

原稿受付 昭和55年9月26日

油圧シリンダはピストンを固定させたままで実験を行なった。図1において、油圧モータに油を流して回転弁を一定速度で回転させれば、油圧源と出力側回路、出力側回路とリザーバタンクへの排出管の接続が交互に周期的にくり返えられる。図に記入されている3点の圧力 P_A , P_B , P_C を半導体圧力変換器で検出し、増幅してオシロスコープに波形を描かせて観察した。波形の記録は写真撮影によった。

3. 数値計算法

図1に示す実験装置で、アキュムレータが圧力変動を完全に吸収するものとする。すなわち、油圧源の圧力 P_s を一定とおいて図2に示すような数値計算用のモデルを作成した。こ

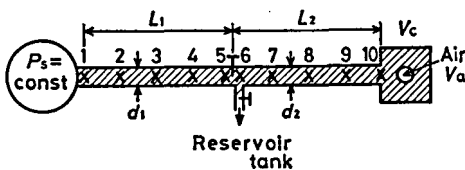


図2 数値計算のモデル

のモデルに基づいて圧力波形を計算するに際し、管路内部の状態についての計算は特性曲線法⁴⁾によった。管末端の圧力源、バルブ前後、シリンダとの連結部における流速と圧力はそれぞれの条件によって抱束される式を作り、その式と特性曲線法による末端部の特性式とを連立させて流速と圧力を求めた。この

うち、圧力源とバルブ前後の式は前報と同様である。

シリンダ室内は集中定数系として扱い、一つの容量とみなすことにした。シリンダ室内でキャピテーションが発生することは十分考えられる。気ほうの一部は消滅、発生をくり返していると思われるが、ここでは圧力変動によって気ほうが断熱変化するものとして計算することにする。

特性曲線法において用いる時間増分 Δt 間に、シリンダ室内に流入する油の質量を Δm_1 とし、油の流入速度は Δt 間一定とし、 Δt 前後の流入速度 v_{10} と v_{p10} との平均値によって近似すると

$$\Delta m_1 = \rho \cdot \Delta t \cdot A_p (v_{10} + v_{p10}) / 2 \quad (1)$$

と表せる。ここに ρ は油の密度、 A_p は管路断面積である。

また特性曲線法によるシリンダ側末端部の式は、前報²⁾ (3) 式により

$$v_{p10} = C_1 - C_2 H_{p10} \quad (2)$$

ただし

$$C_1 = v_9 + C_2 H_9 - \frac{f \Delta t}{2d_2} v_9 |v_9| \quad (3)$$

$$C_2 = g/a \quad (4)$$

ここに v_9 , H_9 図2の点9における流速と圧力水頭

v_{10} , H_{10} 点10における流速と圧力水頭、添字 P は Δt 後の流速または圧力水頭を表す。

d_2 管路内径 f ダルシワイズバッハの摩擦係数

g 重力の加速度 a 波動伝ば速度

更に, Δt 間におけるシリンダ室内の質量増加分を Δm_2 とすれば

$$\Delta m_2 = \rho(V_a - V_{ap}) + \Delta \rho(V_c - V_a) \quad (5)$$

ただし V_a, V_{ap} Δt 前後におけるシリンダ室内気ほう容積

V_c シリンダ容積

気ほうの状態は断熱変化の式にしたがうとし

$$V_{ap} = \left(\frac{C}{H_{p10A}} \right)^{1/\kappa} \quad (6)$$

C 定数 κ 比熱比 H_{p10A} H_{p10} を絶対圧力水頭で表した値
また, 油の体積弾性係数を K , シリンダ室内の圧力変化分を ΔP_c とすると

$$\Delta \rho = \frac{\rho}{K} \Delta P_c = \frac{\rho^2 g}{K} (H_{p10} - H_{10}) \quad (7)$$

(1)~(7) 式において, $\Delta m_1 = \Delta m_2$ とおき V_{p10} と H_{p10} を求める. 直接求めることが困難なのでニュートン法を用いて計算した.

