

# 空気圧駆動マニュアルロードの基礎的研究

王 渝\* ・ 段 野 勝\*\*  
田 中 慎 也\*\* ・ 大 井 誠\*\*\*

## Fundamental Studies on Manual Loader Using Air Cylinder

Yu OH ・ Masaru DANNO  
Shinya TANAKA ・ Makoto OUI

A machine which is lifted and transferred of a load, about 50kg, with the aid of the fluid power is called a Manual loader or a balancer. An air cylinder is adopted to this fluid power. Spool valve which is behaved as the manipulator is attached to the holder of the load. When an operator is lifted the spool of this valve, the valve is opened by the displacement of the spool, then the load is lifted by movement of the air cylinder caused by this valve opening. Since this movement of the air cylinder is behaved as feedback action to that valve, the load is followed to the spool lifting. This feedback action is frequently induced a continuous vibration which is called hunting. This report investigates the stabilization of this loader, theoretically and experimentally.

### 1. 緒言

数十kgの重量物を他からパワーの助けを受けて、手動によって持ち上げ移動させる装置をここではマニュアルロード（以下ロードと呼ぶ）と呼んでいる。正式名称はないようで、バランサーからハンドなど種々の名前と呼ばれていて、空気圧、電力を動力としたロードが市販されている。空気圧駆動は空気の圧縮性のため滑らかな移動が難しいが、軽量、安価であるため本研究では動力として空気圧シリンダを採用した。空気圧シリンダの操作部にあたるスプール弁を載荷台に取り付け、弁のスプールを把手としてこれを持ち上げると弁が開いて空気圧シリンダが荷重を持ち上げ、この変位がフィードバック動作となって把手の持ち上げに見合った荷の持ち上げ動作が行われる。シリンダの動きは天秤または滑車によって拡大して実用に供するのであるが、先ず基礎的研究として天秤、滑車を持たない簡単な装置で実験を行い、ロードの安定性についての検討を行った。<sup>(1)</sup>

### 2. 記号

A : 空気圧シリンダの面積

$g_1$  : スプール弁を通る空気の質量流量

$g_2$  : 安定化タンクを繋ぐ毛細管内の質量流量

---

\* 北京理工大    \*\* 機械工学科    \*\*\* 藤堂工業(株)

- $K$  : ばね定数
- $K_r, K_v$  : スプール弁の開孔係数及び圧力流量係数
- $K_v$  : 弁の流量ゲイン
- $K_x$  : スプール弁の流量ゲイン
- $K_o$  : 空気圧シリンダの変位の拡大率
- $n$  : ポリトロップ指数
- $p, p_i$  : 空気圧シリンダに加わる圧力及び供給力
- $p_o$  : 空気圧シリンダの初期圧力
- $v_o$  : 空気圧シリンダの初期容積
- $v_i$  : 安定化タンクの容積
- $W$  : 荷重
- $x, x_i$  : スプール及びスリーブの変位
- $x_v$  : スプールとスリーブの相対変位  $= x - x_i$
- $\alpha$  : 毛細管の流れ係数  $= \pi d^4 / (128 \cdot \eta \cdot l)$
- $\beta$  : 弁に関する係数  $= K_v / K_r$
- $\mu$  : ダッシュポットの粘性摩擦係数
- $\omega$  : 角振動数
- $\omega_n$  : 固有角振動数

