機台振動抑制を考慮した GAによるロバスト高速・高精度位置決め制御系設計

正員 伊藤 和晃* 学生員 永田 良**
正員 岩崎 誠** 正員 松井 信行**

GA-Based Autonomous Design of Robust Fast and Precise Positioning Considering Machine Stand Vibration Suppression

Kazuaki Ito*, Member, Ryo Nagata**, Student Member, Makoto Iwasaki**, Member,
Nobuyuki Matsui**, Member

This paper presents a novel Genetic Algorithm (GA)-based autonomous compensator design and position command shaping considering the stand vibration suppression for the fast-response and high-precision positioning of mechatronic systems. The positioning system is mainly composed of a robust 2-degrees-of-freedom (2DOF) controller based on the coprime factorization description. The feedback compensator based on H_∞ design framework in the 2DOF controller ensures the robustness against the variations of resonant vibration mode. The feedforward compensator and position command, on the other hand, can be autonomously designed by the optimization capability of GA, in order to achieve the desired positioning performance and to suppress the machine stand vibration. The effectiveness of the proposed optimal design has been verified by experiments using a table drive system with ball screw.

キーワード: 機台振動, 位置指令整形, 2自由度制御, 高速・高精度位置決め, 遺伝的アルゴリズム, 自律設計

Keywords: machine stand vibration, position command shaping, 2-degrees-of-freedom control, fast-response and high-precision positioning, genetic algorithm, autonomous design

1. まえがき

工作機械や電子部品加工機などのメカトロニクス機器では、製品の高効率生産や品質向上のため、高速かつ高精度な位置/速度制御の実現が求められ、さらに、製品の多様化や製造コスト低減に対応するため、装置全体の小型・軽量化も推し進められている。この場合、機構系の低剛性要素に起因する共振振動によって制御性能が低下する 경우가多く、共振振動抑制（以下、制振）機能を備えた高性能サーボコントローラの実現が必要不可欠である。

ボールねじ駆動によるテーブルシステムを例に挙げれば、ボールねじ機構部でのねじれ振動や摩擦等の非線形要素、付帯設備からの外乱等の影響によって、テーブル位置決め

制御性能が低下する。さらに、装置の小型・軽量化に伴う機台の低剛性化が、テーブル推力の反力によって装置全体を振動させる機台振動という新たな問題を引き起こしている⁽¹⁾⁽²⁾。

これら機構振動の発生要因は制御対象のメカニズムに依るところが大きい。駆動条件や機械パラメータ変動によって周波数変動を伴う場合と伴わない場合に大きく分類できる。周波数変動を伴う場合に対しては、システムのロバスト安定性を視野に入れたフィードバック（以下、FB）での制振制御が必要で、 H_∞ 制御に代表されるロバスト制御理論の適用が有望である⁽³⁾⁽⁴⁾。一方、周波数変動を伴わない場合に対しては、フィードフォワード補償器（以下、FF 補償器）を位置指令に対するフィルタとして適用し、目標値追従性能の向上を図ることや、指令生成時に位置指令に含有の特定周波数成分を除去して、制振制御を実現することが有用である⁽⁵⁾⁽⁶⁾。これは、位置指令生成にも補償器と同様に設計自由度があるという考え方に基づくものであり、制御処理の計算負荷軽減という点からも極めて有用である⁽⁷⁾。従って、FF 補償器と位置指令を積極的に連携させて設計することは、実用面からも肝要であり、その場合、複数の

* 豊田工業高等専門学校
〒471-8525 豊田市栄生町 2-1
Toyota National College of Technology
2-1, Eisei-cho, Toyota 471-8525

** 名古屋工業大学大学院工学研究科
〒466-8555 名古屋市昭和区御器所町
Nagoya Institute of Technology
Gokiso-cho, Showa-ku, Nagoya 466-8555

駆動条件下でも常に要求仕様を満足し、かつ現実的な設計処理時間でFF補償器と位置指令を最適化できる設計ツールの実現が望まれる。

本研究は、機台上に設置されたボールねじ駆動テーブルシステムに対して構成した2自由度位置決め制御系のFF補償器と位置指令を、遺伝的アルゴリズム⁽⁸⁾(以下、GA)により最適設計する⁽⁹⁾。そこでは、システムのロバスト安定化を目的とした H_∞ 制御によるFB補償器の適用を前提に、機台振動や負荷外乱に起因するテーブル制振制御を目指す位置指令生成と、高速・高精度な目標値追従性を実現する既約分解表現に基づくFF補償器を、GAにより最適化する。

筆者らは既に、主に2慣性共振系の制振制御を対象に、 H_∞ 補償器設計や2自由度補償器設計にGAによる最適化手法を適用し、その基本的アルゴリズムを検証してきた^{(10)~(12)}。本論文は、これら一連の研究の延長線上に位置し、実製品の制御系設計への展開、新たに提起された機台振動問題への対応を試みるものであり、次世代設計ツールの提案を行うものである。

提案設計手法は、機台上に設置されたボールねじ駆動による供試テーブルシステムに適用され、機台振動抑制とテーブル位置決め制御に対する実験検証によって、その有効性を明らかにしている。

