

## 第5章

# 転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの始動時摩擦補償

### 5.1 緒言

本章では、動的な転がり摩擦挙動に対する摩擦補償法として、位置決め始動時の転がり摩擦非線形ばね特性を考慮した、外乱オブザーバの始動時摩擦補償を提案する。ここでは、先ず、精密転がり摩擦モデルを用いたシミュレーション解析により、始動時の転がり摩擦の非線形ばね特性に対する外乱オブザーバの補償遅れが、位置決め整定精度劣化ならびに応答ばらつきを招くことを明らかにする。続いて、外乱オブザーバの摩擦補償遅れの抑制を目的とした、転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの始動時摩擦補償の設計法について示す。本法は、推定遅れが生じる始動時には動的転がり摩擦モデルから得られる摩擦推定値を外乱オブザーバ出力として活用し、推定遅れが十分に解消される加減速状態では通常の外乱オブザーバによる摩擦補償へと移行する。これにより、位置決め動作開始時の転がり摩擦の非線形ばね特性を補償し、2自由度制御系における軌跡追従精度の向上を実現する。このことは、直前の位置決め整定動作や整定位置等に依存する転がり摩擦の前歴や駆動開始時の初期値に対して、本法は始動時初期値補償の役割を担うと解釈でき、連続駆動時の位置決め応答特性のばらつき圧縮にも効果が期待できる。提案始動時摩擦補償法の有効性は、巻末付録Aに示す供試ボールねじ駆動テーブル位置決め装置に対するシミュレーション及び実機実験により検証される。

なお、本章で制御対象として扱うボールねじ駆動テーブル位置決め装置の概要、モデリング、制御系設計の詳細については、巻末付録A、Bを参照されたい。

## 5.2 転がり摩擦モデルに基づく位置決め性能劣化要因の分析

### 5.2.1 外乱オブザーバによる摩擦補償の問題点

図 5.1 は、巻末付録 B で設計した図 B.1 の 2 自由度位置制御系を用いて、制御仕様 III に対応する 0.1 mm 変位の位置決め動作を行った際の、(a) テーブル位置： $x_T$ ，(b) 負荷位置： $x_L$ ，(c) 外乱オブザーバによる摩擦推定値： $\hat{d}$  の時間応答波形である。図中淡線は実機応答 (experiment)，濃線は A.4.2 項に示す転がり摩擦モデル併用の動的摩擦モデルを用いたシミュレーション応答 (simulation) であり，図 5.1(a) 中の濃破線 (reference) は FF 制御系により生成されるテーブル位置目標軌道  $x_T^*$ ，図 5.1(b) 中の濃点線 (ideal response) は FF 制御系により既定される負荷位置の理想応答特性，図 5.1(c) 中の濃点線 (friction model) は転がり摩擦併用摩擦モデルの出力を示している。ここでは、摩擦の影響が顕著に現れるよう、外乱オブザーバの帯域を  $\omega_Q = 2\pi \times 100$  rad/s と低く設定した場合の応答特性を示している。

図から、テーブル位置応答は濃破線 (reference) で示す目標軌道に追従できておらず、その結果、負荷位置応答は振動的な応答となっている。実機応答とシミュレーション応答が良く一致していることから、実際には図 5.1(c) に濃点線 (friction model) で示すような摩擦力が

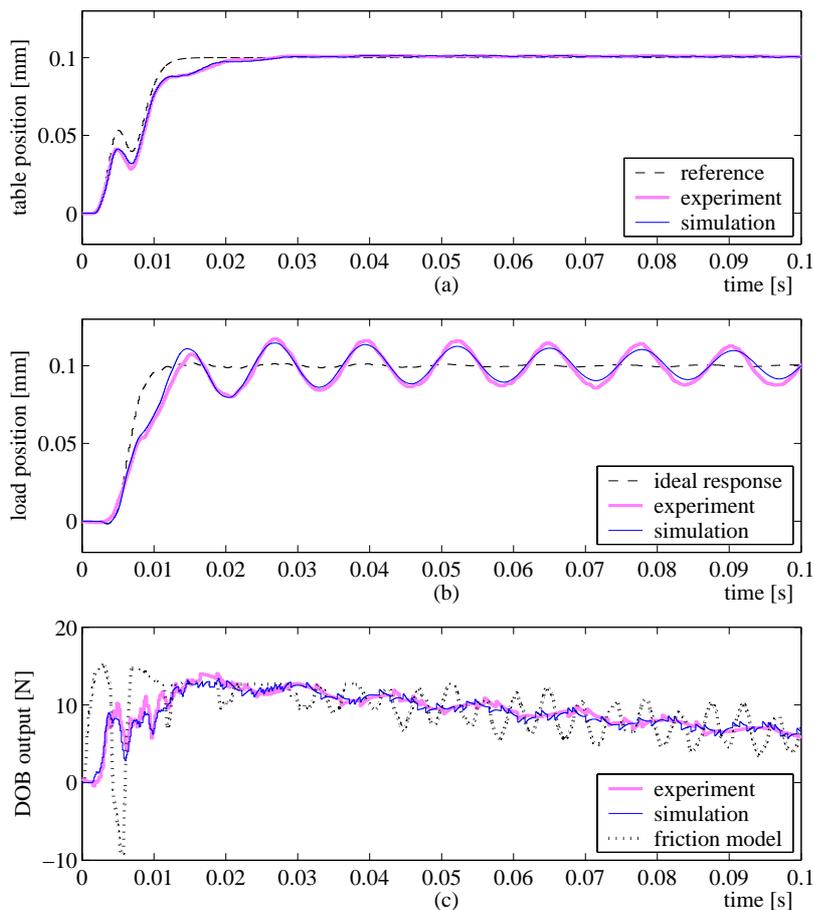


図 5.1: 位置決め応答特性

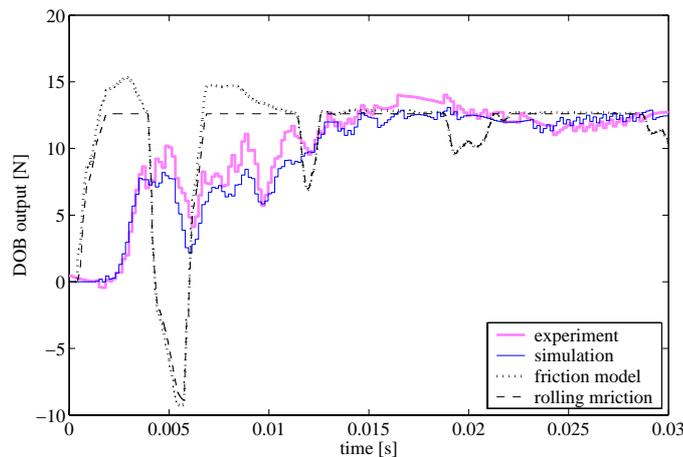


図 5.2: 位置決め始動時の外乱オブザーバによる摩擦推定波形

作用していると考えられ、外乱オブザーバによる摩擦推定波形は、始動直後から大きな推定誤差を含んでいると考えられる。始動時の摩擦挙動について考察するため、図 5.1(c) の時刻 0 ~ 0.03 s の拡大図を図 5.2 に示す。各線の線色は図 5.1(c) と同様であり、シミュレーションにおける転がり摩擦モデル出力  $F_{roll-R}$  を濃破線 (rolling friction) で追加している。図から、位置決め動作中に発生する摩擦は転がり摩擦が支配的であり、始動直後の微小変位領域では、転がり摩擦の非線形ばね特性に起因する摩擦力が生じている。すなわち、図 5.1(a) のようなテーブル軌跡追従精度の劣化は、始動直後からの動的転がり摩擦挙動に対する外乱オブザーバの摩擦推定遅れが原因と言える。

推定遅れが生じる要因は、外乱オブザーバに内在するフィルタ  $Q(z)$  の帯域に起因する過渡特性であり、 $Q(z)$  の帯域を拡大することで推定遅れは減少するが、制御系の安定性とのトレードオフが理由で十分な帯域を確保することは一般に困難である。さらに、制御対象に存在するむだ時間要素や外乱オブザーバに内在するむだ時間要素  $L_n(z) = z^{-8}$  によって、8 サンプル分の推定遅れは避けられない。これらによる始動時の摩擦推定遅れは、微小ストロークであるほど位置決め性能に与える影響が大きい。従って、テーブル軌跡追従性能の向上を実現するためには、摩擦推定精度が十分ではない位置決め動作開始時において、転がり摩擦モデルによる外乱オブザーバの初期値補償を実施し、積極的な摩擦補償を行うことが一つの解決策となる。

### 5.2.2 転がり摩擦モデルに基づく位置決め始動時の転がり摩擦挙動の考察

転がり摩擦モデルを用いて、位置決め動作開始時の転がり摩擦挙動について考察する。図 5.3 に、図 5.1 中濃実線 (simulation) で示すテーブル位置応答:  $x_T$ 、図 5.2 中濃破線 (rolling friction) で示す転がり摩擦モデル出力  $F_{roll-R}$  による整定位置付近における変位・摩擦力特性を淡線 (settling) で示す。図中縦点線は目標位置 0.1 mm であり、[1] と [4] の領域はテーブル位置応答がオーバーシュートを生じていることを表している。図から、約  $1.5 \mu\text{m}$  のオー

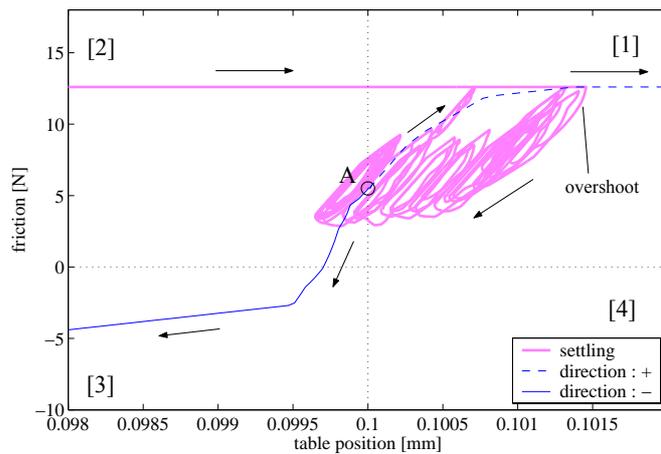


図 5.3: 整定位置付近における転がり摩擦の非線形ばね特性

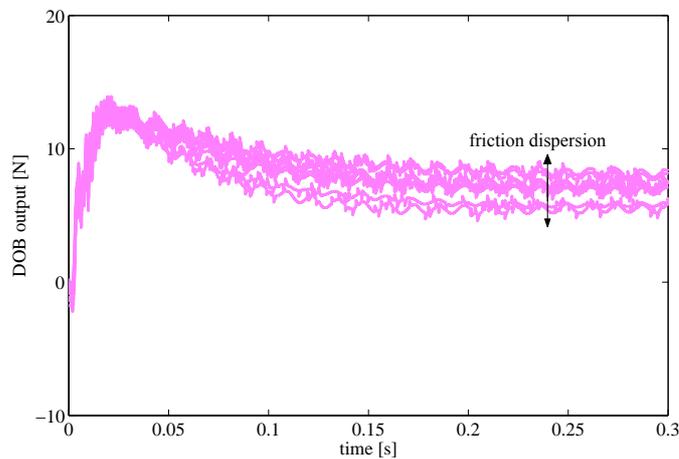


図 5.4: 位置決め整定時の摩擦力変動

バーシュートを生じるまでは“転がり領域”でクーロン摩擦力 ( $T_{fc} = 12.6 \text{ N}$ ) を示し、オーバーシュートに伴う速度反転後は“転がり出し変位領域”においてヒステリシスループを描きながら目標値方向へ動作していることが分かる。そして、点 A で示す位置整定時には、転がり摩擦の弾性力により  $5.5 \text{ N}$  程度の保持力を有している。この後、往復動作を想定して負方向へと移動する場合には、濃実線 (direction : -) で示す転がり摩擦が、同一方向への連続動作の場合には、濃破線 (direction : +) で示す転がり摩擦が発生すると考えられ、始動時に転がり摩擦は非線形ばね要素として作用する。

さらに、位置決め整定時の保持力は、位置決め動作方向や整定位置等の変化に伴う転がり摩擦の前歴に起因して変動する。図 5.4 は、 $0.1 \text{ mm}$  変位の往復位置決め動作を 10 回試行した場合の外乱オブザーバによる摩擦推定波形である。図から、目標位置付近に到達する  $0.1 \text{ s}$  以降における摩擦推定値 (=保持力) が最大で  $5 \text{ N}$  程度ばらついている様子が確認できる。なお、後述するように、同一方向へ連続して位置決め動作を行う場合は、往復動作時より保持

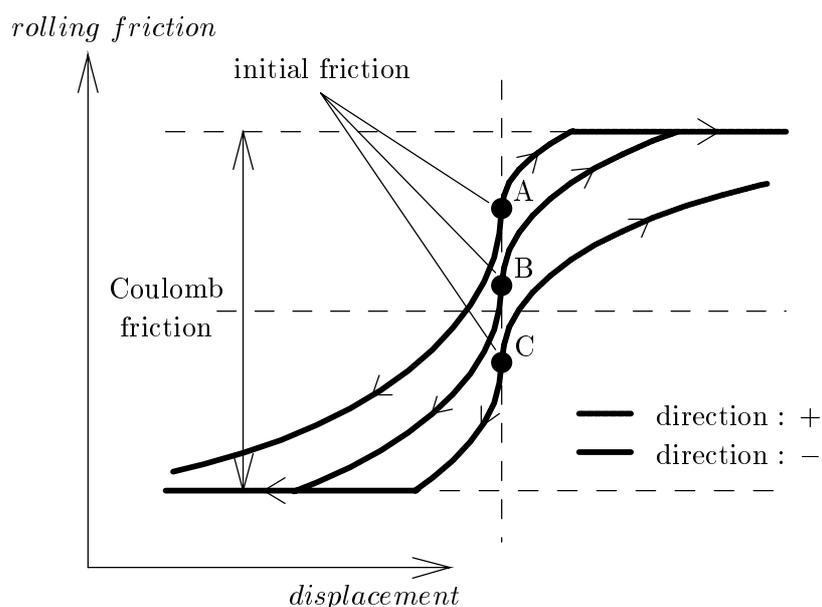


図 5.5: 異なる初期摩擦力からの転がり摩擦の非線形ばね特性

力の変動が大きいことを確認している。

以上のことから、位置整定時の保持力が異なる場合の往復・同一方向動作時における転がり摩擦挙動は、図 5.5 になると考えられる。図中、実線 (direction : -) が往復動作の場合、点線 (direction : +) が同一方向送り動作の場合の転がり摩擦挙動であり、直前の位置決め整定時における保持力 (点 A ~ 点 C) に応じて転がり摩擦挙動が異なることが分かる。すなわち、保持力の変動は、次動作開始時の初期値変動として応答のばらつき要因となるため、始動時摩擦補償の際には、保持力の変動を考慮した補償法が望まれる。

### 5.3 転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの始動時摩擦補償

5.2 節の考察から明らかなように、位置決め過渡応答時に発生する外乱オブザーバの摩擦推定遅れは、位置決め動作開始時に発生する転がり摩擦の非線形ばね特性に対するフィルタ  $Q(z)$  の過渡特性が要因である。そこで、本研究では、位置決め動作開始時に発生する転がり摩擦の非線形ばね特性に対する補償を目的に、構築した転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの始動時摩擦補償を提案する。具体的には、動的摩擦挙動を示す始動直後の転がり出し変位領域では、転がり摩擦モデルにより推定した摩擦力を  $Q(z)$  の状態量に対してフィードフォワードすることで、始動時において推定遅れのない摩擦補償を実現する。一方、静的摩擦挙動を示す転がり領域に到達した後は、転がり摩擦モデルにより与えられたクーロン摩擦力  $T_{fc}$  を初期値として、 $Q(z)$  の応答帯域による通常の外乱オブザーバの振舞いへと移行する。さらに、位置決め整定時における保持力の変動を考慮した転がり摩擦モデルの演算を行

うことで、位置応答ばらつきを抑圧する始動時摩擦補償も併せて可能とする。以降では、先ず、外乱オブザーバの推定遅れの要因となるローパスフィルタの初期値誤差に対する過渡特性を明らかにし、提案の始動時摩擦補償の基礎となる初期値補償法について示す。そして、転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの始動時摩擦補償アルゴリズムと、転がり摩擦モデルによる補償力演算法について示す。

### 5.3.1 ローパスフィルタの初期値補償による過渡応答特性改善

本項では後述の始動時摩擦補償の基礎となるローパスフィルタの初期値補償法について概説する。はじめに、次式に示す1次ローパスフィルタ  $Q_{lpf}(s)$  を定義する。

$$Q_{lpf}(s) = \frac{\omega_{lpf}}{s + \omega_{lpf}} \quad (5.1)$$

上式をサンプリング時間  $T_s (= 166 \mu s)$  で双一次変換により離散化すると、離散系伝達関数は次式となる。

$$Q_{lpf}(z) = \frac{b_0 + b_1 z^{-1}}{a_0 + a_1 z^{-1}} \quad (5.2)$$

$$\begin{aligned} \text{ここで, } a_0 &= \omega_{lpf} T_s + 2, a_1 = \omega_{lpf} T_s - 2 \\ b_0 &= \omega_{lpf} T_s, b_1 = \omega_{lpf} T_s \end{aligned}$$

ローパスフィルタに対する入力を  $u_{lpf}$ 、出力を  $y_{lpf}$  と定義するとき、サンプル時刻  $i$  における出力  $y_{lpf}[i]$  は次式で表現できる。

$$y_{lpf}[i] = \frac{1}{a_0} (b_0 u_{lpf}[i] + b_1 u_{lpf}[i-1] - a_1 y_{lpf}[i-1]) \quad (5.3)$$

(5.3) 式から、 $y_{lpf}[i]$  の算出には現在の状態量  $u_{lpf}[i]$  と過去の状態量  $y_{lpf}[i-1]$ 、 $u_{lpf}[i-1]$  が必要になる。

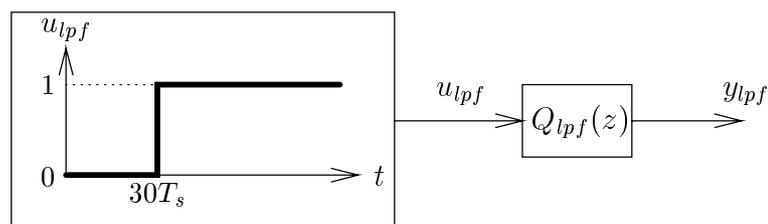
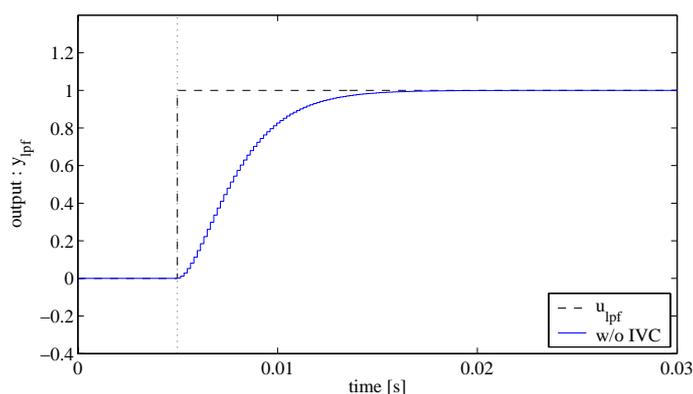
ここで、 $Q_{lpf}(z)$  に対してサンプル時刻  $i$  から振幅  $A_u$  のステップ入力  $u_{lpf}$  を印加する場合、過去の状態量  $u_{lpf}[i-1]$  及び  $y_{lpf}[i-1]$  は、時刻  $i$  における初期値として作用する。初期値を  $x_0$  と定義するとき、 $y_{lpf}[i-1]$ 、 $u_{lpf}[i-1]$  は次式で表現できる。

$$\begin{cases} y_{lpf}[i-1] = x_0 \\ u_{lpf}[i-1] = x_0 \end{cases} \quad (5.4)$$

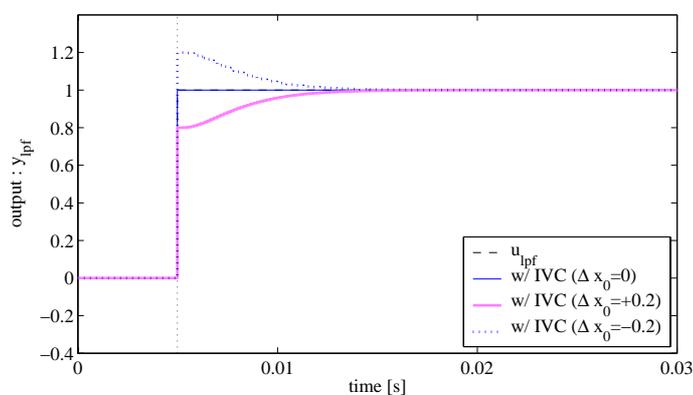
このとき、 $y_{lpf}[i]$  は時刻  $i$  における初期値誤差  $\Delta x_0 = A_u - x_0$  を用いて次式のように算出される。

$$y_{lpf}[i] = \frac{1}{a_0} (b_0 A_u + b_1 x_0 - a_1 x_0) \quad (5.5)$$

$$= A_u - \frac{2}{a_0} \Delta x_0 \quad (5.6)$$

図 5.6:  $Q_{lpf}(z)$  に対するステップ応答シミュレーションのブロック線図

(a) w/o IVC



(b) w/ IVC

図 5.7:  $Q_{lpf}(z)$  のステップ応答特性

上式から，初期値誤差  $\Delta x_0$  が存在する場合は時刻  $i$  において  $y_{lpf}[i] = A_u$  を実現できず，その誤差は  $\omega_{lpf}$  により規定される速度で収束することになる。すなわち，この初期値誤差  $\Delta x_0$  が過渡特性を発生させる要因となる。

$\Delta x_0$  による  $Q_{lpf}(z)$  の過渡特性を明らかにするため，(5.2) 式の  $Q_{lpf}(z)$  に対し，図 5.6 に示す大きさ  $A_u = 1$  のステップ入力  $u_{lpf}$  (立ち上がり時間:  $t = 30T_s$ ) を与えた場合の，出力  $y_{lpf}$  のシミュレーション応答を図 5.7(a) に示す。ここで， $Q_{lpf}(z)$  の帯域は  $\omega_{lpf} = 2\pi \times 100$  rad/s であり， $t = 30T_s$  における初期値誤差  $\Delta x_0$  は  $\Delta x_0 = 1$  である。図 5.7(a) から，濃実線で示

す初期値補償未適用時の  $y_{lpf}$  は、濃破線で示す  $u_{lpf}$  に対して  $\omega_{lpf}$  に起因する応答遅れが発生している。これは、図中垂直点線で示す  $u_{lpf}$  がステップ状に変化する  $t = 30T_s$  のタイミングで、 $y_{lpf}[i-1]$  と  $u_{lpf}[i-1]$  に対して  $\Delta x_0 = 1$  の初期値誤差が存在するためである。本現象は、図 5.2 に示す外乱オブザーバの推定遅れ特性と良く似ていることから、推定遅れは  $Q_{lpf}(z)$  の初期値誤差が要因であることが推測できよう。

以上の初期値誤差  $\Delta x_0$  に起因する  $Q_{lpf}(z)$  の過渡特性を抑制するため、ステップ状に入力に変化するタイミングに合わせてローパスフィルタ  $Q_{lpf}(z)$  の初期値を切替える、初期値補償を実施する。具体的には、次式のように、ステップ入力の立ち上がり時刻  $t = 30T_s$  ( $i = 30$ ) において、 $\Delta x_0 = 0$  となるよう  $x_0 = A_u$  なる初期値を与える。

$$\begin{aligned} & \text{if } (i = 30) \\ & \quad y_{lpf}[i-1] = A_u \\ & \quad u_{lpf}[i-1] = A_u \\ & \text{end} \end{aligned} \tag{5.7}$$

このとき、出力  $y_{lpf}[i]$  は、(5.3) 式から次式のように所望の出力値を得ることが可能となる。

$$y_{lpf}[i] = A_u \tag{5.8}$$

本初期値補償を適用した場合のシミュレーション結果を、図 5.7(b) に示す。ここでは、初期値誤差の影響についても検証するため、 $\Delta x_0 = 0, +0.2, -0.2$  となるように初期値  $x_0$  を、 $x_0 = A_u, A_u - 0.2, A_u + 0.2$  と与えた場合の各シミュレーション結果を示している。図から、 $\Delta x_0 = 0$  ( $x_0 = A_u$ ) として初期値補償を行った場合の濃実線は、濃破線で示す入力  $u_{lpf}$  と一致する出力  $y_{lpf}$  が得られている。一方、 $\Delta x_0 = \pm 0.2$  ( $x_0 = A_u \mp 0.2$ ) の初期値誤差が存在する場合の淡実線及び濃点線は、 $t = 30T_s$  のタイミングで (5.6) 式に基づいて  $x_0$  に近い値を出力し、図 5.7(a) に示す初期値補償未適用時と比較してより真値  $A_u = 1$  に近い値から誤差の収束が可能となっている。以上より、本初期値補償の概念を応用して、外乱オブザーバの  $Q(z)$  に対して始動時摩擦補償を実施することで、始動直後の外乱オブザーバの推定遅れを抑制できると考えられる。

### 5.3.2 外乱オブザーバの始動時摩擦補償アルゴリズム

5.3.1 項で示したローパスフィルタの初期値補償法に基づいて、外乱オブザーバの始動時摩擦補償を設計する。まず、(B.2) 式で定義される連続時間系のフィルタ  $Q(s)$  を、次式のようにノッチフィルタ  $Q_{notch}(s)$  と 2 つの 1 次ローパスフィルタ  $Q_{lpf}(s)$  に分けて表現する。

$$Q(s) = Q_{notch}(s) \cdot Q_{lpf}(s) \cdot Q_{lpf}(s) \tag{5.9}$$

$$Q_{notch}(s) = \frac{s^2 + 2\zeta_{Qn}\omega_{QN}s + \omega_{QN}^2}{s^2 + 2\zeta_{Qd}\omega_{QN}s + \omega_{QN}^2} \tag{5.10}$$

$$Q_{lpf}(s) = \frac{\omega_Q}{s + \omega_Q} \tag{5.11}$$

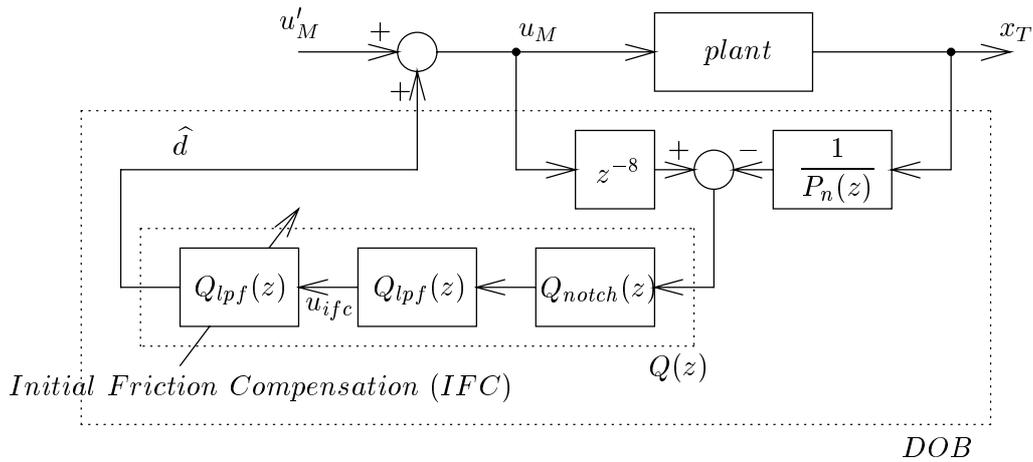


図 5.8: 外乱オブザーバの構成

外乱オブザーバ実装時には，サンプリング周期  $T_s = 166 \mu\text{s}$  で双一次変換により離散化した  $Q_{notch}(z)$ ， $Q_{lpf}(z)$  を図 5.8 に示す順で構成し，始動時摩擦補償は最終段に実装される 1 次ローパスフィルタ  $Q_{lpf}(z)$  に対して実施する。

最終段の  $Q_{lpf}(z)$  への入力を  $u_{ifc}$ ，出力を  $\hat{d}$  と定義する場合，サンプル値系で時刻  $i$  における出力  $\hat{d}[i]$  は，(5.3) 式と同様に現在と過去の入出力を用いて次式で表すことができる。

$$\hat{d}[i] = \frac{1}{a_0}(b_0 u_{ifc}[i] + b_1 u_{ifc}[i-1] - a_1 \hat{d}[i-1]) \quad (5.12)$$

$$\text{ここで, } a_0 = \omega_Q T_s + 2, a_1 = \omega_Q T_s - 2$$

$$b_0 = \omega_Q T_s, b_1 = \omega_Q T_s$$

始動直後の転がり出し変位領域におけるサンプル時刻  $i$  において，(3.7) 式の転がり摩擦モデルにより算出される摩擦力  $F_{roll-R}$  を始動時摩擦補償力  $x_{ifc} = F_{roll-R}$  として，(5.12) 式に対して次式によって外乱オブザーバの始動時摩擦補償とする。

$$\begin{cases} \hat{d}[i-1] = x_{ifc} \\ u_{ifc}[i] = x_{ifc} \\ u_{ifc}[i-1] = x_{ifc} \end{cases} \quad (5.13)$$

さらに，本質的に避けられないむだ時間 ( $L = 1.33 \text{ ms} \simeq 8T_s$ ) の影響を考慮して，始動から 8 サンプル間は転がり摩擦モデルによる摩擦推定値  $x_{ifc}$  を FF 補償するものとし，始動直後の転がり出し変位領域 ( $|x_{ifc}| < T_{fc}$ ) での補償と併せて外乱オブザーバの始動時摩擦補償アルゴリズムを次式とする。

$$\begin{aligned} & \text{if } (1 \leq i \leq 8) \text{ or } (|x_{ifc}| < T_{fc}) \\ & \quad \hat{d}[i-1] = x_{ifc} \\ & \quad u_{ifc}[i] = x_{ifc} \\ & \quad u_{ifc}[i-1] = x_{ifc} \\ & \text{end} \end{aligned} \quad (5.14)$$

