

航空宇宙技術研究所資料

TECHNICAL MEMORANDUM OF NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

TM-174

遷音速風洞動安定測定装置の構造と作動

小橋安次郎・河野長正
西武徳・宮沢政文

1970年4月

航空宇宙技術研究所
NATIONAL AEROSPACE LABORATORY

既 刊 資 料

TM-136	“NAL-16-31” および “NAL-25-31” 二段ロケット結合部の曲げ剛性試験	1968年5月	中井 暎一, 飯田宗四郎 中高木 俊朗, 安藤 泰勝 菊地 孝男
TM-137	ロケットの三次元の運動の方程式および HITAC 5020 による軌道計算のためのプログラム	1968年5月	毛利 浩
TM-138	片持板の振動解析に関する考察	1968年6月	埜 武敏, 越出 慎一 林 洋一
TM-139	薄板構造の疲れき裂伝ば実験	1968年6月	竹内 和之, 野原 利雄 飯田宗四郎
TM-140	二次元スラットおよびスロッチッドフラップの実験的研究 (II)	1968年7月	犬丸 矩夫, 北村 清美
TM-141	超音速二次元翼列予備実験風洞について	1968年7月	近藤 博, 坂口 一晋 八山 俊, 高森 晋
TM-142	二次元スラットおよびスロッチッドフラップの実験的研究 (III)	1968年7月	犬丸 矩夫, 高橋 侖
TM-143	端面一体巻きフィラメント・ワインディング容器の静圧強度および疲れ強度	1968年8月	竹中 幸彦, 朝田 洋雄 野口 義男
TM-144	真ひずみ計の試作	1968年8月	竹中 幸彦, 朝田 洋雄 野口 義男
TM-145	スピンを伴うロケットの運動を計算するプログラム	1968年8月	戸川 隼人, 石黒登美子 山本 浩通
TM-146	双発STOL機の飛行試験 (実用運用包囲線および離着陸特性)	1968年8月	幸尾 治朗, 岡 遠一 塚野 雄吉, 鎌田 幸男 小野 孝次
TM-147	浮動振子型加速度計の試作	1968年9月	大月 正男, 鈴木 孝雄 円居 繁治
TM-148	吹出しフラップ翼の高揚力特性	1968年9月	小橋安次郎, 宮沢 政文 西 武徳
TM-149	NAL-16-TR ロケットの研究試作	1968年10月	ロケット性能研究室
TM-150	リフトジェット VTOL 機の着陸における水平方向の減速について	1968年11月	西村 博史
TM-151	フラッタ解析法の再検討 —フラッタ解析法の研究その1—	1968年12月	市川 輝雄
TM-152	ノズル内の突起物によるロケットエンジンの側分力	1969年1月	檜崎 哲二, 中野 雄富
TM-153	FA-200 改機の風洞試験 (I) プロペラ付き	1969年2月	広末 健一, 坂井 紀穂 高橋 宏, 綿貫 忠晴
TM-154	FA-200 改機の風洞試験 (II) 高揚力装置付き	1969年2月	広末 健一, 木村 友昭 高橋 宏, 綿貫 忠晴
TM-155	極超音速風洞 M7 ノズル較正試験	1969年2月	橋本 登, 吉沢 昭 穂積 弘一
TM-156	自動制御系の動特性を計数型電子計算機により模擬するための汎用プログラム	1969年3月	戸川 隼人, 丸山 治雄
TM-159	機上用超小形エンコーダの研究	1969年3月	中 正夫, 山本 芳樹 大石 晃可
TM-159	動アイアンバードによる姿勢制御の実験	1969年5月	西村 南史, 藤枝 郭俊
TM-160	極超音風洞計測装置について	1969年7月	長洲 秀夫, 吉沢 昭 松崎 貴至
TM-161	燃料蒸発管に関する研究 (III) —加熱蒸発管の燃料未蒸発分捕集—	1969年8月	鈴木 邦男, 田丸 卓 乙幡 安雄

遷音速風洞動安定測定装置の構造と作動*

小橋安次郎**・河野長正***
西武徳**・宮沢政文****

Dynamic Stability Testing Facility of a Transonic Wind Tunnel

By Yasujiro KOBASHI, Nagamasa KONO, Takenori NISHI
and Masafumi MIYAZAWA

This report describes the mechanism and operation of the dynamic testing facility of the NAL 2 m×2 m Transonic Wind Tunnel. The apparatus consists of a piston driving mechanism and a rolling drive mechanism which are controlled by a hydraulic servo system: the former is mainly used for the measurement of pitching and yawing derivatives and the latter is capable of giving various kind of derivatives, including rolling derivatives, by use of a bent rotary sting and a rotary sting with attack angles.

The specifications are as follows: the maximum amplitudes of oscillation at 10 Hz are 1° for pitching motion and 2 cm for plunging motion, and the maximum rolling rate is 62.8 rad/sec. The operation of the system was studied and the oscillating characteristics were improved. For further refinement of the technique, additional descriptions are given concerning a light model made of FRP, electrical cancellation of the inertia effect, and a data processing device.

1. 序 論

空気力学的な動安定特性とは、気流中におかれた機体が擾乱を受けた場合（突風等の外的擾乱，操舵のような内的擾乱を含む）に流れのもつ復元力，減衰力によって機体が定常運動に復帰する能力を意味するもので，航空機や飛しょう体が正常な飛行を行なうために不可欠な要素である。一方，航空機等の性能が向上し，その速度が増すにつれて動安定性が劣化することはよく知られている。これは擾乱に対応する空気力の追従に時間遅れが起り，有効な減衰力の大きさが低下するため，遷音速領域のように流れの速さと擾乱の速さが等しい程度の流れではこのことは特に著しい。

遷音速で動安定が劣化するもう一つの原因は機体表面に局所的な衝撃波が発生し，これが機体表面上の境界層と干渉してはく離した部分をつくるため流れの状態が著しく変わること，擾乱によって衝撃波の位置

や強さが変わると流れの様子はあたかも増幅器で増幅されたように強調されて復元力の低下に拍車をかけることになる。このように遷音速領域では，非定常な流れの現象は複雑で，これを理論的に解析して機体の動安定性を評価することは現在のところ非常に困難であるから，機体の設計に必要な資料は模型による試験から得られる以外に方法はない。最近の航空機や飛しょう体の試験において動安定試験が重要視されてきたのはこうした事情による。

動安定試験は流れの中で機体に何らかの運動を与えて運動の減衰特性とか，これに作用する空気力の応答特性を測定するもので，これは自由振動法，強制加振法，自励振動法などの方法がある。

自由振動法では模型をスプリングやトルク・バネで支え，1自由度の運動が可能のように支えて，風洞気流中でわずかな擾乱を与えると，模型は流れの復元力と減衰力によって時間とともに平衡状態に復帰していく。したがって，擾乱の減衰の様子の解析から空気力を知ることができ，方法としてはきわめて簡単なため古くから用いられてきた。ただこの方法では模型を比較的剛性の低いバネで吊す必要があるのであまり高い

* 昭和45年1月20日受付

** 空気力学第二部

*** 空気力学第一部

**** 元空気力学第二部，現在ニューヨーク大学航空学科

動圧の下では試験が困難なこと、振動数が自由に変わらない、試験があくまでも微小擾乱の範囲に限られることなどの制約がある。

強制振動法は模型を定常的に振動させるもので、模型は加振装置に強固に支持することができ、測定を連続的に行なうことができる。また、負減衰を含む特殊試験を行なうことができる点でも有効な方法である。加振法としては、外部から油圧力または電気力によって駆動される加振装置を使用して空気力に無関係に模型に一定の運動を与える方式と空気力を利用して模型の運動を一定に保つように加振力を調節する方式とがある。前者を普通強制加振法とよびこれに対して後者を自励振動法とよんでいる。自励振動法はそれ自体の加振力が小さくてもすむこと、したがって装置を小型にでき、また測定も割合簡単であるという利点はあるが、制御に複雑な機構を用いなければならぬとゆう難点もあって、遷音速風洞試験のようにいろいろの形や大きさをもつ模型を扱うには適当と思われない。このため遷音速動安定測定装置として信頼度の高い、かつ使用範囲の広い方法として強制加振法を採用することとした。

強制加振法によって動安定試験を行なう場合、重要な問題は定常流の場合のレイノルズ数やマッハ数と同様に、どのような量が非定常性の相似則に関係するかということである。換言すればどのような振動数で模型を加振するかである。これは模型の大きさや流速によって変わるが、次元解析によれば、まず振動数 f 、模型の大きさ L 、および流速 U で作られる無次元量

$$k = \frac{2\pi f L}{2U}$$

を一致させなければならないことが知られている*。一般の航空機、飛しょう体ではこの値を 0.1 程度にとればよい。この場合、模型の大きさが大きいほど、加振周波数は小さくて済むわけであるが、風洞および加振装置の制約から基準長さとして $L=100$ cm とすることにすると $M=1$ 、で $f=10$ Hz となる。すなわち、加振装置は 10 Hz の加振能力をもたなければならない。一方、振動振幅について振動の角速度が問題になってくる。振動を微小擾乱の範囲に限るものとする

$$\alpha = \frac{\omega z_0}{U} = k \frac{2z_0}{L} = k\theta_0 \approx 0.01$$

* 遷音速領域では無次元周波数の影響は

$$K = \frac{k}{\sqrt{|1-M^2|}}$$

となり、非定常性の影響が著しく強調される。

ここで $k=0.1$ 、 $\theta_0=0.1$ rad を仮定する。また $\alpha L/U \approx \alpha$ より

$$\dot{\alpha} = 0.01 \frac{U}{L} = \frac{\omega \theta_0}{2}$$

したがって $\omega \theta_0 = 0.02 U/L$ より ω の値が決められる。これは $M=1$ において $\theta_0=0.1$ rad、 $z_0=10$ cm の場合に約 10 Hz の振動数に相当する。ただし、 z_0 は模型が流れに垂直に運動する場合の変位の振幅、 θ_0 は模型が基準点のまわりに回転する場合の角振幅である。

風洞中で天秤を介して支えられた模型に微小擾乱の範囲で適当な非定常性をもった既知の運動を与え、運動に応答する空気力を測定し、これから減衰力を求めることができる。これには加振方式によってピストン駆動式と回転式の二つがある。いずれも減衰力は機体に固定された軸のまわりのモーメントの形で取り出される。

ピストン駆動方式では、流れの方向に並列におかれた 2 本のアクチュエータを油圧で制御して機体の軸まわりに任意の正弦波状の運動を与えて、これに対応する正弦波状の空気力の測定から軸まわりの減衰モーメントを取り出す。これによって縦運動および横運動の安定微係数が測定できる。全く同じ原理で横揺れ安定微係数を測ることができるけれども機構上困難なため回転式の測定装置にゆだねることにした。

回転式動安定測定装置は元来横揺れモーメント測定用としてピストン駆動方式の補助的用途に開発されたものであるが、その後、模型の支持方法を改良することによって、縦揺れ、偏揺れを含むすべてのモードの安定微係数を測定できるようになった。これは油圧モータによって回転する軸に模型を取付けたもので、回転軸の流れに対して傾ける試験(迎角ステイング試験)と模型を回転軸に対して傾ける試験(曲げステイング試験)の二つの併用によってすべての安定微係数が求められる。

本論文では、ピストン駆動式および回転式の動安定測定装置の構造とその作動について述べるとともに計測装置についても述べるが、これは静的試験と異なって動的計測では、特にデータ処理が測定方式と密接に関連しているため、たとえば慣性力と空気力の分離、機体運動と空気力の位相関係など普通の静的試験では問題とされない事柄がきわめて重要な因子となっているためである。このことは模型構造についてもいえることで、したがって計測装置の説明に関連して強化プラスチックを用いた軽量模型の構造についても簡

