\dots (20)$$

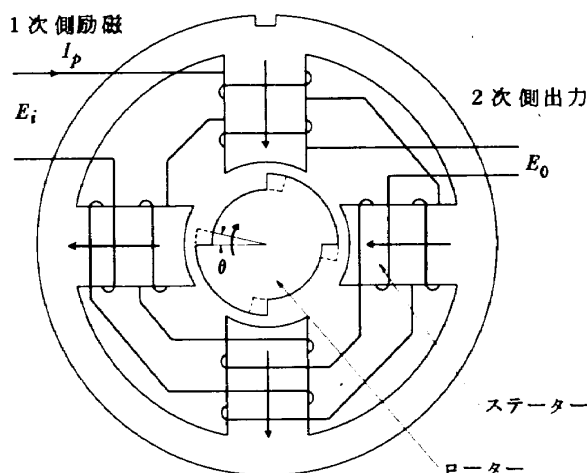


図3 信号発生器 (マイクロシン型) 原理図

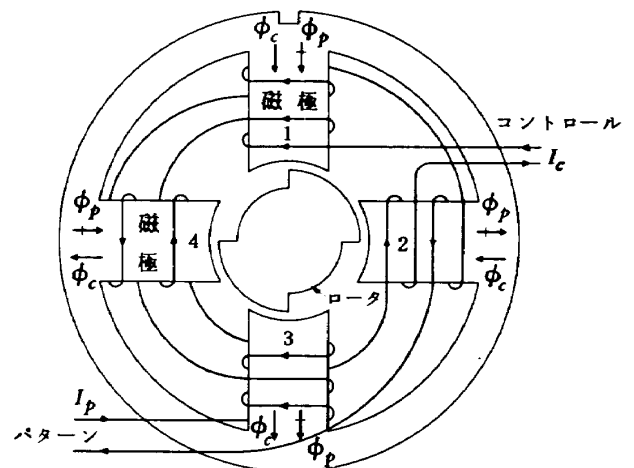


図4 トルク発生器 (マイクロシン型) 原理図

ここに λ は位相角で、同相の場合に正、 180° 異なる場合は負となる。

(5) ダンパー

積分ジャイロを広入力角型とするためには、式(15)より粘性抵抗係数 C を大きくすればよいことがわかる。粘性抵抗係数を大きくするためには、原理的にはジンバルとケース間の間隙をできるだけ狭く、かつ超高粘度浮動油を用いればよいことになるが、実際には超高粘度油の注入は困難であるし、たとえ注入し得たとしても気泡を完全に取除くことは不可能である。そのため他の方法としては、オリフィスダンパー（別名ポンプダンパー）が考えられるが、第1次試作の段階では技術的に困難であった。したがって第1次試作においては、その抵抗がジンバル・ケース間の間隙と、浮動油の粘度のみに支配され、粘性の剪断力によるシア・ダンパー¹³⁾とした。しかし、できるだけ抵抗を大きくして広角度にするために、ジンバルとケース間の間隙を狭くし、かつフロロカーボン系の高粘度油（ 80°C ：510 cst—Centi-Stokes）を用いることにした。

(6) フレックス・リードワイヤー

フレックス・リードワイヤーは、ケース（ハウジングまたはホルダーとも云う）と可動部のフロート（ジンバル・アセンブリーを云う）との間の給電線である。リードワイヤー単体として、リードワイヤーから生ずるスプリング・トルクが最小になるための形状および取付位置については論じられているが¹⁴⁾、積分ジャイロの場合は、リードワイヤーが複数であり、かつその合成トルクによるドリフト・レートをも最少にする必要がある。そこで図5（6個の場合を示す）に示すように、フロートにトルクを与える分力 F_R が F_T に比べて小さくなる様に巻き出角 α を、また張力ベクトル \bar{F} が最小になるように R の値を定め、かつ6個のフレックス・リードワイヤーは

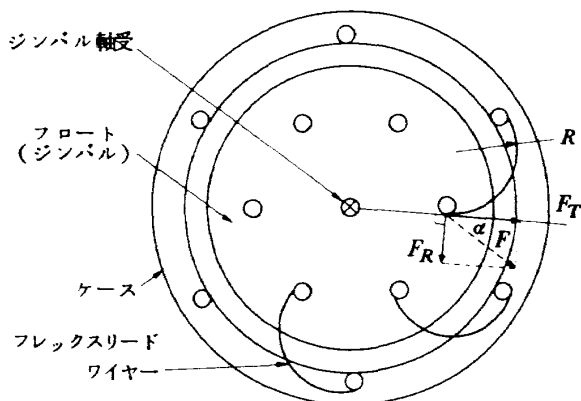


図5 フレックス・リード・ワイヤー取付図

$\sum_{i=1}^{n=6} \bar{F}_i = 0$ を満足する条件が必要となる。本ワイヤーの材料はコインシルバーとした。

(7) スピン軸受

スピン軸受は、ジャイロ・ロータがスピン軸回りに高速で回転するための軸受を云う。この軸受は、ロータの重心が軸受の弾性変形およびガタ等により軸方向および半径方向に不等に移動することを防ぐために図6に示すアンギュラ・コンタクト型でなければならない。さらにスピン軸受に課せられた条件は、高速回転（24,000 r.p.m）に耐えること、与圧が軸受サイズに比べて高いこと（R-1型で1～1.5 kg）、高温（ $70^\circ\sim 85^\circ\text{C}$ ）で使用可能のこと、以上の条件で寿命の長いことである。このような軸受（アンギュラ・コンタクト型ボール・ベアリング、R-1）は、昭和39年当時、国産で入手不可能のため、ハニウエル社 HIG-4 ジャイロのスピン軸受¹⁵⁾を使用することにした。

6. 積分ジャイロの諸元の決定

昭和39年当時、国内における浮動型1自由度ジャイロの製造技術は、高精度浮動型レート・ジャイロ HIG-5⁵⁾（ハニウエル社製、F-86戦闘機 Fire Control用）について、ハニウエル社と技術提携により確立されていた。一方、ハニウエル社における慣性システム級（Inertial Grade）のジャイロすなわち積分ジャイロの開発経過は、HIG-5 から HIG-4¹⁶⁾（別名 GG-14M、初めて Iner-

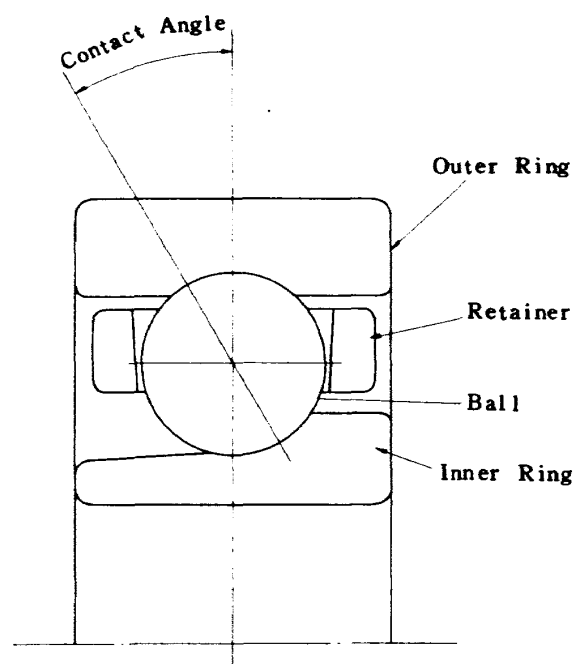


図6 アンギュラコンタクト型ボールベアリング

表3 フローテッド・インテグレーティング・レート・ジャイロの特性比較

	HIG-4	HIG-5	MIG	WMIG
	GG14A-1	GG1A-2	GG49	GG87
アンギュラー・モーメント ($\text{gr}\cdot\text{cm}^2/\text{sec}$)	1.0×10^4	1.0×10^5	1.0×10^5	1.0×10^5
ジンバル・慣性モーメント ($\text{gr}\cdot\text{cm}^2$)	37	285	100	200
ジンバル・ゲイン	0.945	1.0	6.0	0.3
時 定 数 (msec)	3.5	3.0	6.0	0.6
信号発生器感度 ($\text{mV}/\text{m rad}$)	26.5	34.0	5.0	12.5
トルク発生器感度 (スケール・ファクター)	1.0 ($\text{dyne}\cdot\text{cm}/\text{mA}^2$)	2.5 ($\text{dyne}\cdot\text{cm}/\text{mA}^2$)	1.0 ($\text{dyne}\cdot\text{cm}/\text{mA}^2$)	400 ※ ($\text{dyne}\cdot\text{cm}/\text{mA}$)
動作温度 ($^{\circ}\text{C}$)	73.9	75.0	82.2	82.2
重 量 (pounds)	1.25	3.0	0.5	1.0

※ 永久磁石-可動線輪型, 他はマイクロシン型

tial Grade となる)さらに高精度化され, GG-49¹⁷⁾へと発展し, 広角度化については, GG-49を基本として高抵抗ダンパー, およびコマンド・トルキング用高精度トルカーを備えた GG-87へと発展したようである。表3^{2) 18)}は, ハニウエル社製上記4種類の1自由度ジャイロの性能諸元を示したものである。

積分ジャイロの開発目標は, ストラップダウン方式用広角度積分ジャイロ (GG-87相当) であるが, 第1次試作からその要求を満足することは技術的に不可能である。したがって, 第1次試作においては, 第5章における検討結果を基に, 高精度積分ジャイロの基本型とも思われる狭入力角 GG-49の諸元¹⁷⁾を参考にして, 積分ジャイロの原型を試作し, 広角度化への問題点を明確にすることにした。よって, 積分ジャイロの諸元は, 表4に示すように, その仕様を決定した。

7. 第1次試作の成果

試作積分ジャイロの構成概略図を図7に示し, その諸元目標値と成果について表5に示す。また, 試作積分ジャイロのドリフト特性を表6に示す。

表5を参照して, 作動温度の目標値 $83^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ が, 成果として $80.3^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ となったのは, フロート (ジンバル・アセンブリ) の最良浮動点を得るためである。と云うのは, ジンバルを浮動型とするためには, フロート

表4 試作積分ジャイロ諸元

項 目	仕 様
寸法 { 外径 長さ 重量 スピンモーター	最大 50.8 mm 最大 72.0 mm 460 gw
電 源	26 V, 400 Hz, 3 W
角 運 動 量	$10^5 \text{ gr} \cdot \text{cm}^2/\text{s}$
同期回転速度	24,000 rpm
作動温度	$83^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$
出力ジンバル自由度	$\pm 3^{\circ}$
ジンバルゲイン (θ_o/θ_i)	0.5
ジンバル慣性モーメント	$100 \text{ gr}\cdot\text{cm}^2$
時 定 数	1 ms 以下
地球表面上におけるドリフト・レート	$3^{\circ}/\text{h}$ 以下
信号発生器	
感 度	$50 \text{ mV}/\text{mrad}$, 400 Hz
励磁電流	50 mA, 400 Hz
直 線 性	$\pm 1\%$ 以下
トルク発生器	
バタン電流	0 ~ 35 mA DC
スケールファクタ	$2^{\circ}/\text{h}/\text{mA}^2$
制御電流	0 ~ 35 mA DC
直 線 性	$\pm 2.5\%$ 以下

