

回転弁による油圧加振機の研究*

堀 込 泰 雄**・堀 内 富 雄***

1. 緒 言

油圧力で振動を発生させる装置として、一般には電気油圧サーボ弁による機構が広く用いられているようである。この方式では、電気的信号を入力として用いているので、任意の振動波形がえられ、たとえば地震の再現が可能であるなどの利点がある。

一方、実際に振動を利用して何らかの仕事を行なわせようとする場合、振動波形の形状は問題とされず、振動のエネルギーだけが要求される場合もしばしばある。たとえばインパクトレンチ、粉体の充てん、攪拌作業、くい打、加圧などがその例である。このような場合には、簡単な構造の回転式切換弁を用いることで加振力を発生させることができ、二三の方式も報告されている^{(1), (2)}。

本研究では、SIREX 社（西独）製のHIG (Hydraulic Impulse Generator) と称する回転式切換弁で油の流れを切換え、負荷を加振する実験装置を製作した。今回は、質量を負荷として実験を行なった。この装置により、負荷を加振したとき発生する油圧シリンダ内の圧力変動、負荷の変位の実測を行なった。一方、本装置の計算用モデルを作成し、シミュレーションによって油圧回路内の圧力、流量および負荷の変位を計算した。キャビテーションの発生や、非定常流れとしての管内摩擦を計算に取り入れ、計算結果を実験結果にかなり近づけることができた。一般に、シリンダ中をピストンが往復する場合、キャビテーションが発生し易く、今回の場合、構造上キャビテーションの発生が避けられないことをシミュレーションで確かめた。キャビテーション発生のため、著しい騒音が発生した。

2. 記 号

a	音速	M	負荷の質量
A_p	ピストンの受圧面積	M_e	負荷の等価質量
C^+, C^-	特性曲線	p	圧力
F_f	ピストンの摩擦力	p_s	油圧源の圧力
g	重力の加速度	p_1, p_2	シリンダ室の圧力
h	圧力水頭	q	油の流量
h_f	単位長さ当りの圧力水頭損失	t	時間
k	ばね定数	u	ピストンの速度 = dy/dt
K_B	油の体積弾性係数	v	管断面における平均流速

* 昭和58年6月 日本機械学会北陸信越支部において発表

** 機械工学科教授

*** 機械工学科技官

V_p シリンダ片側の容積
 x 管軸方向にとった座標

y ピストンの変位
 τ 弁開口面積と流量係数との積

3. 実験装置

図1は実験装置全体を表した図である。

油圧源における圧力脈動をできる限り除去するため、容量32 Lのアキュムレータを備えている。回転弁のPポートは油圧源に、A、B各ポートはそれぞれシリンダの両室に連結されている。またTポートはタンクに通じている。

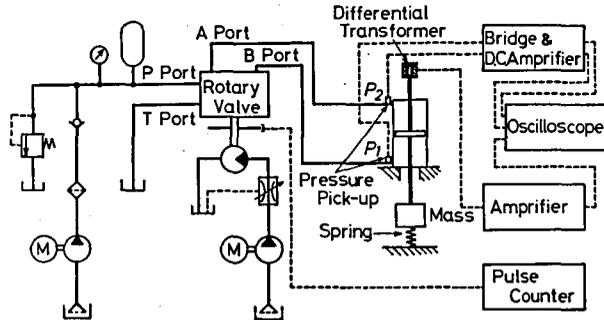


図1 実験装置

図2は回転弁の動作を説明した図である。縦軸にポートの開口面積を、横軸にスプールの回転角度をとって表してある。スプールの回転によって、1回転が4周期に相当する各ポートの開閉動作が行なわれる。図1に示すように連結すれば、ピストンの往復運動を引き起し、振動

