

## 付録 B

# ボールねじ駆動テーブル位置決め装置に対する 2 自由度制御系設計

図 B.1 に、ボールねじ駆動テーブル装置に対する、外乱オブザーバ併用型 2 自由度制御系のブロック線図を示す。図中、 $r$ ：位置指令、 $x_T$ ：テーブル位置、 $x_L$ ：負荷位置、 $u_M$ ：モータ推力指令、 $u_{ff}$ ：FF モータ推力指令、 $\hat{d}$ ：推定外乱、 $x_T^*$ ：テーブル位置目標軌道、 $N(z)$ 、 $D(z)$ ：既約分解表現に基づく FF 補償器、 $z^{-8}$ ：スミス法によるむだ時間補償要素、 $C(z)$ ：PD 補償器、 $DOB$ ：外乱オブザーバである。主共振である 1 次振動モードに対する制振制御を実現する本セミクローズド 2 自由度制御系では、所望の負荷位置応答特性を獲得するためにはテーブル位置応答  $x_T$  がその目標軌道  $x_T^*$  に追従することが本質的に求められる。従って、テーブル位置の軌跡精度劣化の主要因である摩擦に対しては、外乱オブザーバによる摩擦補償特性の改善が位置決め性能の向上に直接繋がる。以下では、FF・FB 制御系の各補償器設計について示す。

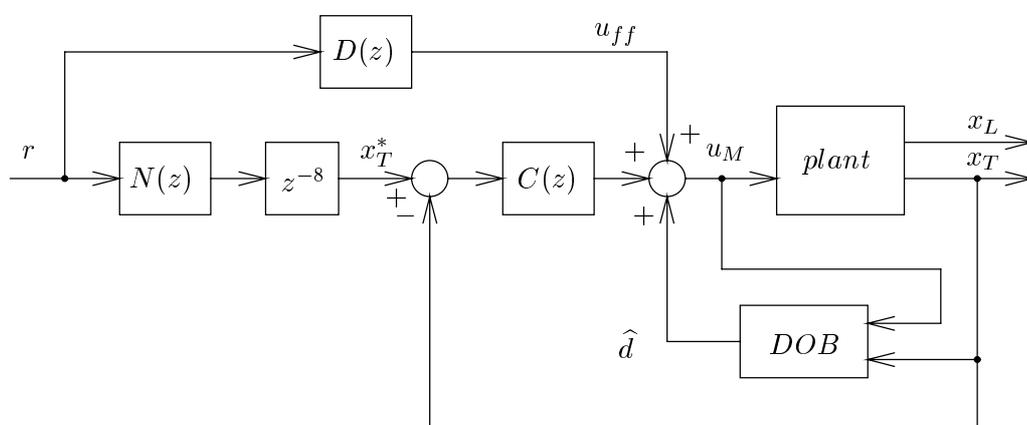


図 B.1: 外乱オブザーバ併用型 2 自由度位置決め制御系

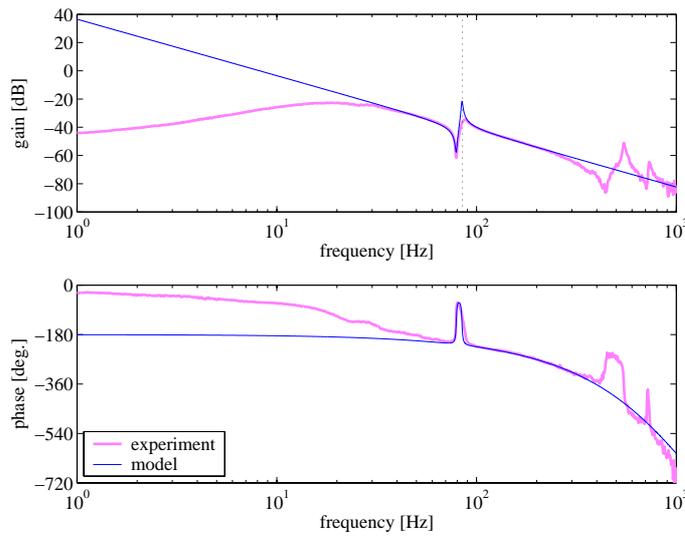


図 B.2: ノミナルプラントモデルの周波数特性

### 既約分解 FF 補償器の設計

既約分解 FF 補償器設計の理論展開は 2.5.1 項と同様であり，補償器設計に用いるノミナルモデルは，(A.2) 式における剛体モードと 1 次振動モードのみを扱った連続時間系表現で次式のモデル  $P_n(s)$  を採用する。

$$P_n(s) = K_t \left( \frac{k_{t0}}{s^2} + \frac{k_{t1}}{s^2 + 2\zeta_{t1}\omega_{t1}s + \omega_{t1}^2} \right) \quad (\text{B.1})$$