単に述べることにする。

2. 記号

- A : アクチュエータの有効断面積 [cm²]
 F_0 : 加振部自重などによる定数項 [kg]
 F_1 : No. 1 アクチュエータの支点反力
 F_2 : No. 2 アクチュエータの支点反力
 f : 振動数
 G_s : サーボ系の伝達関数
 G : 油圧サーボ全系の伝達関数
 I_Y : 慣性モーメント
 i_0 : 最大入力電流 [mA]
 K_A : サーボ増幅器の利得
 K_p : ポテンシオメータの利得
 k : 無次元振動数
 k_0 : $Q/i_0\sqrt{\frac{P_s-P_c}{2}}$ [cm⁴/s·mA·kg^{1/2}]
 L : 揚力
 l_1 : No. 1 アクチュエータ支点から模型支持点までの距離
 l_2 : No. 2 アクチュエータ支点から No. 1 アクチュエータ支点までの距離
 l_h : 加振系重心より模型支持点までの距離
 l_g : No. 1 アクチュエータ支点から系の重心までの距離
 M : 加振部質量
 P_c : 負荷圧力
 P_s : 供給圧力
 p : 横揺れ角速度
 Q : サーボ・バルブ流量
 q : 縦揺れ角速度
 r : 偏揺れ角速度
 s : ラプラス演算子
 t : 時間
 v : 速度
 W : 加振系に働く重力
 z : 模型支持点の変位
 z_1 : No. 1 アクチュエータのピストン変位
 z_2 : No. 2 アクチュエータのピストン変位
 α : 迎角
 β : 横送り角
 ζ : 減衰係数
 θ : 機体の回転角度
 θ : 縦揺れ角
 θ_0 : 角振幅

- A : 模型の取付け角度
 φ : 位相遅れ
 χ : スプールの変位 [mA]
 ω : 角振動数
 ω_n : 固有角振動数

3. ピストン駆動方式の構造と作動

図 1 (a) のように 2 個のピストンで駆動されるアクチュエータ軸によって模型の支柱が中立点 z_{10}^* , z_{20}^* で支えられているものとし、各ピストンが振幅 z_{10} および z_{20} で同位相で加振される時、支柱の運動は

$$z_1 = z_{10}^* + z_{10} \sin \omega t \quad (2.1)$$

$$z_2 = z_{20}^* + z_{20} \sin \omega t \quad (2.2)$$

で支えられる。支柱は点 A, B を $l_1/(l_1+l_2)$ に外分する点 C を中心として縦揺れ運動を行なう。この場合支柱の水平軸に対する傾き角は $(z_{10}^* - z_{20}^*)/l_2$ で支えられ、縦揺れ角は $\theta = z_{10}/l_1 = z_{20}/(l_1+l_2)$ である。したがって支柱に模型を取付けて流れの中におき、その基準点を C に合わせると、流れに対して $(z_{10}^* - z_{20}^*)/(l_1+l_2)$ の迎角をもった状態で基準点のまわりに $\theta = \theta_0 \sin \omega t$ のローテーション運動を行なうことになる。ここで θ_0 は回転の振幅である。

いま、 z_1 , z_2 の面を流れに並行させておき模型の X-Z 面にとるときは、この運動は機体の縦揺れであり、X-Y 面にとるときは偏揺れ運動をする。また、 z_1 , z_2 の面を流れに垂直に並べてこれを機体の Y-Z 面にとるときは横揺れ運動となる。以上がピストン駆動方式の動安定測定装置の基本的概念であるが、実際には模型の加振は微小擾乱に限っているから、各自由度の運動は独立と考えてよく、したがって流れの方向に並んだ 2 本のピストンで模型を水平または垂直に取付けることによって縦揺れと偏揺れを独立に測定することができる。横揺れ試験については装置の正面面積を大きくすること、および模型支持の複雑化のため本方式を用いなくて回転方式の装置を併用することにした。

以下装置の構造を述べるに先立って上述の要求性能を満たすための設計仕様を述べる。

(i) ローテーション

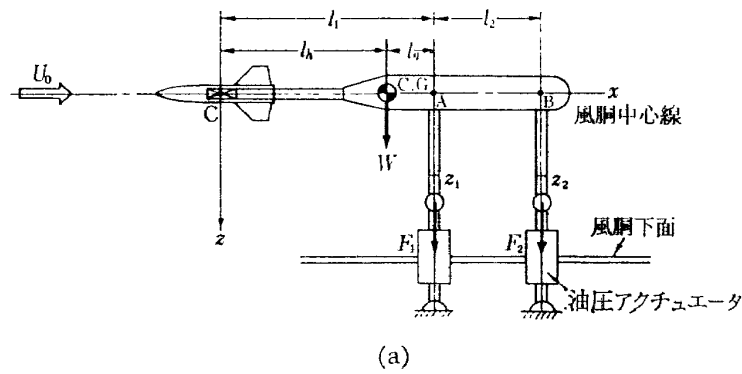
図 1 (b) において模型重心 C の運動を

$$z=0, \quad \alpha = \theta = \theta_0 \sin \omega t \quad (2.3)$$

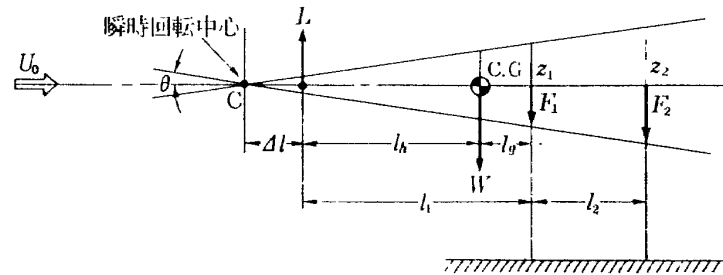
とすると支柱の支点の運動は

$$z_1 = z_{10} \sin \omega t, \quad z_2 = z_{20} \sin \omega t \quad (2.4)$$

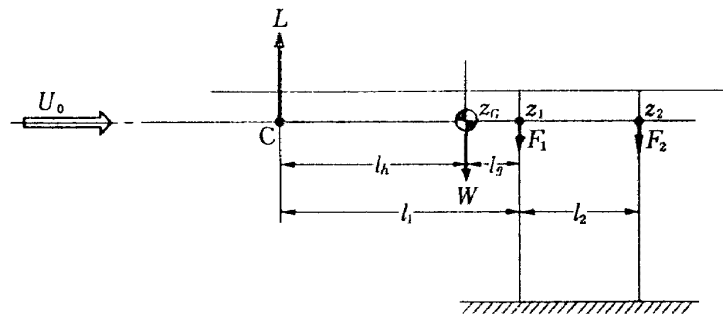
$$z_1 = l_1 \theta, \quad z_2 = (l_1 + l_2) \theta \quad (2.5)$$



(a)



(b) ローテーション運動



(c) プランジング運動

(c) プランジング運動

図 1 ピストン駆動方式による運動

で与えられる。ただし、 z_1, z_2 はそれぞれ No. 1, No. 2 アクチュエータのピストン変位で、 z は模型基準点の変位である。また、第 1 支点から模型重心までの距離を $l_1=120$ cm, 第 1 支点から第 2 支点までの距離を $l_2=60$ cm, とする。したがって、最大振動数 $f_{\max}=10$ Hz の場合の角振幅を $\theta_0=1^\circ$ とすると

$$z_{10} \doteq l_1 \theta_0 = 2.10 \text{ cm}, \quad z_{20} \doteq (l_1 + l_2) \theta_0 = 3.14 \text{ cm}$$

がえられる。この場合、No. 1, No. 2 のアクチュエータの支点反力をそれぞれ F_1, F_2 とし模型、天秤、支柱等に働く重力を W , また模型に働く揚力を L とすると系の運動方程式は

$$\frac{W}{g} \ddot{z}_G = \frac{W}{g} l_h \ddot{\theta} = F_1 + F_2 + W - L \quad (2.6)$$

$$\left(I_Y - \frac{W}{g} l_h^2 \right) \ddot{\theta} = F_1 (l_1 - l_h) + F_2 (l_1 - l_h + l_2) + L l_h \quad (2.7)$$

ただし、 z_G, I_Y は運動系の重心の変位およびその点まわりの慣性モーメントである。微小擾乱の仮定により空気力の項を小さいとして無視し、 $\theta = \theta_0 \sin \omega t$ とおくと

$$F_1 = -\frac{1}{l_2} \left\{ \frac{W}{g} l_h (l_1 + l_2) - I_Y \right\} \theta_0 \omega^2 \sin \omega t - \frac{l_1 - l_h + l_2}{l_2} W \quad (2.8)$$

$$F_2 = \frac{1}{l_2} \left\{ \frac{W}{g} l_h l_1 - I_Y \right\} \theta_0 \omega^2 \sin \omega t + \frac{l_1 - l_h}{l_2} W \quad (2.9)$$

となる。遷音速動安定試験装置の実用例を参考にして $W=86.21$ kg, $l_h=0.951$ m, $l_1=1.2$ m, $l_2=0.6$ m, $I_Y=11.02$ kg·m·s²

とおくと

$$F_1 = -464 \sin \omega t - 122 \quad (2.10)$$

$$F_2 = -155 \sin \omega t + 36 \quad (2.11)$$

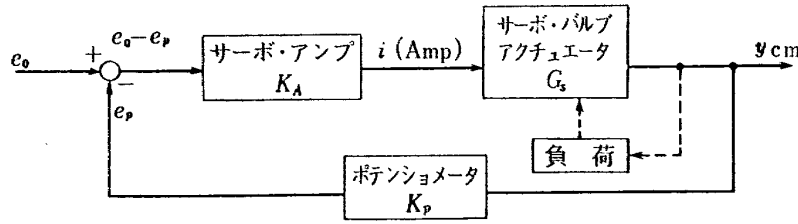


図 2 サーボ系ブロック線図

がえられる。すなわち F_1 は下止点で絶対値最大で上向き、 F_2 は上止点で最大で下向きの反力をもつことになり、その最大値は $|F_1|_{\max}=586 \text{ kg}$ 、 $|F_2|_{\max}=151 \text{ kg}$ と計算される。

(ii) プランジング (図 1 (c) を参照)

プランジング運動では $z_{10}=z_{20}=z_0$ と与えられ、模型重心および支点の運動は $\alpha=\dot{z}/U=0.25^\circ$ とすると f_{\max} が 10 Hz の場合

$$z_0 = z_{10} = z_{20} = 2.5 \text{ cm}$$

となる。この場合の運動方程式は

$$\frac{W}{g} \ddot{z}_G = F_1 + F_2 + W - L \quad (2.12)$$

$$\left(I_Y - \frac{W}{g} l_h^2 \right) \ddot{\theta} = F_1 (l_1 - l_h) + F_2 (l_1 - l_h + l_2) + L l_h = 0 \quad (2.13)$$

となり、前と同様にしてこれを解くと

$$|F_1|_{\max} = -\frac{l_1 - l_h + l_2}{l_2} \left(1 + \frac{z_0 \omega^2}{g} \right) W \quad (2.14)$$

$$|F_2|_{\max} = \frac{l_1 - l_h}{l_2} \left(1 + \frac{z_0 \omega^2}{g} \right) W \quad (2.15)$$

となり、 $|F_1|_{\max}=1350 \text{ kg}$ 、 $|F_2|_{\max}=301 \text{ kg}$ となる。

以上の計算から加振装置に対する要求はプランジングの場合に苛酷であることがわかるが、本装置の設計ではこれを $|F_1|_{\max}=1440 \text{ kg}$ 、 $|F_2|_{\max}=400 \text{ kg}$ とした。

(iii) 油圧サーボ系の運動方程式

一般に図 2 のブロック線図のような油圧サーボ系において、負荷として慣性力と定数項のみを考え空気力の寄与を無視するとアクチュエータを駆動するための油圧力の方程式は

$$F = M\ddot{x} + F_0 \quad (2.16)$$

となる。ただし、 M は加振部質量で F_0 は自重などに関する定数項である。油の圧縮性および油導管の抵抗を無視するとサーボ系の運動方程式は

$$M\ddot{x} = \pm A \left\{ \left(P_s - \frac{|F_0|}{A} \right) - \frac{2A^2}{k_0^2 \chi^2} \cdot \dot{z}^2 \right\} \quad (2.17)$$

