803 油圧スイッチング制御(FST)の効率に与える開閉弁過渡応答特性の影響

The Transitional Response Characteristics of Shut-off Valve and the Efficiency of Fluid Switching Transmission(FST)

○正 伊東 孝彦(雪ヶ谷制御) 非 関 純子(雪ヶ谷制御) 非 鈴木 茂(田村電機)

Takahiko ITOH, Yukigaya Institute co., ltd. Shinnyokohama-2-12-12-203 Kohoku, Yokohama

Sumiko SEKI, Yukigaya Institute co., ltd. Shinnyokohama-2-12-12-203 Kohoku, Yokohama

Shigeru SUZUKI, TAMURA ELECTRIC WORKS Ltd. Shimomeguro-2-2-3 Meguro, Tokyo

Key Words: Fluid Switching Transmission, Transitional Characteristics, Valve

1. はじめに

新提案の油圧制御理論⁽¹⁾⁽²⁾を適用した油圧スイッチング制御方式による油圧変速装置の実用化を進めている。

しかし、スイッチング素子の過渡特性が動力伝達効率を低下させるのではないかと、との疑問と油圧スイッチングを繰り返して、高頻度で行う事による振動、騒音発生が、実用化を妨げるであろう、との御意見が多く寄せられている。

パワーエレクトロニクスに於ける大電力スイッチングに対比させて説明を試みて来たが、油圧関係分野では電気工学の知識が必ずしも充分ではなく、かえって理解を妨げるケースも認められるので、電気工学理論に全く触れないで、本理論による油圧装置が原理的に高い効率を示す事と、スイッチングによる振動と騒音が発生しない事を、実験結果に基づく解析によって明らかにするとともに、所謂オイルハンマーとは本質的に異なる原理である事を示す。

2. 油圧制御弁の特性を測定する

油圧制御弁の過渡特性は、メーカーのカatalogには発表されて居らず、実験結果の報告も少なく、大雑把に応答時間は10msec.ないし数10msec.と記されているのみである。

そこで、筆者等が試作した油圧スイッチングトランスミッションに使用した弁と同型式で、市販されている油圧切替弁(商品名:ソレノイドバルブ)の過渡応答特性を測定して、そのデータを用いて解析を行い、制御弁の開閉に起因する損失を分離して、その値を明確にした。

Fig.2 に、弁を締め切る場合の測定結果を示す。

実験に用いたソレノイドバルブは、(株)不二越製の電磁弁“SS-G03-A3X-R-D2”である。

測定した条件は、P,B と、A,T をそれぞれ並列に接続して、P,B を流入側に、A,T を流出側に接続して行った。なを、測定圧力の上限は20.6MPaとした。測定回路をFig.1に示す。

作動油はVG22を用いた。計測結果は、温度による作動油の粘度と密度の変化に対する補正を行ってある。

温度補正に関しては、ソレノイドコイルの温度による直流抵抗変化の補正も行ったが、単純に抵抗変化を印可電圧で補償するのは誤りである。実験と解析の目的が過渡現象なので、等価的にL,Rの直列回路とみなして、温度変化による抵抗変化には、コイルインピーダンスの実数部分の値の変動として電源電圧を制御して対応した。

マグネットワイヤーとして銅線が用いられているので、約0.004/Kの温度係数をもつが、一方でインダクタンスは鉄心の位置と速度による変化のみで、本測定の範囲では温度による変化は無視する。ソレノイドコイルのインピーダンス変化の補正関数は、実数部のみの変化として扱った。

Fig.1 は、弁の開閉動作に伴う損失を測定する油圧回路図である。本論文では、圧力を20.6MPaに保持して、作動油流量を変化させ、弁の入口部分の油圧を測定した。

Fig.1 Hydraulic schematics for test

3. 油圧制御弁の過渡損失

Fig.2 に示すグラフは、圧力設定値を20.6MPaの一定とし、流量は最大値で $3.55 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sec.}$ 、弁のスプールの出発時点をととして、時間経過で変化する圧力を示す。

20.6MPaに達する迄は作動油全量が弁を通過し、以降は、弁内流量が減少し始めて差分はチェック弁を通過して20.6MPaの高圧部分に流入し、弁閉鎖完了後は全量が高圧部へ流入する。

Fig.2で、PRESSUREの記号を付す。番号は、Table 1に記載する流量による測定である事を示す。

SWITCHING LOSSは損失を示し、弁通過流量に圧力を乗じた値である⁽³⁾。グラフの右上り部分は流量が一定で、圧力増大に伴って損失が増加し、右下り部分は20.6MPaの一定圧力で、弁内流量の減少に伴って損失が減少する。

グラフのピーク点では、圧力20.6MPaで作動油の全量が弁内を通過して損失が最大値を示す。即ち、定格入力エネルギー全てが弁の損失になる。

圧力と流量の測定値から弁動作特性の近似式を得た。近似式は $10 \mu\text{sec.}$ の要素に分割して、100セクション単位で近似した。境界接続部分は両関数の微分値を等しくする条件を付加して近似の精度向上を図った。

本論文に於いては、計測された現象が時間の関数とみなせるので、マクローリン多項式近似を用い、それぞれ圧力の時間軸上の値 $P_i(t)$ を表す近似式(1)～式(5)を導いて、計算を行った。