2. 機台振動を考慮した高速・高精度位置決め制御系

2.1 ボールねじ駆動テーブルシステム 図1は、本研究で対象とする機台上に設置されたボールねじ駆動テーブルシステムの概観図である。ボールねじとモータは減速機構を介して連結され、テーブルには重量可変の付帯設備が負荷として搭載される。ボールねじ機構部での共振振動(以下、ボールねじ共振)は、負荷重量やボールねじに対するテーブル位置(以下、テーブル初期位置)に応じて周波数が80 Hzから130 Hzの範囲で変動する。一方、本システムでは、負荷からのトルク外乱により発生する共振振動と機台振動の固有周波数は、負荷重量、テーブル移動距離、テーブル初期位置等の駆動条件に依らず33 Hzと29 Hzで一定である。

一般には、機台振動がテーブル位置決め制御性能を低下させる場合も多いが、本システムの機台振動に起因するテーブル振動振幅は要求位置決め精度に比べて十分小さく、その結果モータ位置情報に観測量として重畳する機台振動も極めて小さい。従って、制御系設計問題を簡略化する意味で、ここでは機台振動による位置決め制御性能の低下は生じないものと問題設定する。しかし、周辺作業環境への励起振動を抑制するため、機台振動に対する制振制御が必要であることには変わりはない。

図2は図1のシステムに対するブロック線図[†]であり、

[†] 前述の通り、本システムでは機台振動は位置決め制御性能に影響を与えないことから、機台位置 x_B がモータ位置 θ_M やテーブル位置 x_A に対してフィードバックされていないことに留意されたい

図1 ボールねじ駆動テーブルシステム概観図
Fig. 1. Structural configuration of table drive system with machine stand.

図2 ボールねじ駆動テーブルシステムブロック線図
Fig. 2. Block diagram of table drive system.

モータ・テーブル間で発生するボールねじ機構部での共振振動、負荷からのトルク外乱に起因するテーブルの共振振動、モータ・テーブル間のねじれ誤差に起因する機台振動に対する運動方程式から導出されるものである。図中の変数・定数は、 τ_M^* ；モータトルク指令、 τ_M ；モータトルク、 θ_M ；モータ位置、 θ_A ；モータ軸換算のテーブル位置、 x_A ；テーブル位置、 x_B ；機台位置、 J_M ；モータ慣性モーメント、 J_A ；テーブル質量をモータ軸換算した慣性モーメント、 M_F ；負荷質量、 M_B ；機台質量、 $K_1 \sim K_3$ ；ばね定数、 $D_1 \sim D_3$ ；ダンピング係数、 $R (= \theta_A/x_A)$ ；モータ軸へ換算する際の変換係数であり、モータの電流制御系に対応する伝達関数を $G_c(s)$ 、ディジタル制御での演算処理時間やシステムの遅れ要素に起因する無駄時間を T としている。ここで、本システムの制御入力 τ_M^* で、観測量は θ_M である。

この場合、テーブル初期位置に応じたボールねじ剛性(ばね定数 K_1)の変化に伴い、ボールねじ共振周波数は変動する。また、テーブル・負荷間の共振周波数を負荷重量によらず一定とするため、 M_F に応じてばね定数 K_2 を変化させている。

本システムの位置決め仕様は、位置制御サンプリング時間 $T_S (=0.5 \text{ ms})$ の下、上位コントローラからのテーブル移動距離指令に対して、point to pointで目標位置の $\pm 120 \mu\text{m}$

図 3 2 自由度位置決め制御系ブロック線図

Fig. 3. Block diagram of 2-degrees-of-freedom positioning system.

以内に整定することである。なお、テーブル移動距離には 17.4 mm, 32 mm, 48 mm があり、要求整定時間は、位置指令開始後それぞれ 80 ms, 109 ms, 134 ms である。

2・2 2 自由度位置決め制御系設計指針 本制御システムでは、テーブル位置に対する高速・高精度な追従特性の実現と、プラント変動に対するロバスト安定性の確保を目的に、2 自由度制御系を構築する。図 3 は、図 2 のシステムに対して構成した位置決め制御系ブロック図である。図中、 $C(s)$ は FB 補償器、 $D(s)$, $N(s)$, $K(s)$ はそれぞれ FF 補償器、 θ_M^* はモータ位置指令を示す。ここでは、FF/FB 補償器ならびにモータ位置指令のそれぞれを、以下の指針に基づき設計する。

- (1) ボールねじ共振は、モータ位置制御開ループ特性のゲイン交差周波数付近に存在し、周波数変動も生ずるので、システムの安定性に直接影響を与える。そこで、ボールねじ共振に対する安定化及び周波数変動に対するロバスト安定化を実現すべく、 H_∞ 制御による FB 補償器設計を実施する。
- (2) 負荷からのトルク外乱に起因する共振振動を抑制し、 x_A の θ_M^* に対する目標値追従性能を向上させるため、 τ_M から θ_M までの伝達特性を既約分解して得られる $D(s)$ と $N(s)$ に、 τ_M から θ_A までの伝達特性を含ませて、プラントモデルベースの FF 補償を実施する。
- (3) 機台振動周波数は駆動条件によらず一定であるため、位置指令から機台振動周波数付近の周波数成分を除去する目的で、 $K(s)$ にはノッチフィルタを採用する。
- (4) θ_M^* は変形正弦カム曲線⁽¹³⁾を基に生成し、その設計パラメータはテーブル位置及び機台の振動抑制を実現できるよう最適化する。
- (5) 以上の設計指針に対して、所望の位置決め制御特性と機台振動抑制を実現すべく、GA により FF 補償器と位置指令の各設計パラメータを最適設計する。その際、負荷重量、テーブル移動距離、テーブル初期位置に対する複数の駆動条件下でも制御仕様を満足させることを目指す。ただし、移動距離の変更に伴うテーブル駆動モードは多数存在し、それら全てに対して FF 補償器の最適化を実施することは設計負荷が膨大で現実的ではない。従って、本システムで代表的な 17.4 mm 移動時のみ FF 補償器の最適設計を実施し、その他の移動距離に対しては、モータ位置指令のみの最適設計とする。

図 4 一般化プラント

Fig. 4. Generalized plant.