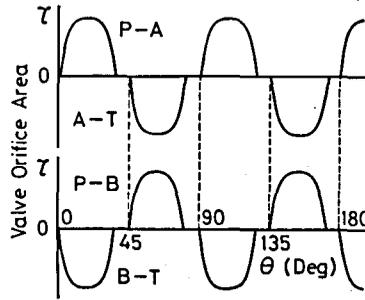


図2 回転弁の動作

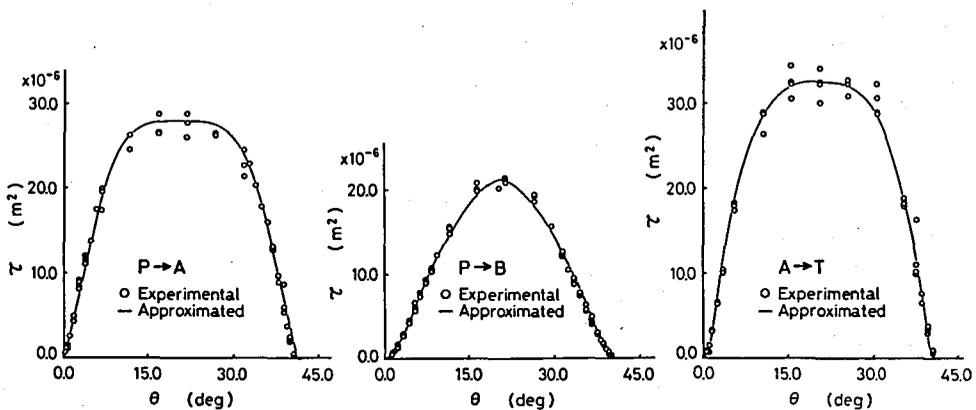


図3 回転弁の $\tau-\theta$ 特性

を発生させることができる。回転弁は油圧モータで駆動され、油圧モータを通過する油の流量を調整することによって、回転速度を無段に変化させることができる。

図3は、図2を実験的に求めたものであり、縦軸に点の開口面積と流量係数との積 σ を、横軸にスプールの回転角度 θ をとって表した図である。次節で述べる数値計算では、この図からえられた近似曲線を計算に用いた。

図4はシリンダに負荷を取り付けた状態を示す写真である。両ロッド形シリンダの代わりに、同一寸法の片ロッド形シリンダを2個対向させ、ピストンロッドどうしを結合し、それに質量とばねを取り付けた。今回の実験では、質量98.7kgばね定数 1.3×10^4 N/mとした。

測定は図1に示すように、シリンダに連結された管の末端圧力を圧力変換器で、ピストン変位を差動変圧器でそれぞれ検出し、増幅の後、オシロスコープに波形を描かせた。また回転弁の軸に固定された円板に設けられたスリットの通過をフォトインタラプタで検出し、えられたパルス信号をパルスカウンタに入力させて周波数を測定した。

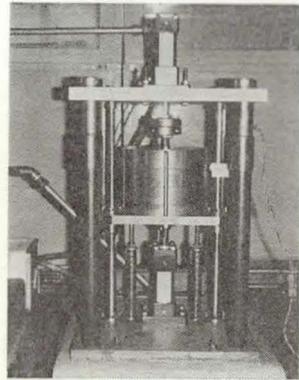


図4 負荷装置

4. 数値解析法

油圧装置内における油の流速、圧力変動およびピストンの変位を計算で求めるため、シミュレーションを行った。図1の装置を図5のようにモデル化した。本装置内で生じる動的な変動を計算する上で、管路の特性を無視できないことがわかっている^{(1), (3)}。そこで、管路内の変動を比較的的確に計算で求めることができる特性曲線法⁽⁴⁾を適用することにした。

管路内の流れを一次元流れとし、 $v \ll a$ とすれば、管路内の油の運動方程式および連続の式は次のように表される⁽⁴⁾。

$$\frac{\partial v}{\partial t} + g \frac{\partial h}{\partial x} + g h_f = 0 \quad (1)$$

