

非線形摩擦を考慮した送り駆動系に対する位置決め制御

M2008MM001 浅野 良

指導教員：高見 勲

1 はじめに

加工機械，工作機械，半導体製造装置などに代表される各種メカトロニクス機器では，生産効率向上を目的とした位置決め制御系の高速・高精度化が進んでいる．そこで，機構共振励起や，駆動系に存在する各種非線形要素の影響による位置決め性能の劣化が問題になっている．高速・高精度化位置決め制御系設計にあたっては，摩擦などの非線形要素の特性を高精度に把握することが肝心であり，アクチュエータを含めた機構系全体の高精度シミュレータの獲得が必須である [1][2]．摩擦力が支配的な系に対して，従来より摩擦の抑制には外乱オブザーバにより摩擦力を推定し補償するアプローチが提案されている [3]．しかし，非線形摩擦など外乱の変化が速いものに対して外乱推定が遅れてしまうことが問題となっている．その問題を解決するため，フィルタを付加し，外乱オブザーバと厳密な線形化手法を組み合わせた摩擦補償 [4] や，推定遅れを補償するため，外乱オブザーバの初期補償などが報告されている [5]．その際，補償するトルクは実験によって試行錯誤で決定されている．本研究では，工作機械の送り駆動系の位置決め装置であるボールねじ駆動の工作機械を例にとり，高速・精密位置決め制御系の設計手法の開発を目的とする．位置制御としてPI制御を用い，外乱オブザーバによって摩擦補償を行う．そこで，外乱オブザーバの推定遅れを補償するフィルタ設計による制御性能向上を提案する．フィルタを設計する際， H_∞ 理論 [6] を用いることで理論的に求める．しかし，この手法によって設計されたフィルタは高次元となり工作機械に適用が困難であるため，フィルタの次元を固定し H_∞ ノルムが最少になるようなフィルタを設計する．その際，パラメータの最適値を GA (genetic algorithm) [7] によって求める．さらに，順次フィルタの次数を大きくし設計し，次数と制時間， H_∞ ノルムによって評価することでフィルタの構造の最適化を行う．提案法の有効性を工作機械の駆動機構を模擬したボールスクリーシステムを用いた実験によって確認する．

2 ボールスクリーシステム

2.1 システム構成

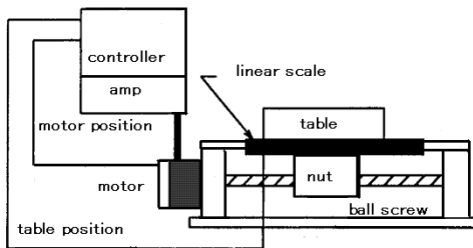


図1 ボールスクリー

本研究では，現在工作機械で最も多く採用される位置決めのための機構であるボールねじ駆動を用いたボールスクリーシステムを制御対象として用いる．概略図を図1に示す．モーターが回転することで，カップリングで繋がれたスクリーが回転し，ナットに転造されているボールが転がり，回転運動を直進運動に変換し，テーブルの位置を動かすものである．

2.2 モデリング

ボールスクリーシステムの力学モデルは図2で示される．

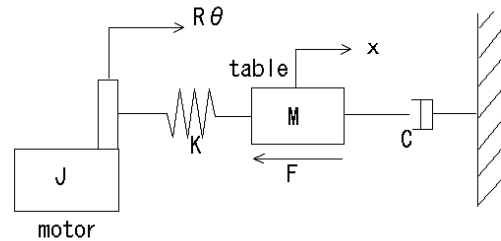


図2 ボールスクリーモデル

モータ角を θ とし，テーブルの変位を x とすると，この構造の方程式は，次のように表わされる．モータに関する運動方程式は，

$$J\ddot{\theta} = K_t i - RK(R\theta - x) \quad (1)$$

であり，テーブルに関する運動方程式は，

$$M\ddot{x} = K(R\theta - x) - C\dot{x} \quad (2)$$

となる．ここで K_t をモータのトルク定数 [$\text{N}\cdot\text{m}/\text{A}$]， i は電流 [A]， J は回転系全慣性モーメント [$\text{N}\cdot\text{m}\cdot\text{s}^2$]， K は直線系ばね定数 [N/m]， C は直線系の粘性係数 [$\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}$]， M はテーブルの質量 [kg]， R はボールねじ定数 [m/rad] とする．モータに与える電流が操作量であり，テーブルの位置が制御量である．

