ベーン形空気圧リニアアクチュエータの試作*

段 野 勝^{*1}, 柴 田 章 司^{*2}
朝 倉 俊 行^{*1}, 林 庄 司^{*1}

Trial Production of a Vane-Tipe Pneumatic Linear Actuator

Masaru DANNO, Shoji SHIBATA,
Toshiyuki ASAKURA, and Shoji HAYASHI

A specially constructed pneumatic actuator has been manufactured on a trial basis. This actuator is meritorious in that it does not have a rod such as an air cylinder and has a considerably long stroke. The principle of this actuator is similar in construction to air motors, and the driving object mounted on a vane moves along a grooved bench. The groove base is in the shape of a rack with wide pressure angles. The air pressure is supplied to the space which is composed of the vane and rack, and then the driving object is moved by vane-applied air pressure. The air leakage passing through the narrow slits of the actuator must be avoided to obtain good moving performance. This report has investigated both theoretically and experimentally the processing accuracy of the device to obtain excellent performance considering the air leakage from the narrow slits.

Key Words: Fluid Power Systems, Vane-type Pneumatic Actuator, Air Motor, Air Cylinder, Air Leakage

1. 緒 言

近年ロッドをもたないエアシリンダが、実用化されてきている⁽¹⁾。ここで報告するアクチュエータもロッドレスアクチュエータと称するもので、エアモータのようなベーンをもつ構造、原理で直線運動を行うようにしたものである。すなわち U 字溝をもつレールの底部を大きい圧力角をもつラックの形状とし、この溝内にエアモータのようにベーンが出入りする駆動体があって、ベーンは駆動体の運動に応じて出入りするようになっている。このラックと駆動体およびベーンとによって形成する三角状空間（以下これを溝という）内に空気圧を作用させると、この圧力がベーンに作用して、駆動体はレール上を運動する。このとき、しゅう動部からの空気の漏えいが大きいと、不必要に空気を消費し、管路抵抗などにより溝内の圧力が大きく低下する。そこで、駆動体に十分な推進力を与えるためには、高精度の加工によって、しゅう動部からの空気の漏えいを極力小さくすることが必要である。本研究はこのようなアクチュエータの試作結果を述べ、十分な性能

をもたせるために必要な加工精度を理論と実験の両面から検討したものである。

2. 原理, 構造ならびに実験装置

図 1 に本機の構造を示す。B はラック形状底面の U 字形溝をもつレールである。駆動体 A には出入りする 2 枚のベーン 1 および 2 があって、図 1 に向かい右方向に駆動させる場合、空気流入口 E_1 , E_2 より、このベーンに空気圧を作用させ、駆動体 A に推力を与える構造となっている。ベーン 1, 2 には同時に空気圧が作用するが、二つのベーンの加圧面積の和は駆動体の位置に関係なく、常に一定 (6 cm^2) となるように設計されている。したがって、駆動体に働く推力はレール

図 1 試作したアクチュエータの断面図

* 昭和 62 年 7 月 14 日 東海支部三重地方講演会において講演、原稿受付 昭和 63 年 3 月 7 日。

*2 正員、福井大学工学部 (〒910 福井市文京 3-9-1)。

*2 学生員、福井大学大学院。

ル上の位置に関係なく常に一定となる。駆動方向の変更は空気流入口 E_1, E_2 を H_1, H_2 に切換えることにより行う。このとき E_1, E_2 は排気口となる。空気圧は駆動体 A に推力を与えると同時に駆動体を上方に持ち上げる力としても作用するので、ガイドによってこれを防いでいる。ガイドと駆動体はローラによって転がり接触となるようにし、しゅう動の抵抗を小さくした。なお、このアクチュエータは初めての試作で、十分な加工精度を得ることができなかったため、しゅう動部から無視し得ない空気の漏えいが認められた。この漏えいの主要部は図 1 中の円内に示すラック形状の山の頂部と駆動体底面との間にできるすきま δ である。この δ の値をシクネスゲージによって計測したところ、駆動体の位置によって多少差異はあるが $150 \sim 180 \mu\text{m}$ 程度であった。その他の部分からの漏えいはわずかであるが考慮に入れて漏れ流量と圧力損失の測定から、流れをオリフィス流れと近似して δ の値を計算したところ平均 $220 \mu\text{m}$ となった。よって、理論的取扱いはすきま δ は他の漏えいも含めて $220 \mu\text{m}$ とした。

