

回転弁による油圧インパルス発生に関する研究

(第1報)*

堀 込 泰 雄**

1. 緒 言

一般的に用いられている油圧回路においては、できるだけ過渡的な圧力変動を避け、振動を減らすための努力がなされて来た。一方、動的な圧力変動を逆に利用した振動機械や打撃機械の関与もいくつか行なわれている¹⁾²⁾。本報告も、サージ圧によって高圧の油圧インパルスを一定周期で発生させるための一方法について、実験と解析を行なったものである。発生した油圧インパルスは、打撃、衝撃的な仕事のほか、加圧のような仕事にも利用されうるものと期待される。

油圧インパルス発生装置は、油圧源と出力側回路（密閉された容器）との間を回転弁で連結した構造よりなる。スプールの回転により、油圧源と出力側、出力側ともどり側とが交互に導通と遮断をくりかえし、1回転につき4周期のインパルスを発生させる。本実験では、出力側に各種寸法よりなる数種の管路を接続し、弁回転数を変化させた場合の圧力波形を観察記録した。また数値計算より求めた圧力波形を実験値と比較した。当初、キャピテーションの発生を考慮せずに、特性曲線法を用いて計算したが、その結果は実験値とかなりかけ離れたものであった³⁾。その後の検討により、回路内にキャピテーションが発生することを確認できたので、数値計算も管内に気体が存在するものとして行なった。ただし、簡単化のため、気体は管末端に集中して存在し、断熱変化の式に従うものとした。このモデルで計算したところ、計算値と実験値はかなり良く近似し、油圧インパルスの波形を計算するのに本モデルを使用しうることがわかったので以下に報告する。

2. おもな記号

a : 波動伝ば速度	K : 油の体積弾性係数
C^+, C^- : 特性曲線	L : 管路の長さ
$C_1, C_2, C_3, C_4, C_5, C_6, C_7$: 各式で定義される定数	L_A : 圧力源側管路の長さ
d : 管路直径	L_C : 出力側管路の長さ
f : ダルシ・ワイズバッハの摩擦係数	L_m : 弁内仮想管路の長さ
g : 重力の加速度	L_g : 管路内に気体の占める長さ
H : 圧力水頭	n_A, n_C : 両管路の分割数
	P : 圧力

* 昭和54年4月 日本機械学会第56期通常総会において発表

** 機械工学科 助教授

原稿受付 昭和54年9月19日

P_S : 油圧源の圧力	V : 出力側管路の容積
Q : 流量	x : 管軸方向にとった座標
S : 管路断面積	θ : スプールの回転角度
S_A : 圧力源側管路の断面積	τ : 弁開口面積と流量係数との積
S_B : 出力側管路の断面積	ρ : 油の密度
S_m : 弁内仮想管路の断面積	κ : 比熱比
t : 時間	添字 M, N, O, P : 格子点
T : インパルスの周期	A, A', B, C : 図に示された位置
T_n : 回路の固有周期	abs : 絶対圧
v : 流速	

3. 数値計算法

油圧インパルス発生時における流体の挙動は複雑であって、管路を集中定数系として扱うと実際の場合と一致しない。本報における数値計算では特性曲線法⁴⁾をその主要部とした。

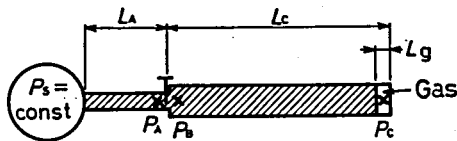


図1 数値計算のモデル

計算に用いたモデルを図1に示す。弁が閉じている定常状態で、弁より上流側の圧力は P_S 、下流側の圧力は0、流速はすべての点で0に保たれている。弁を開いて行くと弁を通して油が流れ、管末端の気体が圧縮されて高い圧力を生ずる。以後、油は弁を往復し、管末端

には減衰する圧力波形が見られる。

管路の長さは十分短いので、水平管路とし、流れを一次元流れとすると、管路内流体に対する運動方程式および連続の式は次のように表される⁴⁾。

$$\frac{\partial v}{\partial t} + v \frac{\partial v}{\partial x} + g \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{f}{2d} v |v| = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial H}{\partial t} + v \frac{\partial H}{\partial x} + \frac{a^2}{g} \frac{\partial v}{\partial x} = 0 \quad (2)$$