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

式(1)および式(2)は、図6の C^+ および C^- 特性曲線上で、次のような常微分方程式に変換される。

$$\frac{dv}{dt} \pm \frac{g}{a} \frac{dh}{dt} + g h_f = 0 \quad (3)$$

$$\frac{dx}{dt} = \pm a \quad (4)$$

上の二式で、上の符号は C^+ 上で、下の符号は C^- 上で成立する。

特性曲線法では、式(3)を差分化し、図6の

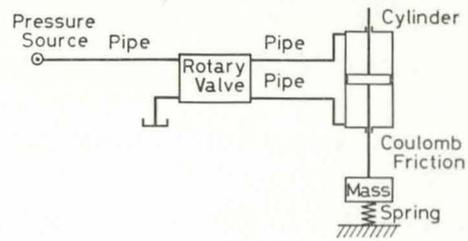


図5 数値計算モデル

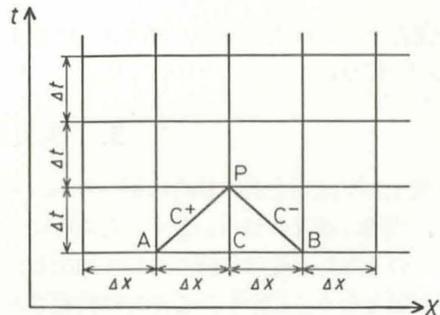


図6 格子点および特性曲線

各格子点における圧力水頭および流速を逐次計算で求めて行く。計算を進めて行くと、圧力が負（張力）になる場合が生じる。この場合、格子点で油が引き離されて空どうができ、その間圧力は蒸気圧の一定値を持続するとした。空どうの体積が0になったら、再び上の計算式にもどって計算した。

単位長さ当りの圧力水頭損失 h_f の値は、流れを非定常流れとして扱わないと実験値と大きく隔たってしまう可能性が強い。Zielke⁽⁵⁾ は、非定常層流における圧力損失の計算法を編み出した。この方法では過去のデータを多く記憶する必要があるので、大きな記憶容量が必要なこと、計算時間が長いことから、ここでは Zielke の方法の近似値がえられる Trikha の方法⁽⁶⁾ を用いた。

管路に接続している他の要素に関して、その要素内における油の運動または状態を表す式を作成し、式(3)と組み合わせて管路末端における圧力水頭および流速を求める。

圧力源には、圧力脈動を吸収するためのアキュムレータを備えているので、

$$p_s = \text{一定} \quad (5)$$

とする。

回転弁を通過する油の流量は次式で表されるものとする。

$$q = \text{Sgn}(\Delta h) \tau \sqrt{2g|\Delta h|} \quad (6)$$

ここに、 Δh は弁前後の圧力水頭差である。

シリンダ内の圧力と体積は次式によって関係づけられる。

$$\frac{dp}{dV_p} = -\frac{K_B}{V_p} \quad (7)$$

シリンダが負荷を駆動する場合の運動方程式は次式で表される。

$$A_p (p_1 - p_2) = M_e \frac{du}{dt} + ky + F_r \text{Sgn}(u) \quad (8)$$

ここに M_e は、油の慣性も考慮した等価質量である。 $u=0$ の場合、

$$|A_p (p_1 - p_2) - ky| < F_r \quad (9)$$

の条件が保たれている間、ピストンは静止し続け、この条件が破れたとき動き始める。以後式(8)に従う。

5. 実験装置および考察

発生した振動を何の目的に用いるか、くい打か、あるいは振動試験機かということによって、当然、設計のねらいとするところは変わってくる。目的によって負荷の特性は全く異なったものとなり、その負荷に対して油圧加振装置がどのような特性を備えるべきかということが問題となる。しかし、ここでは特定された用途を考えず、単純に質量を負荷とした。ばねは単に振動を中立位置に維持させるだけの弱いものである。

図7は、シリンダの一方の圧力 p_1 と、変位 y とをオシロスコープに記録した例である。圧力変動が激しいにもかかわらず、変位は比較的正弦波に近い形で変動している。一方、圧力波形は急激な変化を伴った高い圧力ピーク値を生じ、続いて順次低くなるこぶ状の山が続いている。この形状は本装置特有なもので、最初の山のピーク値は周波数が低い方が高く、周波数の増加につれて減少している。

