高速電磁弁の開発*

(実負荷による試験結果)

鹿 嶋 宗^{*1}, 佐 藤 修 一^{*2}, 佐 川 隆 一^{*3}

Development of a High-Speed Solenoid Valve (Experimental Results under Actual Loads)

Takashi KAJIMA, Shuichi SATOH and Ryuichi SAGAWA

We have developed a high-speed solenoid valve with a 1 ms switching time to control a diesel engine electronically. We have already published our study concerning the circuit method for energizing the solenoid, and solenoid itself for fast switching. However, experiments of those studies are performed under simulated and light load conditions. In this paper we describe the test results of the high-speed solenoid valves under actual load conditions. Moreover, we used these solenoid valves as fuel-injection control tools for an electronically controlled diesel engine, and its performance is discussed.

Key Words: Solenoid Valves, Diesel Engine, Fuel Injection, Flow Force, Hydraulic Lock, Electronic Control

1. ま え が き

自動車を含め電子制御されるエンジンにおいて電磁弁がアクチュエータとして使用される場合が多く、当社の電子制御エンジンにおいて給気弁、排気弁および燃料弁は電磁弁を介して油圧により制御される⁽¹⁾⁽²⁾。このようなアプリケーションにおいて、電磁弁の性能のうち応答性がエンジンの微細な制御を行う上で重要であり、高速電磁弁の開発が必要となった。

エンジン制御用の高速電磁弁の開発に際し、電磁弁を油路を切替える切替弁部と、これを駆動するソレノイド、さらにソレノイドを励磁する電気回路の三つの部分に分けて開発を行った。そして、これまでに、ソレノイドと、それを励磁する電気回路について発表した⁽³⁾⁽⁴⁾。しかし、それらの研究はいずれも実験室での模擬負荷による試験結果であり、電磁弁として所定の圧力・流量で作動させたものでなかった。

本論文では、電磁弁を油圧管路系に接続して、実際

の使用状態において試験をして、流量や圧力等が切替え時間に及ぼす影響を調べた。さらに、この電磁弁をエンジンの燃料噴射制御装置に使用したときの性能について調べ、その試験結果に考察を加えた。

2. 開発の経緯と技術的背景

2・1 電磁弁の構造と仕様 図1に電磁弁の概略構造図を示す。今回開発した電磁弁は、ダブルソレノイド形4方向弁であり、油路の切替えは電磁弁の両端のソレノイドの片方を励磁して行う。表1に電磁弁の開発目標を示す。切替時間は、従来の電磁弁より20倍以上の高速で、使用圧力も燃料噴射を高圧で行う都合から50 MPaの高圧となった。自動車用の電磁弁に比

図1 電磁弁の概略構造図

* 平成5年3月31日 第70期通常総会講演会において講演、原稿受付 平成5年11月24日。

^{*1} 正員、川崎重工業(株) (〒650-91 神戸市中央区東川崎町3-1)。

^{*2} 川崎重工業(株)。

^{*3} SCS技術事務所 (〒655 神戸市垂水区神陵台2-1-62-404)。

表 1 電磁弁の開発目標

Item	Specification
Flow rate	60 l/min
Pressure drop	6 MPa
Operating pressure	50 MPa
Switching time	1 ms
Contamination	NAS 9
Type	Four-way, spool valve
Application	・Fuel injection valve ・Pilot for large flow rate valve

表 2 励磁方式と切換え時間の関係

Stroke (mm)	Voltage (V)	Energize method (ms)	
		Chopper	Pre-energize
0.99	200	1.10	1.02
	300	0.98	0.94
	400	0.97	0.91
0.73	400	0.78	0.70

Type : HS-3Y-3 (0.6 ϕ x130T) Max. current: 50A

Load : Spring (4.9N, 10.6N/mm)

Operation: in oil (0MPa, 30°C)