3 非線形摩擦のモデリング

摩擦トルクと速度との関係は非線形である．本研究ではテーブルシステムに対し図3に示す非線形摩擦を考える．

u 制御入力， $velocity$ テーブルの速度， f_s 最大静止摩擦係数， f_d クーロン摩擦係数， f_v 粘性摩擦係数， $sgn(\cdot)$ 符号関数とすると，摩擦 F は次のように与えられる．

$$F = F_{static} + F_{dynamic} + F_{viscous} \quad (3)$$

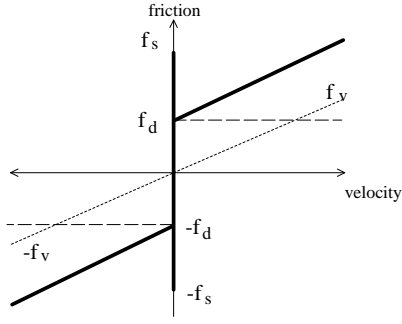


図3 摩擦モデル

ここで, F_{static} は最大静止摩擦であり, 下式で与えられる.

$$F_{static} = \begin{cases} \min(|u|, f_s) & : velocity = 0 \\ 0 & : velocity > 0 \end{cases} \quad (4)$$

また, $F_{dynamic}$ はクーロン摩擦であり, 下式で与えられる.

$$F_{dynamic} = f_d \cdot \text{sgn}(velocity) \quad (5)$$

$F_{viscous}$ は粘性摩擦であり, 下式で与えられる.

$$F_{viscous} = f_v \cdot velocity \quad (6)$$

ここで $\min(|u|, f_s) : velo = 0$ は, u が f_s を超えて始動するまではトルクと摩擦力が釣り合っていることを意味している. 摩擦がシミュレーション上で再現できているか確認するため, 開ループで大きさ $0.5A$ の正弦波を入力した実験結果を行った. その際実験の応答にシミュレーションの応答を重ねた結果を図4に示し, $0 \sim 0.6$ 秒間の応答を図5に示す. テーブルの変位 position[m]

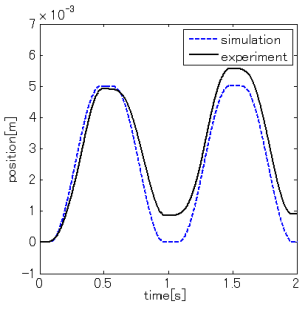


図4 正弦波応答

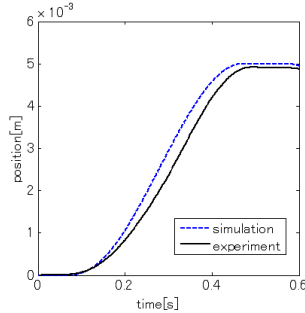


図5 正弦波応答

図4を見ると 0.6 秒から偏差が出ている. これは, 正の方向と負の方向での負荷のヒステリシスを考慮していないことから誤差が発生していると考えられる. しかし, 図5から正の方向に対しては静止状態の時間, 動作状態時の傾きから妥当な摩擦が設計できたといえる.

4 位置決め制御系設計

本研究では, 図6に示す位置決め制御系を構築し, 目標値追従特性と外乱抑制を独立に設計する. ここで, 外乱オブザーバを併用したフィードバックによって外乱抑制

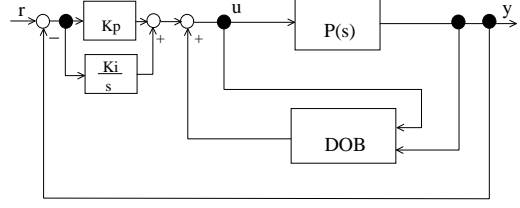


図6 外乱オブザーバ (DOB)

の向上を実現する. そして, 目標値追従はPI制御によって行うこととする.

対象プラント $P(s)$, 比例ゲイン K_p , 積分ゲイン K_i , DOB(disturbance observer) は外乱オブザーバである.

