一つの制御弁を含む油圧系の安定性 *
(第2報 容量, 絞りによる系の安定化)

高橋 浩爾** 山口 隆平**

On the Stability of an Oil-Hydraulic System with a Control Valve
(2nd Report: Stabilization of a System Using
Volumes and Restrictions)

Koji Takahashi ** Ryuhei Yamaguchi **

In the first report, the authors discussed the stability of an oil-hydraulic system that included a control valve and passive elements (chambers, restrictions, pipelines etc.).

In this report, the authors have tried to stabilize an oil-hydraulic system with a control valve at the downstream end and a pressure source at the upstream end.

First, a method for dividing a system into two dynamically independent subsystems was developed by using a large restriction or a big chamber.

Secondly, after dividing the system, an effort was made to stabilize that part of the system including the control valve.

Thirdly, as it is well known that a pipeline system with a valve at the downstream end is unstable, the authors have tried to develop a criterion to prevent the instability of the system by inserting restrictions and chambers theoretically.

The experiment was performed for a poppet type valve. The results are in fair agreement with the theory.

Finally the following conclusions were drawn;

- (a) A theory was developed for dividing a system into two independent subsystems using a big restriction or a big chamber.
- (b) In valve-pipeline system, though they are essentially unstable, they can be made stable by inserting restrictions and chambers between the valve and the pipeline.
- (c) When the valve is the spool type, the valve-pipeline system can be stabilized with one restriction and one chamber.
- (d) When the valve is the poppet type, two restrictions and two chambers are necessary in order to make the valve-pipeline system stable. In this case, the restriction next to the pipeline should be big, and the chamber next to the valve should be small. The other restriction must have an adequate size as shown by Eqs. (27) and (28).

* 昭和53年9月6日 原稿受付

** 上智大学理工学部

油圧と空気圧 Vol. 10, No. 3

1. まえがき

著者らは、第1報¹⁾において、一つの制御弁と容量、絞りとの組み合わせ系の安定問題について論じた。

本報告では、上流端に圧力源、下流端に制御弁があり、分岐のない油圧系（Fig. 1(a)参照）に容量や絞りを付け加えることにより、二つの系に分割し、さらに弁を含む側の系に容量や絞りを設けて発振を防止する方法についての研究を行う。

