

カフィードバック空気圧サーボ弁のし張振動

Relaxation Oscillation of Force-feedback Pneumatic Servovalve

—スプールの質量と粘性抵抗係数が小さい場合—

荒 木 献 次*

Kenji ARAKI

1. は し が き

非線形ノズル噴流力によって生ずるカフィードバック空気圧サーボ弁のし張振動の波形は案内弁スプールの質量, 粘性抵抗係数, 支持ばねのばね定数の大きさによってかなり相異してくる. スプールの質量と支持ばねが粘性抵抗に比べて無視できる場合については既に報告^{2),3)}したので, ここでは質量と粘性抵抗が支持ばねに対して無視できる場合について報告する.

2. 実 験 装 置

図1に示すカフィードバック空気圧サーボ弁のし張振動においてスプールの質量 M_s と粘性抵抗係数 D_s が

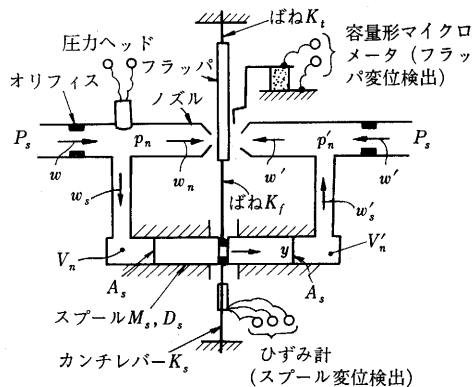


図 1

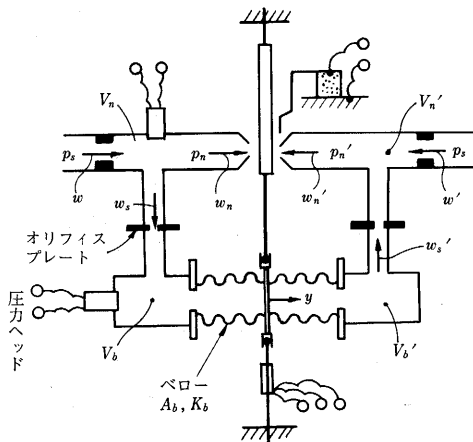


図 2 ベローを用いた実験装置

支持ばねのばね定数 K_s に比べて無視できる場合には, 図1は図2のようにスプールの部分をベローで置き換えたものと等価 (図2中のオリフィスプレートを除く) と考えられる. しかし, 図2においてオリフィスプレート (以下 OP と書く) がいない場合は, フラップ, ベローともに2次の振動系で減衰係数が小さいため, このサーボ弁は高周波の自励振動 (発振) を起こした. そこで, 流路に絞り OP を挿入し, 高周波の変動圧力を減衰させ, サーボ弁の安定化を計った. しかし, この場合でも, ノズル噴流力の非線形性が大きくなると, それによってサーボ弁がし張振動を起こした. 実験に使用したベロー, OP, ベロー室容量をそれぞれ表1, 表2, 表3に示す.

表 1 ベロー

ベロー名称	外径 cm	内径 cm	有効面積 cm ²	容積 V_{bel} cm ³	ばね定数 K_b	
					K_{b1} kg/cm	K_{b2} kg/cm
B_{14}	1.42	0.90	1.09	1.12	10.8	11.0
B_{16}	1.64	1.11	1.52	1.37	13.4	16.3, 15.5
B_{19}	1.90	1.24	2.00	2.05	13.6	15.1

1) K_b は左右ベローの総合ばね定数 (支持ばね, フラップ等を含む), K_{b1} はフラップ F_1 の場合, K_{b2} はフラップ F_2 の場合.

2) 装着状態のベロー長さは 1.23 cm (片側).

