絞り弁式油圧ならい機構の特性について (第3報)*

—ならい機構諸元の影響—

加 藤 仁** 山 口 勝 美** 丸 井 悦 男***

On the Characteristics of Hydraulic Copying Control Device
using Throtte Valve (3rd Report)

—Effect of Control Device Dimensions—

Shinobu KATO, Katsumi YAMAGUCHI, Etsuo MARUI

The effect of dimensions of hydraulic copying control device using throttle valve on the copying accuracy is minutely investigated in the tapering and machining a square shoulder, from the points of the response velocity and the moving force acting on copying piston. The factors (dimensions of copying control device) which influence the accuracy of tapering or machining a square shoulder are clarified analytically. And using this result, the approximate equations are obtained to estimate the dynamic characteristics of the hydraulic copying control device using throttle valve. These equations are useful in the design of hydraulic copying control device.

1. ま え が き

前報¹⁾²⁾において絞り弁式油圧ならい機構(図1)の作動状態における基礎方程式群を導き、その妥当性を実験によって確かめるとともに、制御弁ポート部の流路特性がならい機構の動特性に及ぼす影響などについて考察を加えた。

本文は、前報の結果をもとにして機構の諸元がならい性能に及ぼす影響を段割り、テーパ削りの場合について検討し、絞り弁式油圧ならい機構を設計する際に注意すべき諸点を明らかにしたものである。

2. 解 析 方 法

供給圧力を p_0 (一定)、低压室圧力を p 、供給流量を q_0 、固定絞り部流量を q_1 、制御弁部流量を q_2 、刃物台変位を y 、スタイラス変位を x 、弁開口量を e 、刃物台荷重を F とすると、よく実用されている矩形ポートを用いたならい機構の作動状態での基礎式群は前報での結果を用いて次のように表される。なお制御弁流路面積が非線形特性をもつ場合(例えば円形ポート²⁾など)にも本文の解析手法はそのまま適用しうるものである。また後述の実験結

果図4にみられるようにスタイラスに入力が印加されて制御弁の流路面積が急激に変化しても高压室の圧力はほとんど変動していないので、本文では低压室内部の油の圧縮性のみを考慮した。

$$\text{ならい機構の運動方程式: } M\ddot{y} = A_0 p_0 - A p + F \quad (1)$$

$$\text{固定絞り部流量: } q_1 = \frac{\pi s^3 D}{12 \nu \rho L} (p_0 - p) \quad (2)$$

$$\text{制御弁部流量: } q_2 = C_{Bve} \sqrt{\frac{2p}{\rho}} \quad (3)$$

$$\text{流量の連続の式: } q_1 = q_0 - A_0 \dot{y} \quad (4)$$

$$q_2 = q_1 + A \dot{y} - \frac{V_t}{K} \dot{p} \quad (5)$$

$$\text{制御弁開口量: } e = e_s + n(x - y) \quad (6)$$

ここで、 ν , ρ , K : 作動油の動粘性係数、密度、体積

図1 絞り弁式油圧ならい機構

* 原稿受付 昭和50年4月10日。昭和49年度精機学会秋季大会学術講演会(昭和49年10月22日)にて発表。

** 正会員 名古屋大学工学部(名古屋市中種区不老町)

*** 正会員 岐阜大学工学部(各務原市那加門前町)

A: $\eta_i = 0.0067 \text{ cm}^5/\text{kg}$, B: $\eta_i = 0.02 \text{ cm}^5/\text{kg}$,
C: $\eta_i = 0.03 \text{ cm}^5/\text{kg}$

図2 ステップ入力に対する応答 (段割り; $p_0 = 15 \text{ kg/cm}^2$, $F_s = 60 \text{ kg}$ の場合)

A: $\eta_i = 0.0067 \text{ cm}^5/\text{kg}$, B: $\eta_i = 0.02 \text{ cm}^5/\text{kg}$,
C: $\eta_i = 0.03 \text{ cm}^5/\text{kg}$

図3 ランプ入力に対する応答 (テーパ割り; $p_0 = 15 \text{ kg/cm}^2$, $F_s = 60 \text{ kg}$ の場合)

