

圧力制御弁の動特性に関する研究

A Study of Dynamics of Hydraulic Pressure Control Valve

——非線形性の影響——

——Effects of Nonlinearities——

田中 裕久*・石原 智男*・小嶋 英一*

Hirohisa TANAKA, Tomo-o ISHIHARA and Eiichi KOJIMA

1. 緒 言

弁単体および弁を含む油圧系の自励振動に関して数多くの解析がなされてきたが、これらはほとんど線形理論にもとづいている。そのため、非線形性がかなり影響をおよぼすと推測される場合の発振条件など、従来の資料だけでは説明できないことが多い。この問題に対する研究として、発振条件の外乱による依存性を記述関数によりある程度説明した J. Zaborszky¹⁾のものがあるが、この手法では複雑なわりに、弁の形状と外乱の性質が発振条件におよぼす影響について説明することができない。そこでこの問題を明確にするためには、信頼できる資料となる実験結果の集積とその物理的意味づけが必要と思われる。本研究は一例としてスプール形圧力制御弁の発振条件におよぼす非線形性の影響を系統的な実験によって調べ、それに物理的意味づけをおこなったものである。

2. 理 論

(1) 基礎式

図1に変位を圧力に変換する圧力制御弁の構造と各部の記号を示す。基礎式は次のようになる。

スプールの運動方程式:

$$kX - AP = m\ddot{Y} + b\dot{Y} + 2kY + F_f \dot{Y} / |\dot{Y}| + \rho Q_1 u_1 \cos \theta_1 - \rho Q_2 u_2 \cos \theta_2 - \rho l_1 \dot{Q}_1 - \rho l_2 \dot{Q}_2 + W_0 \quad (1)$$

連続の式:

$$Q_1 - Q_2 = \dot{P} V / K - A \dot{Y} \quad (2)$$

スプール弁の流量の式:

$$Q_1 = Q_1(Y, P), \quad Q_2 = Q_2(Y, P) \quad (3)$$

ここに、 ρ : 作動油密度、 θ : 噴流噴出角度、 X_c, Y_c : 振動の中心位置、 $X = X_c + x, Y = Y_c + y$ で入口オリフィス開度が零の位置を基準にとった座標(右方を正)、 P : 弁室のゲージ圧力、 u : 噴流平均速度、 A : フィードバック面積、 b : 粘性減衰係数(ダンピング用固定絞りを含む)、 F_f : クーロン摩擦力、 k : ばね定数、 K : 作動油体積弾性係数、 m : スプールの等価質量、 l : 減衰長、 V : 弁室容積、 W_0 : 振動の中心でのばね荷重、(添字 1, 2 は入口側, 出口側を示す。)式(1)の右辺 5~8 項はベルヌーイの力を示す。