と浮動油の密度を一致させなければならない。したがって、作動温度を変え、浮動油の密度（厳密には、フロートの密度も変わる）を変えることによって達成した。また、作動温度が約3°C低くなったため、浮動油の粘性係数が大きくなり、したがって粘性抵抗係数 C が大きくな

ったので、ジンバル・ゲイン $\theta_0/\theta_i = H/C$ が0.497となった。角運動量 H が $1 \times 10^5 \text{ gr} \cdot \text{cm}^2/\text{s}$ で、広角度積分ジャイロであるためのジンバル・ゲインは、0.3以下、すなわち粘性抵抗係数 C が $3.4 \times 10^5 \text{ dyne} \cdot \text{cm} \cdot \text{sec}$ 以上でなければならない（試作積分ジャイロの C は 2.0×10^5

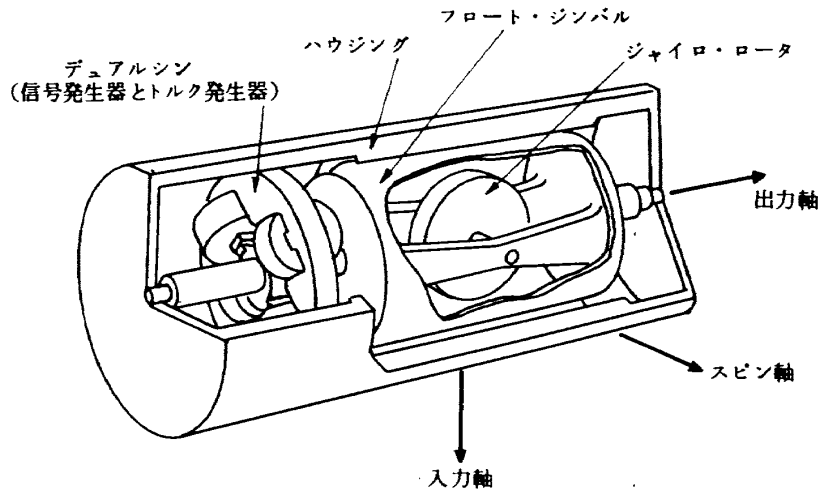


図7 積分ジャイロ概略図

表5 第1次試作積分ジャイロ諸元の目標値と成果

項 目	目 標	成 果
寸 法 { 外 径 長 さ	最 大 50.8 mm 最 大 72.0 mm	最 大 50.8 mm 最 大 72.0 mm
重 量	460 gw 以下	382 gw
スピンモータ		
電 源	26 V, 400 Hz, 3W	26.0V, 399.7Hz, 5.59W
角 運 動 量	$10^5 \text{ gr} \cdot \text{cm}^2/\text{s}$	$0.997 \times 10^5 \text{ gr} \cdot \text{cm}^2/\text{s}$
同期回転速度	24,000 r.p.m	23,983 r.p.m
作 動 温 度	$83^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$	$80.3^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$
出力ジンバル自由度	$\pm 3^\circ$	$\pm 3^\circ$
ジンバル・ゲイン (θ_0/θ_i)	0.5	0.497
ジンバル慣性モーメント	$100 \text{ gr} \cdot \text{cm}^2$	$99.9 \text{ gr} \cdot \text{cm}^2$
時 定 数	1 ms 以下	0.498 ms
地球表面上におけるドリフト・レート	$3^\circ/\text{h}$ 以下	表6参照
信 号 発 生 器		
感 度	5 mV/mrad 400 Hz	5 mV/mrad 399.7 Hz
励 磁 電 流	50 mA 400 Hz	50 mA 399.7 Hz
直 線 性	$\pm 1\%$ 以下	$\pm 0.3\%$ 以下
トルク発生器		
バ タ ン 電 流	0 ~ 35 mA DC	0 ~ 35 mA DC
スケールファクタ	$2.06^\circ/\text{h}/\text{mA}^2$	$2.02^\circ/\text{h}/\text{mA}^2$
制 御 電 流	0 ~ 35 mA DC	0 ~ 35 mA DC
直 線 性	$\pm 2.5\%$ 以下	$\pm 2\%$ 以下

dyne-cm・sec)。このような高粘性抵抗係数を得るためには、シェアー・ダンパーでは技術的に困難であるため、オリフィス・ダンパー（別名ポンプ・ダンパーとも云う）の試作適用が必要であることが明らかとなった。

信号発生器およびトルク発生器（コンペンセータとも云われる）においては、表5に示す通り、満足な成果を得た。図8は試作したデュアルシン（信号発生器とトルク発生器を一体としたもの）を示す。

試作積分ジャイロのドリフト特性、表6を参照して、リアクション・トルクとは、フレックス・リードワイヤ

ーの零点における弾性的なリアクション・トルクと信号発生器からの電磁的リアクション・トルクとの和である。したがって入力レートに無関係であるのでバイアス・トルクとも云われ、デュアルシンのコンペンセータ（トルク発生器）によって補償することができ、 $0.1^\circ/\text{h}$ 程度またはそれ以下とすることが可能である。また、エラスティック・レストレンスは、出力軸まわりのフロート（ジンバル・アセンブリー）の回転角すなわち出力角1 mRadあたりのドリフト・レートである。したがって、積分ジャイロの使用法ならびに入力レートの大きさ等に関係する誤差である。加速度比例ドリフト・レートは、フロートの重心と浮心との不一致から生ずるもので、スピン軸と入力軸に沿った不釣合質量に起因し、二乗平均値として表わす場合が多い。この誤差は、不釣合質量の調整技術によって $1^\circ/\text{h}/\text{g}$ 以下にすることは容易であると思われるが、本試作では予想以上に大きかった。

以上、総合ドリフト・レートの目標値 $3^\circ/\text{h}$ 以下が、補償可能な誤差を除いて、地球表面における誤差として、 $7^\circ/\text{h}$ となった。これは不釣合質量に起因するので、その微調整の容易化を進めるため、マイクロ・バランス・パンの適用の必要性が明らかとなった。図9は第1次試作小型積分ジャイロの外観写真である。

表6 第1次試作積分ジャイロのドリフト特性

ドリフト要因	ドリフト・レート
リアクション・トルク	$-7.3^\circ/\text{h}$
エラスティック・レストレイト	$0.5^\circ/\text{h}/\text{mRad}$ (0 A)
加速度比例	$7.0^\circ/\text{h}/\text{g}$
スピン軸の不平衡質量による	$6.8^\circ/\text{h}/\text{g}$
入力軸の不平衡質量による	$1.8^\circ/\text{h}/\text{g}$
地球表面におけるドリフトレート	$7.0^\circ/\text{h}$ リアクショントルクを補償した場合

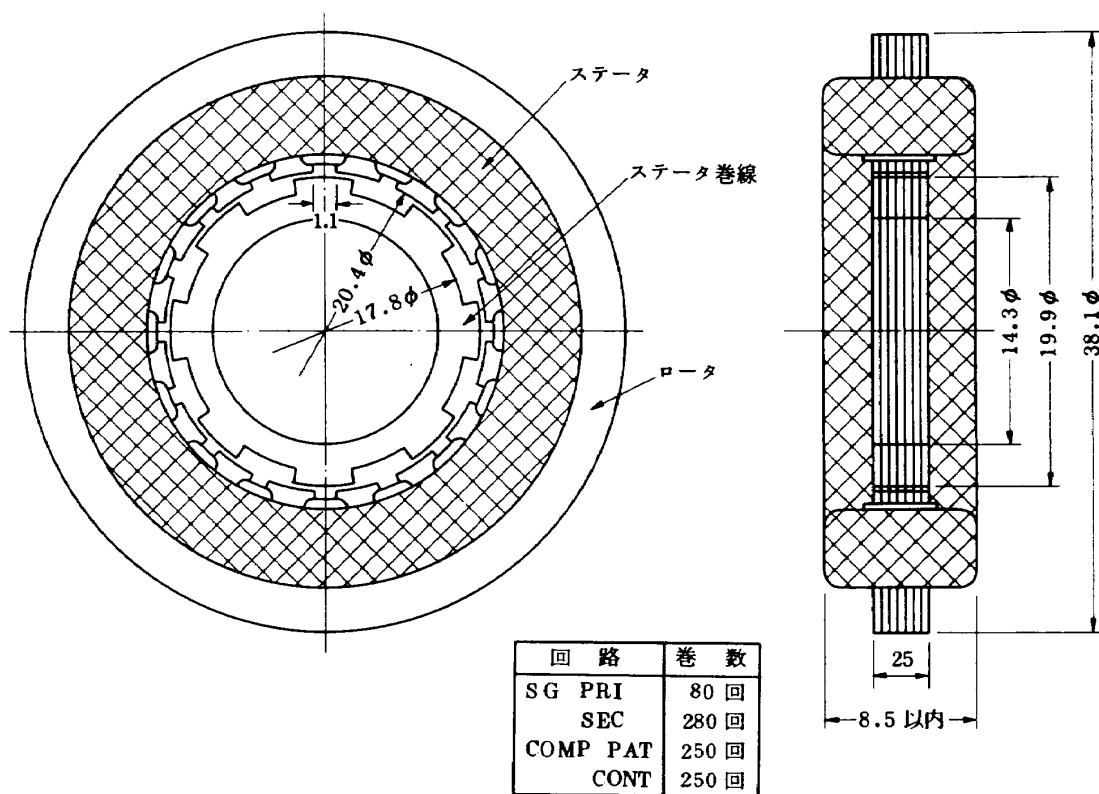


図8 試作デュアルシン（信号発生器とトルク発生器）

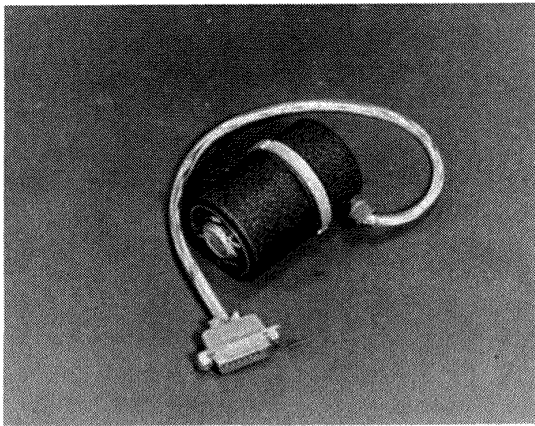


図9 第1次試作積分ジャイロの写真

8. 第2次試作の要点とその検討

第1次試作によって、小型積分ジャイロのプロトタイプが完成し、デュアルシン（信号発生器とトルク発生器）、フロート（ジンバル・アセンブリー）、フレックス・リードワイヤーおよびダンパー等について、実験的にその技術を習得するとともに、広角度積分ジャイロの問題点がほゞ明らかとなった。