本機の性能試験装置を図 2 に示す。駆動体にはコンプレッサからの空気をフィルタおよび弁を通した後、ビニール管を経由して供給する。駆動体の変位、速度および加速度は電気抵抗線と駆動体に取付けられているブラシによってポテンシオメータを構成し、この出力をノイズフィルタ、A-D コンバータを経て、計算機処理を行い求めるようになっている。

3. 記号

- a : ペーンの有効受圧面積 m^2
 A_1, A_2 : 管内断面積 m^2
 b_1, b_2 : 流入口および流出口面積比 $= S_1/S_2, S_3/S_2$
 d : 管内径 (4mm)
 F : 定数 f の無次元量 $= f \cdot T_m/M$

図 2 性能試験装置

- F_T : 負荷の無次元量 $= F_T \cdot T_m / (M \cdot v_0)$
 F_L : 駆動体に作用する負荷 N
 f : 定数 $\text{N} \cdot \text{s} / \text{m} (= 29.4 \text{ N} \cdot \text{s} / \text{m})$
 G : 質量流量 kg / s
 J : 質量 M の無次元量 $= p_H \cdot T_m \cdot a / (M \cdot v_0)$
 l : 管路長さ m
 M : 駆動体の質量 $\text{kg} (= 6.8 \text{ kg})$
 n : ポリトロプ指数 $(= 1.2)$
 p : 圧力 Pa
 p_a : 大気圧 (0.1013 MPa)
 p_{41}, p_{42} : ペーンの前面および後の圧力 Pa
 p_H : 溝内供給圧力 $= p_3$
 Q : 空気の体積流量 m^3 / s
 R : 空気のガス定数 $\text{J} / (\text{kg} \cdot \text{K})$
 $[= 287.1 \text{ J} / (\text{kg} \cdot \text{K})]$
 r_{41}, r_{42} : 圧力 p_{41} および p_{42} の無次元量 $= p_{41} / p_H, p_{42} / p_H$
 S_1, S_2, S_3 : 流入口, 流出口および漏えい部の面積 $S_1 = S_2 = 9.8 \text{ mm}^2, S_3 = 6 \text{ cm} \times \delta$
 T : 管内, および溝内温度 $(= 293 \text{ K})$
 T_m : 基準時間 s
 t : 時間 s
 t_3 : 無次元時間 $= t / T_m$
 V : 1 溝の全容積 $= V_1 + V_2 (= 15 \text{ cm}^3)$
 V_1, V_2 : 溝の流入および流出側容積 m^3
 v : 駆動体速度 m / s
 v_3 : 無次元速度 $= v / v_0$
 v_0 : 基準速度 $= z_p / T_m \text{ m} / \text{s}$
 z : 駆動体の変位 m
 z_p : 仮想ストローク m
 z_a : 無次元変位 $= z / z_p$
 δ : 漏えいすきま m
 ζ : 損失係数 (8.1)
 k : 空気の断熱指数 $(= 1.4)$
 λ : 管摩擦係数 $(= 0.023)$

4. 管路抵抗による圧力損失

駆動体に空気の漏えいがない場合は駆動体につながれている管路の圧力損失は無視し得るものと思われる。しかし、本研究のように空気の漏えいを考慮にいと管路抵抗による圧力損失量は無視することができないものとなる。そこで、図 3 に示す実験装置について駆動体が静止しているものとし、コンプレッサから出た空気は長さ l なる管路を通り、T 形管で 2 方向に分かれ、一方は S_1 なる流入口を経てペーンに圧力として作用し、 S_3 なるすきまから漏えいする。T 形管