図 5 $P(s)$ の周波数特性ボード線図

Fig. 5. Bode characteristics of nominal plant dynamics $P(s)$.

3. 2 自由度位置決め制御系設計

3・1 H_∞ 制御による FB 補償器設計 H_∞ 制御による FB 補償器設計では、図 4 の一般化プラントを用いて混合感度問題による補償器設計を実施する。ここで、 $P(s)$ はモータトルク τ_M からモータ位置 θ_M までのノミナルプラントモデル、 $W_T(s)$ と $W_S(s)$ は、それぞれシステムの相補感度関数と感度関数に対する重み関数である。また、 d は外生信号、 z_1 及び z_2 は制御量である。

負荷重量とテーブル初期位置に応じてボールねじ共振周波数は異なるので、特定条件下でのプラントモデルを $P(s)$ に用いると、他の条件下ではボールねじ共振周波数付近でモデル化誤差が大きくなる。そこで、 $P(s)$ が負荷からの外乱による 33 Hz の共振特性のみを有するよう、負荷重量が最大でテーブルがボールねじ中央に位置する場合のプラントモデル $P'_{1m}(s)$ をもとに、モータ・テーブル間を剛体系として低次元化したものを $P(s)$ に用いる。図 5 中の実線は $P(s)$ の周波数特性であり、破線は $P'_{1m}(s)$ である。図から、 $P(s)$ は 33 Hz の共振特性のみを有していることが分かる。なお、負荷重量とテーブル位置に応じたプラントモデル $P'_{ij}(s)$ は、 $P(s)$ と加法変動のモデル化誤差 Δ_{ij} を用いて (1) 式で表される。

$$P'_{ij}(s) = P(s) + \Delta_{ij} \dots \dots \dots (1)$$

図 6 重み関数と加法変動 Δ

Fig. 6. Weighting functions and additive perturbations.

ここで、添え字 i はテーブル初期位置条件 (1; ボールねじ中央, 2; モータに対して遠端, 3; 近端), j は負荷重量条件 (m ; 負荷重量最大, n ; 無負荷) である。それぞれの場合の Δ_{ij} の周波数特性ゲイン線図を図 6 に示す。

重み関数の設計に当たっては、 $W_T(s)$ はシステムのロバスト安定性を規定する観点から、 Δ_{ij} に比べて全周波数域で高ゲインの $W_T(s)$ が望まれるが、その場合、十分な安定性と引き換えにシステムの高応答化は困難となる。本システムの場合、モデル化誤差の多くはボールねじ共振の周波数変動に起因するので、ボールねじ共振周波数付近での位相余有を改善することによって、モデル化誤差に対するロバスト安定化は実現できる。そこで、 Δ_{ij} に比べて全周波数域で高ゲインではないものの、130 Hz 付近でゲインのピークを持つよう $W_T(s)$ を設計した。

一方、外乱や低周波数域でのモデル化誤差に対する低感度化を実現するため、 $W_S(s)$ は低周波数域で積分特性を有する構造とした。図 6 に $W_T(s)$ と $W_S(s)$ の周波数特性ゲイン線図を示す。

3.2 機台振動抑制を考慮した FF 補償器 本位置決めシステムは、モータ位置情報を用いたセミクローズド方式なので、テーブル位置 θ_A のモータトルク τ_M に対する伝達関数 θ_A/τ_M を用いて、(1) 式の低次元化されたプラントモデル $P(s)$ を次式のように既約分解する。

$$P(s) = \frac{N(s)}{D(s)}, N(s) = \frac{N_M(s)}{N_A(s)F(s)}, D(s) = \frac{D_M(s)}{N_A(s)F(s)} \quad (2)$$

ここで、 $N_M(s)$ 、 $D_M(s)$ は、それぞれ $P(s)$ の分子、分母多項式であり、 $N_A(s)$ は θ_A/τ_M の分子多項式である。この場合、 $D_M(s)$ は 4 次多項式、 $N_A(s)$ は 2 次多項式であるので、次式で示す 2 次多項式 $F(s)$ を付加して $D(s)$ をプロパな伝達関数とする。

$$F(s) = \frac{1}{\omega_f^2} s^2 + \frac{2\zeta_f}{\omega_f} s + 1, \text{ ここで } \omega_f = 2\pi f_f \cdots (3)$$

この結果、 $D(s)$ は、プラントが有する 33 Hz の共振特性を打ち消すフィードフォワードトルクを生成するフィル

図 7 変形正弦カム曲線に基づく加速度波形

Fig. 7. Acceleration waveform based on modified sine cam shape.