第2次試作においては、広角度化のため、オリフィス・ダンパーの試作により粘性抵抗係数の増大をはかるとともに、高精度化を目的として、不釣合質量の微調整の容易化のためのマイクロバランス・パンの適用技術の確立を主目的とした。

(1) オリフィス・ダンパー

一般に積分ジャイロ（大部分は狭入力角）に用いられているダンパーは、図7に示す積分ジャイロの概略図を参照して、円筒型フロート（ジンバル・アセンブリー）が、微小間隙を持って、円筒型のケース（ハウジング）内に入り、その微小間隙にダンピング油（浮動油）が満たされているいわゆるシア・ダンパーである。フロートの両端の尖軸は、ケースに固定されている宝石軸受で支持されているが、フロートの密度とダンピング油の密度を等しくしているため、フロートは、ほゞ完全に油の中で浮動し、尖軸および宝石軸受にはほとんど負荷が加わらない。したがって宝石軸受は、尖軸の軸方向の支持と回転以外の動きを拘束するのみである。入力角速度によりジャイロスコピック・トルク（以下ジャイロ・トルクと云う）が誘起され、フロートが回転すると、フロート、ケース間の浮動油のため流体抵抗（粘性抵抗）が生じ、その抵抗の大小に反比例した角速度を持ってフロートが回転する。例えば、フロートの回転角自由度を3度または4度（これを出力角と仮定する）と限定した場合、入力角を10度以上の広角度にするためには、式(15)を参照

して、フロートとケース間の粘性抵抗係数 C を大きくしなければならない。粘性抵抗を大きくするには、単にフロートとケース間の間隙を狭くし、かつ高粘性油を用いればよいが、油の注入技術の面から限度があるし、また、約80℃で高粘性を持ち常温（約20℃）でグリス状となるような高粘度油を用いた場合は、ジャイロを常温またはそれ以下の温度に降下させた場合、油が固体化し体積収縮によりフレックス・リードワイヤーの形状を変化させ、リアクショントルクおよびエラスティックレストレイントによる誤差を増大させる。そこで約80℃で150 cst前後の粘度を持つ浮動油にて $3 \sim 4 \times 10^5$ dyne-cm·sec程度の粘抵抗係数を得るため、図10に示すようなフロートおよびケースにパドル（Paddle）を付け、その間隙を浮動油で充満させたオリフィス・ダンパー・モデルを設定した。このダンパーの機能は、フロートが角速度 ω で回転したとき、パドル間 b の部分のダンピング油が押し出され、フロート・パドルとケース、ケース・パドルとフロート間の狭い間隙 A 、 B の部分を通り a に流れ込む。これにより A 、 B 部分にこの流れに対する抵抗力（粘性による剪断力）が働き、また a の部分の圧力が高まり b の部分の圧力が降下することによって圧力差による抵抗力が働き、フロートの回転を防げる方向にトルクが生ずる。これらのトルクは、シア・ダンパーより大きなトルクであるため、比較的低い粘度油で大きな粘性抵抗係数が得られる。

潤滑面の単純理論^{19) 20)}を応用したオリフィス・ダンパーの理論的考察の詳細は、付録1を参照することにして、図10で示すオリフィス・ダンパー・モデルの粘性抵抗係数 C (dyne-cm/rad/s) を式(21)に示す。

$$C = -2\mu l \left[\frac{r_1^3 \theta_1}{h_1} + \frac{r_2^3 \theta_2}{h_2} + \frac{3\{r_1(r_1+h_1) - r_2(r_2+h_2)\}^2}{\frac{h_1^3}{r_1 \theta_1} + \frac{h_2^3}{r_2 \theta_2}} \right] \dots\dots\dots (21)$$

ここに、 l はフロートの長さ、 μ はダンピング油（浮動油）の粘度ポアズ (gr/cm·s) である。

図10を参照して、式(21)を用いて、フロートとケース間の間隙 h_1 および h_2 をパラメータとして計算した粘性抵抗係数の計算値を図11に示す。なお各部の数値は、次に示すものである。

r_1 : 19.35 cm
 r_2 : 17.50 cm
 θ_1 : 68 度
 θ_2 : 104 度
 l : 4.02 cm

(2) マイクロバランス・パンについて

マイクロバランス・パンは、フロート（ジンバル・アセンブリ）の不釣合質量の微調整に用いるものである。図12に示すように、フロート内に設けられた曲率半径 R

の球面（図12の斜線部）を持ち、この内側に易融合合金（蒼鉛と錫の合金）が入っている。その原理は、図12(A)を参照して最初に合金の表面が直線 $a-b$ （出力軸）に垂直で $p-q$ であるときのフロート（マイクロバランス

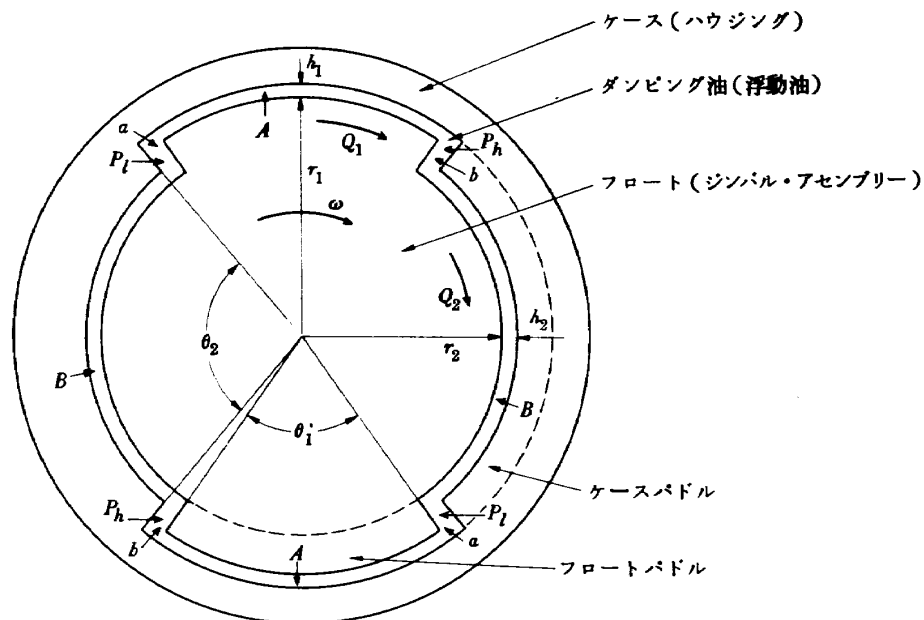


図10・オリフィス・ダンパー・モデル

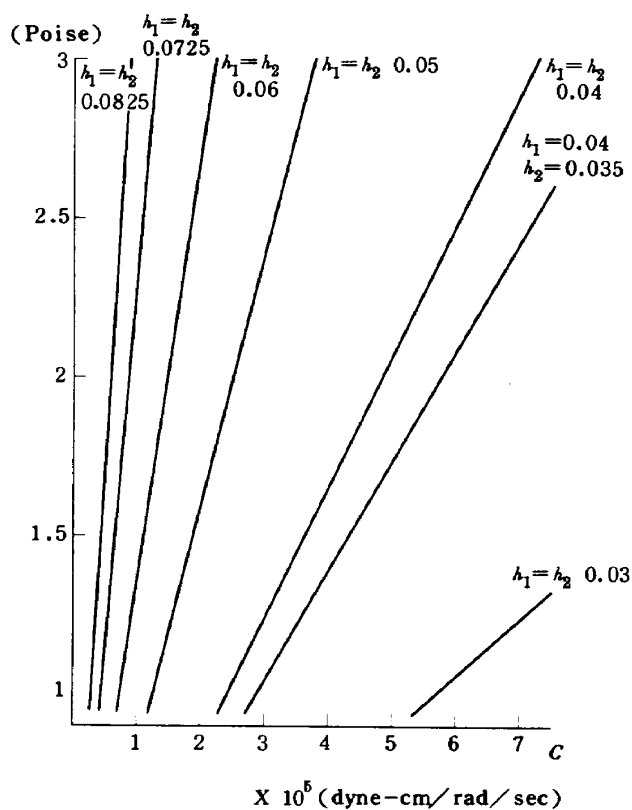


図11 粘性抵抗係数 (オリフィス・ダンパー) 計算値

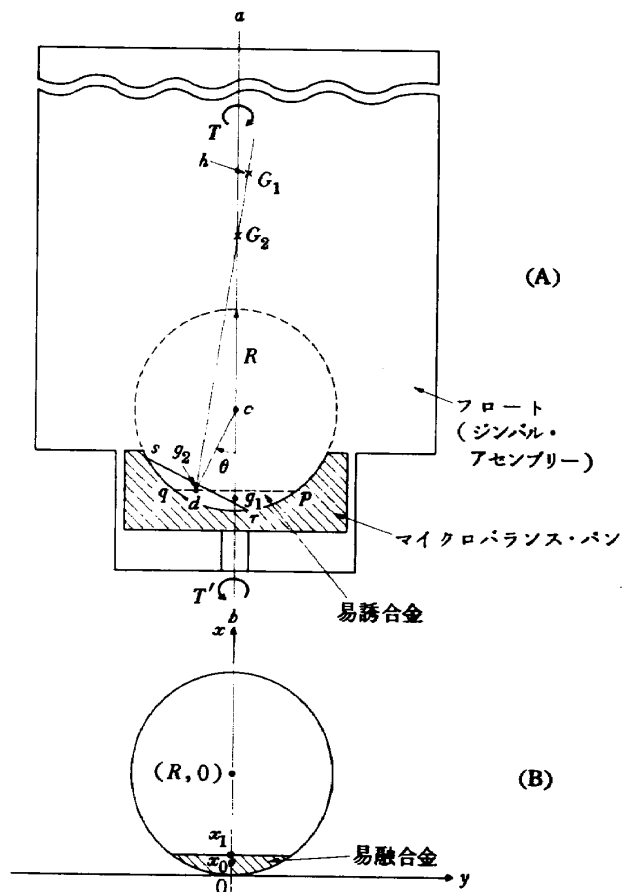


図12 マイクロ・バランス・パン

・パンを含む)の重心が G_1 、易融合金の重心 g_1 として、次にフロートを $c-d$ が鉛直(d が重力方向)になるように角 θ だけジャイロ出力軸 $a-b$ を傾け、合金を熔かし、その表面を $r-s$ にする。冷却後、易融合金の重心が g_1 から g_2 へ移動し、よってフロート全体の重心が G_1 から G_2 へと移動する。いま、易融合金の質量を m 、フロートの質量を M とすると、重心 G_1 における出力軸 $a-b$ まわりのトルクは $T=Mg \cdot h$ である。そして易融合金の重心の移動から生ずる出力軸 $a-b$ まわりのトルク T' は、図12(B)を参照して、 $\overline{cg_2}=R-x_0$ であるから、 $T'=mg(R-x_0) \sin \theta$ であり、トルク $T=T'$ のとき、フロートの重心が G_2 となり $a-b$ 線上(出力軸)に一致する。したがって次式を得る。

$$mg(R-x_0) \sin \theta = Mg \cdot h \quad \dots\dots\dots (22)$$

$$\theta = \sin^{-1} \frac{M \cdot h}{m(R-x_0)} \quad \dots\dots\dots (23)$$

ここに易融合金の重心までの距離 x_0 は、図12(B)を参照し、 ρ を合金の密度として、次式で示す。

$$x_0 = \frac{\int_0^{x_1} \rho \pi (2Rx - x^2) \cdot x dx}{\int_0^{x_1} \rho \pi (2Rx - x^2) dx} = \frac{8Rx_1 - 3x_1^2}{12R - 4x_1} \quad \dots\dots\dots (24)$$