4. 実験結果および考察

前報は, 出力側に管路を接続しただけの油圧インパルス発生装置に関するものである. 今回は管路の末端にシリンダを取り付け, より実用に近い実験装置を作成して検討した. 各部

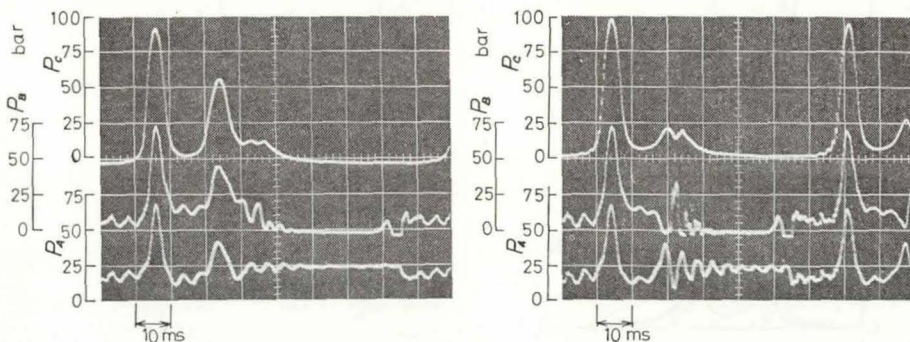


図3 圧力波形の例

の寸法と容量は次のとおりである.

バルブ上流側管路	内径 21.6 mm(3/4)	長さ 1430 mm
出力側管路	内径 16.1 mm(1/2)	長さ 1360 mm
シリンダ	50C140N100	容積 196 cm ³

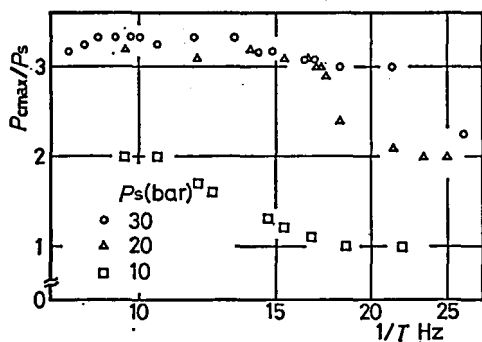


図4 圧力ピーク値

図3は、本実験装置で回転弁の回転速度をそれぞれ172 rpmおよび224 rpmとした場合に生じた P_A , P_B および P_C の圧力波形である。全体の容量が大きくなっているため、前報の場合に表れた細い凹凸の圧力変動が取れ、インパルス発生時に発する騒音も著しく減少している。

図4は、図3の圧力波形のうち、 P_C の最大値 P_{Cmax} の油圧源圧力 P_s に対する比（圧力ピーク値と名付ける）とインパルス周波数との関係を表したものである。 T はインパルスの周期であり、回転バルブ1回転が4周期に相当する。図から明らかなように、 $P_s=10$ bar においては P_{Cmax}/P_s はせいぜい2程度が限度であり、高圧の油圧インパルスは期待できない。前報で述べたように、高い圧力の油圧インパルスが発生する仕組みは、油中に発生した気ほうが断熱圧縮される際に流入する油の慣性力の効果によるものである。 $P_s=10$ bar 程度では、シリンダ内に発生する

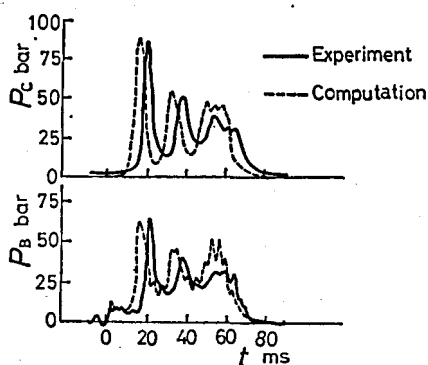
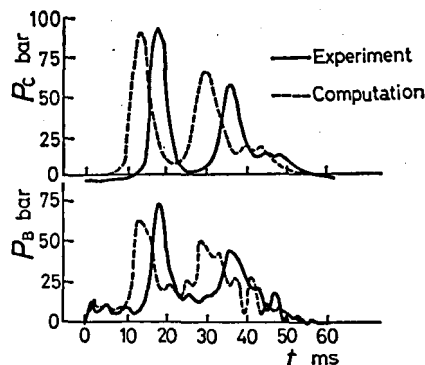
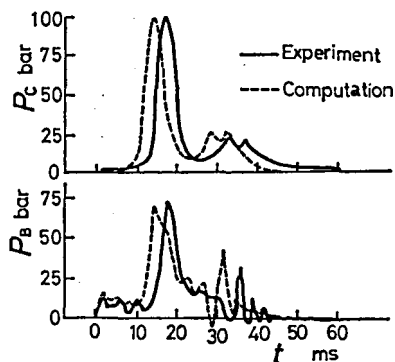
(a) $T=114\text{ms}$ (b) $T=87\text{ms}$ (c) $T=67\text{ms}$

