工作機械用高速テーブル送り機構の研究*

——制御方法の改良について——

館 野 寿 丈** 中 沢 弘***

Study on High Speed Feed Drive System for Machine Tools
—Improvement of PID Control Parameter—

Toshitake TATENO and Hiromu NAKAZAWA

In order to realize feed rate of 20 m/min for cutting operation of medium and large size machine tools, a new high speed and high accuracy feed drive system which has a servo motor and ballscrew combined with a hydraulic actuator has been developed. The previous paper made clear that this system is possible to drive ten times as fast as conventional rate with considerably good accuracy. This paper describes a method for determining optimal PI control parameters of the electric servo motor and PD control parameters of the hydraulic actuator. In order to make the best use of the hydraulic actuator a new function which compare the force of electric servo motor with that of hydraulic actuator is proposed. The experimental results show that the controlling parameters determined by this method reduce motor power and the method is proved to be effective.

Key words: feed drive system, machine tool, hydraulic actuator, electric servomotor, force ratio, control parameter, feed rate, circular interpolation

1. 序 論

1.1 はじめに

工作機械の高速化を考えると、主軸の高速化はかなり進んでいるものの、それに対応したテーブル送りは実現されていない。そこで前報の研究¹⁾において、従来のサーボモータとボールねじによる機構に油圧アクチュエータを付加し、高精度と高速性のそれぞれを2種類のアクチュエータにより独立に実現する機能を持つテーブル送り機構を製作した。油圧駆動系により大型のテーブル（約1500 kg）を駆動するための負荷を軽減し、小型のサーボモータで高い応答性と精度を得ようとするものである。図1に概念図を示す。前報の実験の結果、従来の同型機に比べ約20%出力の小さいモータを用いて、現状の荒加工の場合の精度（形状精度：数百μm）を維持しつつ、同時に主軸高速回転に対応できる高速送り（切削送り速度20 m/min、従来の約10倍）を実現している。

1.2 本研究の意義

前報においての制御方法は、たとえば力を補償する意味で、油圧指令には、テーブル加速度に対応した入力である速度指令値の微分値を用いていた。そのため、油圧の効果は位置のランプ応答立上がり時など、急激な加減速においては効果的であったが、円弧補間時など比較的ゆっくりとした加減速を行う場合には効果がなく、逆に油圧シリンダの粘性抵抗がサーボモータへの負荷となっていた。サーボモータへの負荷はサーボモータの小型化を妨げるばかりでなく、ボールねじ発熱および寿命低下の原因にもなる。この問題の解決方法として、油圧の入力として速度に比例した指令を用いることが考えられるが、制御方法に複雑さを増し、最良の制御パラメータを決定しにくい。そこでまず2つのアクチュエータを用いる意義を踏まえた制御の効果を評価する評価関数を定義し、これに基づき制御手法を改良していく必要がある。本報では、これら2つのアクチュエータを有効に利用するための制御パラメータ決定方法を提案し、これに基づき制御方法を改良した。

2. モデル化と評価方法

2.1 モデル化

シミュレーションのために本システムのモデル化を

* 原稿受付 平成3年12月2日

** 正 会 員 東京都立大学工学部（八王子市南大沢1-1）

*** 正 会 員 早稲田大学理工学部（東京都新宿区大久保3-4-1）

Fig. 1 System configuration

Fig. 2 Block diagram

行った。そのブロック線図（両軸とも共通）を図2に示す。油圧への入力信号として用いることができるのは、図中の v_i もしくは v_r の値である。 v_i は信号の入力点の近くから取り出しているため、フィードフォワードの入力となるため、この値を利用することにより急激な加減速に対応できる。一方、 v_r は入力指令値とサーボモータの回転角度の差分を入力値としているため、テーブルに加えられる外乱に対し、ボールねじの弾性による影響を無視できる範囲内で応答することができる。本報では急激な加減速に対応できる v_i の微分値に加え、ゆっくりとした加減速時の対応と、サーボ剛性の向上を目的とした v_r の比例値を油圧の入力値とした。図の下部は従来のNC工作機械と同じ位置決め系で、NC装置、サーボアンプとサーボモータ、送り機構にあたる。上部は力制御系で、油圧制御装置、油圧機構からなる。サーボ弁は二次遅れ系で近似した。前報¹⁾のモデルに比べ、油圧機構へ速度に比例した入力を行う点で違いがあるものの、その他

