

空気圧シリンダの速度と管路長の関係

段 野 勝*・島 田 貢 明**・菊 地 俊 二***

Relationship between Pneumatic Cylinder Velocity and Pneumatic Tube Length

Masaru Danno, Mitsuaki Shimada and Shunji Kikuchi

When an air cylinder is controlled remotely using a long pneumatic tube, the piston velocities are influenced by the length and the inside diameter of the tube which is joined from an air reservoir. A typical analysis of the behavior of cylinder was done by Shearer, but there was no analysis of the piston velocity when the tube length was changed. This report investigates chiefly the variation of piston velocity caused by connecting the long pneumatic tube, from 20m to 60m and an inside diameter 4mm, experimentally and analytically. In the experiment, the cylinder was equipped vertically, and work test was made by pulling up a load. As a result it became clear that the piston velocity varies inversely as the square root of the tube length and varies in proportion to approximately 1.13 power of the supply pressure. These relations could be represented by a numerical equation which was convenient to obtain the piston velocity when the tube length and supply pressure etc. were given.

Key Words : Oil and Air Hydraulics, Actuator, Pipe Line, Pipe Flow, Air Cylinder

1. 緒言

エアシリンダを長い管路によって遠隔操作すると空気圧の伝達送れによって運動が不調となり速度低下を引き起こす。このため管路長が速度に及ぼす影響を明らかにすることが求められていた。すでにエアシリンダの代表的な運動解析に Shearer の研究⁽¹⁾のほか、温度変化を考慮したシリンダの動作特性の研究⁽²⁾などがある。空気圧管路の信号伝送遅れについても多数の研究がある。しかし管路末端に一定容積の容器に繋がる場合^{(3)・(4)}やダイアフラム調節弁に繋がる場合の研究はあるが⁽⁵⁾、摩擦を伴うシリンダに繋がる場合の研究は見当たらない。このほか空気圧管路ではなく空気圧回路の基本として抵抗を持つ空気圧抵抗容量系としての動特性を取り扱った研究⁽⁶⁾や解説⁽⁷⁾などがあり興味ある示唆を与えている。

この研究は鉛直に設置されたエアシリンダの入り口に電磁弁を設け、エアタンクからの管路長をかえて、電磁弁を開いた瞬間からのシリンダ内の圧力とピストン速度を数値計算と実験によって解析し、管路長が速度におよぼす影響を明らかにした。一般にピストンはパッキンなどの摩擦の影響を受けるので、いたずらに厳密な解析をおこなっても無意味なことが多いといわれている。そこでシリンダについては摩擦力が小さく安定となるようにシリンダの選定とパッキンの調整などを入念に行った。

* 機械工学科 ** 仁愛女子短期大学 *** リスロン(株)

2. 主な記号

A_c : ピストン受圧部の有効面積	p_a : 大気圧
D : 管路内径	p_i : 供給空気圧
F_d : 動摩擦力	R : ガス定数
F_s : 静止摩擦力	t : 時間
f : 粘性減衰係数	V : シリンダ容積
g : 重力の加速度	v : ピストン速度
K : 時定数	w : 流速
L : 管路長	ρ : 空気密度
M : 負荷質量	τ : 微小時間
m : シリンダ内空気質量	ξ : 抵抗係数
p : シリンダ内圧力	