(a) チョップ方式

(b) 予備励磁方式

図 2 電磁弁の励磁電流波形

べ、流量が10倍以上大きいのが特徴である。

2・2 励磁方式 電磁弁のソレノイドの励磁方式として著者らは、チョップ方式と予備励磁方式を提案した⁽³⁾。それらの励磁方式の電流波形を図2に示す。図2(a)は、チョップ方式であり、励磁初期は大電流でソレノイドを駆動して高応答を実現し、励磁後は電流を低下させてコイルの焼損を防止する回路方式である。また、図2(b)は、予備励磁方式の電流波形である。この方式はチョップ方式に改良を加えた回路方式で、電磁弁の切換えに先立ちあらかじめソレノイドを励磁しておき、切換えと同時にその電流をさらに大きくするのが特徴であり、電気・磁気的な応答の遅れを克服するのに有効な方式である。なお、電源には安定化されたDC電源を用い、パワーMOSFETをスイッチング素子として用いてコイルに流す電流を制御した。

表2は、これら二つの励磁方式による切換え時間を

比較したものである。予備励磁方式の方が優れているが、励磁電圧が大きくなれば、その差は小さくなることがわかる。

2・3 技術的な背景 電磁弁を高速で駆動するには、

加速度を大きくすればよく、このためにはニュートンの運動方程式から次のことがいえる。

- (1) 可動部重量を小さくする。
- (2) 短い時間で大きな電磁吸引力を作る。
- (3) 電磁弁の作動に抵抗となる力を小さくする。

励磁回路の研究⁽³⁾では(2)に対する有効な回路方式として予備励磁方式を提案した。また、ソレノイドの研究では^{(4)~(6)}主として(1)、(2)に関して高速切換えに有用な設計指針を示した。そして、実験室における模擬負荷での実験により、それら高速化の指針の有用性を確認した。

電磁弁を高速で作動させるには、強力なソレノイドの開発が鍵となることはいうまでもないが、作動に際して生じる抵抗を極力小さくすることも重要である。

(3)に挙げた抵抗の中で、以下の二つの項目は電磁弁が油路を切換えるときに発生する抵抗力であり、その大きさは弁本体の設計に密接に関与する。

(イ) フローフォース

(ロ) 油圧ロック力

しかし、これらの定量的な評価方法は提案されているが確立した設計手順はない。

上記二つの抵抗力および(1)の可動部重量が電磁弁の切換え時間に及ぼす影響について調査した結果を、3章に記す。さらに、電磁弁をディーゼルエンジンの燃料噴射制御装置に使用して、アプリケーションから見た電磁弁の性能について4章に記す。

3. 切換え時間に影響を与える要因⁽⁷⁾

弁を通して油が流れるとき、スプールに運動量保存

則に基づく流動力(フローフォース)が発生し、これが弁を閉じる方向に作用する⁽⁸⁾。フローフォースの測定結果と、それが電磁弁の切換え時間に与える影響について、3・1節に述べる。

高圧の作動油を電磁弁に印加すると、スプールが固着するいわゆる油圧ロック現象が発生することがある。油圧ロック力の測定と、これが切換え時間に与える影響を3・2節に記す。

図3 流量特性

(a) フローフォースおよびロック力の測定

(b) 作動試験

図4 試験回路

る影響を3・2節に記す。

3・1 流量の影響 電磁弁の流量特性の測定結果を図3に示す。図3から、流量60 l/minにおける圧損がほぼ6 MPaであり、目標仕様を達成していることがわかる。

フローフォースの測定回路を図4(a)に、また測定結果を表3に示す。測定の方法は、電磁弁の片側のソレノイドを取りはずして、プッシュロッドを介してロードセルでスプールを押すようにし、このロードセルを手動式の送り機構で変位させて、静止した状態で荷重と流量を読み取った。流量はタービン式流量計で、ポンプ圧力はひずみゲージ式圧力計で測定した。測定に際してAポートをブロックし、作動油がPポートからBポートへと流れる場合と、逆にBポートからPポートへと流れる場合の両方について実施した。後者の場合は、Bポートをポンプに接続した。

