スプール弁の非定常軸力の研究—非定常軸力の測定*

中 田 毅** 池 辺 洋**

The Transient Axial Flow Force of a Spool Valve —Measurement of the Transient Force*

Takeshi Nakada** Yo Ikebe**

It is well-known that the axial flow force exerted onto a spool is caused by the fluid flowing through the spool valve. This force has not only a large influence onto the driving force of the spool, but also sometimes causes self-excited oscillation of the spool valve. Therefore, it is important to have full knowledge of this force in designing a spool valve.

To the author's knowledge, there have been few published papers showing the experimental results for this force, except in steady state.

In this research, the frequency responses of the variation of the valve opening with both the axial flow force and the flow rate flowing through the spool valve are obtained experimentally. Moreover, it is shown that the experimental results of the above mentioned axial flow force coincide well with the calculated ones obtained from a generalized formulation of the momentum theory derived recently by Ikebe and Ohuchi.

1. まえがき

スプール弁のスプールは弁室を流出入する作動油からスプールの軸方向の力(軸力)を受け、これがスプールの駆動力に大きな影響を与えたり、時に弁の自励振動の原因になることはよく知られている。したがって、弁の設計に際し軸力の特性を明らかにすることは極めて重要であり、理論的には約10年以上前軸力を求めた結果^{1), 2)}が2, 3報告されているが、最近では著者の一人と大内らが運動量理論の一般式を誘導し、その中で応用例としてスプール弁の開度(以下弁開度)と、弁を通過する作動油流量の関数としての軸力を求めた論文³⁾が発表されている。

一方、実験的には、静的な軸力の実測例が少数では

あるが報告¹⁾されているが、非定常軸力については著者らの知る限りでは皆無のようである。これはスプール弁の実用周波数範囲が、従来たかだか数10Hz程度であり、それ以上の高周波域での特性はほとんど問題にならなかったためと考えられる。しかし近年、スプール弁が100Hz以上の高周波域で使用されるようになると、このような領域での軸力の特性を正確に把握しておくことが不可欠になってきた。

そこで本研究では、まず最も簡単な2方弁型スプール弁を試作し、弁開度に対する軸力の周波数応答を200Hzの高周波域まで実験的に求め、ついで弁開度とスプール弁出力流量間の周波数応答を実測し、この結果を前記理論結果³⁾に適用して得た軸力を上述の実験で得たものと比較検討している。

記号表

A : シリンダのピストン面積

B_v : スプール弁の矩形ポート幅

c : 流量測定用オリフィス(以下オリフィス)の

* 昭和54年5月25日 原稿受付

** 東京工業大学精密工学研究所
油圧と空気圧 Vol. 11, No. 1

流量係数

- C_1 : 板ばね1のばね定数
 C_2 : 板ばね2のばね定数
 C_x : (2)式参照
 D : オリフィスの穴の直径
 D_s : スプール弁の等価粘性減衰係数
 f, f_s : スプール弁の軸力およびその動作点からの変動分
 K : (8)式で定義される値
 K_s : 作動油の体積弾性係数
 L_s : スプール弁の減衰長 (Fig. 1(a)参照)
 M_s : スプールの質量
 P : 動作点におけるオリフィス前後の差圧からの変動分
 P_L : シリンダの左室 (Fig. 2参照) の圧力
 P_0 : 動作点におけるオリフィス前後の差圧
 P_s : スプール弁の供給圧力
 q, q_s : スプール弁の出力流量およびその動作点からの変動分
 s : ラプラス演算子
 t : 時間
 T : (8)式で定義される値
 v : シリンダのピストン速度の変動分
 V_L : シリンダの左室 (Fig. 2参照) の体積
 V_s : スプール弁の弁室体積
 x_s : 取付枠位置の動作点からの変動分
 x_s : 弁開度の動作点からの変動分
 γ : 取付枠の変位
 θ : 作動油の弁室からの流出角 (Fig. 1(a)参照)
 ξ : 弁開度
 ρ : 作動油の密度

