スプールの加速を利用した油圧パルスの発生*

山根 浩二^{*1}, 池上 詢^{*1}

Hydraulic Pressure Pulse Generation by Means of Spool Acceleration

Koji YAMANE and Makoto IKEGAMI

This paper presents a new high-pressure generation method which relies on a pump driven by a freely moving spool in a hydraulic manner. A strong acceleration of the spool gives a higher rate of delivery at the pipeline inlet, and thus induces strong pressure waves leading to a higher oil pressure at the closed end of the pipeline. The performance of the proposed system is studied using a method of characteristics. The results show that at a given mass of the spool and the plunger, the highest pressure pulse can be achieved at a combination of an inlet dead volume and an inlet-outlet area ratio of the convergent pipeline. It is also suggested that the present method is applicable to a high-pressure fuel injection system for diesel engines.

Key Words: Diesel Engine, Fluid Power System, Oil Hydraulics, Oil Hammering, Hydraulic Pulse Generator, Fuel Injection, Pipe Line, Method of Characteristics

1. ま え が き

ディーゼル機関の燃料噴射のように高圧でしかも短時間のパルス状の油圧を必要とする場合があり, この目的には従来からプランジャによって流体を圧縮するジャーク式が広く使われている。しかし, この方式によって 100 MPa を越える高圧を得ようとする, ポンプ内に発生する高圧のため構造上の強度を高める必要があり, また, 内部で燃料漏れが生じ易い。強度を増すとさらにポンプ駆動力が増大してしまう。このように強引に燃料を圧縮して高圧を得ようとする方式に対して, 著者は縮小管を用いて油撃現象を有効に利用できれば低い圧力でパルス状の高圧を発生できる可能性があることを示した⁽¹⁾。この方式ではポンプに無理が生じず, 内部燃料漏れや駆動動力の問題を軽減できる見込みがある。

油撃の発生に適する方法として本研究では, 比較的低い油圧で駆動されるスプールをプランジャに連結して強く加速することによって圧力波を発生し, 管路で

動的に増幅して油圧パルスを得る方法について検討する。ここでスプールと呼んだのは実際のシステムを構成するとき流体の出入りを制御する必要が生じるためである。この系の挙動を特性曲線法⁽²⁾により解析し, 高圧の油圧パルスが発生できることを示すとともに, 管路入口容積および管路形状の影響を明らかにし種々のパラメータをどのように選べば良いかについて検討した。

2. スプール加速による油撃の発生方法

取り扱う油圧パルス発生法では, スプールおよびプランジャを油圧もしくは空気圧で強く加速して管路内へ高い送入速度で流体を送り込み急激な圧力波を発生する。その際圧力波が管路内を伝播する遅れ時間の間にスプールの加速を行うことが特徴であり, 管路の動的効果を活用して圧力の増幅を図る。

具体的には, 図 1 に示すようにスプールを静止状

図 1 油圧パルス発生装置の概略

* 平成 4 年 3 月 21 日 日本機械学会関西支部第 67 期定時総会講演会において講演, 原稿受付 平成 4 年 6 月 4 日。

^{*1} 正員, 京都大学工学部 (〒606 京都市左京区吉田本町)。

態から適切な方法で強く加速する。そのために管路入口に容積を付加することと、管路入口断面積を大きくして徐々に縮小された縮小管を用いて管路流入抵抗、管路入口インピーダンスを低くすることが必要である。さらに管路内を圧力波が伝播する往復時間以内に流体の送入を終えると、前報⁽¹⁾で示したように縮小管路内で波が集中し管路先端では高圧が発生する。また、管路入口に発生した圧力によってスプールを逆行させて、いわゆる吸い戻しを行わせれば、管路の圧力を自動的に下降させることができる。

