小形誘導飛しょう体用油圧操だ装置について*

山 本 和 男**

1. ま え が き

ロケット飛しょう体は我国においても宇宙観測、科学衛星、気象衛星として開発される一方誘導飛しょう体としても地味ながら開発研究されている。

わが国では空対空地対空に代表されるように目標物は大きな運動性を有するものを対象とするのでその飛しょうコース、あるいは飛しょう姿勢を敏速に制御する必要がある。

制御系は誘導装置 (guidance systems), いわば頭脳に相当する部分と、これの情報指令によって飛しょう体に運動を起こさせる制御装置 (control systems), いわば筋肉に相当する部分で構成される。

ここでは、小形誘導飛しょう体に用いる制御装置の内、油圧により空力だ面を制御する油圧操だ装置 (hydraulic fin control systems) について述べる。

2. 油圧操だ装置の概要

操だ装置は、一般に微弱な電気信号 (0.05~0.5mw) を動力増幅 (0.25~1kw) し、飛しょう体に操だ量を与える増幅器の一つで、そこにはだ角を制御する電気油圧サーボ機構 (electro-hydraulic servomechanism) とこれに油圧を供給する油圧動力源 (hydraulic power source) とがある。

油は自体内に大きなエネルギーを蓄えられないため、エネルギー源を必要とし、そこにはガスの圧縮エネルギー、蓄電池の電気エネルギー、固体推進の燃焼ガス・エネルギー等を用いている。

操だは指令信号に連続的に追従する連続位置制御方式だけであるが、将来はバンバン制御 (bang-bang control) のような不連続制御方式も登場するであろう。

油圧操だ装置はガス圧式操だ装置や電気式操だ装置にくらべ部品数が多く、高度な工作技術が必要である。したがって価格は他方式より高く損な一面を有する反面、速応性、分解能、システム剛性、システム信頼性等性能面で他方式にすぐれている。

小形誘導飛しょう体のように大気中を高速飛しょうするものでは、速応性を大きく要求され、多くの場合、

油圧による操だを用いている。

3. 油圧動力源

小形誘導飛しょう体では、運転秒時が60秒ぐらいまではほとんどの場合、蓄圧器形と称しガスの圧縮エネルギーを動力源とするもので、それ以上の秒時には蓄電池で運転するモータ・ポンプ形が使われ、90秒ぐらいからモータ・ポンプ形にほとんど交代する。

3.1 蓄圧器形 (accumulator type) 蓄圧器形の特徴は単純な構造、高信頼性、高貯蔵性、低価格なことである。

運転秒時の短い場合、重量、容積ともに他方式にまさるが、運転秒時に比例して重量、容積はともに増大するため90秒ぐらいで使われなくなる。

第1図は蓄圧器形の断面略図を示すものであるが、中心に球形またはそれに近い形状のガスタンクを配置し、その外側に油タンクを設けるものが多い。この場合、ガスと油の隔離は耐油性の袋状のゴム膜 (bladder) を用いる。

ガス・タンクの容積が大きくなると球より円筒形が多い。この場合、二重円筒を構成し内筒にガス、外筒に油を入れ、ガスと油の隔離は圧力差で動く自由ピストンを用いる。

蓄圧器用材料¹⁾には高い強度と優れたじん性を要求され18% Ni マルエージング鋼、SAE 1010 鋼、SAE 4130 鋼等が用いられている。

ガス・タンクの破壊圧力は充てん圧力の4倍以上を

第1図 蓄圧器形油圧動力源略図

* 昭和49年2月27日原稿受理 The Hydraulic Fin Control Systems for Small Guided Missiles

** 防衛庁技術研究本部第3研究所 Kazuo YAMAMOTO

第1表 各種弾性材の使用温度帯と適合流体 (文献2)

材 料	使用温度帯	適 合 流 体
BUNA-N	-65°~275°F	油, 寒材
POLYACRYLATE	0°~350°F	" "
NEOPRENE	-40°~220°F	油, 水, 寒材
HYPALON	-40°~250°F	油, 水, 酸
FUOROCARBON	-40°~450°F	油, 燃料
BUTYL EP	-65°~300°F	空気, リン酸エステル
EPT	-65°~300°F	" "
URETHANE	-40°~212°F	油
SILICONE	-150°~500°F	油, リン酸エステル