ゆえにマイクロバランス・パンの傾き角を適当に選ぶことにより、フロートの重心の微調整が可能となる。

9. 第2次試作の成果

第2次試作においては、積分ジャイロの広角度化、フロートの不釣合質量によるドリフトの低減化を主体とした。その目標値と成果について表8に示す。さらに試作積分ジャイロのドリフト特性を表9に示す。

表8におけるジンバル・ゲインは、広角度化を示す常数であり、目標値は入力角10度であるが、8.87度と少なめとなった。しかしオリフィスダンパーの実験的特性を得ることができた。

表9に示すドリフト特性の加速度比例ドリフトの低減からマイクロバランス・パンによるフロートの不釣合質量の微調整の実用性が明らかとなった。

表8 第2次試作積分ジャイロの目標値と成果

項 目	目 標	成 果
寸 法 { 外 径 長 さ	最 大 55.0 mm 最 大 73.6 mm	最 大 55.0 mm 最 大 73.6 mm
重 量	510 g w 以下	400 g w
スピンモータ		
電圧および周波数	26 V, 400 Hz	26 V, 400 Hz
消費電力(同期時)	5 W 以下	2.8 VA
同 期 速 度	24,000 r.p.m	24,000 r.p.m
角 運 動 量	$10^5 \text{ gr} \cdot \text{cm}^2/\text{s}$	$99310 \text{ gr} \cdot \text{cm}^2/\text{s}$
作 動 温 度	$83^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$	$83^\circ\text{C} \pm 1^\circ\text{C}$
ジンバル自由度	3°	3°
ジンバル・ゲイン(θ_0/θ_i)	0.3	0.338
時 定 数	1 ms 以下	0.406 ms
地球表面上におけるドリフト・レート	$3^\circ/\text{h}$	$3.44^\circ/\text{h}$
信 号 発 生 器		
感 度	5 mV/mrad, 400 Hz	5 mV/mrad, 400 Hz
励 磁 電 流	50 mA, 400 Hz	50 mV, 400 Hz
直 線 性	$\pm 1.0\%$ 以下	$+0.05 \sim -0.3\%$
トルク発生器		
バ タ ン 電 流	35 mA DC	35 mA DC
スケールファクタ	$2^\circ/\text{h}/\text{mA}^2$	$1.407^\circ/\text{h}/\text{mA}^2$
制 御 電 流	0 ~ 35 mA	0 ~ 35 mA
直 線 性	$\pm 2.0\%$ 以下	$+1.0 \sim -1.6\%$

表 9 第2次試作積分ジャイロのドリフト特性

リアクショントルク	1.63°/h
エラスティックレストレイント	0.478°/h/m rad
加速度比例ドリフト・レート	
スピン軸にそった	0.852°/h/g
入力軸にそった	1.59°/h/g
max	1.81°/h/g
ランダム ドリフト 1σ	0.112°/h

10. 第3次試作の要点とその検討

ストラップダウン方式用広角度積分ジャイロは、ロケットの誘導に次のような方法で用いられる。

第1に、ロケットを初めに設定した基準軌道に従って誘導するに、ピッチ・レート・プログラマーからの信号をジャイロのトルク発生器に与え、ジャイロの零点を強制的に変えることによってジャイロの信号発生器から姿勢制御系に信号が与えられ、ロケットの姿勢を変えるいわゆるプログラム誘導である。また、ある電波誘導のように、地上の大型計算機で誘導方程式を時々刻々解き、誘導のための姿勢プログラム指令を各ジャイロのトルク発生器に与え、ジャイロの零点を強制的に変え姿勢制御系を操作する。いずれにせよジャイロ側から見れば、プログラム・トルキング方式である。

第2としては、ジャイロの零点をロケット機体軸につねには一致させながら姿勢変化量を検出し、その出力から姿勢計算を行ない加速度計の出力信号と合いあって、航法、誘導、操舵計算を搭載計算機によって計算し、ロケットを誘導するいわゆる完全慣性誘導である。この場合、ジャイロは、ジャイロのトルク発生器を用いたトルク・フィードバック系を介して零平衡方式で用いる。したがって、ストラップダウン方式で用いるジャイロには高精度かつ強力なトルク発生器(トルキング・トルカー)が必要となる。よって、第3次試作においては、新たに高精度・強力なトルク発生器の開発に重点をおくとともに、各部の精度向上をあわせて行なうことにした。

高精度なトルク発生器の選定にあたり、当然マイクロシン型トルク発生器も考えられるが、第5章4節の式(6)に示すように、回転角 θ の変化に対するパーミアンス P の変化の割合すなわち $dP/d\theta$ が微小であるが変化するため直線性が低下する。また、可動部が鉄片(パーマロイの積層)のためヒステリシスが存在し、微小トルクの

分解能向上が得られないと云う欠点がある。そこで、マイクロ・アンペアの微小電流も測定できる可動線輪型電流計の原理に着目し、永久磁石-可動線輪型のトルク発生器を開発の対称とした。

(1) 永久磁石-可動線輪型トルク発生器

このトルク発生器の機能は、可動線輪型電流計の線輪に流れる電流に比例して指針が振れるトルクを利用するもので、ビオ・ザパールおよびアンペールの法則に従うところの理論値と実験値が比較的よく一致する。またマイクロシン型トルク発生器と比較して、その利点は極微電流においても出力トルクの分解能、直線性等がよいこと、全供給電流の少くない割に(パターン電流が不要)大きなトルクが得られ、効率がよいこと等である。

永久磁石-可動線輪型トルク発生器の原理は、磁束に直交した導体に電流 I を流すと F なる力が発生する。その力は次式で示す。

$$F = B l I \quad (25)$$

ここで、次の単位を採用すると、

$$\left. \begin{array}{l} B \text{ (gauss)} \\ l \text{ (cm)} \\ I \text{ (ampere)} \end{array} \right\} F = B l \frac{1}{10} I \text{ (dyne)} \quad (26)$$

となる。次にトルク発生器の断面形状を図15(試作品)に示す。

ここで、極間の空隙の磁束密度 B_g (gauss)

磁極数	p
ボビン・コイルの直径	D (cm)
コイルの巻数	N (turn)
コイルの有効長	l_g (cm)
コイルに流れる電流	I (ampere)

とすると、トルク発生器の発生トルクは、

$$T = \frac{1}{2} D \cdot B_g \cdot l_g \cdot I \cdot p \cdot N \cdot 10^{-1} \text{ (dyne-cm)} \quad (27)$$

で与えられる。

(2) オリフィス・ダンパーの改良

広角度化のため、図10に示す形状のオリフィス・ダンパーを第2次試作において初めて試作した。このダンパーから得られる粘性抵抗係数 C とフロートの出力軸回りの角速度 $\dot{\theta}$ の積、すなわちトルク($T = C \dot{\theta}$)は、 $\dot{\theta}$ の大きさに比例しなければ実用にならない。いいかえれば、 $\dot{\theta}$ の大小にかかわらず C は一定値でなければならない。しかるに、第2次試作におけるダンパーは、図13^{*}に示

* 図13の横軸の電流値は、トルクと比例する。したがって、 $T = C \dot{\theta}$ から $\dot{\theta}$ を測定して、粘性抵抗係数 C (dyne-cm·sec)を算出した。粘性抵抗係数が 10^6 のオーダーと大きくなっているが、 $\dot{\theta}$ の測定を容易にするために、積分ジャイロの作動温度を下げて実験したものである。

すぐとトルク発生器に与える電流値（トルクの大きさに比例する）が大きくなるに従って、粘性抵抗係数が小さくなり満足な結果が得られなかった。この欠点を改良するために、図14(a)に示すようなバドル形状にし、粘性油の流れを極端に変えることによるエネルギー損失から生ずる抵抗損失を防ぐとともに、フロートの長手方向への流出を防止するために図14(b)に示す抵抗板を取付ることにした。

11. 第3次試作の成果^{21) 22)}

前章で述べたように、各部の検討を行ない、第3次試

作において、ストラップダウン方式用広角度積分ジャイロの試作を行なった。その結果、以下に示す成果を得た。

(1) 永久磁石-可動線輪型トルク発生器

トルク発生器の設計目標として、磁性材料をアルニコVを用いる予定で、磁極間の空隙の磁束密度を 1600 gauss と見積って、1 極あたりのトルク T_{1P} を 100 dyne-cm と予定した。しかし磁性材料アルニコVでは、図15に示す断面形状での熱処理が国内において不可能のため、磁性材料アルニコIIIを用いざるを得なかった。そのため、ジャイロに組み込む形状を考慮して、ボビン・コイルの有効長さを 0.1 cm 長くし、出来るだけトルクの