このような要素を組み入れることにより系を安定化する方法は実際にはよく用いられているが、系統的な研究報告は著者らの知る限りでは見当たらないようである。

特に、管路と弁との組み合わせ系は実際の油圧装置によく見られるが、このような系はしばしば発振を起こすことはよく知られている。

このような系において、弁の下流側が大気開放の場合、管路と弁との間にどのような要素を介在させれば系を安定化することができるか、ということについても考察を加える。

主な記号

A_k : 要素 k の流路断面積

$a = P_0/P_{10}$

C_k : 要素 k の容量 $= (A_k l_k P_0) / (K Q_{v0})$

c_d : 絞りの流量係数

D : 減衰率 $= 20 \log_{10} |\hat{P}_1(i\omega)| / |\hat{P}_0(i\omega)|$

$D_{n \times o}(s)$: 系の係数マトリクス

$g_k(Q_k)$: 抵抗による圧力降下量

K : 流体の体積弾性係数

l_k : 要素 k の長さ

M_k : 要素 k の慣性 $= \rho l_k Q_{v0} / (A_k P_0)$

n : 要素の数

P : 圧力

P_0 : 圧力源の圧力

Q : 流量

R_k : 要素 k の抵抗 $= (Q_{v0}/P_0)(\partial g_k/\partial Q_k)_0$

s : ラプラス微分演算子

$T_{jk}^2 = M_j C_k$

t : 時間

X_k : 合成抵抗 $= \sqrt{R_k^2 + (\omega M_k)^2}$

$\alpha(s) = s^2 + \zeta_f s + Q_f^2$

$\beta(s) = s^2 + \zeta_p s + Q_p^2$

$\xi_k = R_k / (\omega M_k)$

ξ_f, ξ_p : 弁の等価粘性減衰係数

$\mu_k(s) = M_k s + R_k$

ν : 流体の動粘度

$y_k(s) = C_k s$

ρ : 流体の密度

Q_f : 弁の上流および下流側の圧力を一定に保ったときの弁の等価固有角周波数

Q_p : 弁の下流側圧力および流入流量を一定に保ったときの弁の等価固有角周波数

ω : 角周波数

添字

0 : 平衡状態における値

ハット(^) : ラプラス変換形

$\hat{P}_k = \mathcal{L}\{(P_k(t) - P_{k0})/P_0\}$

$\hat{Q}_k = \mathcal{L}\{(Q_k(t) - Q_{k0})/Q_{v0}\}$

2. 系の分割理論

2.1 系の“分割”

一般に、油圧系の諸要素は4端子要素であり、これらを直列に結合すると互いに干渉を起こして、複雑な動特性を呈する。

しかしながら、連続的に直列に結合された要素の一つのもっている特性定数（容量、抵抗あるいは慣性）が、他の要素のそれに比べて十分大きければ、その要素は近似的に系を二つに“分割”したと見なすことができるであろうことが推察される。

例えば、容量の非常に大きい要素が存在すれば、そこでは圧力がほぼ一定になり、系はそこで分割されて、二つの系が独立して存在するとして近似的に取り扱うことが可能になると思われる。

このような近似ができれば、系の動特性を調べる際に、数字モデルの形が簡単になり、取り扱いが容易になる。

Fig. 1(a)に示すような系の特性方程式は、第1報の式(5)から

Fig. 1 Oil-hydraulic system

$$\det D_{n,o}(s) = \det D_{n-1,o}(s) + \mu_n(s) \left\{ \sum_{k=1}^n \nu_k(s) \right. \\ \left. \det D_{k-1,o}(s) + \beta(s) \right\} = 0 \quad (1)$$

$$\text{ただし } \det D_{0,o}(s) = 2\alpha(s)/a \quad (2)$$

$$D_{n,o}(s) = \begin{pmatrix} \frac{2}{a}\alpha & -\beta & & & \\ 1 & \nu_1 & -1 & & \\ & 1 & \mu_1 & -1 & \\ & & \ddots & \ddots & \ddots \\ 0 & & & 1 & \nu_n & -1 \\ & & & & 1 & \mu_n \end{pmatrix} \quad (3)$$

$\det D_{n,o}(s)$ の元素 $2\alpha/a$ の余因子を d_{11} と書くと

$$d_{11}(s) = \begin{vmatrix} \nu_1 & -1 & & & \\ 1 & \mu_1 & -1 & & \\ & \ddots & \ddots & \ddots & \ddots \\ 0 & & 1 & \nu_n & -1 \\ & & & 1 & \mu_n \end{vmatrix} \quad (4)$$

さらに d_{11} の j 行 l 列の元素の余因子を $A_{jl}(s)$ で表すと

$$d_{11}(s) = \nu_1(s) A_{11}(s) + A_{12}(s) \quad (5)$$

一般に余因子 $A_{il}(s)$ は次のように表される。

$1 \leq k \leq n-1$ の範囲で

$$A_{1,2k}(s) = \nu_{k+1}(s) A_{1,2k+1}(s) + A_{1,2k+2}(s) \quad (6)$$

$$A_{1,2k-1}(s) = \mu_k(s) A_{1,2k}(s) + A_{1,2k+1}(s) \quad (7)$$

$k = n$ のとき

$$A_{1,2n}(s) = 1 \quad (8a)$$

$$A_{1,2n-1}(s) = \mu_n(s) \quad (8b)$$

ここで、Fig. 1(b) のように、井の代わりにシリンダを取り付けた系を考え、シリンダから正弦波状の流量入力 $Q(i\omega)$, $i = \sqrt{-1}$ を加えるものとする、各要素における圧力および流量は