弾性率, M : ならい機構しゅう動部質量, A_0, A : 高, 低圧室断面積, V_i : 低圧室容積, s, D, L : 固定絞り部クリアランス, 直径, 重なり長さ, w : 制御弁ポート幅, C_B : 制御弁流量係数, e_s : 定常状態における制御弁開口量, n : スタイラスてこ比である. 式(1)~(6)を用いてならい機構の挙動に対する諸元の影響を検討することができる. 検討した機構諸元は, 実用上重要なしゅう動部質量 M , 低, 高圧室の断面積比 $R = A/A_0$, 低圧室内の作動油の圧縮性 $\eta_i = V_i/K$, 固定絞り部特性係数 $\alpha = \pi s^3 D / 12 \nu \rho L$, 制御弁特性係数 $\kappa = C_B w \sqrt{2/\rho}$, スタイラスてこ比 n の6種類である. 計算に際し実際の寸法, 形状を参照して機構諸元の基準値を $M = 0.03 \text{ kg} \cdot \text{s}^2/\text{cm}$, $R = 2.08$, $\eta_i = 0.0067 \text{ cm}^5/\text{kg}$, $\alpha = 8 \text{ cm}^5/\text{kg} \cdot \text{s}$, $\kappa = 480 \text{ cm}^4/\text{kg}^{1/2} \cdot \text{s}$, $n = 1$ とし, これらの諸元を広範囲に変え基礎式をルンゲ・クッタ・ギル法によって数値積分し, 実用上重要な段割り特性 (ステップ入力に対する応答), テーパ割り特性 (ランプ入力に対する応答) を求めた.

この絞り弁式油圧ならい機構は式(1)~(6)にみられるように非線形特性をもっているため, 入力大きさ, 方

向などによって応答が異なると考えられる. そこで入力大きさを種々に (ステップ入力 $x^* = 0.01 \sim 0.1 \text{ cm}$, ランプ入力 $\dot{x}_{\text{input}} = 0.5 \sim 5 \text{ cm/s}$) 変えて計算した結果, 諸元の異なる各ならい機構の段割り特性, テーパ割り特性はわずかに変化するが, 各ならい機構間の特性の相対的な関係はほとんど影響を受けないことが確かめられた. そこでならい機構の諸元が応答特性に及ぼす影響を検討する場合に, 実際の切削作業を考慮して刃物を引く方向 (図1の y 方向) に $x^* = 0.05 \text{ cm}$ (ステップ入力; 一定), $\dot{x}_{\text{input}} = 1 \text{ cm/s}$ (ランプ入力; 一定) の大きさの入力を印加した. また, ならい機構の加工精度で実用上問題となるのはステップ入力などによって刃物台が変位しても切込み深さがほとんど変化しない仕上削りの場合であると考えられるので, ならい切削中の刃物台荷重 F を一定値 (定常値) F_s とした.

図2 (段割り), 図3 (テーパ割り) に計算結果の一例を示す. これらの図は A: $\eta_i = 0.0067 \text{ cm}^5/\text{kg}$, B: $\eta_i = 0.02 \text{ cm}^5/\text{kg}$, C: $\eta_i = 0.03 \text{ cm}^5/\text{kg}$ としてならい機構の動的な挙動を求めたものである. η_i が大きいほど段割り

図4 $w=4.2$ mmの矩形ポート V-1¹⁾を使用したならい機構における刃物台を駆動する力 F_{ac} の挙動 (計算値と実験値の比較)

の場合のならい精度は向上するが応答がわずかに振動的になっている。一方、テーパ削りの場合には η_l はほとんど影響を与えない。図4は以上のような計算結果の妥当性を確かめるため、前報の絞り弁式油圧ならい機構(矩形ポート V-1¹⁾)に $x^*=0.05$ cmの大きさのステップ入力を印加したときの低、高圧室の圧力変動から、段削り中にならい機構を駆動する力 $F_{ac}=A_0p_0-Ap+F_s$ の変化を実験的に求め、計算値と比較したものである。図にみられるように両者はよく一致した変化傾向を示しており、基礎式(1)~(6)はかなり精度よく実際のならい機構の挙動を表しうるものと考えられる。