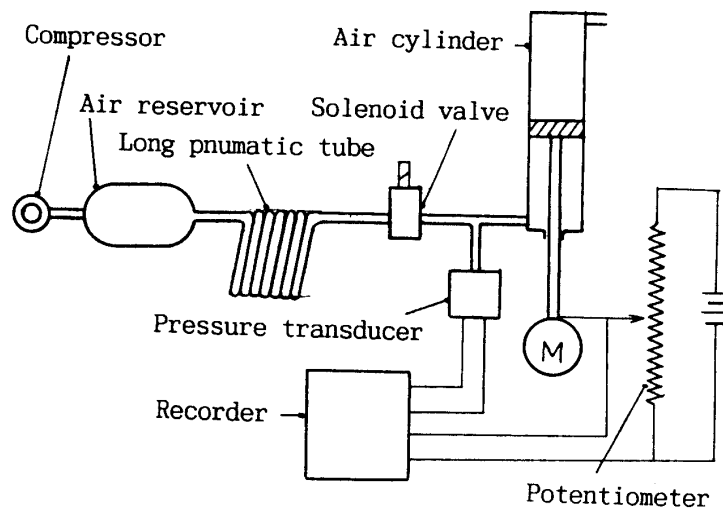


図1 実験装置

3. 実験

実験装置の概要を図1に示す。シリンダは内径50mm、ストロークは450mmで、これを鉛直に設置して荷重を引き上げる仕事をした。ピストン速度は先ずポテンシオメータによって変位を電気信号に変換し、電磁オッシログラフに記録し、この記録を0.05秒間隔に読取り、速度をもとめた。この研究は管路の長さがピストン速度に及ぼす影響の調査が目的であるので、電磁弁以外のエアーコントロールユニットは管路の外に置いた。またシリンダにはメータアウトの速度制御機構は設けていない。管路の長さの影響が顕著に現れるように内径4mmの細いナイロン管を使用し、長さ20～60mについて実験を実施した。供給圧力は0.2～0.3MPaで荷重は2～6kgとした。またシリンダ入り口に圧力変換器を取り付け空気圧の時間的变化を電磁オッシログラフに記録した。実験に先だって、シリンダの摩擦力ならびに粘性減衰係数を求めるた

め、適当な一定圧力をシリンダに与えてピストンを定速運動とし、このときの抵抗力を圧力とピストン面積の積から求め速度との関係をしめせば図2のようである。図中の実線は最小二乗法によって求めたもので、縦軸との交

点は動摩擦力を示し、勾配は粘性減衰係数を示す。結果として動摩擦力 4.34N および粘性減衰係数 38 N s/m を得た。静止摩擦力は圧力を徐々に加圧しピストンが運動を始めるときの力をピストン面積と圧力の積から求め 4.4 N を得た。参考のため、ピストンにパッキンの無い、摩擦力が幾分小さいしかもストローク (73 cm) の長い理想的なエアシリンダを試作した。

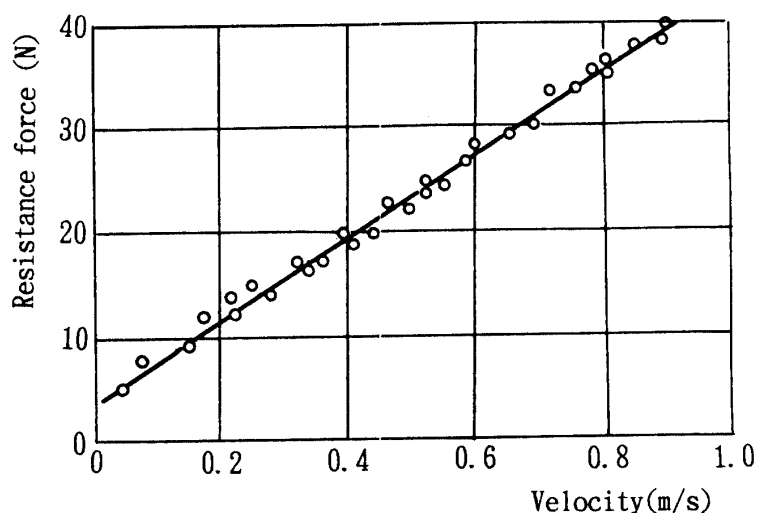


図2 速度と抵抗力の関係

シリンダは内径 58.8 mm のアク

リル管で、リーマを通して内径を均一に滑らかにしている。ピストンはロッドを持たず、材質はテフロンおよび塩化ビニールを使用した。質量は 0.5 kg, 1.0 kg, および 1.5 kg 三種で、質量の調整は内部に大きさの異なる金属を埋め込んで行っている。はめあいは凡そ ± 0.05 mm とした。この装置では強度の関係から供給圧力は 20 ~ 60 kPa で実験を行った。先と同様にして求めた静、動摩擦力は共に 3 N で、粘性減衰係数は 35 N s/m であった。

4. 解析

4. 1 数値計算法

解析に当たっては管路が長いことから温度は一定とし、管内の空気の圧縮性は無視するが、シリンダ内の圧縮性は考慮する。すなわちシリンダ内の圧力、空気密度および容積は時間と共に変化するが、微小時間 τ 内では圧力差 $p_i - p$ によって $w(t)$ なる流量で空気が流れるから、このときエネルギー式は

$$P_i = P + \frac{1}{2} \rho w(t)^2 + \xi \frac{1}{2} \rho w(t)^2 + \rho L \frac{dw(t)}{dt} \quad \text{----- (1)}$$

