比例電磁弁に関する特性調査（第1報 静特性）*

浦 田 暎 三**

An Investigation on the Characteristics of Electromagnetic Proportional Valve (1st Report, Static Characteristics)

Eizo Urata **

Since the electromagnetic proportional valve was recently developed, its characteristics are not yet commonly known. This report and the succeeding 2nd report treat the characteristics of the valve for flow control. Because the valve is developed for continuous velocity control of hydraulic actuator by electric signal, its characteristics are naturally different from those of a common electrohydraulic servovalve.

In some electromagnetic proportional valves the load pressure affects the relation between the input current and output flow of each valve.

For better recognition and effective use of the electromagnetic proportional valve, it is required to work some investigation on the characteristics. This report describes the static characteristics, namely, pressure-flow characteristic, flow characteristic under no load, hysteresis, dead band, pressure loss and so forth.

1. はしがき

比例電磁弁は、この数年間に市場に登場してきたもので、製造業者によっていろいろな形式のものが作られているが、標準規格や性能表示法などはまだ整っていない。^{1), 2)}この弁は自動車工業やプラスチック射出成形機など、油圧アクチュエータの速度制御が必要な場合に、電気信号によって弁制御を行なうことを目的として開発されてきた。^{3)~5)}したがって、出力流量は弁に対する入力電流によって連続的に制御されるが、弁における圧力損失はできるだけ少ないほうがよい。

このような弁を開発するにあたっては、二つの方向が考えられる。第一は、方向制御弁のスプールの変位を単なるオン・オフ動作でなく、連続的に電気信号によって設定できるように改良するもの、第二は、サー

ボ弁における弁内の圧力損失が少ない範囲だけを使用することとして、必要な諸元を変更しようとするものである。

現在市場に見られる比例電磁弁の形式、原理は上記のいずれかに属している。方向制御弁から出発したものは、いろいろ新しい方式での前段駆動が考えられている。サーボ弁から出発したものは、前段はサーボ弁と同じ原理で、単に精度がサーボ弁に比べて劣るという以外に大きな差異はない。

比例電磁弁の主弁は、多くの場合方向制御弁と同じ程度の大きさであるが、これは弁内の圧力損失を大きくしないために必要なことである。弁のポートの配置は方向制御弁の規格に合わせているものが比較的多い。これら比例電磁弁がどのような性能を持っているかを、第三者的な立場で調べた資料は見あたらない。そこで著者は市場に出ている比例電磁弁の中から、典型的と思われるものを選んで特性を比較調査した。

* 昭和51年11月24日 原稿受付

** 東京工業大学 工学部

2. 比例電磁弁の動作原理

Table 1は比例電磁弁の變態を分類を示す。分類方法はこのほかにもいろいろ考えられるが、本報では取り扱わない。流量フィードバックをしない比例電磁弁で、方向制御弁から開発された弁の一例をFig. 1に示す。

この弁では入力電流によって電磁石に力を生じ、この力で前段の弁を動かす。この弁にはばね力、油圧力、及び電磁石に生ずる力が平衡する位置まで変位する。一方、前段弁で制御された圧力 P_r に主スプールの一端の背後に導かれて、主弁の変位を定める。すなわち、主弁のばね力、スプール両端に作用する油圧力の差、及び流体力が平衡する位置まで弁は変位する。この形式の弁を、本報では弁Aと呼ぶことにする。この場合には、流量は意識的にフィードバックされていないが弁を通る油によって生ずる流体力は自動的に一種の流量フィードバックとして作用する。流量が多いので、この流体では特性曲線の上に大きな影響を及ぼす。

次に弁Bについて説明する。この弁は積極的に弁に流量フィードバックを施して、入力電流と負荷流量とが、負荷圧力に関係なく、比例関係をもつようにしたものである。弁の動作様式はFig. 2に示す。まず入力電流によって比例マグネットに力が生ずる。これによ

Fig. 1 Schema for Valve A

Fig. 2 Schema for Valve B

Table 1 Electrohydraulic Proportional Valve for Flow Control

Pilot Stage	Building Form
with Flow Feedback (Valve B)	Directional Control Valve
without Feedback (Valve A)	
Displacement Feedback from Main Spool (Valve C)	
without Pilot Stage	Servo valve