3. スプールの運動を考慮した増圧特性の解析

図1のようにスプールとプランジャから成る可動部が先端閉止管に接続されている系について解析する。最初スプールの両側およびプランジャ前面が p_a に保たれた静止状態から、スプールの右側の空間の圧力が急に零に下がって可動部が加速される場合について考え、その際の管内の圧力と流量の過渡状態を計算する。加速開始後は、スプールの左側の圧力はその変位に関らず p_a 一定に保たれ、プランジャ前面圧は $p = p_a$ から変化すると仮定する。油圧 p_a は管路内の圧力に影響を及ぼさないように十分に脈動が吸収され安定して管路へ供給されるものとする。計算の都合上初期圧力を $p = 0$ とするために、スプールの右側のみに $-p_a$ の圧力が常に作用すると扱う。また、摺動部の漏れ、抵抗、管路内の流体摩擦は無く、スプールの変位は小さいものとし、管路各部の流速は音速 a に比べて十分小さく、 a および流体密度 ρ は一定とする。

プランジャ前面からの距離を x 、管路断面積を $A(x)$ 、時刻を t 、圧力を $p(t, x)$ 、流量を $q(t, x)$ とすると、音速 a で正負方向に伝播する波、すなわち特性線に沿ってそれぞれ

$$dp/dq = \pm \rho a / A \quad (1)$$

の関係が成り立つ。したがって、微小時間の変化の間に圧力波が伝わる際、常にこの関係が満たされるように状態を定めてゆけば良い。また、スプールの断面積を A_s 、プランジャの断面積を A_p 、可動部の全質量を m 、プランジャ前面の圧力を $p_p = p(t, 0)$ とすれば、プランジャによる体積変化率、すなわちプランジャによって管路入口に誘起される流量 q_p は、

$$dq_p/dt = A_p^2 (p_e - p_p) / m \quad (2)$$

ただし、 p_e はプランジャ断面積に換算した駆動圧力であり、

$$p_e = (A_s/A_p - 1) p_a \quad (3)$$

すなわち、 p_e はプランジャの面積分だけ駆動力が小さいことを考慮してその分を差し引いた駆動圧力である。

管路入口に v_0 の付加容積があるとすれば

$$dp_p/dt = \rho a^2 (q_p - q) / v_0 \quad (4)$$

管路入口では式(1)(2)(4)が満足されるように p , q を定め、また管路長 L の先端は常に閉止状態にあるとして $q(t, L) = 0$ を境界条件とする。

縮小管路断面積は距離 x に対して次式とする。

$$A(x) = A_p \exp(-2bx/L) \quad (5)$$

ただし、 b は定数である。また、扱う系は線形であるので以下ではつぎの無次元量を用いる。

$$T = ta/L, \quad Q = q \rho a / p_e A_N, \quad P = p/p_e, \quad (6)$$

$$M = m/\rho L A_N, \quad V = v_0/L A_N$$

ここで、 A_N は縮小管出口断面積を示す。

4. 解析結果

4.1 管路入口インピーダンスの影響 ここで扱う油圧パルス発生法では、スプールとプランジャをできるだけ軽くするとともに、管路入口部の断面積および管路入口の付加容積を大きくすることによって入口インピーダンスを低くすることにより、可動部を強く加速する必要がある。

図2は、無次元質量 $M=11.7$ において管路を付加容積の無い細い直管 ($V=0$, $A_i/A_N=1$, $L_i/L=1$)、縮小管 ($V=0$, $A_i/A_N=10$, $L_i/L=1$)、および入口に付加容積をもつ直管 ($V=7$, $A_i/A_N=1$, $L_i/L=1$) の3通りの場合について、管路入口圧力 P_p 、出口圧力 P_N およびプランジャによって管路入口へ流入する流量 Q の計算結果を示す。図に示すように付加容積の無い細い直管では他の場合に比べて P_p , P_N が低く、またパルス状の波形にはならない。これは、管路入口が細い直管のために送込開始後直ちに管路入口圧力が高まってプランジャの加速が停止し、流入が止まるからである。これに対して、管路入口に付加容積を設けたり管路を縮小管にすれば管路入口が太くなり、式(1)で定義さ