によって表される。ただし p および ρ は微小時間 τ 内では一定として扱うものとする。この間において $w(t)$ は時間とともに変化し、 $w(t + \tau)$ に達する。いま仮定として時間が十分経過して流れが定常になったとし、そのときの流速を w_s とすれば、

$$P_i = P + \frac{1}{2} \rho w_s^2 + \xi \frac{1}{2} \rho w_s^2 \quad \text{----- (2)}$$

ここで、 ξ は抵抗係数で、入り口および出口などの損失と管摩擦係数の和である。式 (1) およ

び式(2)から

$$t = K \ln \left\{ \frac{w_s + w(t)}{w_s - w(t)} \right\} + C_2 \quad \text{----- (3)}$$

ただし C_2 は積分定数、 K は系の時定数で、

$$K = \frac{L}{(1+\xi)w_s} \quad \text{----- (4)}$$

いま時間 t を $t=0, t_1, t_2, \dots, t_k, t_{k+1}, \dots$ に分割して計算を進める。ただし $\tau = t_{k+1} - t_k$ とする。先ず $0 \leq t \leq t_1$ について考える。 $t=0$ において供給圧力が p_i でシリンダ内圧力 p が $p=p(0)$ および空気密度 ρ が $\rho=\rho(0)$ で流れが定常となったと仮定し、式(2)よりそのときの w_s を w_{s0} とすれば、

$$w_{s0} = \left\{ \frac{P_i - P(0)}{\frac{1}{2} \rho(0)(1+\xi)} \right\}^{\frac{1}{2}} \quad \text{----- (5)}$$

この時間区間では、式(3)において $t=0$ のとき $w(t)=0$ であるので $C_2=0$ であり K は $K=K_0$ と書くと、 $w(t)$ は、

$$w(t) = w_{s0} \tanh \frac{t}{2K_0} \quad \text{----- (6)}$$

このとき K_0 は

$$K_0 = \frac{L}{(1+\xi)w_{s0}} \quad \text{----- (7)}$$

によって与えられる。したがって式(5)～式(7)を用い、 $0 \sim t_1$ の間に弁に流入した空気の質量 $\Delta m(t_1)$ は

$$\Delta m(t_1) = \rho(0) A_p w_{s0} \int_0^{t_1} \tanh \frac{t}{2K_0} dt = 2K_0 \rho(0) A_p w_{s0} \ln \cosh \frac{\tau}{2K_0} \quad \text{----- (8)}$$

ここで A_p は管断面積である。 $\Delta m(t_1)$ の流入によって p は静摩擦力と負荷に打ち勝ってピストンが移動するまでの間上昇しつづける。いま時刻 t_1 におけるシリンダ内の全空気量 $m(t_1)$ は始めにシリンダ内に存在していた空気の質量 $\rho(0) \cdot V(0)$ と $\Delta m(t_1)$ の和である。すなわち

$$m(t_1) = \rho(0)V(0) + \Delta m(t_1) = \frac{\{\rho(0)V(0) + \Delta m(t_1)\}RT}{V(0)}$$

したがってシリンダ内圧力 $p(t_1)$ は

$$P(t_1) = \frac{m(t_1)RT}{V(0)}$$

つぎに $t_1 \leq t \leq t_{k+1}$ については、先と同様に式(2)より $p(t)$ が $p(t_k)$ の値を保って、仮に十分時間が経過して定常になったときの流速 w_s を w_{sk} とすれば、

$$w_{sk} = \left\{ \frac{P_i - P(t_k)}{\frac{1}{2} \rho(t_k)(1+\xi)} \right\}^{\frac{1}{2}} \dots\dots\dots (9)$$

この条件におけるKを K_k とすれば、

$$K_k = \frac{L}{(1+\xi)w_{sk}} \dots\dots\dots (10)$$

この場合は $t = t_k$ を出発点とみなし、 $t = t_k = 0$ のとき $w(t) = w(t_k)$ なる初期条件を考慮すれば式(3)より時間区間 $t_k \leq t \leq t_{k+1}$ では

$$w(t_{k+1}) = w_{sk} \left\{ \frac{\exp(t/K_k) - Z}{\exp(t/K_k) + Z} \right\} \dots\dots\dots (11)$$