3. ならい削り特性に関する考察

3.1 段削りの場合

図2などの計算結果から求められるならい機構を駆動する力 F_{ac} 、応答速度 $\dot{y}$ の挙動からみたときの段削り特性に対する種々の諸元の影響を検討する。まず図5は η_l の影響を明らかにするため、段削りの際の駆動力 F_{ac} 、応答速度 $\dot{y}$ を刃物台の変位 y に対して求めたものである。図にみられるように η_l が大きいほど(したがって低圧室容積 V_l が大きく油の圧縮性 K が小さいほど)、応答の加速期間 ($F_{ac}>0$ の期間; 図の0~A間) が長く、また刃物台速度の最大値 $\dot{y}_{max}$ も大きい。さらに応答後期に刃物台に作用する減速力 ($F_{ac}<0$) も η_l とともに大きくなり速やかに刃物台を目標値に収束させる。したがって応答の等時線(ステップ入力印加後の経過時間が等しい点を連ねた線、例えば $t=0.0022$ sの線)を $F_{ac}-y$ 曲線上に求めると図示のように η_l が大きいほど等時線が y の大きいほうにずれ応答が速くなることがわかる。以上の事実をより具体的に示すため、図5中に応答の遅れ時間 T_d^{11} (目標値の50%に達するまでの時間)と η_l の関係を併記した。この図にみられるように η_l が大きくなると T_d は減少し速応性が改善され、ならい精度が向上する。以上述べた η_l の効果はならい機構各部の流量

図5 段削り特性に対する圧縮性 η_l の影響

の関係を示した図6,7を考察することによってよく理解される。図6は高圧室へ流入する流量 q_0 と固定絞り部流量 q_1 の関係を、図7は q_1 と制御弁部流量 q_2 の関係を示す。段削りをする際、スタイラスにステップ入力が印加された瞬間定常状態Sでバランスしていた流量が変化しI点での各値をもつようになり、以後刃物台の変位に従って各曲線に沿って変化し再び定常点Sに達して流量がバランスする。いま式(4),(5)を参照すると、 $A_0\dot{y}=q_0-q_1$ 、 $A\dot{y}-\eta_l\dot{p}=q_2-q_1$ であるから q_0 軸あるいは q_1 軸に平行な直線が $q_0=q_1$ 、 $q_1=q_2$ となる直線OAおよび各曲線で切取られる線分UVがならい切削中の $A_0\dot{y}$ 、 $A\dot{y}-\eta_l\dot{p}$ を表すことになる。図2にみられるように応答初期における流量 q_1 の挙動は η_l の大きさにさほど影響されないので定性的には q_1 が等しい場合のUVの長さを比較することにより、 η_l がならい機構の挙動に与える影響を明らかにする。

図6において η_l が大きいほど線分UVが長く $A_0\dot{y}$ が大きい、図7においては逆にUVが短くなり $A\dot{y}-\eta_l\dot{p}$ の値が小さくなっている。したがって η_l が大きくなると低圧室内の油の圧縮性により単位時間内に低圧室に貯えられる油の体積 $\eta_l\dot{p}$ が大きくなる。したがって油の圧縮性が一種の緩衝器となり、図2に示すように低圧室圧力の回復速度 $\dot{p}$ は η_l が大きいほど小さく、応答の初期にならい機構を加速する力が大きくなる。一方、低圧室圧力の回復量は η_l が大きいほど高いことを考慮すれば、図6,7より作動油の圧縮により低圧室に貯えられるエネ

図6 段削りの際の流量変動 (q_0 と q_1 の関係)

図7 段削りの際の流量変動 (q_1 と q_2 の関係)

ルギは η_l が大きいほど多くなる。このエネルギーがならい機構を減速させる際に有効に働き、大きな応答速度をもったならい機構を速やかに減速させる。以上のようにして図5中に示したように η_l の値が大きくなるほどならい精度がよくなるものと考えられる。