$1 \leq k \leq n$ の範囲で

$$\hat{P}_k(i\omega) = \hat{Q}_0(i\omega) A_{1,2k-1}(i\omega) / d_{11}(i\omega) \quad (9)$$

$$\hat{Q}_k(i\omega) = \hat{Q}_0(i\omega) A_{1,2k}(i\omega) / d_{11}(i\omega) \quad (10)$$

$k = n+1$ のとき

$$\hat{P}_{n+1}(i\omega) = 0 \quad (8a)$$

隣り合う変量間の比をとると

$$\begin{aligned} \hat{P}_{k-1}(i\omega) / \hat{P}_k(i\omega) &= A_{1,2k-2}(i\omega) / A_{1,2k-1}(i\omega) \\ &= 1 + \mu_{k-1}(i\omega) \{ \nu_k(i\omega) + [1 - \hat{P}_{k+1}(i\omega) / \hat{P}_k(i\omega)] / \mu_k(i\omega) \} \end{aligned} \quad (10)$$

$$\begin{aligned} \hat{Q}_{k-1}(i\omega) / \hat{Q}_k(i\omega) &= A_{1,2k-2}(i\omega) / A_{1,2k}(i\omega) \\ &= 1 + \nu_k(i\omega) \{ \mu_k(i\omega) + [1 - \hat{Q}_{k+1}(i\omega) / \hat{Q}_k(i\omega)] / \nu_{k+1}(i\omega) \} \end{aligned} \quad (11)$$

となる。

式10を書き換えると、要素 $k-1$, k , $k+1$ について

$$\begin{aligned} \hat{P}_{k-1}(i\omega) &= \hat{P}_k(i\omega) \{ 1 + \mu_{k-1}(i\omega) \nu_k(i\omega) + \mu_{k-1}(i\omega) / \mu_k(i\omega) \} \\ &\quad - \{ \mu_{k-1}(i\omega) / \mu_k(i\omega) \} \hat{P}_{k+1}(i\omega) \end{aligned} \quad (12)$$

$$|\mu_{k-1}(i\omega) / \mu_k(i\omega)| = X_{k-1} / X_k = \sqrt{R_{k-1}^2 + (\omega M_{k-1})^2} /$$

$\sqrt{R_k^2 + (\omega M_k)^2}$ が十分小さければ、式12は

$$\hat{P}_{k-1}(i\omega) \approx \hat{P}_k(i\omega) \{ 1 + \mu_{k-1}(i\omega) \nu_k(i\omega) \} \quad (13)$$

となり、 $\hat{P}_{k+1}(i\omega)$ が $\hat{P}_{k-1}(i\omega)$ に及ぼす影響は $(X_{k-1} / X_k) |\hat{P}_{k+1}(i\omega)|$ の程度である。

次に要素 l , $l+1$, $l+2$ については

$$\begin{aligned} \hat{P}_{l+2}(i\omega) &= \hat{P}_{l+1}(i\omega) \{ 1 + \mu_{l+1}(i\omega) \nu_{l+1}(i\omega) + \mu_{l+1}(i\omega) / \mu_{l+2}(i\omega) \} \\ &\quad - \{ \mu_{l+1}(i\omega) / \mu_{l+2}(i\omega) \} \hat{P}_{l+3}(i\omega) \end{aligned} \quad (14)$$

$$|\mu_{l+1}(i\omega) / \mu_{l+2}(i\omega)| = X_{l+1} / X_{l+2} = \sqrt{R_{l+1}^2 + (\omega M_{l+1})^2} /$$

$\sqrt{R_{l+2}^2 + (\omega M_{l+2})^2}$ が十分小さければ、式14は

$$\hat{P}_{l+2}(i\omega) \approx \hat{P}_{l+1}(i\omega) \{ 1 + \mu_{l+1}(i\omega) \nu_{l+1}(i\omega) \} \quad (15)$$

となり、 $\hat{P}_{l+3}(i\omega)$ が $\hat{P}_{l+2}(i\omega)$ に及ぼす影響は $(X_{l+1} / X_{l+2}) |\hat{P}_{l+3}(i\omega)|$ の程度である。