ここで $v \ll a$ であることを考慮して式(1)、(2)の第2項を無視すれば、図2に示す特性曲線 C^+ 、 C^- 上で次のように差分表示した形で表すことができる。

$$C^+ : v_P = C_1 - C_2 H_P \quad (3)$$

$$C^- : v_P = C_3 + C_2 H_P \quad (4)$$

ただし

$$C_1 = v_M + C_2 H_M$$

$$- \frac{f \cdot \Delta t}{2d} v_M |v_M| \quad (5)$$

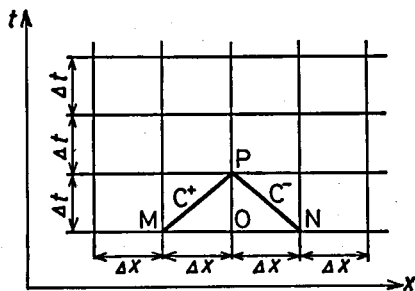


図2 格子点および特性曲線

$$C_2 = g/a \tag{6}$$

$$C_3 = v_N - C_2 H_N - \frac{f \cdot \Delta t}{2d} v_N |v_N| \tag{7}$$

$$\Delta x = L_A/n_A = L_C/n_C, \quad \Delta x/\Delta t = a$$

式(3)と(4)を連立させて解くことにより、格子点Pにおける圧力水頭 H_P と流速 v_P を求めることができる。

3-1 圧力源における境界条件

アキムレータの位置を圧力源とし、簡単化のため圧力源の圧力 P_S を一定とした。流速 v_P は式(4)よりえられる。

3-2 弁における境界条件

弁を通る流量を単に弁の開度と前後の圧力差だけの関数で表されるとせず、弁前後で流体が絞られるための質量効果を考慮に入れた。すなわち、弁を図3のようにモデル化し、流量を次の2式で表すことにする。

$$\rho \frac{L_m}{S_m} \frac{dQ}{dt} = \rho g (H_A - H_{A'}) \tag{8}$$

$$Q = \tau \sqrt{2g(H_{A'} - H_B)} \tag{9}$$

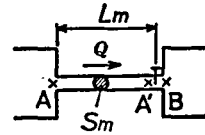


図3 質量効果を考慮した弁のモデル

式(8)を差分表示した式と、式(3)、(4)、(9)よりA点の流速 v_{PA} が次式のように求まる。

$v_{PA} \geq 0$ ($C_4 \geq 0$) のとき

$$v_{PA} = -C_5 + \sqrt{C_5^2 + C_4} \tag{10}$$

$v_{PA} < 0$ ($C_4 < 0$) のとき

$$v_{PA} = C_5 - \sqrt{C_5^2 - C_4} \tag{11}$$

ただし

$$C_4 = \tau^2 \frac{2g}{S_A^2} \left(\frac{C_{1A} + C_{3B}}{C_2} + \frac{S_A}{g \Delta t} \frac{L_m}{S_m} v_A \right) \tag{12}$$

$$C_5 = \tau^2 \frac{g}{S_A^2} \left\{ \left(1 + \frac{S_A}{S_B} \right) \frac{1}{C_2} + \frac{S_A}{g \Delta t} \frac{L_m}{S_m} \right\} \tag{13}$$

ここに、 C_{1A} と C_{3B} はそれぞれA点、B点を格子点Oにあてはめたときの C_1 と C_3 の値である。またB点の流速 v_{PB} は連続の式 $S_A v_{PA} = S_B v_{PB}$ より、 H_{PA} と H_{PB} はそれぞれ式(3)と(4)よりえられる。