ただし、 χ は油圧サーボ・バルブの変位置で複号は χ の正負と同順であるが F_0 の効きは 1 方向である。

いま、

$$\chi = i_0 \sin \omega t \quad (2.18)$$

$$\dot{z} = v \sin(\omega t - \theta) \quad (2.19)$$

とにおいてサーボ系の運動方程式に代入すると

$$Mv\omega \cos(\omega t - \theta) = \pm A \left\{ \left(P_s - \frac{|F_0|}{A} \right) - \frac{2A^2}{k_0^2 i_0^2 \sin^2 \omega t} v^2 \sin^2(\omega t - \theta) \right\} \quad (2.20)$$

をうる。これを $\chi \geq 0$ ($0 \leq \omega t \leq \pi$) と $\chi \leq 0$ ($-\pi \leq \omega t \leq 0$) の場合について時間平均を求め ω 、 v について解くと

$$\omega = \frac{64}{3\pi} \cdot \frac{A^3 v}{M k_0^2 i_0^2} \cdot \sin \theta \quad (2.21)$$

$$v = \frac{k_0 i_0}{A} \left\{ \frac{2}{3} \cdot \frac{P_s - \frac{|F_0|}{A}}{4 \sin^2 \theta + \frac{2}{3} (1 + \cos^2 \theta)} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad (2.22)$$

をうる。ここで、サーボ・バルブの周波数応答は一次遅れ系で近似され、アクチュエータは積分要素と考えられるから、サーボ系の伝達関数 G_s は次のように表わすことができる。

$$G_s = \frac{v_0}{s \left(1 + \frac{1}{\omega_{45}} s \right)} \quad (2.23)$$

(s はラプラス演算子)

ただし

$$v_0 = \frac{k_0}{\sqrt{2} \cdot A} \sqrt{P_s - \frac{|F_0|}{A}} \quad (2.24)$$

$$\omega_{45} = \frac{32 A^2}{3 \pi i_0 k_0 M} \sqrt{P_s - \frac{|F_0|}{A}} \quad (2.25)$$

である。したがって図 2 の油圧サーボ全系の伝達関数 G は

$$G = \frac{K_A \cdot G_s}{1 + K_A \cdot K_p \cdot G_s} = \frac{\omega_n^2}{K_p (s^2 + 2\zeta \omega_n s + \omega_n^2)} \quad (2.26)$$

となる。ただし

$$\zeta = \frac{1}{2} \sqrt{\frac{A^3}{3\sqrt{2} \pi i_0 k_0^2 K_A K_p M}} \quad (2.27)$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{32AK_A K_p}{3\sqrt{2}\pi i_0 M} \left(P_s - \frac{|F_0|}{A} \right)} \quad (2.28)$$

(2.27), (2.28) 式で求められた ζ と ω_n をアクチュエータの有効受圧面積 A を変数としてローテーション, プランジングについてそれぞれ計算した。ただし, サーボ・バルブの特性としては Moog 12-102A のものを用いた。一般にサーボ機構では $\zeta > 0.6$ が適当とされているが, ピストンロッドの座屈強度とロッドと O-リングの組み合わせなどを考慮して

No. 1 アクチュエータ $A_1 = 9.68 \text{ cm}^2$

No. 2 アクチュエータ $A_2 = 6.22 \text{ cm}^2$

を選ぶこととした。この値はローテーションに対しては仕様条件を十分に満たしているがプランジングに対しては高い周波数では完全ではない。しかし, 現在のところ Moog 12-102A 以上のものがないので妥協せざるを得なかった。この問題は模型を軽量化することによって解決される。

(iv) 駆動装置の構成と加振部の構造

ピストン駆動式動安定測定装置は加振部, 油圧制御部および油圧源から構成されているが, 上述の諸性能を満たすためその諸元性能を次のように定めた。

(a) 加振部

加振部は図 3 の構造をもつスティング, ボッド, ロッド, シリンダ, ストラットおよび枠組構造より成り, この外観を写真 1 に示す。枠組構造内には油圧制御のためのサーボ・バルブ, 油圧配管およびアキュムレータが収納されている。スティングは $1.5''\phi$ および

$2.0''\phi$ の 2 種類の天秤を装着することができ, 後端部は支柱に嵌込み取付けられる。嵌込み部にはキー溝があって模型のバンク角を $0^\circ, \pm 45^\circ, \pm 90^\circ$ に変えることができるようになっている。支柱は回転中心の遊びを極小に保つとともに耐摩耗性を良くするため円錐コロ軸受けによってアクチュエータ, ロッドに結合されている。後方支持部はローテーション運動の際に生じる支点の移動を可能にするための摺動面と滑子をもった構造になっている。ロッドはその下端で油圧装置のアクチュエータ・ピストンに連結されており, シリンダ内を上下に摺動して支柱に所要の運動を行なわせる。

ピストンとシリンダの摺動部は耐摩耗性を良好にするため表面を 0.05 mm の硬質クロム・メッキが施こされている。これらの油圧機器は取付枠に強固に取付けて風洞に設置されるが, この場合風洞気流に有害な影響を与えないために流線型の蔽いをつけられている。なお, 枠内空間には, アクチュエータのほかにアキュムレータ, サーボ・バルブ, 配管および高圧フィルタが收容されている。アキュムレータはサージタンクとも呼ばれ圧油を容器内に蓄積して油圧ポンプの脈動を除去したり弁の開閉などにもなって生じた回路内のサージ圧を緩和するもので, バンドによって取付枠の側板に強固に取付けられている。サーボ・バルブはアクチュエータに供給する油圧を調整してピストンに所期の運動を生じさせるもので, 小型軽量で非常に大きな力と迅速な応答を与える機器で, 本装置ではアクチュエータの円筒部側壁にネジ止めされてい

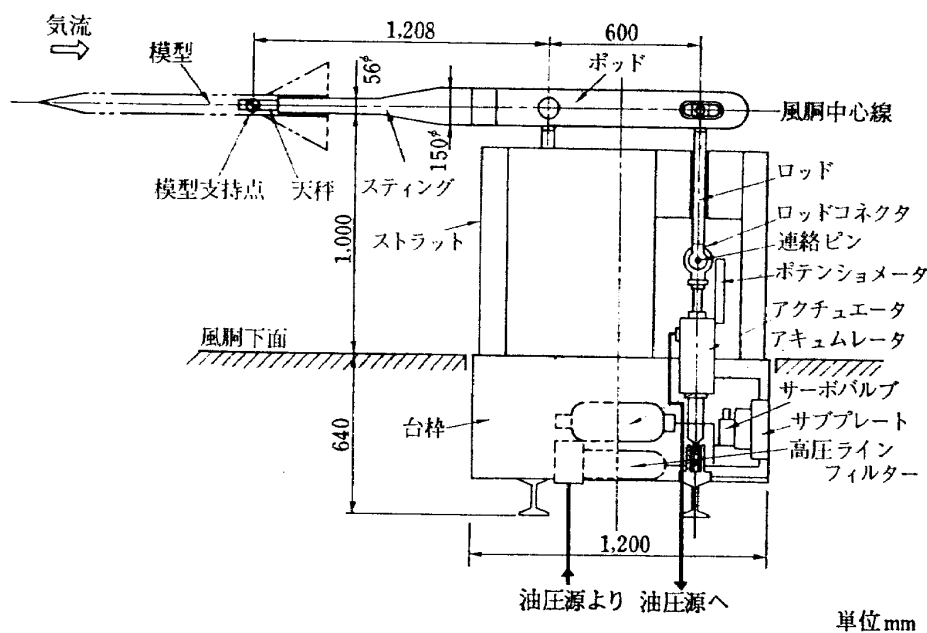


図 3 ピストン駆動装置加振部

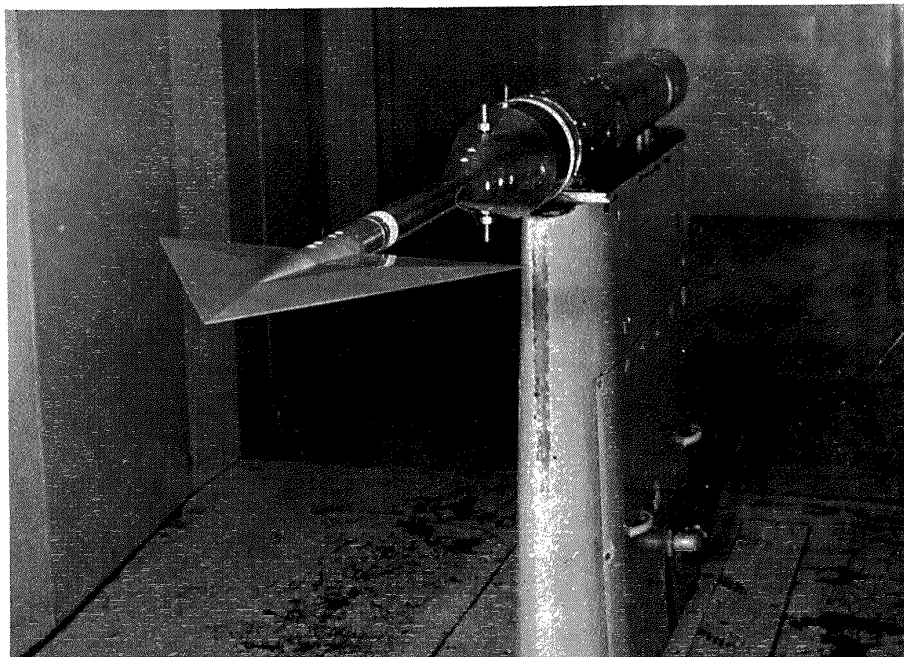


写真 1 ピストン駆動装置

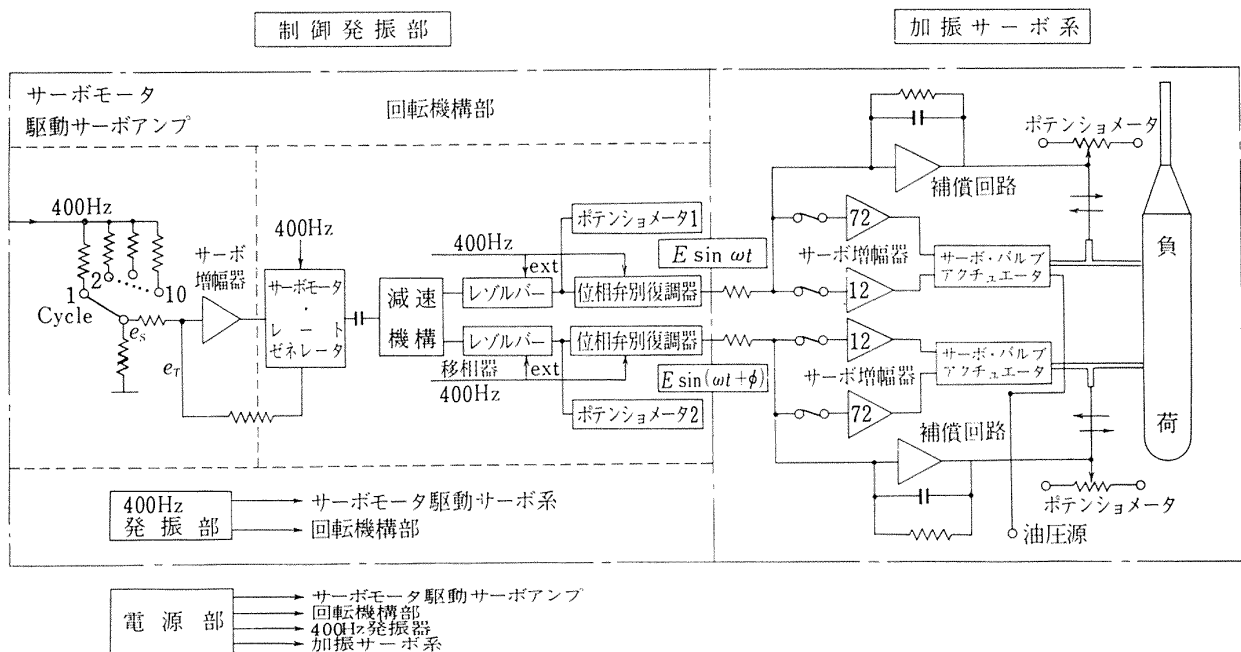


図 4 制御装置ブロックダイアグラム

る。本装置に使用したサーボ・バルブは流量型でMoog社の 12-102 A および 72-103 を採用している。

(b) 油圧制御部

模型に所要の正弦波振動を与えるための装置で、サーボ・バルブの制御を行なう加振サーボ系と、この入力信号を発生する制御発振部からなる。

制御発振部は図 4 に示されるようにサーボ・モータの回転出力を二つのレゾルバーにより任意に位相を調整できる二つの電気出力信号として取出すもので、そ

の詳細については TR 93 を参照されたい。加振サーボ系の主体は信頼度の高い直流増幅器とサーボ・バルブである。本装置では二種類のサーボ・バルブ、12-102 A 型および 72-103 型に対してそれぞれ電流利得 0.85 mA/V (負荷抵抗 1kΩ) および 2 mA/V~125 mA/V (可変)、出力電流 8mA および 20 mA のサーボ増幅器が設置してある。サーボ・バルブはサーボ増幅器からの電気信号をスプールの機械的変位に変換し、高油圧源の流路を選択するとともに入力大きさに比