上式にむだ時間モデル  $e^{-8T_s s}$  を付加したモデル  $P_n(s)e^{-8T_s s}$  の周波数特性を，図 B.2 に濃線 (model) で示す。図より，モデル特性は，淡線 (experiment) で示す実機の 1 次振動モードを考慮した周波数特性になっていることが分かる。

一方，既約分解 FF 補償器の設計パラメータとなるフィルタ  $1/F_c(s)$  は，(B.1) 式が 4 次の有理関数であることを考慮して，(2.15) 式と同様の 4 次のローパスフィルタとする。従って，本供試装置に対する既約分解 FF 補償器  $N(z)$  及び  $D(z)$  は，(2.16) 式と (2.17) 式で表せる。 $1/F_c(s)$  のカットオフ周波数  $\omega_c$  は，位置決め制御仕様Ⅲを満足するテーブル位置目標軌道の整定時間と，(B.1) 式の近似モデルが有する高次振動モードに対するモデル化誤差の影響抑制を考慮して， $\omega_c = 2\pi \times 200 \text{ rad/s}$  と与える。なお，実装に際しては，(2.16) 式と (2.17) 式をそれぞれサンプリング周期  $T_s (= 166 \mu\text{s})$  の双一次変換により離散化した  $N(z)$  及び  $D(z)$  を用いる。

図 B.3 に，設計した  $N(z)$  及び  $D(z)$  の周波数特性を示す。図から，両補償器とも 1 次振動モードが存在する 85 Hz 付近のゲインを抑制する補償器特性となっている。

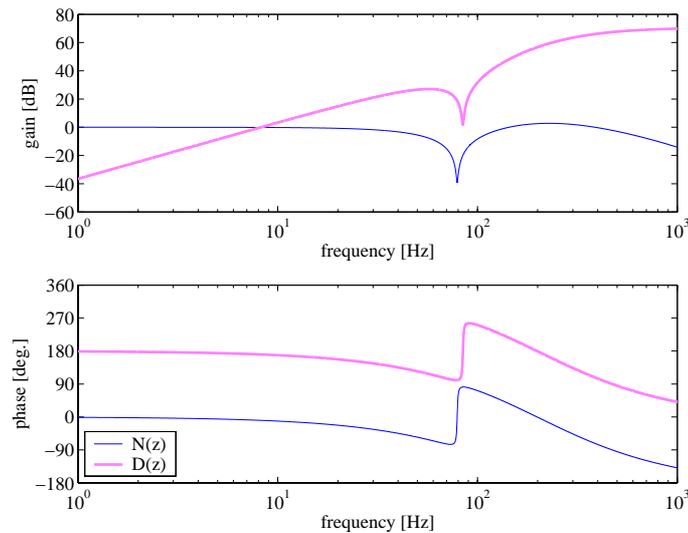


図 B.3: 既約分解 FF 補償器  $N(z)$ ,  $D(z)$  の周波数特性

#### 既約分解 FF 補償器 $N(z)$ , $D(z)$ の周波数特性と FF 制御系による理想応答特性

図 B.1 の 2 自由度制御系において FB 制御系及び摩擦の影響を無視した, FF 開ループ制御系を用いて制御仕様 III に相当する 0.1 mm ストロークの位置決めシミュレーションを行った場合の, (a)FF モータ推力指令:  $u_{ff}$ , (b) テーブル位置応答:  $x_T$ , (c) 負荷位置応答:  $x_L$  の時間応答波形を, 図 B.4 に示す。図 B.4(a) に示す負荷共振振動を励起しない FF 推力指令  $u_{ff}$  が生成されることで, 図 B.4(b) 中濃線で示すテーブル位置応答  $x_T$  は淡線で示す目標軌道  $x_T^*$  に理想的に追従している。その結果, 図 B.4(c) の負荷位置応答は垂直点線で示す目標整定時間 10 ms, 水平点線で示す目標整定精度  $\pm 10 \mu\text{m}$  を満足する位置決め応答特性が得られている。