表3には参考のため計算値を併記したが、測定値とよく一致している。表3より、目標仕様の電磁弁の場合、フローフォースの大きさは70 N程度であることがわかる。なお、表中の計算値は、次式により求めた⁽⁹⁾。

$$F_f = \rho Q \sqrt{2\Delta p / \rho} \cdot \cos \phi \dots \dots \dots (1)$$

ただし、

$$\rho = 86.7 \times 10^{-8} \text{ kg s}^2/\text{cm}^4 (\text{大気圧, } 40^\circ\text{C})$$

$$\phi = 69^\circ$$

流量が電磁弁の切換え時間に及ぼす影響を測定した

表3 フローフォースの特性

PRESS. (MPa)	FLOW RATE (l/min)	FLOW FORCE (N)	
		MEASURED / CALCULATED	RATIO
5.0	47	31.4 / 25.5	1.23
13.0	77	73.5 / 67.6	1.09
25.6	104	133.3 / 128.4	1.04
5.6	49	28.4 / 28.4	1.00
14.5	73	70.6 / 67.6	1.04
28.6	100	125.4 / 131.3	0.96

OIL CONDITION : ISO VG32, NAS8~9, 40±5°C
VALVE OPENING : 0.5 mm
VALVE/SPOOL TYPE : EV-399A/1A

表4 フローフォースの影響

CONDITION		SWITCHING TIME (ms)
FLOW RATE (l/min)	PRESS. (MPa)	
0	P port :	1.74
20	9	1.82
45		1.96

OIL CONDITION : ISO VG-68, NAS 10, 40±5°C
NUMBER OF TRIAL : 5
VALVE/SPOOL/SOLENOID TYPE : EV-399A/1A/HS-3
OPERATION : SOL A → SOL B

表 5 圧力の影響

Operating condition Energize method	Switching time (ms)				
	in air	in oil	0 MPa	5 MPa	50 MPa
Chopper	0.60	0.69	0.86	0.91 (0.51)	0.96 (0.52)
Pre-energize	0.67	0.73	0.93	0.97 (0.61)	0.95 (0.56)

Valve/Solenoid type: EV399B/HS-3Y-3 (0.4 ϕ x 130T)Oil condition: ISO VG-68, NAS-10, 40 $\pm$ 5 $^{\circ}$ CApplied voltage: 400V/50A, I_h=2A, I_e=5A*Figures in () show
time of press. change

結果を表4に示す。なお使用した測定回路は図4(b)で、流量調整は、図4の上側の絞り弁を全閉とし、右側のソレノイド(SOL B)をONとした状態で所定の流量が流れるように下側の絞り弁を調整した。切換え時間は、右側のソレノイドに電圧を印加してから(A SOL off/B SOL on), Aポートの圧力 P_A が低下を始めるまでの時間とした。表4からわかるように、フローフォースにより応答が1割程度低下する。フローフォースが70 Nと大きいわりには切換え時間に与える影響が予想外に小さいのは、フローフォースはスプールの変位にほぼ比例して大きくなるためである。すなわち、フローフォースが大きくなるのはスプールが変位を始めてからであり、そのころには慣性力やソレノイドの電磁力が大きく、結果的に切換え時間にあまり影響を与えない。

ここに示した電磁弁は、フローフォースの軽減対策を施さないものである。この対策を施せば切換え時間は短くなるが、一般にストロークは長くなる傾向にある⁽⁸⁾。一方、表2よりストロークは切換え時間に大きな影響を与えることがわかる。したがって、フローフォースを軽減するために弁のストロークが長くなるのは高速化を考えた場合得策といえない。

3.2 圧力の影響 図4(b)を試験回路に用いて、使用圧力が切換え時間に及ぼす影響を調べた。その結果を表5に示す。表5にはチョッパ方式と予備励磁方式の二つの励磁方式に関し、測定条件をパラメータにとり示してある。すなわち、表中の0 MPa, 5 MPa, 50 MPaはいずれもPポートの圧力であり、電磁弁を油圧管路系に接続した状態での切換え時間である。なお、()内の数値は圧力が変化を開始するまでの時間であり、その他はスプールが所定のストロークを移動するのに要した時間である。表5より使用圧力が大きくなると切換え時間は若干長くなる。しかし、5 MPaと50 MPaとでは大差なく、使用圧力は切換え時間に影響を与えないといえる。

また、表5中のin airとあるのは、電磁弁内部の油

図 5 ロック力の測定例

図 6 ロック力と経過時間の関係

をよく切り、空気中で電磁弁を作動させたときの切換え時間であり、in oilとあるのは、電磁弁の四つのポートとソレノイド内に油を充満させた状態での測定結果で、参考のため示す。なお、in oilと0 MPaの切換え時間に差があるのは、0 MPaのほうが油圧管路系に接続されているため、スプールの運動に伴い移動する油の量が in oil に比べて多く、等価的な可動部重量が大きいためと思われる。