L_m/S_m の値を次のように求めた。仮に管路系を集中定数系とみなし、油の圧縮を考慮

$$Q = \rho g \frac{V}{K} \frac{dH_B}{dt} \tag{14}$$

をうる。式(14), (8), (9)をまとめ、減衰項を無視すると管路系の固有周期 T_n を次式で表すことができる。

$$T_n = 2\pi \sqrt{\frac{\rho}{K} \frac{L_m}{S_m} V} \quad (15)$$

V の異なったいくつかの管について実験してえられた圧力波より T_n を実測し、 $L_m/S_m = 21.2 \text{ cm}^{-1}$ がえられた。

次に圧力源側のポートが閉じられ、出力側管路の油が T ポートからもどり側に放出される場合、 $v_{PA} = 0$ であり、

$v_{PB} \leq 0$ ($C_6 \leq 0$) の場合

$$v_{PB} = C_7 - \sqrt{C_7^2 - C_6} \quad (16)$$

$v_{PB} > 0$ ($C_6 > 0$) の場合

$$v_{PB} = -C_7 + \sqrt{C_7^2 + C_6} \quad (17)$$

ただし

$$C_7 = \tau^2 g / S_B^2 \quad (18)$$

$$C_6 = 2C_7 C_4 \quad (19)$$

3-3 出力側管路末端における境界条件

管路内にキャピテーションが発生していることは実験によって確かめられた。数値計算のモデルでは簡単化するために、図1のように気体が管末端の部分に長さ L_g で集中して存在し、断熱変化の式に従うものとする。 P_{cabs} をこの点における絶対圧とすれば

$$P_{cabs} L_g^{\gamma} = \text{一定} \quad (20)$$

また管末端における流速 v_c は L_g の変化率に等しいとし

$$v_c = -\frac{dL_g}{dt} \quad (21)$$

上式を差分表示したものと式(20)および(3)より圧力水頭 H_{PC} と流速 v_{PC} を求めるのであるが、解析的に解くことが不可能なので、ニュートン法を用いて計算した。

4. 実験装置

4-1 回転弁の構造と静特性

油圧インパルス発生装置の主要な役目を果たす回転弁として、SIREX社(西独)の製品を用いた。その構造を図4に示す。回転スプールの外周には、図に示されている溝が加工されている。スプールの回転位置により、溝とポートが重なったとき油がポートを通過して流れる。スプールの回転角度と各ポートの開きとの関係は図5のように表される。図ではTポートの開きを負の量で示した。図4、図5で明らかなように、回転弁のAポートとBポートをたと

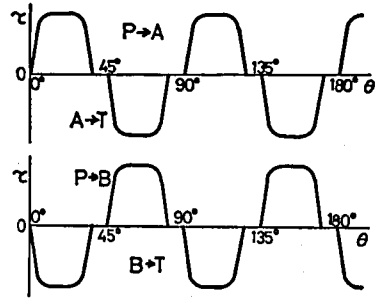
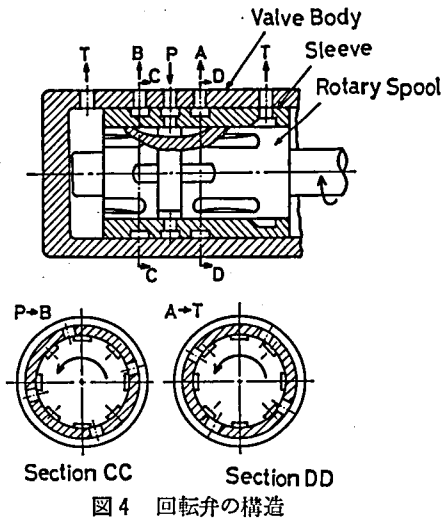


図5 スプールの回転角度に対するポートの開き

例えば油圧シリンダの両室に連結し、スプールを回転させればピストンが往復運動し、油圧加振機として利用することもできる。しかし、本研究では高圧の油圧インパルスを生じさせることを目的としているので、BポートをふさぎAポートだけを用いた。

図6は、 $P_S=30\text{bar}$ において、スプールの回転角 θ に対する流量 Q を測定し、これより弁の開口面積と流量係数との積 τ を求めて作った $\tau-\theta$ 特性曲線である。 $P \rightarrow A$ と $A \rightarrow T$ 特性が異なるのは当然としても、 $P \rightarrow A$ とその逆流である $A \rightarrow P$ との間に大きな差があるのは注目すべきであろう。なお前述の数値計算にはこの特性曲線の値を用いた。