タ、 $N(s)$ は、テーブルが位置指令に速やかに追従するように、フィードバック系に対して位置指令を補正するフィルタとなる。

一方、 $K(s)$ は周波数変動のない機台振動抑制を主目的として、次式のノッチフィルタを採用する。

$$K(s) = \frac{\omega_d^2}{\omega_n^2} \cdot \frac{s^2 + 2\zeta_n \omega_n s + \omega_n^2}{s^2 + 2\zeta_d \omega_d s + \omega_d^2} \cdots (4)$$

ここで、 $\omega_n = 2\pi f_n$, $\omega_d = 2\pi f_d$

システムへの入力エネルギーを主に規定するのは位置指令であるので、位置決め性能と機台振動抑制性能の向上には位置指令設計との連携が必要不可欠である。従って、 $K(s)$ の分母多項式と分子多項式の固有角周波数 ω_d , ω_n を個別に設定することで設計自由度を持たせ、次項の位置指令設計との組み合わせによって位置決め制御性能と機台振動抑制性能の向上を図る。

3.3 変形正弦カム曲線に基づくモータ位置指令 位置指令には、図 7 に示す変形正弦カム曲線に基づく加速度波形の 2 階積分値を用いる。図中、移動時間 T_p と加速時間 T_a に対する最高加速度到達時間の割合 T_m が位置指令生成パラメータであり、 T_p と T_m に応じて位置指令の周波数成分と加速ピーク値は変化する。なお、 T_m の設定範囲は 0 から 0.5 である。

3.4 GA による FF 補償器と位置指令の最適設計処理概要 図 8 は、GA による FF 補償器と位置指令の最適設計概要図である。プラントモデルと 2 自由度補償器で構成されるシステム数学モデルに対し、変形正弦カム曲線に基づく位置指令 θ_M^* を印加し、テーブル位置波形 x_A と機台加速度波形 $\ddot{x}_B$ を計算する。そして、得られた x_A と $\ddot{x}_B$ の時系列データに対して、後述の評価関数によって遺伝的処理を行い、FF 補償器と位置指令を最適化する。

図 9 に、GA による最適設計フローチャートを示す。初期集団として M 個体の解候補を生成後、各世代では以下の手順に従い遺伝的処理を行う。

- (1) 最適化される設計パラメータは、15 bit のバイナリで表現された ζ_f , ζ_n , ζ_d , f_f , f_n , f_d , T_m , ならびに 9 桁のグレイコードで表現された T_p の計 8 パラメータである。
- (2) ボールねじ中央、遠端、近端の 3 つのテーブル初期位

図 8 GA による FF 補償器と位置指令の最適設計処理概要

Fig.8. Conceptual diagram of optimal design of feedforward comp. and position command shape.

図 9 フィードフォワード補償器と位置指令の最適設計処理フローチャート

Fig.9. Flowchart of optimization process of feedforward comp. and position command shape.

置条件と、無負荷、負荷重量最大の 2 つの負荷重量条件に対する計 6 つの駆動条件のもとで、図 3 の 2 自由度位置決め制御系に変形正弦カム曲線に基づく位置指令を与えて、 x_A と $\ddot{x}_B$ の時系列データを計算する。

(3) x_A の時系列データに対する整定時間およびオーバーシュートの評価と、 $\ddot{x}_B$ の時系列データに対する機台振動の評価を実施して評価値 F_{fit} を導出する。

(4) 選択、交叉、突然変異、エリート保存からなる遺伝的処理により、次世代の解候補を M 個体生成する。

以上の処理を L 世代繰り返し、最終的に最も良い評価を得た解候補を最適化された FF 補償器と位置指令とする。な

表 1 設計パラメータの探索範囲

Table 1. Search range of free parameters.

parameter	min.	max.
$\zeta_d, \zeta_n, \zeta_f$	0	1
f_d, f_n [Hz]	23.2	34.8
f_f [Hz]	1	500
N_p	0	$2^9 - 1$
T_m	0	0.5

図 10 評価値導出時のテーブル位置応答波形

Fig.10. Table position waveform in fitness evaluation.

お、GA の諸元は個体数 M を 30、戦略方式をトーナメント方式（エリート保存 1 個体）、多点交叉（染色体毎に一点交叉、交叉確率 0.9）、突然変異（突然変異確率 0.03）とし、進化世代数 L を 50 とした。

表 1 に、各パラメータの探索範囲を示す。 f_f の探索範囲の上限は、本システムのサーボ帯域が 100 Hz 付近であることを念頭に十分に広い探索範囲となるよう決定した。また、機台振動周波数 29 Hz 付近での最適解探索を目的に、 f_d, f_n の探索範囲は 29 Hz の $\pm 20\%$ とした。移動時間 T_p は、9 桁のグレイコードを 10 進数に変換した値 N_p に、位置制御サンプリング時間 T_s ($= 0.5$ ms) を乗じて求める。

3.5 評価関数 評価値計算に用いるテーブル位置応答波形の時系列データ $x_A[n]$ 、及び機台加速度波形の時系列データ $\ddot{x}_B[n]$ は、位置制御サンプリング時間 T_s の下、計算機上に構成したシステム数学モデルに対する計算機シミュレーションにより算出した。ここで、 n は T_s のサンプル番号、 N_s は時系列データのサンプル総数である。