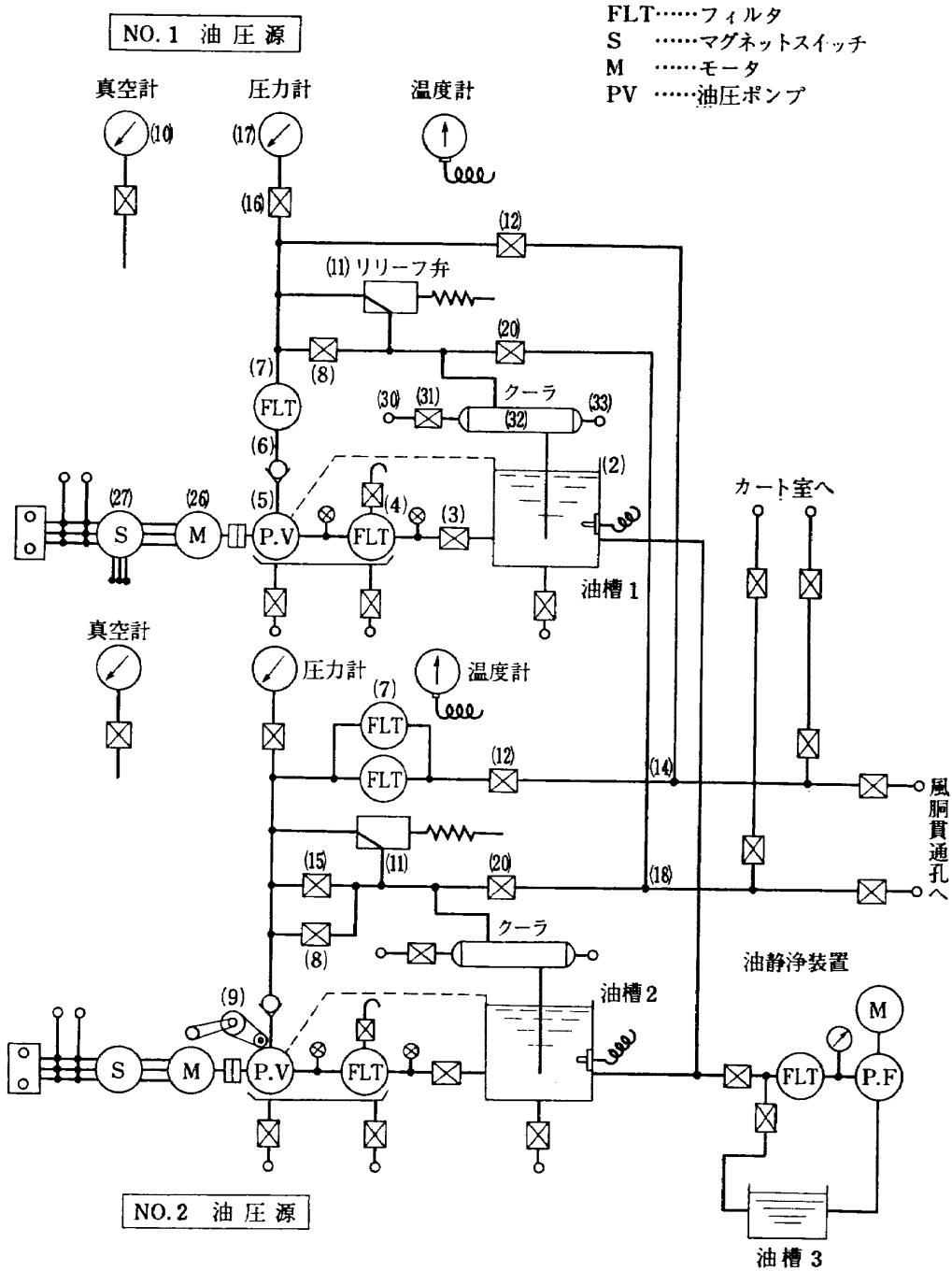


図 5 油圧源装置ブロックダイアグラム

例した流量をアクチュエータに流入させ負荷に抗して運動させる。本装置に使用した 12-102 A 型は二段式スプールで最大流量 60 GPM, 最大電流 10 mA である。また 72-103 型は一段式で最大流量 60 GPM, 最大電流 40 mA である。アクチュエータ軸に直結されたポテンショメータによりアクチュエータ変位が検出され補償回路を通して入力側に負帰還される。この補償回路はサーボ系全体の特性の細かい調整を行なう、すなわち時定数をもった微分回路により減衰係数、固有振

動数および利得を変化させ系の周波数特性, 安定性, 歪等の改善を計る。またサーボ・バルブの分解能をよくするために 400 Hz, 0.5 V のデザイナーがサーボ増幅器により入力信号に重ね合わせて加えられている。

(c) 油圧源

油圧源としては 50 PS のモータで駆動する可変容量型プランジャ・ポンプ 2 台を並列に使用するが、これによって生じる高圧油を調整弁により所要の圧力, 流量に調整したのち約 15m の長さの導管を通して装

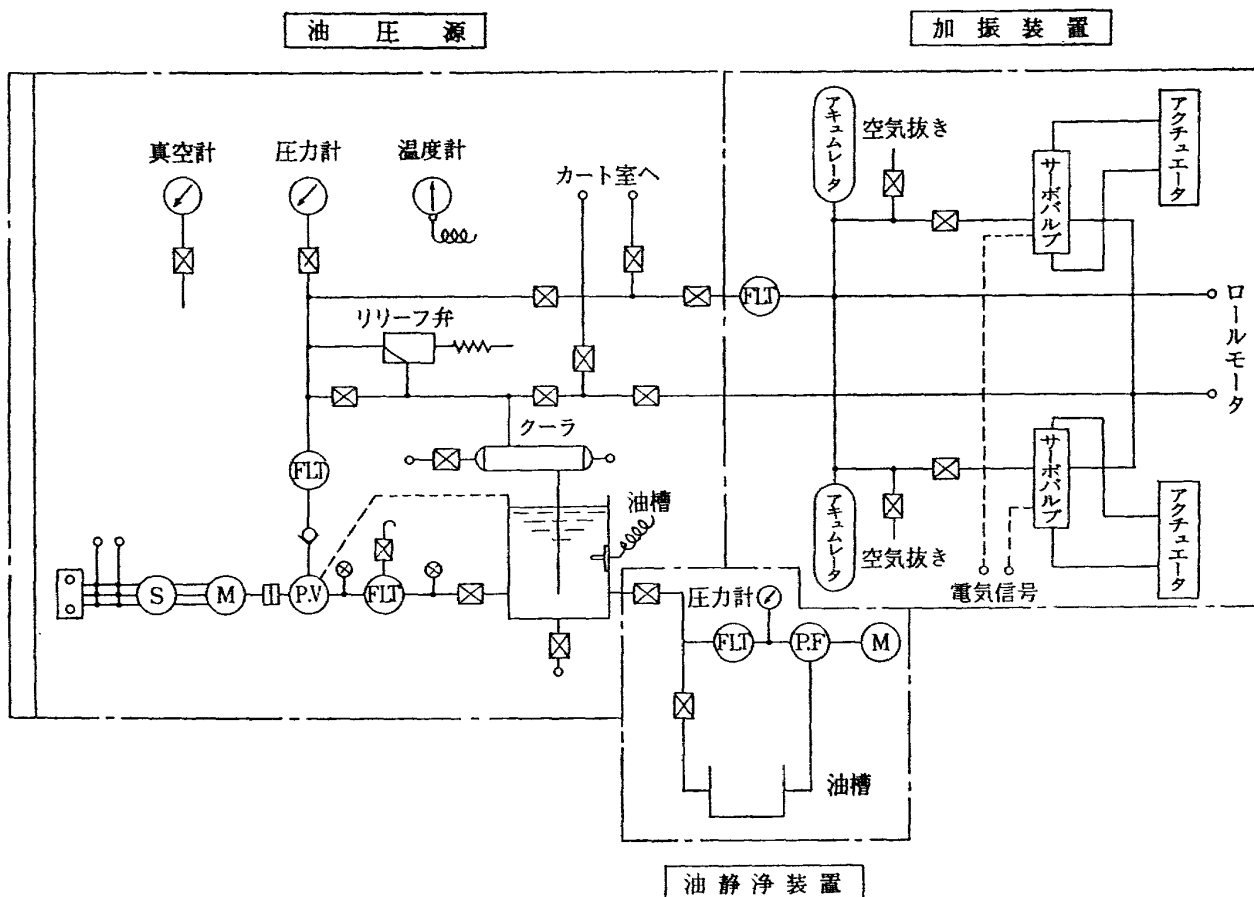


図 6 油圧系統図

置に供給する。油圧源の性能は、ポンプ1台当り最大流量 20 GPM, 圧力 3000 p.s.i. (常用)で作動油には MIL-H-5606A または 6083 を用いている。

装置は図5に示すごとく定置式で低圧 10 μ フィルタで濾過した作動油を可変容量型プランジャ・ポンプで所要の圧力にし、油圧回路に吐出する。高圧油は高圧用 10 μ フィルタ、逆止弁、シャット・オフ弁、ポートを経て加振装置に供給される。この場合圧力の調整はリリーフ弁で行ない、吐出量の調整はポンプに装備してあるボリューム・コントロールで行なう。ポンプは三相 50 PS のモータによって駆動される。本装置は風洞下部補機室に設置されているため加振装置まで直径約 5 cm の高圧ゴム管によって給油されている。図6に試験装置の油圧配管系統が示されている。なお油の清浄性は油圧装置の長期にわたる安定した運転を行なうための不可欠の要素であり、特に配管系油槽タンクの材質、内面処理は重要で、そのため配管用パイプは内面研磨を施したステンレス・パイプを用い、かつ配管に先立ってフラッシングが行なわれた。

4. 回転式動安定測定装置の構造と作動

回転式動安定測定装置は元来ピストン駆動方式の補

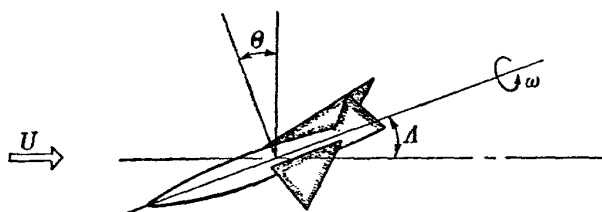


図 7 迎角スティング

助用として横揺れモーメント測定のために設備されたものであるが、回転軸および支柱の改造によってすべての動安定微係数を求めることができるようになった。

迎角スティング (図7参照)