の点で大きな変更はない。

2.2 求められる制御

従来のサーボ機構のみの機構では、サーボ機構全体を一次遅れに近似し、加減速時定数と合わせて円弧補間の半径減少量を予測することが行われている²⁾。加減速時定数とは、NCプログラムに従って作成される速度指令値を、NC装置が安全のため自身で遅らせて位置決め系に出力するもので、位置決め系の評価には直接関係がなく、ブロック線図に記述していない。しかし、実験を行う上では必ずすることのできないものである。円弧補間時の半径減少量 ΔR_m は式(1)で予測できる。

$$\Delta R = \frac{F^2(T_1^2 + T_2^2)}{2R} \quad (1)$$

ここで、 F ：周速 (m/s)、 R ：入力円弧半径(m)、 T_1 ：X、Y 両軸のサーボ系を一次遅れに近似したときの時定数 (s)、 T_2 ：加減速時定数 (s)

ただし、条件として

$$\frac{F^2(T_1^2 + T_2^2)}{R^2} \ll 1 \quad (2)$$

を満たし、また x, y 軸共特性が同一と仮定した。

本報におけるシステムのように複数のアクチュエータを使用する場合、当然アクチュエータの使い方の違いで式(1)は成り立たなくなる場合がある。しかし本報での油圧システムの利用はサーボモータ及びボールねじへの負荷を減少させ、あたかもサーボモータ及びボールねじが単独で動作するような動きを理想として設計している。そのため実機においてサーボモータへの負荷入力である T_L を十分小さくできれば、システム全体の時定数はサーボ系(図2での x_r から x_{1m} で)の時定数に代表され、 $T_1 \approx 1/K_p$ として近似し、式(1)は守られる形となる。

これら2つの定数 T_1 と T_2 に限界を生じさせる要因は、いずれもサーボモータの負荷にある。負荷が軽減されればシステムゲインを高く取れるうえ、サーボモータやボールねじを小型にできるので、加減速時定数を小さく取れることになる。つまり、制御の目的達成のためにはサーボモータ負荷を軽減することが求められているのである。

2.3 力 比

我々は油圧を効果的に利用していることの指標として、力比という新しい概念を導入する。

速度入力 v_1 と油圧による力出力 F_o を入出力関係とした伝達関数は、ブロック線図から算出でき、これを $G_o(s)$ とする。入力 v_1 が周波数 ω で正弦波状に変化する場合の出力 F_o との振幅比は式(3)で表現できる。

$$\frac{F_o}{v_1} = |G_o(j\omega)| \quad (3)$$

また、速度入力 v_1 に対するボールねじ送り系の力の出力 F_L の間の伝達関数を $G_L(s)$ とすると、入出力振幅比は、

$$\frac{F_L}{v_1} = |G_L(j\omega)| \quad (4)$$

となる。つまり、速度入力 v_1 が周波数 ω の正弦波として入力されるとき油圧による力の出力 F_o と、ボールねじ送り系の出力 F_L の大きさの比は、以上2つの式により算出することが可能であり、この比を力比 r として示すことにする。

$$r = \frac{F_o}{F_L} = \frac{|G_o(j\omega)|}{|G_L(j\omega)|} \quad (5)$$

油圧の効果がより大きく発揮されるほど、サーボモータによる出力を必要としなくなるので、 r が最も

Fig. 3 Effect of proportional control gain on force ratio-frequency relationships

大きくなる油圧ゲインなどのゲイン係数を選択することで、効果的な油圧による力の出力量を決定できる。また工作機械におけるテーブルの運動は、直線補間、円弧補間およびこれらの合成されたものにほぼ限定されるため、これらの運動に見合った周波数での油圧の効果を実定できる利点もある。分子分母間の位相関係については、効果的な位相関係を限定できないうえ、2つのアクチュエータの干渉による振動が生じない限り問題がないので、本研究では注目しないこととする。

3. シミュレーション

3.1 力比のシミュレーション

比例ゲイン K_b を変化させた場合の力比のシミュレーションの結果を図3に示す。比例ゲインの大小で低周波数域において変化を生じる。比例ゲイン K_b の値が小さいときは、油圧による力出力が足りなく、シリンダの粘性抵抗をサーボモータが補うことになるので大きなサーボモータ電流を必要とする。比例ゲインを上げるに従い油圧の出力が上がるので、サーボモータ電流は減少するが、必要以上にすると、油圧と逆方向のサーボモータ電流を大きく必要としてしまう。結局、力比はある最適値を持つことになるので、このときのパラメータを選択すれば良い。比例ゲインの調節では、低い周波数帯域での力比が大きく変化することから、円弧補間時に有利な油圧出力を推定できる。図3においては $K_b=2.4$ の時に力比が最適値となった。