### 3. 解析ならびに基礎実験

ローダの原理を図1に示す。シリンダには摩擦の小さいベロフラムシリンダ（シリンダ面積4

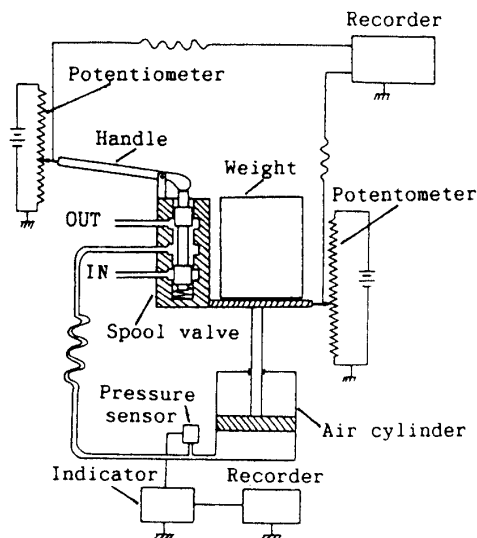


Fig. 1 Experimental apparatus

$2 \text{ cm}^2$ 、ストローク  $11.6 \text{ cm}$ ）を選んだ。ピストンに設けられた載荷台にスプール弁（比例弁）を取り付け、スプールにつながる把手を持ち上げることによってシリンダは載荷台上の荷重を上昇させ、これにつながる弁のスリーブも上昇する。このことがフィードバック動作となって、スプールの持ち上げに見合った荷重の上昇となる。逆にスプールを下げるとシリンダは排気されて荷重はこれに応じて降下する。スプールの上昇すなわち変位はポテンシオメータによって電気信号に変換し、荷重の変位もポテンシオメータによって電気信号に変換した。これらの両信号はそれぞれ X-Y レコーダの X 軸ならびに Y 軸に与え、動作を記録した。スプールの持ち上げに正しく荷重が追従すれば、レコーダには直線が描かれる。このことから装置の安定性を調べた。前述のようにローダにはフィードバック動作を含むため、条件によってはハンチングとよばれる振動を起こす。図 1 に示す装置には取り付けられていないが、解析においてはこれを防止するためシリンダにはばね、ダッシュポットを設け、またシリンダの入り口には毛細管を経て安定化タンク<sup>(2)</sup>を設けた場合の検討をフルビッツ法によって行った。

#### 4. 解析

手動で持ち上げるスプールの変位を  $x$  とする。この変位によって弁が開き、荷の上昇に伴ってスリーブは  $x_1$  変位する。したがって、弁の開孔面積  $F$  は近似的に  $x - x_1$  に比例する。すなわち、

$$F = K_f(x - x_1) = K_f x_v \quad (1)$$

スプール弁を通る線形化した空気の質量流量  $g_1$  は<sup>(3)</sup>

$$\begin{aligned} g_1 &= \left( \frac{\partial g_1}{\partial x_v} \right) x_v + \left( \frac{\partial g_1}{\partial p} \right) p \\ &= K_v x_v - K_p p \end{aligned} \quad (2)$$

流入側と流出側の圧力比  $p/p_1 \leq 0.528$  となると流速は音速となり、 $k_{12}$  は無視でき、

$$g_1 = K_v x_v = \beta F = \beta K_f x_v \quad (3)$$

となることが知られている。ここで、

$$\beta = \frac{p_1}{\sqrt{RT}} \sqrt{n \left( \frac{2}{n+1} \right)^{\frac{n+1}{n-1}}}$$

次にシリンダの流入孔に設けられている安定化タンクに毛細管を経て流れる空気の質量流量  $g_1$  は圧縮性を考慮して、

$$g_1 = \frac{\pi d^4 p_0}{128 \eta R T l} (p - p_1) = \alpha \frac{p_0}{R T} (p - p_1) \quad (4)$$

ここで  $d$  及び  $l$  はそれぞれ毛細管の内径及び長さで、 $p_0$  は圧力の初期値である。安定化タンクに流入する流量によって圧力  $p_1$  が増加するものとすれば、タンク内空気の物質収支より、

$$g_1 = \frac{V_c}{R T} \frac{d p_1}{d t} \quad (5)$$

空気圧シリンダ内の圧力変化によるエネルギー方程式は

$$p_0 A \frac{d x_1}{d t} + V_c \frac{d p}{d t} = R T (g_1 - g_2) \quad (6)$$

式 (2)、(3)、(4)、(5) 及び (6) のラプラス変換を行い、整理すれば、

$$x(s) - \left[ \frac{p_0 A}{R T K_v} s + 1 \right] x_1(s) = \left[ \frac{V_c}{R T K_v} s + \frac{1}{K_v} \left\{ K_p + \frac{V_t s / (R T)}{V_t s / (\alpha p_0) + 1} \right\} \right] p(s) \quad (7)$$