さらに $|\nu_l(i\omega)| = C_l$ が十分小さければ、式13は

$$\hat{P}_{k-1}(i\omega) \approx \hat{P}_k(i\omega) \quad (16)$$

と書き換えられる。

すなわち X_{k-1} / X_k , X_{k+1} / X_k を十分小さくすると、 $1 \leq k \leq l$ の要素群と $l+1 \leq k \leq n$ の要素群とは互いに干渉なくなり、系は二つに“分割”されたことになる。

同様なことが式11についてもいえる。

式11を書き換えると、要素 $k-1$, k , $k+1$ について

$$\begin{aligned} \hat{Q}_{k-1}(i\omega) &= \hat{Q}_k(i\omega) \{ 1 + \mu_k(i\omega) \nu_k(i\omega) + \nu_k(i\omega) / \mu_{k+1}(i\omega) \} \\ &\quad - \{ \nu_k(i\omega) / \mu_{k+1}(i\omega) \} \hat{Q}_{k+1}(i\omega) \end{aligned} \quad (17)$$

$|\nu_k(i\omega) / \mu_{k+1}(i\omega)| = C_k / C_{k+1}$ の値が十分小さいときは式17は

$$\hat{Q}_{k-1}(i\omega) \approx \hat{Q}_k(i\omega) \{ 1 + \mu_k(i\omega) \nu_k(i\omega) \} \quad (18)$$

となり、 $\hat{Q}_{k+1}(i\omega)$ が $\hat{Q}_{k-1}(i\omega)$ に及ぼす影響は $(C_k / C_{k+1}) |\hat{Q}_{k+1}(i\omega)|$ の程度である。

すなわち C_k / C_{k+1} を十分小さくすると、 $1 \leq k \leq l$ の要素群と $l+1 \leq k \leq n$ の要素群とに分割されたことになる。

以上をまとめると、要素 l の合成抵抗 X_l を大きく、容量 C_l を小さくし、要素 $l-1$, $l+1$ の合成抵抗 X_{l-1} , X_{l+1} を小さく、容量 C_{l+1} を大きくすれば系の分割が可能になるといえる。いかえると要素 l を絞る、要素 $l-1$, $l+1$ を容量大にすればよい。これは電気回路における対称 π 形フィルタと類似の形になる。

2.2 井管路系の分割

内径一様な長い単一直管の下流端に制御井が取り付けられている場合、減衰効果を無視すると特性方程式は第1報の式10のようになり、系が不安定になることはよく知られている²⁾。

しかしながら、井と管路との間に容量、抵抗あるいは慣性の大きい要素を挿入することにより、系を二つ

に分割することができれば、弁を含む側の系を安定化して弁の発振を制御することも可能になる。以下このように安定化のために挿入する要素を安定化要素、分割するために挿入する要素を分割要素と呼ぶことにする。

容量 C あるいは合成抵抗 X_c の十分大きい分割要素 l を弁と管路との間に挿入すると、2.1 で述べたように、系を弁系と管路系とに分割することができる。

容量 C が十分大きい場合には、要素 l の圧力 p_l がほぼ一定になるから、第1報の安定理論をそのまま用いることができる。

これに対し、合成抵抗 X_c が十分大きい場合には、要素 l の流量 Q_l がほぼ一定となるため、上流端に流量源が存在する系ということになる。そこで、圧力 p_{l+1} がほぼ一定で X_c が十分大きいと仮定することにより流量源を近似して、このような系に第1報の安定理論を適用することにする。