図4に比例ゲインを $K_b=2.4$ 一定として、微分ゲイン K_d を変化させた力比のシミュレーション結果を示す。幅広い入力に対しては、 $K_b=0.12$ のほうが良いように思える。しかし10 Hzはシステムが応答できる限界の周波数に近く、直線加減速における急激な加減速時の油圧出力をする上で、この周波数付近の力

Fig. 4 Effect of derivative control gain on force ratio-frequency relationships

Fig. 5 Bode diagram (Gain)

Fig. 6 Bode diagram (Phase)

比が重要であると考えられる。よって $K_a=0.06$ を選択することにする。

3.2 ボード線図

油圧入力のプロポーションゲイン K_b を一定とし、微分ゲイン K_a を変化させて求めたシステムのボード線図のゲインを図5、位相を図6に示した。微分ゲイン K_a を上げると、油圧弁の二次系の特性が現れ、オーバシュ

Fig. 7 Comparison of receptance changes between proportional and non-proportional control against frequency

トを起こす危険がある。そのためにある限界が存在する。 K_b はドループに対する比例係数なので、大きくとっても低周波域でのゲインに問題を生じないが、油圧弁の振動の影響はやはり生ずるので適度な入力が必要である。オーバシュートしない範囲で最も適当であると思われる値は、力比によって示された結果と同一であった。すなわち、 $K_a=0.06$ 、 $K_b=2.4$ が最良である。

3.3 リセプタンス

ドループ v_t を油圧入力に用いることで、リセプタンスの向上が期待できる。そこで油圧をこのドループを用いて比例制御を行った場合についてシミュレーションを行ってその効果を検討した。図7は位置入力にゼロ指令を与えながら、テーブルに正弦波状の力(振幅 500 kgf)を加え、生じる位置偏差をシミュレーションしたものである。その結果、周波数 0.1 Hz において、 $2.42 \mu\text{m/kgf}$ から $2.10 \mu\text{m/kgf}$ へ約 10% リセプタンスが向上することが明らかとなり、サーボモータを小型化する場合に心配されるサーボ剛性の低下を防止する手段になると考えられる。

4. 実験結果・考察

4.1 円弧補間

円弧補間は正弦波入力によって行うものであるから、結局、周波数応答特性を示すことになる。実験は回転半径を 100, 150 mm とし、速度を変えることで回転周期を変化させた。 K_p , T_2 の値はオーバシュートを生じない範囲でできるだけ大きくとり $K_p=48$, $T_2=10 \text{ ms}$ とした。

4.1.1 サーボモータ電流

サーボモータ電流計測結果の例として、周期 3.77 s の時の電流出力を、比例制御を行った場合と行わなかった場合とを重ねて図8に示す。比例制御を行った

Fig. 8 Comparison of motor current changes between proportional and non-proportional control against position angle

Fig. 9 Effect of proportional control gain on force ratio-frequency relationships

結果、電流が大きく減少していることがわかる。象限の切替え時に大きな電流出力がみられるが、これは油圧弁を駆動するノズルフラップに原因があるもので、この問題の解決に関しては現在検討中である。

4.1.2 力 比

円弧補間時の油圧による力出力、サーボモータ電流を計測し、1周期の平均出力を求め、これらの比から各周波数における力比を算出した。実験で行った円弧補間の周波数は0.1~0.4 Hzに相当するので、この結果を図9に示す。シミュレーション結果と同様の傾向を示し、パラメータがほぼ正しく決定されていることが確認された。

4.1.3 半径減少量

周期3.77 sとした時の半径誤差を、レーザ干渉計を用いたシステム¹⁾により計測した。比例制御を加えたものとそうでないものの結果を図10、図11に示

Radius 100 mm Speed 10000 mm/min
1DIV 50 μ m Direction ccw
Average circle radius decrease 71.3 μ m
X Axis : $K_a=0.04$ $K_b=1.8$
Y Axis : $K_a=0.06$ $K_b=2.4$

Fig. 10 Evaluation of accuracy of circular interpolations (With proportional control)

Radius 100 mm Speed 10000 mm/min
1DIV 50 μ m Direction ccw
Average circle radius decrease 70.8 μ m
X Axis : $K_a=0.04$ $K_b=0$
Y Axis : $K_a=0.06$ $K_b=0$

Fig. 11 Evaluation of accuracy of circular interpolations (With proportional control)