図5 圧力波形の計算値

気ほうが少いためと考えられる。

P_s が20 bar と30 bar の場合について比較すると、周波数が17 Hz 以下ではほとんど同程度である。ただ17 Hz 以上の周波数で $P_s=20$ bar の場合の圧力ピーク値が降下している。 $P_s=30$ bar の場合、周波数の広い範囲にわたって、ピーク値が3以上の油圧インパルスがえられることがわかる。より実用的な意味において、更に高い油圧源で実験すべきであるが、高圧の油圧源がなかったため、今回は30 bar 以下の実験に止めた。

圧力ピーク値と周波数との関係について、一般に次のことがいえる。周波数を低くするとバルブ開口速度が低くなるため、流体を十分加速することができず、当然圧力ピーク値は低下する。逆に周波数がある値より高くすると、液体が十分加速しきらないうちに弁が閉じてしまうことになり、この場合も圧力が上昇しない。図4が示すように、 $P_s=30$ bar の場合には、周波数が約 7 Hz ($T=140$ ms) から 20 Hz ($T=50$ ms) にわたってピーク値は 3.0~3.3 程度を示し、ほとんど変化がない。

シリンダ容積や管路の寸法を変えることによって系の固有振動数は変化するが、圧力ピーク値に与える影響は少い。ただ固有振動数が変化すると、当然圧力ピーク値がある値(たとえば3)以上になる周波数の範囲は変化する。したがって、実際には配管の寸法、シリンダ容積によって回転弁の回転速度を選択する必要がある。

図5は、3.に述べた数値計算法によって計算した圧力波形を実験値と比較したものである。回路の寸法は4で示したとおりである。なお、気ほうの容積 V_a は 12cm^3 (負荷回路容積の 2.5%) として計算した。油中に生じた気ほうの量を求めることは、本実験の場合、極めて困難であるので、ここでは圧力波形が実験値と良く合う V_a の値を用いた。実際には V_a は一定でなく実験のたびに異なると思われ、現に圧力波形は実験のたびにわずかながら異なってくる。

図5より、計算結果は実験値とかなり良く一致し、波形も類似していることがわかる。このことは、図2のモデルを用いた数値計算法で、油圧インパルス波形のシミュレーションが十分可能であり、設計に利用しうることを示している。

$t=0$ は回転弁が開き始める瞬間であるが、その直後はほとんど圧力上昇をせず、 t が 10 ms 以上経過してから急しゅんに圧力が上昇している。前報でも述べたが、油中に気ほうが分離して存在するため、油が流入しても気体が圧縮される最初の段階ではほとんど圧力が上昇しない。そしてその間に油が加速され、後での圧力上昇が急しゅんで高い値を示すことになる。したがって、本原理による油圧インパルスの発生では、分離した気体の存在が圧力上昇に有効に働いている。しかしながら、そのためにもどり油に気ほうが多量に含まれ、油の劣化を促進させることが懸念される。

6. 結 言

回転弁を用いて油圧インパルスを発生させる方法について、その実用的可能性を検討するため、本実験を行なった。また油圧インパルスの圧力波形を計算で求める数値計算の方法を確立した。その結果

- (1) 本方法で条件を選べば、 P_{cmax}/P_s を 3 以上にすることが可能である。
- (2) 油圧源の圧力は、少くとも 20 bar 以上ないと、 P_{cmax}/P_s を 3 以上にできない。
- (3) 出力側回路内において、気ほうの発生、消滅がくりかえされていることは、圧力波形より明らかである。
- (4) ある程度大容量の回路を用いることにより、圧力波形が滑かになり、騒音も減少させることができる。
- (5) 図2のモデルを用いて数値計算した結果、計算値は実験値とかなり良く一致し、実用的に本モデルでシミュレーションが可能である。

本研究は、昭和53年度文部省内地研究員として東京工業大学で行なったものである。御指導いただいた竹中俊夫教授、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。また実験に協力してくれた志村和紀君にも感謝の意を表します。

参 考 文 献

- 1) 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.
- 2) 堀込, 長野工業高専紀要, 10(昭54), 1.
- 3) 堀込・竹中, 日本機械学会講演論文集, 797-2 ('79-10, 信越地方講演会), 70.
- 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