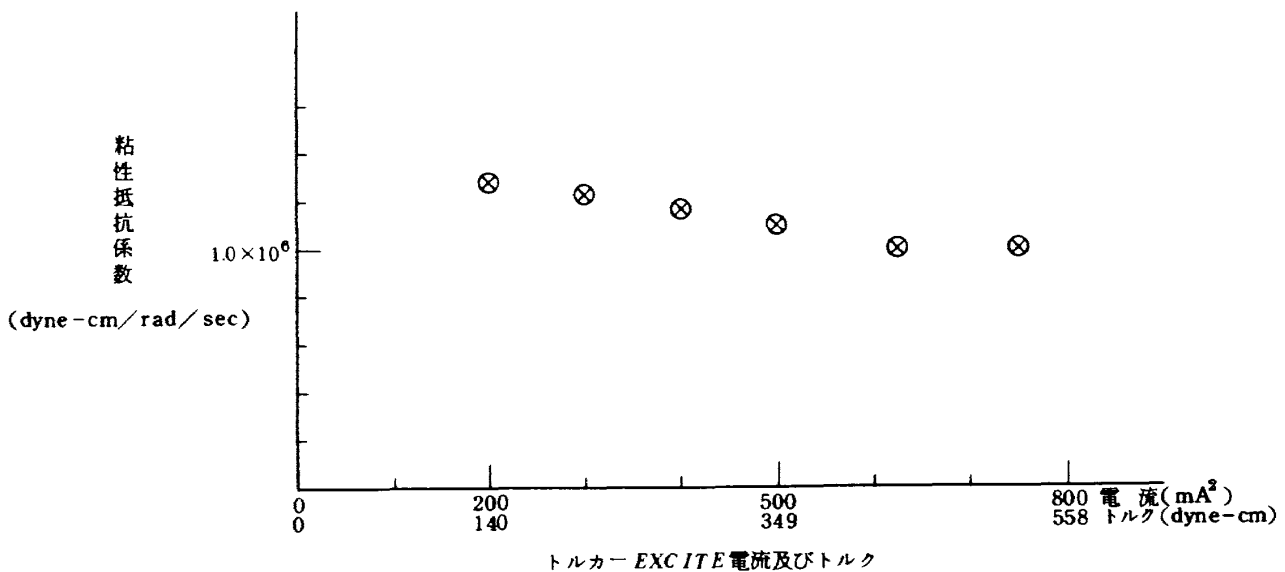


図13 粘性抵抗係数の角速度（フロート）に対するリニアリティ

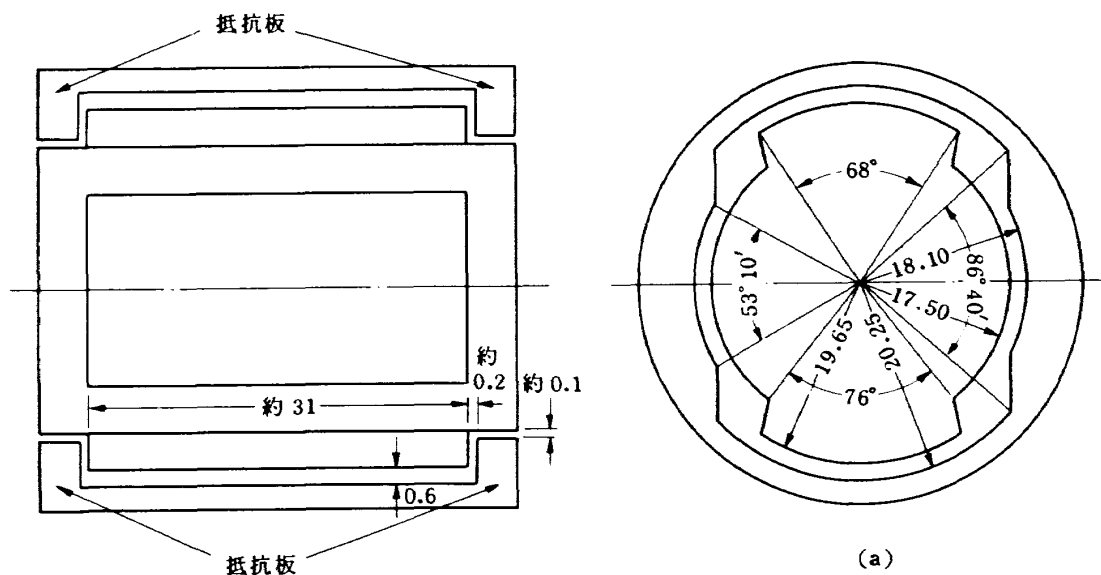


図14 改良型オリフィス・ダンパー断面図（単位mm）

増加をはかった。設計値としては、アルニコⅢにおける磁極間空隙の磁束密度を 1100 gauss と見積って、

$$p: 4$$

$$D: 2.305 \text{ cm}$$

$$l_g: 1.1 \text{ cm}$$

$$N: 520 \text{ turn}$$

$$B_g: 1100 \text{ gauss}$$

式(27)より

$$T_{P1} = \frac{2.305}{2} \times 1100 \times 1.1 \times 1 \times 10^{-3} \times 520 \times 10^{-1} \\ = 72.514$$

$$4 \times T_{1P} = K_{tg} \div 290 \text{ dyne-cm/mA}$$

ここに K_{tg} はトルク発生器の感度 (スケール・ファクタ) である。

試作したトルク発生器を積分ジャイロに組み込んで、実測した結果、 $K_{tg} = 608.28^\circ/\text{h}/\text{mA}$ または $304.09 \text{ dyne-cm/mA}$ 、直線性としての平均精度 0.3% (制御電流 80mA まで) を得た。このトルク発生器の最大許容制御電流は、100mA まで可能であるので、最大トルク 30,409 dyne-cm が得られる。また精度においても、表 5 および表 8 におけるデュアルシン・トルク発生器と比較しても優っている。