表 2 オリフィスプレート OP

オリフィスプレート名称	OP _{0.2}	OP _{0.3}	OP _{0.4}	OP _{0.5}	OP _{0.6}	OP _{0.7}	
使用したドリル径 (mm)	0.2	0.3	0.4	0.5	0.6	0.7	
有効面積 $caab (\times 10^{-4} \text{cm}^2)$	左 a	2.40	6.46	11.1	17.5	26.0	33.2
	右 b	2.75	6.44	10.8	17.6	26.4	34.6
cab の平均値 ($\times 10^{-4} \text{cm}^2$)		2.58	6.45	10.9	17.6	26.2	33.9

表 3 ベロー室容量 $V_b (\text{cm}^3)$

ベロー名称	V_b の名称								
	V_{b0}	V_{b1}	V_{b2}	V_{b3}	V_{b4}	V_{b5}	V_{b6}	V_{b7}	
	V_i	0	5.3	10.3	15.3	20.3	25.3	30.3	35.3
B_{14}	1.12	2.7	8.0	13.0	18.0	23.0	28.0	33.0	38.0
B_{16}	1.37	3.0	8.3	13.3	18.3	23.3	28.3	33.3	38.3
B_{19}	2.05	3.7	9.0	14.0	19.0	24.0	29.0	34.0	39.0

$V_{bi} = V_{b10} + V_{bel} + V_i, V_{b10} = 1.6 (i=0 \sim 7)$

3. 理 論

し張振動の発生機構は文献 2) に報告した場合と同様であるが, 図1ではスプールの変位が正弦波に近かったの

* 東京大学生産技術研究所 第2部

研究速報

に対し図2ではベロー変位が三角波に近くなる。

ここでは、フラップの J_i, D_i が無視でき、ベロー室圧力 p_b の変動が小さい場合について、考えることにする。図3にフラップ変位 x 、ノズル背圧 p_n 、ベロー室圧力 p_b 、ベロー変位 y の振動波形の概略を示す。 x は矩形波状に変化し、 p_n は x に対して1次遅れの応答

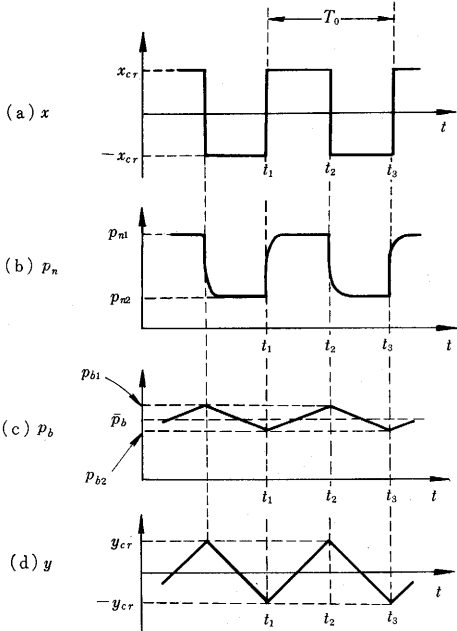


図3 振動波形

を示す。 p_b はほぼ p_n の積分値に比例し、 y は $(p_b - p_b')$ に比例する。 x の振幅 x_{cr} は文献2) に示してある。

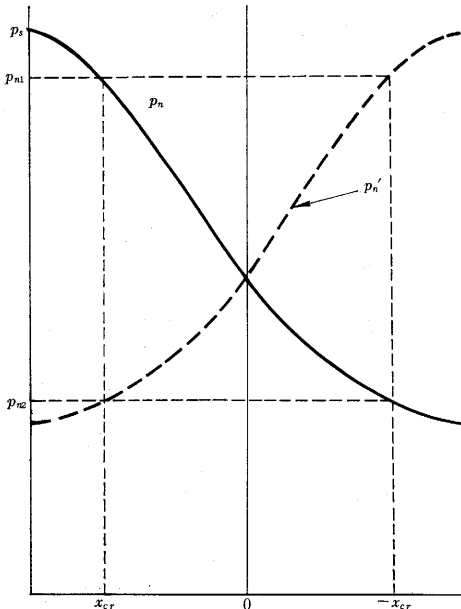


図4 ノズル・フラップ特性

x_{cr} が決まると、図4のノズル・フラップ特性より p_{n1}, p_{n2} が決まる。ノズル背圧 p_n が図3 (b) のように矩形波状に変化するとき、 t_1 から t_2 の間の P_b (p_b のラプラス変換) は、 w_{s0} を OP を流れる定常流量、 W_s を流量 w_s のラプラス変換、 n をポルトローブ指数、 γ_b をベロー室空気の比重量とすると、

$$P_b \doteq C_{4b} \frac{W_s}{s}, C_{4b} = \frac{n p_b}{V_b \gamma_b}, W_s \doteq \frac{w_{s0}}{s} \quad (1)$$