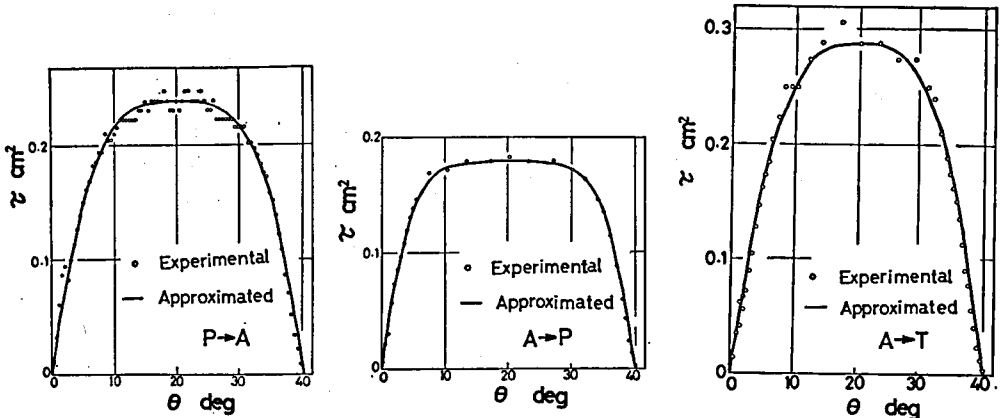


図6 回転弁の $\tau-\theta$ 特性(静特性)

4-2 実験装置

図7は実験装置全体の配管系と測定方法を示す。油圧源における圧力変動をできるだけ小さく抑え、急激な大流量をも供給しうるように、容量25.5lと5lの2個のアキュムレータを

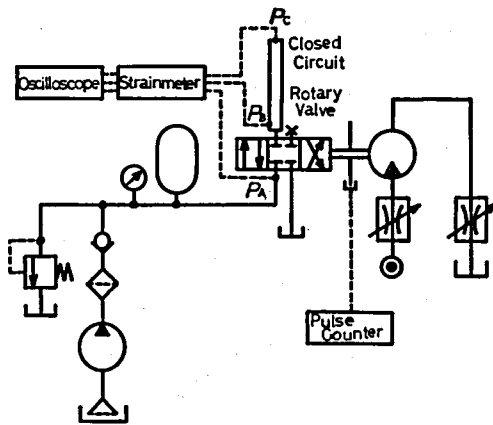


図7 実験装置

せて観察，測定した。そして必要に応じ写真撮影により記録した。

5. 実験結果および考察

5-1 気ほう発生と消滅

実験において記録した圧力波形を観察すると， P_C が上昇し始める時間はパルプが開き始めた時間よりかなりおくれていることが注目される。このことから油中に気ほうが存在するであろうと予測しうる。実際に気ほうが存在しているかどうかを確かめるため，出力側管路と

して透明アクリル管を用い，油中の状況を高速度写真撮影した。使用したアクリル管の寸法と構造は図8に示すとおりである。高圧に耐えられるよう二つに割った鋼製の環状ホルダでアクリル管外周を押え，軸方向は2本の直径10 mmのボルトで支えた。アクリル管を垂直に取り付け，気ほうは浮上して上端に集まるようにした。上端には空気抜き用栓を取り付けた。