(2) 基礎式の線形化

式(1), (2), (3)を平衡点(添字 0)近傍で線形化する。次に図2から、発振限界を与えるスプール変位

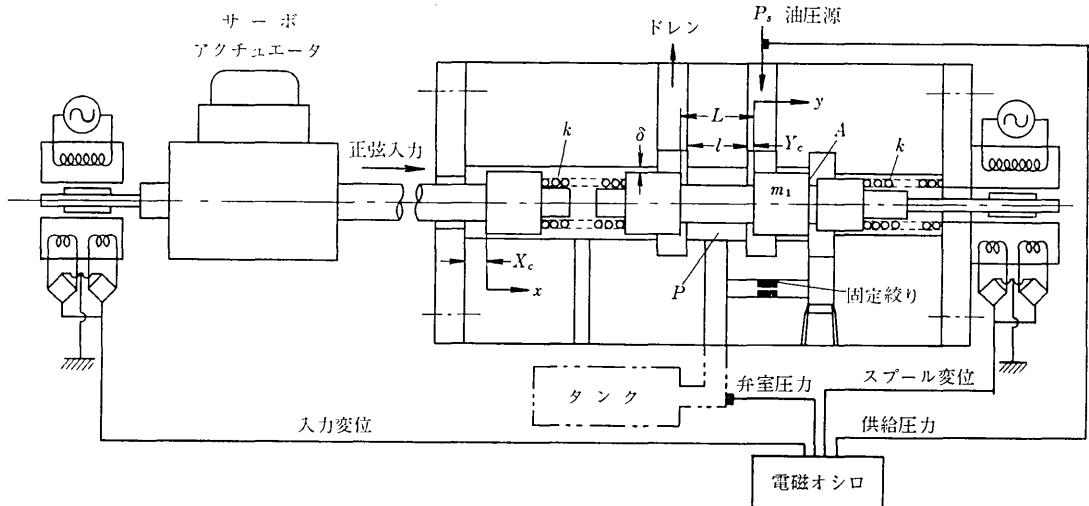


図1 圧力制御弁の構造と記号

* 東京大学生産技術研究所 第2部

は正弦波状と認められるので、クーロン摩擦を等価減衰

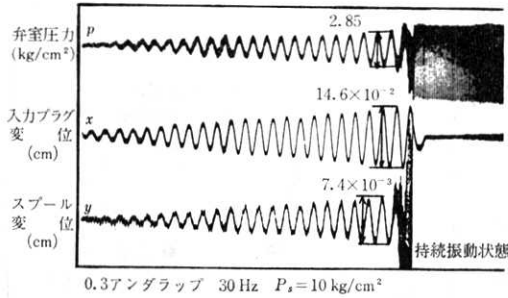


図2 弁室圧力, スプール変位波形

係数 b_e でおきかえる。

クーロン摩擦力:

$$F_f \dot{y} / |\dot{y}| = (4F_f / \pi \omega a) \dot{y} = b_e \dot{y}$$

静的流体力:

$$F_L = \Delta (\rho Q u \cos \theta) = \{\rho \cos \theta / (\pi d c)\} \Delta \{ (Q^2(y, p) / y) \} \\ = (\partial F_L / \partial y_0) y + (\partial F_L / \partial p_0) p$$

非常常流体力:

$$\rho l \dot{Q} = \rho l \{ (\partial Q / \partial y_0) \dot{y} + (\partial Q / \partial p_0) \dot{p} \}$$

オリフィス部流量:

$$\Delta Q = (\partial Q / \partial y_0) y + (\partial Q / \partial p_0) p$$

ここに, Δ : 微小変化分, ω : 外乱角周波数, a : スプール振幅, b_e : $4F_f / \pi \omega a$, d : スプール直径, c : 流量係数で本装置の静特性から 0.72 となる。式 (1), (2) を平衡状態からの変動量の方程式になおし, これにラプラス変換をほどこし, ブロック線図をかくと図3のようになる。

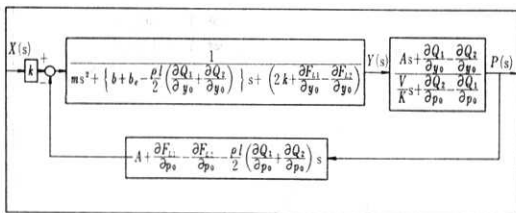


図3 ブロック線図

(3) 安定判別

特性方程式は次のようになる。

$$a_0 S^3 + a_1 S^2 + a_2 S + a_3 = 0$$

$$a_0 = m V / K$$

$$a_1 = (V / K) \cdot \{ b + b_e - (\rho l / 2) \cdot \{ (\partial Q_1 / \partial y_0) + (\partial Q_2 / \partial y_0) \} \} + m \{ (\partial Q_2 / \partial p_0) - (\partial Q_1 / \partial p_0) \} - (A \rho l / 2) \cdot \{ (\partial Q_1 / \partial p_0) + (\partial Q_2 / \partial p_0) \}$$

$$a_2 = (V / K) \cdot \{ 2k + (\partial F_{L1} / \partial y_0) - (\partial F_{L2} / \partial y_0) \} + \{ (\partial Q_2 / \partial p_0) - (\partial Q_1 / \partial p_0) \} \cdot \{ b + b_e - (\rho l / 2) \cdot \{ (\partial Q_1 / \partial y_0) + (\partial Q_2 / \partial y_0) \} \} + A \cdot \{ A + (\partial F_{L1} / \partial p_0) - (\partial F_{L2} / \partial p_0) \} - (\rho l / 2) \cdot \{ (\partial Q_1 / \partial y_0) - (\partial Q_2 / \partial y_0) \} \cdot \{ (\partial Q_1 / \partial p_0) + (\partial Q_2 / \partial p_0) \}$$

$$a_3 = \{ (\partial Q_2 / \partial p_0) - (\partial Q_1 / \partial p_0) \} \cdot \{ 2k + (\partial F_{L1} / \partial y_0) \}$$

$$- (\partial F_{L2} / \partial y_0) \} + \{ (\partial Q_1 / \partial y_0) - (\partial Q_2 / \partial y_0) \} \cdot \{ A + (\partial F_{L1} / \partial p_0) - (\partial F_{L2} / \partial p_0) \}$$