次にシリンダ内の圧力変化  $p$  によって生ずる荷重  $W$  の運動は、

$$A p = W \frac{d^2 x_1}{d t^2} + \mu \frac{d x_1}{d t} + K x_1 \quad (8)$$

式 (8) をラプラス変換し、これを  $W = 1 / K_1$  で割って標準化すると

$$K_1 A p(s) = (s^2 + 2 \zeta \omega_n s + \omega_n^2) x_1(s) \quad (9)$$

ここに

$$\omega_n = \sqrt{\frac{K}{W}}, \quad \zeta = \frac{\mu}{2 \sqrt{W K}}$$

式 (7) 及び式 (9) を用いてスプール持ち上げ変位  $X(s)$  を入力とし、荷重すなわちスリーブの追従  $X_1(s)$  を出力としたときのブロック線図を示せば図2のようである。 $p / p_1 \leq 0.528$  の時は前述のように  $K_p$  はきわめて小さく、弁を通る流量は弁の開度のみに依存することとなる。このときは図2の  $G_4$  すなわち  $K_p$  を零として扱う。図中  $G_1$ ,  $G_2$  などは次のようである。

$$G_1 = K_v$$

$$G_2 = \frac{R T}{V_c s}$$

$$G_3 = \frac{K_1 A}{s^2 + 2 \zeta \omega_n s + \omega_n^2}$$

$$G_4 = K_P$$

$$G_5 = \frac{\frac{V_t}{RT} s}{\frac{V_t}{\alpha p_0} s + 1}$$

$$G_6 = \frac{p_0 A}{RT K_V} s + 1$$

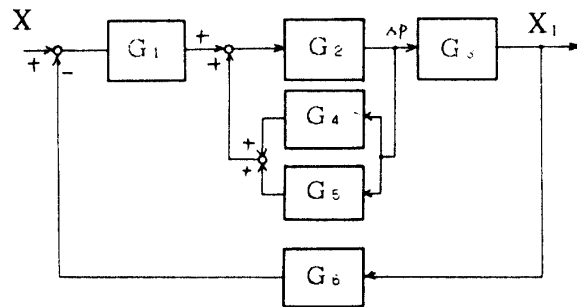


Fig.2 A block diagram of loader

ローダの動作の安定化を検討するため、装置にばねダッシュポット並びに安定化タンクを取り付けた場合についてフルビッツ法によって解析した。図2より系の特性方程式は

$$a_0 s^4 + a_1 s^3 + a_2 s^2 + a_3 s + a_4 = 0 \quad (10)$$

であり、各係数は、

$$a_0 = V_t V_c$$

$$a_1 = V_t K_P R T + (V_c + V_t) \alpha p_0 + 2 \zeta \omega_n V_c V_t$$

$$a_2 = K_P R T \alpha p_0 + V_c V_t \omega_n^2 + K_1 A^2 V_t p_0$$

$$+ 2 \zeta \omega_n (V_t K_P R T + V_c \alpha p_0 + V_t \alpha p_0)$$

$$a_3 = 2 \zeta \omega_n K_P R T \alpha p_0 + \omega_n^2 (V_t K_P R T + V_c \alpha p_0 + V_t \alpha p_0)$$

$$+ K_1 A (\alpha p_0^2 A + R T K_V V_t)$$

$$a_4 = K_P R T \alpha p_0 \omega_n^2 + K_1 A \alpha p_0 R T K_V$$

によって与えられる。

## 5. 計算結果と実験的考察

式(10)を用い供給圧力300kPaを与えて安定性を計算した結果は図3(a), 及び(b)のようである。実際スプール弁では弁の半径すきまや、ラップ量の仕上げの関係から漏れ