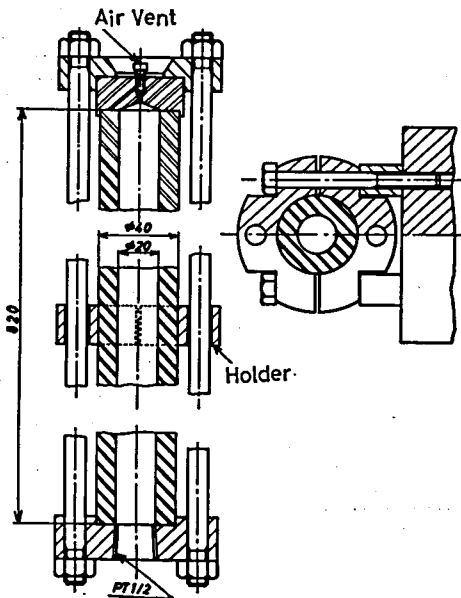


図8 アクリル管による管路

図9は $P_S=30$ bar において，周期46 ms の油圧インパルス発生時の高速度写真のうち，気ほう消滅時における連続4コマ分である。2900コマ/秒で撮影されているので，0.34ms/コマに相当する。わずか1ms程度の短時間で気ほうが消滅していることが観察される。管の中心にそって気ほう群の筋が見られるが，これは大きな気ほうは浮上した軌跡であり，そこに小さな気ほうが発生する傾向が見られた。また空気抜きか

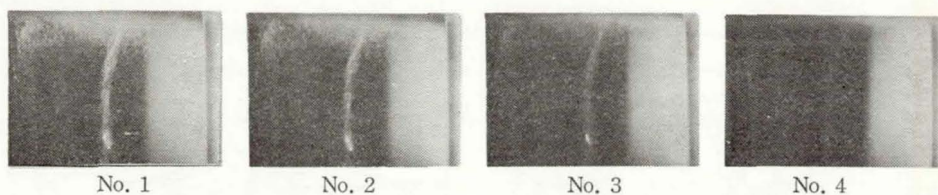


図9 気ほう消滅時の高速度写真

ら気体を取り去っても、新しい気ほうがつぎつぎに発生する。写真に示されている気ほうの消滅する過程は、圧力の急上昇時に気ほうがつぶれるように見受けられるが、気ほうの核は残っていて、圧力が下がったとき同じ場所に気ほうができる。この意味から発生、消滅という言葉は不適當で、成長、圧縮とすべきかも知れない。しかし一部は核として残っても、かなりの部分が油中に溶け込むか、油の蒸気は再び液化するものと思われる。なお気ほうの発生と消滅はインパルスの1周期に対し、1回くり返すだけである。いったん消滅すると、約半周期間消滅したままであり、途中圧力が大気圧近くまで下っても気ほうの発生は見られない。

5-2 圧力波形

図10は、出力側管路の内径21.6mm、長さ820mmであるときの圧力波形記録例である。圧力 P_B は低い2つのこぶ状の凹凸から始まっているが、最初の山の上昇し始める点がバルブの開き始めた時点である。圧力 P_C はバルブが開いて油が流入して来てもすぐに上昇せず、約3.5msおくれて急しゅんに上昇している。これは管中に気体が存在するためであって、気体が圧縮される間、圧力はほとんど上昇しない。したがって、その間に流入する油の運動量が大きくなり、気体が圧縮され終った時点での圧力上昇が急しゅんで、最大圧力も高くなる。そのため気体の存在は最大圧力を高め、インパルス発生に有効に働く。

図11は、3で説明した数値計算法によって求めた計算値を実験結果と比較して描いた図である。計算において、気体の量を出力側管路内全容積の0.8%としている。この図より、計算値と実験結果とは波形の特徴が非常に良く似ているだけでなく、最初の1山については、量的にほとんど等しいことがわかる。ただ減衰の作用のし方が実際の場合かなり複雑となる

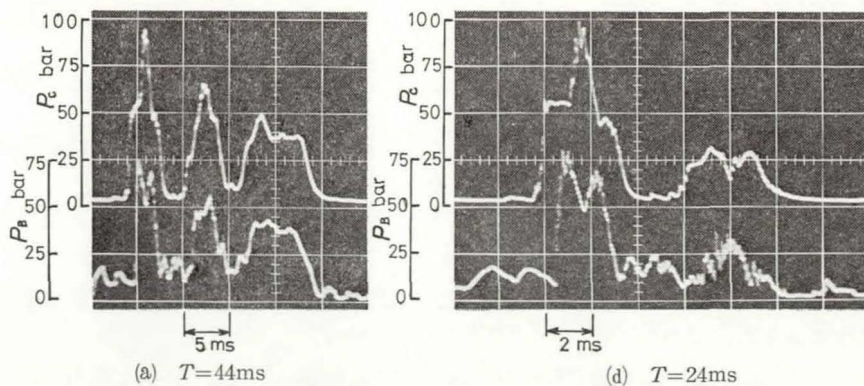


図10 圧力波形の記録例 ($d_C=21.6\text{mm}$, $L_C=820\text{mm}$)