容量を大きくするためには、アキュムレータあるいは大きい容積室を取り付けなければならない。これには費用がかかり、かつスペースを取る。

これに対し、合成抵抗を大きくするには絞りを取り付けばよいから、比較的簡単で費用もかからない。しかしエネルギー損失は大きくなる。

絞りには、オリフィス形とチョーク形とがある。抵抗値と慣性値との比を $\zeta = R/(\omega M)$ で表すと

オリフィス形の場合 (Fig. 2(a))

$$\zeta = \sqrt{\pi/4} Q_{00} / (c_d^2 n \omega A_0^2) \quad (19)$$

チョーク形の場合 (Fig. 2(b))

$$\zeta = 8\pi\nu / (\omega A_0 (1+m)) \quad (20)$$

ここで c_d はオリフィスの流量係数、 $n = l_1/d_0$ 、 $A_0 = (\pi/4)d_0^2$ 、 $m = l_2/l$ 、 d_0 は絞り径、 l は絞り長さ、 l_1 、 l_2 は噴流実効長さ (Fig. 2 参照) である。

オリフィス形絞りの場合は Q_{00} に比例して、また A_0^2 に反比例して ζ の値が大きくなる。これに対し、チョーク形絞りの場合には、 A_0 に反比例して ζ の値が大きくなる。

通常は、流量 Q_{00} が極端に小さくない限り、オリフィス形の方が ζ の値が大きくなる。いいかえると、オリフィス形絞りでは抵抗 R の値が大きくなり、チョーク形絞りでは慣性 M の値が大きくなる。

安定化要素と分割要素との組み合わせについて考える。

最も簡単な組み合わせは Fig. 3 に示す1容量1絞り (チョーク形) である。

簡単のために弁の減衰抵抗 ζ_f 、 C_p および絞りの抵抗 R を無視すると、安定条件は第1報の4.2から

$$Q_f > Q_u > 1/\sqrt{M_2 C_1} \quad (21)$$

あるいは

$$1/\sqrt{M_2 C_1} > Q_u > Q_f \quad (22)$$

スプール弁では $Q_f > Q_u$ であるから¹⁾、安定条件は $Q_u > 1/\sqrt{M_2 C_1}$ となる。この場合は M_2 が大きいほど安定領域は広がり、かつ分割効果もよくなる。したがって、スプール弁の場合には慣性 M_2 を大きく、容量 C_1 を大きくとれば、系は安定になるといえる。ただしこの場合に系の固有角周波数 ω_1 は $Q_u > \omega_1 > 1/\sqrt{M_2 C_1}$ の範囲にあるから¹⁾、 M_2 を余り大きく取ると、 ω_1 の値が減少し、合成抵抗 $X_2 = \omega_1 M_2$ の値がかえって小さくなり、分割効果が悪くなることがあるから注意を要する。

ポペット弁では $Q_f < Q_u$ であるから¹⁾、 $Q_u < 1/\sqrt{M_2 C_1}$ が安定条件になる。しかるに、この条件を満たすために M_2 を小さくすると、合成抵抗 $X_2 = \omega_1 M_2$ の値が小さくなり分割効果がなくなる。したがってポペット弁の場合には、1容量1絞りのみでは系を安定化することは難しい。

そこでポペット弁の場合には、2容量2絞り (チョ

Fig. 2 Restrictions

Fig. 3 Stabilizing elements consisting of one inductance and one capacitance

Fig. 4 Stabilizing elements consisting of two inertances and two capacitances

ーク形)の組み合わせについて検討する必要が生じてくる。

前と同様に C_f , C_p および絞りの抵抗を無視すると、

安定条件は第1報の4.2から

$$\omega_{re} > \omega_s^2 > \omega_f^2 > \omega_{re} > \omega_s \quad (23)$$

あるいは

$$\omega_{re} > \omega_{re} > \omega_s > \omega_s^2 > \omega_f^2 \quad (24)$$

ここで

$$\omega_{re}, \omega_s = \frac{(M_2 C_1 + M_4 (C_1 + C_3) \pm \sqrt{(M_2 C_1 + M_4 (C_1 + C_3))^2 - 4 M_2 M_4 C_1 C_3})}{2 M_2 M_4 C_1 C_3} \quad (25)$$

$$\omega_{re} = (M_2 + M_4) / (M_2 M_4 C_3) \quad (26)$$

M_4 が十分大きいときは

$$\omega_{re} \approx \omega_{re} + 1 / (M_2 C_1), \quad \omega_s \approx 0 \quad (25a)$$