(2) 改良オリフィス・ダンパー

改良したオリフィス・ダンパーの形状寸法は、図14に示す値である。本オリフィス・ダンパーの温度に対する粘性抵抗係数の変化の実測値を示したのが図16である。

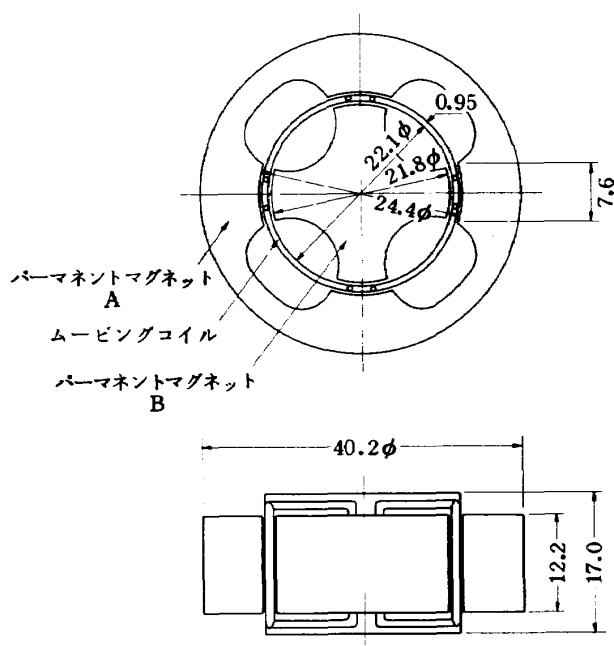


図 15 永久磁石-可動線輪型トルク発生器

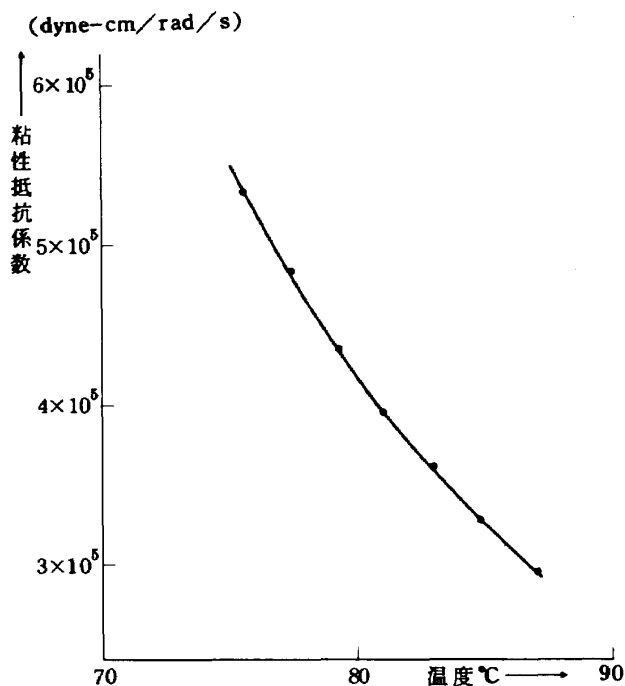


図 16 オリフィス・ダンパーの温度に対する粘性抵抗係数の変化

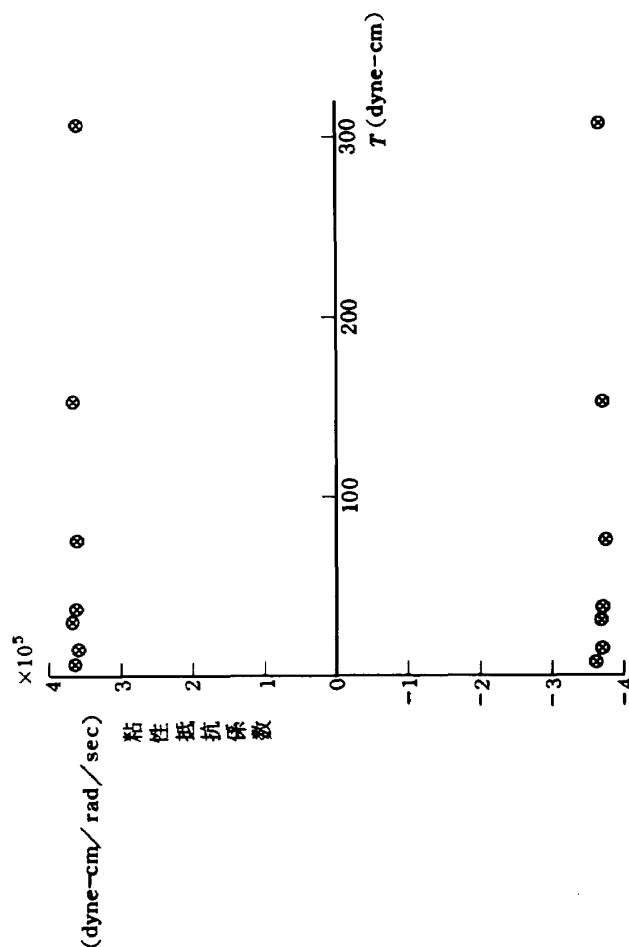


図 17 粘性抵抗係数の角速度 (フロートの) に対するリニアリティ

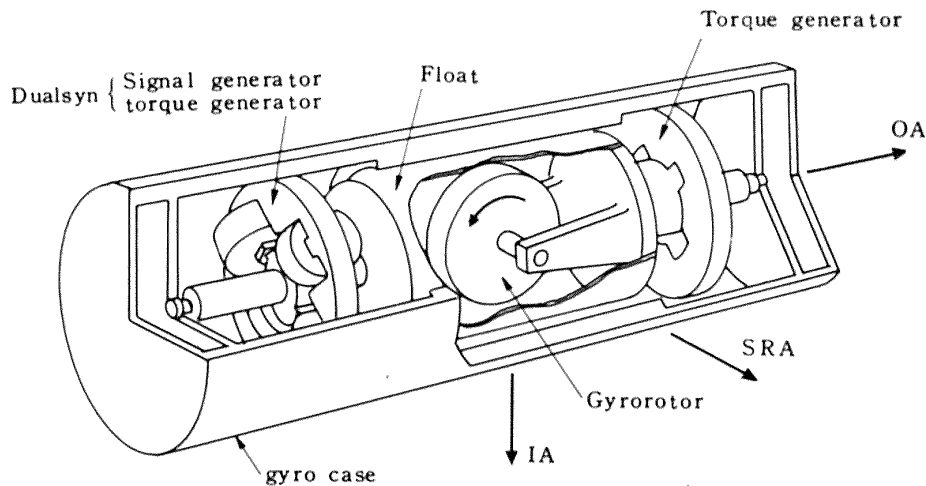


図 18 広角度積分ジャイロの内部概略図

表 10 第3次試作の総合成果

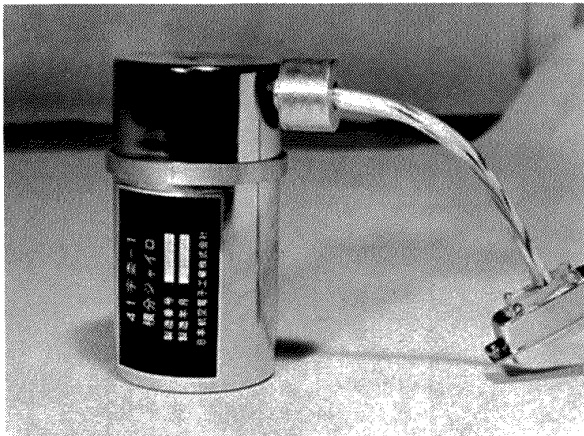


図 19 広角度積分ジャイロの外観

図から、作動温度 83°C で $3.6 \times 10^5 \text{ dyne-cm} \cdot \text{sec}$ を中心に $\pm 1^{\circ}\text{C}$ の変化範囲では、直線とみなせるので、粘性抵抗係数の温度勾配は、 $\pm 0.18 \times 10^5 \text{ dyne-cm} \cdot \text{sec}/^{\circ}\text{C}$ である。また、フロートの出力軸回りの角速度 $\dot{\theta}$ の変化に対しては、図 17 に示すごとく、粘性抵抗係数がほぼ一定値とみなせる。よって、オリフィス・ダンパーが完成した。

第3次試作における総合成果として、ストラップダウン方式用広角度積分ジャイロの性能表を表 10 に示す。表 10 を参照して、デュアルシン信号発生器の感度、直線性も 5.043 mV/mRad 、 $\pm 0.57\%$ と向上し、デュアルシン・トルク発生器（補償用またはケーシング用）においても、最大 $1113.6^{\circ}/\text{h}$ のトルキング・レートが得られ、直線性についても $\pm 1.0\%$ である。また、トルキング用トルク発生器、永久磁石・可動線輪型においては、最大 $6 \times 10^4^{\circ}/\text{h}$ のトルキング・レートを与えられ、しかも直線性 0.48% （各点の測定値における最大誤差）の高精

項 目	成 果
寸 法・重 量	55mm ϕ ×105mm, 510gw
スピンモータ	26 V, 400 Hz, 3.3W
同期回転速度	24,000 r.p.m
角 運 動 量	$1.026 \times 10^5 \text{ gr} \cdot \text{cm}^2/\text{sec}$
動作温度範囲	$83^{\circ} \pm 0.5^{\circ}\text{C}$
動作点温度	$83.2^{\circ} \pm 0.05^{\circ}\text{C}$
ジンバル自由度	± 3.3 度
ジンバルゲイン	0.275
時 定 数	0.6 m sec
信号発生器	
励 磁 電 流	50 mA, 400 Hz
感 度	5.043 mV/m Rad
直 線 性	$\pm 0.57\%$
トルク発生器（補償用）	
パターン電流	20 mA（直流）
スケールファクタ	$2.784 \text{ deg/hr/mA}^2$
制 御 電 流	0 ~ 20 mA
直 線 性	$\pm 1.0\%$
トルク発生器（トルキング用）	
制 御 電 流	0 ~ 100 mA
磁 束 密 度	4400 gauss (1100 gauss/pole)
スケールファクタ	608.28 deg/hr/mA
直 線 性	0.48% (0~80 mA)
加速度不感ドリフト	
リアクショントルク	1.16 deg/hr
エラスティックレストレント	$0.16 \text{ deg/hr/m Rad}$
加速度比例ドリフト	0.82 deg/hr/g
加速度自乗比例ドリフト	0.02 deg/hr/g^2

表 11 最近におけるデジタル・リバランス用積分ジャイロの性能

項 目	成 果	単 位
寸 法	54.6	mm
外 径	108	mm
長 さ	530	gw
重 量	1×10^5	$\text{gr} \cdot \text{cm}^2/\text{sec}$
角 運 動 量	1.4	mV/m Rad
伝 達 関 数	± 1	deg
ジンバル自由度	0.3	°C
ジンバルゲイン	72 ± 2	m sec
作 動 温 度	0.6	
時 定 数		
信 号 発 生 器		
励 磁 周 波 数	12.8	K Hz
励 磁 電 流 (r.m.s)	10	mA
感 度	4.5	mV/m Rad
残 留 電 圧	0.8	mV
ト ル ク 発 生 器		
スケールファクタ	825	deg/hr/mA
直 線 性 (± 100 mA d. C)	0.85	%
最大トルキングレート	82,500	deg/hr
時 定 数	20	μ sec
ス ピ ン モ ー タ		
励 磁 電 圧 (r.m.s)	26	V
励 磁 周 波 数	400	Hz
位 相	3	相
同 期 時 間 (最大)	20	sec
ヌ ル ト ル ク 補 償 器		
感 度	0.3	deg/hr/mA ²
パ タ ー ン 電 流	10	mA (d. C)
制 御 電 流 (最大)	± 10	mA (d. C)
ヒ ー タ ー		
ウォームアップ用	100	Watt (100V)
制 御 用	25	Watt (28V)
ド リ フ ト 特 性		
エラスティックレストレント	0.05	deg/hr/m Rad
加速度不感ドリフト	1.0	deg/hr
加速度比例ドリフト (最大)	1.0	deg/hr/g
加速度自乗比例ドリフト	0.1	deg/hr/g ²
ランダムドリフト	0.02	deg/hr
安 定 性 (Day to day)		
加速度不感ドリフト	0.2	deg/hr
加速度比例ドリフト	0.2	deg/hr/g
零 位 置 再 現 性	0.02	deg/hr

度が得られた。オリフィス・ダンパーの完成により最大入力角12度の広角度が得られた。

12. 結 言

ストラップダウン方式用広角度積分ジャイロの開発を目標に、昭和39年度から研究試作を行なった。この研究試作においては、まず浮動型小形積分ジャイロの問題点を明らかにするために、ジンバル・ゲインをできるだけ小さくした一般形の積分ジャイロの試作から着手した。その結果、広角度化に必要なオリフィス・ダンパーの研究試作また精度向上に必要な不釣合質量微調整用マイクロバランス・パンの適用技術の確立を遂行するとともに、ストラップダウン用として、高精度かつ強力なトルキング用トルカー（トルク発生器）を試作完成した。さらに、フレックスリッド・ワイヤーの零点におけるリアクション・トルクの低減化および、信号発生器の巻線の均一化および形状の均整化等による直線性の向上とともに磁気的なリアクション・トルクの低減をはかるなど、多数の項目について、問題点の解決をはかり、第3次試作において表10に示す性能のストラップダウン方式広角度積分ジャイロの基本型が完成した。これを基に、昭和42年度、43年度にわたり、特に積分ジャイロの耐環境特性に重点をおき、設計的問題点の解決をはかった。²³⁾以上により、ストラップダウン方式用広角度積分ジャイロの製作技術が、ほぼ確立された。この技術を基に、ストラップダウン航法系に用いるデジタル・リバランス（デジタル・トルク・リバランス）積分ジャイロ系の研究^{24) 25)}（別の機会に述べる）を進め、最近に到り表11に示す性能のストラップ・ダウン方式用積分ジャイロが完成している（詳細は別の機会にゆずる）。

今後においては、引き続いて高精度化、長寿命化の研究は、もとより、ストラップダウン方式固有な環境特性の向上を目標に、組織的な研究開発が必要と思われる。

本研究を進めるにあたって、日本航空電子工業株式会社、技師長 秋田千秋氏、同ジャイロ課主任 堀内禧次、山田興開発員その他多数の人々の協力を感謝するとともに、宇宙開発事業団副理事長（元、航空宇宙技術研究所長、宇宙開発推進本部本部長）松浦陽恵氏、当所計測部 樋口一雄部長の御指導をいたしたことをここに記す。

参 考 文 献

1) 姿勢検出装置に関する試験研究

科学技術庁宇宙開発推進本部 昭和39年委託研究報告書 p.50～52.

2) GG87 Wide angle miniature integrating gyro

ハニウエル社資料

- 3) C.S. Draper, W. Wrigley, L.R. Grohe:
The Floating Integrating Gyro And Its Application To Geometrical Stabilization Problems on Moving Bases.
S.M.F. Fund Paper. ISA Jan. 24-27, 1955.
- 4) C.S. Draper, W. Wrigley, J. Hvorka:
Inertial Guidance
p. 83～91
Pergamon Press. Inc. 1960.
- 5) Howard. H. Brown, Gilbert S. Stubbs, Irving Glassman:
Nonlinear Aspects of Angular Rate Measuring Gyroscopic and Servo-Systems.
WADC Technical Report 55-118, Mar 1956.
- 6) Mannel Fernandez, George R. Macomber:
Inertial Guidance Engineering
p. 55～64, PRENTICE-HALL, INC. 1962.
- 7) Charles Broxmeyer: Inertial Navigation Systems.
p. 7～13, McGraw-Hill 1964.
- 8) Paul H. Savet: Gyroscopes; Theory and Design.
p. 287～289 McGraw-Hill 1961.
- 9) Sidney Lees: Air, Space, and Instruments.
P. 294～312 McGraw-Hill 1963.
- 10) 文献 8) の p.331～334
- 11) 文献 9) の p.291
- 12) 文献 8) の p.340～344
- 13) 大月, 鈴木, 円居: 浮動振子型加速度計の試作
航空宇宙技術研究所資料 TM-147
- 14) T. Vreeland, Jr.: Minimization of Spring Torque in Flexible Connections to Instruments.
Transaction of the ASME, Journal of Applied Mechanics.
Spet. 1959, p. 460～461.
- 15) Handbook on The Assembly And Testing of The MIT 201G Integrating Gyro Unit. MIT-R-101
Dec. 1956.
- 16) The GG 14M (HIG-4) Gyro
Aero Product Data Honeywell
- 17) The GG 49D. MIG Gyro
Aero Product Data Honeywell
- 18) MH Aero Document R-ED 5020, Honeywell.
- 19) 藤本武助著 流体力学 p.251～254 養賢堂
1960, 第6版
- 20) 池森亀鶴著 水力学 p.124～134 標準機械工学講座8, コロナ社
- 21) 田畑, 大月他: 浮動式1自由度広角度積分ジャイロ