油圧ロック力の測定の一例を図5に示す。測定はA, B両ポートをブロックしてPポート圧力を50 MPaに加圧保持した状態で、前述の手動式送り機構でスプールにゆっくりと力を加えて、ロードセルの信号をレコーダに記録した。なお、図中のピーク点を過ぎると

スプールは変位し、ロードセルの出力は低下する。ピーク点の荷重が油圧ロック力である。ロック力と加圧後の経過時間の関係を図6に示す。図6からわかるように、ロック力は経過時間とともに大きくなる。なお、図6にはスプールを左から右に移動させた場合(A SOL on)とその逆に移動させた場合(B SOL on)の二つのグラフが示されており、切換え方向によりロック力に差が生じている。これはスプールの切換え方向により弁のオーバーラップの大きさに差があるためである。

ロック力は弁部分の加工誤差に起因して発生するといわれ、Blackburnはその大きさを式(2)で評価することを提案している⁽¹⁰⁾。式(2)において x はいわば加工精度に相当する定数であり、 $x=0.07$ は精密加工の部類に入る。測定に用いた電磁弁のロック力を式(2)により推定してみると39.8 Nとなる。図6の測定結果は、この推定値の4倍近くあるが、これはスプールの軸の変形などの影響を考慮していないためと思われる⁽¹¹⁾。

$$F_R = \pi \cdot a \cdot l \cdot \Delta p \cdot x \cdot \{(1+x)/\sqrt{(1+x)^2 - 1} - 1\} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここに、

a : スプールの半径 5 mm

Δp : 印加圧力 50 MPa $= P_1 - P_2$

l : オーバラップ量 0.4 mm

x : 加工精度(0.07) $= t/(2c)$

図7 式(2)の説明図

図8 ロック力の切換え時間に及ぼす影響

t, c : 図7参照

Pポートに50 MPaを加圧して3秒～10分経過後の切換え時間の測定結果を図8に示す。この試験はA、B両ポートをブロックして、油が流れない状態で、励磁回路には予備励磁方式(400 V/50 A)を用いた。図8より、経過時間の増加による切換え時間の変化は認められない。これは、ソレノイドの電磁力が、電圧印加後緩やかに変化するのでなく、いくらかの遅れの後に急激に大きくなるためと推測される。このことは、電磁弁の切換え時間の大部分がスプールが移動するまでの時間であり、移動に要する時間は短いという事実⁽³⁾からも類推できる。

3.3 重量の影響 可動部重量が切換え時間に及ぼす影響の測定結果を表6に示す。実験には、通常のスプールと、内部をくりぬいて軽量化を計ったスプールを用いた。表の上側が軽量化したスプールの測定結果であり、15%の軽量化により10%切換え時間が短くなる。これから、可動部重量は電磁弁の高速化に重要な要素といえる。なお、()内の数値は可動部のうちスプールだけの重量であり、実験には、同じソレノイドを使用し、電磁力の影響がないよう配慮した。

スプールを軽量化する方法は二、三考えられるが、ランドの径を小さくするのは、所定流量を確保するために必要ストロークが長くなり得策でない。また、スプールの軸を細くすれば若干軽量となるが、3.2節に記したようにスプールの変形によりロック力が増加し、切換え不良を起こす危険性がある。スプールの材質にチタンを使用するか、本実験の様に内部をくりぬけば軽量化でき、コストは高むが技術的には可能である。なお、ソレノイドのプランジャを軽量化するのは、電磁力特性を損ない、高速化に効果がないことは確認済である⁽⁴⁾。

3.4 油温の影響 油温の切換え時間に及ぼす影響を図9に示す。40°Cの作動油の温度変化に対し、切換え時間は約10% (0.1 ms) 変化する。これは、油温が上昇すれば粘度が低下し、粘性抵抗が小さくなるため