安定限界を与えるスプール振幅 a と周波数 ω は, Routh-Hurwitz の判別法に従って, $H = a_1 a_2 - a_0 a_3 > 0$, および a_0, a_1, a_2, a_3 , がすべて正の条件を満たす b_e ($= 4F_f / \pi \omega a$) の値から求まる。

3. 実験

(1) 実験装置と方法

図4は実験装置の油圧回路であり, また図2は30Hz

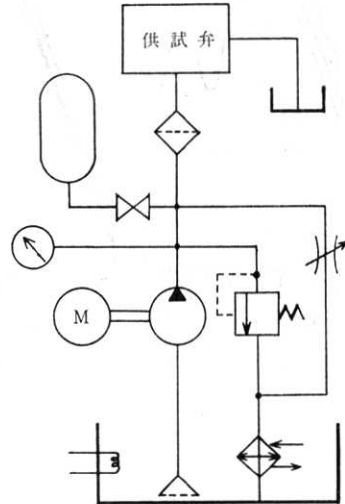


図4 実験装置油圧回路図

の外乱としての入力 x がいった場合スプール振幅が 37μ を越えるとスプールが発振し, 入力 x を止めてもスプールは持続振動していることがわかる。図5はクーロン摩擦力をえるための線図であるが, 測定にあたっては, まず弁のドレン口を閉じ, 流体が流れないように調整をおこなった後, スプールにパルスをいれ, その自由応答から, 摩擦力を測定した。図6~10は発振条件におよぼす外乱の影響を表わしたもので, 横軸は外乱周波数を, 縦軸はスプール振幅を示す。図中の実線は静特性の実測値³⁾とクーロン摩擦力をもとにした計算値を, ○, ●, ●は実測値を表わす。図6は実測値の分散状態を示す。図7はスプール溝の有無の影響を示したもので, 油溝のないスプールの方が, クーロン摩擦力は大きく(表1参照), この場合に発振しにくくなっていることがわかる。図8は弁室容積の影響を調べたもので, 弁室が大きい程発振しやすいことを示す。図9はフィードバックの影響を調べたもので, フィードバック径路の固定絞りの直径を 1.5, 1.0, 0.7 および 0.5 mm と変化させ, フィードバックゲインの低減が弁の安定性におよぼす効果を検討した。図に直径が 0.7 mm の場合の例を示す。フィードバックゲインを低減することにより, 弁の安定性は増