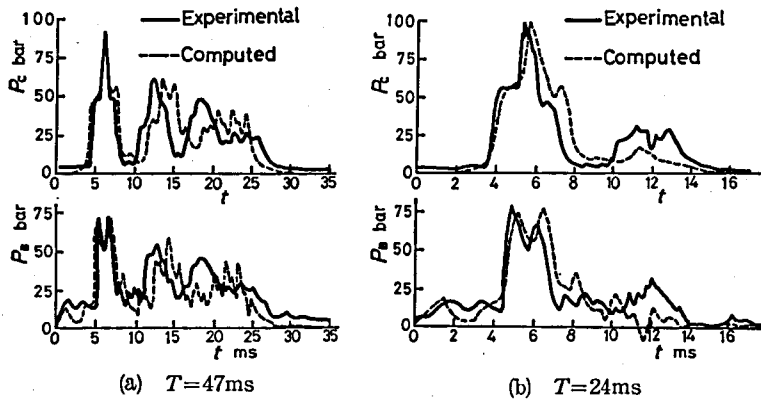


図11 圧力波形計算値 ($d_C=21.6\text{mm}$, $L_C=820\text{mm}$)

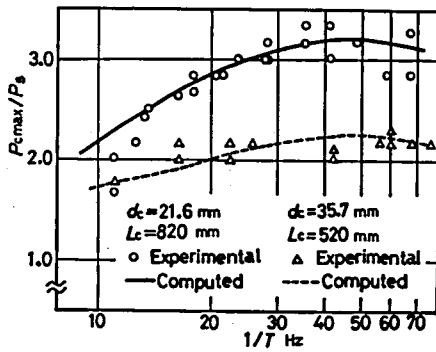


図12 圧力ピーク値

ため、後半の波形については両者に差が出て来る。しかし、油圧インパルスの実用的意味を考えれば、最初の1山が重要であり、これだけの類似性が見られれば一応満足できるものとする。

図12は P_C の最大圧力 P_{Cmax} と油圧源圧力 P_S との比 P_{Cmax}/P_S がインパルス発生周波数によって変化する模様を表した図である。計算値は特性曲線法で計算した P_C 波形の最大値をプロットしたものである。

この図から明らかなように、管の寸法によって最大圧力に大きな差が生じる。またインパルス発生周波数によっても最大圧力が相当変化し、適当な周波数で発生させれば P_{Cmax}/P_S の値を3以上にすることができる。

6. 結 言

以上をまとめると次のようになる。

- (1) 出力側管路内に、油圧インパルス発生と同周期で気ほうの発生、消滅がくり返されている。
- (2) 図1のモデルを用い、気体は断熱変化の式に従うものとして特性曲線法による数値計算を試みた。その結果、計算値と実験値はかなり良く近似することがわかった。
- (3) 気ほうの存在は P_C の最大値を高くするように作用し、油圧インパルスの発生には有効に働く。
- (4) 本方法により、条件によって油圧源圧力の3倍程度の最大圧力に達する油圧インパルスが発生させる。
- (5) 本報は基礎的な実験に関するものであり、今後実用的な回路で実験を進めて行く必要がある。

終りに本研究を進めるにあたり、御指導いただいた東京工業大学工学部竹中俊夫教授、有益な御助言をいただいた東京都立高専北川能講師ならびに回転弁を提供していただいた日東工機(株)馬上光治氏に深く感謝致します。また終始実験を手伝っていただいた志村和紀君にも感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 小島, 油圧と空気圧, 8-3(1977), 186-194.
- 2) 前田, 油圧技術, 11-6(1972), 25-30.
- 3) 堀込・竹中, 日本機械学会講演論文集, 790-7('79-4, 56期通常総会), 168.
- 4) たとえば Streeter, V. L. and Wylie, E. B. ・竹中監訳, 流体過渡現象, (昭48), 30, 日本工業新聞社.