$$\omega_{re} \approx 1 / (M_2 C_3) \quad (26a)$$

したがってこの場合は ω_{re} が小さくなるため、式(24)を満足することができない。しかしながら式(25a), (26a)から、 $\omega_{re} > \omega_{re} > \omega_s$ は満足しているから、 C_1 を小さくとり、かつ慣性 M_2 は

$$\omega_{re} = (1/C_1 + 1/C_3) / M_2 > \omega_s^2 \quad (27)$$

$$\omega_{re} = 1 / (M_2 C_3) < \omega_s^2 \quad (28)$$

となるように選べば、式(23)を満足することができる。

以上をまとめると、スプール弁の場合にはFig.3のように容量と絞りとを1個ずつ挿入し、慣性 M_2 を大きくとることにより安定化を図ることができる。

ポペット弁の場合には、Fig.4のように容量と絞りとを2個ずつ用いて系を安定化することができる。 C_1 は弁室容量で零にすることはできないが、できるだけ小さくすることが望ましい。 M_2 は式(27), (28)を満足するように定めなければならない。

3. 実験装置および方法

実験装置の概略をFig.5に示す。ポンプから吐き出された油圧油は、アキュムレータで圧力変動を低減させられたのち、直管路、分割要素、安定化要素、弁を経て大気中に放出される。

安定化要素に関しては、絞りと容量とをそれぞれ1個ずつ用いた場合と、それぞれ2個ずつ用いた場合と

Fig. 5 Scheme of the experimental rig

について実験を行った。絞りはすべてチューク形を用いた。

弁室(容量 C_1) の圧力は $25 \sim 45 \text{ kgf/cm}^2$ ($2.45 \sim 4.41 \text{ MPa}$) の範囲で変化させ、半導体式圧力変換器で検出し、ブラウン管オシロスコープで計測、記録した。平均流量 Q_0 は体積法により測定した。

油圧油はダフニハイドロリックフルイド#44を用い、油温はほぼ 35°C に保った。

弁はポペット形で、質量 $4.214 \times 10^{-4} \text{ kgf} \cdot \text{s}^2/\text{cm}^2$ (0.00413 kg)、弁のばね定数 155 kgf/cm (1520 N/cm) のものを用いた。

4. 実験結果および考察

Fig.6は、安定化要素として容量と絞りを1個ずつ用いたときの、減衰率 $D = 20 \log_{10} |\hat{P}_1(i\omega) / \hat{P}_s(i\omega)|$ と合成抵抗 $X_s = \sqrt{R_s^2 + (\omega M_s)^2}$ との関係を示したものである。ここで ω は系の基本固有角周波数を表す。

X_s が大きいほど減衰率 D は大きくなり、分割効果が良いといえる。ただし X_s は ω を含んでいるため、必ずしも絞りの寸法のみで X_s の値が定まらないので注意を要する。

ポペット弁の場合、 ω は弁の固有角周波数 ω_n と ω_f との間にあるから¹⁾、 ω_n と ω_f の両方が大きいほど、言い換えると弁質量が小、ばね定数が大なるほど ω も大きくなり、分割効果も良くなるといえる。

実験の結果は、すべての場合に不安定で発振を起こしたが、これは2.2で述べたことと一致する。すなわちポペット弁の場合には、容量、絞りを一つずつ用いて系を安定化することは困難であるといえる。

安定化要素として容量と絞りを2個ずつ用い、絞りの大きさを様々に変えた場合の実験結果をTable1に示す。

表中 "CAL" の上の欄は、式(1)で $n=4$, $C_f=C_p=0$ とした場合の計算結果を示している。 C_f, C_p を無視し

Fig. 6 Damping coefficient D vs reactance X_2 for the system with one restriction and one capacitance

ているため計算結果は実験よりも不安定になる傾向があるので、圧力源の圧力 P_1 を実験値より下げゆき、系が安定になる限界の P_1 を示している。

Table 1によると、計算結果と実験結果とはよく似た傾向を示している。

$d_2/L_2 = 4/20$ に対しては計算結果の方が不安全側すなわち計算で安定でも実験では不安定な場合が起こるが、その他の場合はいずれも計算の方が安全側すなわち計算で不安定でも実験では安定な範囲が存在するようである。