第2表 各種弾性材の気体透過率 (文献3)

シール材	空 気		ヘリウム	
BUNA-N	0.13	0.80	0.348	2.14
NATURAL RUBBER	0.49	4.4	1.31	11.8
NEOPRENE GRT	0.10	0.98	2.68	2.62
POLYURETHANE	0.05	0.97	0.134	2.59
BUTYL	0.02	0.32	0.054	0.85
SILICONE	22	239	59	640
(環 境 温 度 °F)	75	176	75	176

(単位: CC/sec/cm/cm²)

わが国では用いているが、外国例には3倍程度のものもある。

充てん圧力は蓄圧器重量の最小化を考慮し400~600 kg/cm²が多く、吐出油圧は140~210 kg/cm²が多い。誘導しょう体では正規に充てんされた状態の蓄圧器が数年貯蔵後、正常に作動する能力や苛酷な環境温度のサイクルに耐え正常に作動する能力を要求される。

この貯蔵性、環境温度で問題となるものに、シール材として用いるエラストマー (elastomers) がある。

第1表にエラストマーの使用温度帯と適合流体を第2表にエラストマーの気体透過率 (permeability constant) を示す。

ガス・タンク内のガス圧力を圧力ゲージで観測できるようにすることは、気密保持上難しいため用いないものもある。この場合、発射直前に油圧動力源を作動させるので油圧に異常を認めた時はロケット点火まで発射行程が進まないよう工夫を加えている。

蓄圧器形油圧動力源を作動させる場合、爆管弁 (squib valve) と称し火薬の力でガス・タンクを打抜くカッターを開く。取り出された高压ガスは調圧弁 (regulator valve) により一定圧化され油タンク内の

第2図 窒素とヘリウムの圧力に対する比熱比 (文献4)

ブラダに作用し油圧を発生する。

この作動を要する時間は0.5秒以下が普通である。充てんガスは一般に窒素、ヘリウムである。

ガス・タンク内の圧力は環境温度に応じて高低し調圧レベルで取り出せる油の総量も温度により変化する。

その関係は次式となる。

$$V_0 = V_G \{ (p_c/p_R)^{1/k} (T_w/T_c)^{1/k} - (1 + \epsilon) \} \quad (1)$$

ただし V_0 : 調圧レベルで取り出せる油量 [cm³]

V_G : ガスタンク容積 [cm³]

p_c : ガス充てん圧力 [kg/cm²]

T_c : ガス充てん温度 [°K]

p_R : ガス調整圧力 [kg/cm²]

T_w : 蓄圧器作動温度 [°K]

ϵ : 蓄圧器内無効体積/ V_G [0]

k : ガス比熱比 [0]

ϵ は普通5%以下になるが、窒素ガスの場合高压下では、 k は1.4でなくなるので注意を要する。 $p_c=520$, $p_R=210$, $T_c=317$, $T_w=237$, $\epsilon=0$ について計算すると $k=1.4$ では、 $V_0/V_G=0.5$, $k=1.7$ では $V_0/V_G=0.4$ と大幅に違ってくる。

第2図に窒素、ヘリウムの圧力に対する比熱比を示す。

3.2 モータ・ポンプ形 油を循環使用するモータ・ポンプ形の油圧動力源は、作動秒時の割にはその重量容積が増加しないので、運転秒時60秒ぐらいから次第に蓄圧器形にとってかわる。

エネルギー源は蓄電池を普通用いている。

第3図にモータ・ポンプ形の略図を示す。

ポンプは定吐出形および可変吐出形の航空機搭載品そのまま、あるいは1部改造するものも多く、ポンプ回転数も比較的高く、6,000~12,000rpmである。

定吐出形ポンプは、圧力補償機構を有しないため、構造は単純、軽量で小形、安価なる利点を持っている。

第3図 モータ・ポンプ形油圧動力源略図 (文献5)

第4図 サーボポジショナの略図 (文献6)