以上の始動時摩擦補償により，転がり摩擦の非線形ばね特性に起因する位置決め始動時の動的な摩擦特性に対して，遅れのない摩擦補償が可能となる。なお，(5.14)式のアプローチを終了して通常の外乱オブザーバによる摩擦補償に切り替わる際の不連続性は，本始動時摩擦補償が(5.12)式のローパスフィルタを介して実施されるため，その抑制が可能である。

### 5.3.3 始動時摩擦補償力 $x_{ifc}$ の演算方法

転がり摩擦モデルを用いた摩擦補償力  $x_{ifc}$  の演算を行う場合，モデル入力としてテーブルの位置情報が必要である。しかし，リアルタイムにセンサ信号を用いて動的摩擦補償を実施することは，エンコーダ分解能やセンサノイズ，むだ時間の影響から難しい。そこで，本制御系がテーブル軌跡追従制御系であることに着目し，テーブル位置目標軌道を用いた摩擦補償力演算を行う。図5.9に提案制御系の構成を示す。図中点線が，転がり摩擦モデル  $RFM$  を用いた外乱オブザーバの始動時摩擦補償ブロックである。この場合，(3.7)式からなる転がり摩擦モデル  $RFM$  における変数  $x (= x_T)$  は， $N(z)$  の出力波形  $x_T^{**}$  を用いて算出するため，むだ時間，センサノイズ等の影響を受けずに  $x_{ifc}$  を演算可能である。

さらに，連続動作時において変動する転がり摩擦の保持力を考慮した補償力演算を実施するため，直前の位置決め整定時における外乱オブザーバによる摩擦推定値  $\hat{d}$  を用いて(3.7)式中の  $x_i$  を算出する。具体的には，(3.7)式において粘性項を無視した(5.15)式に対し， $F_{roll-R} = \hat{d}$  を満たす  $x_i$  を初期値とすることで， $\hat{d}$  を初期値とした補償力演算を可能とする。

$$F_{roll-R} = \sum_{i=1}^N K_i x_i \quad (5.15)$$

$x_i = 0$  ( $i = 1, \dots, N$ ) の状態における(5.15)式の変位 - 摩擦力特性を，図5.10に示す。図から，(5.15)式は  $-x_{mN} \leq x \leq x_{mN}$  の領域では非線形ばねに起因する摩擦特性を示し，保持力となる初期摩擦力を一点定めれば，対応する要素変位  $x_i$  は一意に算出できる。なお，本提

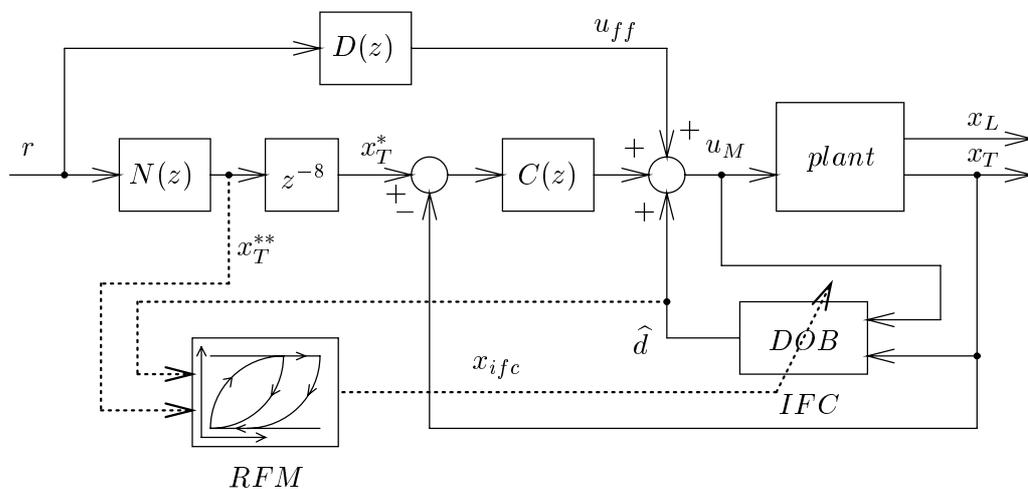


図 5.9: 転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの始動時摩擦補償

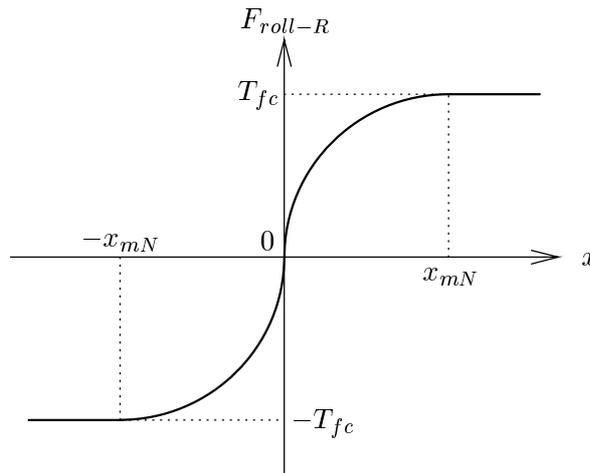


図 5.10: レオロジー転がり摩擦モデルの変位 – 摩擦力特性

案摩擦補償法はFF補償であるため、転がり摩擦のモデル化誤差は位置応答特性に影響を与えるが、その影響は外乱オブザーバによって圧縮されることを付記しておく。

## 5.4 位置決めシミュレーション検証

提案の転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの始動時摩擦補償の有効性を、制御仕様Ⅲに相当する0.1 mm変位の位置決めシミュレーションにより検証する。ここでは、摩擦力初期値の変動に対する応答ばらつき抑制効果についても評価を行うために、初期摩擦力 $d_0$ を $d_0 = 0 \text{ N}$ 、 $d_0 = \pm 5.6 \text{ N}$ と変化させて、3回の位置決めシミュレーションを実施する。応答のばらつきは、3回の位置応答の時系列データから各時刻における平均値を求め、各時刻における平均値からの絶対値偏差の最大値をばらつき誤差と定義し、評価を行う。0.1 mm変位の位置決め動作を行った場合の、テーブル位置応答波形： $x_T$ とそのばらつき誤差を図5.11に、負荷位置応答波形： $x_L$ とそのばらつき誤差を図5.12に示す。両図中、(a)始動時摩擦補償未適用時(w/o IFC)の位置応答特性、(b)始動時摩擦補償適用時(w/ IFC)の位置応答特性、(c)位置応答ばらつきであり、(a)及び(b)中の濃線は3回の位置決め応答特性、淡線(average)は各時刻における応答の平均値である。さらに、テーブル軌跡追従性能に対する評価を行うため、w/o IFCとw/ IFCの場合のテーブル位置応答平均値を用いて算出した軌跡誤差波形： $x_T^* - x_T$ を、図5.13に示す。なお、以降のシミュレーション及び実験では、外乱オブザーバの帯域は $\omega_Q = 2\pi \times 400 \text{ rad/s}$ と設定している。

図から、w/o IFCはテーブル位置の軌跡追従精度が劣化し、負荷位置は図中垂直点線で示す目標整定時間10 msまでに目標整定精度 $\pm 10 \mu\text{m}$ 以内に整定できておらず、共振振動を励起している。さらに、初期摩擦力 $d_0$ の変動によってテーブル位置で約 $4.8 \mu\text{m}$ 、負荷位置で約 $6.4 \mu\text{m}$ の応答ばらつきが発生している。これに対し、提案法であるw/ IFCは、テーブル位置応答が目標軌道に良く追従すると共に、負荷位置応答は約9.7 msで要求精度内に整定

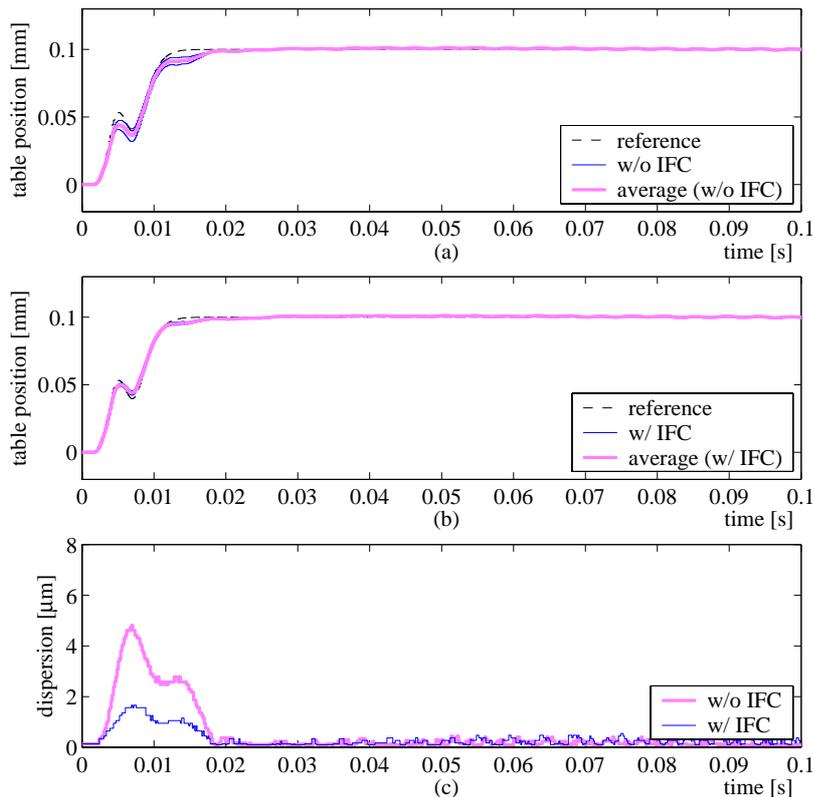


図 5.11: テーブル位置応答とばらつき波形

し、共振振動も抑制できている。さらに、初期摩擦力変動に伴う応答ばらつきもテーブル位置、負荷位置共に  $2 \mu\text{m}$  程度に圧縮できている。

軌跡追従特性及び応答ばらつきに寄与する始動時の摩擦補償特性について考察するため、w/o IFC 及び w/ IFC における始動時のテーブル位置:  $x_T$ , 外乱オブザーバによる摩擦推定波形:  $\hat{d}$  を、それぞれ図 5.14(a) 及び図 5.14(b) に示す。図中、淡線は  $d_0 = 0 \text{ N}$  の場合、濃点線は  $d_0 = -5.6 \text{ N}$  の場合、濃実線は  $d_0 = +5.6 \text{ N}$  の場合の応答特性であり、両図下段の太線 (rolling friction) はシミュレーション上で制御対象に作用する転がり摩擦力  $F_{roll-R}$  である。図 5.14(a) に示す w/o IFC は、各初期摩擦力から始まる転がり摩擦の非線形ばね特性に起因する始動時の動的摩擦に対して、動作開始から  $2 \text{ ms}$  程度まで摩擦推定波形が立ち上がらず、それによりテーブル位置の軌跡追従精度の劣化及び応答ばらつきが発生している。一方、w/ IFC は、転がり摩擦モデルに基づく摩擦推定値を始動時から推定遅れなく、かつ各初期摩擦力から動作毎に異なる補償力を出力しており、これにより軌跡追従精度の向上と応答ばらつき抑制を実現している。以上のシミュレーション結果から、提案の始動時摩擦補償の有効性が検証される。

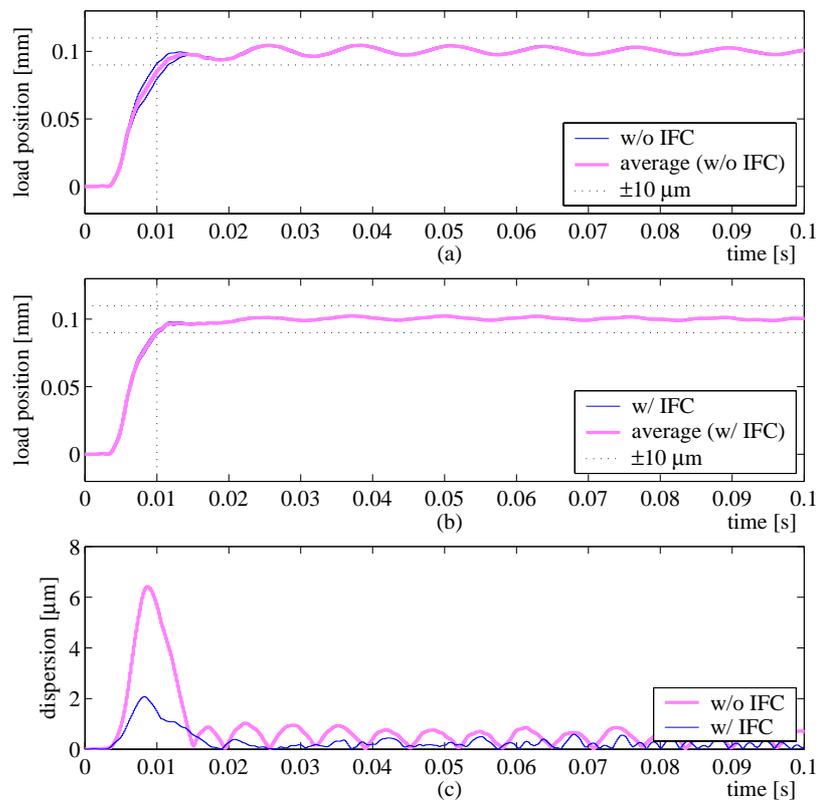


図 5.12: 負荷位置応答とばらつき波形

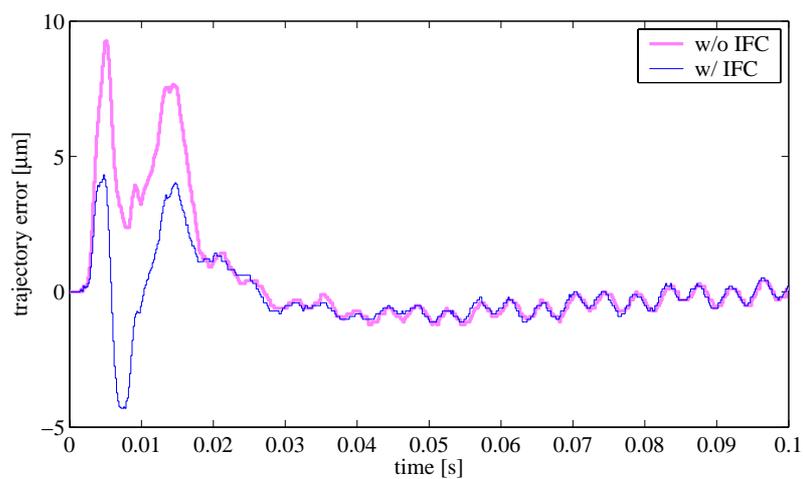


図 5.13: テーブル軌跡追従誤差

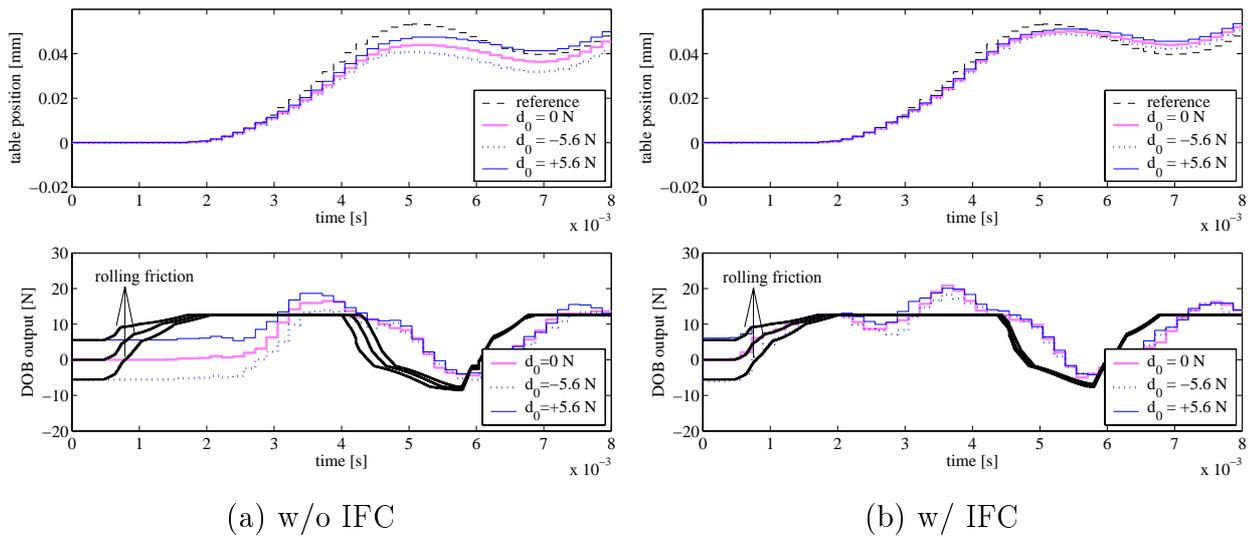


図 5.14: 始動時のテーブル位置応答, 外乱オブザーバの摩擦推定波形

## 5.5 位置決め実験検証

### 5.5.1 始動時摩擦補償の動作確認実験

提案始動時摩擦補償法によるテーブル軌跡追従性能の向上効果を実験検証するため, 転がり摩擦の非線形ばね特性が顕著に現れる微動領域に着目し, 転がり出し変位領域幅 (約  $100 \mu\text{m}$ ) より小さい  $30 \mu\text{m}$  変位の位置決め動作を行う。図 5.15 に, テーブル位置:  $x_T$  ならびに外乱オブザーバによる摩擦推定値:  $\hat{d}$  の時間応答波形を示す。本提案法 (w/ IFC) の比較対象として, 外乱オブザーバの始動時摩擦補償を行わない場合 (w/o IFC) の応答特性を併せて示す。なお, 両条件とも初期摩擦力として約  $3 \text{ N}$  の保持力を有する場合の応答特性を示している。図中上段から, w/o IFC は始動直後から濃破線で示す目標軌道に対し追従誤差が生じている。これは, 図中下段に濃点線で示す転がり摩擦モデルによる摩擦推定値  $x_{ifc}$  (目標軌道に追従するとき作用すると考えられる摩擦力) に対して, 始動直後から外乱オブザーバの推定遅れが発生するためである。一方, w/ IFC は始動直後から約  $5 \text{ ms}$  までの転がり出し変位領域 ( $|x_{ifc}| < T_{fc}$ ) では, 約  $3 \text{ N}$  の初期値から転がり摩擦モデルに基づく摩擦補償力  $x_{ifc}$  が外乱オブザーバの状態量として適用され, 立ち上がりの早い摩擦推定波形となっている。これにより, テーブル位置軌跡追従精度が向上しており, 提案法の有効性が検証されている。

### 5.5.2 0.1 mm 変位の位置決め実験検証

制御仕様Ⅲに相当する,  $0.1 \text{ mm}$  変位の位置決め実験により検証を行う。実験は, 位置決め応答特性の高速・高精度性に加え, 連続動作時にしばしば経験される応答のばらつきに対しても評価を行うため, 往復・同一方向動作を 10 回連続して行い, テーブル位置及び負荷位置応答特性を評価対象とする。ここで, 応答ばらつきの評価は, 5.4 節と同様に, 10 回の位置応答の時系列データから各時刻における平均値を求め, 各時刻における平均値からの絶対

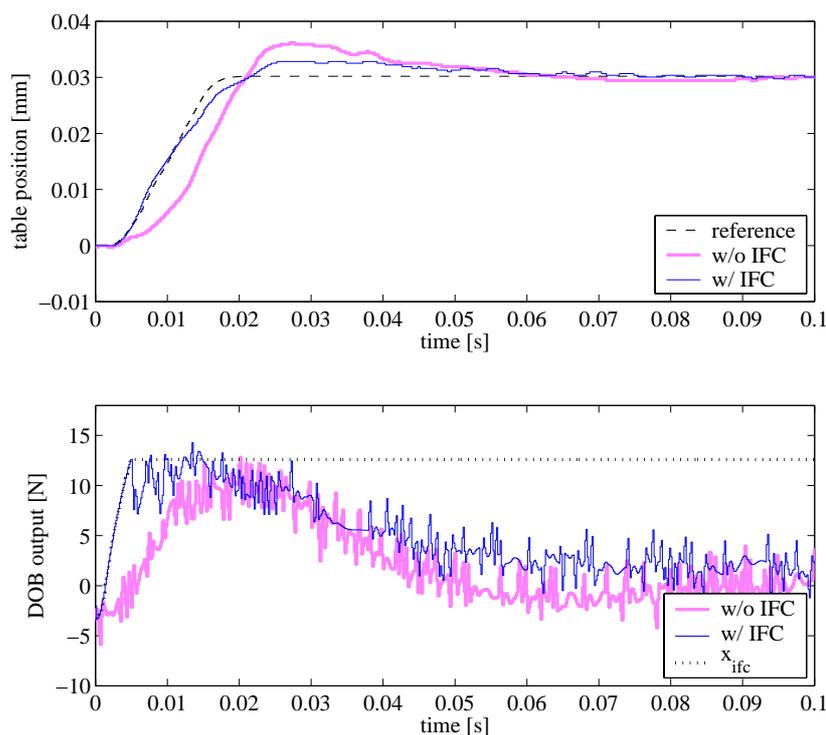


図 5.15: 転がり出し変位領域内における位置決め応答特性

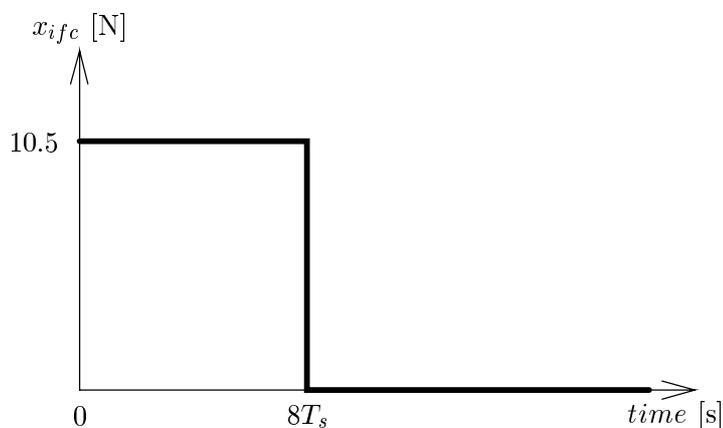


図 5.16: Bang-Bang 補償に基づく始動時摩擦補償力

値偏差の最大値をばらつき誤差と定義し，評価を行った。なお，本提案法 (proposal) に対する比較対象として，本実験では外乱オブザーバの始動時摩擦補償を行わない場合 (w/o IFC) に加えて，Bang-Bang 補償 [59] により外乱オブザーバの始動時摩擦補償を行う場合 (Bang) の位置決め実験も併せて行った。ここで，Bang-Bang 補償により始動時摩擦補償を行う場合の補償力  $x_{ifc}$  は，実機のむだ時間とクーロン摩擦力 ( $T_{fc} = 12.6$  N) に目安を付け，実験的に図 5.16 に示すように  $x_{ifc} = 10.5$  N のステップ状の補償力を 8 サンプル間与えるものと設定した。

## 往復位置決め動作

往復位置決め動作を行った場合の、テーブル位置応答波形： $x_T$  とそのばらつき誤差を図 5.17 に、負荷位置応答波形： $x_L$  とそのばらつき誤差を図 5.18 に示すと共に、テーブル位置応答の平均値から算出したテーブル軌跡追従誤差： $x_T^* - x_T$  を図 5.19 に示す。図 5.17 及び図 5.18 中、(a) 始動時摩擦補償未適用時 (w/o IFC)、(b) Bang-Bang 補償による始動時摩擦補償適用時 (Bang)、(c) 提案の転がり摩擦モデルに基づく始動時摩擦補償適用時 (proposal) の応答特性、(d) 各応答のばらつき波形である。図から、w/o IFC はテーブル位置の軌跡追従精度が劣化し、負荷位置は図中点線で示す目標整定精度  $\pm 10 \mu\text{m}$  を害する振幅で残留振動が生じている。さらに、負荷位置応答ばらつきも最大で  $5 \mu\text{m}$  程度と、目標整定精度  $\pm 10 \mu\text{m}$  に対して大きい。これに対し、動的摩擦特性を考慮していない Bang は、テーブル位置の軌跡追従精度は改善し、負荷位置応答も共振振動が抑制され、約  $9.4 \text{ ms}$  で要求精度内へ突入している。しかし、最大で約  $4.5 \mu\text{m}$  の負荷位置応答ばらつきにより、目標整定精度に対する余裕は小さい。一方、提案法である w/ IFC は、w/o IFC や Bang と比較してテーブル位置応答が目標軌道に良く追従しており、負荷位置応答は共振振動を励起することなく速やかに要求精度内に整定している。このときの整定時間は約  $9.4 \text{ ms}$  であり、要求制御仕様を満足する位置決めを 10 回全ての動作において実現すると共に、負荷位置応答ばらつきも最大値で  $3.4 \mu\text{m}$  程度まで圧縮できている。

テーブル軌跡追従誤差と応答ばらつきを定量的に評価することを目的に、図 5.19 に示す軌跡追従誤差波形、図 5.17(d) と図 5.18(d) に示す各ばらつき波形から、最大軌跡追従誤差と平均軌跡追従誤差、最大ばらつき誤差と平均ばらつき誤差をそれぞれ算出した。表 5.1 に軌跡追従誤差を、表 5.2 にテーブル・負荷位置応答ばらつき誤差を列挙する。表より、本提案法は全ての項目において最も優れた数値を示しており、w/o IFC や Bang に比べ高いテーブル軌跡追従性能及びばらつき圧縮性能を有している。

軌跡追従特性及び応答ばらつきに寄与する始動時の摩擦補償特性の差異について考察するため、各補償法における、始動時のテーブル位置： $x_T$ 、外乱オブザーバによる摩擦推定波形： $\hat{d}$  を、図 5.20 にそれぞれ示す。図 5.20(a) に示す w/o IFC は、動作開始から  $2 \text{ ms}$  程度まで摩擦推定波形が立ち上がらず、それによりテーブル位置の軌跡追従精度が劣化している。図 5.20(b) に示す Bang は、始動から約  $1.3 \text{ ms}$  までの 8 サンプル間は大きさ  $10.5 \text{ N}$  のステップ状の補償力が出力され、テーブル軌跡追従精度が改善している。ここでは、約  $5 \text{ N}$  の初期摩擦力変動が存在していても強制的にステップ状の補償力を出力しているため、これがテーブル及び負荷位置の応答ばらつきを招いていると考えられる。一方、proposal は、転がり摩擦モデルに基づく摩擦推定値を始動時から推定遅れなく、各初期摩擦力から動作毎に異なる補償力を出力しており、これにより w/o IFC や Bang と比較して軌跡追従精度の向上と応答ばらつき抑制を実現している。

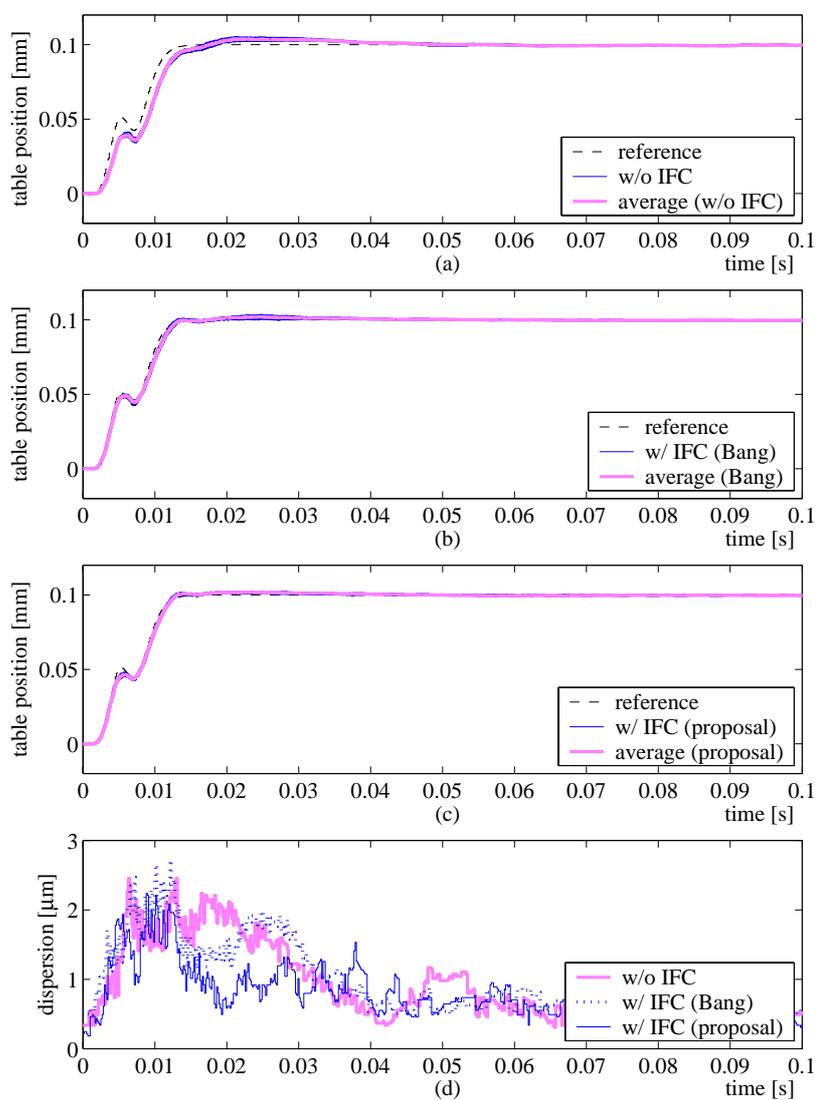


図 5.17: テーブル位置応答とばらつき波形 (往復動作)

表 5.1: テーブル軌跡追従誤差評価 (往復動作)

controller		w/o IFC	w/ IFC (Bang)	w/ IFC (proposal)
$x_T$ trajectory error (max.)	[ $\mu\text{m}$ ]	15.8	8.6	7.7
$x_T$ trajectory error (avg.)	[ $\mu\text{m}$ ]	4.7	2.7	2.5