となる。 p_b の条件として

$$\left. \begin{aligned} t=t_1 \text{ で } p_b &= p_{b2}, p_b' = p_{b1} \\ t=t_2 \text{ で } p_b &= p_{b1}, p_b' = p_{b2} \end{aligned} \right\} \quad (2)$$

とすると、 $t_1 \sim t_2$ における p_b, p_b' は次式で与えられる。

$$p_b \doteq p_{b2} + C_{4b} w_{s0} t, p_b' \doteq p_{b1} - C_{4b} w_{s0} t \quad (3)$$

一方、 A_b をベロー有効面積、 K_b をフラップ、支持ばね等を含めたベローのばね定数とすると、

$$K_b y = A_b (p_b - p_b') \quad (4)$$

となる。フラップの切り換わる点 x_{cr} と $-x_{cr}$ の間をベローが一往復するに要する時間がし張振動の周期 T_0 であり、 T_0 は (2)~(4) 式より次式のように求められる。

$$T_0 = 2y_{cr} K_b / C_{4b} w_{s0} A_b \quad (5)$$

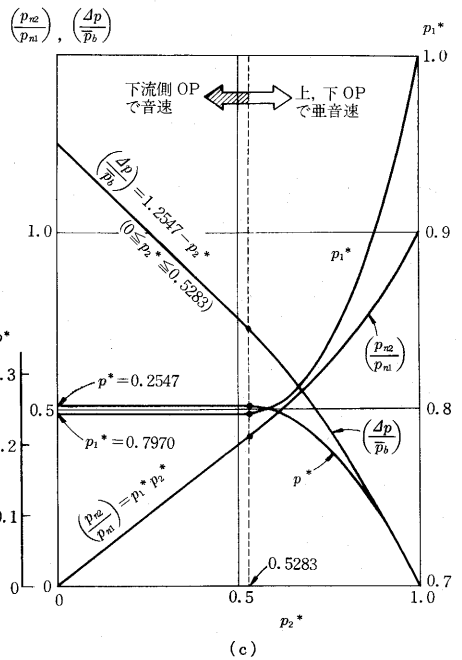
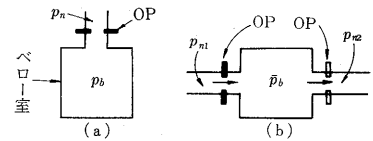


図5

研 究 速 報

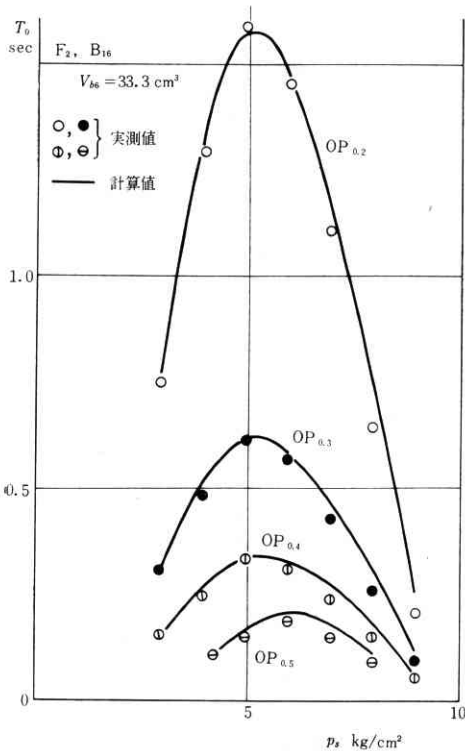


図 6 し張振動の周期 T_0

$w_{s,0}$ は p_b の平均値 \bar{p}_b がわかれば計算で求められる。図 5 (a) はノズル背圧室とペロー室で、 p_n が図 3 (b) のように矩形波状に変化する場合は \bar{p}_b を考えるときはこの図 5 (a) は同図 (b) と等価と見なせる。

$$\left. \begin{aligned} p_1^* &= \frac{\bar{p}_b}{p_{n1}}, p_2^* = \frac{p_{n2}}{\bar{p}_b}, p_1^* p_2^* = \frac{p_{n2}}{p_{n1}} \\ p^* &= \frac{1}{p_1^*} - 1, \frac{\Delta p}{\bar{p}_b} = 1 + p^* - p_2^* \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