研究速報

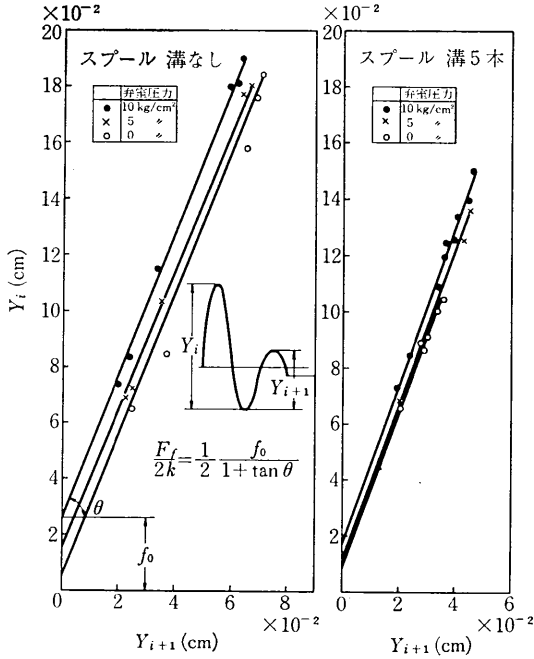


図5 クーロン摩擦力の測定

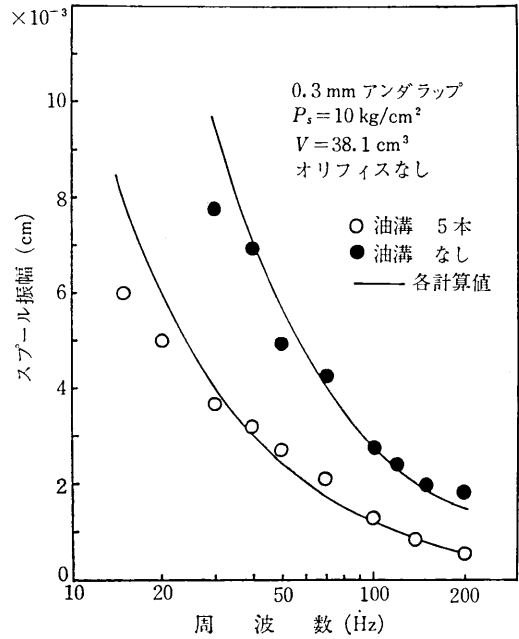


図7 油溝の影響

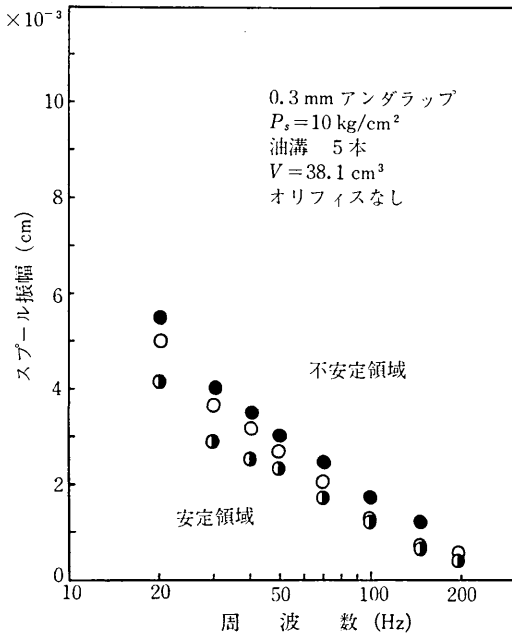


図6 実測値分散状態

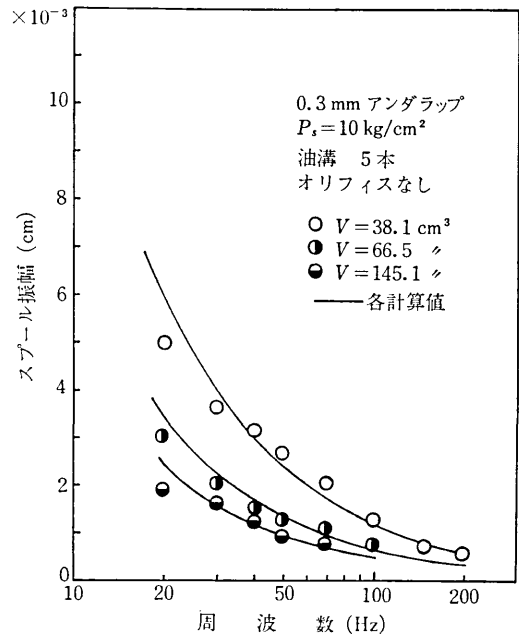


図8 弁室容積の影響

し、直径が0.5 mmでは発振しない。しかし、絞りの直径を過小にすると、フィードバックゲインが過小となり、流体力による静的不安定性をまねき、変位-圧力関係にジャンピングが生じる。したがって、静的にも動的にも安定な弁を設計するには、最適制御理論によって適切なフィードバックゲインの値を定めるべきである。図10はラップ量(図1の $l-L$)が0, $\pm 0.3 \text{ mm}$ の3種類

のスプールについて、発振状態の比較を示したもので、0ラップが最も発振しやすいことがわかる。なお、実験は振動の中心位置において左右のラップが等しくなるような状態でおこなわれた。この結果は、変位に対する圧力変化が大きいスプール(圧力感度の高いスプール)ほど発振しやすいことを示している。図6~10から、いずれも低周波域を除いて実測値は計算値と定量的にもきわ