"CAL"の下欄は、抵抗値 $R_2=0$ 、 $R_4=0$ とした場合の計算結果を示している。この場合には抵抗が存在すると系が安定化する傾向にある。抵抗値を無視した場合には計算がずっと容易になるので、本実験の範囲内では、抵抗を無視して計算すれば、容易に安定判別を行うことができる。なおこの場合、結果は安全側すなわち実際よりも不安定に出る。

5. 結 論

一つの制御弁が下流端に設置されている分岐のない直列油圧系に容量や絞りを追加、挿入することにより、系を分割、安定化できることを明らかにした。

また、ポベット弁を用いて実験を行い、理論が正し

Table 1. Experimental results for the system with two restrictions and two capacitances

O: pressure amplitude < 1 kgf/cm² (0.098 MPa)

Δ: 1 kgf/cm² (0.098 MPa) < pressure amplitude < 10 kgf/cm² (0.98 MPa)

X: pressure amplitude > 10 kgf/cm² (0.98 MPa)

CAL: stab. limit of P_1 (Data with parentheses correspond with the calculation neglecting the resistances R_2 and R_4)

d_2/L_2	R_1 mm/cm	2/20				4/20				2/40				4/40			
		P_1	P_2	P_3	CAL	P_1	P_2	P_3	CAL	P_1	P_2	P_3	CAL	P_1	P_2	P_3	CAL
2/20	25	O	O	O	5	O	O	O	35	X	Δ	Δ	0				
	35	O	O	O		Δ	Δ	O		X	Δ	Δ					
	45	X	Δ	Δ	(5)	Δ	Δ	O	(35)	X	Δ	Δ	(0)				
4/20	25	X	Δ	Δ	5	O	O	O	35					O	O	O	20
	35	X	Δ	Δ		O	O	O						Δ	O	O	
	45	X	Δ	Δ	(5)	O	O	O	(35)					Δ	O	O	(15)
2/40	25	O	O	O	10					O	O	O	0				
	35	Δ	Δ	O						X	Δ	O		O	O	O	20
	45	Δ	Δ	O	(5)					X	Δ	O	(0)	O	O	O	(20)
2/40	25					O	O	O	35	X	Δ	Δ	0	O	O	O	20
	35					Δ	Δ	O	(35)	X	Δ	Δ		O	O	O	
	45					Δ	Δ	O	(35)	X	Δ	Δ	(0)	O	O	O	(15)

いことを確かめた。

この結果、次のような結論を得た。

- 抵抗、慣性あるいは容量の大きい要素を系に挿入することにより、系を二つに“分割”する（互いに独立した二つの系に分ける）ことができる。
- 管路系の場合、通常は本質的に系は不安定になるが、弁と管路との間に容量や絞りを挿入することにより、系を分割し、さらに安定化することができる。
- (b)において、スプール弁の場合は、容量とチョーク形絞りをそれぞれ2個ずつ用いれば系を安定化することができる。
- (b)において、ポベット弁の場合は、容量とチョーク形絞りをそれぞれ2個ずつ用いれば系を安定化できる。ここにおいて、管路に近い絞りの慣性は十分大きく、弁室の容量はできるだけ小さく、さらに弁に近い方の慣性は式(27)、(28)を満足するように定めなければならない。また、弁の質量は小さく、弁のばね定数が大きくなるほど安定化しやすい。

終わりにあたって、実験にご協力頂いた当時上智大学院生の荻田圭司氏に厚く謝意を表する。

参 考 文 献

- 高橋浩爾，山口隆平：一つの制御弁を含む油圧系の安定性（第1報 安定判別法），油圧と空気圧，10-3（1979）
- 例えば浦田暎三：ばね，質量，流体系の安定問題，日本機械学会論文集，37-301，1653/1661，（昭46-9）