4.1 外乱オブザーバによる非線形摩擦の補償

図6の入力 u がシステムに印加された時, その外乱を含んだ応答と入力により, モデリング誤差と外乱からなる誤差を推定し, その推定された項を入力 u に加えフィードバック補償することで, モデリング誤差, 外乱の影響を抑える. 非線形摩擦を外乱とみなし, オブザーバにより外乱を推定しフィードバックすることで摩擦の補償を行う. 外乱 F は次式のように表すことができる.

$$F = K(R\theta - x) - \frac{d^2x}{dt^2} - C \frac{dx}{dt} \quad (7)$$

このように, 入力と位置 x の二階微分の値と一階微分の値から F を計算で求めることができる. しかし, この方法では微分要素が必要となるため実現は難しい, そこで, フィルタ $\frac{s}{Ts+1}$ を通すことで擬似微分し, 次のように推定摩擦 \hat{F} を得る.

$$\hat{F} = K(R\theta - x) - \frac{Ms^2}{(Ts+1)^2} - \frac{Cs}{Ts+1} \quad (8)$$

このとき外乱オブザーバの極はフィルタの極に相当するため, T を小さくすることで遅れの少ない推定値得る. しかし, 実際にあまり小さくとると, 観測ノイズや制御対象のモデル化誤差などの影響を受け, 正しい推定値が求められなくなる. そのため T の決定にトレードオフは避けられない.

5 フィルタの設計

5.1 H_∞ 制御理論によるフィルタの設計

外乱オブザーバを用いて, 非線形な特性を持つ摩擦を補償する手法は数多く提案されている. しかし, 外乱オブザーバの内部では, 公称モデルの逆システムを使用しており, これが純粋な微分作用を含むために, 出力ノイズを受けやすいため, フィルタ $Q(s)$ が必要である. そこで, 本研究では, フィルタ $Q(s)$ を H_∞ 制御理論によって求める. その際必要となる一般化プラントを図7に示す. ここで $P(s)$ は駆動部分のプラント, $P'(s)^{-1}$ は擬似微分

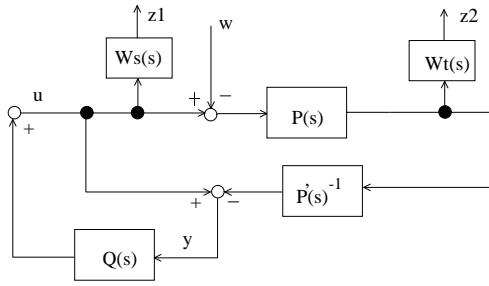


図7 一般化プラント

によって求めた $P(s)$ の逆プラント, $W_s(s)$, $W_t(s)$ はそれぞれ感度関数, 相補感度関数である.

図7の一般化プラント $G_{zw}(s)$ に対し, $u = Qy$ のフィードバックによって, 閉ループ系を内部安定化し, かつ, 与えられた γ に対して

$$\|G_{zw}(s)\|_{\infty} < \gamma \quad (9)$$

を満たす制御系 Q を求める.

5.2 H_{∞} 制御理論による制約付きフィルタの設計

外乱オブザーバの遅れを補償するフィルタ $Q(s)$ の次数を固定することで低次元のフィルタ設計を実現する. $Q(s)$ を次のように与える.

$$Q(s) = \frac{1 + a_1s + a_2s^2 + \dots + a_ns^n}{1 + b_1s + b_2s^2 + \dots + b_ns^n} \quad (10)$$

図7の w から z までの伝達関数 $G_{zw}(s)$ の H_{∞} ノルムを評価関数とすることで, γ を最小にするようにフィルタの定数項 $a_1 \dots a_n, b_1 \dots b_n$ を GA によって最適化する.

6 シミュレーション

本研究では位置決め制御仕様を, $10\mu\text{m}$ 変位の位置指令に対しての精密位置決めとする.

6.1 H_{∞} フィルタの適用

重みをそれぞれ

$$W_s = 0.001, W_t = \frac{s}{0.005s + 1} \quad (11)$$

とし, LMI によって定式化し, 制御系を設計した結果 $\gamma = 5.2549$ となった. 伝達関数を下式に示す.

$$Q(s) = \frac{-107s^4 + 3.82 \times 10^7 s^3 + 1.73 \times 10^{11} s^2}{s^5 + 1.8 \times 10^4 s^4 + 3.69 \times 10^8 s^3 + 8.37 \times 10^{11} s^2 + 2.04 \times 10^{14} s + 3.42 \times 10^{17}} + \frac{8.18 \times 10^{14} s + 1.33 \times 10^{17}}{s^5 + 1.8 \times 10^4 s^4 + 3.69 \times 10^8 s^3 + 8.37 \times 10^{11} s^2 + 2.04 \times 10^{14} s + 3.42 \times 10^{17}} \quad (12)$$

この求めたフィルタ $Q(s)$ を搭載したものと, DOB のみの目標値応答を図8, 入力を図9に示す. フィルタ $Q(s)$ によって目標値追従精度が向上していることが確認できる. しかし, $Q(s)$ が高次元であるため工作機械に対して適切でない. これより低次元でのフィルタ設計を行う.