図8は、3.で述べた方法で計算してえられた結果と実験値との比較の一例である。それぞれのグラフは、時間 t に対するシリンダ室の圧力 p_1 、 p_2 とピストンの変位 y の変化をもよを表している。 $t=0$ は、回転弁ポートP-A間が、また $t=13.9$ msはP-B間がそれぞれ開き始める瞬間を示し、1周期は27.8 msである。変位、圧力共に計算結果と実験結果との類似性が良く、計算方法の妥当性を裏付けているといえよう。ただ変位曲線の形状に差異が見られる。特に計算値は弁が開き始めた直後に方向を変えている。すなわち、実験結果より位相おくれが少くなっている。この理由として、油中

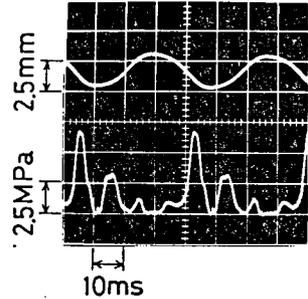


図7 負荷の変位と圧力波形実測例

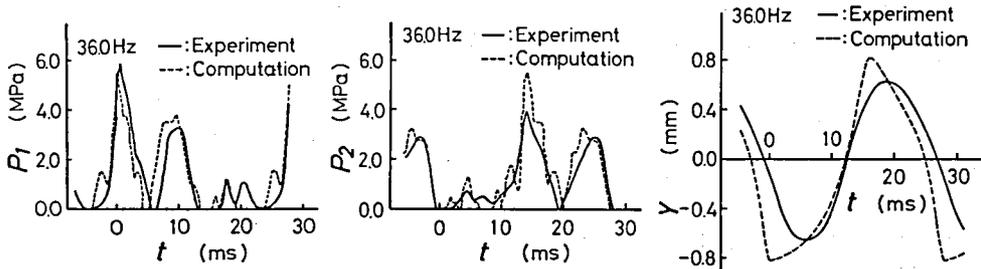


図8 シミュレーションの例

に溶解している空気の分離が考えられる。実際には、圧力が下がったとき油中に空気が気ほうとなって分離し、再び圧力が上昇したとき空気は油中に溶解するが、溶解しきれず相当量の空気が分離したままである⁽⁹⁾。そのため気ほうがばねの性質を果すと思われる。更に速度に比例する抵抗力が働いていると思われる。本装置のシミュレーションを困難にしているのは、変位とシリンダ室圧力とに相互作用があり、一方の誤差が他方に影響することである。

図9は、周波数 f に対する変位の複振幅 δ との関係を表したものである。図8に示されるように、波形がかなり異なっているにもかかわらず、実験結果は計算値に良く一致している。

図10は、周波数 f に対して平均流量の計算値と実験値を表したものである。実線はシミュレーションで数周期計算の後、1周期間に流れる油の全量を周期で除して求めたものである。実験値は、回転弁Tポートからタンクにもどる油を一定時間容器に貯えて求める、いわゆる重量法でえられた結果である。この図から、実験値と計算値とは同じ傾向が見られるものの、量的にかなりの差が見られる。変位の振幅では実験値と計算値にほとんど差がないので、キ