#### 外乱オブザーバの設計

外乱オブザーバの基本構成は図 2.15 と同様であり, ノミナルプラントモデル  $P_n(z)$  は既約分解 FF 補償器設計と同一の (B.1) 式をサンプリング周期  $T_s$  の双一次変換で離散化したものを, むだ時間補償器  $L_n(z)$  は 8 サンプル遅れ  $z^{-8}$  を用いる。外乱推定速度を決定する  $Q(z)$  は, 高周波数領域におけるモデル化誤差に対するロバスト安定性を考慮して, (B.2) 式に示すローパスフィルタとノッチフィルタを用いた連続時間系フィルタ  $Q(s)$  を, サンプリング周期  $T_s$  の双一次変換で離散化して図 B.1 の外乱オブザーバを構成する。

$$Q(s) = \left( \frac{\omega_Q}{s + \omega_Q} \right)^2 \cdot \frac{s^2 + 2\zeta_{Qn}\omega_{QN}s + \omega_{QN}^2}{s^2 + 2\zeta_{Qd}\omega_{QN}s + \omega_{QN}^2} \quad (\text{B.2})$$

ここで,  $\omega_Q$  は FB 制御系の安定性と外乱抑圧特性のバランスを考慮し,  $\omega_Q = 2\pi \times 400 \text{ rad/s}$  と与えた。一方, 高次振動モードに対するロバスト安定化を担うノッチフィルタのパラメータ

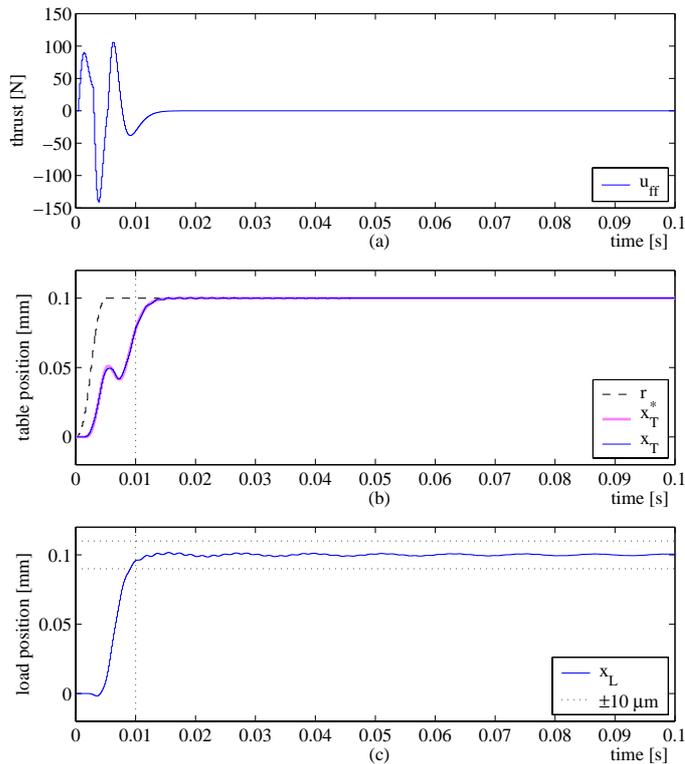


図 B.4: 既約分解 FF 制御系による理想応答特性

は，外乱オブザーバを含むマイナーループに対するスモールゲイン定理に基づいて， $\omega_{QN} = 2\pi \times 560 \text{ rad/s}$ ， $\zeta_{Qn} = 0.05$ ， $\zeta_{Qd} = 0.4$  と決定した。

### FB 補償器 $C(z)$ の設計

FB 補償器  $C(z)$  は，連続時間系表現で次式に示す PD 補償から構成される。

$$C(s) = K_p + \frac{K_d s}{\tau_d s + 1} \quad (\text{B.3})$$

各パラメータ値は，外乱オブザーバを含めた FB 制御系の安定性と外乱抑圧特性を考慮して， $K_p = 20.0 \text{ V/mm}$ ， $K_d = 0.15 \text{ Vs/mm}$ ， $\tau_d = 1 \text{ ms}$  と決定した。なお，実装に際しては，(B.3) 式をサンプリング周期  $T_s$  の双一次変換により離散化した  $C(z)$  を用いる。

### FB 制御系の周波数特性

構築した FB 制御系の開ループ特性 ( $u_M/u_M$ )，ナイキスト線図 ( $u_M/u_M$ )，外乱抑圧特性 ( $x_T/d$ ， $d$ : プラント入力端外乱) を図 B.5 ~ 図 B.7 に示す。図から，本 FB 制御系のゲイン余裕は 5.4 dB (182.9 Hz)，位相余裕は 20.7 deg. (100.5 Hz) であり，全周波数領域で -30 dB 以下の外乱抑圧特性を有していることが確認される。