図 10 はテーブル位置応答波形の一例であり、2 本の水平鎖線は目標位置 Θ に対する $\pm 120 \mu\text{m}$ の要求位置決め仕様を、 T_O は目標整定時間を示す。

オーバーシュートに対する評価では、 $x_A[n]$ が目標位置に対して $60 \mu\text{m}$ 以上のオーバーシュートを生じる (A) の区間で (5) 式の評価関数を導入し、テーブル位置の目標位置への速やかな到達を図る。

$$F_A = \sum_{n=0}^{N_s} W'_A \{x_A[n] - (\Theta + 60 \times 10^{-6})\} \cdots (5)$$

$$\text{ただし } W'_A = \begin{cases} 0 & (x_A[n] \leq \Theta + 60 \times 10^{-6}) \\ W_A & (x_A[n] > \Theta + 60 \times 10^{-6}) \end{cases}$$

整定時間に対する評価では、 $x_A[n]$ が図 10 中の 2 本の水

図 11 H_{∞} 補償器のボード線図

Fig. 11. Bode characteristics of H_{∞} compensator.

平鎖線内に整定完了した時間 T_{set} が目標整定時間 T_O を満足するか否かを判断し、位置決め整定時間に対するペナルティとして次式の評価を行う。

$$F_B = \begin{cases} 0 & (T_{set} \leq T_O) \\ W_B & (T_{set} > T_O) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (6)$$

一方、機台振動抑制を目的とした評価を実施するため、次式に示す評価区間全域の機台加速度波形の絶対値積分を計算する。

$$F_C = \sum_{n=0}^{N_S} W_C |\ddot{x}_B[n]| \quad \dots\dots\dots (7)$$

以上の評価関数 F_A , F_B , F_C を、テーブル位置と負荷重量に応じた 6 通りの駆動条件下でそれぞれ計算し、それらを全て加算することで GA の評価値 F_{fit} とする。

評価関数中で用いた各パラメータは、 $\Theta = 17.4 \times 10^{-3} \text{ m}$, $T_O = 80 \times 10^{-3} \text{ s}$, $N_S = 400$, $W_A = 5 \times 10^6$, $W_B = 10^4$, $W_C = 1$ である。この場合、最終世代での最小評価値は 200 程度であるので、目標整定時間を満足しない解候補が同世代中のエリート解となることを防ぐため、200 に対して十分大きい F_B となるよう、 W_B を決定した。

4. 2 自由度位置決め制御系設計結果

4.1 FB 補償器設計結果 第 3.1 項の一般化プラントと重み関数の条件の下、Matlab による H_{∞} 補償器設計を行い、図 11 中の実線で示す $C(s)$ を得た⁽¹⁴⁾。ここで、図中の破線で示される同等なゲイン特性を有する PID 補償器 $C_{PID}(s)$ を設計し特性比較を行った。その結果、 $C_{PID}(s)$ に比して $C(s)$ は位相余有を最大 19.65° 、ゲイン余有を最大 3.48 dB 増加できている。さらに、前述のテーブル初期位置と負荷重量に対する全ての駆動条件において、 $C(s)$ は 10.58° 以上の位相余有と 4.64 dB 以上のゲイン余有を実現できている。従って、パラメータ変動に対する必要最低限な安定余有の確保による、ロバスト安定性を備えた FB 補償器が設計されている。

表 2 10 回の試行に対する FF 補償器と位置指令の最適設計結果

Table 2. Final fitness F_{fit} and optimal design results in each trial.

No	$K(s)$				$F(s)$				$T_p[\text{ms}]$	T_m	F_{fit}
	f_d	ζ_d	f_n	ζ_n	f_f	ζ_f	T_p	T_m			
1	29.18	0.78	30.46	0.15	419.29	0.68	68.5	0.34	193.64		
2	31.49	0.75	29.75	0.10	354.70	0.38	71.0	0.41	183.77		
3	30.73	0.76	30.17	0.09	392.13	0.64	68.5	0.35	195.98		
4	23.41	0.84	32.69	0.07	305.93	0.91	57.5	0.12	207.01		
5	24.52	0.78	29.17	0.13	458.85	0.76	66.0	0.41	184.83		
6	25.08	0.92	28.11	0.07	35.81	0.50	51.5	0.02	219.90		
7	25.04	0.83	33.95	0.02	170.19	0.95	57.5	0.04	209.16		
8	26.44	0.77	34.14	0.21	408.06	0.86	69.5	0.39	203.54		
9	28.57	0.79	26.74	0.11	454.34	0.72	66.5	0.44	197.34		
10	29.16	0.79	33.83	0.38	337.30	0.89	72.0	0.49	238.47		
C.D.	29.00	0.83	29.00	0.00	50.00	0.80	53.0	0.10	—		

4.2 FF 補償器と位置指令の最適設計結果 GA による FF 補償器と位置指令の最適設計処理を 10 回試行した場合の最終評価値 F_{fit} と $F(s)$, $K(s)$, T_p , T_m の設計結果を表 2 に示す。また、本最適化結果の比較評価を目的に、従来法として設計したパラメータ (Conventional Design: C.D.) を併せて示す。ここで、従来手法では、加速から減速までの変化が滑らかな位置指令を実現するため T_m を 0.1 とし、位置指令の高周波成分除去を目的に、 $F(s)$ のカットオフ周波数は 50 Hz としている。ただし、 $F(s)$ の影響によって制御系に位相遅れが生ずるため、位置指令の移動時間 T_p は 53 ms としている。