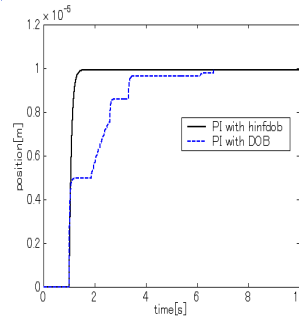


図8 目標値応答

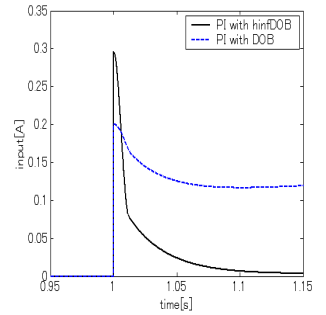


図9 入力

6.2 制限付きフィルタの適用

H_{∞} 問題を GA で解く際に評価関数を $\|G_{zw}(s)\|_{\infty}$, 世代を 20, 個体数を 10, 交叉率を 0.6, 突然変異率を 0.02, a, b のビット数を 10 とし, 3 次までの最適解を求めた. 次数と γ , 制時間との関係を表1に示す.

表1 関係図

次数	制時間	γ
1	3.92	5.63
2	3.24	5.49
3	1.43	5.34

設計された n 次のフィルタを付け加えたときのシミュレーションの目標値応答, 入力を図10, 図11に示す.

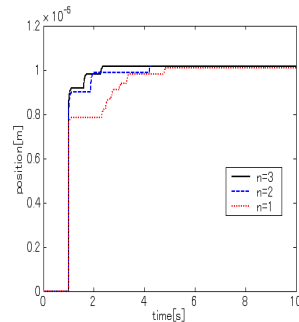


図10 目標値応答

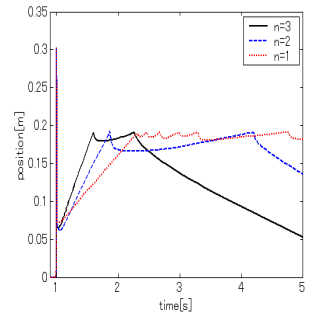


図11 入力

次数を大きくすることで制御性能は向上しているが γ のみの評価関数では低次元かによる性能劣化が避けられない.

6.3 制約付きフィルタの制御精度向上

制時間, 定常偏差, γ を評価関数とし GA を用いることで低次元化をすることで性能劣化を防ぐ. 次数と制時間, H_{∞} ノルムによって評価することでフィルタの最適化を行い, 次数と γ , 制時間の関係を表2に示す.

表2から, 次数を大きくすることで, γ が小さくなり, 制時間が早くなっていることが確認できる. しかし, 1 次からの大きな変動はなく, 実装での低次元化も考慮に加えると, 1 次のフィルタが最適解といえる. $Q(s)$ の最適解を求め

表 2 関係図

次数	制時間	γ
1	0.25	5.83
2	0.25	5.75
3	0.25	5.74

た結果、下式のようにになった。

$$Q(s) = \frac{1 + 0.931s}{1 + 0.381s} \quad (13)$$

提案法の有効性を確認するためボールスクリーシステムにて位置決め制御実験を行った。PI 制御, PI に外乱オブザーバを付加したもの, 提案法であるフィルタを付け加えたときのシミュレーションでの目標値応答, 入力結果を図 12, 図 13 に示す。

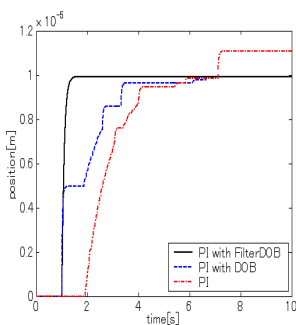


図 12 目標値応答

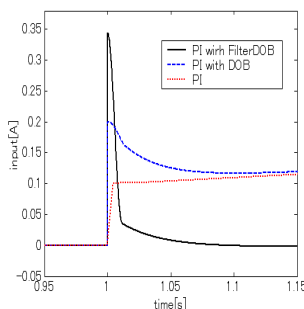


図 13 入力

図 8 と同じく 0.25 秒で制していることがわかる。外乱オブザーバのみでは遅れから補償できなかった非線形摩擦の影響を提案法では, フィルタにより外乱オブザーバの位相を進ませることで入力が大きくなっていることが図 13 から確認できる。その結果, 非線形摩擦を補償し, 制御精度が向上している。