(注1) 添字0は動作点での値を示す。たとえば ξ_0 は動作点における弁開度を示す。

(注2) 時間関数 (小文字) の大文字表示は、それぞれのラプラス変換を示す。たとえば $\mathcal{L}(x_s) = X_s(s)$ 。

2. 運動量理論による軸力の誘導

前述の論文³⁾で与えられている結果を応用すれば、Fig. 1(a)のようなスプール弁の軸力は次式のようになる。

$$f = \rho \left[V_s \ddot{\xi} + \frac{1}{2} q \dot{\xi} + \left(L_s + \frac{\xi}{2} \right) \dot{q} + \frac{q^2}{B_s \xi} \cot \theta \right] \quad \cdots (1)$$

ここで、1) 油は非圧縮性、2) 給油ポートおよび制御オリフィスの面上で流速の方向は、スプール軸に対してそれぞれ直角および θ (一定) で、流速分布はいずれも一様という仮定をおいている。さて、本研究ではス

(a) A spool valve

(b) The dimensions of the spool under test

Fig. 1 A spool valve and the spool

プール弁の供給圧力を一定、かつ戻り側の圧力は大気圧に近いほぼ一定値にし、弁における作動油の圧力降下を相当大きくとり、しかもそのうち制御オリフィスにおける絞り効果が支配的であるような条件下で軸力の計測を行っている。このこととスプール弁の幾何学的形状 (Fig. 1(b)) を考慮すれば、(1)式右辺 () 内第2項は、その他の項に比べ十分小さく、また $L_s \gg \xi/2$ である。そこでこれらの微小項を省略し、さらに動作点 ($f=f_0, q=q_0, \xi=\xi_0$) 近傍で線形化すれば、(1)式は次のようになる。

$$f_s = \rho V_s \ddot{x}_s + \rho L_s \dot{q}_s + C_x \left(\frac{2\xi_0}{q_0} q_s - x_s \right) \quad \cdots (2)$$

ここで、 $C_x = \rho q_0^2 \cot \theta / B_s \xi_0^2$ である。次に x_s と q_s の関係を次式のようにおき、

$$\frac{Q_q(s)}{X_s(s)} = G_q(s) \quad \cdots (3)$$

(3)式を用いて整理すれば、弁開度とそれに対する軸力の関係は、

$$\frac{F_s(s)}{X_s(s)} = \rho V_s s^2 + \rho L_s s G_q(s) + C_x \left[\frac{2\xi_0}{q_0} G_q(s) - 1 \right] \quad (4)$$

となり、 $G_q(s)$ が決まれば(4)式を用いて非定常軸力を算定できる。なお、高周波域まで含め $G_q(s)$ を理論的に求めることは現状では困難なので、本研究では後述のように x_s と q_s の間の周波数応答を実測して、実験的に $G_q(s)$ を求めている。

られる。したがって、スプール弁に作動油を流した状態で x_1 を、たとえば正弦波状に変化させたときの x_2 の応答を測定すれば、原理的に(8)式から非定常軸力 f_x が求められる。

3.3 出力流量の測定原理

後に、実験で得た軸力を計算結果と比較する準備として、計算結果を得るためには(4)式の下で説明したように、スプール弁の開度変化に対する出力流量の瞬時値を求めておく必要がある。ここでは出力流量の測定には、その動特性が較正できるようなオリフィスを用いている。

Fig. 1(a)はFig. 2のスプール弁とオリフィス部を示しており、200Hz程度では作動油の圧縮性を考慮しても、スプール弁の制御オリフィスと(流量計測用)オリフィスの通過流量が常に等しくなるように、上記オリフィス間の体積を十分小さくする等の配慮がなされている。ところで x_2 と q_2 の関係は便宜上、

$$\frac{Q_2(s)}{X_2(s)} = \frac{Q_2(s)}{P(s)} \cdot \frac{P(s)}{X_2(s)} \quad \dots\dots\dots (7)$$