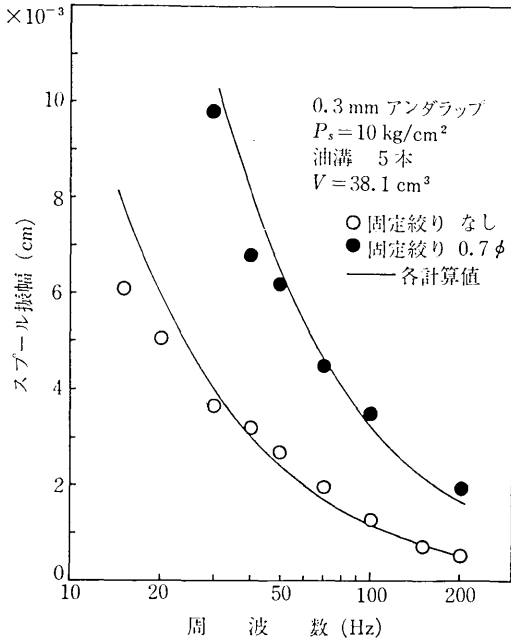


図9 フィードバック固定絞りの影響

表1 摩擦力の比較

スプール油溝数	弁室内の圧力 (kg/cm ²)	実測したクーロン摩擦力 (kg)	発振限界を与えるクーロン摩擦力 (kg)
0	0	$F_f = 0.010$	0.025
"	5	0.027	
"	10	0.044	
5	0	$F_f = 0.015$	0.016
"	5	0.017	
"	10	0.028	

めて良い一致を示している。低周波域において実測値と計算値との差が大きくなる理由は、(1) 入力プラグ変位を与えるアクチュエータが低周波域で正弦波がはいりにくいこと、(2) 振幅が比較的大きくなるため各非線形要素の線形近似がなりたたないことにあると思われる。

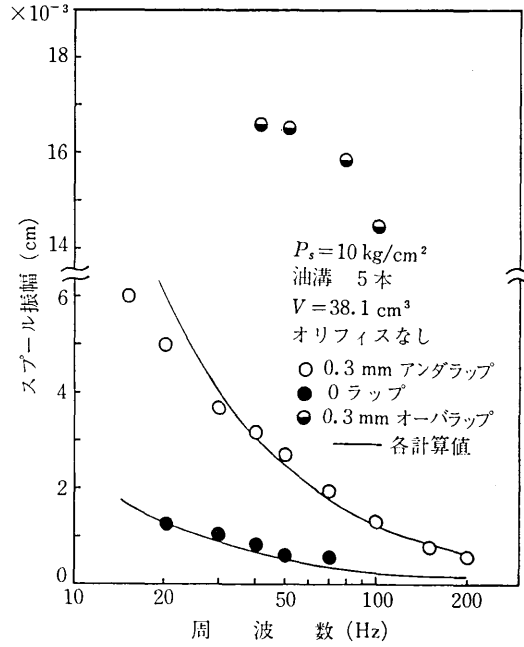


図10 ラップ量による影響

4. 結 言

本研究によりスプール弁の発振条件におよぼす非線形性の影響がある程度明らかにされた。

謝 辞

本実験について協力を得た岡野 坦、佐藤 堯、長谷川一夫の三氏に感謝の意を表する。

(1971年7月16日受理)

文 献

- 1) J. Zaborszky & H.J. Harrington, AIEE, No. 30 (1957-5), 183-198, No. 34 (1958-1), 394-409.
- 2) 石原, 小嶋: 日本機械学会第 768 回講演会講演論文集 (昭 42-5), 167-170.
- 3) 石原他: 日本機械学会第 768 回講演会講演論文集 (昭 42-5), 163-166.

次 号 予 告 (11月号)

研究解説	観測気球用ポリエチレンフィルムの開発.....岡 本 智
	コールドロールフォーミング加工について.....木 内 学
研究速報	非定常性を考慮した地震動および地震応答の動的解析の一手法について.....宮 川 清平 鈴木 浩平 佐藤 壽 芳
	AUTOMATIC FLOWCHARTING.....Seichiro YAMAMOTO Kusuo YAMAGUCHI
	ON MATHEMATICAL MODEL FOR HOT TANDEM MILL WITH AUTOMATIC CONTROL SYSTEMHiromu SUZUKI Masami KONISHI
研究室紹介	北川研究室.....北 川 英 夫