流れ U に対して機体が A だけ傾いた軸のまわりで角速度 ω で回転するものとするとき機体の流れに対する運動は

$$\theta = \omega t, \quad \frac{dr}{dt} = \omega \times r = \omega [i \times r]$$

となり、これに伴う機体の迎角、横揺り角および縦揺れ、横揺れおよび偏揺れ角速度は

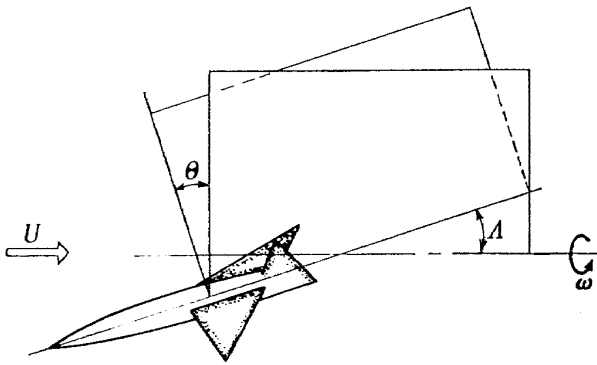


図 8 曲げスティング

$$\begin{cases} \alpha = \tan A \cdot \sin \omega t \\ \beta = -\tan A \cos \omega t \\ p = \omega \\ q = r = 0 \end{cases} \quad (31)$$

のようになる*。ただし θ は機体の対称面が、流れと回転軸を含む面となす角である。

曲げスティング (図 8 参照)

流れに沿った回転軸に対して機体が A だけ傾いて取付けられている場合の運動は

$$\frac{dr}{dt} = \omega \times r = \omega [i \times r]$$

となり迎角, 横切り角, 縦揺れ, 横揺れおよび偏揺れ角速度が

$$\begin{cases} \tan \alpha = \sin \theta \cdot \tan A \\ \tan \beta = -\cos \theta \cdot \tan A \\ p = \omega \cos A \\ q = -\omega \cos \theta \cdot \sin A \\ r = \omega \sin \theta \cdot \sin A \end{cases} \quad (3.2)$$

で与えられる。

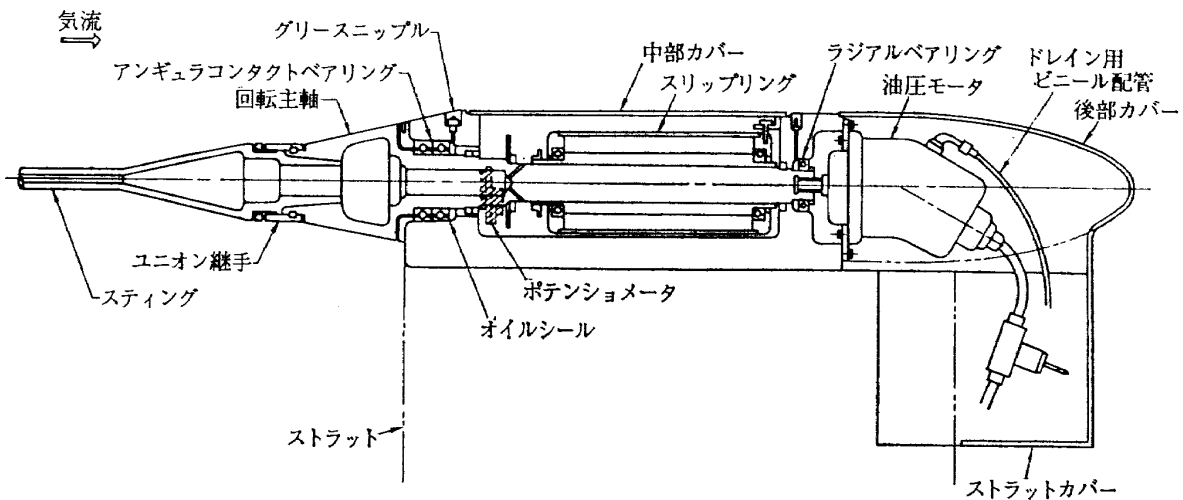


図 9 ロール・ポッド

したがって、これらの運動の組合わせを線形理論の仮定に基づいて連立方程式から解くと、運動のモードはピストン駆動の場合と全く同じような縦揺れ, 横揺れおよび偏揺れ運動に分解することができる。

これが回転式動安定測定装置の原理で、加振力として定常回転のトルクを与えるだけで十分であること、また空気力が定常的または正弦波動的であるので測定が容易であるなどの利点をもつ。このことはピストン駆動式で 2 個のアクチュエータに完全な運動波形を与えることの困難さに比べるときわめて有利であるが、ただ上の式でもみられる通り、これらの振動では単純な横揺れモーメント以外 ($A=0, \theta=0$) はいくつかのモードが同時に現われるので純粋に一つのモードの試験を行なうことができない難点がある。このため試験は微小擾乱すなわち現象が線形で、したがってこれらのモード間にカップルの起らないという条件の下で行なう必要があるが、機体が複雑になるとこの区別が容易でないので、できれば回転式で得られた結果をピストン駆動式でチェックすることが望ましい。

構造

上記の運動を実現するため図 9 のような装置が製作された。すなわちピストン駆動装置の取付枠からアクチュエータ・ロッドを取りはずし、かわりに回転軸を収納するロール・ポッドをこれに固定する。この場合迎角スティングではポッドを角度調節用のアダプタによって流れに対して傾け回転軸に直結したスティングに模型を装着する。これによって模型は流れに傾いた状態で横揺れ運動をする。曲げスティングでは、ポッドは流れに平行に固定され、模型を腕と直線状スティングの組合わせで構成される曲げスティングによって

* 運動解析の詳細については TR-196 参照。

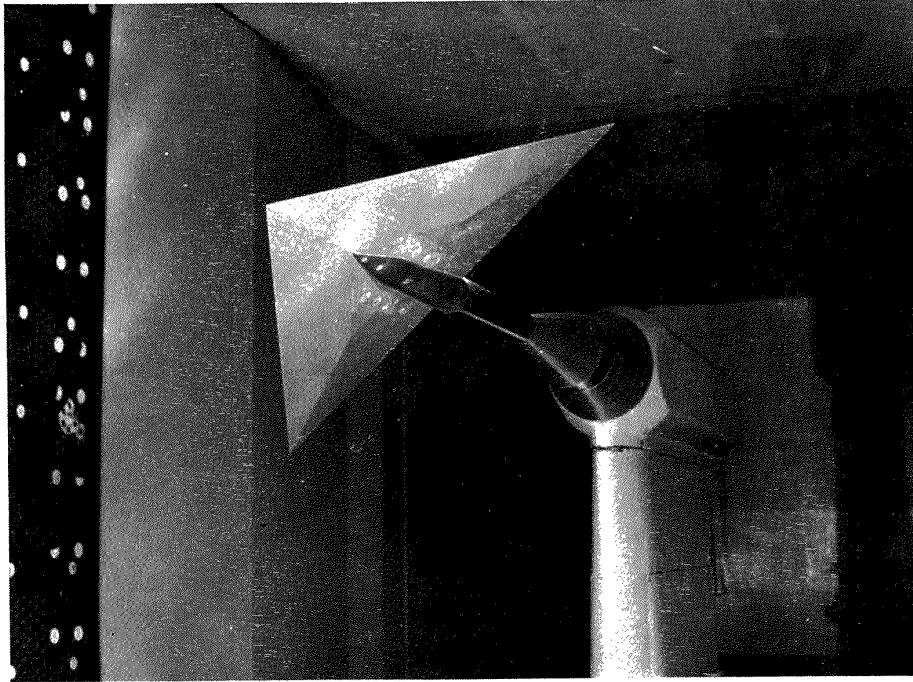


写真 2 回転式駆動装置

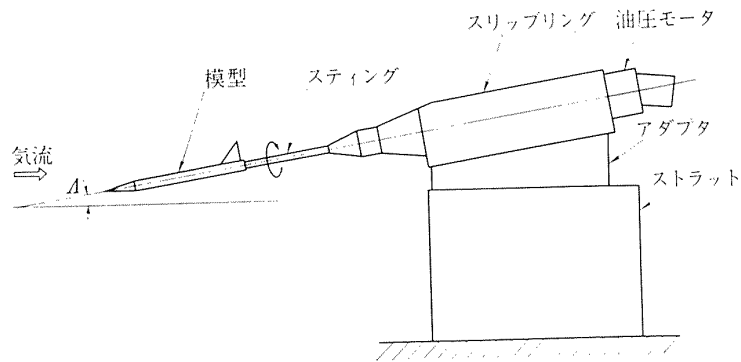


図 10 迎角スティング

流れに対して傾けて取付ける。この場合、模型は流れに傾いた状態で流れに平行な軸のまわりに回転する。迎角スティング、曲げスティングいずれの場合にも流れとスティングを含む面に対して模型の対称面を傾けることができるようになっている。回転軸の回転は油圧作動のトルク・モータによって行なわれ、これを作動する油圧は前節に述べた油圧源の圧力調整により供給される（写真 2）。

(a) 迎角スティング

迎角スティング試験ではピストン駆動式動安定測定装置加振部の枠組みにアダプタを介してロール・ポッドを取り付け、これに直結するスティングに模型を装着して定常回転を与える。軸の流れに対する傾き角はアダプタを取りかえることによって変えることができるが、この場合模型の重心位置が常に風洞中心線上にあるように調整されている。（図 10 参照）

ロール・ポッドは油圧モータに直結した回転軸と、これに組込まれたスリップ・リングおよび軸の回転角位置を表示するための発振器を収納する。回転軸は油圧モータのトルクをスティングに伝えるため両端をベアリングで支持された直径 100 mm ϕ のニッケルクロム鋼製軸で、後端は油圧モータの軸に直結され、前端は迎角スティングまたは曲げスティング用腕の取付けを容易にするためユニオン接手になっている。

スリップ・リングは回転軸と同軸に固定されており、軸とともに回転する天秤からの出力を取出して計測装置に送る役目を果している。極数は 40 極である。

回転表示の発振器は、回転軸とギアによって 1:1 の比でつながれる正弦波ポテンショメータで、軸の一回転が正弦波の一周期に対応するからその出力波形の位相角を測れば軸の回転角位置、したがって模型の姿

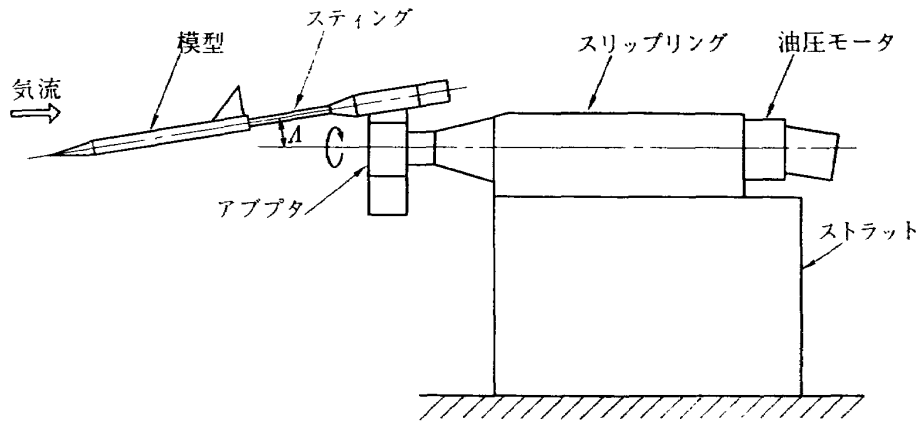


図 11 曲げスティング

勢角を検出することができる。ポテンショメータは 3 V の乾電池で励起される。

ロール・ポッドの先端には模型支持用スティングがネジ止めされているが、その長さはいづれも 90 cm で使用する天秤の種類 2"φ, 1.5"φ に応じられるよう 2 組用意されている。

油圧モータはアキシャル・プランジャ型で油圧ポンプの吐出量にほぼ比例した回転を行なう。使用油として MIL-H-5606 A を用いた場合の最大トルク 10 kg-m で回転数を 0.1~100 Hz の範囲に変えることができる(図 9 参照)。なお、油圧モータへの油圧配管はピストン駆動式動安定測定装置の一部を改造し、流入管と流出管を切り換えることによって回転方向の逆転ができるようになっている。傾き角を調整するアダプタは 5°, 10°, 15°, 20° の 4 通りが用意されている。