表6 重量の影響

Weight of moving parts (g)	Switching time (ms)
28.8 (11.4)	1.62
33.6 (16.2)	1.80

Valve/Spool type: EV399A/3A, 0.8mm
Solenoid type: HS-3-04 (0.6φx130T), 2Q
Oil condition: ISO VG-68, NAS-10, 40±5 °C, 18MPa
Energize method: Chopper (130V), I_h=2A

表 7 切換え時間のばらつき

Energize method	Switching time (ms)		Measurement condition
	mean	standard deviation	
Chopper	0.73	0.007	Time for full-stroke Applied press.; 0 MPa Flow rate; 0 l/min
Pre-energize	0.67	0.006	
Pre-energize	0.53	0.01	Time for press. change Applied press.; 50 MPa Flow rate; 0 to 40 l/min

Valve type : EV399B (0.71mm)
 Solenoid type : HS-3Y-3 (0.4φ×130T)
 Applied voltage/current : 400V/50A
 Oil temperature : 45℃
 No. of trial : 10 times

図 9 油温が切換え時間に及ぼす影響

である。さらに、スプールやプランジャの運動に伴って動く油の量が、粘度の低下とともに減少し、等価的な可動部重量が小さくなることも影響していると思われる。したがって、高速性を考えた場合、作動油の粘度は低いほうが好ましいが、油の粘度が低下すればリーク量が増えエネルギー損失が増加するという、電磁弁として別の問題が生じる。

本章の終わりに、使用圧力が 50 MPa で、A、B 両ポートをブロックした状態での電磁弁の切換え時の電流、圧力およびスプールの変位の応答波形を図 10 に示す。スプールの変位応答で 0.96 ms、圧力応答で 0.52 ms であり目標仕様を達成している。

4. 燃料噴射装置としての性能

ディーゼルエンジン用の燃料噴射装置の重要な性能として、次の 2 点が挙げられる⁽¹⁾。

- (1) 噴射タイミングの正確さ。
- (2) 噴射量の調量の精密さ。

このことから、燃料噴射装置に使用する電磁弁は、指令を与えてから実際に弁が切換わるまでの“切換え時

図 10 圧力、電流、変位の応答波形

間”のばらつきが少ないことが望ましく、クランク角度で 0.2 deg の正確さが要求される。これは、エンジンの回転数が 600 rpm のとき、切換え時間で 0.1 ms に相当する。さらに、回転数の微細な調速を行うには、指令噴射量に対する実噴射量の関係が線形で、分解能が小さいことが望ましい。

燃料噴射装置への制御信号は、図 2 に示すようなパルス信号であり、その立上がり時期とパルス幅を調節して、それぞれ噴射タイミングと噴射量を制御する。本章では、電磁弁を燃料噴射制御装置として用いた場合の性能について調査したので以下に記す。

4・1 切換え時間の再現性 表 7 に切換え時間のばらつきを調べた結果を示す。測定回数は、計 10 回であり、表 7 にはその平均値と標準偏差を示した。なお、ロック力による影響をなくすために、各測定の約 1 秒前に電磁弁を一度作動させた。

図 11 指令期間と実切換え期間の関係

表 7 の上側の数値は、電磁弁を油圧管路系から取りはずし作動油に沈めた状態(油浸状態)で、スプールの変位から求めた切換え時間である。一方、下側は図 4 (b)の試験回路を用い、圧力の変化点から求めた切換え時間である。すなわち、P ポートの圧力が 50 MPa でブロック状態から、切換えにより流量が 40 l/min になる場合の測定結果である。表 7 から、励磁方式や使用条件によらず標準偏差は 0.01 ms 以下であり、再現性が高いことがわかる。

表 7 の数値は油温が一定で安定した状態での測定結果であることに留意する必要がある。図 9 に示した測定結果から、0.01 ms のばらつきを問題にする場合、油温の変化は無視することができない。

4・2 噴射特性 図 11 は油浸状態で、指令期間と実切換え時間の関係をプロットしたグラフである。ここに、指令期間は制御信号のパルス幅であり、実切換え時間はスプールの変位から測定した弁が切換わっている時間幅である。図 11 から、指令期間と実切換え時間の関係は線形であることがわかる。実切換え時間のほうが少し指令期間より長いのは、ON のときは予備励磁方式を用い、OFF のときは予備励磁を行う時間的余裕がなくチョッパ方式を用いたので、励磁方式の差が現れたためである。