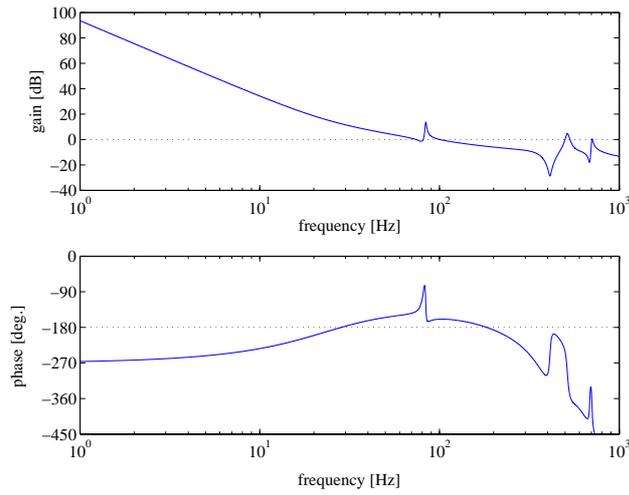


図 B.5: 開ループ特性

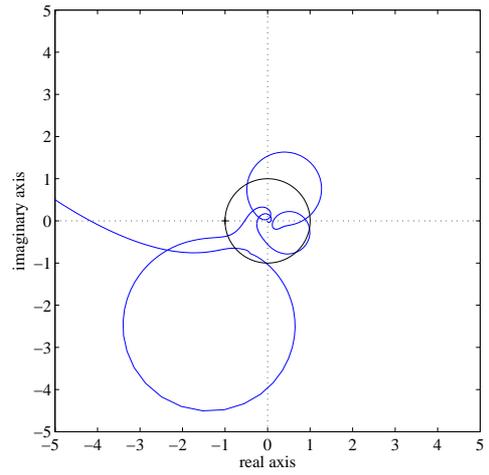


図 B.6: ナイキスト線図

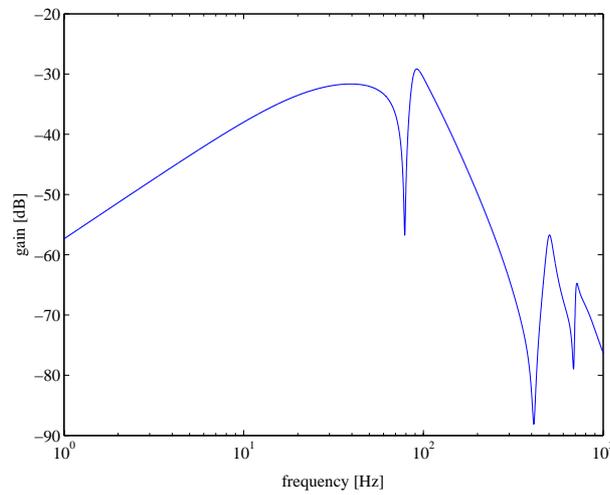


図 B.7: 外乱抑圧特性



## 付録 C

# レオロジーに基づく転がり摩擦モデリング 及び摩擦補償の円運動への適用

本研究で提案するレオロジー転がり摩擦モデルに基づく摩擦モデリング及び摩擦補償の有効性を，XY 軸動作による円運動の片軸動作に相当する，正弦波位置指令に対する軌跡追従動作に対して検証する。制御対象は，2章で示したりニアモータ駆動テーブル位置決め装置を選び，制御仕様は以下である。

- 制御仕様 IV (正弦波位置応答)

変位振幅 50 mm，駆動周波数 0.1 Hz，0.3 Hz (最大送り速度は，それぞれ 63 mm/s，188 mm/s) の正弦波テーブル位置指令軌道に対し，テーブル軌跡追従誤差を  $\pm 3 \mu\text{m}$  以内に制御する。