り案内弁が動く。案内弁の出力流量は主弁の両端に導かれ、主弁の移動によって負荷に流れる流量が定まる。負荷流量は弁内に組み込んである流量計によって検出される。この流量計の出力は差圧であって、この差圧は案内弁スプールの両端にフィードバックされて、案内弁に作用している電磁力と平衡する。この位置で案内弁は閉じることになるが、主弁はある位置まで変位している。出力流量と流量計の出力差圧が比例し、電流と電磁力が比例すれば、電流と出力流量は比例する。

Fig. 3に示す弁Cは、サーボ弁と同じ動作様式をもつものである。しかし、サーボ弁のような精密さは要求されないこと、弁における圧力降下は方向制御弁と同程度の範囲で使用される点が異なる。Fig. 3に示し

Fig. 3 Schema for Valve C

たものは、ノズルフラップによる初段増幅を行なうものである。入力電流によって生ずる電磁力によって、トルクモータ・フラップ系が平衡位置からずれる。これによりノズル背圧が変化する。ノズル背圧は主弁両端に導かれているから、この油圧力によって主弁が動

く、主弁変位はフラップばねを介してフィードバックされ、フラップばね力と電磁力が平衡する位置で主弁スプールは停止する。主弁にもばねが付いているが、この主弁ばねは、主として油圧が低いときの中立位置設定を機能としている。

3. 静特性の測定法

Fig. 4に測定装置の配置原理図を示す。流量はタービンメータ及び良好な性能（漏れの少ない、摩擦力の少ない）の油圧モータを使って測定する。両者の差は大きくても3%を超えなかった。測定は次の3項目について行なう。

- (1) 無負荷流量特性 …… $P_A - P_B \approx 0$ のときの入力電流 - 出力流量特性。
 - (2) 圧力 - 流量特性 …… 電流をパラメータとして、 $P_A - P_B$ と流量との関係。
 - (3) 負荷流量が零のときの入力電流 - 圧力特性
- 測定項目(1)は、負荷しほりを全開にして、差圧 $P_A - P_B$ を小さくして測定する。 $P_A - P_B$ はほとんど全域で約 1 bar 以下であつた。電流は動的效果の出ない程度に低い周波数（約 0.01 Hz、あるいはそれ以下）の三角波で与えた。

測定項目(2)は、一定電流のもとで絞りを全開から全

Fig. 4 Test Rig for Static Characteristics

閉させ、垂のてきつくりと閉じていくことによつて、差圧 $P_1 - P_2$ を与へ、差圧と流量を同時測定する。

測定項目(Ⅱ)は、絞り弁を全開して入力電流を加へる。電流は測定項目(Ⅱ)と同様の要領で与へる。

この測定に用いた絞り弁は、弁蓋付板に組み込んだもので、弁蓋付板は余計な圧力損失を生じないよゝうに、特に注意して設計、製作したものである。その結果、流量 95 l/min のときの圧力損失は絞り弁全開時の約 2.3 bar であつた。なお油温は全測定を通じて $50\text{ }^{\circ}\text{C} \pm 1^{\circ}\text{C}$ である。油は石油系で、JIS 1種と2種の中

間程度の（タービン油#120程度に相当する）ものである。

4. 測定結果及び考察

測定値の例をFig. 5～Fig. 14に示す。図示のものは供給圧力 $P_0 = 70\text{ bar}$ のものであるが、他に 35 bar 、 140 bar 、 210 bar のもとも測定してある。弁の主要な仕様は、Table 2にまとめて示した。以下、各*の弁につき図に従つて、その特性を述べる。Fig. 5は