図2 3種類の管路入口インピーダンスにおける管路入口圧力 P_p 、出口圧力 P_N 、および管路入口流入流量 Q の時間 T に対する変化 ($M=11.7$)

れるように管路インピーダンスが低くなる。そのために管路入口圧力が高くなる前に流入流量 Q を増すようにプランジャを急加速することができ、管路出口では高圧でパルス状の圧力波形が得られる。なお、図には示していないが、いずれの条件においても $T=2$ 以降の P_P は正圧を保持し、プランジャ前面での液柱分離は生じないので実際の適用上問題はない。

管路入口インピーダンスが低くても M が大きければスプールの加速されず管路出口圧力は高くない。そこで、種々の M について管路出口面積 A_N に対する入口面積 A_I の比、すなわち縮小率 A_I/A_N および管路入口付加容積 V を系統的に変えて管路出口最高圧力 P_{Nmax} を調べた。その際管路は全長を縮小管とした。

図 3 は 4 種類の M に対する P_{Nmax} の等高線を示す。これによれば M が小さいほど最高圧力は高く、また、 P_{Nmax} が極大となる付加容積と縮小率の組合せが存在する。すなわち、 $V=2\sim3$ 程度の付加容積を設けて縮小率を $3\sim4$ にすると P_{Nmax} が極大になる。一方、 M が大きい場合には縮小管よりも直管 ($A_I/A_N=1$) に入口容積を付加した方が P_{Nmax} は高い。図 4 は図 3(c) の $M=11.7$ の場合について 2 種類の縮

図 3 種々の可動部質量 M 、管路入口付加容積 V 、管路縮小率 A_I/A_N における管路出口最高圧力 P_{Nmax} の等高線図 ($L_t/L=1$)

小率で付加容積が異なる A~F 点の管路口・出口圧力 P_P , P_N および流量 Q の時間 T に対する変化を示す。これによると C や F のように付加容積の大きい方が高圧の保持時間は長い。しかし、流入流量 Q についてみると、A や F では、圧力波が管路を往復する時刻 $T=2$ 以内で Q が負にならないため、プランジャは逆行しない。このように管路出口で高まった圧力波が管路出口で反射して入口に達する時刻 ($T=2$) に可動部が逆行しないと、管路入口圧力が減圧されないために、高い圧力が再び管路出口へ伝播して、 P_N は高い正圧を保ったままとなり、望ましい圧力パルスは得られない。

望ましい圧力パルスを得るには可動部が逆行することが必要であり、その指標として $T=2$ における流入流量が負になる条件を調べた。その流量を Q_{T2} として表示した。図 5 は図 3 の $M=5.85$ および 11.7 の場合における等流量線を示す。図において、 M が小さい場合には V および A_I/A_N の大きい範囲に $Q_{T2}<0$

図 4 図 3(c) の $M=11.7$ における P_P , P_N , Q の時間 T に対する変化

図 5 $T=2$ における流入流量 Q_{T2} の等流量線図 ($L_t/L=1$)

が広がっている。M が大きい場合には $Q_{T2} < 0$ を示す V および A_I/A_N の範囲が狭い。すなわち、図には示していないが図 3 の $M=23.4$ のように可動部が重いと $Q_{T2} < 0$ の範囲は狭くなり、その絶対値も小さくなる。いずれの場合も V あるいは A_I/A_N を大きくする方が可動部の復帰に有効である。また、図 4 からわかるように $Q_{T2} < 0$ であっても最高圧力発生後の圧力低下率は B 点のように Q_{T2} の値が小さい場合ほど高いことがわかる。したがって、管路出口圧力の最高値が高く、さらに可動部が逆行して圧力低下率が高い圧力パルスを得るには図 3 および図 5 において Q_{T2} の値が負で、かつその絶対値が大きいほど望ましく、しかも P_{Nmax} の高い V および A_I/A_N を選ぶ必要がある。