る。一方、操だ系の消費流量に無関係にポンプ吐出が行なわれるため、パワー効率の低い欠点を有する。

運転秒時の長くなるにしたがい、パワー・ロスが無視できなくなる。蓄電池は大きくなり、ロス・エネルギーによって油圧系統は加熱され、やがて油圧特性も悪化してくる。この系統加熱 (ΔT) の関係は、外部への熱発散を無視できれば、供給圧力 (p_s)、リリーフ弁を通る油のバイパス比 (α) から次式で示される。

$$\Delta T = 0.0235 \frac{p_s \cdot \alpha}{c_p \gamma \eta_p} \quad [^{\circ}\text{C}/\alpha \text{ CLE}] \quad (2)$$

ただし c_p : 油の定圧比熱 [cal/g]

γ : 油の単位重量 [g/cm³]

η_p : ポンプ効率 [0]

MIL-H-5606 航空作動油について計算すると $p_s = 210$, $\alpha \approx 0.5$, $\eta_p \approx 80\%$ ならば $\Delta T \approx 11^{\circ}\text{C}$ である。系

統内を 10 回油が循環すれば 110°C 上昇が見込まれる。これは夏場ならば使用限界温度に達する温度である。以下の理由から運転秒時 90~120 秒でポンプは可変吐出形にかわる。

4. 油圧操だ機構

航空機操縦系置の安定増大装置 (SAS) に用いる電気油圧サーボ機構とは本質は同じ類のものである。しかし、航空機と異なり、操縦者がいない、運転時間は秒単位、帰ってこない、小さいなど小形誘導飛しょう体特有の性質により設計力点も異なってくる、たとえば航空機用電気油圧サーボ弁では油圧 2 段形が普通であるがこれに対しトルク・モータやフォース・モータで直接スプール切換弁を駆動する 1 段形が多く用いられる。

第4図は簡易、小形、軽量、安価を目標に設計し、小形サーボ装置の研究で使ったサーボポジョナ (servo positioner) の断面略図であるが、サーボ弁、アクチュエータは一体化構造になっている。

小形誘導飛しょう体にはこのような方式をよく用いる。油圧操だ機構は、サーボ増幅器、サーボ弁、アクチュエータ、だ角検出器で構成されるサーボ機構の一つで、一般に2次遅れ要素に近似される特性を持っている。

4.1 サーボ増幅器およびトルク・モータ サーボ増幅器は入力部は指令信号とだ角信号を減算する回路を有する直流増幅器で、出力電流は約10~500mAまで使われている。普通トランジスタ増幅器であるが、電源の都合から磁気増幅器を用いることもある。

サーボ弁はトルク・モータ (torque motor) またはフォース・モータ (force motor) と呼ばれ、電流を回転角や変化に変換する電磁要素と、その変位を油圧に変換する流体要素で構成される。

第4図で用いられるトルク・モータは電磁石のみで構成されており、電流、変位の関係は $\Delta x/x_0 < 0.5$ では(3)式で興えられ、良好な直線性を有するものである。

$$\frac{\Delta x}{x_0} = \frac{8\pi l^2(1+2\alpha)Ni_0^2}{kx_0\mu_0S_cR_0(1+2\alpha)-8\pi l^2N^2i_0^2} \frac{\Delta i}{i_0} \quad (3)$$

ただし R_0 : 磁心中立空隙の磁気抵抗 [AT/wb]

α : 支点空隙の磁気抵抗/ R_0 [0]

μ_0 : 空気導磁率 [wb/AT·m]

S_c : 心の磁路断面積 [m²]

N : コイルの巻数 [0]

i_0 : コイルの中立電流 [A]

k : トルク・バネ定数 [kg-m/RAD]

l : トルク・アーム [m]

第5図 トルク・モータの入力電流に対する出力変位

x_0 : 磁心中立空隙 [m]

第5図にトルク・モータの電流変位の静特性の例を示す、動特性ではコイルによる電流遅れを伴うため、電磁回路で1次遅れを示し、可動部分は2次遅れの特性を示す。したがってサーボ増幅器を含めた伝達関数の次数は3となり(4)式で表わされる。

$$\frac{\Delta x}{\varepsilon} = \frac{K_a}{T_i S + 1} \cdot \frac{K_t}{(S/\omega_r)^2 + 2\zeta(S/\omega_r) + 1} \quad (4)$$