ここで

$$Z = \frac{w_{sk} - w(t_k)}{w_{sk} + w(t_k)}$$

したがって、時刻 t_k から t_{k+1} の間に弁に流入した空気量 $\Delta m(t_{k+1})$ は $t_{k+1} - t_k = \tau$ であることを考慮し、

$$\Delta m(t_{k+1}) = \rho(t_k) A_p w_{sk} K_k \left\{ 2 \ln \left(\exp \frac{\tau}{K_k} + Z \right) - \frac{\tau}{K_k} - 2 \ln(1+Z) \right\} \dots\dots\dots (12)$$

さきと同様に

$$m(t_{k+1}) = \rho(t_k) V(t_k) + \Delta m(t_{k+1})$$

であるから、時刻 t_{k+1} におけるシリンダ内圧力 $p(t_{k+1})$ は、

$$P(t_{k+1}) = \frac{m(t_{k+1})RT}{V(t_k)}$$

となり、ピストンの動きだす条件

$$A_c P > Mg + F_s + P_a A_c \dots\dots\dots (13)$$

を満たすまで上記計算を繰り返す。圧力 p が $p = p(t_k)$ となると、ピストンは運動を始めるものとする。このとき運動方程式は、

$$A_c(P - P_a) = M \frac{d^2 x}{dt^2} + f \frac{dx}{dt} + Mg + F_d \dots\dots\dots (14)$$

式(14)を満足するようにピストンの運動と運動に伴うシリンダの容積増加を考慮にいれて前述の計算手法を進めることによりピストン速度の時間的変化を求めることができる。ただし初速 $dx/dt = 0$ として計算をはじめ。

4. 2 平衡速度の簡易計算

ピストンは運動開始後、時間の経過と共に平衡速度（定速度）となる。いま管内流れを先と同様等温変化と仮定し、摩擦による圧力損失をダルシー・ワイスバッハの式に従うものとし空気の圧縮性を考慮すれば、 dt 時間に流れる空気の質量 dm は、

$$dm = \frac{1}{R_w} \sqrt{P_i^2 - P^2} dt \quad \text{-----} (15)$$

ここで、 R_w は管路の空気抵抗で

$$R_w = \sqrt{\frac{16\lambda RTL}{\pi^2 D^5}} \quad \text{-----} (16)$$

この流入空気量によって、シリンダ内の圧力と体積増加は

$$VdP + PdV = RTdm$$

ピストンが平衡速度となったとき、圧力の時間的变化はなく $dV/dt = A_c dx/dt$ であるので、シリンダ速度は、

$$\frac{dx}{dt} = \frac{RT}{A_c PR_w} \sqrt{P_i^2 - P^2} \quad \text{-----} (17)$$

によって与えられる。式 (17) 中の R_w は L と D に関係しているので、式 (14) 右辺第1項を零とした式と連立させて計算することにより供給空気圧をパラメータとして、 L と D によるピストン速度の影響を知ることができる。

5. 結果と考察

使用した管路は内径 4 mm で種々の供給圧力ならびに負荷質量で実験したが、一例として供給圧力ならびに負荷質量を 0.25 MPa ならびに 4 kg を与えた結果を図 3 ならびに図 4 に示す。弁を開いた後、シリンダ内圧力は上昇し、シリンダの静止摩擦力に打ち勝つ圧力まで上昇すると、ピストンは運動を始める。ピストン速度が上昇すると管路の抵抗によってそれに見合う空気の供給が不足してシリンダ内圧力が減少し、速度が低下する。これによって