一方、GA による最適設計では、最終評価値が最も小さい試行 No.2 の場合、 $T_m = 0.41$ と設計された結果、位置指令の高周波成分が低減され、 $F(s)$ のカットオフ周波数は位置決め制御系のサーボ帯域に比べて十分高い 354.7 Hz と最適化されている。その結果、 $F(s)$ の位相遅れに対する影響が緩和され、 T_p は 71 ms となって位置指令の加速ピーク値を減少できている。

従来設計法と GA による最適設計法による位置指令の特性をみるため、位置指令を 2 階微分して得られる加速度波形を図 12 に、その振幅スペクトルを図 13 に示す。図 12 中、破線で示す従来設計に比べて、実線で示す最適設計では位置指令の移動時間が 18 ms 延び、それに伴い加速度波形のピーク値が低減している。図 13 で、従来設計に比べて、最適設計では全周波数領域で振幅を低減できている、FF 補償器と位置指令を連携させた最適設計により、システムに与える電氣的・機械的エネルギーを低減して機台振動を抑制することが期待できる⁽¹⁵⁾。

4.3 移動距離変化時の位置指令最適設計結果 移動距離の変化に対しては、FF 補償器は既に十分な目標値追従性能と機台振動抑制性能を実現できているので、位置指令のみを GA により最適設計することとし、32 mm と 48 mm の 2 種類の移動距離に対して検討を行った。位置決め仕様は、目標位置に対する $\pm 120 \mu\text{m}$ の位置決め整定条件に対し、32 mm 移動時は 109 ms 以内、48 mm 移動時は 134 ms 以内での整定である。評価関数には (5), (6), (7) 式を用いるが、移動距離 32 mm の場合に $\Theta = 32 \times 10^{-3} \text{ m}$, $T_O = 109 \times 10^{-3} \text{ s}$ を与え、48 mm の場合に $\Theta = 48 \times 10^{-3} \text{ m}$, $T_O = 134 \times 10^{-3} \text{ s}$ を与える。この場合、設計パラメータは 2 つなので、解空

図 12 位置指令の 2 階微分の加速度波形

Fig. 12. Acceleration waveforms of position command.

図 13 加速度波形の振幅スペクトル

Fig. 13. Amplitude spectrum of acceleration waveforms.

間は複雑ではないと判断して GA の進化世代数を 30 とした。その結果、32 mm 移動時は $T_P = 101.5$ ms, $T_m = 0.46$, 48 mm 移動時は $T_P = 128$ ms, $T_m = 0.45$ と最適化された。

5. 位置決め制御実験の結果と検証

移動距離 17.4 mm 時の最適設計結果である表 2 の No.2 に対し、位置決め制御性能と機台振動抑制効果をみるため実験を行った。図 14 は、負荷重量最大でテーブル位置がボールねじ中央時の結果であり、図中、実線は GA による最適設計の場合、破線は従来設計の場合を示す。なお、以降の位置決め応答波形同様、図 (a) 中の 2 本の水平一点鎖線は位置決め整定精度仕様、縦点線は同整定時間仕様をそれぞれ示す。図 (a) から、従来設計に比べて最適設計ではオーバーシュートに約 $14 \mu\text{m}$ の増加が見られるが、位置決め整定後の残留振動の少ない位置決めが実現できている。図 (b) から、従来設計に比べて最適設計では、加速及び減速時における機台加速度のピーク値を低減でき、特に位置指令開始後約 60 ms 経過時点において、従来設計での -0.68 m/s^2 に比べて最適設計では -0.47 m/s^2 に低減できている。

テーブル位置変化に対するロバスト性能を検証するため、負荷重量最大時にテーブル初期位置を変化させた場合の応答波形を図 15 に示す。図中、実線はテーブル初期位置がボールねじ遠端の場合、破線は近端の場合である。図 (a) から、遠端の場合は剛性の低下に伴うねじれ振動振幅の増加が顕著になるが、いずれの場合も要求制御仕様を満足する位置決めが実現できている。また、図 (b) から、図 14(b) 中実線のボールねじ中央時と同様、最大振幅を 0.5 m/s^2 程度に抑えた機台振動抑制が実現できている。

図 16 と図 17 は、移動距離を 32, 48 mm としてそれぞれ

(a) Waveforms of table position error

(b) Waveforms of stand accel.

図 14 実機応答波形（負荷重量最大，テーブル初期位置中央時）

Fig. 14. Response waveforms of table position error and stand acceleration.

(a) Waveforms of table position error

(b) Waveforms of stand accel.

図 15 ボールねじ遠端/近端での実機応答波形

Fig. 15. Response waveforms of table position error and stand acceleration at motor far/near side.

最適化された位置指令を用いた場合の応答波形である。ここで、負荷重量は最大で、テーブル初期位置はボールねじ中央である。いずれの場合も目標制御仕様を満足し、残留振動の少ない良好な位置決め制御性能を実現している。

(a) Position error waveforms of table and motor

(b) Waveform of stand accel.

図 16 移動距離 32 mm 時の実機応答波形

Fig. 16. Experimental results (movement of 32 mm).

(a) Position error waveforms of table and motor

(b) Waveform of stand accel.

図 17 移動距離 48 mm 時の実機応答波形

Fig. 17. Experimental results (movement of 48 mm).