ただし ε : (指令信号)-(だ角信号) [V]

K_a : 増幅器定数 [A/V]

K_t : トルク・モータ定数 [mm/A]

T_i : 電流の時定数 [S]

ω_r : トルク・モータ共振角周波数 [RAD/S]

[RAD/S]

S : ラプラス演算子 [0]

一般形サーボ弁では必要電力が大きいため、 T_i は比較的大きく1~5msが多い、またスプール、スリーブ間の擦摩力にうちかつために、比較的大きいバネ定数を用いるため共振周波数は高く、2~400Hzが多い。

4.2 スプール形油圧切換弁 サーボ弁は油圧動力源が何であるかにより制限を受け、蓄圧器形の場合、押し出された油は戻らないので、油を有効に使わねばならない、そのため、無効流量となる。内部油もれを極力避けねばならない。

フラップ・ノズルやジェット・パイプ等を用いるオープン・センタ形は油を原理的にもらす必要のあることから蓄圧器形油圧動力源とは適合しない。

制御性から油圧2段形サーボ弁を必要とする場合でも、パイロット段にスプール形流量制御弁を用い内部油もれの減少をはかったものもある。

スプール弁は内部油もれが小さく操作力の小さい割に大きい制御流量を得られるところから、サーボ弁の主油圧切換弁として用いられる。しかしスプール弁には、フラップ・ノズルやジェット・パイプには見られない流体固着力 (hydraulic lock force または lateral force) の問題がある。これはスリーブとスピールの隙間に作用する油圧の不均衡によって発生した力がスプールのスリーブを押しつけるために起こる問題である。

不均衡力によってスプール表面の油膜は時間とともに薄くなり、部分的には金属接触も起こり、結果として大きい擦摩力を持つことになる。

このスプールの押えつける力 (F_t) は(5)⁶⁾式で示される。

$$F_t = \frac{\pi t a l}{2b} \left(1 - \frac{2c+t}{\sqrt{(2c+t)^2 - 4b^2}} \right) (p_1 - p_2) \quad (5)$$

ただし t : スプールのテーパ量 [$\times 10^{-3}$ mm]

第6図 溝つきスプールと流体固着力の減少関係 (文献8)

a : スプール半径 [mm]

l : スプール・ランド長さ [mm]

b : スプール軸線偏心量 [$\times 10^{-3}$ mm]

c : スプール・スリーブ半径隙間 [$\times 10^{-3}$ mm]

p_1 : 上流圧力 [kg/cm²]

p_2 : 下流圧力 [kg/cm²]

$a=4$, $l=6$, $p_1=210$, $t=0.15$, $b=2$, $c=1.5$ について計算すると, $F_f \approx 8.3$ kg となる。

摩擦係数は0.15といわれているが, トルク・モータの発生する力に比べてかなりの擦摩擦力になる。

この流体回着力を小さくするため, 第6図のようにスプール表面に溝をつける方法を用いる。

上記計算例のスプールに溝を3本設けた固着力の実測値は, 約110グラムであった。文献⁷⁾によれば溝1本で1/2.5, 3本で1/16, 7本で1/37といわれる。

スプール擦摩擦力は小さいほど望ましく, 溝をつけて軽減するとディザ(dither)と称し, スプールの微小振幅でゆきぶり続けることによりスリーブ, スプール間に油膜を確保し摩擦力を減少をはかる方法をあわせて用いられている。

小形誘導飛しょう体では, ディザの周波数, 振幅は一定なものでなくそれぞれに適合する値を試験で決める。スプール弁の内部油もれの関係は, $\Delta x \approx 0$ にピークを有し(6)式で表わされる。

$$q = C_D \pi D \delta_0 \sqrt{\frac{2q}{\gamma}} \frac{1 - (\Delta x / \delta_0)^2}{\sqrt{(1 + \Delta x / \delta_0)^2 + (C_D / C_U)^2 + (1 - \Delta x / \delta_0)^2}} \quad (6)$$

ただし C_U : 上流オリフィスの流量係数 [0]

C_D : 下流オリフィスの流量係数 [0]