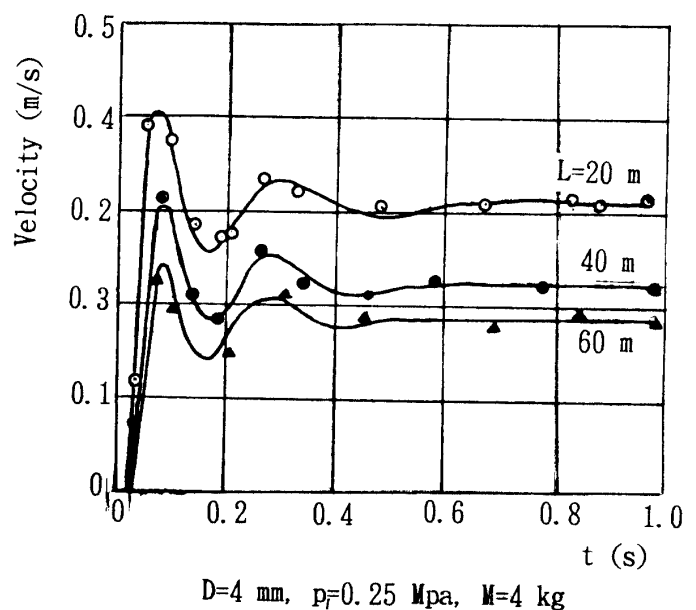


図 3 速度と時間の関係

再び圧力が上昇して速度が上昇し、この繰り返しの後、圧力、速度ともに平衡値となる。ストロークが終了しピストンが停止すると、シリンダ内圧力は供給圧力まで上昇するが、図には記入していない。管路長がピストン速度におよぼす影響を図5に示す。図中のプロットは実験結果を示している。図からピストン速度は管路長の平方根に逆比例していることが認められる。式

(16)には $L^{0.5}/D^{2.5}$ の項が含まれていることを考慮して縦軸に速度を取り、横軸に $D^{2.5}/L^{0.5}$ をとった関

係は直線となり、両者には比例関係があることが分かる。また速度は供給圧力の1.13乗に比例し、負荷質量の0.4乗に逆比例することも認められた。以上の関係をまとめて表現すると、ピストン速度 v は実験の範囲内では

$$v = \frac{4.93 P_i^{1.13} D^{2.5}}{L^{0.5} W^{0.4}} \quad (18)$$

によって表すことができる。式(18)は前述の理想シリンダについても良く当て嵌まる。なお式中の p_i はゲージ圧 (Pa) で与えている。

式(18)によって求めた平衡速度と実験によって求めた平衡速度の関係を図6に示す。図には実験に使用した実用シリンダの結果と試作した理想シリンダの結果をプロットの種類を変えて示した。実線からのばらつきは計算と実験との誤差を示している。以上の研究においてシリンダの摩擦力や粘性減衰係数が異なる場合については式(18)に修正のための係数を与える必要があるが、この点については課題が残されている。

6. 結言

空気圧シリンダの管路長がピストン速度におよぼす影響について数値解析と実験によって調査した。実験には通常のシリンダのほかアクリル管を使い内部にロッドのない円筒形ピストンを入れたストロークの長い理想的シリンダを試作し実験に供した。