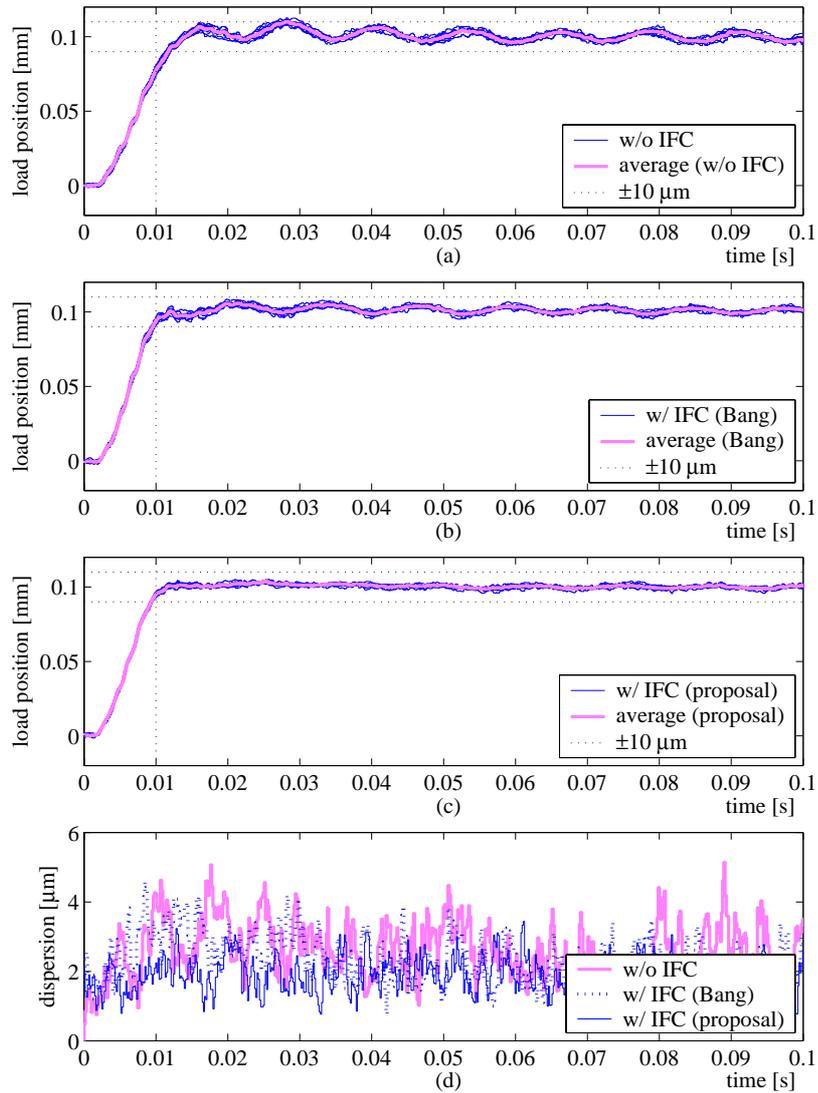


図 5.18: 負荷位置応答とばらつき波形 (往復動作)

表 5.2: テーブル・負荷位置応答のばらつき評価 (往復動作)

controller		w/o IFC	w/ IFC (Bang)	w/ IFC (proposal)
$x_T$ dispersion (max.)	[ $\mu\text{m}$ ]	2.5	2.7	2.2
$x_T$ dispersion (avg.)	[ $\mu\text{m}$ ]	1.3	1.2	0.7
$x_L$ dispersion (max.)	[ $\mu\text{m}$ ]	5.1	4.6	3.4
$x_L$ dispersion (avg.)	[ $\mu\text{m}$ ]	3.2	2.7	2.0

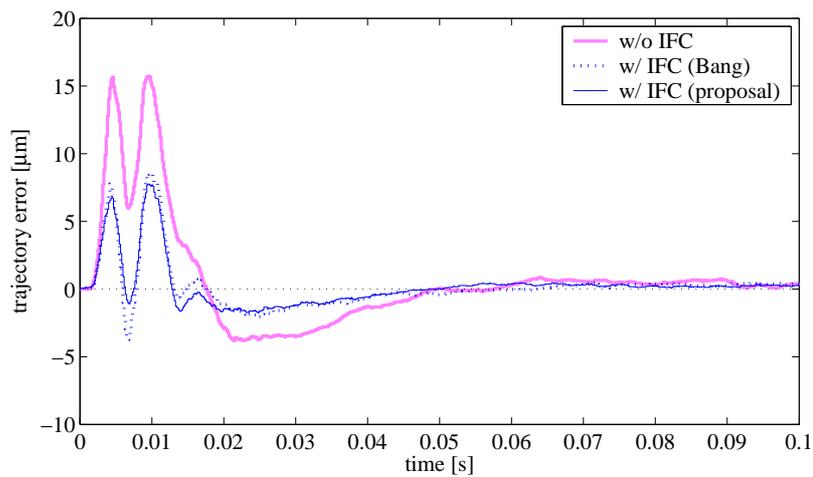
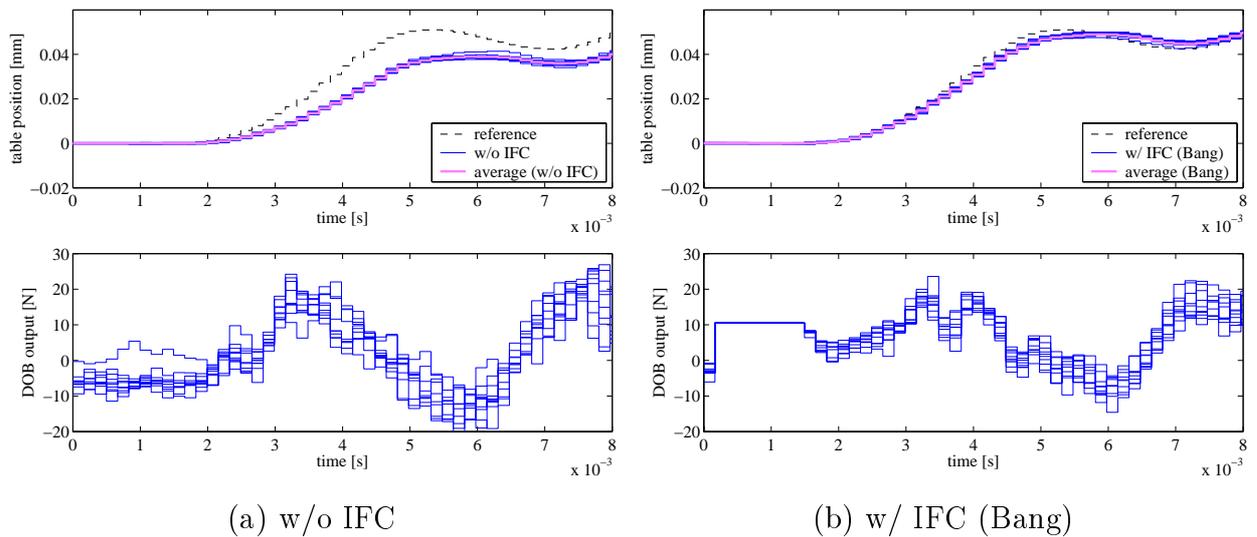
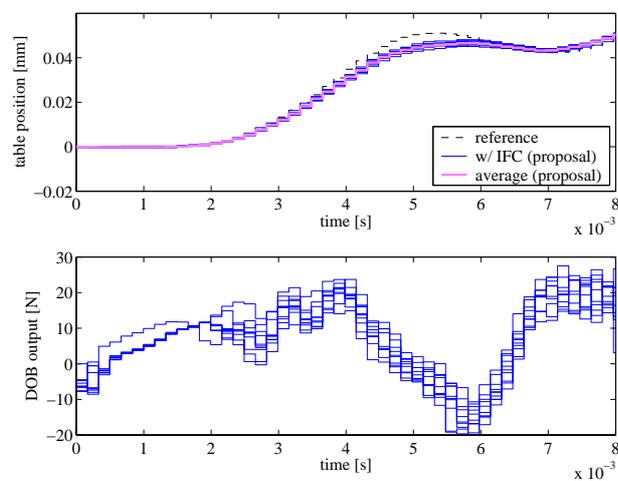


図 5.19: テーブル軌跡追従誤差 (往復動作)



(a) w/o IFC

(b) w/ IFC (Bang)



(c) w/ IFC (proposal)

図 5.20: 始動時のテーブル位置応答, 外乱オブザーバの摩擦推定波形 (往復動作)

## 同一方向位置決め動作

同一方向位置決め動作を行った場合の、テーブル・負荷位置応答波形とそのばらつき誤差を図 5.21, 図 5.22 に示すと共に、テーブル位置応答の平均値から算出したテーブル軌跡追従誤差を図 5.23 に示す。さらに、往復動作の場合における評価と同様に、図 5.21 ~ 図 5.23 から算出したテーブル軌跡追従誤差の最大・平均値、テーブル・負荷位置応答ばらつきの最大・平均値を、それぞれ表 5.3 と表 5.4 に列挙する。図から、w/o IFC と Bang は、図 5.17 及び図 5.18 に示す往復動作の場合と比較して、応答ばらつきが大きくなっている。それは、表 5.4 に示す各応答のばらつき誤差からも明らかである。特に、Bang は応答ばらつきによって、負荷位置応答が 10 回中数回は目標整定精度を満足できていない。これに対し、本提案法は、テーブル軌跡追従誤差及び各応答ばらつきを圧縮し、要求制御仕様を満足する位置決めを 10 回全ての動作において実現している。

各補償法における、始動時のテーブル位置： $x_T$ 、外乱オブザーバによる摩擦推定波形： $\hat{d}$

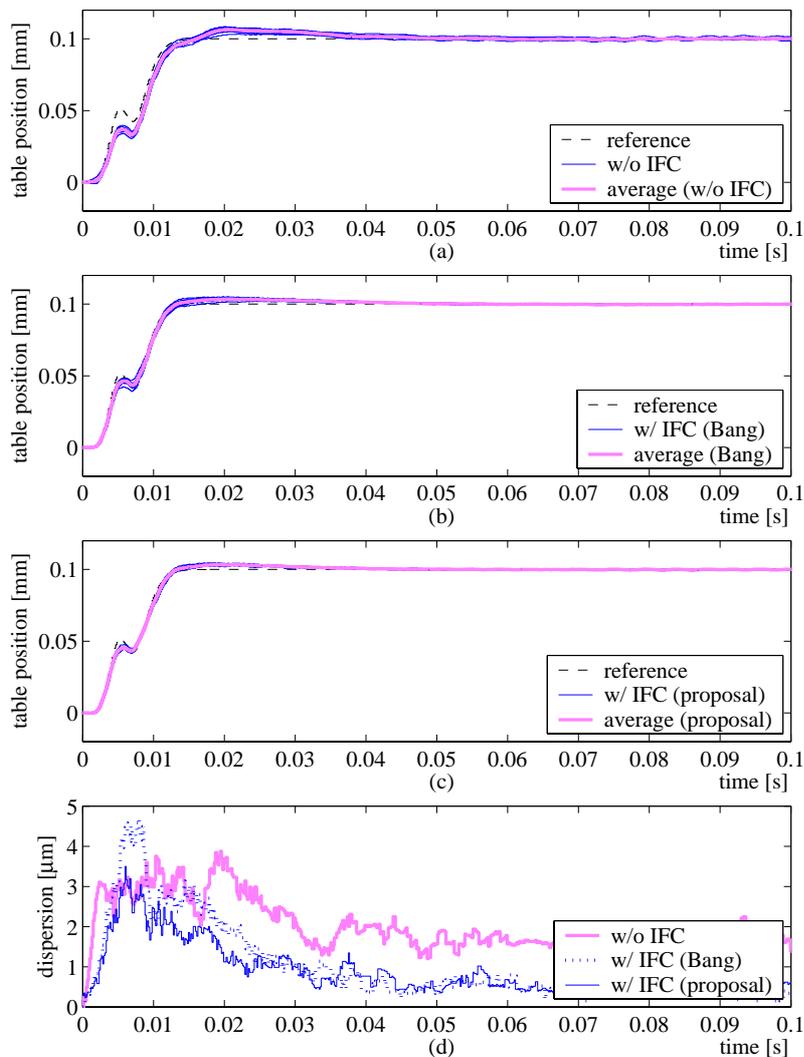


図 5.21: テーブル位置応答とばらつき波形 (同一方向動作)

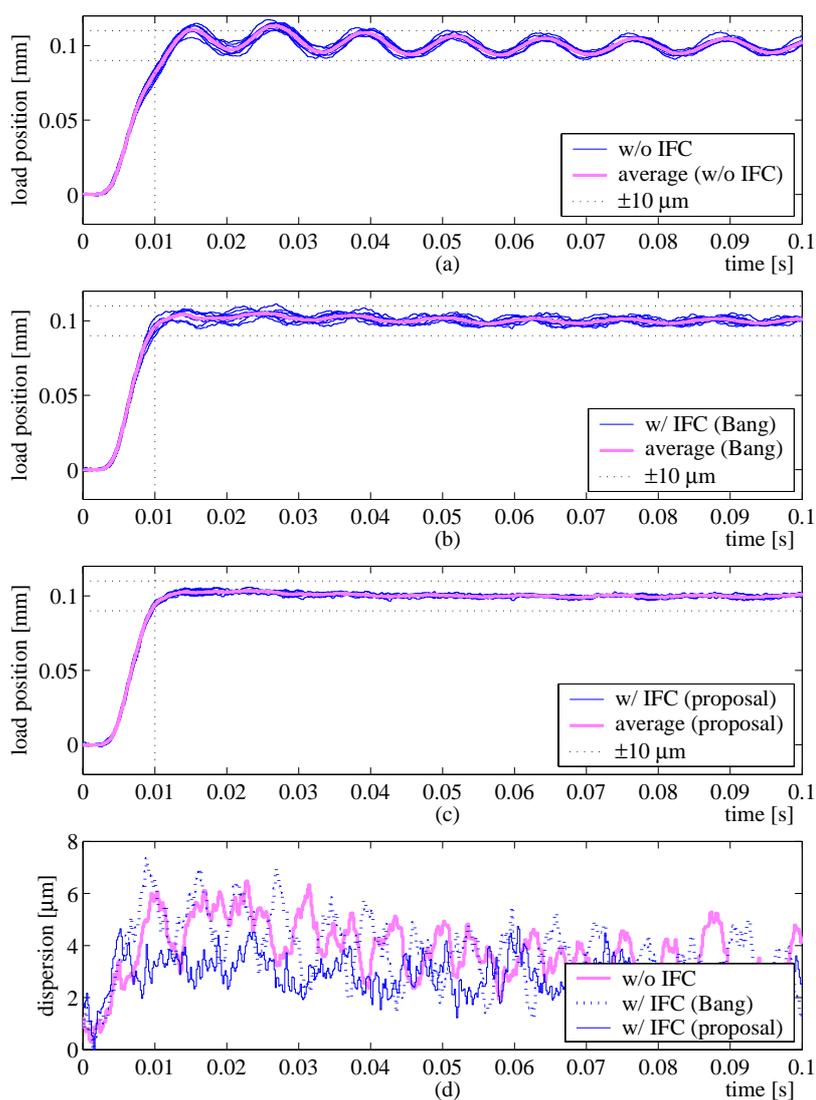


図 5.22: 負荷位置応答とばらつき波形 (同一方向動作)

を図 5.24 に示す。図から，同一方向動作の場合は初期摩擦力が最大で 15 N 程度変動し，往復動作の場合に比べて初期値変動が大きくなっているが，提案法はその影響を考慮した補償力を出し，応答ばらつきを圧縮している。

以上の実験検証から，始動時摩擦補償の有無，始動時摩擦補償力の設計における動的摩擦特性の考慮の有無が位置応答特性ならびに応答ばらつきに与える影響は明らかであり，提案法の有効性が検証されている。

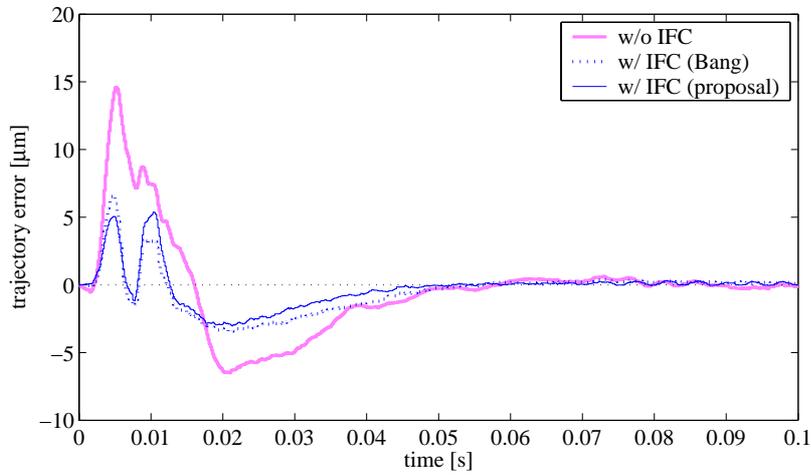


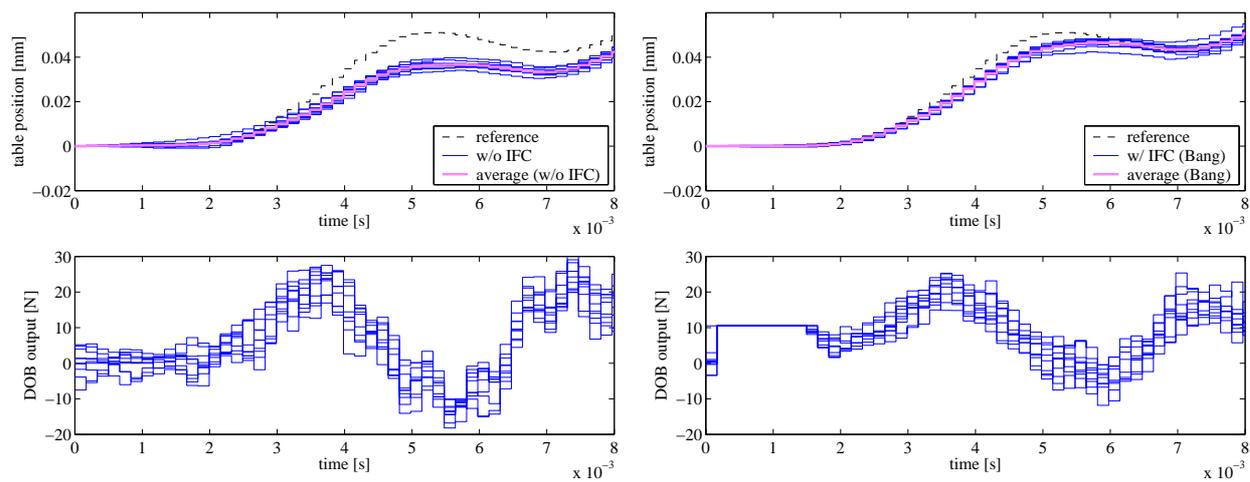
図 5.23: テーブル軌跡追従誤差 (同一方向動作)

表 5.3: テーブル軌跡追従誤差評価 (同一方向動作)

controller	w/o IFC	w/ IFC (Bang)	w/ IFC (proposal)
$x_T$ trajectory error (max.) [ $\mu\text{m}$ ]	14.6	6.6	5.3
$x_T$ trajectory error (avg.) [ $\mu\text{m}$ ]	4.8	2.3	2.2

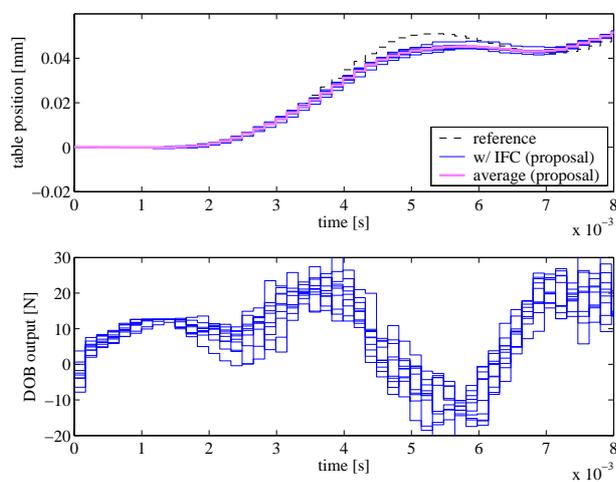
表 5.4: テーブル・負荷位置応答のばらつき評価 (同一方向動作)

controller	w/o IFC	w/ IFC (Bang)	w/ IFC (proposal)
$x_T$ dispersion (max.) [ $\mu\text{m}$ ]	3.9	4.7	3.3
$x_T$ dispersion (avg.) [ $\mu\text{m}$ ]	2.4	1.7	1.2
$x_L$ dispersion (max.) [ $\mu\text{m}$ ]	6.4	7.3	4.3
$x_L$ dispersion (avg.) [ $\mu\text{m}$ ]	4.1	4.2	2.6



(a) w/o IFC

(b) w/ IFC (Bang)



(c) w/ IFC (proposal)

図 5.24: 始動時のテーブル位置応答, 外乱オブザーバの摩擦推定波形 (同一方向動作)

## 5.6 結言

本章では、ボールねじ駆動テーブル位置決め装置を対象とし、摩擦補償による高速・高精度位置決め制御の実現を目的として、主に位置決め性能劣化を招く始動時の摩擦挙動の解析と摩擦補償を行った。以下に、本章で得られた成果を示す。

- 外乱オブザーバの推定遅れが避けられない位置決め動作開始時の摩擦挙動について考察するために、転がり摩擦モデルを用いたシミュレーション解析を実施した。その結果、始動時の外乱オブザーバの推定遅れは、主に始動直後の微動領域における転がり摩擦の非線形ばね特性に対して発生することを明らかにした。さらに、その非線形ばね特性は初期摩擦力や動作方向によって動的に変化し、応答変動要因になることを示した。
- 摩擦補償設計に際しては、始動時の動的摩擦挙動を転がり摩擦モデルに基づき推定し、その摩擦情報を外乱オブザーバの推定値演算に活用した外乱オブザーバの始動時摩擦補償を提案した。本提案摩擦補償は、始動直後の転がり出し変位領域では転がり摩擦モデルにより推定した摩擦力を、外乱オブザーバの状態量として積極的にフィードフォワードすることで、始動時において遅れのない摩擦補償を実現可能とした。さらに、位置整定時における保持力の変動を陽に考慮した転がり摩擦モデルの演算を行うことで、位置応答ばらつきを抑圧可能な始動時摩擦補償を併せて実現した。
- 本法による連続位置決め動作時の位置応答特性とばらつき特性の改善効果をシミュレーション及び実験検証した結果、要求制御仕様Ⅲを満足する位置決め応答を得ると共に、応答ばらつきの圧縮による位置決め制御系の高精度化を実現した。

## 第6章

# 転がり摩擦モデルに基づく位置決め整定時の遅い応答補償

### 6.1 緒言

本章では、位置決め精度劣化を招く整定時の“遅い応答”の発生要因について考察し、摩擦補償による位置決め制御系の高精度化を目指す。遅い応答の要因考察に際しては、転がり摩擦が粗動・微動で振舞いが異なるという性質に着目し、遅い応答が微動領域における転がり摩擦の非線形ばね特性によって発生することを、転がり摩擦モデルを用いた時間・周波数領域におけるシミュレーション解析から明らかにする。一方、摩擦補償にあたっては、遅い応答の発生要因となるオーバーシュートの抑制と遅い応答の収束性向上を狙った、転がり摩擦モデルに基づく摩擦補償法を提案する。本法は、5章の始動時摩擦補償を包含した転がり摩擦モデルベースの切替え制御であり、過渡応答中はFF補償により推定遅れのない摩擦補償を実施し、位置整定時にはFB補償により非線形ばね特性を補償する。これにより、始動から整定までの全動作領域において、見かけのプラント特性を粗動領域における特性にノミナル化し、過渡応答特性の改善ならびに遅い応答の抑圧を両立する。提案法の有効性は、供試リニアモータ駆動テーブル位置決め装置を用いた制御仕様Iに対する位置決めシミュレーション及び実験により検証される。

### 6.2 転がり摩擦モデルに基づく遅い応答発生要因の考察

図2.13に示す2自由度制御系を用いて、制御仕様Iに相当する1mm変位の位置決め実験を行った場合の、(a) テーブル位置： $x_T$ ，(b) テーブル位置偏差： $X_r - x_T$ ，(c) テーブル位置軌跡誤差： $x_T^* - x_T$ ，(d) 外乱オブザーバによる摩擦推定値： $\hat{d}$ の応答波形を図6.1にそれぞれ淡線 (experiment) で示す。図から、過渡応答中に水平点線で示す目標軌跡精度 $\pm 5 \mu\text{m}$ を大きく超過する $\pm 23 \mu\text{m}$ 程度のテーブル軌跡誤差が発生し、さらに整定位置付近では約 $3.5 \mu\text{m}$

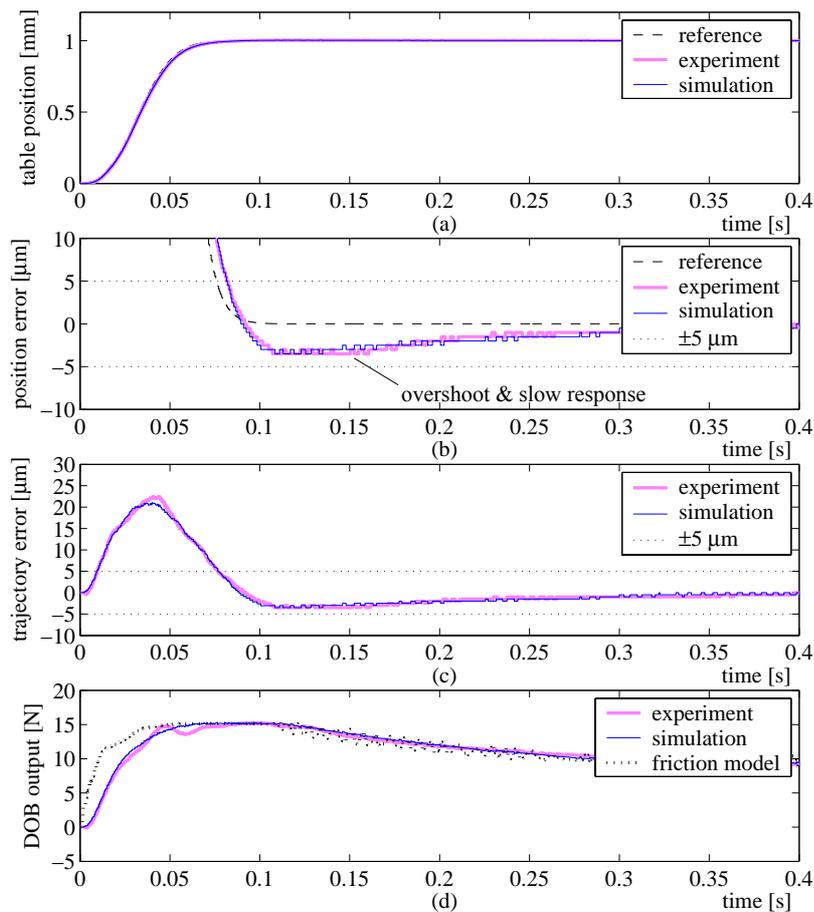


図 6.1: 位置決め応答特性

のオーバーシュートから目標位置へ到達するまでに約 0.3 s 掛かる，収束性の悪い遅い応答が発生している。遅い応答の周波数は約 3 Hz であり，目標整定精度の劣化のみならず，その収束性の悪さから次動作に対する初期値変動として位置決め性能劣化を招くため，遅い応答に対する積極的な対応が必須である。

位置整定付近の微動領域における遅い応答の発生要因を考察するため，図 6.1(a) 及び図 6.1(d) に淡線 (experiment) で示すテーブル位置応答と外乱オブザーバによる摩擦推定値を用いて，整定位置近傍におけるリサージュ波形を描いたものが図 6.2 の淡線 (experiment) である。図から，約  $3.5 \mu\text{m}$  のオーバーシュートから縦点線で示す目標位置方向へ動作する際に，変位と摩擦力の関係がばね特性を示している。この時のばねの傾きは約  $1500 \text{ N/mm}$  であり，それは図 6.3 に示す実機転がり摩擦の速度反転後  $5 \mu\text{m}$  までのヒステリシスカーブの傾きとほぼ一致する。すなわち，遅い応答は微動領域で非線形ばね特性として振舞う転がり摩擦が要因と考察される。

そこで，3 章で構築した転がり摩擦モデル併用の動的摩擦モデルを用いた位置決めシミュレーション結果を，図 6.1 に濃実線 (simulation) で示す。図から，シミュレーションは過渡応答から位置整定付近の遅い応答まで実機応答特性を良く再現できている。実験とシミュレー