Table 2 Important Data of Values A, B and C

	A	B	C
Max. Allowable Pressure (bar)	350	250	300
Rated Flow (l/min) $\rightarrow Q_n$	30	75	75
Pressure Loss (bar) at Rated Flow Written on Catalog and Measured (in Brackets)	2.5 (7.5)	9 (15)	10 (30)
Rated Current (mA) $\rightarrow i_n$	1000	200	50
Current (mA) at Rated Flow and Rated Pressure Loss $\rightarrow i_n$	1000	132	50
Electric Resistance (Ω)	24 (One Side)	32.5	54 (Series)
Inductance (mH)	9	0.5	0.4
Filter (μm)	Normal	10 (absolut)	10 (absolut)
First stage Supply Pressure P_{01} bar	$P_0 - P_{01}$	$14 < P_{01}$	$P_0 - P_{01}$
Port Connection	Screw Conn. 1/8" or PT 1/2"	A 20 DN 24340	A 20 DN 24340

Fig. 5 Flow Characteristics of Valve A at No-Load

Fig. 6 Flow Characteristics of Valve B at No-Load

弁Aの無負荷流量特性である。中央に50%という大きな不感帯があるが、これは主弁のオーバーラップが大きくとっていることが主な原因である。右左の対称性

Fig. 7 Flow Characteristics of Valve C at No-Load

Fig. 9 Pressure-Flow Characteristics of Valve B

Fig. 8 Pressure-Flow Characteristics of Valve A

つて、流量と電流との線形性が良い。零点近傍においてヒステリシスが若干大きいほかは、特性上の問題は無いと言える。Fig. 7は弁Cの無負荷流量特性である。この弁では弁内の圧力損失が比較的大きいことになっているが、測定してみると、弁Bよりも小さい（Table 2参照）。ヒステリシスも小さいことが特徴である。オーバーラップとヒステリシスはTable 3にまとめて測定結果を示す。

弁の出力ポートの間に絞り弁による負荷を入れて、圧力流量特性をとるとFig. 8～Fig. 10のようになる。Fig. 8は弁Aに対するものである。曲線は負荷損失が供給圧に近い部分を除くと、かなりフラットになっている。この理由は、この弁が流体力の影響によって弁ポートを閉じる構造（Fig. 1参照）になっていることによっている。Fig. 11は流体力の影響を簡単に説明したもので、Fig. 8の実測値の傾向と一致する。Fig. 9は弁Bに対する圧力流量特性である。この弁は流量フィードバックがあつて、負荷圧力によらず一定出力流量を与える領域が広いことが示されている。流量計、その他弁の構造上、弁内の圧力損失は他の弁と比較すると大きい。

Fig. 10は弁Cの圧力流量特性で、曲線は放物線と

なり、サーボ弁の場合と形は同じである。

Fig. 12は負荷をブロックして流量を零としたとき

Fig. 10 Pressure-Flow Characteristics of Valve C

Table 3 Hysteresis and Overlap

For Valves A and C $i_{sr} = i_{sw}$ For Valve B $i_{sr} = 200 \text{mA}$				
					Hysteresis $\frac{H}{i_{sw}}$				
					Overlap $\frac{D}{i_{sw}}$				
Valve	$P_r = 35 \text{ bar}$	70 bar	140 bar	210 bar	35 bar	70 bar	140 bar	210 bar	i_{sw} (mA)
A	0.044	0.082	0.177		0.416	0.430	0.427		1000
B	0.031	0.010	0.009	0.012	0.117	0.059	0.051	0.035	131
C	0.079	0.048	0.029		0.255	0.259			50

の圧力と入力電流の関係を弁Aについて示したものである。不感帯は弁中央のオーバーラップによるもので、顕著に現われている。Fig. 13は同様の特性を弁Bについて測定したものである。流量が零であるために流量フィードバックは作用せず、主弁はオンオフ動作となるが、そのときのヒステリシスが大きい。Fig. 14は弁Cに対するもので、構造はサーボ弁に似ていると言っても圧力ゲインはかなり低くなっていることが分かる。以上の特性値はTable. 4にまとめて示す。