機台振動抑制効果を定量的に示すため、機台加速度波形の 5 Hz から 100 Hz までのパワースペクトル密度の総和を表 3 に示す。表中のデータは順に、移動距離 17.4 mm に対する、テーブル初期位置がボールねじ中央で無負荷及び負荷重量最大の場合、負荷重量最大で初期位置が近端及び遠端の場合、移動距離 32 mm、48 mm に対する、負荷重量が最

表 3 機台加速度波形に対するパワースペクトル密度の総和

Table 3. Summing integration of power spectrum density for stand acceleration.

	conventional design	optimal design
movement of 17.4 mm		
middle (without load)	1.027	0.3617
middle (with load)	8.427	6.450
motor near side	7.022	5.956
motor far side	11.16	7.289
movement of 32 mm	3.368	3.434
movement of 48 mm	2.309	1.845

$\times 10^{-3} [(\text{m/s}^2)^2/\text{Hz}]$

大でテーブル初期位置がボールねじ中央の場合である。提案の最適設計では、従来設計に比して負荷重量やテーブル初期位置によらず機台振動のパワースペクトル密度の総和を低減できている。特に、移動距離 17.4 mm でテーブル位置がボールねじ中央の場合、無負荷時で約 65%，最大負荷時で約 23%低減できている。移動距離の変化に対しては、32 mm の場合では両者に大差はないものの、48 mm の場合には 20%程度の低減が実現されている。この結果、移動距離の変化に対して、FF 補償器を変更することなく、位置指令の最適設計のみで所望の位置決め制御性能と機台振動抑制性能を実現できることが検証された。

6. あとがき

本論文では、機台上に設置されたボールねじ駆動テーブルシステムを対象に、機台振動抑制と高速・高精度位置決めを目的とした、GA による FF 補償器と位置指令の同時最適設計法を提案した。本研究で得られた成果は、以下のように要約できる。

- (1) テーブル位置や負荷重量の変化に対するシステムのロバスト安定化を実現する H_∞ 補償器をフィードバック系に有する 2 自由度制御系を前提に、FF 補償器及び変形正弦カム曲線に基づく位置指令の設計パラメータを GA によって自律設計する手法を提案した。
- (2) GA による最適化評価では、複数のテーブル駆動条件下でのテーブル位置応答波形並びに機台加速度波形を同時に評価することで、駆動条件変化にロバストな設計パラメータの最適化を目指した。
- (3) テーブル移動距離の変化に対しては、FF 補償器はそのままに位置指令の設計パラメータのみを最適化することで対処し、最適化計算負荷の軽減を図った。
- (4) 供試テーブル駆動システムによる実験検証では、全ての駆動条件下で所望の位置決め精度を満足し、かつ機台振動も従来設計手法に比して最大 65%の低減を実現でき、優れた機台振動抑制能力を有する高速・高精度位置決め制御系の実現をみた。

今後は、フィードバック補償器に対する最適設計も試み、ロバスト制御性能や外乱抑制能力の更なる向上を目指したい。(平成 15 年 7 月 25 日受付、平成 15 年 11 月 13 日再受付)