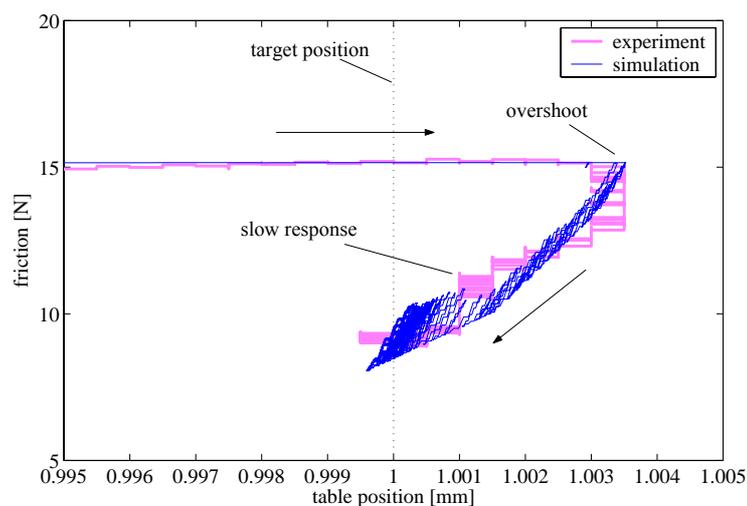


図 6.2: 整定位置付近における変位 – 摩擦力特性

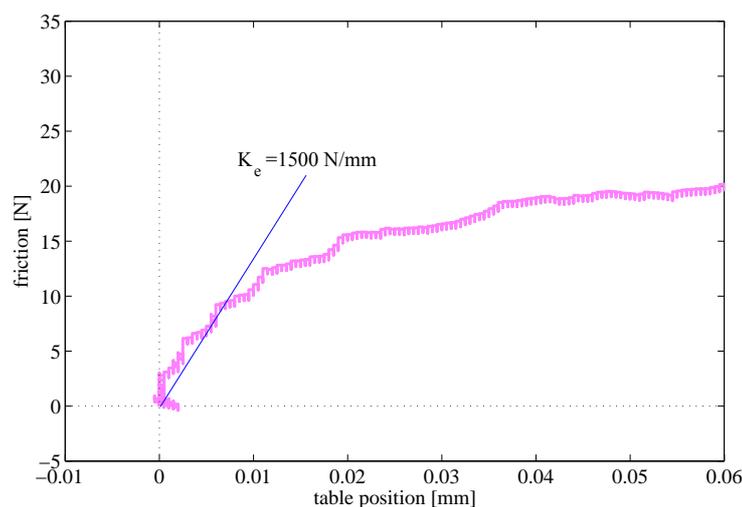


図 6.3: 転がり摩擦の非線形ばね特性

シミュレーション結果が良く一致していることから、位置決め動作中には、図 6.1(d) に濃点線 (friction model) で示す転がり摩擦力  $F_{roll-R}$  が作用していると考えられる。ここで、本供試装置においては、位置決め動作中に発生する摩擦力は転がり摩擦力  $F_{roll-R}$  が支配的であるため、以降では転がり摩擦モデル出力  $F_{roll-R}$  のみを図示する。シミュレーションにおけるテーブル位置応答  $x_T$  と摩擦モデル出力  $F_{roll-R}$  を用いた目標位置近傍におけるリサージュ波形を、図 6.2 に濃線 (simulation) で示す。図から、遅い応答発生時には、転がり摩擦の非線形ばね特性により複雑なヒステリシスループを描きながら目標位置に収束していく様子が確認できる。

周波数領域における遅い応答の解析を実施するため、図 6.3 に示す実機転がり摩擦の非線形ばね特性に対し、速度反転直後  $5 \mu\text{m}$  までのヒステリシスカーブの傾きを濃線のように  $K_e = 1500 \text{ N/mm}$  と近似すれば、微動プラントモデル  $P_e(s)$  は図 6.4 のように表現でき

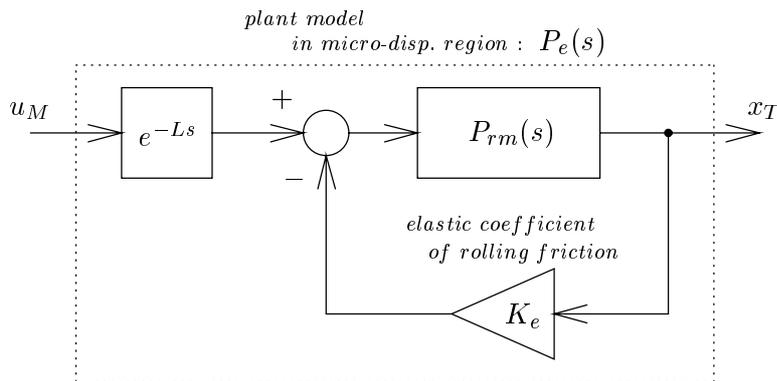


図 6.4: 微動領域におけるプラントの等価ブロック線図

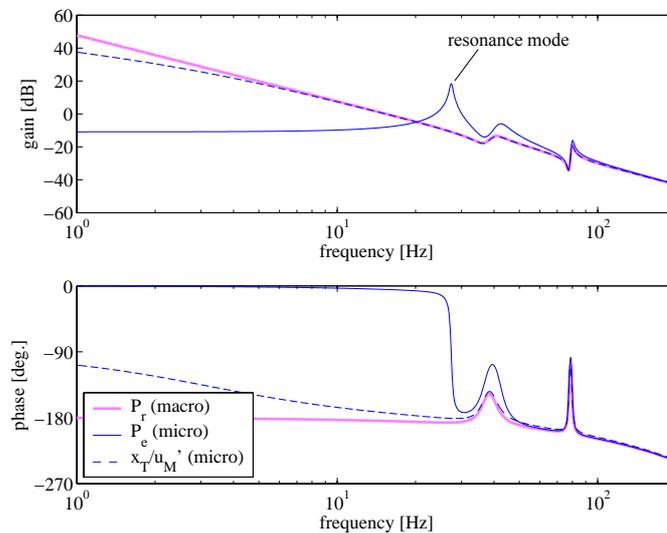


図 6.5: 微動領域におけるプラント周波数特性

る。ここで、図中の  $P_{rm}(s)$  は (2.1) 式で示す粗動プラントモデルであり、微動モデルは転がり摩擦による弾性要素  $K_e$  を用いて次式で表現できる。

$$P_e(s) = \frac{x_T(s)}{u_M(s)} = \frac{P_{rm}(s)}{1 + K_e P_{rm}(s)} e^{-Ls} \quad (6.1)$$

(6.1) 式で表される微動領域におけるプラント周波数特性を、図 6.5 に濃実線で示す。図 3.27 に濃線で示す微動領域の実機特性と同様に、(6.1) 式の微動モデルは 10 Hz 以下の低周波数領域におけるゲインはほぼ一定値で、20 ~ 30 Hz では図 6.5 中淡線で示す粗動領域のプラント特性  $P_r(s)$  には見られない共振特性を有する 2 次遅れ特性を示している。ここで、 $P_e(s)$  の周波数特性には共振ピークが鋭く現れているが、これは粘性摩擦や転がり摩擦の粘性特性を考慮していないためである。以上より、実機に見られる 20 ~ 30 Hz 付近に共振を有する 2 次遅れ特性は、転がり摩擦の微動領域における非線形ばね要素が要因であることが明らかである。

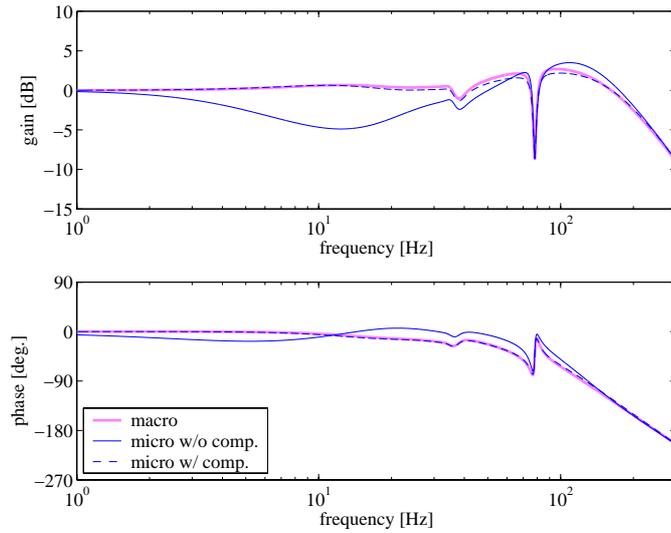


図 6.6: FB 制御系の目標値応答特性 ( $x_T/x_T^*$ )

(2.3) 式の粗動モデル  $P_r(s)$  と (6.1) 式の微動モデル  $P_e(s)$  を用いて, 図 2.13 の FB 閉ループ系における  $x_T^*$  から  $x_T$  までの伝達特性を, 粗動・微動の両領域に対して表現すると次式となる。

- 粗動領域

$$G_{macro}(s) = \frac{C'(s)P_r(s)}{1 + C'(s)P_r(s)} \quad (6.2)$$

- 微動領域

$$G_{micro}(s) = \frac{C'(s)P_e(s)}{1 + C'(s)P_e(s)} = \frac{C'(s)P_r(s)}{1 + K_e P_r(s) + C'(s)P_r(s)} \quad (6.3)$$

上式で,  $C'(s)$  は図 2.13 中の PD 補償器  $C(s)$  と外乱オブザーバ  $DOB$  をまとめたものである。(6.2) 式と (6.3) 式の周波数特性を図 6.6 に, その極配置を図 6.7 に示す。図 6.6 中淡線 (macro) で示す粗動領域の周波数特性は, 約 100 Hz までフラットなゲイン特性を示し, 図 6.7(a) の極配置から最も低周波数の極は約 15 Hz に配置されている。先述のように, この周波数は図 6.1 に示す実機の遅い応答の周波数 (約 3 Hz) とは一致しない。これに対し, 図 6.6 中濃実線 (micro w/o comp.) で示す微動領域の周波数特性は, 粗動領域の特性と大きく異なっており, 図 6.7(b) の極配置に着目すると, 粗動領域では存在しなかった約 3 Hz の低周波数応答極 (図中, slow response) が現れている。

以上の転がり摩擦モデルを用いた時間及び周波数領域におけるシミュレーション検証から, 位置整定時の遅い応答は, オーバースhootを伴う速度反転後の微動領域における転がり摩擦非線形ばね特性が原因で発生していることが明らかである。

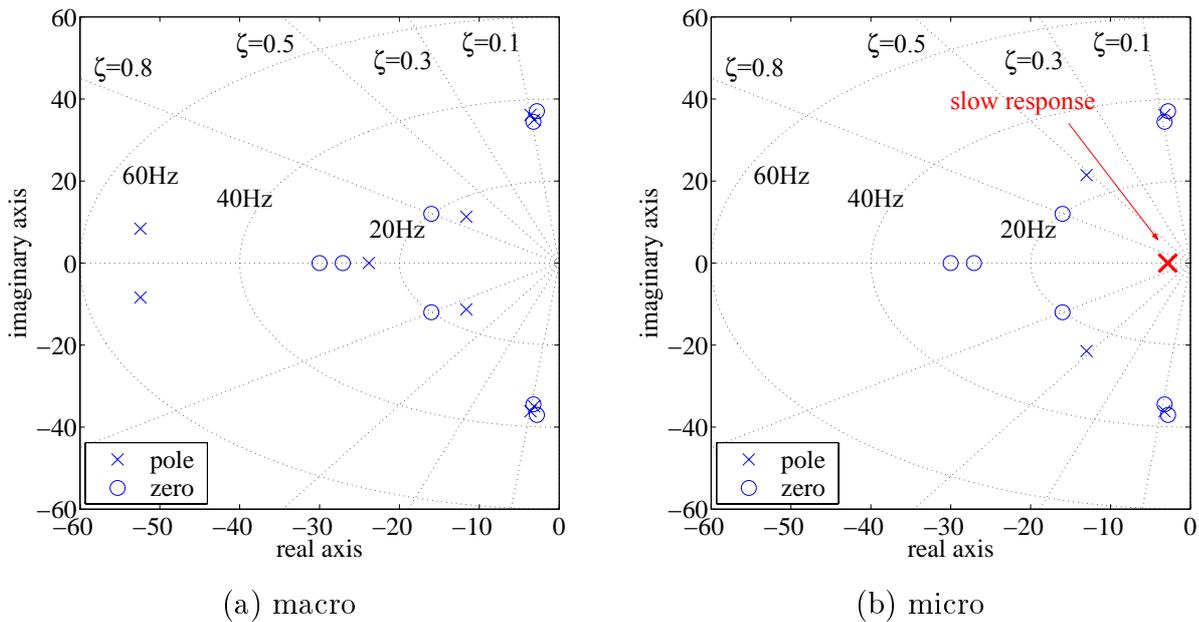


図 6.7: 粗動・微動領域における FB 閉ループ系の極零点配置 ( $x_T/x_T^*$ )

## 6.3 転がり摩擦モデルに基づく遅い応答補償

### 6.3.1 遅い応答に対する補償アプローチ

6.2 節の遅い応答発生要因の考察から，遅い応答を抑圧する補償アプローチとして以下の 2 手法が考えられる。

- (i) オーバーシュートが発生した場合に速やかに遅い応答を収束させる
- (ii) 遅い応答の発生要因となるオーバーシュートそのものを抑制する

手法 (i) は，後述するように，位置整定付近の微動領域における転がり摩擦の非線形ばね特性を補償することで，見かけのプラント特性を粗動領域の特性  $P_r(s)$  にノミナル化することができ，その結果，図 6.7(a) に示す粗動領域における応答極でテーブル位置の収束が可能になる。一方，手法 (ii) は，図 6.1 から明らかなようにオーバーシュートの原因である過渡中の軌跡誤差が外乱オブザーバの摩擦推定遅れの影響であるため，過渡中の転がり摩擦を遅れなく補償して軌跡誤差を抑圧できれば，オーバーシュート量を抑制し，転がり摩擦は粗動領域の特性のまま位置整定することが可能となる。本研究では，両者を考慮した転がり摩擦補償として，転がり摩擦モデルを用いた切替え摩擦補償を適用する。

### 6.3.2 転がり摩擦モデルに基づく切替え摩擦補償法

図 6.8 に，提案法である転がり摩擦モデルを用いた摩擦補償フローを点線で示す。図中，RFM：後述する補償用の転がり摩擦モデル， $u_{rf}$ ：転がり摩擦モデルに基づく摩擦補償力で

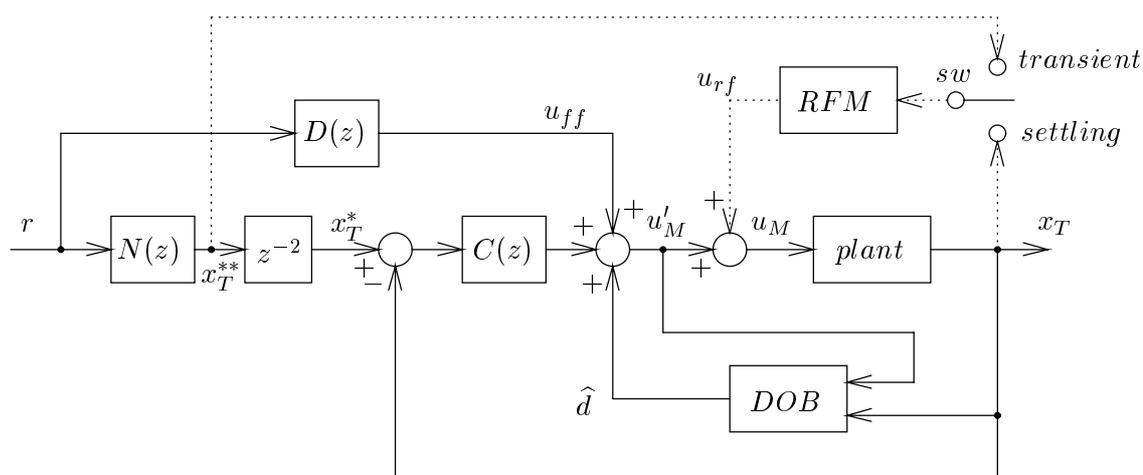


図 6.8: 転がり摩擦モデルに基づく切替え摩擦補償

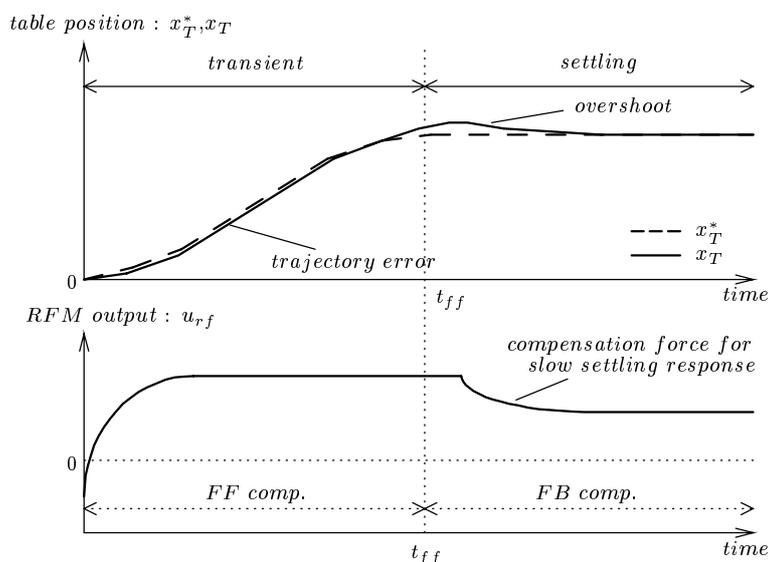


図 6.9: 転がり摩擦モデルに基づく切替え摩擦補償の概念図

あり，転がり摩擦モデルに対する入力は過渡モード (transient) とセトリングモード (settling) の2つを備える。図 6.9 に，過渡モードとセトリングモードの切替え摩擦補償の概念図を示す。図中，上段はテーブル位置応答，下段は転がり摩擦モデル出力である。

過渡モードでは，(ii) に対する遅れのない FF 摩擦補償を目指して，図 6.9 上段に破線で示す目標軌道  $x_T^*$  に位置応答  $x_T$  が追従するように，図 6.8 中の 2 サンプル遅れ  $z^{-2}$  の影響を受けない軌道  $x_T^{**}$  を転がり摩擦モデル  $RFM$  の入力とし， $u_{rf}$  を制御入力に重畳する。このとき，図 6.8 中のモータ推力指令  $u'_M$  からテーブル位置  $x_T$  までの見かけのプラント特性は，理想的に摩擦補償が実現されれば次式のように粗動プラント特性  $P_r(s)$  となる。

$$\frac{x_T(s)}{u'_M(s)} = P_r(s) \quad (6.4)$$

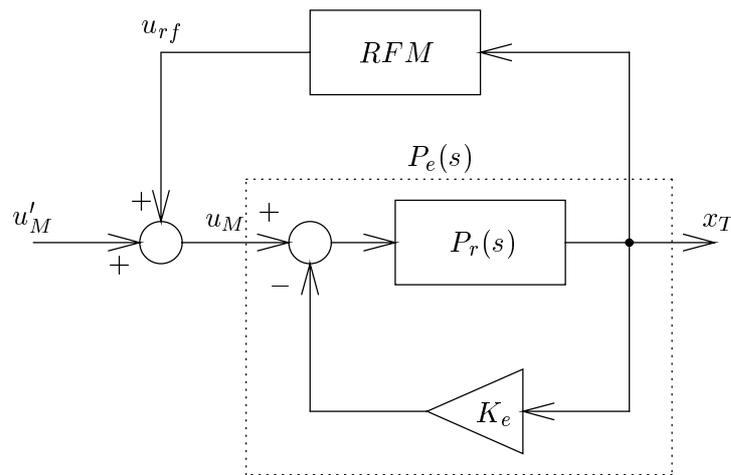


図 6.10: セトリングモード摩擦補償を含む拡大系プラントのブロック線図

一方，セトリングモードでは，(i) に対する遅い応答の収束性向上を目指し，FF 補償器の出力が終了した時点  $t_{ff}$  から  $RFM$  への入力をリニアスケール信号  $x_T$  に切替え，転がり摩擦モデルに基づく FB 摩擦補償によりテーブル位置の収束性を向上する。このとき，図 6.10 に示す微動領域における  $u'_M$  から  $x_T$  までの見かけのプラント特性は，むだ時間の影響が無視できるとすれば次式で表せる。

$$\begin{aligned} \frac{x_T(s)}{u'_M(s)} &= \frac{P_e(s)}{1 - K_{em}P_e(s)} \\ &= \frac{P_r(s)}{1 + (K_e - K_{em})P_r(s)} \end{aligned} \quad (6.5)$$

加えて，このときの FB 閉ループ系の  $x_T^*$  から  $x_T$  までの伝達特性は次式となる。

$$G_{micro}(s) = \frac{C'(s)P_r(s)}{1 + (K_e - K_{em})P_r(s) + C'(s)P_r(s)} \quad (6.6)$$

(6.5) 式と (6.6) 式で， $K_{em}$  は補償に用いる転がり摩擦モデルの速度反転直後のばね定数であり，実機と転がり摩擦モデルの速度反転直後のばね定数が一致する場合 ( $K_e = K_{em}$ )，(6.5) 式は (6.4) 式に，(6.6) 式は (6.2) 式となる。すなわち，本摩擦補償法により微動領域における見かけのプラント特性を粗動領域における特性  $P_r(s)$  にノミナル化することができ，遅い応答は図 6.7(a) に示す応答極で収束可能である。

図 6.5 に (6.5) 式の周波数特性を，図 6.6 に (6.6) 式の周波数特性をそれぞれ濃破線で示す。図 6.5 から，むだ時間の影響が若干見られるものの，微動領域における見かけのプラント特性を粗動領域のそれにノミナル化し，図 6.6 に示すように FB 制御系は微動領域でも粗動領域と同等の補償特性が得られる。

以上の過渡モード及びセトリングモードを具備する本切替え摩擦補償法において，連続動作を想定してセトリングモードから過渡モードへ切替える際には，5 章で示した始動時摩擦補償の概念に従って，外乱オブザーバ出力をゼロクリアし，加えて転がり摩擦モデルは自身

と外乱オブザーバの最終出力値の和  $u_{rf} + \hat{d}$  を初期値として過渡モードにおける摩擦補償を実施する。一方、過渡モードからセトリングモードへ切替える際には、目標軌道  $x_T^*$  と実位置  $x_T$  の間に誤差が生じる可能性がある。その場合には、RFM への入力となる  $x_T$  に対して誤差分  $x_T - x_T^*$  をオフセットとして与えることで、切替え時の非線形な補償入力の発生を抑制する。

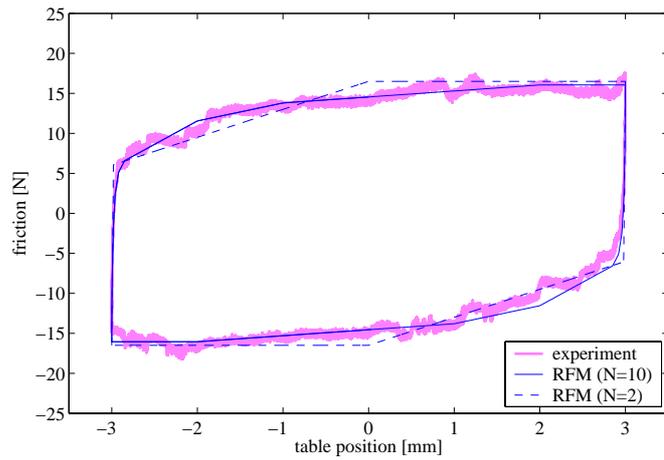
なお、本摩擦補償を実施する場合、外乱オブザーバは後述の補償用転がり摩擦モデルのモデル化誤差及び未知外乱を補償する役割を担い、それらの影響はロバストに抑圧されると共に、外乱オブザーバを含む拡大系プラントは粗動モデル  $P_r(s)$  の特性に線形ノミナル化される。

### 6.3.3 補償用レオロジーモデルの設計

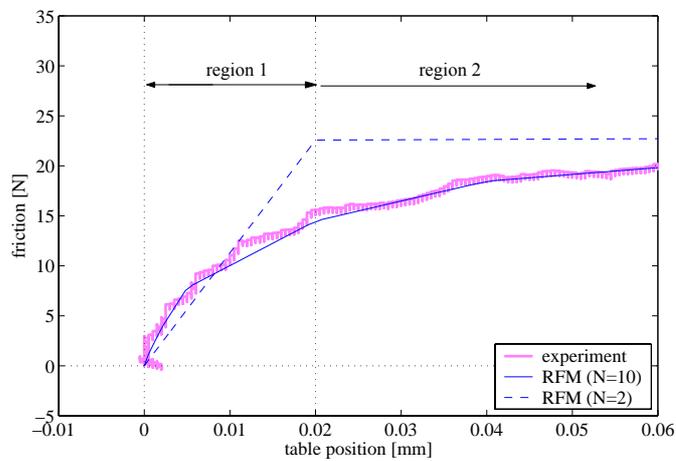
補償に用いるレオロジー転がり摩擦モデル  $RFM$  は、実装の簡便性と遅い応答が発生する変位領域を考慮して、 $N = 2$  の簡易モデルとする。具体的には、転がり摩擦の領域遷移特性を考慮して、転がり出し変位領域を region 1 と region 2 に分けてモデル化した。ここで、セトリングモードにおける提案摩擦補償は、(6.5) 式に示す通り正帰還のフィードバック補償となり、 $K_{em} > K_e$  なる補償を行った場合は見かけのプラント特性は不安定化するため、簡易モデルの設計には注意が必要である。本研究では、遅い応答が発生する数  $\mu\text{m}$  オーダの微小変位領域における補償を目的としているため、速度反転後  $10 \mu\text{m}$  の変位領域において実機のヒステリシスカーブより傾きが小さくなるよう、表 6.1 のように簡易モデルのパラメータを決定した。図 6.11 に、簡易転がり摩擦モデルのヒステリシスカーブを濃破線 (RFM,  $N = 2$ ) で示す。図から、補償用の簡易転がり摩擦モデルは、主に region 1 におけるヒステリシスカーブの立ち上がりを模擬した特性となっている。

表 6.1: 補償用レオロジー転がり摩擦モデルのパラメータ

element : $i$	$F_{mi}$ [N]	$K_i$ [N/mm]	$D_i$ [Ns/mm]
1	22.5	1125.0	0.0
2	10.5	3.5	0.00014



(a) overview



(b) after velocity reversal

図 6.11: 補償用レオロジー転がり摩擦モデルの非線形ばね特性

## 6.4 位置決めシミュレーション検証

提案摩擦補償法の有効性を，制御仕様Iに対する位置決めシミュレーションにより検証する。摩擦補償法による効果の差異を明確にするため，転がり摩擦モデルによる摩擦補償を行わない場合 (w/o comp.)，セtringモードでのみ摩擦補償を行う場合 (proposal 1, 手法 (i))，過渡・セtringの両モードで摩擦補償を行う提案法 (proposal 2, 手法 (i)+(ii)) の3手法について評価を行った。なお，セtringモードでのみ摩擦補償を行う場合は，時刻  $t_{ff}$  までの過渡応答時は，摩擦補償を行わない場合と同等となるよう，転がり摩擦モデル RFM の出力  $u_{rf}$  を入力しない。但し，その際は，RFM の入力として実テーブル位置  $x_T$  を与え， $u_{rf}$  の計算は行う。そして， $t_{ff}$  以降の位置整定時は，入力する  $u_{rf}$  の初期値が零となるよう， $t_{ff}$  における RFM 出力値  $u_{rf}$  をオフセットとして与えて摩擦補償を行う。

### セtringモード摩擦補償 (手法 (i))

図 6.16 に，セtringモードでのみ摩擦補償を適用した場合の位置決めシミュレーション結果を示す。なお，各段の波形は図 6.1 のそれらと同等である。図から，濃実線 (proposal 1) で示すセtringモードでのみ摩擦補償を行った場合は，過渡応答特性は淡線 (w/o comp.) で示す摩擦補償を行わない場合とほぼ同等であるが，約 0.1 s 以降の位置整定付近において遅い応答の収束性が向上していることが確認できる。これは，図 6.12(d) に濃破線 (RFM output) で示す転がり摩擦モデルに基づく摩擦補償力 (RFM output) が，濃点線 (friction model) で示す実転がり摩擦の非線形ばね特性を補償しているためであり，整定時の微動領域でも粗動領域と同等の圧縮性能が得られている。

整定時の摩擦補償特性について考察するため，目標位置付近における変位と摩擦力によるリサージュ波形を図 6.13 に示す。図中，濃点線 (friction model) は制御対象に作用する転がり摩擦力の真値を，濃実線 (DOB output) は外乱オブザーバ出力  $\hat{d}$  を，濃破線 (RFM output) は補償用の転がり摩擦モデル RFM の出力  $u_{rf}$  を，淡線 (DOB output + RFM output) は摩擦補償力の合計値  $\hat{d} + u_{rf}$  を縦軸に用いた場合のリサージュ波形である。図から，proposal 1 はセtringモードでのみ摩擦補償を行うため，濃破線はオーバーシュートに伴う速度反転が発生するまで摩擦補償力が零となっている。そして，速度反転後は，図 6.11(b) に濃破線で示すばね特性により摩擦補償力が発生していることが分かる。外乱オブザーバは RFM の誤差を補償する役割を担うため，淡線で示す摩擦補償力の合計値  $\hat{d} + u_{rf}$  は濃点線の摩擦力真値と良く一致したばね特性を示している。すなわち，提案の位置整定時における摩擦補償は，図中濃破線で示す転がり摩擦モデルベースの摩擦補償力  $u_{rf}$  の分だけ，動的な転がり摩擦の非線形ばね特性に対する補償が可能となり，6.3.1 項で示した手法 (ii) による遅い応答の収束性向上を実現している。

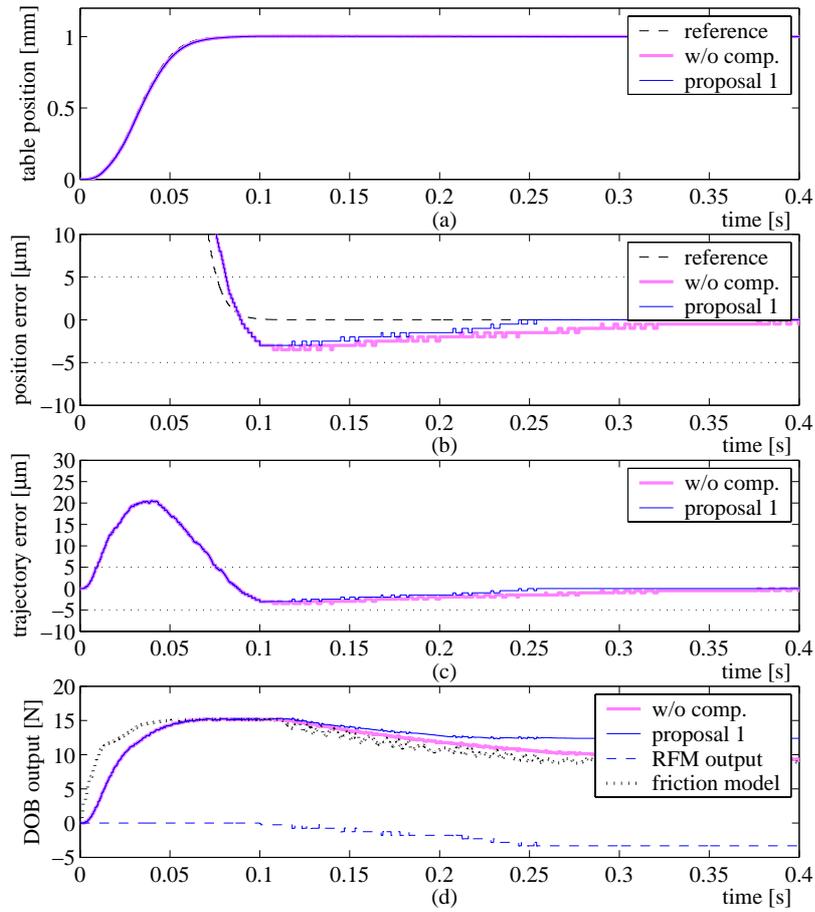


図 6.12: 位置決め応答特性 (proposal 1)