本軌跡制御で用いる転がり摩擦モデルベース FF 摩擦補償を併用した 2 自由度軌跡制御系のブロック線図を，図 C.1 に示す。図中， $r$ ：テーブル位置指令， $x_T^*$ ：テーブル位置目標軌道， $u_{ff}$ ：FF モータ推力指令， $\hat{d}$ ：摩擦推定値， $N(z)$ ， $D(z)$ ：2.5.1 項で設計した既約分解 FF 補償器， $z^{-2}$ ：スミス法に基づくむだ時間補償要素， $C(z)$ ：2.5.2 項で設計した FB 補償器， $DOB$ ：2.5.2 項で設計した外乱オブザーバである。 $RFM$  は 3 章で設計したレオロジー転がり摩擦モデルであり，遅れ要素  $z^{-2}$  の影響を受けていない目標軌道  $x_T^{**}$  を入力として FF 摩擦補償量  $u_{rf}$  を出力する。モデルベース FF 摩擦補償を行わない場合 ( $u_{rf} = 0$ ) は，摩擦補償は主に外乱オブザーバが行う。一方，モデルベース FF 摩擦補償を行う場合は，外乱オブザーバは摩擦モデル誤差を推定し，補償する役割を担い，モデル化誤差や摩擦変動に対してロバストな摩擦補償を可能とする。

図 C.1 中のモデルベース FF 摩擦補償を適用せずに，制御仕様 IV に相当する正弦波位置決め動作実験を行った場合の応答波形を，図 C.2 及び図 C.3 に淡線 (experiment) で示す。図 (i) は正弦波一周分全体の全体図，図 (ii) は 2 回目の速度反転時の拡大図であり，図中 (a) テーブル位置： $x_T$ ，(b) テーブル位置軌跡追従誤差： $x_T^* - x_T$ ，(c) 外乱オブザーバによる摩擦推定

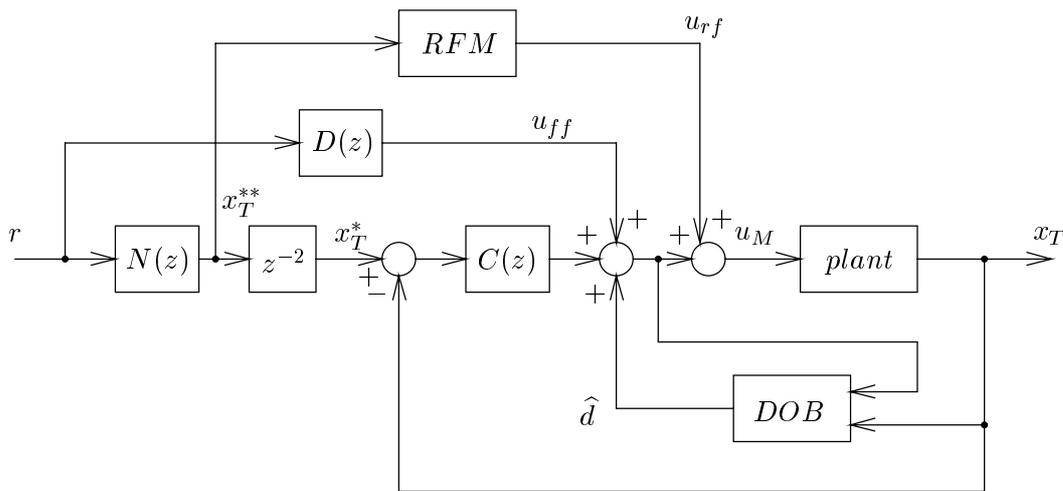


図 C.1: モデルベース FF 摩擦補償を併用した 2 自由度軌跡制御系

値:  $\hat{d}$  である。図から, モデルベース摩擦補償未適用時は, 速度反転以外の領域では図 (b) に水平点線で示す  $\pm 3 \mu\text{m}$  以内の軌跡精度で目標軌道に追従しているが, 図中垂直点線で示す速度反転時には  $\pm 3 \mu\text{m}$  を超過するインパルス状の軌跡追従誤差が発生している。0.1 Hz 駆動時の最大軌跡誤差は約  $8.3 \mu\text{m}$ , 0.3 Hz 駆動時の最大軌跡誤差は約  $19.2 \mu\text{m}$  であり, 駆動周波数が高いほど軌跡誤差が大きい。ここで, 図中の濃実線 (simulation) はレオロジー転がり摩擦モデルを用いたシミュレーション結果であり, シミュレーション応答は実機応答に見られる速度反転時の軌跡追従誤差ならびに外乱オブザーバ出力波形を精度良く再現できている。すなわち, 正弦波駆動時には図 (c) に濃点線 (friction model) で示す転がり摩擦力が作用していると考えられ, 速度反転時の微動領域では転がり摩擦は非線形ばね要素として振舞うことが分かる。そのとき, 急峻な摩擦力変化を示す転がり摩擦力真値に対し, 外乱オブザーバ出力は推定遅れが発生しており, それが速度反転時の軌跡追従精度劣化要因となる。