から分かれたもう一方は他のペーンに同様に作用する。まず、長さ l なる管路について、流れは等温的であると仮定し、圧力と流量の関係を次式で与える。

$$p_1^2 - p_2^2 = \frac{\lambda \cdot R \cdot T \cdot G_1^2 \cdot l}{d_1 \cdot A_1^2} \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで λ は時間的加速度の項を含んだものとして実験的に定め 0.023 を得た。

次に T 形管から溝までの圧力と流量の関係は曲がり部などを考慮に入れて次式によって表し、式中の ζ は実験によって 8.1 なる値を得た。

$$p_2^2 - p_3^2 = \zeta \frac{RTG_2^2}{A_2^2} \quad \dots\dots\dots (2)$$

ここで $G_2 = G_1/2$ である。流入口 S_1 前後の圧力と流量の関係はオリフィス流れとして次式で計算する。

$$G_2 = S_1 \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa-1} \frac{p_3^2}{RT} \left\{ \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{2/\kappa} - \left(\frac{p_4}{p_3} \right)^{(\kappa+1)/\kappa} \right\}} \quad \dots\dots\dots (3)$$

同様に S_3 なるすきま前後の圧力と流量についてもオリフィス流れと仮定し、式(3)の p_3 を p_4 に、 p_4 を p_a に、および S_1 を S_3 に置き換えることにより計算した。漏えいが臨界条件以上（音速域）の場合は次式により計算した。

$$G_2 = S_3 \sqrt{2 \frac{\kappa}{\kappa+1} \left(\frac{2}{\kappa+1} \right)^{2/(\kappa-1)} \cdot \frac{p_4^2}{RT}} \quad \dots\dots\dots (4)$$

以上式(1)～(3)と式(3)の記号を置き換えた式を用いて繰返し計算を行い、任意に p_1 と δ を与えた場合の p_2, p_3, p_4 および G_1 を計算した。そして、5章で述べる解析方法により $p_3 = p_H$ とすることですきま δ が与えられた場合の駆動体の運動特性を求めることができる。なお、計算に当たっては空気絶対温度 T は溝内流入時において断熱膨張によっていくぶん降下するはずであるが、実験的に調べたところほとんど変化がなく、また計算上でもこの変化はあまり大きいものではなかった。そこでここでは一定値 $T=293\text{ K}$ のまま溝内へ流入するものとした。

図3 実験装置

5. 駆動体の運動

図4に示すように、まず1枚のペーンに作用する圧力と駆動体の運動について考える。溝内への空気の流入側についてペーンの移動による溝内の容積増分 dV_1 は式(5)によって与えられる。

$$dV_1 = dQ_1 - \frac{V_1}{np_{41}} dp_{41} \quad \dots\dots\dots (5)$$

式(5)右辺第1項はしゅう動部のすきま δ からの空気漏えい量を差引いた溝内への有効空気流入量であり、第2項は圧力変化 dp_{41} による体積変化を表している。

また、流出側についてペーンの移動による溝内容積変化 dV_2 は式(6)によって与えられる。

$$dV_2 = -dQ_2 - \frac{V_2}{np_{42}} dp_{42} \quad \dots\dots\dots (6)$$

駆動体の運動方程式は次のようで、

$$M \frac{d^2 z}{dt^2} = (p_{41} - p_{42})a - f \frac{dz}{dt} - F_c \quad \dots\dots\dots (7)$$

速度と変位の間には次の関係がある。

$$\frac{dz}{dt} = v \quad \dots\dots\dots (8)$$

駆動体の運動解析に当たってはペーンの移動にともなう溝の時間的容積変化が駆動体の位置によって、一様でないため、図4に示すように溝をA, B, C, Dの四つの区間に分割して計算を進めた。また、ペーンが区間Aにある場合について考えよう。空気の流入、流出、漏えいはすべてオリフィスを通る流れとして扱うものとする。オリフィス前後の圧力差が臨界条件以下（亜音速域）であるとすると、溝内へ流入する空気の溝内圧力 p_{41} における体積流量 $Q_1^{(2)}$ は流入前後の圧力が p_H および p_{41} であるので、近似的に

$$Q_1 = 3.78 \cdot 10^{-3} \cdot S_1 \frac{p_a}{p_{41}} \cdot \sqrt{p_{41}(p_H - p_{41})} \sqrt{\frac{T}{273}} \quad \dots\dots\dots (9)$$