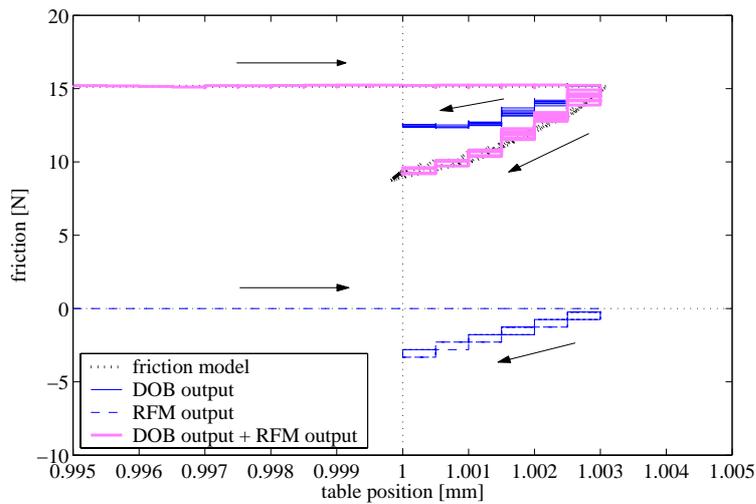


図 6.13: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (proposal 1)

## 過渡・セトリングモード摩擦補償 (提案法, 手法 (i)+(ii))

図6.14に, 過渡・セトリング両モードで摩擦補償を行う提案法を適用した場合の位置決めシミュレーション結果を示す。図から, 濃実線 (proposal 2) で示す提案法適用時は, 図6.14(d)に濃破線で示す転がり摩擦モデル出力 (RFM output) は濃点線の実転がり摩擦力 (friction model) と良く一致しており, それにより図6.14(c)に示す過渡の軌跡誤差は水平点線で示す $\pm 5 \mu\text{m}$ の要求精度内に圧縮できている。その結果, オーバーシュート量は, 図6.14(b)に淡線で示す w/o comp. の $3.5 \mu\text{m}$ に対して, proposal 2 はエンコーダ 1 パルスに相当する $0.5 \mu\text{m}$ まで抑制している。さらに, 図6.14(b)の位置偏差波形から明らかなように遅い応答の収束性も良く, 目標精度を満足する軌跡追従制御を実現している。

セトリングモード摩擦補償の場合と同様に, 目標位置付近における変位 - 摩擦力特性を図6.15に示す。図から, 提案法は, 過渡応答時からモデルベース摩擦補償を行うことでオーバーシュートを抑制し, 濃点線 (friction model) で示す摩擦力真値  $F_{roll-R}$  及び淡線 (DOB output + RFM output) で示す摩擦補償力の合計値  $\hat{d} + u_{rf}$  は, ほぼクーロン摩擦力 ( $T_{fc} = 16.5 \text{ N}$ ) で位置整定している。すなわち, 6.3.1 項で示した手法 (ii) が実現されており, 手法 (i) と併せて提案法の有効性が検証されている。

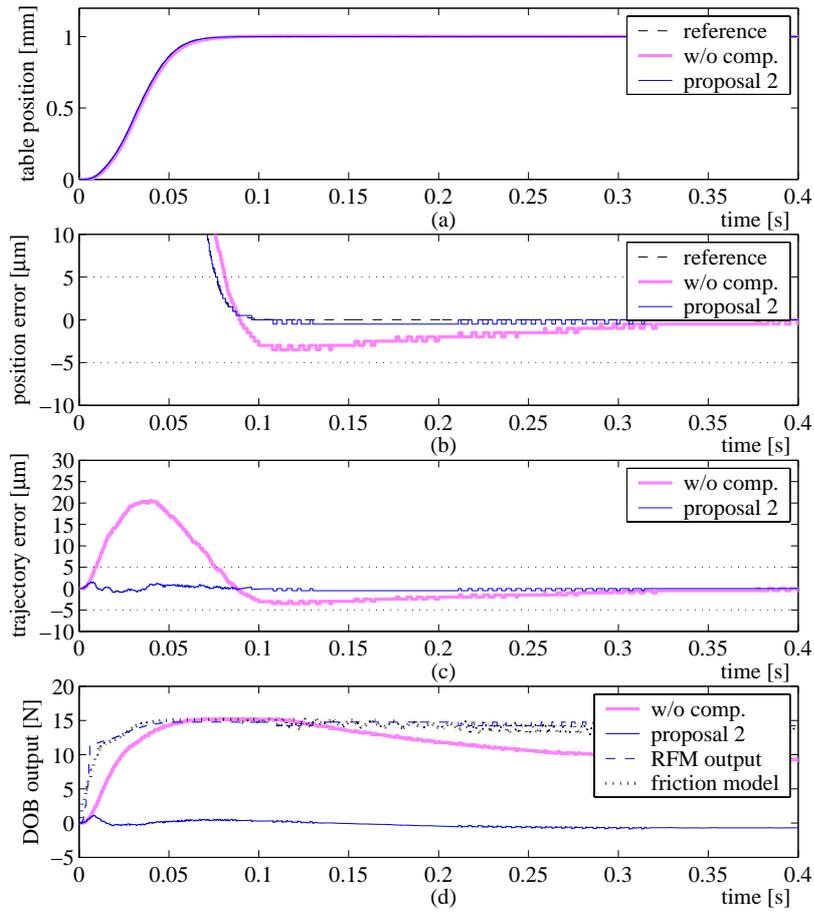


図 6.14: 位置決め応答特性 (proposal 2)

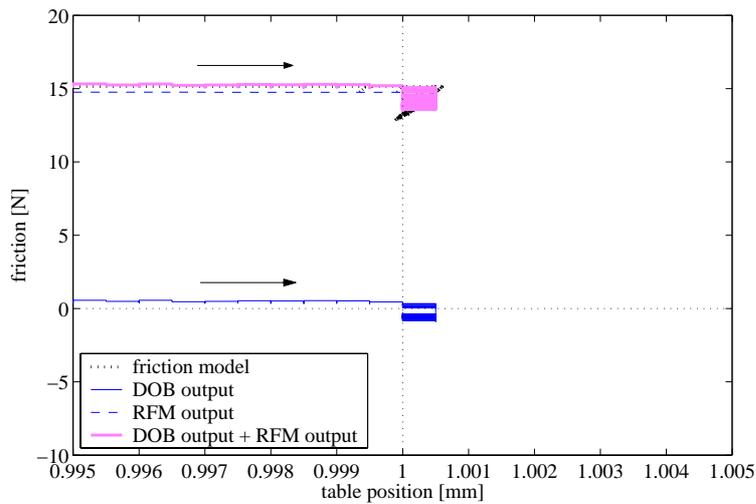


図 6.15: 整定位置付近における変位 – 摩擦力特性 (proposal 2)

## 6.5 位置決め実験検証

提案摩擦補償法の有効性を，供試装置を用いた位置決め実験により検証する。なお，本実験においても 6.4 節のシミュレーションと同様に，w/o comp.，proposal 1，proposal 2 の 3 手法について評価を行った。

### セトリングモード摩擦補償 (手法 (i))

図 6.16 に，セトリングモードでのみ摩擦補償を適用した場合の位置決め実験結果を示す。図 6.12 のシミュレーション結果と同様に，濃実線で示す proposal 1 は，過渡応答特性は淡線で示す w/o comp. とほぼ同等であるが，約 0.1 s 以降の位置整定付近の微動領域において，図 6.16(d) に濃点線で示す転がり摩擦モデル出力 (RFM output) により遅い応答の収束性が向上している。

図 6.17 に，目標位置付近における変位と摩擦力によるリサージュ波形を示す。図から，濃破線で示す転がり摩擦モデル出力は，オーバーシュートに伴う速度反転後から転がり摩擦の非線形ばね特性に相当する摩擦補償力を出力しており，これにより遅い応答の収束性向上を実現している。

### 過渡・セトリングモード摩擦補償 (提案法，手法 (i)+(ii))

過渡・セトリング両モードで摩擦補償を行う提案法を適用した場合の位置決め実験結果を図 6.18 に示す共に，整定位置付近における変位と摩擦力によるリサージュ波形を図 6.19 に示す。図 6.14 及び図 6.15 に示すシミュレーション結果と同様に，濃実線 (proposal 2) で示す提案法適用時の実験結果は，図 6.18(d) に濃点線で示す転がり摩擦モデル出力 (RFM output) により過渡の軌跡誤差は  $\pm 2 \mu\text{m}$  以内に圧縮され，それによりオーバーシュート量も  $1 \mu\text{m}$  程度に抑制されている。さらに，オーバーシュート後の遅い応答の収束性も良く，要求制御仕様を満足する位置決めを実現している。

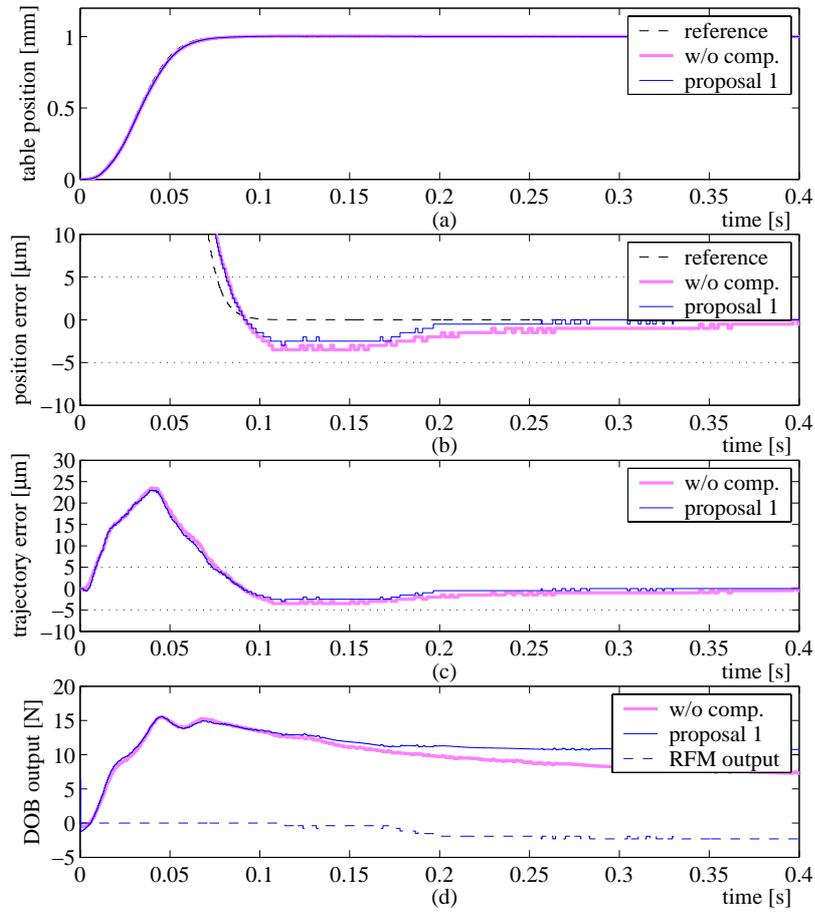


図 6.16: 位置決め応答特性 (proposal 1)

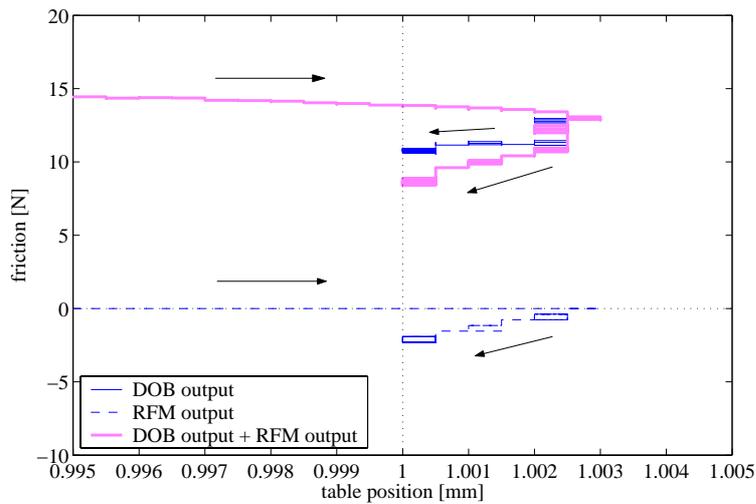


図 6.17: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (proposal 1)

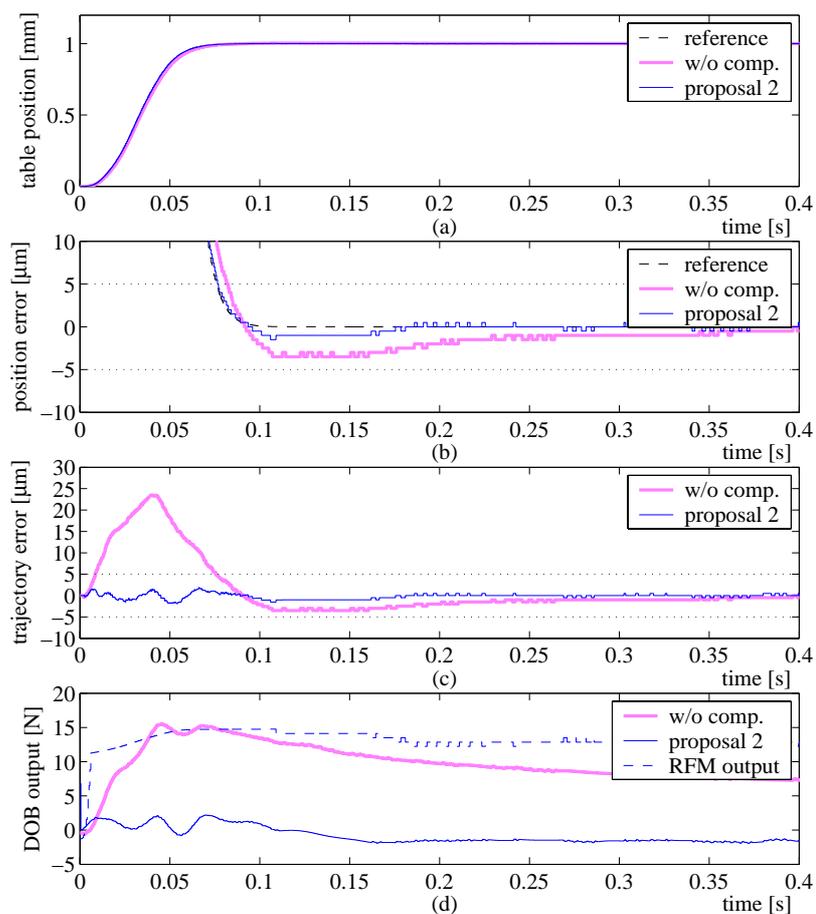


図 6.18: 位置決め応答特性 (proposal 2)

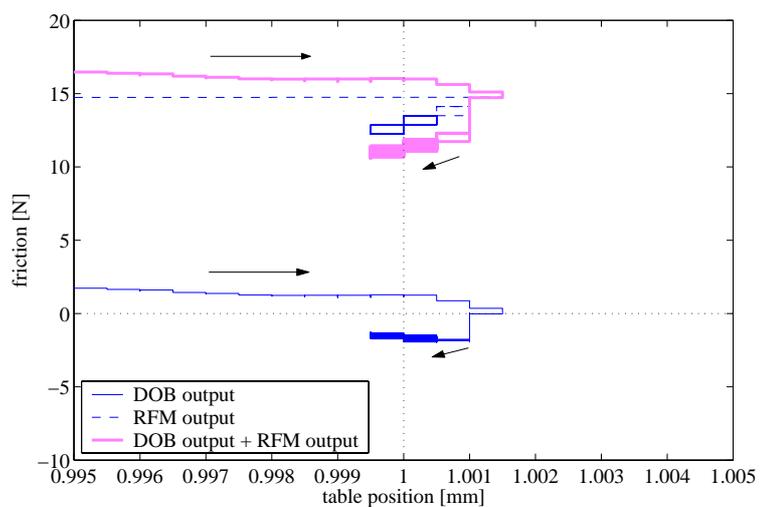


図 6.19: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (proposal 2)

## 6.6 結言

本章では、リニアモータ駆動テーブル装置を対象とし、高精度軌跡制御を実現することを目的として、位置決め整定精度の劣化を招く遅い応答の発生要因の明確化と摩擦補償を行った。以下に、本章で得られた成果を示す。

- 遅い応答発生要因の考察においては、転がり摩擦が粗動・微動で振舞いが異なることに着目して、転がり摩擦モデルを用いたシミュレーション解析を行った。その結果、位置整定時の遅い応答は、オーバーシュートによる速度反転後の微動領域において転がり摩擦が非線形ばね要素として振舞うことが要因であることを、時間・周波数領域における解析から明らかにした。
- 摩擦補償設計においては、遅い応答を招く転がり摩擦の非線形ばね特性に対する補償を考慮した、転がり摩擦モデルに基づく摩擦補償を提案した。本提案摩擦補償は過渡モードとセtringモードの切替え制御であり、両補償モードにおいて見かけのプラント特性を粗動領域の特性にノミナル化し、過渡応答時の軌跡誤差と位置整定時の遅い応答の抑圧を両立した。
- 提案摩擦補償の有効性をシミュレーション及び実機実験により検証し、遅い応答の圧縮による位置決め整定精度の向上と共に、目標制御仕様を満足する軌跡制御を実現した。

## 第7章

# 転がり摩擦特性を考慮した有限整定初期値補償による位置決め整定特性改善

### 7.1 緒言

6章で示したように、遅い応答の発生要因であるオーバーシュートを抑制するためには、位置決め過渡応答中の積極的な摩擦補償による軌跡追従特性の改善が不可欠であり、摩擦モデルベースのFF摩擦補償は有効な手法の一つである。しかし、モデルベースFF補償は、経年変化や周囲環境、動作位置等による摩擦変動及び摩擦モデル自体の特性誤差(以降、これらをまとめて“モデル化誤差”と呼ぶ)が存在する場合には所望の軌跡追従特性が得られず、FB制御系で十分な外乱圧縮特性を具備できない対象では位置整定時の応答変動やばらつきは避けられない。さらに、その応答変動によってオーバーシュートがひとたび発生すると、転がり摩擦の非線形ばね特性に起因して発生する“遅い応答”が整定精度劣化を招く。これに対し、文献[50,67]では、摩擦変動に対して逐次最小二乗法を用いてリアルタイムに摩擦モデルパラメータを更新し、FF補償することで、応答変動やばらつきを適応的に抑圧する手法を提案している。しかし、モデル化誤差に対する逐次最小二乗法の過渡特性の影響でオーバーシュートの抑制が困難な場合も見られ、遅い応答抑制を陽に考慮した補償法とは目的が違っている。一方、6章や文献[15]の手法は、FF摩擦補償誤差によりオーバーシュートが発生した場合にも遅い応答の早期収束が実現可能である。しかし、位置決め応答にオーバーシュートが発生しなければ遅い応答が発生しないという、転がり摩擦の本質的な粗動・微動特性に着目すると、整定時の補償のみならず、過渡応答中から積極的に補償を行うことが、更なる位置決め制御精度向上に繋がるものと期待できる。

本章では、FF摩擦補償誤差により発生する位置決め整定時の応答変動や遅い応答を過渡応答中に抑制可能な、付加入力型初期値補償[2,101,102]を併用した有限ステップ整定(以降、“有限整定初期値補償”と呼ぶ)制御系を提案する。提案法の基礎となる付加入力型初期値補償は、モデル化誤差によって発生する過渡応答変動を推定し、その推定値(初期値)に基づい

て過渡応答中に補償入力を印加することで、位置整定時の応答変動を抑制する手法である。さらに、本提案法では、応答変動のみならずオーバーシュートに起因する、転がり摩擦の非線形ばね特性による遅い整定応答の抑制を目指す。ここでは、転がり摩擦の粗動・微動特性を考慮した初期値補償によって、補償入力印加後に有限ステップでオーバーシュートすることなく位置決め応答変動を収束し、摩擦補償誤差に対してロバストな遅い応答抑制を可能とする。提案法の有効性は、供試リニアモータ駆動テーブル装置を用いた、制御仕様Ⅱに対する位置決めシミュレーションならびに実験により検証される。

## 7.2 FF 摩擦補償誤差による整定時の遅い応答

### 7.2.1 モデルベース摩擦補償を有する位置決め制御系の基本構成

本章で扱う位置決め制御系の基本構成である、転がり摩擦 FF 補償を併用した 2 自由度位置決め制御系のブロック線図を図 7.1 に示す。図中、 $P(z)$ : プラント、 $C(z)$ : 2.5.2 項で設計した PD 補償器と位相遅れ進み補償器で構成される FB 補償器、 $DOB$ : 外乱オブザーバ、 $N(z)$ 、 $D(z)$ : 2.5.1 項で設計した既約分解表現に基づく FF 補償器、 $z^{-2}$ : むだ時間補償要素、 $RFM$ : 3 章で設計したレオロジーに基づく転がり摩擦モデル、 $r$ : テーブル位置指令、 $x_T$ : テーブル位置、 $x_T^*$ : テーブル位置目標軌道、 $x_T^{**}$ :  $z^{-2}$  を通過前のテーブル位置目標軌道、 $u_{ff}$ : FF 制御入力、 $u_{fb}$ : FB 補償器出力、 $d$ : プラントに作用する摩擦、 $\hat{d}$ : 外乱オブザーバによる推定外乱、 $d_{ff}$ :  $x_T^{**}$  を入力に  $RFM$  により生成される FF 摩擦補償量である。本 2 自由度位置決め制御系は、所望の位置決め応答を実現するためのテーブル位置軌跡制御系となり、外乱オブザーバと転がり摩擦モデルによる摩擦補償性能が位置決め精度を左右する。ここで、外乱オブザーバは FF 摩擦補償誤差  $\Delta d_{ff} = d - d_{ff}$  を推定して補償する役割となり、その補償帯域は目標位置決め仕様 (整定時間: 50 ms) 並びに制御系の安定性を考慮して 50 Hz と設定し

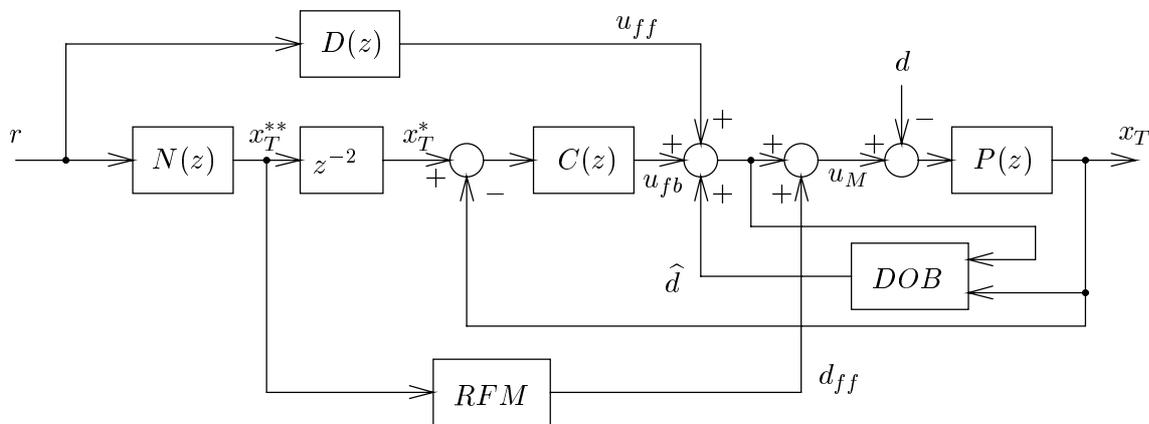


図 7.1: 転がり摩擦モデルベース FF 摩擦補償を有する 2 自由度位置決め制御系

ている。なお，外乱オブザーバは後述の初期値補償に用いる状態オブザーバに包含されており，その詳細については次節で示す。

### 7.2.2 遅い応答による位置決め整定精度劣化

図 7.1 に示す転がり摩擦モデルベース FF 補償を有する位置決め制御系において，FF 摩擦補償誤差が位置決め応答特性に与える影響を実験により明示する。制御仕様Ⅱに相当するストローク  $X_r = 1 \text{ mm}$  の位置決め実験を行った場合の，(a) テーブル位置偏差応答： $X_r - x_T$ ，(b) テーブル軌跡追従誤差： $x_T^* - x_T$ ，(c) 外乱オブザーバ出力： $\hat{d}$ ，(d) FF 摩擦補償量： $d_{ff}$  を図 7.2 に示す。図中，淡線 ( $\Delta d_{ff} = 0$ ) は RFM のノミナル値を FF 補償したノミナル応答，濃実線 ( $\Delta d_{ff} = +0.3d$ ) と濃点線 ( $\Delta d_{ff} = -0.3d$ ) は，各種要因による RFM のモデル化誤差を模擬して  $d_{ff}$  をノミナル値に対して  $\pm 30\%$  変化させた場合の応答特性である。なお，図 7.2(a) 中濃破線は，テーブル目標軌道  $x_T^*$  である。図から，ノミナル応答である淡線は，過渡応答中でもテーブル位置応答が  $\pm 3 \mu\text{m}$  の精度で目標軌道に追従し，目標制御仕様を満足する位置決め整定特性が得られている。このとき，第 1 整定時間 50 ms 以降のオーバーシュート量は  $1 \mu\text{m}$  以下に抑制され，遅い応答が第 2 整定精度  $\pm 1.5 \mu\text{m}$  を害することはない。一方， $\Delta d_{ff}$  が存在する場合は，過渡応答中の軌跡追従精度が  $\pm 6 \mu\text{m}$  まで劣化し，整定時にノミナル応答に対して  $\pm 2 \mu\text{m}$  程度の応答変動が生じている。さらに，その応答変動によりオーバーシュートが発生する濃実線は，50 ms 以降で  $2 \mu\text{m}$  程度のオーバーシュートから約 3 Hz の遅い応答が顕著に現れ，その収束性の悪さから第 2 整定精度  $\pm 1.5 \mu\text{m}$  を満足できていない。

図 7.2 のテーブル位置  $x_T$  と摩擦補償力  $\hat{d} + d_{ff}$  を用いて，整定位置付近における変位に対する摩擦力特性を示したものが図 7.3 である。図から，原点方向から目標位置に到達するまでの摩擦力は全動作条件でほぼ同等であり，転がり領域におけるクーロン摩擦力 ( $T_{fc} = 16.5 \text{ N}$ ) に近い値を示している。 $1 \mu\text{m}$  以上のオーバーシュートが発生しない条件である淡線 ( $\Delta d_{ff} = 0$ ) と濃点線 ( $\Delta d_{ff} = -30\%$ ) は，目標位置に到達する際の摩擦力とほぼ同じ摩擦力でそのまま位置整定している。一方，応答変動により  $3 \mu\text{m}$  程度のオーバーシュートが発生する濃実線 ( $\Delta d_{ff} = +30\%$ ) は，オーバーシュート後の遅い応答が発生する領域 (図中，slow response) で転がり摩擦が非線形ばね要素として振舞うことを示している。

以上の実験検証から，摩擦モデルベース FF 補償を行う制御系では，モデル化誤差に起因する FF 摩擦補償誤差が生じた場合，位置決め整定特性が変動すると共に，オーバーシュートが発生した場合は転がり摩擦の非線形ばね特性に起因する遅い整定応答が，位置決め精度劣化を招くことが明らかである。従って，位置決め整定時の応答変動と遅い応答発生要因であるオーバーシュートの両方を抑制可能な，摩擦モデル誤差に対してロバストな過渡応答補償が求められる。

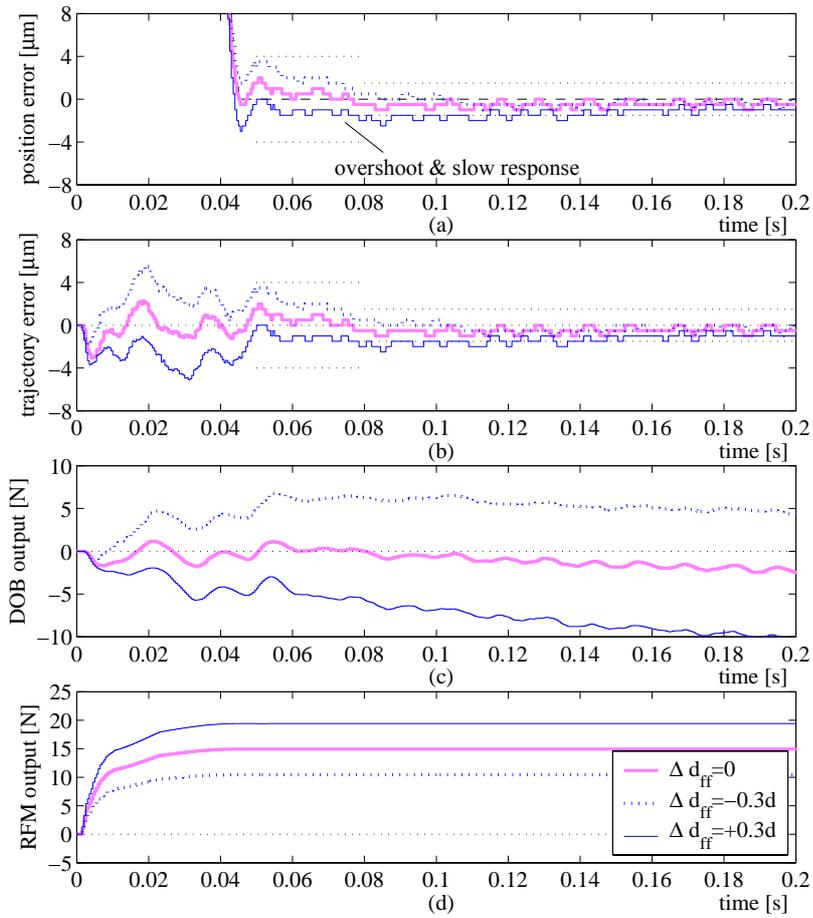


図 7.2: FF 摩擦補償誤差発生時の位置決め応答特性 (w/o IVC)