結果を要約すると、実験の範囲内ではピストン速度は管路長の平方根に逆比例し、管内径の

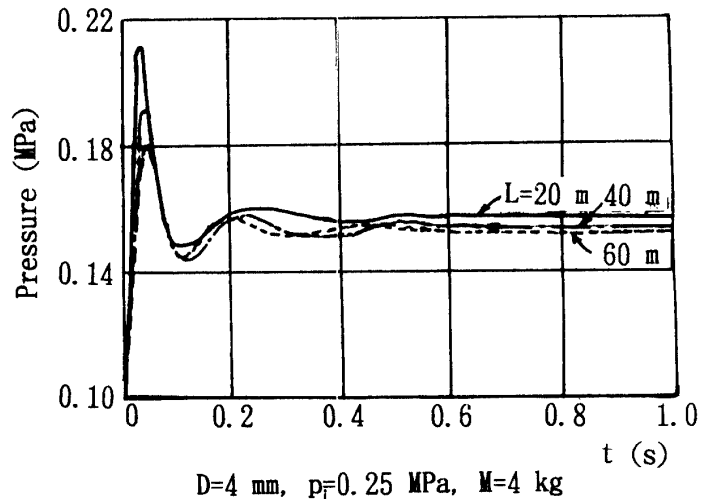


図4 圧力と時間の関係

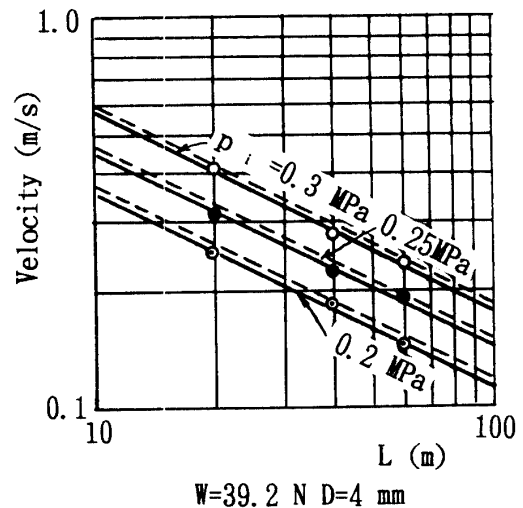


図5 管長と速度の関係

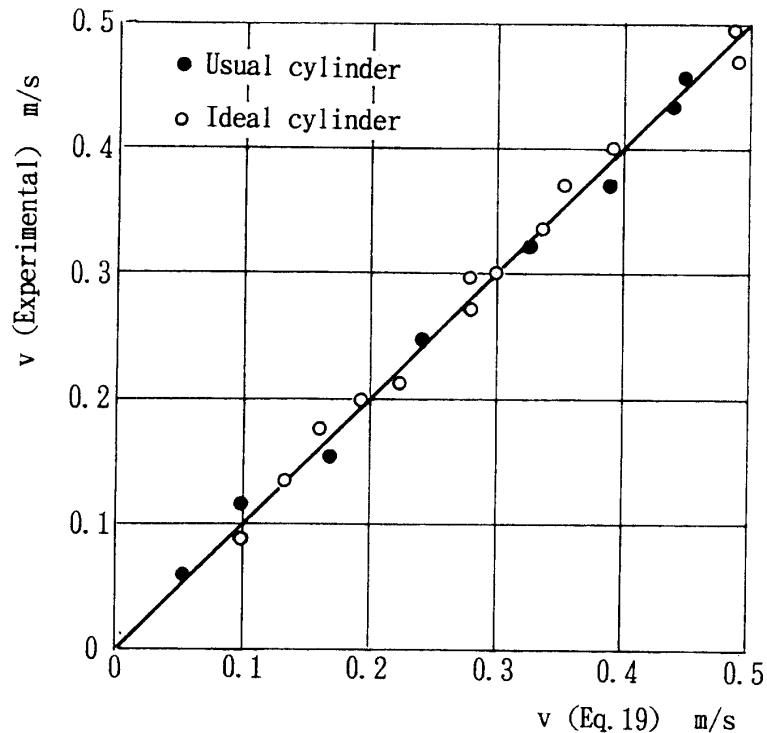


図6 実験によって求めた v と数値方程式
によって求めた v の比較

2. 5乗に比例する。またピストン速度は供給圧力の1.13乗に比例し、負荷質量の0.4乗に逆比例する。この関係は一つの数値方程式によって示すことができた。この式によって求めたピストン速度は通常のシリンダおよび理想シリンダの実験結果と良く一致した。

終りにこの研究の一部に福井工業大学の特別費を受けたことを付記して謝意を表す。

参考文献

- (1) J.L. Shearer, Study of Pneumatic Processes in the Continuous Control of Motion With Compressed Air, Parts I and II, Trans. ASME, Vol.78 (1956), 233.
- (2) 香川・清水・石井、空気圧シリンダのメータアウト制御特性に関する研究（シリンダ内空気温度変化の考慮）、油圧と空気圧、23-1、(1992)、93.
- (3) 松本、ポリトロプ指数の変化を考慮した空気圧信号伝達路の動特性解析、計測自動制御学会論文集、5-3、(1969)、243.
- (4) C.B. Schuder and R.C. Binder, The Response of Pneumatic Transmission Lines to Step Inputs, Trans. ASME, Series D, 81 (1959), 578.
- (5) 横川電機製作所編、工業計測ハンドブック、(1983)、327、東京電機大学出版局、
- (6) 香川・清水、空気圧抵抗容量系の熱伝達を考慮した無次元圧力応答（空気圧抵抗容量系の絞りが閉塞状態を伴う場合のステップ応答）、油圧と空気圧、23-1、(1988)、306.
- (7) 香川、空気圧抵抗容量系の動特性、油圧と空気圧、17-3、(1986) 205.
- (8) 花房、空気圧制御の問題点、油圧と空気圧、8-3、(1977)、135.
- (9) 段野・朝倉・島田・部谷、電空弁ポジションの動特性の改善（第一報、空気圧信号の伝送遅れ）機論、(B編)、55-512 (1989)、1124.

(平成9年10月13日受理)