切換えの負荷として、弱いばねと強いばねの二通りのばねで実験したが、負荷ばねの強弱による差は認められなかった。なお、図中の波線よりも指令期間が短い場合、スプールは途中開度まで変位するが、全開位置まで作動しない。さらに、指令期間が 0.3 ms 以下ではスプールは応動しなかった。

試験に用いたエンジンは、作動油の圧力を変えるこ

図 12 指令噴射量と実噴射量の関係

とにより燃料の噴射圧力が調節できるようになっている。したがって、燃料噴射量は指令期間と作動油の圧力の関数となり、指令噴射量 B_c は、式(3)により計算される。

$$B_c = c \cdot \tau \cdot \sqrt{P_p} \quad \text{..... (3)}$$

ここに、

c : 定数

τ : 指令期間 ms

P_p : 作動油の圧力 MPa

エンジンの運転で消費した燃料量から得られた実噴射量 B_m と指令噴射量 B_c の関係を図 12 に示す。図 12 中の数値は作動油の圧力であり、指令噴射量と実噴射量はほぼ線形な関係にある。

最後に、本電磁弁は 1 000 万回の耐久試験を実施し、信頼性を確認したことを付記しておく。

5. ま と め

ディーゼルエンジンの電子制御用に高速電磁弁の開発を試み、図 10 に示すように当初の目標を達成することができた。本研究を通して明らかになったことおよび考察結果をまとめると次のようになる。

電磁弁の高速化に関して、

(1) フローフォースが切換え時間に与える影響は大きくなく、フローフォースを低減するためにストロークを長くするのは得策でない。

(2) 加工精度が良ければ、使用圧力が 50 MPa でも油圧ロック現象は起こらない。また、使用圧力が切換え時間に及ぼす影響は小さい。

(3) スプールの軽量化は、電磁弁の高速化に効果がある。

燃料噴射制御に使用する場合について、

(4) 電磁弁を燃料噴射の制御に使う場合、油温の変化は無視できず、油温の調節を行う必要がある。

(5) 切換え時間の再現性は高く、定格回転数が600 rpm程度の中速エンジンの燃料噴射タイミングの制御に十分使用できる。

(6) 指令噴射量と実噴射量の関係は線形であり、回転数制御を行う上で良好な特性を有している。

最後に、弁部の製作と測定に協力いただいた、当社精機事業部の山本安正氏に謝意を表す。

文 献

- (1) 園田・ほか5名, 船用ディーゼル機関のメカトロニクスシステムによる性能向上, 川崎重工技報, 114(1992-7), 24-33.
- (2) 鹿嶋, 油圧駆動電子制御システムによるエンジン性能の

向上—その2 電子制御システム—日本舶用機関学会誌, 26-6(1991), 277-286.

- (3) Kajima, T., Development of a High-Speed Solenoid Valve —Investigation of the Energizing Circuits, *IEEE Trans. IE.*, **40**(1993), 428-435.
- (4) 鹿嶋・河村, 高速電磁弁の開発—ソレノイドについての考察, 電気学会論文誌, **115-D** (1994)に掲載予定.
- (5) 鹿嶋, プランジャ形電磁石の励磁特性の解析, 電気学会講演会論文集, **14**(1993), 7-8.
- (6) 鹿嶋, 電磁石の動特性の解析, 電気学会, 静止器・回転機合同研究会資料(SA-93-28), (1993).
- (7) 鹿嶋, 電磁弁のスプールに作用する外力, 機械学会等70期講演会論文集, (1993-3), 344-346.
- (8) 竹中・浦田, 油力学, (1970), 43-47, 養賢堂.
- (9) Lee, S. Y. and Blackburn, J. F., Contributions to Hydraulic Control, 1—Axial Forces on Control Valve Pistons, *Trans. ASME*, **74**(1953), 1005-1011.
- (10) Blackburn, J. F., Contributions to Hydraulic Control, 5—Lateral Forces on Hydraulic Pistons, *Trans. ASME*, **75**(1953), 1175-1180.
- (11) 草間・ほか2名, スプール弁の固着現象, 機誌, **71**-599(1968), 1692-1701.