のように表わせる。この式で、オリフィスの円筒部の油柱の慣性を考慮して、通過流量と差圧の関係を動作点(P_0, q_0)近傍で線形近似すると、

$$\frac{Q_2(s)}{P(s)} = \frac{K}{Ts+1} \quad \dots\dots\dots (8)$$

ここで、

$$K = \frac{c\pi D^2}{8} \sqrt{\frac{2}{\rho P_0}}, \quad T = c^2 \frac{\pi}{4} \frac{D^3 l_0}{q_0}$$

なお上の l_0 はオリフィスの等価的な絞り長さで、Funkらの論文⁴⁾では $l_0 = l + 0.85D$ で与えられる。そこで(8)式を(7)式に代入すれば、

$$\frac{Q_2(s)}{X_2(s)} = \frac{K}{Ts+1} \cdot \frac{P(s)}{X_2(s)} \quad \dots\dots\dots (9)$$

したがって、 x_2 と q_2 の関係は x_2 と P の間の周波数応答を実測すれば(9)式より求めることができる。

なお、(8)式が200Hzの高周波域でもほぼ成立することを、オリフィスに從統するシリンダ(Fig. 2参照)を用いた実験(後述)で確認しており、また本研究では K および T の値は、この実験で得られた値を用いている。

4. 実験

実験時の主な諸元は以下のとおりである。

$A = 7.1 \text{ cm}^2$, $B_2 = 2.3 \text{ cm}$, $C_1 = 63.2 \text{ kgf/cm} \{ 62 \text{ KN/m} \}$, $C_2 = 33.7 \text{ kgf/cm} \{ 33.1 \text{ KN/m} \}$, $D = 3.8 \text{ mm}$, $K_1 = 1.4 \times 10^4 \text{ kgf/cm}^2 \{ 1.37 \text{ GN/m}^2 \}$, $l = 1 \text{ mm}$, $L_2 = 1.5 \text{ cm}$, 4.5 cm , 7.5 cm , $M_2 = 2.52 \times 10^{-4} \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$

$\{ 0.247 \text{ kg} \}$, $P_2 = 70 \text{ kgf/cm}^2 \{ 6.86 \text{ MPa} \}$, $q_0 = 217 \text{ cm}^3/\text{s}$, $V_2 = 80 \text{ cm}^3$, $V_3 = 10.7 \text{ cm}^3$, $\ell_0 = 100 \mu\text{m}$, $\rho = 8.7 \times 10^{-7} \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^4 \{ 850 \text{ kg/m}^3 \}$.

まず、はじめにスプール弁に定圧作動油を流した状態で取付枠の変位 η と弁開度 ξ の静特性を測定し、その結果(省略)を用いて静的軸力を求めた。Fig. 4はその結果の一例を示すが、静的軸力は弁開度にほぼ比例しており、等価的に一種のばね力と考えられる。なお、この傾斜(ばね定数)は L_2 によりわずかに変化していた。また、この結果および ξ と q の静特性の実測結果(省略)を用いて、作動油の弁室からの流出角 θ を求めると $\theta = 67^\circ$ であり、Von Misesの理論結果($\theta = 69^\circ$)に非常に近い値が得られた。

次に非定常軸力を求めるのに先立ち、 D_2 の値の実測のためスプール弁への作動油の流量を0とし、サーボ系で取付枠を一定振幅で振動させ、それに対する弁開度(スプール変位)の変化を調べた。各変位(x_1, x_2)の測定には、前述のように差動変圧器を用いたが、測定値の読み取り精度を高めるため、差動変圧器の出力電圧を一度トランジェントメモリで記憶させ、その出力をX-Yレコーダに記録した。振動の周波数は高精度の周波数カウンタで測定している。上述の x_1 と x_2 の周波数応答の実測(結果は紙面の都合で割愛)をすると、ゲイン、位相特性ともほぼ完全な2次系のそれを示しており、スプールを回転させることにより、スプールとスリーブの間の固体摩擦は等価的に粘性摩擦に置き換えられていることが確認でき、Fig. 3のようなモデル化が妥当であったと考えられる。