- ロの開発について 昭和43年度精機学会春季大会
学術講演会 前版 p.311 ~ 312, 昭43.4
- 22) 田畑, 大月他; 浮動式 1 自由度広角度積分ジャイロの研究 第 12 回 宇宙科学技術講演会講演集
p.122 ~ 125, 昭 44.1
- 23) 田畑, 大月他; 積分ジャイロの試作研究 スペース・エレクトロニクス・シンポジウム講演集
1969.6, p.103~106, 東京大学宇宙航空研究所
- 24) 大月他; パルス・リバランス方式による積分ジャイロ系の研究-(1) 計測自動制御学会 第 10 回学術講演予稿集, p.569 ~ 570, 昭46.8
- 25) 大月, 新宮他; ストラップダウン慣性航法系に用いられる積分ジャイロ系の研究 第 15 回 宇宙科学技術講演会講演集, p.29 ~ 32, 昭47.2

付録 I オリフィス・ダンパー

オリフィス・ダンパーを解析的に検討し、粘性抵抗係数の理論式を求めるにあたり、次の仮定をおく。

- 1) 流体は非圧縮性流体とする。
- 2) 流体の流れは層流をなしている。
- 3) 流体は、ニュートン流体とする。
- 4) ジンバルおよびケースに接触している流体は、各々に粘着し、ジンバルおよびケースとともに動く。
- 5) 回転軸（出力軸）方向の幅は無限長とし、この方向には、流れは生じない。したがって粘性係数はこの方向の長さ（幅）の単位長さあたりについて求める。
- 6) ジンバルは一定速度で回転する。

以上の仮定から問題を2次元化し、図A-1のように座標 x, y を取り、この座標内における長さ dx 、厚さ dy 、幅（紙面に垂直）1なる流体の微小部分に働く力を考える。

図示のように y 方向の隙間は一定であり、下板は一定の速度 U で動いているので、流体のどの部分を考えても、各々の部分は、それなりに、一定のまま流れるので、圧力 p は x のみの関数となり、 y 方向には変わらない。したがって y 方向の力の釣合は考えない。

x 方向の力は、圧力に基づく力と粘性による剪断力との2種類からなり、この力が釣り合っている。よって流体の圧力勾配は次式で表わせる。

$$\frac{dp}{dx} = \frac{d\tau}{dy} \quad \text{..... (A-1)}$$

この流体はニュートン流体であるから、剪断力 τ は

$$\tau = \mu \frac{du}{dy} \quad \text{..... (A-2)}$$

ここに μ は粘性係数、 u は流体速度の x 成分を表わす。

(A-1), (A-2) 式より

$$\frac{dp}{dx} = \mu \frac{d^2 u}{dy^2} \quad \text{..... (A-3)}$$

(A-3) 式を解くに、境界条件として

$$y=0 \quad \text{において} \quad u=U$$

$$y=h \quad \text{において} \quad u=0$$

$$u = \frac{U}{h} (h-y) - \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y (h-y) \quad \text{..... (A-4)}$$

(A-4) 式の第1項と第2項に分け各 u_s, u_0 とすると、

$$\left. \begin{aligned} u &= u_s + u_0 \\ u_s &= \frac{U}{h} (h-y) \\ u_0 &= \frac{1}{2\mu} \frac{dp}{dx} y (h-y) \end{aligned} \right\} \quad \text{..... (A-5)}$$

となり、図A-2(a)に示すように、 u_s は、狭い隙間 h を保って、下板が速度 U で動く平行壁の間の速度分布に相当し、速度分布は、 y について直線的に変化し、各々の面の速度と同じ速度で動く、いわゆるシア・ダンパーの場合の速度分布である。また(b)に示すように u_0 は、狭い隙間 h の平行壁の両端に、圧力差を加え、粘性流体を流したときの速度分布に相当し、速度分布は、放物線状に分布する。

ここで図A-3(a)に示すオリフィス・ダンパーについて考えると、 u_0 は、ケースおよびジンバルにパドルを付けたことにより、パドルの間の部分 a, b に圧力差が生ずることによる速度分布であり、 u_s は、パドルに関係なくジンバルが回転することによる項である。

次に流量については、式(A-4)より、

$$Q = \int_0^h u (dy \times 1) = \int_0^h u_s dy + \int_0^h u_0 dy \quad \text{..... (A-6)}$$

ここで、右辺の第1項を Q_s 、第2項を Q_0 とすると

$$Q = Q_s + Q_0 \quad \text{..... (A-7)}$$

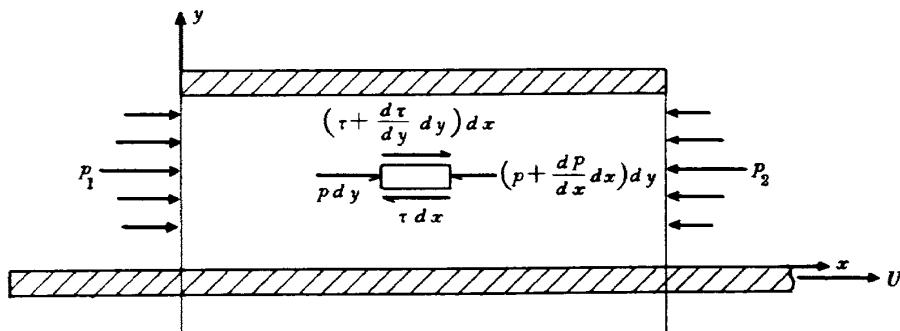


図 A-1

式 (A-5) と (A-6) から

$$Q_s = \int_0^h u_s dy = \frac{U}{2} h \quad \text{..... (A-8)}$$

$$Q_0 = \int_0^h u_0 dy = -\frac{h^3}{12\mu} \cdot \frac{dp}{dx} \quad \text{..... (A-9)}$$

となり x 方向の圧力勾配 dp/dx は, 式 (A-9) より

$$\frac{dp}{dx} = -\frac{12\mu}{h^3} Q_0 \quad \text{..... (A-10)}$$

となる。ここで, 隙間の流れは, 連続の定理より Q は一定であり, μ , h も定数であるので, dp/dx は定数となる。したがって, この隙間の x 方向の圧力分布は直線的に変化する。

図 A-3(a) において, $t=0$ のとき, ジンバルが実線で示す位置にあり, dt 時間後には, 破線で示す位置に回転したとする。この間に, a の部分の体積は斜線で示す部分が増加し, b の部分は逆に減少する。この体積の変化量 (幅を 1 とする) は, 図 A-3(b) に示すように,

$$\begin{aligned} Q dt &= \frac{1}{2} r_1^2 \omega dt - \frac{1}{2} r_0^2 \omega dt \\ &= \frac{r_1^2 - r_0^2}{2} \omega dt \quad \text{..... (A-11)} \end{aligned}$$

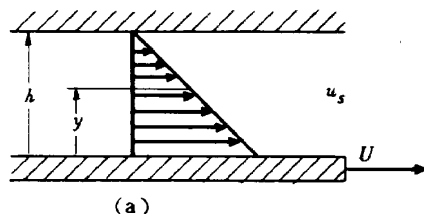
である。この体積の増加 (減少) により, この部分の粘性流体は, 非圧縮性であるため, すべて隙間 A , B を通り流入 (流出) する。したがって,

$$Q dt = Q_B dt - Q_A dt \quad \text{..... (A-12)}$$

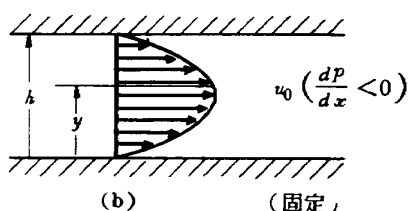
が成立し, 式 (A-11) より

$$Q_B - Q_A = \frac{r_1^2 - r_0^2}{2} \omega \quad \text{..... (A-13)}$$

が得られる。以上の事柄を基本として, 粘性抵抗係数を導く。



(a)



(b)

(固定)

図 A-2

図 A-3(a) の A の部分の圧力勾配は, 式 (A-7), (A-8), (A-9) から

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_A = 6\mu U \left(\frac{1}{h_1^3} - \frac{2Q_A}{h_1^3 U}\right) \quad \text{..... (1)}$$

ここに $U = r_1 \omega$

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_A = \frac{p_b - p_a}{r_1 \theta_1}$$

$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_A = \frac{p_b - p_a}{r_1 \theta_1} = \frac{6\mu}{h_1^3} \left(r_1 \omega - \frac{2Q_A}{h_1}\right) \quad \text{..... (2)}$$

したがって, 圧力差は,

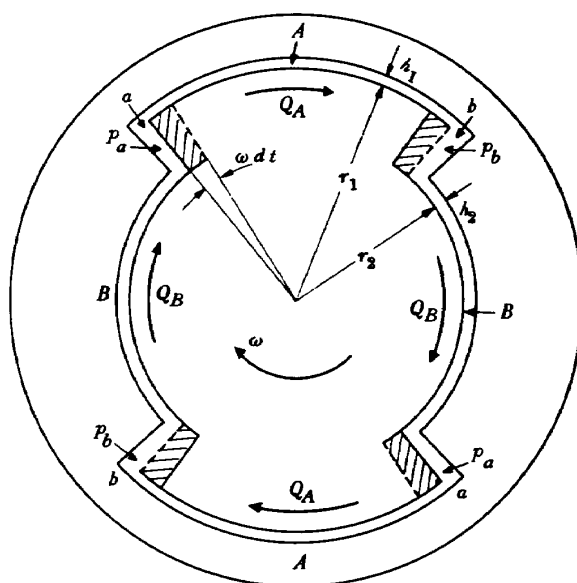
$$p_b - p_a = \frac{6\mu r_1 \theta_1}{h_1^3} (h_1 r_1 \omega - 2Q_A) \quad \text{..... (3)}$$

B の部分の圧力差は, 同様にして,

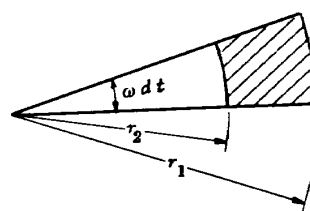
$$\left(\frac{dp}{dx}\right)_B = \frac{p_a - p_b}{r_2 \theta_2} = \frac{6\mu}{h_2^3} \left(r_2 \omega - \frac{2Q_B}{h_2}\right) \quad \text{..... (4)}$$

$$p_b - p_a = -\frac{6\mu r_2 \theta_2}{h_2^3} (h_2 r_2 \omega - 2Q_B) \quad \text{..... (5)}$$