4.2 縮小部長さの影響 前節までの解析は管路全長を縮小管とした場合であるが、ここでは管路全長 L に占める縮小部の長さ L_t の影響について調べる。

図 6 は、 L_t/L を変化させた場合の管路入口圧力 P_P 、管路出口圧力 P_N 、および流入流量 Q の時間 T に対する変化を示す。図 (a) は図 3 (c) から最高圧力および圧力低下率が高い管路 ($V=2.5$, $A_I/A_N=3$, $L_t/L=1$) を選び、(b) は (a) における付加容積および管路と同程度の内容積を持った縮小管 ($V=0$, $A_I/A_N=10$, $L_t/L=1$) を基準とした場合の計算結果を示す。

図によれば、いずれの場合も $L_t/L = 0.67$ において最高圧力が最も高く、その圧力が零に達するまでの時刻も早い。また、 $L_t/L = 0.67$ においては $T=2$ における Q の値が最も低いことから、前節と同様に復帰動

図 6 P_P , P_N , Q に対する管路全長 L と縮小部長さ L_t との比, L_t/L の影響

作の際可動部が逆行して $T=2$ における Q の値が負で絶対値が大きいほど圧力低下率が高く、鋭利な油圧パルスが得られると言ってよい。また、(a) よりも (b) の方が縮小部長さの影響が大きく、(b) の付加容積が無く管路入口に短い縮小部がある場合 ($L_t/L=0.05$) には、細い直管のみ ($L_t/L=0$) の場合に比べて P および Q のいずれも高い。このことから、単に管路入口を太くしただけでも入口インピーダンスを低くできることがわかる。しかし、縮小部が短いとブランチ前面の圧力が高まる時間が早く、流入がすぐに停止して圧力低下率の低い圧力パルスとなる。したがって、この観点から縮小部を長くする方が望ましい。

4.3 パルス幅制限の影響 油圧パルスの波形を整えパルス幅を変化させるためには、ブランチ挙程を制限して流入を停止することが必要である。そこで、ブランチの運動時間が制限される場合について検討する。なお、管路形状は前節と同一であり、可動部無次元質量 $M = 11.7$ とする。

図 7 は流体送入期間 T_0 を制限した場合の結果で、前節と同じく図 (a) は付加容積がある場合、(b) は付加容積が無く縮小管のみの場合を示す。図において、送入期間を限定しても増圧比 (P_N/P_P) は高いままであるが、(a) のように管路入口に付加容積がある場合には

図 7 ブランチの停止により管路流入期間 T_0 を制限した場合の P_P , P_N , Q の T に対する変化

表 1 ディーゼル機関用高圧燃料噴射系の主要諸元

Spool diameter 10.7 mm	Convergent pipeline
Plunger diameter 6.2 mm	Inlet diameter 5.1 mm
	Outlet diameter 1.6 mm
	Pipe length 670 mm
Mass of spool and plunger 20 g	Straight pipeline
	Inner diameter 1.6 mm
Source pressure 20.6 MPa	Pipe length 330 mm

流体の流入を停止しても (b) のように出口圧力はすぐに低下せず、圧力降下率が高い油圧パルスにはならない。この原因は流入が停止しても付加容積から管路下流への流体の流入がつづき、そのためにすぐに管路内の圧力が回復してしまうことによる。

送入期間が短い場合にはいずれにおいても Q が負の値を示さず可動部の逆行が起こらない。これは可動部を押し戻すだけの P_F が得られていないためで、したがって、パルス幅を短くする場合にはプランジャ全面で受ける力を増加させることに加えて、図 1 のスプール右側の圧力を増してスプールの逆行を助け、素早く可動部を初期位置へ復帰させる工夫が必要である。この工夫によってプランジャの素早い逆行による流体の吸い戻しができるため、(a) のように管路入口に付加容積がある場合でも最高圧力到達後の圧力降下率を高くできる。