これらの実験より(5)式を使い D_2 を求めると、 $D_2 = 0.05 \text{ kgf} \cdot \text{s/cm} \{ 0.49 \text{ N} \cdot \text{s/cm} \}$ になる。また動作点($\ell_0 = 100 \mu\text{m}$)でスプールに微小な初期変位を与え、その自由振動の減衰の様子からも D_2 を求めたが、上述の結果とほぼ一致した。

次いで、非定常軸力をもとめるためスプール弁に定圧作動油を流し、前述と同様の方法で x_1 と x_2 の間の周波数応答を実測した。Fig. 5はこのときの x_1 と x_2 の記録波形の一例であり、いずれもほぼ正弦波状に振動している。したがって、 $\dot{x}_2$, $\ddot{x}_2$ も容易に求めることができるので、種々の周波数における x_1 と x_2 の記録波形および(6)式より非定常軸力 f_x を求め、その結果を整理すればFig. 6のようになる。

この図で●, ×, ○は、いわば実測による非定常軸力の結果で、それぞれ減衰長が1.5cm, 4.5cm, 7.5cmの場合であり、それに対応する実線、破線、一点鎖線は(4)式より求めた非定常軸力の計算値であるが、これについては後に述べる。Fig. 6によれば、非定常軸力

は20Hz以下の周波数域では、いずれの場合でも静的軸力が支配的であり、それより高周波域で非定常成分の影響が現われている。この影響の度合は減衰長が長くなるにつれて著しく、減衰長が非定常軸力に大きな影響を与えていることが分る。なおFig.6で低周波域でもわずかであるが減衰長によってゲインに差異がでているが、これは動作点($\xi_0=100\mu\text{m}$)近傍での静的軸力の、いわばね定数が前述のように減衰長により異なっているためである。

さて、第2項で ω_0 と q_0 の関係が求まれば、(4)式より非定常軸力を算定できることを述べた。そこで3.3の原理に従って ω_0 と q_0 の関係を求めたが、あらかじめ200Hzの高周波域でも(8)式の関係がほぼ成立することを以下のような方法で確認した。

Fig. 4 Steady-state axial flow forces on the spool

Fig. 5 Observed wave forms of $x_s(t)$ and $x_p(t)$ at 120Hz

Fig.2でシリンダへ通じる切換弁のポートを開の状態にしてスプール弁へ定圧作動油を流し、サーボ系でスプールの動作点($\xi_0=100\mu\text{m}$)を中心に正弦波状に振動させながらピストンの速度変動を測定し、これをもとに q_0 を求めるのが較正の概要である。さてシリンダ内では作動油の圧縮性を考慮して、オリフィスとピストン間に連続の式を適用すると、

$$q_0 = A_v + \frac{V_2}{K_0} \dot{P}_2$$

Fig. 6 Frequency response $\frac{F_z(s)}{X_s(s)}$

Fig. 7 Frequency response $\frac{Q_p(s)}{X_s(s)}$

したがって、

$$\frac{Q_0(s)}{P(s)} = A \frac{V(s)}{P(s)} + \frac{V_0}{K_v} \cdot \frac{s P_0(s)}{P(s)} \quad \dots\dots\dots (10)$$

そこで、前述の非定常軸力を求める実験とはほぼ同じ条件のもとでスプールを上述のように種々の周波数で振動させ、 P と V および P と P_0 間の周波数応答を同時に実測し、(10)式より $Q_0(s)/P(s)$ を求めた。

結果は省略するが、ほぼ1次遅れの特性を示しており、(8)式の関係が成立していることが裏付けられた。また、この結果より T を求めると $T=2.4 \times 10^{-4}$ secであり、後述の非定常軸力の算出に際しては、この値を用いることにする。なお、この実験でピストン速度は差動トランスを通常とは異なり、直流で励磁して速度検出器とし、これを用いて測定した。詳細は省略するが、この差動トランスが0~300 Hzの範囲で瞬時速度の検出器として十分な性能を有していることを、実験により確認している。