測定値から直接数値計算を行っても結果は得られるが、測定に関係する各要素の原理や設計構造を理解した上で、原理に基づき近似式を導いて以降の処理を行う方が、実験の精度を上げる結果となる。また、データの要素レベルで数式化する事は工学的理解を援けるのみならず、シミュレーションの精度向上と高速化に対して極めて有効である。

Fig.2 Characteristics of a pressure and a switching loss

Fig.2 に於ける弁入口の圧力が 20.6MPa に達した時間を終了点とするセクションの近似式を式(1)–(5)に示す。1セクションの長さは 1msec. で、単位長さ Δt は $10\mu\text{sec.}$ である。

$$P_1(t)=15.8t^7+2t^2+1.5t+1.4 \quad (1)$$

$$P_2(t)=17t^7+1.5t^2+1.2t+1 \quad (2)$$

$$P_3(t)=17.8t^7+1.5t^2+0.8t+0.6 \quad (3)$$

$$P_4(t)=18.8t^7+0.8t^2+0.7t+0.3 \quad (4)$$

$$P_5(t)=19t^9+0.8x^2+0.7x+0.1 \quad (5)$$

(1)–(5)式を、1msec. のセクションについて、それぞれ定積分を行えば、1msec. 当たりの損失量が求められる。

圧力差が 20.6MPa に達した以降は、さきに仮定した放物線に囲まれた部分を積分して求める。

全ての損失量を合計した値が、一回の弁閉鎖に伴う損失である。Table 1 にそれらの値を示す。

No.	Rate of flow	Switching loss
5	$3.55 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{sec}$	5.8593 Joule
4	2.84×10^{-3}	3.8908
3	2.13×10^0	2.2368
2	14.2×10^{-3}	1.0486
1	7.1×10^{-3}	1.4233

圧力 20.6MPa に於ける各流量に対する損失の値を Fig.3 に示す。測定値から算出した流量と損失 Pd (Joule) の関係を表す近似式 (6) が得られた。流量についての正規化式 (7) を示すが、 x 乗の係数が特に大きく、損失は流量の 2 乗への相関が強い事が判る。

$$Pd=1.1176 \times 10^{-10} q^3 + 3.4517 \times 10^7 q^2 + 2.9296 \times 10^3 q \quad (6)$$

$$Pdn=0.5x^3+4.35x^2+1.04x \quad (7)$$

但し、 q は流量で、 $\text{m}^3/\text{sec.}$ 、 x は正規化変数である。スイッチングを 1 PPS, duty 50% として、制御パワー値に対する弁閉動作による過渡損失値の比率 Ratio-A を Fig.3 に示す。

締切り損失は 0.16% の値を示した。また、弁開側の過渡損失は、0.08% 以下と推定される。

Fig.3 Switching loss on a valve closing and ratio to power of fluid

4. 衝撃と振動

弁閉動作に伴う衝撃と振動に関して考察する。

測定と解析の結果から弁閉動作による圧力上昇は、弁入口圧力が上昇する過程と、圧力が設定値に達してから、弁通過流量が減少して閉鎖に至る過程により構成される事が明らかになった⁽³⁾。

また、測定した弁の閉動作の損失は極めて小さい事が明らかになったが、同一弁においては流量増加に従って損失の比率が増大する傾向を示した。弁の有効動作時間が流量の増加に従って長くなる事が主な原因である。

油圧スイッチング制御に於けるスイッチング損失は極めて小さい値を示す事が判ったが、同時に、弁の有効動作時間が、流量の影響を受ける事も判った。

弁の動作を動的に解析する事により、油圧機械、装置等の弁閉鎖に伴う振動を抑制する可能性を見出した。

また、弁の動的特性を知る事によって、油圧装置の振動に関して、集中定数化による解析が可能になった。

この結果は、分布定数を用いる油圧システムの解析にも影響を与える。例えば、弁の使い方が、本実験に類似する油撃増圧、即ち、油撃現象を利用して作動油の圧力を供給された圧力より高い圧力に増圧する研究などの分野に於いても、弁の過渡応答をアナログ現象とみなし、一方、油柱を分布定数を備える共振体として解析を行えば容易に現象を理学的に解明して、結論に導く事ができる。少なくとも大口径弁の選択が好ましい事を示唆している。

同時に油圧装置に見られる 40MPa を超える高圧化による作動油のパワー密度増大に伴う油撃現象全般に亘る問題解決への端緒となろう。

5. おわりに

弁締切りの過渡損失の構造を明らかにした。エネルギー操作に不可欠な流体スイッチングに伴う損失を評価する手段を提案した。熱機関も流体に熱流を重畳して成立し、多くは流体スイッチを備える。過渡現象の解明を重ねて、フルードパワーシステムのシミュレーションにリンク可能なデータベース構築を進める。その過程として実験を行った。同時に無意味なシミュレーションはテレビゲームと断ずる。

6. 参考文献

- (1)伊東・他 4 名、平成 14 年春季フルードパワーシステム講演会講演論文集、(2002)、34
- (2)鈴木・他 5 名、同上、37
- (3)関・他 2 名、山梨講演会講演論文集、(2002)、241