なお、実際の T_0 の変更は、たとえば電磁弁の開弁期間などによりスプール右側の空間からの液体の流出を制御することで可能であろう。

5. 油圧パルスの適用例

本方式をディーゼル機関用の高圧燃料噴射系に適用すれば、低い油圧を利用してパルス状の高圧を発生できるため、ポンプ内部の燃料漏れや駆動動力の問題を軽減でき、装置も小型化できる。そこで、以下では前節までの解析結果を基に、油圧パルス発生法の適用例として高圧燃料噴射系の主要寸法の設計を試みる。

設計する噴射系は、シリンダ径 102 mm 行程 106 mm のディーゼル機関用で、最大噴射期間は機関回転速度 2400 rpm で 20°CA (1.38ms)、最高噴射圧力 150 MPa を目標として概略設計する。

ここでは、高い噴射圧力が得られて可動部の逆行が可能で、圧力降下率が高い条件、すなわち、図 6 (b) の $V=0$, $A_I/A_N=10$, $L_t/L=0.67$, $M=11.7$, $A_P/A_N=15$ を標準と選ぶ。この場合の P_{Nmax} 、油圧源圧力 p_a 、対象機関の目標最高噴射圧力、および式 (3) から A_S/A_P が算定される。二次噴射が生じない最小限度の管路長 L は圧力波管内往復時間 $T=2$ および設計上の必要最

大噴射期間から定まる。たとえば、油圧源圧力 p_a を噴射弁開弁圧力以下の低い値とし 20.6 MPa と設定する。これより、図 6 (b) において $P_{Nmax}=3.7$ 、目標最高噴射圧力が $p_{Nmax}=150$ MPa であるから式 (3) から $A_S/A_P=2.97$ となり、スプールおよびプランジャの直径が定まる。このように算定された噴射系の主要諸元を表 1 にまとめて示す。

なお、プランジャ断面積 A_P および管路出口断面積 A_N は、小型のディーゼル機関用に現在使用されているジャーク式噴射系をもとに決めた。さらに、プランジャ断面積 A_P が大きすぎると質量増加のため急加速ができず、逆に小さい場合にはプランジャ前面で受ける復帰力が低下してプランジャの逆行が行えず圧力降下の速い圧力パルスが得られないことも考慮した。

上記の計算で仮定した M はスプールおよびプランジャの合計質量で約 20 g であり、これはセラミックスなどの軽い材料で製作することを前提としたものである。ただし、流体の慣性質量も含める必要があり、スプールおよびプランジャは極力軽量化することが肝要である。

6. むすび

本研究では、スプールの加速を利用して動的に油圧パルスを発生する方法について特性曲線法によって解析した結果、高い圧力パルスが得られることを示した。

この方式では、油圧によって釣合ったスプールの力の釣合を急に解放して、スプールを強く加速することによって、管路入口に高い圧力波を発生し、それを縮小管で集中させ高圧パルスを得る。高い圧力を発生するためには管路入口のインピーダンスを低くするよう付加容積を増し、管路入口を太くすることと、スプールおよびプランジャの可動部を軽くすることが必要がある。解析の結果によると管路入口部の付加容積、縮小管の縮小率、およびスプール質量などには最高圧力および圧力降下率に対して最適値が存在する。とくに、付加容積は高圧を保持するには有用であるものの、そのために圧力降下率が低下する場合があること、管路は全長の 2/3 程度を縮小管とするのが良いこと、圧力降下率が大きい Δ 形の圧力パルスを得るには、プランジャによって発生した圧力波が管路内を伝播する往復時間においてプランジャの逆行速度が最大となるように設計する必要がある。

ここで提案した油圧パルス発生法は、本来パルス状の油圧が必要なディーゼル機関の燃料噴射系に対しては極めて有望であるほか、射出成形やウォータカットなどに応用することも可能であろう。

最後に、本研究は平成元年および 2 年度文部省科学研究補助金試験研究 (B) (1) (課題番号 01850048) によって行われたことを記す。

文 献

- (1) 池上, 吉原, 山根, 松原, 機論, 57 巻 534 号, B (1991. 2), 721.
 - (2) たとえば 池上, 内燃機関, 9 巻 5 号, (1970. 5), 83.
-