Fig. 7は前述の原理に従って求めた ω_0 と q_0 の間の周波数応答の実測結果（ゲインは静的ゲインで標準化）で、いずれの減衰長の場合でも、その差が図（Fig. 7）に現われない程度によく一致している。これらの結果と(4)式より非定常軸力を算出した結果は、前述のようにFig. 6の実線（ $L_v=1.5$ cm）、破線（ $L_v=4.5$ cm）、一点鎖線（ $L_v=7.5$ cm）であり、位相特性は実験結果とやや差がでているが、ゲイン特性はいずれの減衰長の場合でも両者はよく一致している。なお、 $L_v=1.5$ cmの場合、周波数が高くなるにつれてゲインが減少しているのに反し、 $L_v=4.5$ cm、 7.5 cmの場合には、逆にゲインが増加する傾向を示しているが、これは以下の理由による。

Fig. 7に示したように $G_0(s)$ は、200 Hz程度ではおよそ定数とみなせるので、(4)式右辺は2次進みとなり、通常の2次遅れの逆の特性を示す。すなわち、減衰長が小さい場合（ $L_v=1.5$ cm）には s の1次の項の係数（2次遅れでは粘性減衰係数）が小さく、周波数の増加につれてゲインは減少し、減衰長が大きい場合（ $L_v=4.5, 7.5$ cm）には前述の係数が大きくなり、したがってゲインも増加する。

以上により、実験で求めた非定常軸力と運動量理論より誘導した結果〔(4)式〕とはほぼ一致し、この結果を用いれば、非定常軸力をほぼ推定し得ることが実験的に確認できた。なお前述の位相特性の差は、(4)式を導びく際に用いた仮定や実験精度（特に流量測定）な

どに起因するものと思われ、さらに精密に非定常軸力を算定するには、たとえば各ポート面上の流速分布を正確に求める必要がある。

4. むすび

本研究では、まず従来ほとんど実験的に明らかにされていなかったスプール弁の非定常軸力を、200 Hzの高周波域まで実測した。その結果20 Hz以下の周波数域では、いわゆる静的軸力が支配的であり、それより高周波域で非定常成分の影響が現われてくることがわかった。また、この影響の度合は減衰長が長くなるにつれて著しく、高周波域では減衰長が非定常軸力に大きな影響を与えることが確認できた。

次にスプール弁の開度と出力流量の関係を200 Hzまで実測し、その結果と運動量理論を適用して得られた理論結果から非定常軸力を算定した。この結果と実験結果を比較すると、両者は定性的によく一致し、定量的にも位相特性にはやや差が認められたが、ゲイン特性はほぼ一致した。このことから運動量理論より求めた理論結果〔(4)式〕を用いれば、非定常軸力をほぼ正確に推定し得ることが明らかになった。なお今後、理論解析の際用いた仮定をさらに詳細に検討すること、および実験精度をさらにあげることが望まれる。

終わりに、多くの有益な御意見を賜った本学精密工学研究所の中野和夫助教授、また装置の製作、実験に際し御協力くださった当時大学院生の石川雅邦、吉藤裕、清水保の諸氏および本学精密工学研究所付属工場の方々に感謝いたします。

また、本研究費の一部は文部省科学研究費補助金によっていることを付記し、関係者に謝意を表します。

参 考 文 献

- 1) S. Y. LEE, J. F. BLACKBURN : Contributions to Hydraulic Control 1. Steady-State Axial Forces on Control-Valve Pistons, Trans. ASME, Vol. 74, 1005/1011 (1952)
- 2) 竹中、浦田：油圧制御弁の動特性、日本機械学会誌、71-599, 74/81 (昭43-12)。
- 3) 池辺、大内：運動量理論への寄与、油圧と空気圧 8-2, 48/55 (昭52-3)。
- 4) J. E. FUNK, et al : The Transient Response of Orifices and Very Short Lines, Trans. ASME, Series D, 94-2, 483/491 (1972)