次に図8は段削り特性に対する質量 M の影響を示したものである。質量 M が大きいほどならい機構を加速する力、減速する力とも大きくなるが、ならい機構のうる加速度自身はむしろ小さく応答速度も図8にみられるように質量 M の増加とともに小さくなっている。したがって遅れ時間 T_d も M の増加とともに大きくなり、ならい加工の精度が悪くなる。また図9は段削り特性に対するスタイラスてこ比 n の影響を示すもので、てこ比 n が大きくなるとならい機構に作用する加速力、減速力とも大きくなり、さらに応答速度 $\dot{y}_{\max}$ も増加している。したがってスタイラスてこ比 n の大きなならい機構ほど遅れ時間 T_d が小さく、ならい加工精度も向上することになり実用上望ましいものである。

3.2 テーパ削りの場合

前節と同様の手法を用いてテーパ削り特性に対するならい機構諸元の影響を検討する。図3などの計算結果から、テーパ削りの際のならい機構を駆動する力 F_{ac} およびならい機構の応答速度 $\dot{y}$ を求めた一例を図10~12に示す。まず図10は η_l の影響を示したもので、段削りの場合と違って制御弁開口量の急激な変化がないので駆動

図8 段削り特性に対するならい機構しゅう動部質量 M の影響

図9 段削り特性に対するスタイラスてこ比 n の影響

力 F_{ac} はそれほど大きな値にはなっていない。また η_l の値が変化しても駆動力 F_{ac} の変動に大差はなく、ならい機構の応答速度 $\dot{y}$ が入力速度 $\dot{y}_{\text{input}}$ (テーバの値に関係する) に等しくなるまでに刃物台が移動する距離もほとんど等しい。したがってテーバ削りの精度として問題になる刃物台変位の定常偏差 y_r (テーバ部の直径誤差) も図中に示すように η_l の大小にはほとんど無関係に一定になっている。

次に図11は質量 M の影響を示したもので、駆動力 F_{ac} は M の増大に伴って大きくなるが、応答速度 $\dot{y}$ は M の影響をそれほど受けずほとんど同一の刃物台変位量 y において $\dot{y}$ が $\dot{y}_{\text{input}}$ に等しくなることがわかる。したがって定常偏差 y_r も M の影響をほとんど受けない。またスタイラスてこ比 n の影響を示した図12をみると、 n の増大とともに駆動力 F_{ac} の最大値が大きくなり応答

図10 テーパ削り特性に対する圧縮性 η_l の影響 図11 テーパ削り特性に対する質量 M の影響 図12 テーパ削り特性に対するスタイラスてこ比 n の影響

速度 $\dot{y}$ が入力速度 $\dot{y}_{input}$ に等しくなるまでに刃物台が変位する量 y_r もかなり異なることがわかる。したがって n が

表1 絞り弁式油圧ならい機構の応答特性に対する機構諸元の影響

特性	設計値	M	R	η_l	α	κ	n	備考
静特性	/	-	/	-	+	/	-	$-de_s/df_s$
最大荷重	/	+	/	/	/	/	/	F_{max}
段削り	-	-	+	/	+	+	+	T_d
テーパ削り	/	-	/	/	+	+	+	y_r

大きい場合ほど定常偏差 y_r が小さくなりテーパ削り精度がよくなる。以上 η_l, M, n のみについて考察したが、他の諸元についても同様に検討することができる。

3.3 ならい機構諸元の影響

前節において遅れ時間 T_d 、定常偏差 y_r をもとにして検討した種々のならい特性に対する各諸元の影響をまとめたものを表1に示す。表には単位切削力の変化に対する制御弁開口量変化（静特性） $-de_s/df_s$ 、最大刃物台荷重 F_{max} に対する影響 η_l も参考のため併記した。表中の記号“+”は設計諸元の値が大きくなると特性が向上する場合を，“-”は特性が劣化する場合を、斜線はほとんど影響がない場合を示すものである。表から静特性は制御弁特性値 $\kappa = C_{Bw}\sqrt{2/\rho}$ が大きいほど、低、高圧室断面積の比 $R = A/A_0$ 、固定絞り部特性値 $\alpha = \pi s^3 D / 12 \nu \rho L$ が小さいほど向上し、最大荷重は比 R が増すほど増加することがわかる。またならい切削の精度を表す段削り特性は圧縮性の影響 $\eta_l = V_l/K$ 、制御弁特性値 κ 、てこ比 n が大きいほど、質量 M 、比 R が小さいほど向上し、テーパ削り特性は κ, n の値が大きいほど、比 R の値が小さいほど向上することがわかる。