D : スプール直径 [mm]

δ_0 : スプール中立位置の負重合量 [mm]

Δx : スプール変位 [mm]

第7図 だ角静止状態における内部油もれ

第8図 だ角静止状態におけるスプール変位に対する制御圧力

第7図に内部油もれの実測例を示す。

サーボ系の剛性に関するスプール弁の制御圧力(p_c)特性は(7)式で表わされる。

$$\frac{p_c}{p_s} = \frac{(1 + \Delta x / \delta_0)}{(1 + \Delta x / \delta_0)^2 + (C_D / C_U)^2 (1 - \Delta x / \delta_0)^2} \quad (7)$$

第8図にだ角静止時の制御圧力特性の実測例を示す。スプール形切換弁の制御流量(q_c)の関係は, 普通, (8)式で表わされる。

$$q_c = (\partial q / \partial x) \Delta x + (\partial q / \partial p) \Delta p_c \quad (8)$$

4.3 アクチュエータ 小形誘導飛しょう体では, 第6図に示すように不等断面積のピストン2個を用いる揺動形が多い。

最大操だ角度は, $\pm 20 \sim 30$ 度, 操だ最大トルク $\pm 2 \sim 20$ kg-m のものが多い。

小形アクチュエータではピストンシール面の摩擦トルクが比較的大きく5~15%である。摩擦トルクが過

大な場合、静的に目立たない波形の歪みや位相遅れも、周波数の高いところで無視できないことがある。

アクチュエータ周辺の流量は、ピストン操作に供される幾何学的流量、油の圧縮性に基づく流量およびアクチュエータ内外部のもれ流量等で構成されるが、小形アクチュエータの場合、寸法、体積ともに小さいため、圧縮成分および油もれに関しては実用上無視できる。したがって、幾何学的流量のみを用い(9)式で表わされる。

$$RA\dot{\theta} = q_c \quad (9)$$

ただし R : トルク・アームの長さ [cm]

A : 制御ピストン受圧面積 [cm²]

$\dot{\theta}$: 操だ角速度 [RAD/S]

アクチュエータ周辺のトルクに関しては(10)式で表わされる。

$$I\ddot{\theta} + D\dot{\theta} + K\theta = RA p_c - T_d \quad (10)$$

ただし I : 負荷系 (操だ翼を含む) の慣性係数

[kg-m²/RAD]

D : 負荷系の角速度抵抗係数

[kg-m/s/RAD]

K : 負荷系の角度抵抗係数 [kg-m/RAD]

T_d : 外乱トルク (内部摩擦トルクを含む)

[kg-m]

4.4 だ角検出器 アクチュエータの動きは、だ角計と称する角度検出器により検出され、サーボ増幅器に電圧となって返される。小形誘導飛しょう体の場合、だ角計には、装着スペース、単純な構造および低価格等からもっぱらポテンシオメータ (potentiometer) を用いている。

ポテンシオメータは従来の巻線形から導電プラスチ

ック (electro-conductive-plastics) 形に交代しつつあり、わが国の開発中のものはすべて導電プラスチックを用いている。導電プラスチック形は、巻線形の避けられない分解能に関する問題がなく、出力は完全に連続なものである。また、巻線形にくらべ機械的強度、耐環境性も優れている。

ポテンシオメータの回転角度 (θ) に対する出力電圧 (V_f) 特性は時間ファクタのない定数として扱われ(11)式で與えられる。

$$V_f/\theta = K_f \quad [v/RAD] \quad [11]$$

4.5 操だ機構の閉ループ特性 サーボ増幅器に始まりだ角計に至るまで主要な構成要素について述べたので、それらで構成される操だ機構の閉ループ特性について述べる。

第9図は操だ機構の各要素の伝達関数をブロック表示し、それを一本化し指令信号および外乱に対する伝達特性を示すものである。

式の上では油の圧縮性を無視しているので最大次数は5次となる。さらに、実用領域ではトルク・モータの振動項はバネ特性に近似される。また、アクチュエータについても負荷圧力が $2/3 \cdot p_c$ 以下では無負荷特性に近似して大差のみられない等から実用的伝達特性は(12)式に示すよう2次遅れ特性になる。