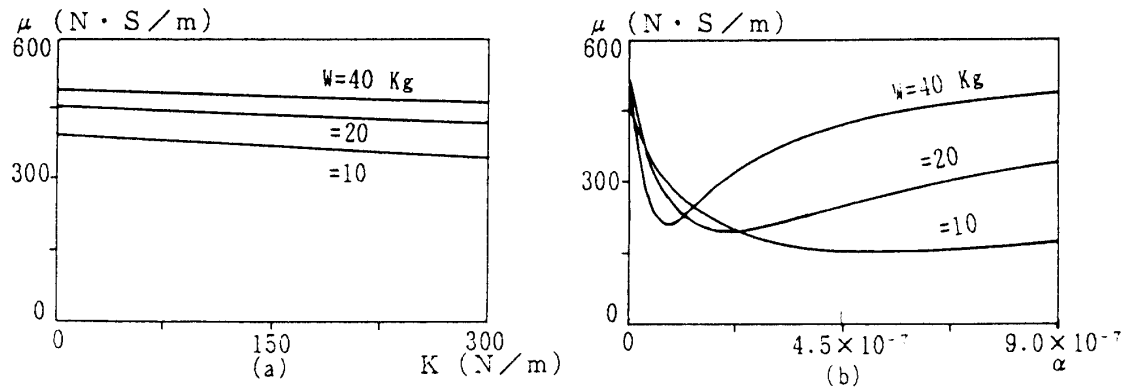


Fig.3 Regions of stability (analysis)

が生じるため $K_{cr}$ は零とわならず、スプールの変位とともに増大する。図3(a)にダッシュポットの粘性摩擦係数 $\mu$ とばね定数 $K$ の関係を荷重 $W$ をパラメータとして示した。図示した曲線の上部が安定領域で、 $K_{cr}$ は $1 \times 10^{-8}$ と与えて計算している。このように荷重が大きくなると慣性の影響を受け安定性は悪くなる。同図(b)は容量1000ccの安定化タンクを設けた場合で、タンクに導かれる毛細管の係数 $\alpha$ は大きくても、小さくても悪く、 $1.2 \times 10^{-7}$ 付近で良好な結果が得られる。

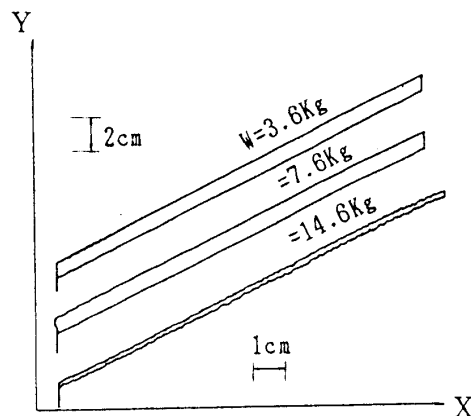


Fig.4 Regions of stability (experiment)

速度を5cm/sとし、把手の変位をX-YレコーダのX軸に、荷重すなわちスプール弁のス

リーブの変位をY軸にとって実験結果を示せば図4のようである。実験ではダシュポットの $\mu$ やばね定数Kを与えることができなかったため、多くの事象についての検討はできなかったが、荷重Wが大きくなると解析結果で述べたように不安定となる傾向が現れる。また図は類似であるので省略したが供給圧力を上昇させても不安定となるが、持ち上げ速度は安定性に大きい影響を与えない。荷重の上昇時と下降時にヒステリシスがあるのは、速度によって弁の相対変位量に差があるのと、弁のオーバーラップ量の影響と考えられる。

## 6. 結 言

摩擦力の小さいベロフラムシリンダを利用したマニュアルローダの基礎的研究を実施し、次の結論を得た。

- (1) シリンダの背圧部は大気開放しているため、空気の圧縮性とフィードバック動作によって持ち上げる荷重が大きくなると動作が不安定となる。
- (2) シリンダの供給圧力を増加させても不安定となるが、
- (3) 荷重の持ち上げ速度には大きい影響を与えない。
- (4) 理論的にはシリンダ入り口に安定化タンクを取り付けタンク入り口の絞りを調整することにより安定化に導けるようである。

本研究は、福井工業大学特別研究費を受けて行ったことを付記し、感謝の意を表します。

## 参考文献

- (1) 王 渝・段野 勝, パワーアシステッドマニュアルローダの基礎的研究、日本機械学会北陸信越支部講演論文集, No. 947-01 (1994), 116
- (2) J.L.SHEARER, Study of Pneumatic Processes in the Continuous Control of Motion With Compressed Air, Trans. ASME, Vol.78 (1956), 243
- (3) 田中 裕久, 油空圧のデジタル制御と応用, (1987), 162, 近代図書

(平成7年12月4日受理)