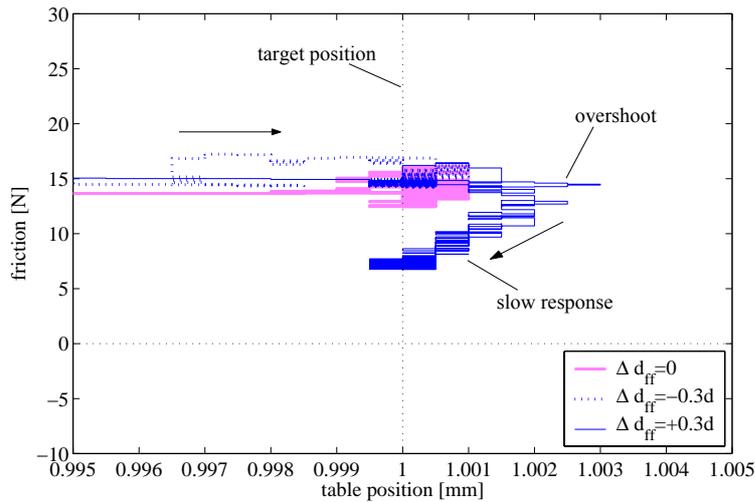


図 7.3: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (w/o IVC)

## 7.3 転がり摩擦特性を考慮した有限整定初期値補償

本節では、7.2.2項で課題提起したロバストな過渡応答補償実現のために、転がり摩擦特性を考慮した有限整定初期値補償法を提案する。提案法は、FF摩擦補償誤差に起因するノミナル応答に対する過渡応答中の状態量誤差を、転がり摩擦の粗動・微動特性を考慮した応答途中の初期値補償によって、位置決め整定までの有限時間で零に収束させる。さらに、オーバーシュートを発生させなければ遅い応答は発生しないという本質的な転がり摩擦の粗動・微動特性に着目して、転がり摩擦が粗動領域で位置整定するよう初期値補償することで、摩擦補償誤差に対してロバストな遅い整定応答抑制を実現する。

### 7.3.1 提案法の概要

図 7.1 に対して、提案する有限整定初期値補償を含む 2 自由度位置決め制御系のブロック線図を、図 7.4 に示す。図中、点線部 (*IVC system*) が初期値補償を行うブロックであり、 $\Delta x_0 \in \mathcal{R}^{m \times 1}$  ( $m$ : プラント次数): 初期値となる初期値補償開始時刻  $t_0$  におけるプラントのノミナル状態量  $x^* \in \mathcal{R}^{m \times 1}$  に対する実状態量  $x \in \mathcal{R}^{m \times 1}$  の誤差 ( $\Delta x_0 = x^* - x$ )、 $u_{ivc}$ : 初期値補償入力、 $x_{ivc}^*$ :  $\Delta x_0$  に対する初期値補償によるテーブル位置目標軌道、 $d_{ivc}$ : 初期値補償時に印加する摩擦補償量、*IVC*:  $u_{ivc}$ ,  $x_{ivc}^*$  を出力する初期値補償器である。従って、初期値補償に用いる入力は、 $u_{ivc}$ ,  $x_{ivc}^*$ ,  $d_{ivc}$  の 3 つである。

前述の通り、本初期値補償は位置決め過渡応答中に補償入力を印加することで、応答途中の状態量誤差を位置整定までに零に収束させるものである。提案法のタイミングチャートを、図 7.5 の位置決め動作中のテーブル位置 (上段) 及び摩擦力 (下段) の応答波形によって説明する。図は、実摩擦  $d$  に対する FF 摩擦補償誤差  $\Delta d_{ff}$  によって、図上段のテーブル軌跡指令

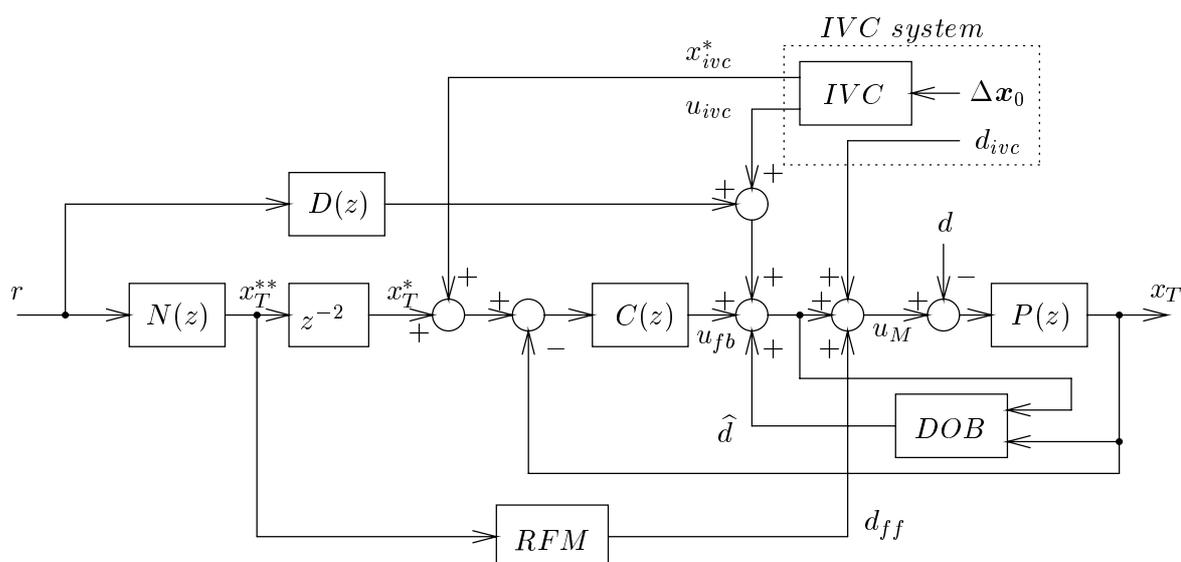


図 7.4: 有限整定初期値補償を有する 2 自由度制御系

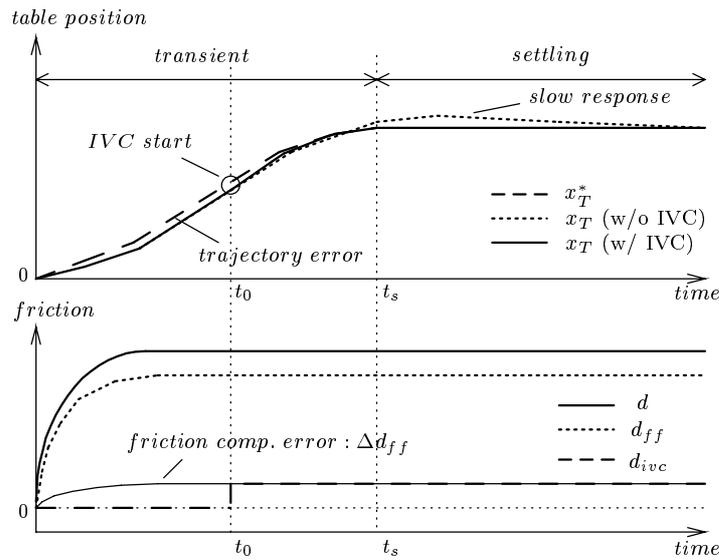


図 7.5: 位置決め動作中における提案初期値補償のタイミングチャート

$x_T^*$ (破線) に対して、テーブル位置応答 ( $x_T$ : w/o IVC) のように軌跡追従誤差に起因するオーバーシュートを伴う遅い応答が発生する様子を示している。そこで、

- (i) 初期値補償時刻  $t_0$  (IVC start) までに、ノミナル応答に対する  $\Delta x_0$  及び  $\Delta d_{ff}$  を、後述する状態オブザーバを用いて推定する。
- (ii) 推定した  $\Delta x_0$ ,  $\Delta d_{ff}$  に基づいて、時刻  $t_0$  から初期値補償を実施する。その際、FB 補償器  $C(z)$  の全状態量と状態オブザーバ中の外乱状態量をゼロクリアし、 $t_0$  以降の摩擦補償誤差  $\Delta d = d - d_{ff} - d_{ivc}$  が  $\Delta d = 0$  となるよう、 $d_{ivc}$  を FF 補償する。

以上の初期値補償により、時刻  $t_0$  までに発生した軌跡追従誤差を目標位置決め時間  $t_s$  までの有限時間で収束させ、図上段  $x_T$ (実線: w/ IVC) のように遅い応答のない理想応答を実現する。さらに、(ii) において、転がり摩擦が粗動領域の振舞いで位置整定するよう制御系の外乱応答特性を考慮して  $d_{ivc}$  を与えることで、FF 摩擦補償誤差に対してロバストなオーバーシュート抑制を可能とする。以下では、本有限整定初期値補償法に関して、その理論展開及び実装法について述べる。

### 7.3.2 有限整定初期値補償器 $N_f(z)/z^n$ の設計

図 7.4 に示すように、提案の初期値補償は時刻  $t_0$  から FB 制御系に対して目標軌道  $x_{ivc}^*$  を新たに与え、FB 補償器出力は時刻  $t_0$  で  $u_{fb} = 0$  とする。従って、初期値補償器設計は、図 7.6 に示すように初期状態量  $\Delta x_0$  を有する離散系プラント  $P(z)$  を対象として設計することと等価である。ここで、 $\Delta x_0$  中の第  $i$  番目 ( $1 \leq i \leq m$ ) の状態量  $\Delta x_{0i}$  に対して初期値補償器を設計することを考える。図 7.6 中の  $P(z)$  の初期値  $\Delta x_{0i}$  に対する有限整定初期値補償器

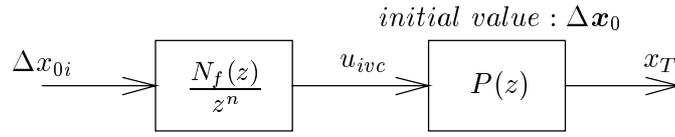


図 7.6: 有限整定初期値補償

$N_f(z)/z^n$  の分子多項式  $N_f(z)$  は, 実未定係数  $a_k (k = 0, 1, \dots, n : n \geq m - 1)$  を用いて次式で定義される。

$$N_f(z) = a_n z^n + a_{n-1} z^{n-1} + \dots + a_1 z + a_0 \quad (7.1)$$

$$= [z^n \ z^{n-1} \ \dots \ z \ 1] \mathbf{a} \quad (7.2)$$

ここで, 係数ベクトル  $\mathbf{a} \in \mathcal{R}^{n+1}$  は次式の通りである。

$$\mathbf{a} = [a_n \ a_{n-1} \ \dots \ a_1 \ a_0]^T \quad (7.3)$$

このとき, 初期値補償器の入力となる初期値  $\Delta x_{0i}$  からテーブル位置  $x_T$  までの伝達特性は,  $\Delta x_{0i}$  によるプラント初期値応答を考慮して次式で表現できる [100]。

$$x_T = \frac{N_{p0i}(z)}{D_p(z)} \Delta x_{0i} + \frac{N_p(z) N_f(z)}{D_p(z) D_f(z)} \Delta x_{0i} \quad (7.4)$$

$$= \frac{N_{p0i}(z) D_f(z) + N_p(z) N_f(z)}{D_p(z) D_f(z)} \Delta x_{0i} \quad (7.5)$$

ここで,  $D_f(z)$ : 初期値補償器の分母  $z^n$ ,  $N_{p0i}(z)/D_p(z)$ : プラント初期値  $\Delta x_{0i}$  からテーブル位置  $x_T$  までの伝達特性,  $N_p(z)/D_p(z)$ :  $P(z)$  の伝達特性であり, (7.4) 式右辺第 1 項は  $\Delta x_{0i}$  によるプラントの初期値応答, 第 2 項は初期値補償による応答を表す。初期値応答を有限時間で収束させる初期値補償器  $N_f(z)/z^n$  は, (7.5) 式の分子多項式が  $D_p(z)$  の根  $\lambda_i (i = 1, \dots, m)$  を全て含むよう制約条件を与えることで設計できる [103]。いま, 有限時間整定のための制約条件は, 係数ベクトル  $\mathbf{a}$  の Affine 関数として次式のように定式化される。

$$\Sigma \mathbf{a} = \Gamma \quad (7.6)$$

ここで,  $\Sigma \in \mathcal{C}^{m \times (n+1)}$  及び  $\Gamma \in \mathcal{R}^{m \times 1}$  は次式で与えられる。

$$\Sigma = \begin{bmatrix} \lambda_1^n & \lambda_1^{n-1} & \dots & \lambda_1 & 1 \\ \lambda_2^n & \lambda_2^{n-1} & \dots & \lambda_2 & 1 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \vdots & \vdots \\ \lambda_m^n & \lambda_m^{n-1} & \dots & \lambda_m & 1 \end{bmatrix}, \quad \Gamma = \begin{bmatrix} -N(\lambda_1)^{-1} N_0(\lambda_1) D_f(\lambda_1) \\ -N(\lambda_2)^{-1} N_0(\lambda_2) D_f(\lambda_2) \\ \vdots \\ -N(\lambda_m)^{-1} N_0(\lambda_m) D_f(\lambda_m) \end{bmatrix} \quad (7.7)$$

係数ベクトル  $\mathbf{a}$  は,  $n = m - 1$  の場合は  $\mathbf{a} = \Sigma^{-1} \Gamma$  によって導出可能であるが,  $n > m - 1$

の場合は一意に導出することはできない。そこで、 $n > m - 1$  の場合に (7.6) 式の制約条件を満足する  $\mathbf{a}$  は、次式に示す 2 次形式評価関数の最小化問題に帰着させて算出する [103]。

$$J = \mathbf{a}^T \mathbf{Q} \mathbf{a} \quad (7.8)$$

ここで、重み行列  $\mathbf{Q} \in \mathcal{R}^{(n+1) \times (n+1)}$  は、高周波数領域のモデル化誤差要素を励起しないよう初期値補償入力  $u_{ivc}$  の Jerk 最小化を考慮した、次式に示す重み行列である [17, 103]。

$$\mathbf{Q} = \mathbf{M}_d^T \mathbf{M}_d \quad (7.9)$$

$$\mathbf{M}_d = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ -1 & 1 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & -1 & 1 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & -1 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & -1 \end{bmatrix} \in \mathcal{R}^{(n+2) \times (n+1)} \quad (7.10)$$

(7.6) 式の制約下で (7.8) 式の評価関数  $J$  を最小化する  $\mathbf{a}$  は、Lagrange の未定定数法により算出する。Lagrange 関数  $E_L$  を次式で定義する。

$$E_L = J_s + 2\lambda(\Sigma \mathbf{a} - \Gamma) \quad (7.11)$$

$E_L$  を  $\mathbf{a}$  で偏微分すると次式を得る。

$$\frac{\partial E_L}{\partial \mathbf{a}} = 2\mathbf{Q}\mathbf{a} + 2\Sigma^T \lambda^T \quad (7.12)$$

$\mathbf{Q} > 0$  より  $\mathbf{Q}^{-1}$  が存在するため、次式が成り立つ。

$$\mathbf{a} = -\mathbf{Q}^{-1} \Sigma^T \lambda^T \quad (7.13)$$

さらに、 $\Sigma \mathbf{a} - \Gamma = \mathbf{O}$  と上式から、次式を得る。

$$-\Sigma \mathbf{Q}^{-1} \Sigma^T \lambda^T - \Gamma = \mathbf{O} \quad (7.14)$$

$\Sigma$  がフルランクならば  $|\Sigma \mathbf{Q}^{-1} \Sigma^T| \neq \mathbf{O}$  が成立するため、次式を得る。

$$\lambda^T = -(\Sigma \mathbf{Q}^{-1} \Sigma^T)^{-1} \Gamma \quad (7.15)$$

従って、(7.8) 式を最小とする  $\mathbf{a}$  は次式で算出できる。

$$\mathbf{a} = \mathbf{Q}^{-1} \Sigma^T (\Sigma \mathbf{Q}^{-1} \Sigma^T)^{-1} \Gamma \quad (7.16)$$

最終的に、 $x_{ivc}^*$  は  $\Delta x_{0i}$  を (7.5) 式に与えた場合に算出される位置軌道を  $x_{ivc}^* = x_T$  として採用し、 $u_{ivc}$  は次式で算出される。

$$u_{ivc} = \frac{N_f(z)}{z^n} \Delta x_{0i} \quad (7.17)$$

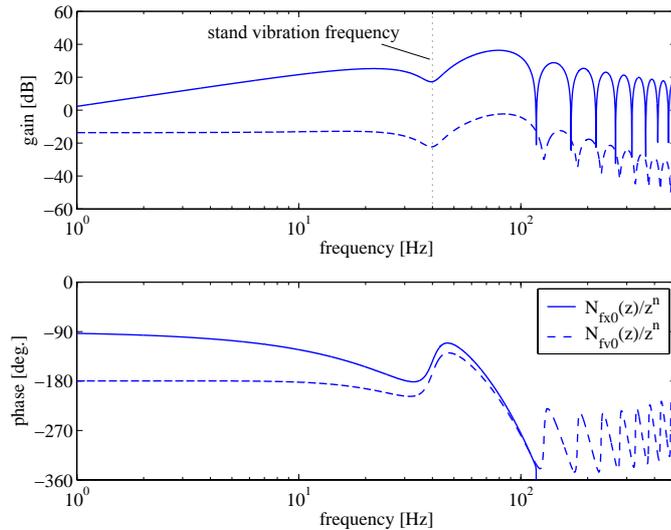


図 7.7: 初期値補償器  $N_{fx0}(z)/z^n$ ,  $N_{fv0}(z)/z^n$  の周波数特性

以上より，図 7.4 に示す有限整定初期値補償ブロックは，上記の設計手法に倣って各  $\Delta x_{0i}$  に対して初期値補償器を設計し，(7.5) 式と (7.17) 式により算出される各補償器出力の和をそれぞれ  $x_{ivc}^*$ ,  $u_{ivc}$  とすることで構成される。実際には， $\Delta x_0$  中の全ての状態量を考慮する必要はなく，文献 [102] と同様に初期値応答の影響が大きい状態量に対してのみ初期値補償器を設計すればよい。

以上の提案手法に基づく初期値補償器設計に当たって，設計プラントモデルは (2.1) 式の  $P_{rm}(s)$  から 2 次振動モードを除いたモデル ( $m = 4$ ) とする。補償器次数は，後述の初期値補償区間 ( $t_s - t_0 = 25$  ms) を考慮して  $n = 40$  ( $T_s = 500$   $\mu$ s) とする。初期値補償するプラント状態量には，初期値応答の影響が大きい剛体モードの位置  $x_{T0}$  と速度  $v_{T0}$  を選び，それぞれに対して初期値補償器  $N_{fx0}(z)/z^n$ ,  $N_{fv0}(z)/z^n$  を設計した。設計した初期値補償器の周波数特性を図 7.7 に示す。図から，(7.6) 式の制約条件によって機台振動周波数である約 40 Hz 付近のゲインと，(7.8) 式の Jerk 最小化の評価関数によって高周波数領域のゲインを抑制した補償器特性を示している。

初期値補償適用前後の剛体モード位置  $x_{T0}$  からテーブル位置  $x_T$  までの伝達特性の極零配置，すなわち (7.5) 式の極零配置を，図 7.8 に示す。図 7.8(a) は初期値補償未適用時，図 7.8(b) は初期値補償適用時の極零配置である。本初期値補償によって，プラント極の相殺と (7.8) 式の評価関数を最小化する零点が配置されており，有限時間整定を実現すべく原点に  $D_f(z) = z^n$  に起因する極 (40 次) が配置されている。ここで，FB 制御系に対して目標軌道  $x_{ivc}^*$  を与えることで，図 7.8(a) のような FB 制御系の特性は現れないことに留意されたい。

提案の有限整定初期値補償の有効性を，初期値応答の数値シミュレーションにより検証する。制御仕様 II に対する位置決め動作時において，FF 摩擦補償誤差が  $\Delta d_{ff} = +0.3d$  の場合に発生する状態量誤差を想定するため，初期値として  $\Delta x_{t0} = -4$   $\mu$ m,  $\Delta v_{t0} = 0.1$  mm/s を与えた場合のテーブル位置  $x_T$ ，制御入力  $u_M$  の初期値応答を図 7.9 に示す。図中，淡線 (w/o

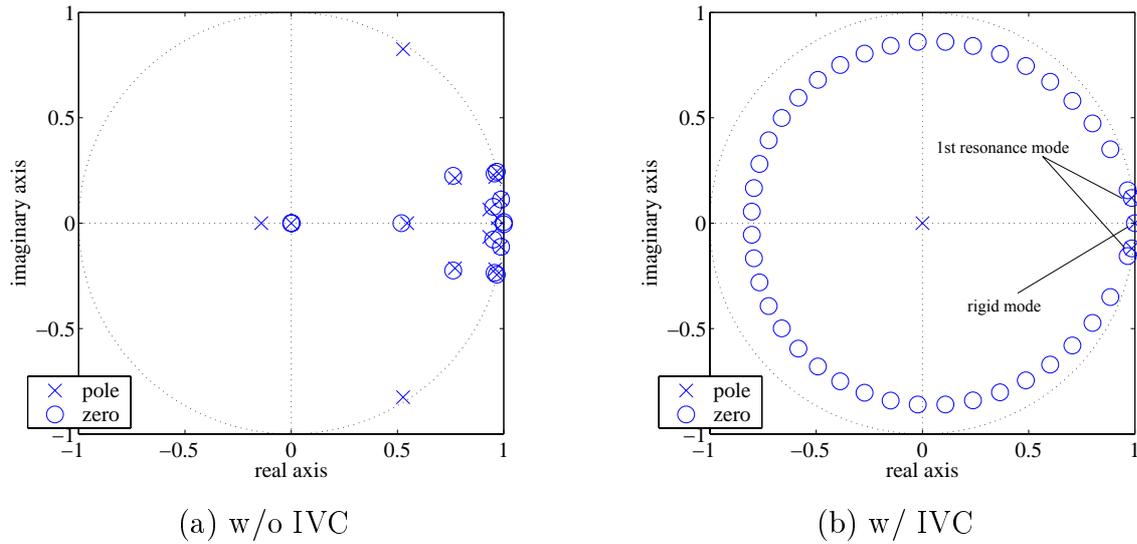


図 7.8: 極零点配置 ( $x_T/x_{T0}$ )

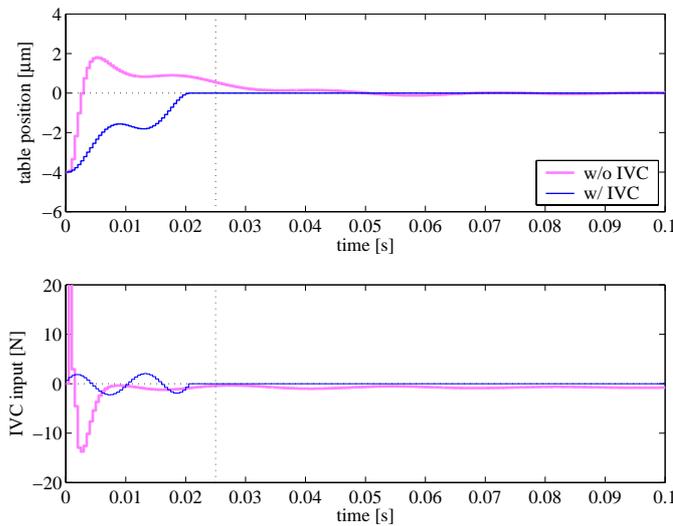


図 7.9: 初期値応答特性

IVC) は初期値補償未適用時，濃線 (w/ IVC) は初期値補償適用時の応答特性を示す。初期値補償未適用時は，垂直点線で示す初期値補償区間 25 ms までに  $x_T = 0$  に収束できず，遅い応答の発生要因となるオーバーシュートが発生している。一方，初期値補償適用時には，プラント極の相殺と補償入力の Jerk 最小化を考慮した図下段に濃線で示す初期値補償入力  $u_{ivc}$  によって，未適用時と比較して小さい補償入力振幅 (未適用時の最大振幅：約 60 N) にも拘らず，初期値補償器の次数  $n + 1$  のステップ数に相当する 20.5 ms ( $= 41T_s$ ) でオーバーシュートすることなく初期値応答が  $x_T = 0$  に収束している。以上のシミュレーション結果から，提案初期値補償の有効性が検証される。

### 7.3.3 転がり摩擦特性を考慮した摩擦補償力 $d_{ivc}$ の設計

前述のように，提案の初期値補償は，時刻  $t_0$  から 7.3.2 項で設計した補償器を用いて初期値補償を実施すると共に， $d_{ivc}$  による摩擦補償が必要である。ここでは，転がり摩擦が非線形ばね特性を示すのは始動直後の微動領域であり，初期値補償を開始する時刻  $t_0$  以降の過渡応答領域では粗動領域で静的特性を示すことに着目する。初期値補償時の摩擦補償量  $d_{ivc}$  の設定法 (以降，設定法 1 と呼ぶ) として， $d_{ivc}$  は時刻  $t_0$  時の  $\Delta d_{ff}$  をノミナル値とする次式のステップ入力を与える。

●設定法 1

$$d_{ivc} = \Delta d_{ff} \quad (7.18)$$

さらに， $\Delta d_{ff}$  の推定誤差やその他の要因による摩擦補償誤差が存在する場合でもロバストなオーバーシュート抑制を実現するために，粗動領域における FB 制御系の外乱抑圧特性を考慮した  $d_{ivc}$  の設定法 (以降，設定法 2 と呼ぶ) を提案する。図 7.10 に FB 制御系の外乱応答特性 ( $x_T/d$ ) を示すと共に，図 7.11 にクーロン摩擦力 ( $T_{fc} = 16.5 \text{ N}$ ) の 10, 20, 30 % に相当するステップ外乱を図 7.4 中の  $d$  として与えた場合のテーブル位置応答  $x_T$  を示す。図 7.11 中，濃破線は理想的に摩擦補償が行われた場合に相当する  $d = 0$  ( $\Delta d = 0$ ) の場合，淡線は摩擦過補償に相当する  $d < 0$  ( $\Delta d < 0$ ) の場合，濃線は摩擦補償不足に相当する  $d > 0$  ( $\Delta d > 0$ ) の場合の応答特性であり，垂直点線は初期値補償区間 25 ms である。図から， $d$  の符号に着目すると， $d < 0$  の場合は 25 ms 以降で正の位置偏差 (オーバーシュート) が， $d > 0$  の場合は負の位置偏差 (アンダーシュート) が発生し， $d_{ivc}$  によりセtring 時の応答特性を制御できることを示唆している。すなわち，時刻  $t_0$  から入力する摩擦補償量  $d_{ivc}$  を  $d > 0$  となるよう予め補償不足に与えることで，転がり摩擦は粗動領域の特性のままアンダーシュートでセ

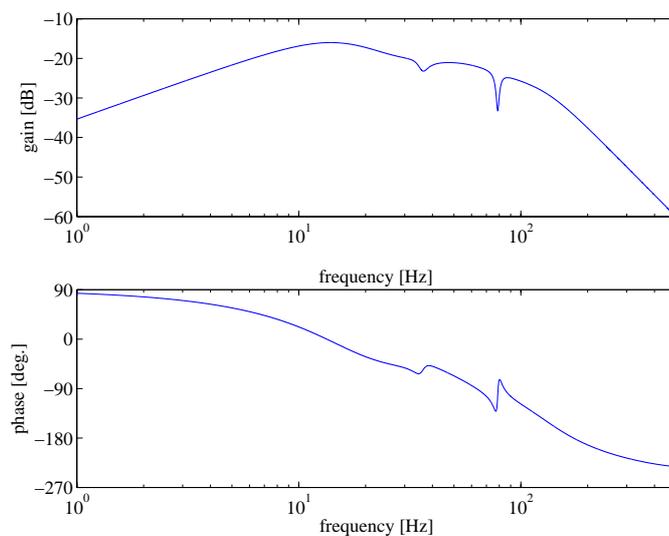


図 7.10: 粗動領域における FB 制御系の外乱抑圧特性

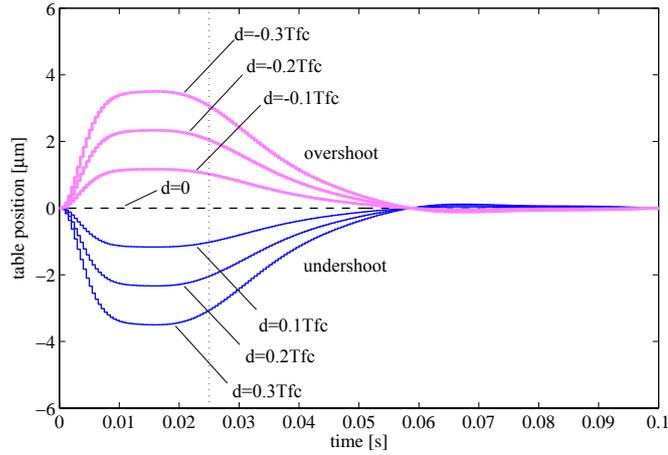


図 7.11: 摩擦補償誤差に対するテーブル位置応答波形

トリングし，摩擦補償誤差を有する場合でもオーバーシュートを抑制したロバストな位置整定が可能となる。そこで，設定法 2 として，正の実数  $\alpha$  を用いて次式のステップ摩擦補償量を与える。