次に弁における圧力損失が一定、例えば、10barとし

Fig. 11 Effect of Flow Force

Fig. 12 Pressure Sensitivity of Valve A at No-Flow

Fig. 13 Pressure Sensitivity of Valve B at No-Flow

Fig. 14 Pressure Sensitivity of Valve C at No-Flow

た場合の入力電流と流量の関係をしてみる。これは供給圧力によらず1本の曲線となることが特性としては望ましいのであるが、弁A、Cについてはそうなっていない。Fig. 15は弁A、Fig. 16は弁B、Fig. 17は弁Cに対する特性を示す。弁Bは入力小さい部分で1本の曲線となり、ある点から分岐するのは、流量計その他の所要差圧による飽和現象である。

Table 4 Pressure Sensitivity at No-Flow

Valve A

Valve B

Valve C

$i_{0\text{max}} / i_{0\text{nom}}$

$i_{0\text{max}} / i_{0\text{nom}}$

Value	$P_0=35\text{ bar}$	70 bar	140 bar	210 bar	35 bar	70 bar	140 bar	210 bar	$i_{0\text{max}}$ (mA)
A	0.355	0.355	0.355	0.355	0.355	0.355	0.355	0.355	1000
B		0.289	0.375		0.416	0.430	0.427		131
C	0	0	0	0	0.31	0.28	0.28	0.28	50

Fig. 15 Flow Rate at 10 bar Pressure Loss at Valve A

Fig. 16 Flow Rate at 10 bar Pressure Loss at Valve B

5. まとめ

弁Bは速度制御、すなわち流量制御が負荷圧力の変化に要係なく、入力電流によつて比例的に行きまゐるので、比例電磁弁としての一つの特性に良好であるが、弁における合計圧力損失が大きい。弁Aは出力流量が

流れる向きによつて非対称にならなない、この非対称性にいずれの弁にもあるが、弁Aの場合に製作誤差によるものだけでなく、動作原理にも起因している点や他と異なる。

比例電磁弁は弁における圧力損失が小さい部分で使

Fig. 17 Flow Rate at 10 bar Pressure Loss at Valve C

うことがねらいであるが、弁Bは弁の圧力損失が大な

る部分で良好に作動している。弁A, B, Cのいずれも、流量が零のときの圧力-電流特性は方向制御弁と類似であって、負荷に対する感度は悪い。

以上の特性によって、比例電磁弁の静特性の概要は知られるわけで、使用上もこれらの点を考えておくことが望ましい。

参 考 文 献

- 1) K. Sopha : Wege-, Proportional- und Servoventil, Fluid, (1974-7), 32/39.
- 2) Verfasser des Fluids : Das psychologische Ventil, Fluid, (1975-6), 24/26.
- 3) M. V. Waddington : Proportionale elektrohydraulische Steuerungen für mobile Geräte, Ölhydraulik und Pneumatik, 17-2, (1973), 41/44.
- 4) K. Behrens und R. A. Janssen : Regelungen mit Servo- und Proportionalventilen bei Spritzgießmaschinen, Ölhydraulik und Pneumatik, 19-9 (1975), 677/681.
- 5) H. Rindt : Programmieren von Spritzgießmaschinen, Fluid, (1975-9), 47/50.

日本油空圧協会賞

昭和52年度 募集要項の概要

当協会では、例年のとおり次の要項に基づき「協会賞」の募集をいたします。

1. 賞の種類と応募対象

(1) 学術論文賞

昭和49年11月以降、昭和52年10月末日までの3年間に発行された当協会の刊行物、あるいは法人賛助会員及び油空圧工学・技術に関係ある機関の刊行物に発表された油空圧工学・技術に関する独創的な研究論文を執筆した若手研究者

(2) 学術貢献賞

油空圧工学・技術に関する優秀な論文を多数執筆した研究者

(3) 技術開発賞

昭和49年11月以降、昭和52年10月末日までの3

年間に完成した油空圧に関する画期的な新技術を開発した技術者

(4) 技術功労賞

多年油空圧技術に携わり、その間数々の技術的改良を行なうなどして当該技術の向上に貢献し、その累積効果が抜群であって、しかもその業績があまり世に知られていない技術者

注：永年にわたる技術的な功績を重視し、候補者の年齢は原則として50歳以上といたします。

2. 書類提出締切日

昭和52年12月末日

(詳細は次号Vol. 8, No. 6 参照乞)