(b) 曲げスティング

曲げスティング試験では、ロール・ポッドを枠組に直接固定し、(回転軸は流れの方向と一致する)その先端に腕と直線スティングを組み合わせた曲げスティングが取付けられている(図 11 参照)。腕はスティングにしたがって模型の軸を流れの方向に対して傾けるためのもので 5°, 10° および 15° の 3 種類があるが、

* 簡単のため迎角 0 の場合の定常回転を考えると油圧モータの必要トルク T は

$$T = L_p \dot{\phi} = L_p \rho = C_{lp} \cdot \frac{pb}{2U} \cdot qSb$$

したがって所要馬力は

$$\frac{T \cdot P}{75} = C_{lp} \cdot \frac{pb}{2U} \cdot \frac{qSb}{75} \text{ (PS)}$$

となる。ただし L_p は横揺れモーメントで $M=1.2$ の場合 $C_{lp} = -0.5$ と仮定すると遷音速試験用飛行機模型で 10 Hz の場合トルク 5 kg-m, 所要馬力 5 PS 程度である。

この場合模型の重心が常に回転軸上にあるように設計されており、さらに回転による動的不平衡を打ち消すために、腕のスティングに対して反対側にダミー・ウエイトを取付けて調整することができるようになっている。

曲げスティングを用いた場合の回転機構その他は迎角スティングの場合と全く同じである。

5. 計測装置

動安定測定装置に付属する計測装置は天秤とデータ処理の部分からなる。天秤は普通静的試験で用いる 6 分力型を使用することもできるが、特に、ピストン駆動方式では横型の慣性力の影響が著しいから、天秤出力からこれを差引いて純粋な空気力のみを検出することが望ましく、このため加速度計を内蔵した動的天秤が新しく開発された。曲げスティング試験のデータ処理は定常荷重であるので普通の静的試験の装置がそのまま用いられるけれども、ピストン駆動方式および迎角スティングでは与えられた運動の一周期に応じて荷重が変化すること、しかも空気力の模型運動に対する位相おくれを厳密に測定することが必要となるので天秤出力(空気力)と模型運動の検出器(回転角度検出器)の出力とから空気力の大きさと位相遅れを計算するアナログ計算回路をもった処理装置が用いられている。

なお、慣性力の問題に関連して模型の重量が測定の精度に大きく影響することは当然で、このため特に動安定試験用模型は軽量であることが望まれる。また、すでに述べたようにその重心位置の設定も試験を行なう上に重要であるのでダミー重量を使って重心位置を調節できるようにしておく必要がある。このため動安定測定装置の開発と並行して軽量模型の研究を行ない

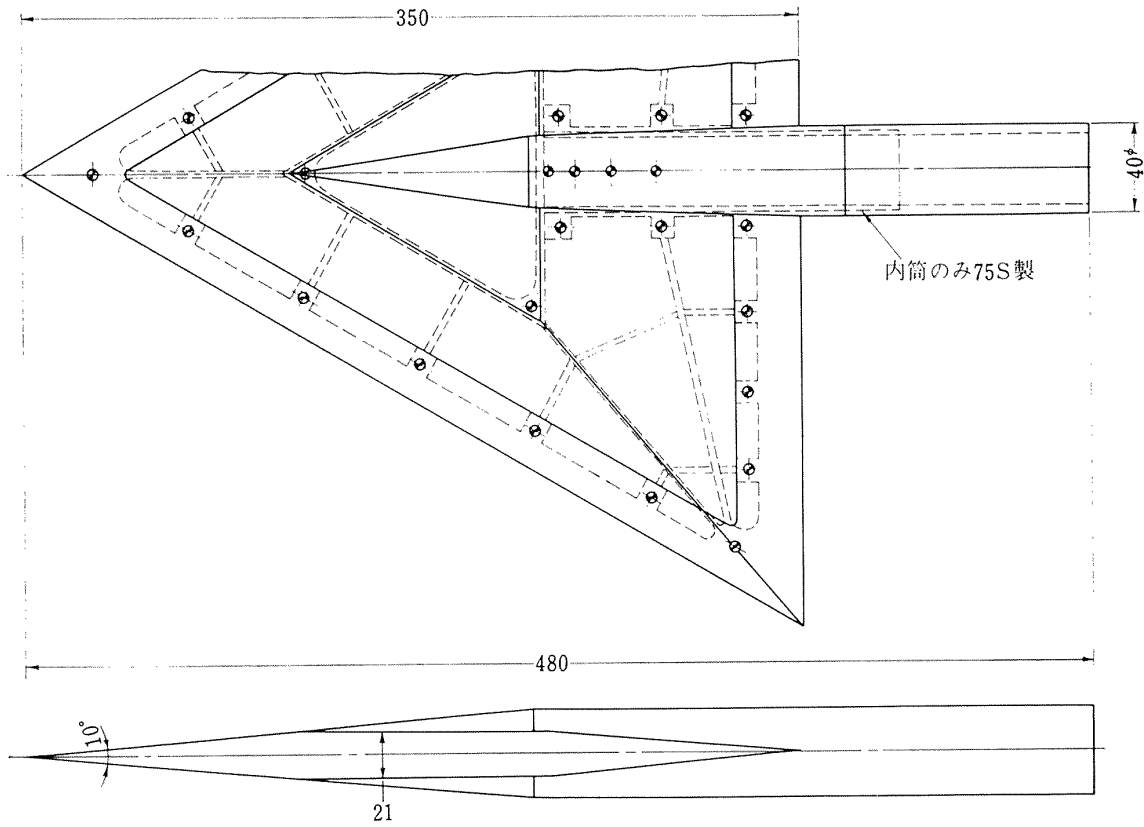


図 12 AGARD-F 軽量模型

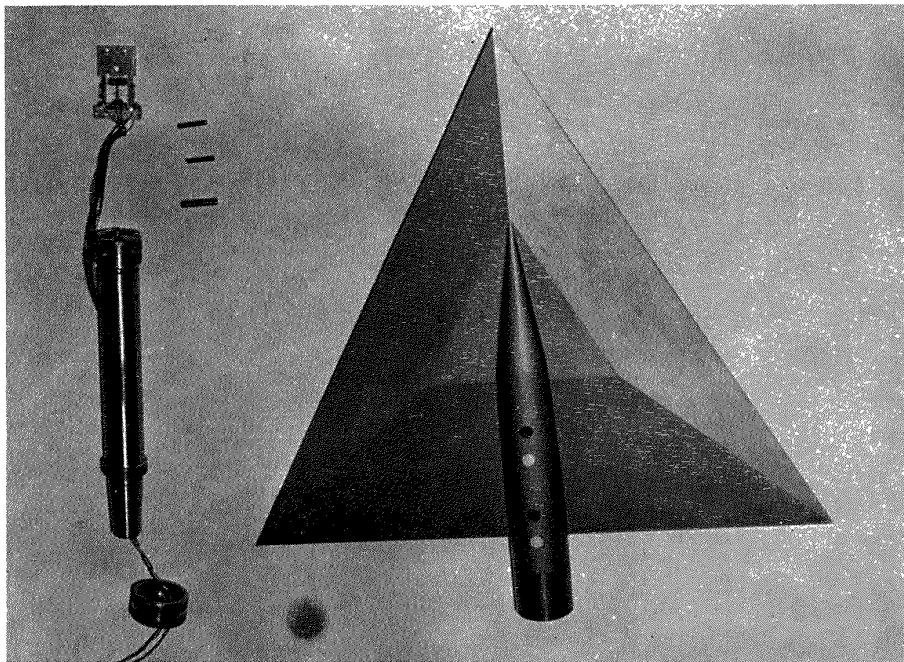


写真 3 軽量模型および天秤

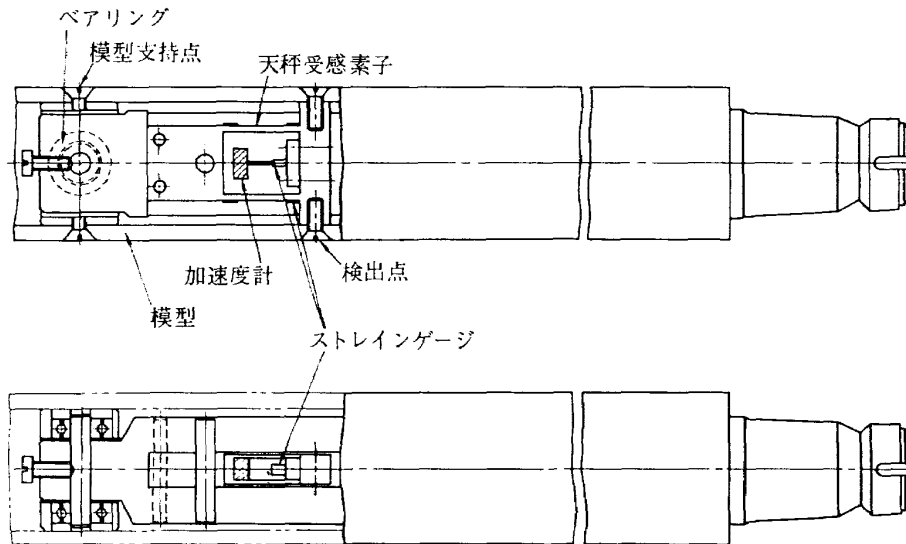


図 13 動的天秤

一応の成果をうることができた。図 12 は軽量模型構造の一例として AGARD-F 模型の概略を示したもので、FRP 小骨を構造部材とし、表面を FRP で整形してある。これによって従来の遷音速風洞模型の約 1/8 の重量でしかも十分な強度を有するものが得られた (写真 3 参照)。

(i) 動的天秤

動的試験では振動数、振幅が大きくなるほど模型の慣性力の影響が問題になってくる。すなわち、天秤は空気力と模型の慣性力の加わったものを検出することになり、空気力の測定精度が劣化する結果になる。このために天秤の外筒に加速度計を固定し、無風時の天秤出力が零になるように加速度計出力を調整し、したがって純粹に空気力のみを検出できる動的天秤が開発された。これはモーメント型の要素をもったビーム天秤で、その外筒 (模型に固定される部分) に小型の加速度計が取り付けられている (図 13, 写真 3 参照)。この天秤のいま一つの特徴は模型の支持点がベアリングになっていて、模型重心の運動による慣性力はすべてベアリング軸を通して吸収され、したがって重心点まわりのモーメントだけが測定できる構造になっていることで、これによって受感素子の感度を高めることができた。ただこの場合には測定空気力は模型の重心まわりのモーメントの形においてのみ検出され、空気力の絶対値あるいは任意の点まわりのモーメントとして求めることができないので、これらを測定する必要がある場合には模型の重心位置を移動させて同じ試験を繰り返して行なわなければならない。模型の重心位置はダミー重量によって調節される。

動的天秤を使って測定値から慣性力を消去するには次の要領による (図 14(a), (b) 参照)。まず無風時に模型を加振させると、微小な空気力と模型慣性力が天秤出力として得られる。この場合、天秤は一種の加速度として働くわけで、天秤外筒にとりつけた加速度計と位相の全く同じ相似な出力信号をもっている。したがって天秤と加速度計の出力を差動増幅器に入力させその出力が零になるように加速度計の増幅度を調節しておけば、流れの中にある場合の天秤出力は純粹に空気力に対応する。無風時での空気力は無視できる程度に小さく加速度計と天秤の出力とは比例することから、ある加振状態で調整しておけばすべての場合に慣性力は消去されるわけであるが、実際には使用する周波数のいくつかの値について加速度計の増幅度を調整しておくことが望ましい。図 15 に AGARD-F 模型について慣性力消去の記録を示す。この測定は写真 4 に示すような装置によって行なわれたものである。