7 実験

7.1 ボールスクリーシステム

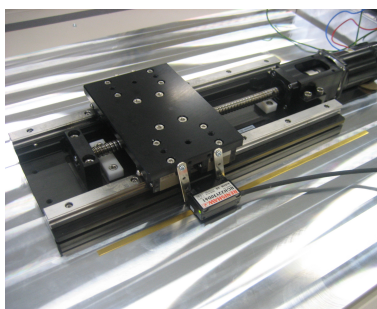


図 14 実験機

実験機 (図 14) の制御は PC (Pentium4 2.6 GHz) を用いて行い, 駆動用のアンプ (Quanser 製) に電流指令値を出力する。駆動部であるモータは DC モータ (T511 , SANYO 製) を採用した。また, 制御及び計測の為の位置検出は光学式リニアエンコーダ (RGH22 , 分割能 0.1 μ m

Renishaw 製) によって値をインクリメント方式でデータ収集ボード (Quanser 製) に返すことでコントローラに値を返し, 制御を行う。スクリー部分は 1 軸ユニット (Kua1204 , 駿河精機製) カップリング (MCOC26 , Misumi 製) は力の伝達ロス, バックラッシの極めて少ないものを選定した。

7.2 実験による検証

実験での目標値応答, 入力結果を図 15, 図 16 に示す。

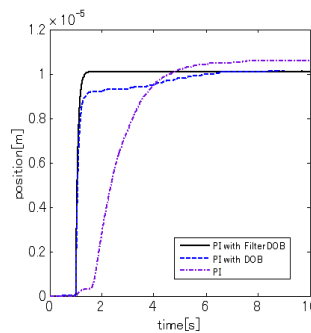


図 15 目標値応答

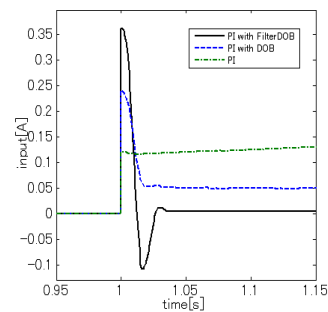


図 16 入力

提案法によって非線形摩擦が線形化されるためシミュレーションを同じように満足な結果を得ることができた。外乱オブザーバ, PI 制御での応答のシミュレーションと実験の誤差は, 本研究で扱わなかった転がり摩擦, 不連続で仮定した摩擦が原因であると考えられる。

8 おわりに

本研究では, ボールねじ駆動テーブルを制御対象とし, 実機を作成し, モデリング並びに外乱抑制を考慮した位置決め制御系の設計を行った。機構のモデリングでは, 非線形摩擦モデルを構築することで精度の高いシミュレータを獲得した。高速・精密位置決めを達成するには摩擦補償が重要である。そこで, 目標値追従は PI 制御を用い, 摩擦補償には, 外乱オブザーバに H_{∞} ノルムで評価したフィルタを付加することで外乱オブザーバの推定遅れによる性能劣化を改善する手法を用いた。位置決め制御系に対し実験によって提案法の有効性を確認した。

参考文献

- [1] C.M.Close,D.K.Frederick,andJ.C.Newell : Modeling and Analysis of Dynamic Systems,John Wiley & Sons(2002)
- [2] 堤正臣ほか:摩擦を考慮した CNC 工作機械の送り駆動構造の数学モデル, 精密工学学会誌, 60-10, 1458/1461(1995)
- [3] 入江航平ほか:位置・加速度入力型外乱オブザーバによるモーションコントロール, 電気学会誌 D, 127-6, 579/586(2007)
- [4] S. M. Shahruz: " Performance Enhancement of a Class of Nonlinear Systems by Disturbance Observer ", IEEE/ASME Trans. on Mechatronics, 5-3, 319/323 (2000)
- [5] 岩崎誠ほか:非線形摩擦のモデル化と摩擦補償による位置決め制御系の高精度化, 電気学会誌 D, 12-6, 732/739(2006)
- [6] 山本敏郎ほか:6 軸油圧マニピレータのロバスト制御による研究, 日本機械学会論文集 (C 編), 64-620, 1312/1319(1998)
- [7] 安藤貴彦ほか:GA を用いた極配置による PID 制御, 高速信号処理応用技術学会誌, 10-2, 74/80(2007)