す。平均半径減少量の両者の差はあまり見られなかった。

実験では速度のオーバーシュートもないのでサーボ系を一次遅れに近似することができる。このときの時定数 $T_1 = 1/K_p = 20.8 \text{ ms}$ ($K_p = 48$) と加減速時定数 $T_2 = 10.0 \text{ ms}$ を式 (1) に代入すると、

$$\Delta R = 74.1 \text{ } \mu\text{m} \quad (6)$$

となり、実験値の平均半径減少量 $71.3 \text{ } \mu\text{m}$ は、従来のサーボ系に見立てた理論値とほぼ一致している。つまり円弧補間における半径減少量はサーボ系を一次遅れに近似したときの時定数と加減速時定数によってほぼ推定され、油圧機構を用い、小さなサーボモータを使ったことによる影響を少なくできたことが確認された。

4.1.4 誤差形状

円弧補間の誤差形状で運動誤差を生ずる原因の診断ができることが知られている²⁾。本実験結果で注目すべき点は、比例制御を行わなかった時の誤差形状が、軸方向に対し 45° ずれた楕円形になっていることである。本実験での x 軸と y 軸の主な相違点はしゅう動体の質量と粘性抵抗である。質量の影響とすれば誤差形状は軸方向に沿った楕円形を示すはずである。よって傾いた楕円形の原因は粘性抵抗にあることがわかる。これに対し比例制御を加えた実験結果は円形となっていることから、粘性抵抗に起因する形状の誤差は速度に比例した油圧の出力によって解決できることがわかった。

4.2 ランプ応答

ランプ応答実験のサーボモータ電流を図 12 に示す。位置ランプ入力とは速度のステップ入力に等しいので、速度 10 m/min として入力した。この実験において油圧回路の微分動作と比例動作の両方の影響が確認できる。ランプ応答立上がりにおいての急激な入力に対する微分動作の効果については前報で詳しく述べたので省略するが、本実験でも正しく微分ゲインが選択されたことが確認された。次に比例制御を加えることの効果が、定常時の電流出力が大幅に減少していることで

Fig. 12 Comparison of motor current changes between proportional and non-proportional control

わかる。振動を生じているのは、油が油圧回路内のチェック弁を通過する際、弁が振動を生じるためと思われる。この問題に対しては現在原因を究明中である。

5. 結 論

本研究により以下の結論が得られた。

- (1) 油圧系の出力とボールねじ送り系の出力から計算される力比を評価することにより、油圧指令入力の最も効果的な制御パラメータを決定できることが確かめられた。
- (2) 油圧入力指令値に速度に応じた入力信号を用いることにより、油圧シリンダの粘性抵抗によるサーボモータ負荷を大幅に軽減し、サーボモータの小型化が可能となった。
- (3) 油圧指令値に位置偏差（ドループ）を比例入力することによって、サーボ剛性が向上し、円弧補間の誤差形状が改善されることがわかった。

参 考 文 献

- 1) 中沢 弘, 富田恭司: 工作機械用高速テーブル送り機構の研究, 精密工学会誌, 57, 3 (1991) 538.
- 2) 垣野義昭ほか: NC 工作機械の運動精度に関する研究 (第2報), 精密工学会誌, 52, 10 (1986) 1739.

編 集 後 記

歯車技術は歯車を必要とする機械の性能と共に発展し続けるものである。最近の機械の軽薄短小化、高速低騒音化傾向に伴い、歯車に要求される性能は一段と厳しくなっている。その結果、この要求を満足する歯車ができれば、その機械の性能が飛躍的に向上すると言われるような例を多くの方から伺った。そこで、最近の先端機器の性能を向上させた歯車技術の諸例や、まだ未解決の問題点などを、今第一線で問題解決にあたっておられるたくさんの方々に、お忙しい中を時間を割いて執筆していただいた。その結果、歯車を必要としているそれぞれの分野での現在の歯車技術のレベルまたは問題点が整理できたのではない

かと思う。

さて最近では、歯車を作るホブ盤が歯車を使わなくなったとか、ダイレクトドライブにしたから歯車が要らなくなったとかいう話を聞く機会が増えた。しかし、それとは逆に、加工技術の進歩に伴って、今まで加工することが難しかったような歯車が容易に加工できるようになり、全く新しい歯車の利用方法も考えられつつある。長岡歯車の内山社長が言われているように、新しいメカニズムとしての新しい歯車の出現を待ち望む声もある。

今月の特集では、普段あまり表にでない歯車にスポットライトを当て、その存在価値を見直すことができたように思う。特集の企画にあたり、貴重なご意見や、執筆者のご紹介をしていただいた東京工大の林輝教授にお礼申し上げます。(有賀幸則)