次に動安定試験では曲げスティング試験を除いては

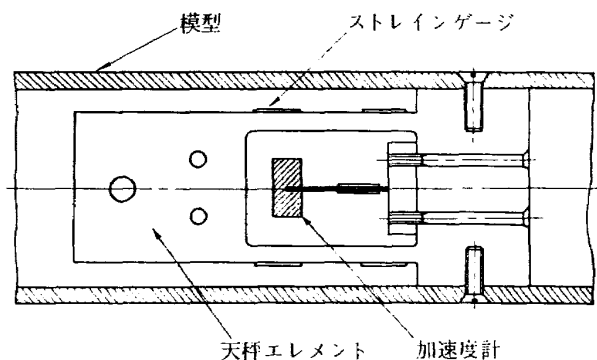


図 14 (a) 慣性力消去機構

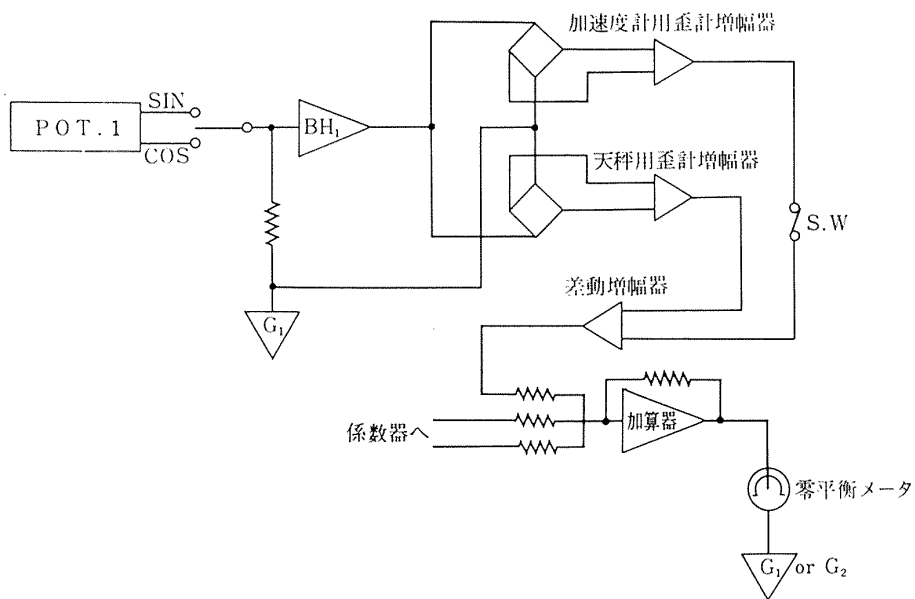
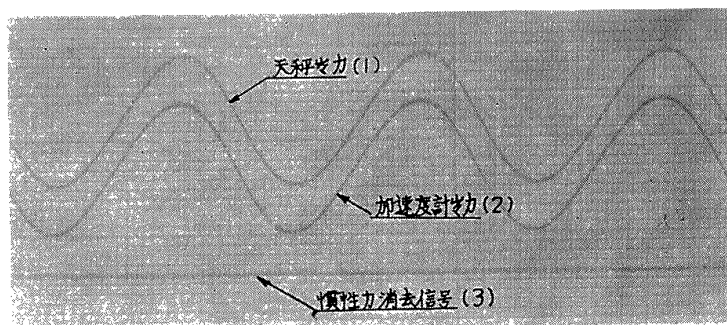


図 14 (b) 慣性力消去ブロックダイアグラム



1 目盛 0.1 sec

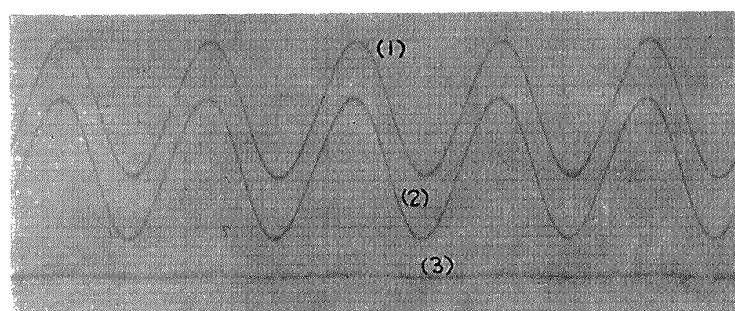
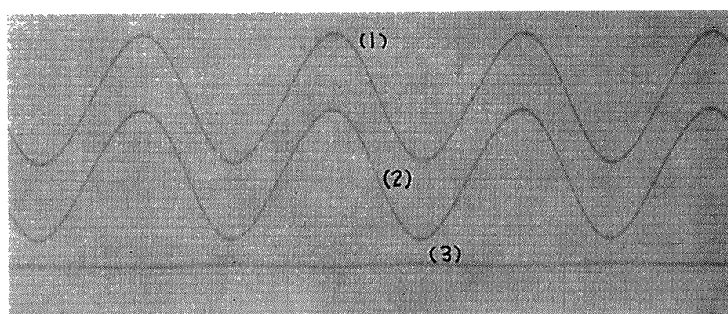


図 15 慣性力消去

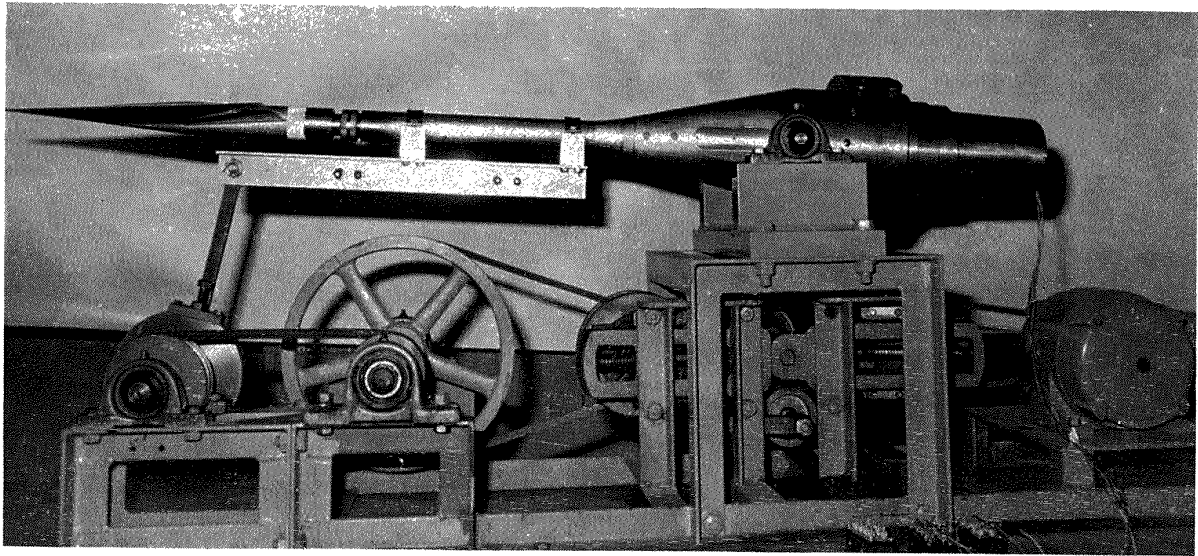


写真 4 天秤試験装置

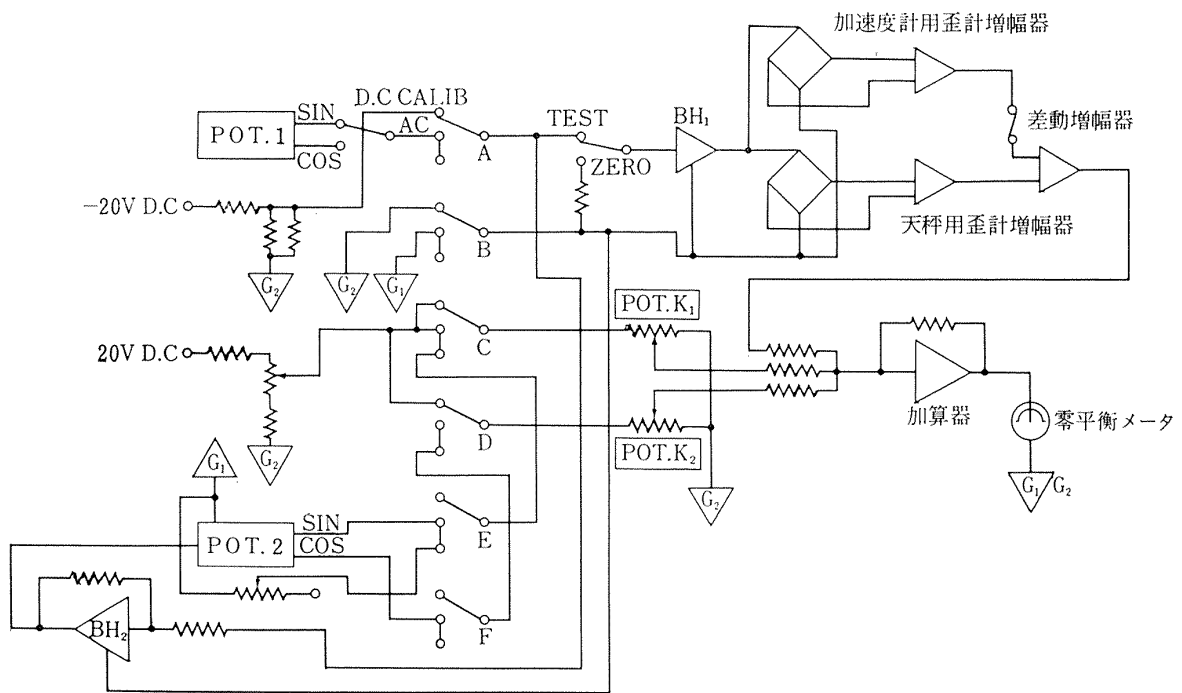


図 16 データ処理演算回路

周期的に変化する模型の姿勢に対して位相のおくれた空気力の周期的変化が測定される。この場合、模型の運動はピストン駆動方式では重心まわりの回転角 $\theta = (z_{10} - z_{20}) / (l_1 + l_2)$ したがってアクチュエータの運動 z_{10} または z_{20} に比例しており、迎角スティング方式では、回転軸の角度位置に比例するから前者はアクチュエータにとり付けた直線型ポテンシオメータ、後者は軸に取付けた回転型ポテンシオメータの出力として読みとることができる。したがって、これらポテンシオメータの出力と天秤出力を同時にオシロ記録

しておけば、空気力の大きさと模型運動に対する遅れを読みとることができ、これから空気力を求めることができる。しかしこの方法は非常に手数がかかることと、オシロ記録の読み取りによって測定精度が下るのであまり好ましくない。このため本装置では模型の運動と同期した正弦波発信用の回転ポテンシオメータを使ったアナログ解析装置が用いられている。解析装置の構成は図 16 に示したように、サーボ制御器の駆動モータに同軸に 2 個の正弦波発信用回転ポテンシオメータ POT. 1, POT. 2 が設けられており、その発信

信号の位相をあらかじめ模型運動の位相と一致させてある。POT. 1 の出力電圧は天秤および POT. 2 に励起用電圧として印加されている。換言すれば天秤ゲージと POT. 2 は模型運動に同期した電圧で励起されていることになる。いま空気力 L が模型の運動に対して φ だけ位相遅れをもつものとする、

$$\begin{cases} L=L_0 \sin(\omega t+\varphi)=L_1 \sin \omega t+L_2 \cos \omega t \\ \frac{L_1}{L_2}=\tan^{-1} \varphi \end{cases} \quad (4.1)$$

のように表わされる。一方、正弦波発信器 POT. 1 からは $E \sin \omega t$ が与えられるから歪ゲージの出力は $L \cdot E \sin \omega t$ に比例し、

$$\begin{aligned} E_s &=K_B \cdot E(L_1 \sin \omega t+L_2 \cos \omega t) \cdot \sin \omega t \\ &=\frac{K_B \cdot E}{2}(L_1-L_1 \cos 2 \omega t+L_2 \sin 2 \omega t) \end{aligned} \quad (4.2)$$