溝内から漏えいする空気の体積流量 Q_1' は先と同様臨界条件以下の場合、

$$Q_1' = 3.78 \cdot 10^{-3} \cdot S_3 \frac{p_a}{p_{41}}$$

図4 溝内の圧力、流量と区間分割

$$\sqrt{p_a(p_{41}-p_a)}\sqrt{\frac{T}{273}} \dots\dots\dots(10)$$

溝内から漏えいが臨界条件以上でおこる場合はその体積流量 Q_{1m} は

$$Q_{1m}=1.89 \cdot 10^{-3} \cdot S_3 \cdot p_a \sqrt{\frac{T}{273}} \dots\dots\dots(11)$$

によって与えられる。

今、溝内への空気の流入および漏えいが臨界条件以下で行われるとき、溝内への空気の有効流入体積流量 dQ_1 は $dQ_1=(Q_1'-Q_1'')dt$ で与えられ、

$$dQ_1=3.78 \cdot 10^{-3} \cdot p_a \sqrt{\frac{T}{273}} \cdot \left\{ S_1 \sqrt{\frac{1}{r_{41}}-1} - S_3 \sqrt{\frac{1}{r_{41}} \frac{p_a}{p_H} \left(1 - \frac{1}{r_{41}} \frac{p_a}{p_H} \right)} \right\} dt \dots\dots\dots(12)$$

さらに時間の無次元化を行うため、式(13)に示すような基準時間 T_m を考える⁽³⁾。

$$T_m = \frac{V}{1.89 \cdot 10^{-3} \cdot S_2 \cdot p_a} \sqrt{\frac{273}{T}} \dots\dots\dots(13)$$

この T_m は「 V なる容積の溝内へ常に音速域で S_2 なる有効断面積を通して温度 T なる空気が流入し、真空から供給圧まで溝内が等温変化をしながら満たされていく、と仮定したときに要する充てん時間」である。式(5)に式(12)を代入し、両辺を式(13)で除し、式(14)を得る。

$$\begin{aligned} \frac{dV_1}{V} = & 2 \left\{ b_1 - \sqrt{\frac{1}{r_{41}}-1} \right. \\ & \left. - b_2 \sqrt{\frac{1}{r_{41}} \frac{p_a}{p_H} \left(1 - \frac{1}{r_{41}} \frac{p_a}{p_H} \right)} \right\} \\ & \cdot \frac{dt}{T_m} - \frac{1}{n} \frac{V_1}{V} \frac{dr_{41}}{r_{41}} \dots\dots\dots(14) \end{aligned}$$

なお、空気の漏えいが臨界条件以上でおこる場合については式(10)のかわりに式(11)を用いて同様の取扱いを行えばよい。

さらに解析の便宜上、寸法の無次元化を行う。区間 A については図 5 に示すように溝の斜面に沿って一点鎖線で示すような延長した三角形溝 abc を想定する。このとき三角形溝と実際の台形状溝 adef の容積が等しく(いずれも 15 cm^3) なるような寸法 $\overline{ac}$ を決める。このようにして決めた仮想的な寸法、すなわちストロークは $\overline{ac}=z_p=3.24 \text{ cm}$ となる。したがって、区間 A の実際のストローク $z(0 \leq z \leq 2.1 \text{ cm})$ は無次元ストローク z_a で表現すれば、 $0 \leq z_a \leq 0.65$ となる。このように考えると式(14)は式(15)のように表すことができる。

$$\begin{aligned} \frac{dr_{41}}{dt_a} = & nr_{41} \frac{1}{z_a^2} \left[2 \left\{ b_1 \sqrt{\frac{1}{r_{41}}-1} \right. \right. \\ & \left. \left. - b_2 \sqrt{\frac{1}{r_{41}} \frac{p_a}{p_H} \left(1 - \frac{1}{r_{41}} \frac{p_a}{p_H} \right)} \right\} - 2 z_a \cdot v_a \right] \dots\dots\dots(15) \end{aligned}$$