文 献

- (1) H. Zidan, T. Tsuji, S. Hao, and R. Oguro: "Feedforward Control Design for Vibration of Machine Stand", *T. IEE Japan*, Vol.120-D, No.3, pp.404-409 (2000-3) (in Japanese)
ハサン ジダン・辻 輝生・Shuang-Hui Hao・小黑龍一:「Feedforward 制御による機台振動抑制制御」, 電学論 D, **120**, 3, pp.404-409 (2000-3)
- (2) F. Ohkawa, H. Honda, J. Kobayashi, K. Kuboyama, and R. Oguro: "Robust Model Following Control of a Feed Drive System Hindered by a Machine Stand Vibration", *T. JSME (C)*, Vol.68, No.668, pp.101-106 (2002) (in Japanese)
大川不二夫・本田英己・小林 順・久保山幸司・小黑龍一:「ロバストモデル追従制御による機台振動系の振動抑制」, 機論 C, **68**, 668, pp.101-106 (2002)
- (3) 前田 肇・杉江俊治: アドバンス制御のためのシステム制御理論, 朝倉書店 (1990)
- (4) S. Morimoto, M. Ohashi, and Y. Takeda: "Speed Control of Two-mass System Based on H^∞ Control Theory", *T. IEE Japan*, Vol.114-C, No.11, pp.1109-1115 (1994-11) (in Japanese)
森本茂雄・大橋真和・武田洋次:「2 慣性共振系の速度制御への H^∞ 制御理論の適用」, 電学論 C, **114**, 11, pp.1109-1115 (1994-11)
- (5) M. Iwasaki and N. Matsui: "Optimal Command Shaping for Vibration Suppression in Robot Arm Motion", *T. IEE Japan*, Vol.117-C, No.1, pp.50-56 (1997-1) (in Japanese)
岩崎 誠・松井信行:「振動抑制効果を考慮したロボットアームの最適位置指令設計」, 電学論 C, **117**, 1, pp.50-56 (1997-1)
- (6) M. Hirata, T. Hasegawa, and K. Nonami: "Seek Control of hard Disk Drives Based on Final-State Control Taking Account of the Frequency Components and the Magnitude of Control Input", Proc. of 7th International Workshop on Advanced Motion Control, pp.40-45 (2002)
- (7) S. Hara, K. Wakamatsu, and T. Narikiyo: "Simulation-Based Reference Design and Its Application to Positioning Control of Vibration Systems", *T. JSME (C)*, Vol.68, No.672, pp.25-32 (2002) (in Japanese)
原 進・若松康介・成清辰生:「シミュレーションベースによる目標軌道設計とその振動系の位置決め制御への適用」, 機論 C, **68**, 672, pp.25-32 (2002)
- (8) 北野宏明: 遺伝的アルゴリズム, 産業図書 (1993)
- (9) K. Ito, R. Nagata, M. Iwasaki, and N. Matsui: "GA-Based Autonomous Design of Robust Fast-Response and High-Precision Positioning Controller Considering Machine Stand Vibration Suppression", IEEJ Technical Meeting on Industrial instrumentation and control, IIC-03-25, pp.57-62 (2003) (in Japanese)
伊藤和晃・永田 良・岩崎 誠・松井信行:「機台振動抑制を考慮した GA によるロバスト高速・高精度位置決め制御系設計」, 電気学会産業計測制御研究, Vol.IIC-03-25, pp.57-62 (2003)
- (10) M. Iwasaki, N. Tsumagi, H. Hirai, and N. Matsui: "Genetic Algorithm-Based Autonomous Design of Weighting Functions for H_∞ Compensator", *T. IEE Japan*, Vol.121-D, No.12, pp.1235-1242 (2001-12) (in Japanese)
岩崎 誠・妻木宣明・平井洋武・松井信行:「 H_∞ 補償器設計における遺伝的アルゴリズムを用いた重み関数の自律生成」, 電学論 D, **121**, 12, pp.1235-1242 (2001-12)
- (11) M. Iwasaki, K. Sakai, and N. Matsui: "Genetic Algorithms-Based Design of Vibration Suppression Compensator for 2-Mass Resonant System", *T. IEE Japan*, Vol.120-D, No.3, pp.351-358 (2000-3) (in Japanese)
岩崎 誠・酒井剛司・松井信行:「遺伝的アルゴリズムによる 2 慣性共振振動系の制振補償器設計」, 電学論 D, **120**, 3, pp.351-358 (2000-3)
- (12) K. Ito, M. Iwasaki, and N. Matsui: "GA-Based Autonomous Feedforward Compensator Design for Robust Fast-Response and High-Precision Positioning", *J. JSPE*, Vol.69, No.1, pp.58-63 (2003-1) (in Japanese)
伊藤和晃・岩崎 誠・松井信行:「ロバスト高速・高精度位置決め制御のための GA によるフィードフォワード補償器自律設計」, 精密工学会誌, **69**, 1, pp.58-63 (2003-1)
- (13) 山口 稔・佐井秀範・村田 誠・牧野 洋・浜谷 徹:「ベルトコンベアの運動特性に関する研究(第1報)—システムとその制御—」, 1989 年度精密工学会秋季大会学術講演会論文集, pp.79-80 (1989)
- (14) 野波健蔵 編, 西村秀和・平田光男共著: MATLAB による制御系

設計, 東京電機大学出版局 (1998)

(15) 井上善雄ほか: 振動の考え方・とらえ方, オーム社 (1998)

伊藤和晃 (正員) 1975 年 5 月 20 日生。2003 年 3 月名古屋工業大学大学院工学研究科博士後期課程修了。同年 4 月, 豊田工業高等専門学校電気・電子システム工学科助手, 現在に至る。工学博士。主に, メカトロニクス機器の振動抑制制御に関する研究に従事。精密工学会, IEEE 会員。

永田 良 (学生員) 1978 年 10 月 11 日生。2003 年 3 月名古屋工業大学大学院工学研究科博士前期課程修了。在学中はメカトロニクス機器の振動抑制制御系の設計に関する研究に従事。

岩崎 誠 (正員) 1964 年 1 月 15 日生。1991 年 3 月名古屋工業大学大学院工学研究科博士後期課程修了。同年 4 月, 名古屋工業大学電気情報工学科助手, 2000 年 4 月, 助教授, 現在に至る。1997 年 10 月~1998 年 3 月まで文部省在外研究員としてドイツ連邦共和国ケムニッツ工科大学, 同ミュンヘン工科大学に派遣, 2002 年 9 月~2003 年 7 月まで文部科学省在外研究員としてドイツ連邦共和国ケムニッツ工科大学に派遣。工学博士。運動制御の研究に従事。精密工学会, 計測自動制御学会, IEEE 会員。

松井 信行 (正員) 1943 年 5 月 7 日生。1968 年 3 月名古屋工業大学大学院修士課程修了。同年 4 月, 名古屋工業大学助手, 講師, 助教授を経て, 1985 年 4 月, 電気情報工学科教授, 2000 年 4 月~2002 年 10 月まで同大学副学長, 同年 11 月に教授に復職後, 2004 年 1 月, 同大学学長, 現在に至る。工学博士。パワーエレクトロニクスおよびモーションコントロールの研究と教育に従事。2001 年電気学会部門活動功労賞, 2002 年電気学会学術振興賞(論文賞), 同優秀技術活動賞, 同産業応用特別賞(貢献賞), 小平記念賞, IEEE/IES Best Paper Award 受賞。計測自動制御学会会員, IEEE Fellow。