●設定法 2

$$d_{ivc} = \Delta d_{ff} - \alpha T_{fc} \quad (7.19)$$

### 7.3.4 状態オブザーバによる初期値推定法

前述のように，本有限整定初期値補償法では，位置決め過渡応答中の FF 摩擦補償誤差  $\Delta d_{ff}$ ，剛体モードの位置と速度の状態量誤差  $\Delta x_{T0}$ ， $\Delta v_{T0}$  の推定を，同次元状態オブザーバによって行う。図 7.12 に，推定外乱 FB を含む状態オブザーバのブロック線図を示す。図中， $Q_d(z)$ ：推定外乱 FB 用の 1 次ローパスフィルタ（カットオフ周波数：50 Hz）， $\gamma \in \mathcal{R}^{7 \times 1}$ ：オブザーバゲイン， $\mathbf{x}_{ob} \in \mathcal{R}^{7 \times 1}$ ：状態オブザーバの状態量， $u_{ob}$ ：状態オブザーバに対する入力， $\widehat{d}_s$ ：状態オブザーバによる推定外乱であり，図 7.4 中の DOB は，図 7.12 の  $u_{ob}$  の入力端にむだ時間補償要素  $z^{-2}$  を前置したブロックに対応する。 $A_{pd} \in \mathcal{R}^{7 \times 7}$ ， $B_{pd} \in \mathcal{R}^{7 \times 7}$ ， $C_{pd} \in \mathcal{R}^{1 \times 7}$  は，(2.1) 式の粗動プラントモデル  $P_{rm}(s)$  に対し入力端外乱  $d_s$  ( $\dot{d}_s = 0$ ) を考慮した，連続時間系で次式で表されるオブザーバ設計プラントモデルの離散値系係数行列である。

$$\dot{\mathbf{x}}_{ob} = \mathbf{A}_p \mathbf{x}_{ob} + \mathbf{B}_p u_{ob} \quad (7.20)$$

$$x_T = \mathbf{C}_p \mathbf{x}_{ob} \quad (7.21)$$

$$\mathbf{x}_{ob} = [x_{T0} \ v_{T0} \ x_{T1} \ v_{T1} \ x_{T2} \ v_{T2} \ d_s]^T \quad (7.22)$$

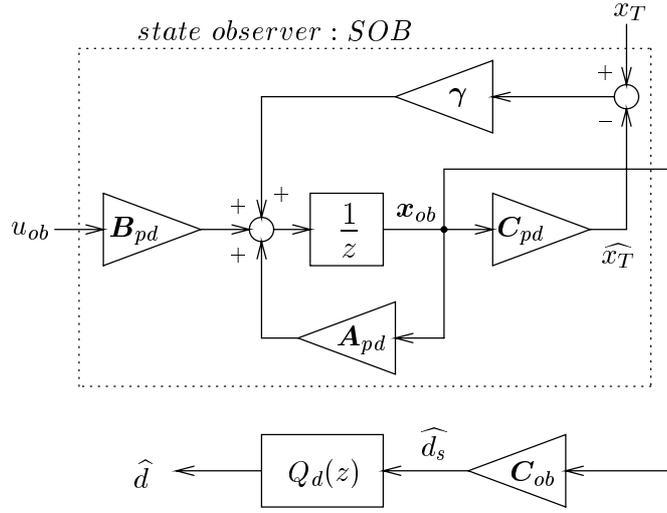


図 7.12: 状態オブザーバを内在する外乱オブザーバ

$$A_p = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & -K_t k_{t0} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & -\omega_{t1}^2 & -2\zeta_{t1}\omega_{t1} & 0 & 0 & -K_t k_{t1} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & -\omega_{t2}^2 & -2\zeta_{t2}\omega_{t2} & -K_t k_{t2} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \quad (7.23)$$

$$B_p = \begin{bmatrix} 0 \\ K_t k_{t0} \\ 0 \\ K_t k_{t1} \\ 0 \\ K_t k_{t2} \\ 0 \end{bmatrix}, \quad C_p = [1 \ 0 \ 1 \ 0 \ 1 \ 0 \ 0] \quad (7.24)$$

ここで,  $x_{ob}$  中の  $x_{Ti}$ ,  $v_{Ti}$  ( $i = 0, 1, 2$ ) は, それぞれ  $i$  次振動モードの位置と速度である。一方, 推定外乱 FB のための係数行列  $C_{ob} \in \mathcal{R}^{1 \times 7}$  は, 次式で表される。

$$C_{ob} = [0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 0 \ 1] \quad (7.25)$$

以上の状態オブザーバを構成することで, 推定した状態量  $\widehat{x}_{ob}$  中の  $\widehat{d}_s$ ,  $\widehat{x}_{T0}$ ,  $\widehat{v}_{T0}$  から, 初期値補償に用いる  $\Delta d_{ff}$ ,  $\Delta x_{T0}$ ,  $\Delta v_{T0}$  の初期値推定が可能となる。オブザーバゲイン  $\gamma$  は, 1 次, 2 次振動モードに起因する不変零点の影響を考慮して, オブザーバ帯域が 100 Hz の 3 重根となるよう極配置法に基づき決定した。その結果,  $\Delta d_{ff}$ ,  $\Delta x_{T0}$ ,  $\Delta v_{T0}$  の初期値推定は, 目標位置決め時間  $t_s = 50$  ms に対して十分に高い推定帯域で行われることで, 位置決め過渡

応答中の推定に資するものである。一方，初期値補償を開始する時刻  $t_0$  以降では， $d_{ivc}$  により FF 摩擦補償誤差  $\Delta d_{ff}$  を補償するため， $t_0$  の時点で  $x_{ob}$  中の外乱状態量  $d_s$  と  $Q_d(z)$  中の全状態量をゼロクリアすることで，その後の摩擦補償に影響を与えない。

## 7.4 位置決めシミュレーション検証

提案の有限整定初期値補償の有効性を，制御仕様Ⅱに対応するストローク  $X_r = 1 \text{ mm}$  の位置決めシミュレーションにより検証する。提案法の適用にあたって，各初期値の推定は加速区間中に設定した初期値補償時刻  $t_0 = 25 \text{ ms}$  までに行い，時刻  $t_0$  から初期値補償を開始することで目標位置決め時間  $t_s = 50 \text{ ms}$  までに初期値応答を収束させる。図 7.2 と同様の条件下における提案法未適用時 (w/o IVC) の位置決めシミュレーション結果，提案法適用時 (w/ IVC) のシミュレーション結果を，それぞれ図 7.13 と図 7.14 に示す。図中，(a) テーブル位置偏差： $X_r - x_T$ ，(b) テーブル軌跡追従誤差： $x_T^* - x_T$ ，(c) 外乱オブザーバ出力： $\hat{d}$ ，(d) 制御対象に作用する転がり摩擦力  $d = F_{roll-R}$  であり，線色は図 7.2 と同様である。ここでは，初期値補償時の摩擦補償量は，設定法 1 により  $d_{ivc} = \Delta d_{ff}$  と与えている。図 7.13 から，w/o IVC は図 7.2 の実験結果と同様に FF 摩擦補償誤差により過渡応答変動が発生し，オーバーシュートが生ずる  $\Delta d_{ff} = +0.3d$  の場合は，位置整定時に転がり摩擦の非線形ばね特性に起因する遅い応答が発生している。これに対し，図 7.14 に示す w/ IVC は，図中垂直点線で示す時刻  $t_0$  から初期値補償を実施することで，FF 摩擦補償誤差による過渡応答中の軌跡追従特性劣化が時刻  $t_s$  までに抑圧され，ノミナル応答とほぼ同等の位置決め整定波形が得られている。具体的には，FF 摩擦補償誤差による軌跡追従特性劣化に対しては，時刻  $t_0$  における図 7.14(b) の軌跡追従誤差として現れる  $\Delta x_{T0}$  と  $\Delta v_{T0}$  を 7.3.4 項の状態オブザーバで推定し，7.3.2 項で設計した初期値補償器を用いて図 7.15 に示す  $u_{ivc}$  を入力している。一方，FF 摩擦補償誤差に対しては，時刻  $t_0$  における状態オブザーバによる外乱推定値  $\hat{d}_s$  ( $\hat{d}$  は  $\hat{d}_s$  に対して推定遅れを有するが， $\hat{d}_s$  の推定波形は図 7.14(c) とほぼ同等となる) を，図 7.14(c) の  $d_{ivc} = \hat{d}_s = \Delta d_{ff}$  として FF 補償している (同時に外乱オブザーバ出力はゼロクリアされている)。

w/o IVC 及び w/ IVC の整定位置付近における変位 - 摩擦力特性を，それぞれ図 7.16 と図 7.17 に示す。ここで，縦軸の摩擦力は，図 7.13(d) 及び図 7.14(d) に示す転がり摩擦力  $F_{roll-R}$  を用いている。図 7.16 から，w/o IVC はオーバーシュートが抑制されている淡線及び濃点線はほぼ転がり領域で位置整定しているが，濃実線のように応答変動によりオーバーシュートが発生すると，その後の微動領域において転がり摩擦の非線形ばね特性に起因する遅い応答が発生している。これに対し，図 7.17 に示す w/ IVC は，FF 摩擦補償誤差が存在する場合でも整定時の摩擦力特性はノミナル応答とほぼ同等となり，転がり摩擦は転がり領域で位置整定している。以上のシミュレーション結果から，提案の初期値補償を適用することで，位置決め整定時における応答変動と遅い応答を抑制できており，提案法の有効性が確認される。

初期値補償時の摩擦補償誤差に対するロバスト性を検証するため，FF 摩擦補償誤差が

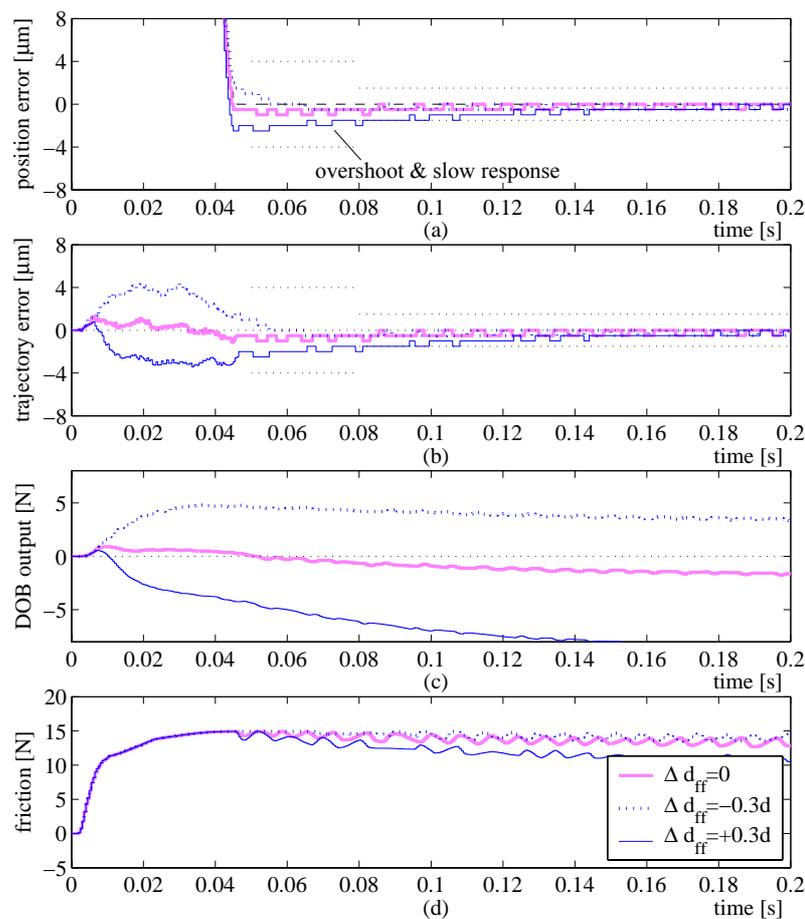


図 7.13: 初期値補償適用時の位置決め応答特性 (w/o IVC)

$\Delta d_{ff} = +0.3d$  及び  $\Delta d_{ff} = -0.3d$  の条件で，図 7.11 の外乱応答特性を考慮して  $d_{ivc} = \Delta d_{ff} \pm 0.15T_{fc}$  とノミナル値  $\Delta d_{ff}$  に対して変化させた場合の，位置決め応答特性と整定位置付近における変位 - 摩擦特性を，図 7.18 ~ 図 7.21 にそれぞれ示す。図 7.18(c) と図 7.20(c) に示すように， $d_{ivc}$  を変化させることで位置整定時のオーバーシュート及びアンダーシュートを制御できている。転がり摩擦特性を考慮して  $\Delta d > 0$  となるよう設定法 2 によって  $d_{ivc} = \Delta d_{ff} - 0.15T_{fc}$  ( $\alpha = 0.15$ ) と与えた濃実線は，アンダーシュートでセトリングし，遅い応答を発生させない整定特性が得られている。それは，図 7.19 と図 7.21 から明らかであり，設定法 2 によって  $d_{ivc}$  を与えた場合はオーバーシュートを抑制し，粗動領域の摩擦特性で位置整定している。すなわち， $\Delta d_{ff}$  の推定誤差や時刻  $t_0$  以降での摩擦補償誤差の影響を考慮して，転がり摩擦に対して  $d_{ivc}$  を  $\Delta d > 0$  と与えることで，図 7.14 のように整定時の応答変動を抑制すると共に，摩擦補償誤差にロバストなオーバーシュート抑制が可能である。

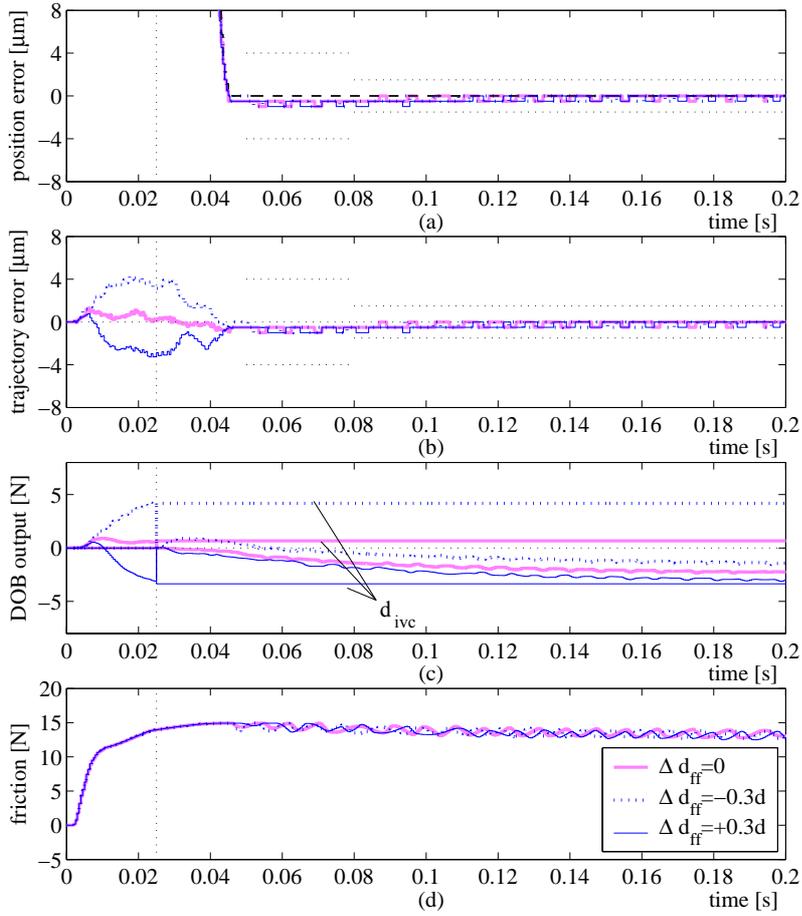


図 7.14: 初期値補償適用時の位置決め応答特性 (w/ IVC, 設定法 1)

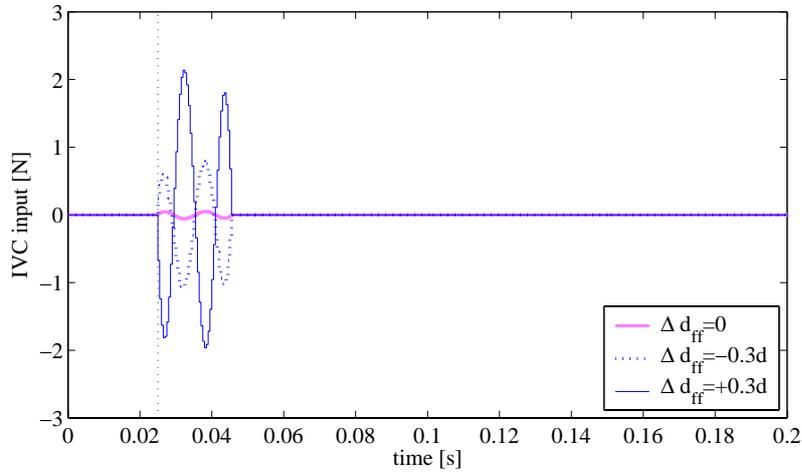


図 7.15: 初期値補償入力 (w/ IVC)

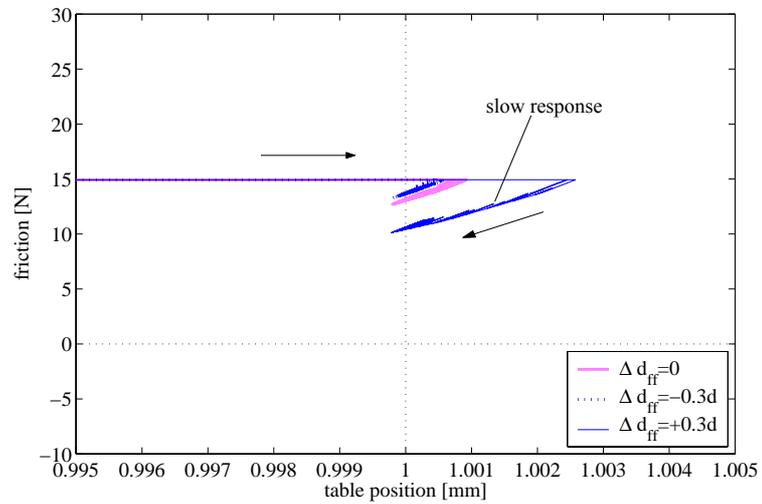


図 7.16: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (w/o IVC)

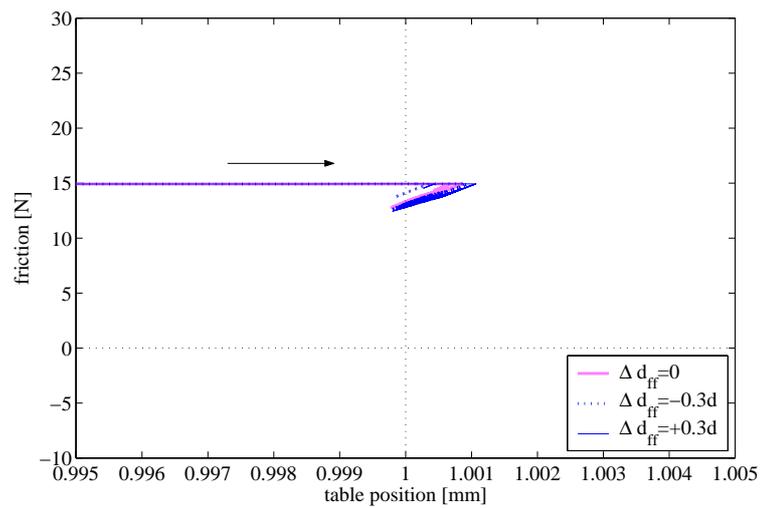


図 7.17: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (w/ IVC, 設定法 1)

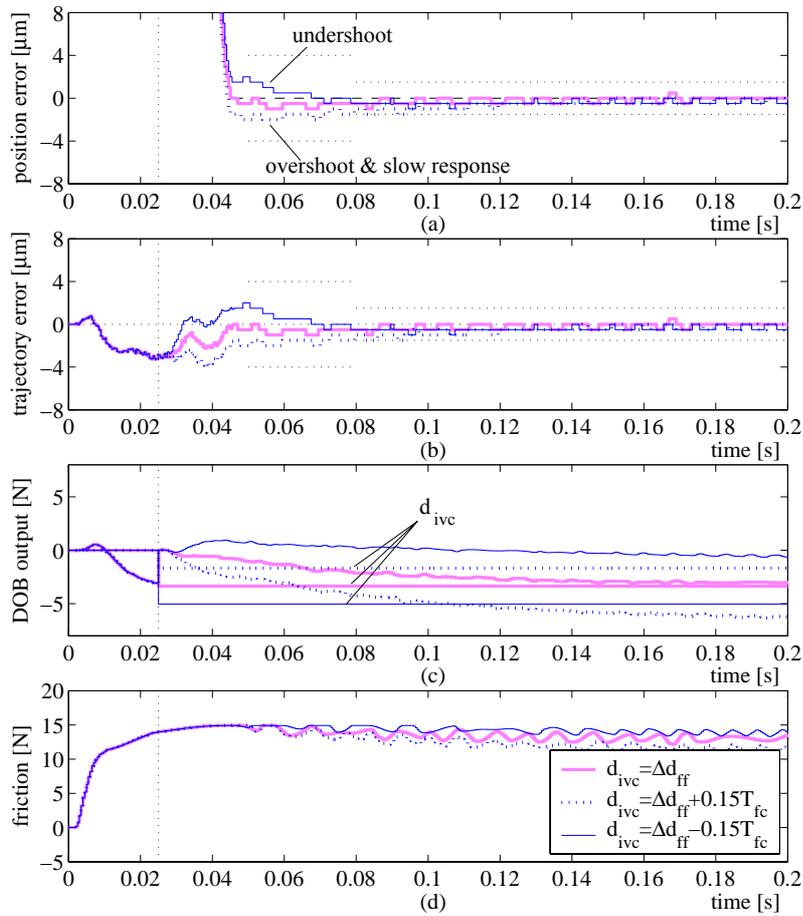


図 7.18: 初期値補償適用時の位置決め応答特性 (w/ IVC ,  $\Delta d_{ff} = +0.3d$  , 設定法 2)

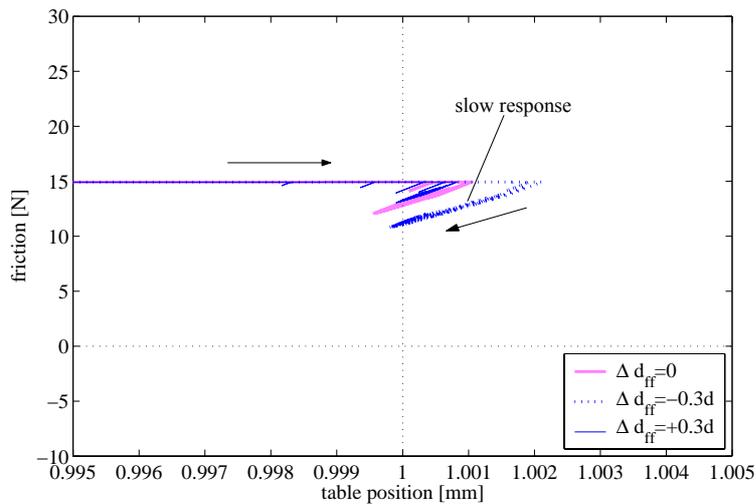


図 7.19: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (w/ IVC ,  $\Delta d_{ff} = +0.3d$  , 設定法 2)

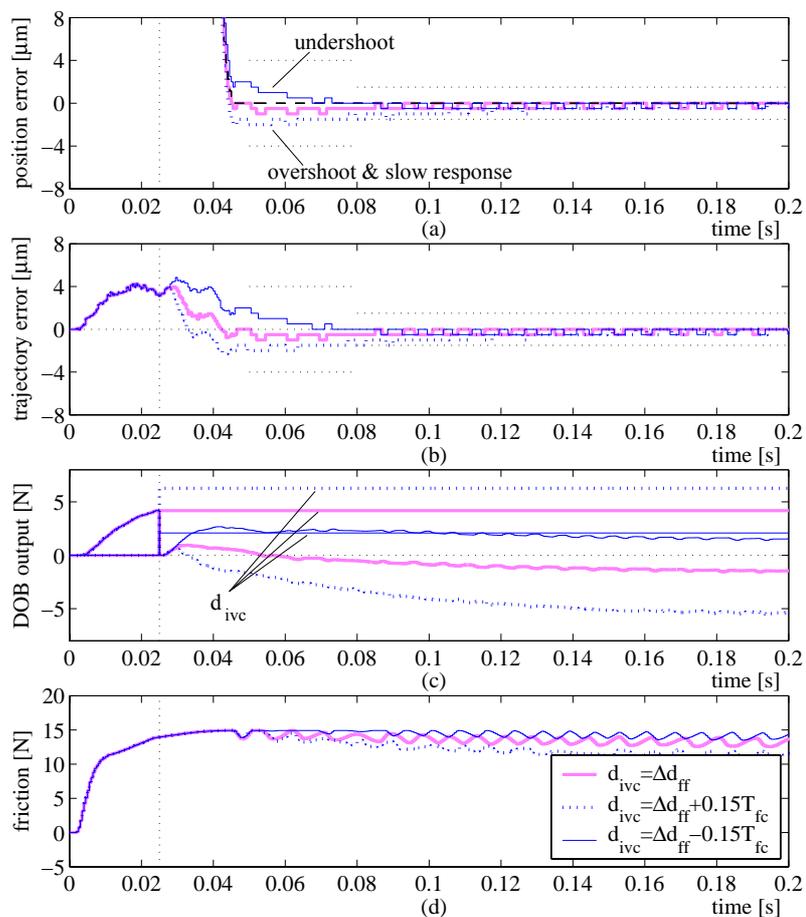


図 7.20: 初期値補償適用時の位置決め応答特性 (w/ IVC,  $\Delta d_{ff} = -0.3d$ , 設定法 2)

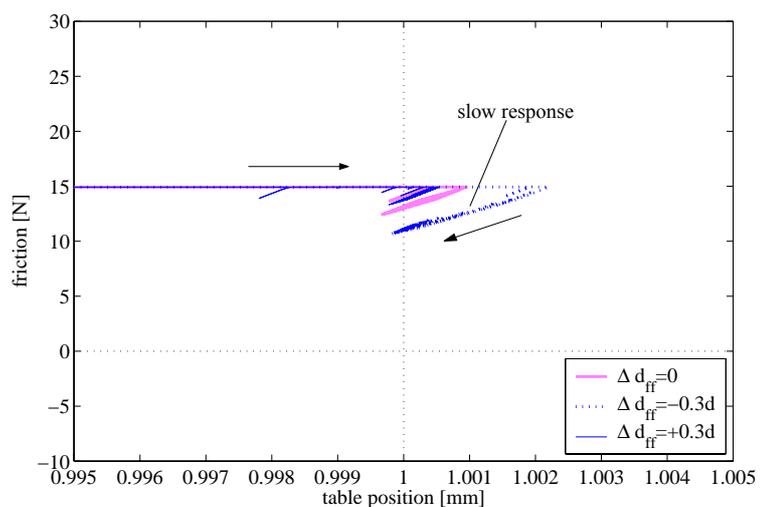


図 7.21: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (w/ IVC,  $\Delta d_{ff} = -0.3d$ , 設定法 2)

## 7.5 位置決め実験検証

提案の有限整定期初値補償の有効性を，供試装置を用いた位置決め実験により検証する。初期値補償時の摩擦補償量を設定法1により， $d_{ivc} = \Delta d_{ff}$  と与えた場合の位置決め実験結果を図7.22に示す。図中，(a) テーブル位置偏差： $X_r - x_T$ ，(b) テーブル軌跡追従誤差： $x_T^* - x_T$ ，(c) 外乱オブザーバ出力： $\hat{d}$ ，(d) 初期値補償入力： $u_{ivc}$  であり，線色は図7.2と同様である。図から，シミュレーション結果と同様に，初期値補償を適用することでノミナル応答とほぼ同等の位置決め整定波形が得られており，図7.2に示す初期値補償未適用時の場合と比較して，位置決め整定時における応答変動と遅い応答を抑制できている。図7.3と同様に， $d_{ff} + d_{ivc} + \hat{d}$  を摩擦力とした場合の整定位置付近における変位－摩擦力特性を，図7.23に示す。図から，初期値補償を適用することで応答変動に伴うオーバーシュートが抑制され，転がり摩擦の非線形ばね特性に起因する摩擦力の発生を抑制できている。

初期値補償時の摩擦補償量  $d_{ivc}$  を設定法2とした場合のオーバーシュート抑制効果について検証するため，FF摩擦補償誤差が  $\Delta d_{ff} = +0.3d$  及び  $\Delta d_{ff} = -0.3d$  の条件で， $d_{ivc} = \Delta d_{ff} \pm 0.15T_{fc}$  と与えた場合の応答特性を，図7.24(i)と図7.24(ii)にそれぞれ示す。両図中，(a) テーブル位置偏差： $X_r - x_T$ ，(b) テーブル軌跡追従誤差： $x_T^* - x_T$ ，(c) 外乱オブザーバ出力： $\hat{d}$  である。図から，濃実線 ( $d_{ivc} = \Delta d_{ff} - 0.15T_{fc}$ ) で示す設定法2の場合はアンダーシュートでセトリングし，遅い応答を発生させない整定特性が得られている。それは，図7.25(i)及び図7.25(ii)に示す変位－摩擦力特性からも明らかであり，転がり摩擦の粗動領域で位置整定を実現している。以上の実験結果より，設定法2を適用することで  $\Delta d_{ff}$  の推定誤差や時刻  $t_0$  以降での摩擦補償誤差にロバストなオーバーシュート抑制が可能であり，提案初期値補償法の有効性が検証されている。