同様にベーンの移動による空気流出側については式(16)のようになる。

$$\begin{aligned} \frac{dr_{42}}{dt_a} = & nr_{42} \frac{1}{(1-z_a)^2} \\ & \cdot \left[-2 \sqrt{\left(\frac{1}{r_{41}} \frac{p_a}{p_H} \right)^{1/n} \left(1 - \frac{1}{r_{41}} \frac{p_a}{p_H} \right)} + 2 z_a \cdot v_a \right] \dots\dots\dots(16) \end{aligned}$$

式(15)および式(16)は無次元化されているため、溝の寸法に変更が加えられた場合にも成立する。以上は区間 A についての解析であるが、区間 B, C および D についても同様な取扱いで解析を進めた。

次に駆動体の運動方程式(7)は質量、負荷などを無次元化することにより、次のように表すこともでき、

$$\frac{dv_a}{dt_a} = J(r_{41}-r_{42}) - F \cdot v_a - F_f \dots\dots\dots(17)$$

無次元速度 v_a は式(18)となる。

$$\frac{dz_a}{dt_a} = v_a \dots\dots\dots(18)$$

以上は便宜上、1 枚のベーンについて説明した。実際は図 1 に示すように駆動体は 2 枚のベーンをもつので、同様の手法で関係式を導出し、1 枚のベーンに関する式(15)~(18)、および他方のベーンに関する同様の式と連立して、ルンゲ・クッタ法による数値積分によって 1 溝ずつ解くことにより、駆動体の挙動を求めた。

6. 簡易解析

5 章の解析は計算が煩雑で、かなりの時間を必要とする。そこで溝内圧力 p_{41} , p_{42} が一定と近似できる場合(例えば、空気が十分に供給され、かつ排出されるように S_1 , S_2 を大きくとった場合、あるいは駆動体速度があまり大きくない場合など)は次に示す簡単な線形微分方程式によって、駆動特性を近似的に取扱うことができる。

$$M \frac{d^2 z}{dt^2} = F' - f \frac{dz}{dt} \dots\dots\dots(19)$$

ここで F' は $F'=(p_{41}-p_{42})A-F_f$ となる定数項である。この場合は $p_{41}=p_4$, $p_{42}=p_a$ で与えられ、 A は 2 枚

図 5 無次元化のための寸法設定

のベンの加圧面積の和(6cm²)である。 $t=0$ のとき、 $v=0$ および $z=0$ なる初期条件を用いて式(19)を解くと次式を得る。

$$z = \frac{F'}{f} \left\{ t + \frac{M}{f} \exp\left(-\frac{f}{M}t\right) \right\} - \frac{F'M}{f^2} \quad \dots\dots(20)$$

$$v = \frac{F'}{f} \left\{ 1 - \exp\left(-\frac{f}{M}t\right) \right\} \quad \dots\dots\dots(21)$$

7. 結果および考察

さきに述べたように駆動体のしゅう動部からの空気の漏えいが大きいと十分な性能が得られない。そこで、この漏えいすきま δ と装置内各部の圧力の低下の様子、および漏れ流量との関係を理論によって計算し、結果を図6に示した。図6から漏えいのすきま δ を100 μ m程度以下となるように加工精度を上げると、各部の圧力損失は急激に減少し、漏れ流量 G_H も効果的に減少することがわかる。つまり、 δ は約100 μ m以下でなければ十分な性能は望めない。さらに、 δ を100 μ m以下となるように加工精度を向上させると性能はさらに大きく向上することがわかる。近年の工作技術によれば δ を100 μ m以下にすることはさほど困難でなく、また、パッキンなどによる漏えい防止法を採用することにより十分性能向上を計ることができる。