そこで図 A-3(a) の b の部分に流入する流量は, 式 (A-13) より



(a)



(b)

図 A-3

$$Q_A - Q_B = -\frac{1}{2} (\tau_1^2 - \tau_2^2) \omega \times 1$$

$$Q_B = Q_A + \frac{1}{2} (\tau_1^2 - \tau_2^2) \omega \quad \dots\dots\dots (6)$$

式(6)を(5)に代入して、

$$p_b - p_a = \frac{6\mu\tau_2\theta_2}{h_2^3} \left[\{(\tau_1^2 - \tau_2^2) - h_2\tau_2\} \omega + 2Q_A \right] \quad \dots\dots\dots (7)$$

式(3)と式(7)より

$$\frac{6\mu\tau_1\theta_1}{h_1^3} (h_1\tau_1\omega - 2Q_A) = \frac{6\mu\tau_2\theta_2}{h_2^3} \left[\{(\tau_1^2 - \tau_2^2) - h_2\tau_2\} \omega + 2Q_A \right] \quad \dots\dots\dots (8)$$

式(8)を整理して、

$$\begin{aligned} & \left(\frac{2\tau_1\theta_1}{h_1^3} + \frac{2\tau_2\theta_2}{h_2^3} \right) Q_A \\ &= \left\{ \frac{\tau_1\theta_1 h_1 \tau_1}{h_1^3} + \frac{\tau_2\theta_2 h_2 \tau_2}{h_2^3} - \frac{\tau_2\theta_2}{h_2^3} (\tau_1^2 - \tau_2^2) \right\} \omega \quad \dots\dots\dots (9) \end{aligned}$$

ここで $\frac{h_1^3}{\tau_1\theta_1} \cdot \frac{\tau_2\theta_2}{h_2^3} = \chi$ と置き、両辺を $\frac{\tau_1\theta_1}{h_1^3}$ で除すと

$$2(1+\chi)Q_A = \left[h_1\tau_1 + \chi \{ h_2\tau_2 - (\tau_1^2 - \tau_2^2) \} \right] \omega \quad \dots\dots\dots (10)$$

故に流量 Q_A は、

$$Q_A = \frac{h_1\tau_1 - \chi(\tau_1^2 - \tau_2^2 - h_2\tau_2)}{2(1+\chi)} \omega \quad \dots\dots\dots (11)$$

流量 Q_B は、式(6)と式(11)より

$$\begin{aligned} Q_B &= Q_A + \frac{1}{2} (\tau_1^2 - \tau_2^2) \omega \\ &= \left\{ \frac{h_1\tau_1 - \chi(\tau_1^2 - \tau_2^2 - h_2\tau_2)}{2(1+\chi)} + \frac{1}{2} (\tau_1^2 - \tau_2^2) \right\} \omega \quad \dots\dots\dots (12) \end{aligned}$$

故に

$$Q_B = \frac{h_1\tau_1 + \tau_1^2 - \tau_2^2 + h_2\tau_2\chi}{2(1+\chi)} \omega \quad \dots\dots\dots (13)$$

以上で求めた流量 Q_A および Q_B をそれぞれ式(2)および式(4)に代入することにより圧力勾配 $(dp/dx)_A$, $(dp/dx)_B$ が求まる。

$$\begin{aligned} \left(\frac{dp}{dx} \right)_A &= \frac{6\mu}{h_1^3} \left\{ \tau_1 - \frac{h_1\tau_1 - \chi(\tau_1^2 - \tau_2^2 - h_2\tau_2)}{h_1(1+\chi)} \right\} \omega \\ &= \frac{6\mu\chi \{ \tau_1(\tau_1 + h_1) - \tau_2(\tau_2 + h_2) \}}{h_1^3(1+\chi)} \cdot \omega \quad \dots\dots\dots (14) \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \left(\frac{dp}{dx} \right)_B &= \frac{6\mu}{h_2^3} \left\{ \tau_2 - \frac{h_1\tau_1 + \tau_1^2 - \tau_2^2 + h_2\tau_2\chi}{h_2(1+\chi)} \right\} \omega \\ &= -\frac{6\mu \{ \tau_1(\tau_1 + h_1) - \tau_2(\tau_2 + h_2) \}}{h_2^3(1+\chi)} \cdot \omega \quad \dots\dots\dots (15) \end{aligned}$$

ジンバルの表面の油の剪断応力 τ は、式(A-2)より

$$\tau = \mu \left(\frac{\partial u}{\partial y} \right)_{y=0} \quad \dots\dots\dots (16)$$

式(16)と式(A-4)から

$$\tau = -\frac{h}{2} \left(\frac{dp}{dx} \right) - \mu \frac{U}{h} \quad \dots\dots\dots (17)$$

したがって、図A-3(a)におけるAの部分とBの部分の剪断力 τ は、

$$\tau_A = -\frac{h_1}{2} \left(\frac{dp}{dx} \right)_A - \mu \frac{U}{h_1} \quad \dots\dots\dots (18)$$

式(18)に式(14)を代入して、

$$\tau_A = -\left[\frac{3\chi \{ \tau_1(\tau_1 + h_1) - \tau_2(\tau_2 + h_2) \}}{h_1(1+\chi)} + \tau_1 \right] \frac{\mu}{h_1} \omega \quad \dots\dots\dots (19)$$

同様に、

$$\tau_B = \left[\frac{3 \{ \tau_1(\tau_1 + h_1) - \tau_2(\tau_2 + h_2) \}}{h_2(1+\chi)} - \tau_2 \right] \frac{\mu}{h_2} \omega \quad \dots\dots\dots (20)$$

ジンバルに作用するトルクは、剪断力 τ_A , τ_B およびジンバル・パドルを押す力の三つの種類から成る。したがって総合トルク T は、

$$T = T_A + T_B + T_p \quad \dots\dots\dots (21)$$

ここに

$$T_A = 2(\tau_A \times \tau_1 \theta_1 \times l) \times \tau_1 \quad \dots\dots\dots (22)$$

ここに l はジンバルの幅を示す。

$$T_B = 2(\tau_B \times \tau_2 \theta_2 \times l) \times \tau_2 \quad \dots\dots\dots (23)$$

$$T_p = (p_b - p_a) \times 2 \times (\tau_1 - \tau_2) \cdot l \times \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \quad \dots\dots\dots (24)$$

ゆえに粘性抵抗係数 C は

$$C = \frac{1}{\omega} (T_A + T_B + T_p) = C_A + C_B + C_p \quad \dots\dots\dots (25)$$

よって式(19), 式(22), 式(25)より

$$C_A = -\frac{2\mu l \tau_1^2 \theta_1}{h_1} \left[\tau_1 + \frac{3\chi \{ \tau_1(\tau_1 + h_1) - \tau_2(\tau_2 + h_2) \}}{h_1(1+\chi)} \right] \quad \dots\dots\dots (26)$$

同様に式(20), 式(23), 式(25)より

$$C_B = -\frac{2\mu l \tau_2^2 \theta_2}{h_2} \left[\tau_2 - \frac{3 \{ \tau_1(\tau_1 + h_1) - \tau_2(\tau_2 + h_2) \}}{h_2(1+\chi)} \right] \quad \dots\dots\dots (27)$$

C_p については、リアクショントルクと考え式(24)より

$$\begin{aligned} C_p &= -\frac{T_p}{\omega} = -\frac{1}{\omega} (p_b - p_a) \times 2 \times (\tau_1 - \tau_2) \cdot l \cdot \frac{\tau_1 + \tau_2}{2} \\ &= -\frac{1}{\omega} (p_b - p_a) \cdot (\tau_1^2 - \tau_2^2) \cdot l \quad \dots\dots\dots (28) \end{aligned}$$

したがって、式(14)より

$$p_b - p_a = \left(\frac{dp}{dx} \right)_A \times r_1 \theta_1 \dots\dots\dots (29)$$

$$p_b - p_a = \frac{6 \mu \chi \{ r_1 (r_1 + h_1) - r_2 (r_2 + h_2) \}}{h_1^3 (1 + \chi)} \omega \times r_1 \theta_1$$

ここに

$$\frac{\chi}{1 + \chi} = \frac{r_2 \theta_2 h_1^3}{r_1 \theta_1 h_2^3 + r_2 \theta_2 h_1^3}$$

ゆえに

$$p_b - p_a = \frac{6 \mu \{ r_1 (r_1 + h_1) + r_2 (r_2 + h_2) \}}{\frac{h_1^3}{r_1 \theta_1} + \frac{h_2^3}{r_2 \theta_2}} \omega \dots\dots (30)$$

ここで式(30)を式(28)に代入して

$$C_p = -\frac{T_p}{\omega} = -\frac{6 \mu \{ r_1 (r_1 + h_1) - r_2 (r_2 + h_2) \} (r_1^2 - r_2^2) l}{\frac{h_1^3}{r_1 \theta_1} + \frac{h_2^3}{r_2 \theta_2}} \dots\dots\dots (31)$$

式(26)と式(27)から

$$C_A + C_B = -2 \mu l \left[\frac{r_1^3 \theta_1}{h_1} + \frac{r_2^3 \theta_2}{h_2} + \frac{3 \{ r_1 (r_1 + h_1) - r_2 (r_2 + h_2) \}}{1 + \chi} \left(\frac{r_1^2 \theta_1 \chi}{h_1^2} - \frac{r_2^2 \theta_2}{h_2^2} \right) \right]$$

$$\begin{aligned} \chi &= \frac{h_1^3}{r_1 \theta_1} \cdot \frac{r_2 \theta_2}{h_2^3} \text{より} \\ &= -2 \mu l \left[\frac{r_1^3 \theta_1}{h_1} + \frac{r_2^3 \theta_2}{h_2} + \frac{3 \{ r_1 (r_1 + h_1) - r_2 (r_2 + h_2) \}}{1 + \chi} \right. \\ &\quad \left. \cdot \frac{r_2 \theta_2}{h_2^3} (r_1 h_1 - r_2 h_2) \right] \dots\dots\dots (32) \end{aligned}$$

故に全体としての粘性抵抗係数Cは、

$$C = -2 \mu l \left[\frac{r_1^3 \theta_1}{h_1} + \frac{r_2^3 \theta_2}{h_2} + \frac{3 \{ r_1 (r_1 + h_1) - r_2 (r_2 + h_2) \}^2}{\frac{h_1^3}{r_1 \theta_1} + \frac{h_2^3}{r_2 \theta_2}} \right] \dots\dots\dots (33)$$

式(33)が求める全粘性抵抗係数である。ただし、流体の慣性項は無視している。

航空宇宙技術研究所報告 349 号

昭和 50 年 11 月 発行

発行所 航空宇宙技術研究所
東京都調布市深大寺町 1880
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 4-1-7(羽田ビル)