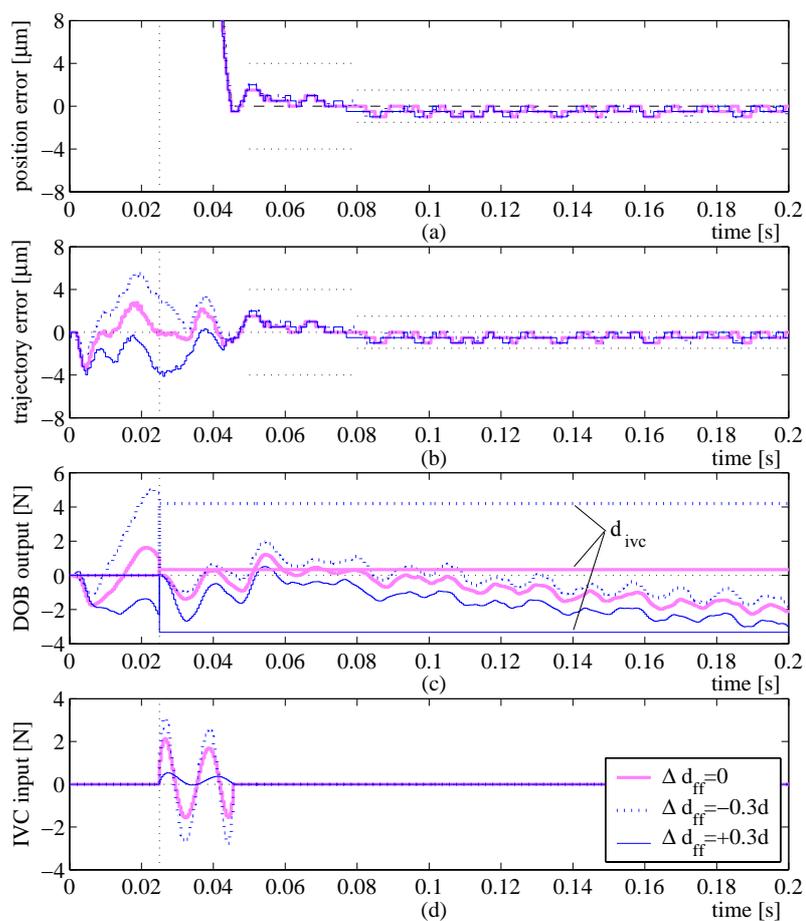


図 7.22: 初期値補償適用時の位置決め応答特性 (w/ IVC, 設定法 1)

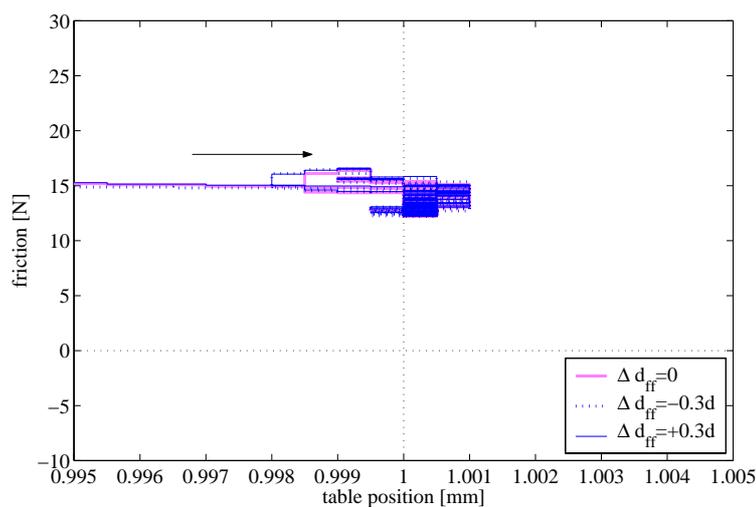
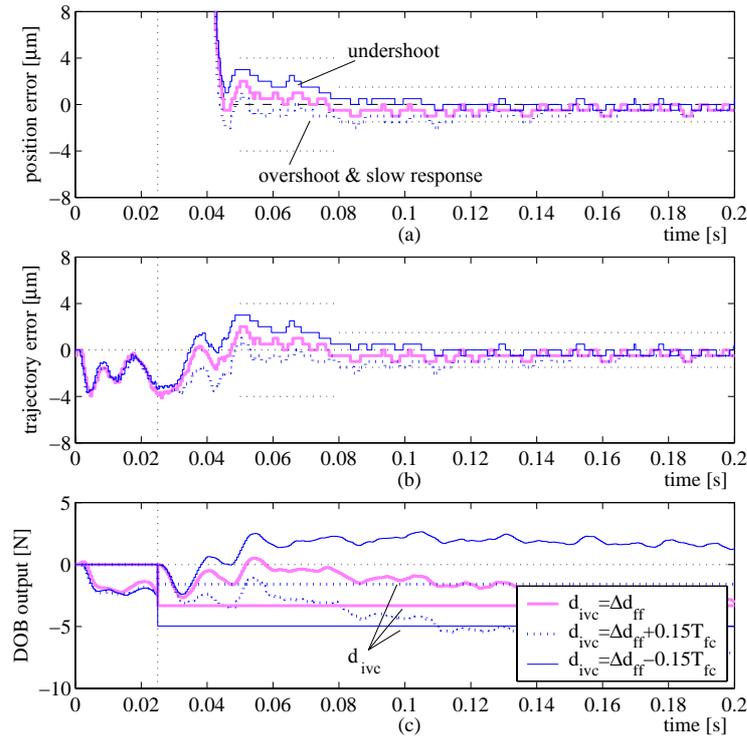
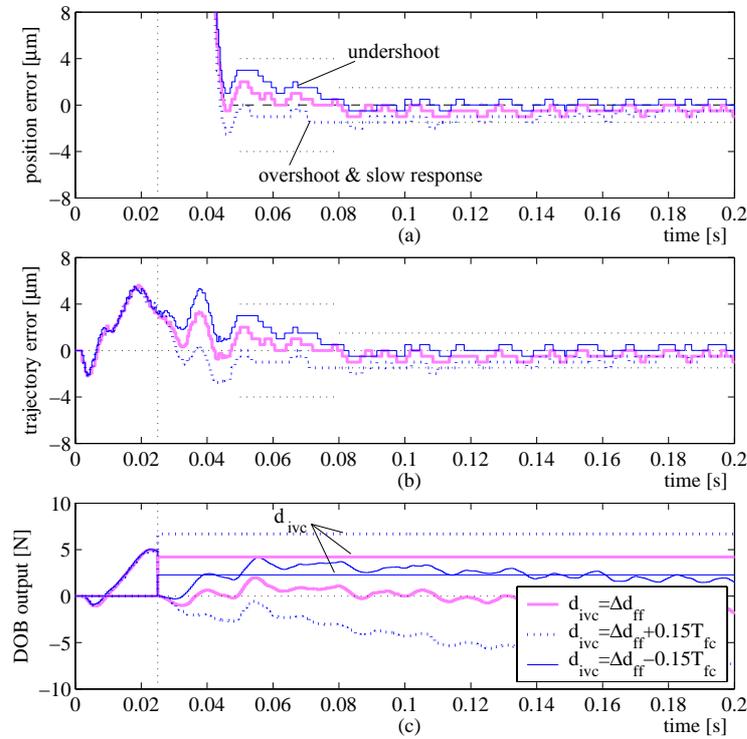


図 7.23: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (w/ IVC, 設定法 1)



(i)  $\Delta d_{ff} = +0.3d$



(ii)  $\Delta d_{ff} = -0.3d$

図 7.24: 初期値補償適用時の位置決め応答特性 (w/ IVC, 設定法 2)

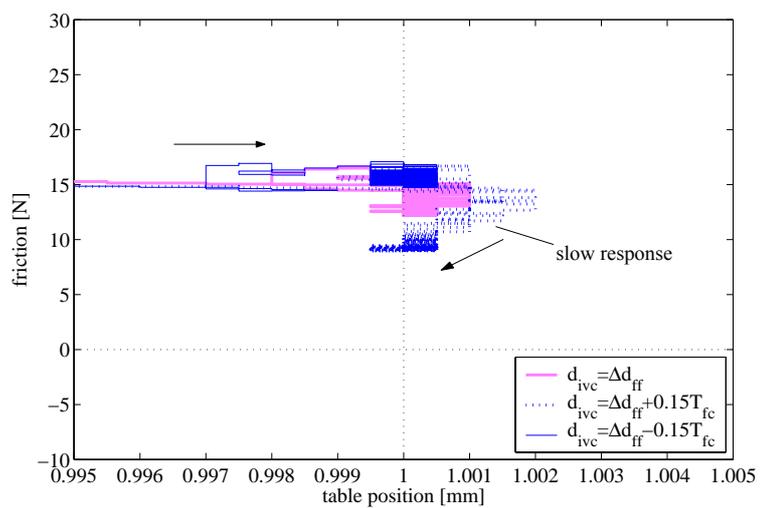
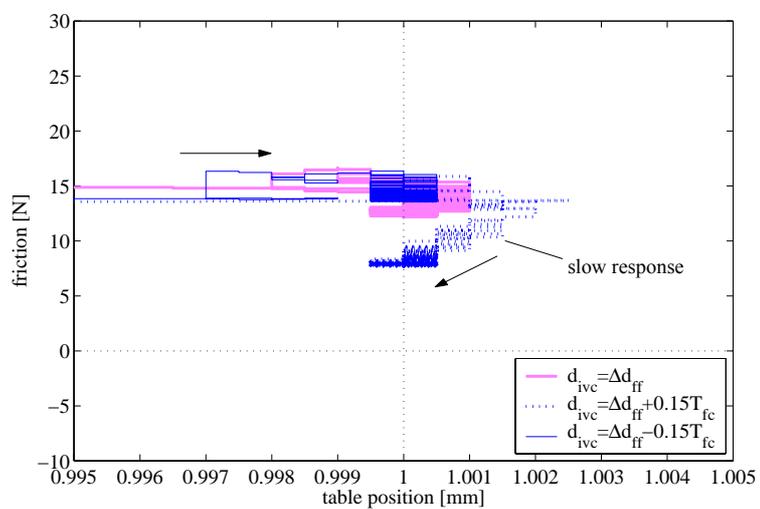
(i)  $\Delta d_{ff} = +0.3d$ (ii)  $\Delta d_{ff} = -0.3d$ 

図 7.25: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (w/ IVC, 設定法 2)

## 7.6 結言

本章では、供試リニアモータ駆動テーブル装置を対象として、摩擦モデル誤差に起因するFF摩擦補償誤差により発生する位置決め整定時の応答変動，ならびに“遅い応答”の抑制を目的に、転がり摩擦特性を考慮した有限整定初期値補償による高速・高精度位置決め制御系を提案した。以下に、本章で得られた成果を示す。

- FF摩擦補償誤差に起因する過渡応答時の応答変動を，目標位置決め時間までの有限時間で収束させるために，有限整定制御に基づく初期値補償器を設計し，本法の有効性を示した。
- オーバーシュートさせなければ遅い応答は発生しないという転がり摩擦の粗動・微動特性に着目して，位置決め整定時に転がり摩擦が粗動領域で振舞うよう初期値補償と併せて摩擦補償を実施することで，遅い応答の発生要因となるオーバーシュートを抑制したロバストな位置決め整定特性の実現を可能とした。
- 本有限整定初期値補償を位置決めシミュレーション及び実験に適用した結果，FF摩擦補償誤差が存在する場合でもロバストに応答変動と遅い応答を抑制し，制御仕様Ⅱを満足する高速・高精度位置決め制御を実現した。

## 第8章

### 結論

#### 8.1 本研究の成果

本研究では、各種メカトロニクス機器に内在する転がり案内を有する位置決め機構を模擬した供試テーブル位置決め装置を対象に、主に位置決め性能劣化を招く転がり摩擦に関する各種課題を解決し、目標制御仕様を満足可能なPoint to Pointの高速・高精度位置決め制御の実現を目的とした。上記目的の実現にあたって、本論文の骨子は以下の2つに大別することができた。

- 1) 位置決め機構の精密シミュレータ及び制御系設計に資する転がり摩擦の精密モデリング
- 2) 所望の位置決め制御性能を満足する転がり摩擦特性を考慮した摩擦補償

1) に関しては、3章で転がり摩擦の詳細特性について解析すると共に、動的な転がり摩擦挙動を再現可能なレオロジーに基づく転がり摩擦モデルを、NNによるパラメータ同定法と併せて提案した。その結果、2章で構築した静的摩擦モデルと比較して実機再現性の向上を実現し、高精度シミュレータを獲得した。さらに、4章では、従来研究で提案されている各種転がり摩擦モデルと提案モデルの実機再現性を比較評価することで、各モデルの利点及び欠点を明確にすると共に、提案モデルのシミュレータとしての優位性を明らかにした。提案摩擦モデルを用いた高精度シミュレータによって、2)の制御系設計に向けて転がり摩擦が位置決めに与える影響について解析し、高精度位置決め実現における課題を明確化することが可能となった。

2) に関しては、1)の精密転がり摩擦モデルに基づく位置決め動作時の転がり摩擦特性解析に基づき、主に位置決め性能劣化を招く始動及び整定時の微動領域における転がり摩擦の非線形ばね特性に着目した摩擦補償を提案した。具体的には、始動時の摩擦補償として、5章で動的な転がり摩擦挙動に起因して発生する過渡応答特性劣化及び応答ばらつきを抑制可能な、転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの始動時摩擦補償を提案した。一方、整定時の摩擦補償としては、6章で位置整定精度の劣化を招く転がり摩擦の非線形ばね特性に起因

して発生する“遅い応答”に対し、転がり摩擦モデルベースの切替え型摩擦補償を提案した。さらに、7章では、FF摩擦補償誤差が存在する条件下でもロバストに位置整定時の応答変動と“遅い応答”を抑制可能な過渡応答補償法として、転がり摩擦の粗動・微動特性を考慮した有限整定初期値補償を提案した。以上の、1)で獲得した精密転がり摩擦モデルをベースとした摩擦補償を適用することで、位置決め動作における動的な転がり摩擦の影響を抑圧し、位置決め制御系の高精度化を実現した。

本研究で得られた成果を各章毎に纏めれば、以下のようなになる。

## 第1章：序論

本研究の背景、転がり摩擦のモデリングと補償に関する従来研究動向について述べ、従来研究に対する本研究の位置付け及び目的を明らかにした。

## 第2章：供試位置決め装置の概要と本研究の課題

- 実機実験により制御対象の周波数特性ならびに摩擦の静的特性を測定し、両者に対する線形及び非線形モデリングを行った。周波数特性に対しては、共振特性ならびにむだ時間特性を精度良く表現可能な、振動モードモデルとむだ時間モデルで構成される線形プラントモデルを構築した。一方、摩擦に対しては、その静的特性を表現可能な最大静止摩擦モデル、ストライベック効果、クーロン摩擦モデル、粘性摩擦モデルから構成される静的摩擦モデルを構築した。
- 共振振動ならびに摩擦に対する補償を陽に考慮した、外乱オブザーバを併用した既約分解表現に基づく2自由度位置決め制御系を構築した。そこでは、摩擦補償を主に受け持つ外乱オブザーバを有するFB制御系による外乱抑圧、既約分解表現に基づくFF制御系による共振振動抑制、という2自由度制御系の明解な設計指針を示した。
- 摩擦モデリングの課題として、摩擦の静的特性のみを考慮した静的摩擦モデルは、高速位置決め動作時における実機の過渡応答特性劣化、ならびに整定時の“遅い応答”を発生させる複雑な摩擦挙動を再現できないことを明らかにした。その要因として、実機に存在する変位に依存した動的な摩擦特性を挙げ、その動的摩擦挙動を陽に考慮した摩擦モデリングが必須であることを示した。
- 摩擦補償の課題として、外乱オブザーバの過渡特性に起因する摩擦推定遅れが過渡応答特性劣化を招くことを、位置決め実験及びシミュレーションから明らかにした。さらに、転がり摩擦が内在する位置決め機構でしばしば経験される、位置決め整定時の微小変位領域で発生する“遅い応答”が位置決め精度劣化を招くことを明らかにし、その発生要因の明確化及び補償が、位置決め制御系の高精度化を目指すにあたって重要課題であることを示した。

### 第3章：レオロジーに基づく転がり摩擦モデリングとニューラルネットワークによるパラメータ同定

- 位置決め整定時の微小変位領域で見られる実機のばね特性を，粗動・微動で摩擦の振舞いが変化する転がり摩擦の影響と捉え，実機転がり摩擦特性を測定し，その詳細特性として“領域遷移特性”，“速度依存特性”，“履歴依存特性”を明らかにした。
- 転がり摩擦がプラント周波数特性に与える影響を考察するために，粗動・微動領域で実機周波数特性を測定した結果，粗動領域では基本的に剛体特性を示すのに対し，微動領域では粗動領域では見られなかった共振特性を有する2次遅れ特性を示し，変位領域によってプラント周波数特性が大きく変化することを明らかにした。
- 摩擦境界面における微小接触部のレオロジーを考慮した，レオロジーに基づく転がり摩擦モデルを構築した。本レオロジー転がり摩擦モデルは，要素モデルを並列接続した多段モデル構造を有し，転がり摩擦の“領域遷移特性”，“速度依存特性”，“履歴依存特性”を再現可能であることを明らかにした。
- レオロジー転がり摩擦モデルのパラメータ同定法として，NNにより実機転がり摩擦特性を学習する手法を提案した。本法を用いてパラメータ同定を行った結果，実機転がり摩擦特性を精度良く再現可能なモデルパラメータの同定を可能とした。
- 転がり摩擦の動的挙動を考慮した提案摩擦モデルと，2章で構築した静的摩擦モデルの実機再現性を比較評価した結果，提案モデルは動的摩擦挙動を含む実機応答特性を精度良く再現可能であり，高精度シミュレータの獲得が実現できた。

### 第4章：転がり摩擦モデルの実機再現性の比較評価

- 小泉モデルは，モデル構造が最も単純でパラメータ数が少ない(3個)という利点を有する反面，単純なモデル構造故に，領域遷移特性や速度依存特性，履歴依存特性を含む動的な転がり摩擦挙動は再現できないことを明らかにした。
- LuGreモデルは，モデル構造が比較的単純でパラメータ数も少ない(転がり摩擦特性に関するパラメータは3個)が，モデルの数式表現上，領域遷移特性や履歴依存特性を含む動的な転がり摩擦挙動を再現できないことを明らかにした。
- レオロジー転がり摩擦モデルは，要素モデルを多段化することで履歴依存特性をはじめとする動的な転がり摩擦挙動も精度良く再現でき，今回評価した転がり摩擦モデルの中でシミュレータとして最も高精度であることを，複数の動作条件下での比較評価から明らかにした。しかし，モデルパラメータ数は最も多く(本研究では30個)，手動によるパラメータ調整は煩わしい場合もあることも併せて示した。

### 第5章：転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの始動時摩擦補償

- 始動時の外乱オブザーバの推定遅れは、主に始動直後の微動領域における転がり摩擦の非線形ばね特性に対して発生し、それにより位置決め過渡応答特性の劣化が生ずることを、転がり摩擦モデルを用いたシミュレーションにより明らかにした。さらに、その非線形ばね特性は初期摩擦力や動作方向によって動的に変化し、応答変動要因になることを明示した。
- 始動時の動的摩擦挙動を転がり摩擦モデルに基づき推定し、その摩擦情報を外乱オブザーバの推定値演算に活用する外乱オブザーバの始動時摩擦補償法を提案した。本法は、転がり摩擦モデルにより推定した摩擦力を外乱オブザーバの状態量として積極的にFF補償することで、始動時において遅れのない摩擦補償を実現可能とした。さらに、位置整定時における保持力(初期摩擦力)の変動を陽に考慮した転がり摩擦モデルの演算を行うことで、位置応答ばらつきを抑圧も併せて実現した。
- 本提案摩擦補償を位置決め実験に適用した結果、要求制御仕様Ⅲを満足する位置決め応答を得ると共に、応答ばらつきの圧縮による位置決め制御系の高精度化を実現した。

### 第6章：転がり摩擦モデルに基づく位置決め整定時の遅い応答補償

- 位置整定時の“遅い応答”は、オーバーシュートによる速度反転後の微動領域において転がり摩擦が非線形ばね要素として振舞うことが要因であることを、時間・周波数領域における転がり摩擦モデルを用いたシミュレーション解析から明らかにした。
- 遅い応答を招く転がり摩擦の非線形ばね特性に対する補償を陽に考慮した、転がり摩擦モデルに基づく摩擦補償を提案した。本法は過渡モードとセtringモードの切替え制御であり、両補償モードにおいて見かけのプラント特性を粗動領域の特性にノミナル化し、過渡応答時の軌跡追従誤差と位置整定時の遅い応答の抑圧を両立した。
- 提案摩擦補償の有効性を実機実験により検証し、遅い応答の圧縮による位置決め整定精度の向上と共に、目標制御仕様Ⅰを満足する軌跡制御を実現した。

### 第7章：転がり摩擦特性を考慮した有限整定初期値補償による位置決め整定特性改善

- FF摩擦補償誤差に起因して発生する位置決め整定時の応答変動ならびに“遅い応答”を、目標位置決め時間までの過渡応答中に収束させるために、有限整定制御に基づく初期値補償法を提案した。本法は、オーバーシュートさせなければ遅い応答は発生しないという転がり摩擦の粗動・微動特性に着目して、位置決め整定時に転がり摩擦が粗動領域で振舞うよう初期値補償と併せて摩擦補償を実施するものであり、遅い応答の発生要因となるオーバーシュートを抑制した、FF摩擦補償誤差に対してロバストな位置決め整定特性の実現を可能とした。

- 本有限整定初期値補償を位置決め実験に適用した結果，FF 摩擦補償誤差が存在する場合でもロバストに応答変動と遅い応答を抑制し，目標制御仕様Ⅱを満足する高速・高精度位置決め制御を実現した。

一方，転がり摩擦のモデリングと補償に関して，従来研究に対する本研究の成果を以下に纏める。

### 転がり摩擦モデリング

- Point to Point の位置決め動作時における動的転がり摩擦挙動を再現可能な転がり摩擦モデリング

摩擦境界面の微小接触部におけるレオロジーを考慮した，レオロジーに基づく転がり摩擦モデルを提案した(3章)。本レオロジーモデルは，基本構造はGMSモデルと同様に要素モデルを並列接続表現した多段モデル構造であるが，GMSモデルでは表現できない転がり摩擦の速度依存特性を表現可能である。さらに，モデルパラメータ同定手法として，ニューラルネットワーク(以降，NN)を用いて実機転がり摩擦特性を学習する手法も併せて提案した。提案転がり摩擦モデリングにより，Point to Point の高速位置決め動作時の実機応答特性を精度良く再現可能にすると共に，従来研究で明らかにされていなかった位置決め整定時に発生する“遅い応答”の発生要因が，オーバーシュート後の微動領域における転がり摩擦の非線形ばね特性であることを，転がり摩擦モデルを用いた時間・周波数領域のシミュレーション解析から明らかにした。

- 各種転がり摩擦モデルの実機再現性の比較評価

モデルの概念や構造が異なる小泉モデル，LuGreモデル，レオロジーモデルの3つの転がり摩擦モデルの実機再現性を，Point to Point の高速位置決め動作を含む同一かつ複数の動作条件下で比較評価し，各種モデルの利点及び欠点を明らかにした。さらに，比較評価結果から，高精度シミュレータに資する転がり摩擦モデルは，動的転がり摩擦挙動に対する再現性からレオロジーモデルのような多段モデル構造が有効であることを明らかにした。

### 転がり摩擦補償

- Point to Point の高速位置決め動作に対する転がり摩擦モデルベース摩擦補償  
始動時の動的な転がり摩擦挙動に着目した始動時摩擦補償(5章)，整定時の動的な転がり摩擦挙動に着目した切替え型摩擦補償(6章)，摩擦変動の影響を考慮した付加入力型初期値補償(7章)，の3つの転がり摩擦モデルベースの摩擦補償法を提案し，Point to Point の高速位置決め動作に対して適用した。上記の転がり摩擦の動的特性を陽に考慮したモデルベース摩擦補償法により，Point to Point の高速位置決め動作に対して，位置決め整定精度の向上ならびに応答ばらつきを抑圧を実現した。

- 位置決め整定時の“遅い応答”に着目した摩擦補償  
摩擦を有する位置決め機構でしばしば経験される，位置決め整定時の“遅い応答”に着目した，転がり摩擦モデルベースの切替え型摩擦補償を提案した(6章)。本法は，転がり摩擦に起因する遅い応答を扱った摩擦補償法であり，転がり摩擦モデリングから明らかとなる遅い応答の発生要因である，位置整定時における転がり摩擦の非線形ばね特性を補償することで，位置決め整定精度の向上を実現した。
- 摩擦変動による位置決め整定時の応答変動ならびに“遅い応答”を抑制可能なロバスト摩擦補償  
摩擦変動が存在する状況下でも位置整定時の応答変動やばらつき，“遅い応答”をロバストに抑制可能な転がり摩擦特性を考慮した付加入力型初期値補償を提案した。本法は，位置決め応答がオーバーシュートしなければ遅い応答は発生しないという，転がり摩擦の本質的な粗動・微動特性を考慮した過渡応答中の初期値補償によって，位置決め整定までの有限時間でオーバーシュートすることなく応答変動を収束し，かつ摩擦変動に対してロバストな遅い応答抑制を実現した。

## 8.2 今後の課題と展望

今後の課題と展望を，摩擦モデリングと摩擦補償の2点に着目して纏めれば，以下のようになる。

### 摩擦モデリング

- 本論文で提案したレオロジー転がり摩擦モデルは，モデルパラメータ数が比較的多く，補償器への適用という観点からもパラメータ数低減に対する考慮が必要である。本モデルは多段モデル構造であり，優れた実機再現性を有することは明らかであるが，パラメータ数を規定する要素モデル数の決定方法は現状では試行錯誤的であり，そこにパラメータ数低減の自由度が残されていると考えられる。そのため，摩擦の物理現象の側面から決定する方法や，実測した転がり摩擦特性に対する再現精度を評価関数として解析的に決定する方法が挙げられよう。一方，摩擦モデルの構造そのものを見直すことも，重要検討項目の一つと考えられる。
- 産業応用を見据えた場合，摩擦モデリングに対する工数削減は必須であり，その実現手法の一つとして，自動的に摩擦特性の測定ならびにモデリングを行うアプリケーションが有望と考えられる。しかし，その実現に際して，高精度シミュレータ獲得に資する摩擦モデリングのための摩擦測定方法，実機摩擦特性を再現可能な数学摩擦モデル及びそのパラメータ同定方法等，種々の課題が存在する。本論文で提案したレオロジー転がり摩擦モデルとNNによるパラメータ同定法は，その実現に有効と考えられ，それらを用いた自動摩擦モデリングアプリケーションの開発が今後の研究課題である。

### 摩擦補償

- 周囲環境や経時変化，動作位置や個体差等に伴う摩擦変動に対応可能な摩擦補償法として，本論文では7章で初期値補償法を提案したが，摩擦補償に供する摩擦モデル自身を適応化する手法と併用すれば，摩擦変動に対する更なるロバスト性向上が期待できる。3章で提案したNNに基づく転がり摩擦モデルパラメータ同定法はそれに資するものであり，リアルタイムに摩擦モデルパラメータを更新する適応型モデルベース摩擦補償は，今後の研究課題である。
- 今後の位置決め機構に対する要求精度の更なる向上を見据えた場合，微動領域における位置決め制御性能の向上は必須である。本論文で提案した摩擦補償は，本質的に微動領域における転がり摩擦の非線形ばね特性を補償することで，等価的に粗動領域における制御性能を目指すものであった。しかし，逆に微動領域の転がり摩擦特性を制御に有効活用することで，摩擦補償性能のみならず機構共振振動や未知外乱に対する圧縮性能の向上を実現できる可能性も残されていると考えられる。
- 本論文で扱ったような摩擦モデルベース補償は，正確な摩擦モデルを獲得できる場合に非常に優れた位置決め性能を獲得できる。しかし，高精度モデル獲得に資する摩擦特性の測定が困難な場合，摩擦変動に伴うモデル化誤差が生ずる場合，摩擦特性が複雑でその挙動を把握できない場合は，それらに起因して発生する応答劣化の収束は本質的にFB制御系に委ねられる。これまで，外乱抑圧を陽に考慮した手法として数多くの線形・非線形FB制御法が提案されているが，外乱抑圧性能の更なる性能向上を目指したFB制御法に関する研究・開発が，重要課題の一つとなろう。



## 謝 辞

本研究の遂行にあたり，幾多の御指導，御鞭撻を賜ると共に，投稿・発表論文の製作に關しましても多大な御力添えを頂きました，名古屋工業大学 情報工学専攻 岩崎 誠 教授に深く感謝申し上げます。

本研究に対し，学位審査に携わって頂くと共に，多くの御助言を頂きました，名古屋工業大学 創成シミュレーション工学専攻 鵜飼 裕之 教授，同情報工学専攻 橋本 芳弘 教授，同情報工学専攻 森田 良文 教授に厚く御礼申し上げます。

本研究の遂行に際し，幾多の御指導，御助言を下さいました，名古屋工業大学 日立ピアメカニクス・モーションシステム研究所 平井 洋武 プロジェクト教授，同産学官連携センター 川福 基裕 准教授に深く感謝申し上げます。

本研究の遂行にあたり，多くの御助言・御支援を下さいました，豊田工業高等専門学校 電気・電子システム工学科 伊藤 和晃 准教授，名古屋工業大学 若手研究イノベータ養成センター 関 健太 テニユアトラック助教，同日立ピアメカニクス・モーションシステム研究所 元特任助教 廣瀬 徳晃 氏に心より御礼申し上げます。

本研究に対し，幾多の御指導，御助言，御支援を下さいました，平井・岩崎研究室を御卒業された先輩，同級生，後輩の皆様方に厚く御礼申し上げます。特に，小生が学生時分に研究室に在籍されておりました卒業生の皆様方には，大変お世話になると共に，研究生活のみならず，日々の生活を通じて一生涯財産となる思い出を作ることができました。ここに深く感謝申し上げます。また，本研究の遂行に際し，苦楽を共にしました，本研究室卒業生 清水 将人 氏，樋口 雄介 氏，鳥居 将太郎 氏には，多大な御指導，御協力を頂くと共に，叱咤激励し合いながら互いに研究者として高め合うことができました。併せて深謝致します。

名古屋工業大学で再度研究活動を行うことに快く同意下さると共に，温かく送り出して下さいました，株式会社デンソー パワートレイン制御開発部の皆様方に深く感謝申し上げます。

最後に，研究生活を送るにあたって良き理解を示して下さいると共に，温かく支えて下さいました，両親，家族，友人，周囲の皆様方に心より感謝申し上げます。

2010 年 12 月