駆動体の運動を5章で述べた解析法で計算し、その結果を実験結果とともに図7に示した。図7の横軸は経過時間 t 、縦軸は駆動体の変位 z を表している、いずれも等速運動となるまでの様子を示している。実験装置、および計算に用いた主なパラメータを表1に示す。表1中I~IVは設定の種類を表し、添字のEは実験を示す。ここで定数 f の値は実験曲線I_Eの結果から算定した。計算に使用したポリトロプ指数 n は $n=1.2$ を採用した⁽⁴⁾。実験曲線II_EとIII_Eは管路長さ $l=1.5$ mを $l=0.4$ mに短縮して圧力損失を小さくし p_H の値を上昇させた結果を示す。理論曲線IIとIIIは管路長さ l を1.5mに保ち、 p_1 を $p_1=709$ kPaとしたときの結果を示す。実験では駆動体は圧力によって多少持ち上げられ、しかも十分な潤滑がなされているので、駆動体とレールとの間のクーロン摩擦力は非常に小さくこれを無視した。

図7の曲線I、II、IIIはいずれも複雑な条件を含む難しい理論計算であるにもかかわらず実験結果と多少差異はあるもののよい一致をみた。このことから加工精度を改善した場合の駆動特性を理論的に推定し得ることが明らかとなった。曲線IVとIV_Eは加工精度を向上させ、220 μ mなるすきま δ を50 μ mとした場合の理論計算による推定結果を示す。このうちIVは一定

負荷 F_L が零の場合であり、IV_Eは147Nなる一定負荷 F_L を加えた場合のものである。このようにすきま δ を50 μ mとすることにより、 F_L が零の場合は曲線IがIVに示すようになり速度が上昇する。また負荷すなわち運搬能力は曲線IとIV_Eの比較からわかるように δ を50 μ mとすることにより147Nと向上する。

図8は駆動体の加工精度を表すすきま δ をパラメータとして理論的に求めた性能曲線図である。図8の縦軸は負荷 F_L を、横軸は駆動体がほぼ等速運動とな

表1 計算に用いた主なパラメータ

	l m	δ μ m	F_L N	p_1 kPa	f N·s/m	$p_3=p_4$ kPa	p_2 kPa
I _E	1.5	220	0	582	—	172	130
I					29.4	175	132
II _E	0.4	220	0	—	—	211	151
II	1.5			709	29.4	211	151
III _E	0.4	220	5.89	—	—	209	150
III	1.5			709	29.4	209	150
IV	1.5	50	0	582	29.4	389	381
IV _E			147

図6 漏えいすきまと圧力および流量低下

図7 駆動体の運動

図 8 等仕事率曲線

ったときの速度となった。 δ は50, 100, 150, 200 μm の4種類を選んだ。図8中の一点鎖線は等仕事率曲線である。この等仕事率曲線群と各 δ での性能を示す実線群との接点を通る破線上では駆動体は最大の仕事率を発揮することとなり、これを100%と表現した。これを基準に20~80%の原点を通る破線群が記入されている。図8から加工精度を高めることにより、どの程度の性能向上が図られるかが明らかとなった。なお図8中の二点鎖線は6章で述べた計算によって得た結果を示す。

8. 結 言

特殊な構造の空気圧リニアアクチュエータを提案、試作し、装置の性能試験を実施した。この結果を理論解析結果と比較検討したが、複雑な解析にもかかわらず両者には比較的良好な一致が見られた。

装置は初めての試作であるため、十分な加工精度が得られず、速度ならびに推進力が弱く、性能の向上が必要であった。そのため、理論解析から性能向上に必要な加工精度を計算した結果、U字形溝レール底面のラック形状溝の寸法は試作装置では精度が200 μm であるのに対し、50 μm 程度に向上させることにより、十分実用に供し得る装置ができることが認められた。

終わりに装置の試作にご援助いただいたライン工業(株)に感謝の意を表する。

文 献

- (1) 例えば, Bird, P. J., *Electric versus hydraulics versus pneumatics*, (1985), 77, Mech. Eng. Publications Limited.
- (2) 日本規格協会編, JIS ハンドブック油圧・空気圧, (昭和54), 350, 日本規格協会.
- (3) 中島, 空気圧技術読本, (昭49), 21, オーム社.
- (4) 辻・水本, 機講論, No. 216 (昭44-10), 235.