とおくと、これらの間には図 5 (c) のような関係 (これらの関係は実測値とよく一致する) がある。図 4 より p_{n1} , p_{n2} が決まると、図 5 より p_1^* , p_2^* , \bar{p}_b などが求められ、この p_1^* または p_2^* より $w_{s,0}$ が定まり、 T_0 が算出される。

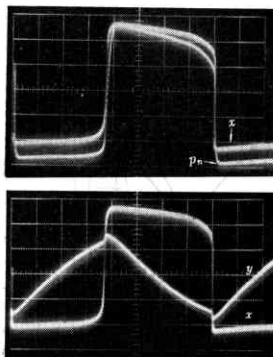


写真 振動波形の記録 (図 7, OP_{0.2}, V_{b6})

4. 実験結果

図 6 はペロー B₁₆, フラップ F₂, ペロー室容量 V_{b6} を用いて OP と供給圧力 p_s の T_0 に及ぼす影響を調べたものであり、図 7 は

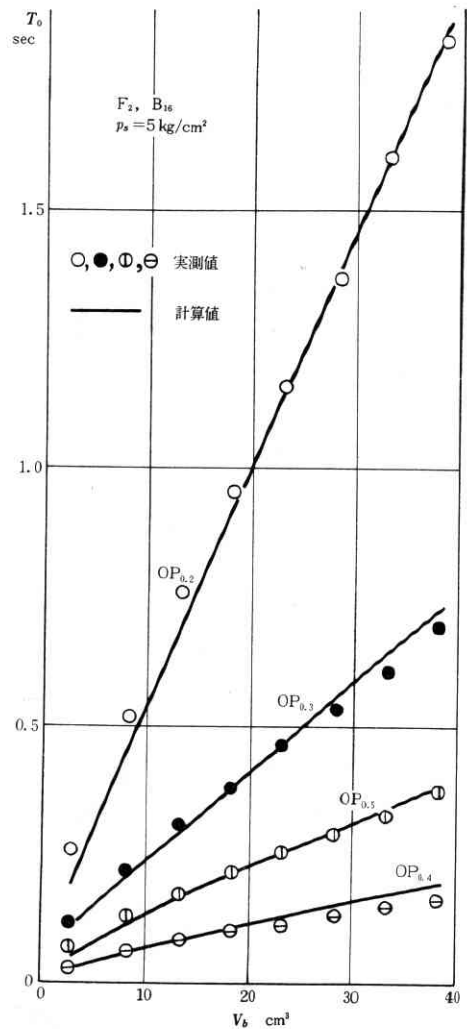


図 7 し張振動の周期 T_0

同じく $p_s = 5 \text{ kg/cm}^2$ の場合に OP と V_{b6} の T_0 に及ぼす影響を調べたものである。図 6, 図 7 において \circ , \bullet , \ominus , Θ は実測値, 実線は (5) 式から求めた計算値であり、両者はよく一致している。写真はし張振動のブラウン管記録波形の一例である。

5. む す び

スプールの質量と粘性抵抗係数が支持ばねのばね定数に比べて無視できるような場合には、サーボ弁が発振し易くなる。これを絞りを OP で安定化した場合でも、ノズルの非線形噴流力によってサーボ弁がし張振動を起こしうることが明らかとなった。その振動周期 T_0 は V_{b6} , K_b にほぼ比例し、 A_b , $w_{s,0}$ にほぼ反比例することが判明した。

(1969年 3月19日受理)

文 献

- 1) 荒木: 生産研究, Vol. 20, No. 8, p. 424~425, 387
- 2) 荒木: 生産研究, Vol. 20, No. 10, p. 513~514
- 3) 荒木: 第11回自動制御連合講演会前刷 p. 215~216