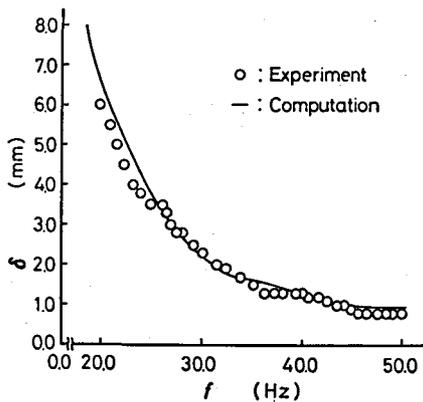


図9 振幅一周波数特性

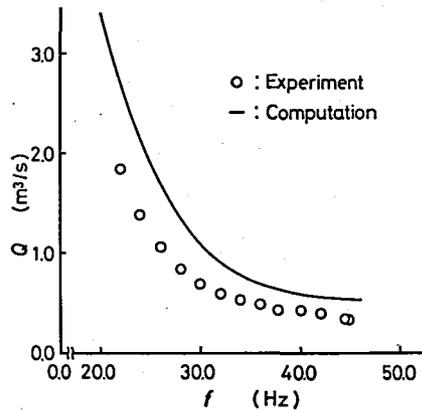


図10 平均流量一周波数特性

キャピテーションが生じなければ平均流量の実験値と計算値も当然一致するはずである。図10が示すように、実験値が計算値よりかなり低い値を示しているのは、気ほう発生の影響と考えられる。油中に分離した気ほうは、圧力変動に対して複雑な挙動を示す。圧力上昇によって油中に溶け込む率は、蒸気圧に下った場合、油中から気ほうに分離する率に比較してはるかに低いといわれる。また、圧力変化が速いことから、気ほうは断熱変化によると思われるが、本計算では単に空どうができ、体積が変化し、再結合するモデルとした。そのため、実験値が計算値より低い値を示したものと思われる。

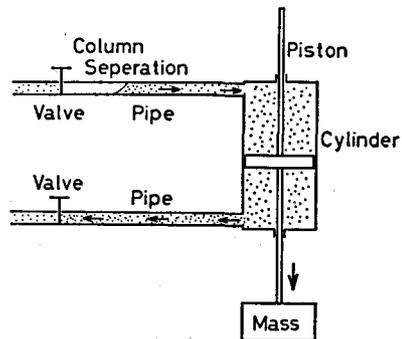


図11 空どう発生のメカニズム

特性曲線法で計算して行く過程での計算値を観察すれば、管路中の油の流れや、圧力上昇、更に空どうの発生状況を見ることができる。そして、本装置内において、空どうの発生が避けられないこともわかる。図11は、ピストンが矢印の方向に運動している状態で、弁が閉じられた直後の状況を示している。ピストンは慣性のため運動を続行する。そのため、ピストンに押される側の油が圧縮されて高圧となり、一方、ピストンで引張られる側では、油の慣性のため、弁のすぐ下流で空どうが生じる。前述のように、実際には空どうではなく気ほうが生じ、高圧側は気ほうが断熱圧縮されることになる。この動作が次に逆になり、くり返されるので、気ほうが油中に多く含まれる結果が生じ、騒音の原因となる。実際、実験中に85～90 dB A 程度の騒音が測定された。気ほうの発生を防止し、騒音を減少させるためには、回転弁のポートの開閉を時間的にずらせば良いと思われる。すなわち、図11において、圧縮される側の弁が閉じて、図の上側の弁が開いていれば、空どうの発生は防げることになる。ピストンや油が静止した頃、上の弁が閉じるように弁を改造すれば効果があると思われる。

6. 結 言

回転弁による加振装置を作成し、質量負荷を取りつけた場合について

(1) 発生する振動をシミュレーションで求める数値計算法を確立した。その結果、ある周波数範囲で、実験結果とよく一致する計算結果がえられ、設計の段階で利用できることを確めた。

(2) 本装置ではキャビテーションが避けられず、そのために騒音の発生が著しい。空どう発生のメカニズムは、シミュレーションによって解明された。本計算法を用いて、キャビテーション防止策を検討することができる。

終りに、実験と計算に御協力いただいた本校卒業生原田誠一（現在富士重工）、宮崎浩（同東芝）の両君に感謝の意を表す。

参 考 文 献

- (1) 小嶋英一，油圧と空気圧，8-3(1977)，186-194.
- (2) 関口義一，油圧技術，19-12(1980-12)，68-72.
- (3) 堀込泰雄，長野工業高専紀要，11(1980)，47-52.
- (4) Wylie, E. B. and Streeter, V. L., *Fluid Transients*, (1978), 31, McGraw-Hill.
- (5) Zielke, W., *Trans. ASME, Ser. D*, 90-1 (1968), 109-115.
- (6) Trikha, A.K., *Trans. ASME, Jour. of Fluid Eng.*, (March 1975), 97-105.