ω_s は飛しょう体の要求諸元から決められるため、一概に決められないが、500RAD/S 以下である。

ζ は 0.4~0.6 が多い。

アクチュエータ内部摩擦トルクの外乱 (T_d) によるだ角偏差は最大だ角の 0.1~0.3% が普通である。

小形誘導飛しょう体の操だ機構は4個のアクチュエータで4枚のフィンをそれぞれ独立に制御するのが普通

$$\frac{\theta(s)}{r(s)} = \frac{1/K_f}{\frac{RA}{K_f K_a K_t K_q} (T_i s + 1) \left\{ (S/\omega_r)^2 + 2\zeta_r (S/\omega_r) + 1 \right\} \left\{ S + K_s / K_p \frac{1}{R A^2} (IS^2 + DS + K_s) \right\} + 1}$$

$$\theta(s) \approx \frac{K}{(S/\omega_s)^2 + 2\zeta_s (S/\omega_s) + 1} \left(r(s) - \frac{1}{K_a K_t K_p RA} T_d(s) \right) \quad (12)$$

ただし $K = \frac{1}{K_f}$ $\omega_s = \sqrt{\frac{K_f K_a K_t K_q}{RA T_i}}$ $2\zeta_s = \sqrt{\frac{RA}{K_f K_a K_t K_q}}$

第9図 1段形サーボ弁を用いる油圧操だ機構の伝達特性

第10図 雑音に対する無効流量

である。飛しょう中に全くローリングがないならば、相対する操だ機構はそれぞれの指令に応じて操だするわけだが、そのフィンの動きはあたかも一本の軸で連結されるかのように動作する必要がある。

相対する2個の操だ機構のゲイン特性位相特性が全く等しいものでない限り飛しょう体にロール・レート雑音を加える恐れもあるので、操だ機構単独性能のほかに一対のバランス性能についても注意を払う。

普通、 $\omega < 2/3\omega_s$ では、ゲイン、位相ともに差はみえない。良好なものでは、 $\omega \approx \omega_s$ 付近においてのみ位相差、ゲイン差が目立つものもある。

誘導制御系の雑音に注意を払わないと必要な油量に大きな差を生ずることがある。第10図は雑音により失われる無効流量の実測側を示すものである。

蓄圧器油圧動力源を用いる場合十分に注意を要する。

5. あとがき

小形誘導しょう体の任務は元々大砲の代行者というところで、世界各国とも開発機種のもっとも多いものである。新機種開発につれて操だ装置も現在の連続制御御形式の一層の簡素化、小形化へ進む一方、不連続制御御形の方へも進むであろう。

ここに概述した内容は直接手掛けた領域を中心に制限し、研究途上のものあるいは情報のみのものについては割愛した。

ひごろ取扱っている油圧操だ装置について講義の機会を興えられましたことに感謝する。

参考文献

- 1) HARMON A. POOLE, Jr: A Stored Gas Actuator Unit for the TOW Missile, SAE, Aerospace Fluid Power Systems and Equipment Conference Proceedings May 18-20, 1965, p.361-376.
- 2) GEORGE R. KELLER: Hydraulic System Analysis, Published by the Editors of Hydraulics & Pneumatics Magazine, p.23.
- 3) J.V. BAUM and T.M. TRAINER: O-Ring Permeation Measurements for Selected Pressures and Gland Designs, SAE, Aerospace Systems Conference Proceedings, June 27-30, 1967. p.306-310.
- 4) Thermodynamic Properties of Nitrogen, Applied Science Research, Section A, Volume 3.
- 5) S.J. GUT: Modular Hydraulic Servos, SAE, Aerospace Fluid Power Systems and Equipment Conference Proceedings. May 18-20, 1965, p.420-425.
- 6) 並木, 高口, 松原他: 小形サーボ装置の研究 (第1報), 技術研究本部月報第6巻第60号, p.17.
- 7) BLACKBURN, REETHOF, SHEARER: Fluid Power Control, John Wiley & Sons Inc (1960) p.283.
- 8) M. GUILLON: Hydraulic Servo-Systems Analysis and Design, Butterworth & Co .Ltd., (1969) p.138.