のようになる。また、POT. 1 の端子を 90° ずらせて出力電圧 $E \cos \omega t$ を天秤に印加すると天秤出力として同様に

$$\begin{aligned} E_c &=K_B \cdot E(L_1 \sin \omega t+L_2 \cos \omega t) \cos \omega t \\ &=\frac{K_B \cdot E}{2}(L_2+L_2 \cos 2 \omega t+L_1 \sin 2 \omega t) \end{aligned} \quad (4.3)$$

が得られる。したがって天秤出力の直流成分として、空気力の同相成分 L_1 およびおくれ成分 L_2 が別々に検出され、これから空気力の大きさ L_0 と位相おくれ角 φ が計算される。正弦波および余弦波電圧はポテンシオメータ POT. 1 の端子の切換えによって得られる。このように、空気力成分 L_1, L_2 の大きさは出力信号の直流分を電圧計で読取ることができるが、この装置に用いた回路では測定精度を上げるため、さらに基準電圧信号と比較する電位法を採用している。すなわち、天秤出力と POT. 2 出力とを比較すると、後者は POT. 1 の出力と同相であるから

$$\begin{cases} E_s^*=\frac{K_p \cdot E}{2}(K_1-K_1 \cos 2 \omega t) \\ E_c^*=\frac{K_p \cdot E}{2}(K_2+K_2 \cos 2 \omega t) \end{cases} \quad (4.4)$$

となり、したがってこれらの信号を差動増幅器に入れその直流出力が零になるように係数器 K_1, K_2 を加減すると

$$\begin{cases} L_1=\frac{K_p}{K_B} \cdot K_1 \\ L_2=\frac{K_p}{K_B} \cdot K_2 \end{cases} \quad (4.5)$$

が得られる。したがって係数器ポテンシオメータ

POT. K_1, K_2 をダイヤル目盛で読めば既知の増幅度 K_p, K_B から L_1 および L_2 が計算される。ここに K_p は POT. 2 の比例常数で試験に先立って較正される。

6. 試験の概要

以下本装置を用いた試験法の概略について述べる。

(i) 運転準備および較正

ピストン駆動式動安定測定装置の運転および較正は油圧系と電気系の2系統について行なわれる。油圧系の準備作業としては、油圧装置および油配管の洗滌運転(フラッシング)、加振装置内油圧管の空気抜きである。これらを十分に行なっておかないと油圧伝達におくれを生じたり、塵のためサーボ・バルブの作動が円滑に行なわれなくなる。

油圧系の洗滌には、高圧ゴムホースの接手部に低圧ラインフィルタ(10 μ メッシュ)を挿入し、200 p.s.i. の作動圧で約25~60時間連続運転を行なう必要があり、これと並行して油槽を洗滌する。洗滌後の加振装置への配管には特に塵などが混入しないよう細心の注意を払わなければならない。油圧系の配管を完了したのち、サーボ・バルブの信号用ケーブル・ポテンシオメータおよび天秤への配線を行なう。

続いて油圧系内部の空気抜きを行なうが、これははじめ200 p.s.i. の圧力のもとでアクチュエータ用シリンダ上下にある空気抜きボルトをゆるめて行なう。管内の空気がなくなるにつれてアクチュエータ・ピストンの作動は安定して来る。以後油圧を除々に高めて同じ操作が繰り返される。

空気抜きの作業が終わると空気抜きのボルトを閉めて常用圧力(3000 p.s.i)まで加圧し、サーボ・バルブの中立点を調整して模型を風洞中心に一致させる。この際アクチュエータの実際の位置を記録するためにサーボ増幅器の負帰還用のポテンシオメータの出力を読みとっておく。

天秤は静的および動的荷重に対して較正しておく必要がある。静的荷重に対する較正は普通の6分力天秤の場合と全く同様で重錘に対する天秤出力をデータ処理装置の K_1 および K_2 の目盛りで読めばよい。動的荷重の較正は通風時に模型を0.5 Hz で加振し、その時の K_1, K_2 の測定値と、模型をいろいろな姿勢角に設定した場合の静的試験の K_1, K_2 の測定値の対応から係数器の倍率を定める。なお静的試験の場合には天秤ゲージの印加電圧は直流で行なう。

回転式動安定測定装置の準備作業および較正もピス

トン式の場合とほとんど同じに行なわれる。ただこの場合サーボ・バルブを必要としないから操作は著しく簡単になる。較正でピストン式と異なる点は回転表示器の発信する正弦波波形と実際の回転軸角位置、したがって模型の姿勢角の対応を翼または模型対象面の傾き角とポテンショメータの出力とを同時にオッシロ記録してこれを決定する。また油圧と軸の回転速度の関係も調べておく。

(ii) 試験操作

ピストン駆動式ではローテーション試験とプランジング試験の両方を行なう。

ローテーション試験では、前後のアクチュエータの変位量が丁度 $z_{10}/z_{20}=l_1/(l_1+l_2)$ の比になるようサーボ制御器の電圧信号を調整し、さらに両者の運動が完全に同一位相になるようシンクロ・レゾルバの角度を調整する。アクチュエータの変位量は加振の周波数に逆比例し、 $z_{10}=10/f$ (cm) 程度に選ぶとよい。ただし、周波数が 8Hz 以上では油圧力に制限があって重い模型を使う場合には実現できないこともあるから、その場合には適当に小さい値を選ぶ必要がある。

振幅・位相の調整を行なって前後 2 個のアクチュエータを同時に作動させることが面倒な場合にはおのおののアクチュエータを別々に駆動してもよい。ただこの場合には純粋な模型重心点の上下運動が加わるから空気力および慣性力として余分の項が現われることになる。このような加振モードを特にピッチング加振と呼ぶことにすると、ピッチング・モードでは、 z_{10} と z_{20} を $l_1/(l_1+l_2)$ の比の振幅で加振し、2 つの測定値から共通部分を差引くようにしなければならない。

プランジング試験では、前後のアクチュエータを同じ振幅・位相で加振するようシンクロ・レゾルバの角度とサーボ・バルブの印加電圧を加減する。アクチュエータの変位量は加振周波数に逆比例するが、 $z_{10}=z_{20}=20/f$ (cm) ぐらいに取ることが望ましい。この場合も模型の重量が大きいと高い周波数範囲で所期の振幅を実現することが困難であるから適当に小さい値を選ぶ。

加振位相を一致させるには、アクチュエータにとり付けたポテンショメータの信号をブラウン管オッシロスコープの X 軸と Y 軸に入力させ、リサージュ図形を描かせこれが一本の直線になるよう調節すればよい。

模型重量による負荷が余り大きくなると、加振の運動が正弦波状でなくなるため、リサージュ図形は直線でなくなるから、その場合には印加電圧を下げて加振

する。

横揺れ試験では、模型の姿勢角の検知がきわめて重要である。このため回転角表示用ポテンショメータ正弦波波形の零点が模型の基準姿勢角に一致するよう取付角を調節しなければならない。試験では一定の流れの状態では回転数を変えて行くが、回転数の範囲は、模型の流れに対する傾き角によって選ぶ必要がある。たとえば $\theta=5^\circ$ では $f=0\sim 30$ Hz 程度が望ましい。ただし回転数が余り高くなると模型の強度、特に翼などの取付部強度が問題になるから模型の構造に応じて回転数範囲を決めなければならない。

7. むすび

再三繰り返して述べたように、最近の航空機、飛しよう体で動安定の試験のもつ意義はきわめて重要である。ただ測定が動的であるため装置および計測がきわめて複雑で、特に遷音速試験のように現象が複雑でしかも負荷の大きい場合には細心の注意を必要とする。

本論文では航空宇宙技術研究所で開発されたピストン駆動式および回転式の 2 つの動安定測定装置について、その構造および作動について述べたが、これはあくまでも基本の構成と原理であって、実際これが装置として有効に使われるためには使用者が、その機構や原理を十分に理解して正しく運用するにかかっているのは言うまでもない。

ピストン駆動式装置は最近、米国* でも全く同じ型式のものが使われるようになっており、特に電子計算機を使った大規模な制御方式によって素晴らしい結果を得ている。われわれの装置では現在のところ制御はアナログ方式で一応の成果を得ているが、それだけに装置の調整、保守に多大の労力を必要としている。この点将来電子計算機システムの取り入れも考へる必要があると思われる。さらに本装置がもともと静的試験装置の補助として開発されたため固有のカートをもたず油圧装置が測定室から遠く離れた場所に設置されているのも困難を著しく大きくしている。現在の配置では試験のたびに油圧系統の組立分解を行なう必要があるが、これは油圧機器を運転する正常の状態ではない。できるだけ早い機会に固有カートをもち油圧系統をこれに内蔵する方式に改造されることを望んでやまない。

* Cornell Aeronautical Laboratory. の遷音速風洞, Pennsylvania State University の回流水槽

回転式装置は構造的にきわめて簡単である点で将来大いに利用されると思うが、一方模型構造として軽量で強度の高いものを必要としており、今後この方面の研究が強く望まれる。

文 献

- 1) Lee Arnold; Dynamic Measurements in Wind Tunnels. AGARD graph 11, (1955)
- 2) H. Daughady, E. Duwaldt and I. Statler; Measurement of Dynamic Stability Derivatives in the Wind Tunnel. WADC TR 57-274, (1957)
- 3) B. H. Beam; A Wind-Tunnel Test Technique for measuring the Dynamic Rotary Stability Derivatives including the cross Derivatives at High Mach Number. NASA Report 1258, (1956)
- 4) Franklin D. Yeaple; Hydraulic and Pneumatic Power and Control.
- 5) 和久田基美; 油圧機器とその回路, エンジニア・シリーズ4
- 6) 金沢磐夫; サーボ機構の設計, 油圧設計第4巻第9号別刷
- 7) Moog. Industrial Division; Control Contamination in Hydraulic Systems. Technical Bulletin 114.
- 8) Moog. Industrial Division; Fluid Contamination Effect on Servo Valve Performance. Technical Bulletin 115
- 9) Moog. Industrial Division; Installation Information For 72 Series Industrial Servo Valve. Bulletin 172.

TM-162	境界層内圧力変動および板の振動変位の測定	1969年9月	藤森義典, 山崎 浩
TM-163	ある双発プロペラSTOL機の動安定風洞試験	1969年9月	別府護郎, 鈴木友昭
TM-164	ブレードのフラッピング運動をバネで拘束したロータのピッチダンピングについて	1966年10月	別府護郎, 岡 遠一
TM-165	フェーレル系複合材の環境試験結果	1969年11月	古田敏康, 野口義男
TM-166	ガスタービン用缶形燃焼器における燃焼領域のガス組成と燃焼状態	1969年11月	大塚貞吉, 齋藤 隆吉 堀内正司, 本間幸吉 宮坂 彰
TM-167	YS-11A-300型輸送機の胴体疲労試験—中部胴体前方大型貨物口部および後方乗降口部付近—	1970年1月	竹内和之, 川島矩郎 熊倉郁夫, 松岡陽一
TM-168	タンピングメータの試作	1970年2月	柳沢三憲
TM-169	ジェットエンジン燃焼器出口ガス流の乱れの測定 (I)	1970年2月	相波哲朗
TM-170	JRエンジンの燃焼器におきた振動燃焼	1970年2月	鈴木邦男, 石井浅五郎 山中国雍
TM-171	缶形燃焼器 (低圧, 低温系) 試験設備による航空計器の氷結 (着氷) 試験	1970年3月	鈴木邦男, 相波哲朗 本間幸吉, 服部宣夫
TM-172	自動追尾型風向風速測定器	1970年3月	川幡長勝, 中谷輝臣
TM-173	FA-200 改機の動安定微係数	1970年4月	遠藤 浩, 林 良生 海老沼幸成, 中谷輝臣

注: 欠番は配布先を限定したもの

航空宇宙技術研究所資料174号

昭和45年4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)44-9171(代表) 182

印刷所 株式会社 東京プレス
東京都板橋区桜川 2~27~12