以上より絞り弁式油圧ならい機構を設計する際には、 R を大きくすることにより刃物台の最大附加荷重を増大し、このために静特性あるいは動的なならい切削精度が劣化する欠点は他の諸元を表1に従って調整することによって補正すべきであると考えられる。

4. ならい機構の設計基準

前節での考察をもとにして諸元がならい切削特性に与える影響を総合的に把握し、機構の動的な特性を設計する基準を提示する。

表1を参照して各諸元を種々に変えたときの $\dot{T}_d, y_r$ とてこ比 n の関係を対数紙上にプロットすると、刃物台荷重 F_s が一定の場合には図13, 14に示すように本計算の範囲内で、パラメータの種類に関係なく計算点は平行直線上にのることがわかる。この傾向は他の諸元についても同様に認められた。したがって T_d, y_r は各諸元の関数

図13 遅れ時間とスタイラスでこ比の関係

図14 定常偏差とスタイラスでこ比の関係

 図16 段削り特性値 Z_1

 図17 テーパー削り特性値 Z_2

として次のように近似しうる。

$$Z_1 = \frac{T_d}{T_d^*} = F_{s1} \cdot \left(\frac{M}{M^*} \right)^{f_1} \left(\frac{R}{R^*} \right)^{f_2} \left(\frac{\eta_l}{\eta_l^*} \right)^{f_3} \left(\frac{\kappa}{\kappa^*} \right)^{f_4} \left(\frac{n}{n^*} \right)^{f_5} \quad (7)$$

$$Z_2 = \frac{y_r}{y_r^*} = F_{s2} \cdot \left(\frac{R}{R^*} \right)^{g_2} \left(\frac{\kappa}{\kappa^*} \right)^{g_4} \left(\frac{n}{n^*} \right)^{g_5} \quad (8)$$

上式において F_{s1} , F_{s2} は使用条件によって決まる係数であり、*印のついた量は第2章で述べた基準条件を表すものである。数多くの使用条件についてならい削り特性を理論的に検討したところ、式中の各指数および係数はほとんど切削力のみによって定まることが確かめられた。図15はこれらの値を示したもので、切削力 F_s が大きいほど各指数値がわずかに大きくなり、ならい切削精度に及ぼす各諸元の影響が顕著になる。また F_{s1} , F_{s2} は切削力とともに減少し、ならい加工精度が向上することがわかる。

次に図16, 17は式(7), (8)を用いてのならい特性評価

図15 各諸元に対する指数の値と切削力の関係

の精度を明らかにするため、 $F_s = 60$ kgの場合について図2, 3などの計算から得られる $T_d/T_d^*-Z_1$, $y_r/y_r^*-Z_2$ 関係を示したもので、計算結果は供給圧力 p_0 が異なってもほぼ 45° の直線上にのっていることがわかる。したがって絞り弁式油圧ならい機構を設計する際、式(7), (8)を用いてかなり精度よくならい加工精度を推定することができる。

5. 結 論

絞り弁式油圧ならい機構のならい加工特性に及ぼす機構諸元の影響を段削り、テーパー削りの場合について、刃物台を駆動する力 F_{ac} およびその応答速度 $\dot{y}$ をもとにして詳細に検討した。その結果、実用上重要な段削り、テーパー削り精度に影響を与える機構の諸元を明らかにすることができた。さらにこれを用いて遅れ時間、定常偏差などの動的な特性に対する機構諸元の影響を推定するための簡単な近似計算式を提示し、機構の設計に対して有効であることを示した。

文 献

- 1) 加藤 仁, 山口勝美, 丸井悦男: 絞り弁式油圧ならい機構の特性について (第1報), 精密機械, 39, 5 (1973) 527.
- 2) 加藤 仁, 山口勝美, 丸井悦男: 絞り弁式油圧ならい機構の特性について (第2報), 精密機械, 39, 6 (1973) 569.
- 3) 池辺 洋ほか: 解説 サーボ機構とその要素, オーム社 (1962) 88.