外乱オブザーバの摩擦推定遅れに伴う軌跡追従精度劣化を抑制すべく, レオロジー転がり摩擦モデルベースの FF 摩擦補償を適用した場合の実験結果を, 図 C.4 及び図 C.5 に濃実線 (w/ RFM) で示す。図の並びは図 C.2 及び図 C.3 と同様である。図から, 濃実線 (w/ RFM) は図 (c) に濃点線 (friction model) で示す摩擦モデル出力  $u_{rf}$  をフィードフォワードすることで, 速度反転時の軌跡誤差は両駆動条件において  $\pm 3 \mu\text{m}$  以内に抑制され, 速度反転以外の領域と同等まで改善されている。摩擦モデル誤差を補償する外乱オブザーバ出力も零付近となっていることから, 摩擦モデルにより効果的な摩擦補償が実現されていると言え, 目標仕様を満足する軌跡制御を実現している。

以上のシミュレーション及び実験検証から, 提案のレオロジー転がり摩擦モデルは, Point to Point の高速位置決め動作のみならず, 円運動のような軌跡追従動作時の転がり摩擦挙動も表現可能であることが明らかとなった。さらに, 本レオロジーモデルを補償器として用いたモデルベース摩擦補償は, 正弦波位置決め動作時における転がり摩擦に起因する速度反転時の軌跡誤差の抑圧にも有効であることが検証された。

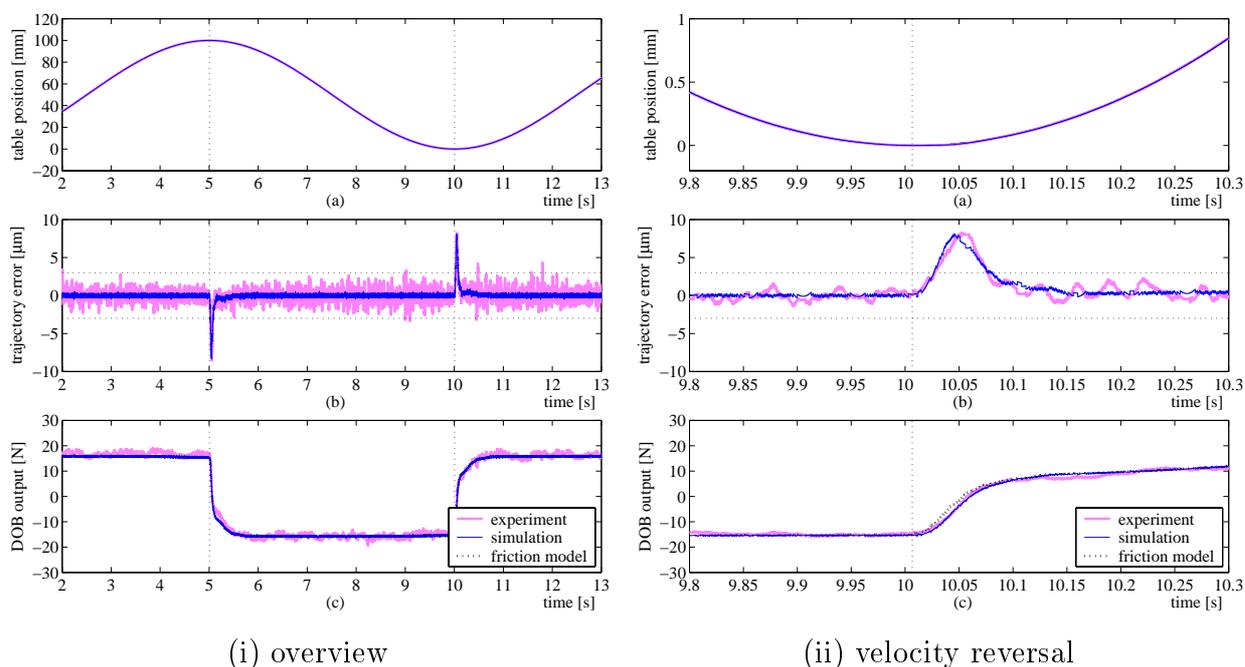


図 C.2 正弦波位置指令に対する位置決め応答特性 (周波数: 0.1 Hz, モデルベース摩擦補償未適用時)

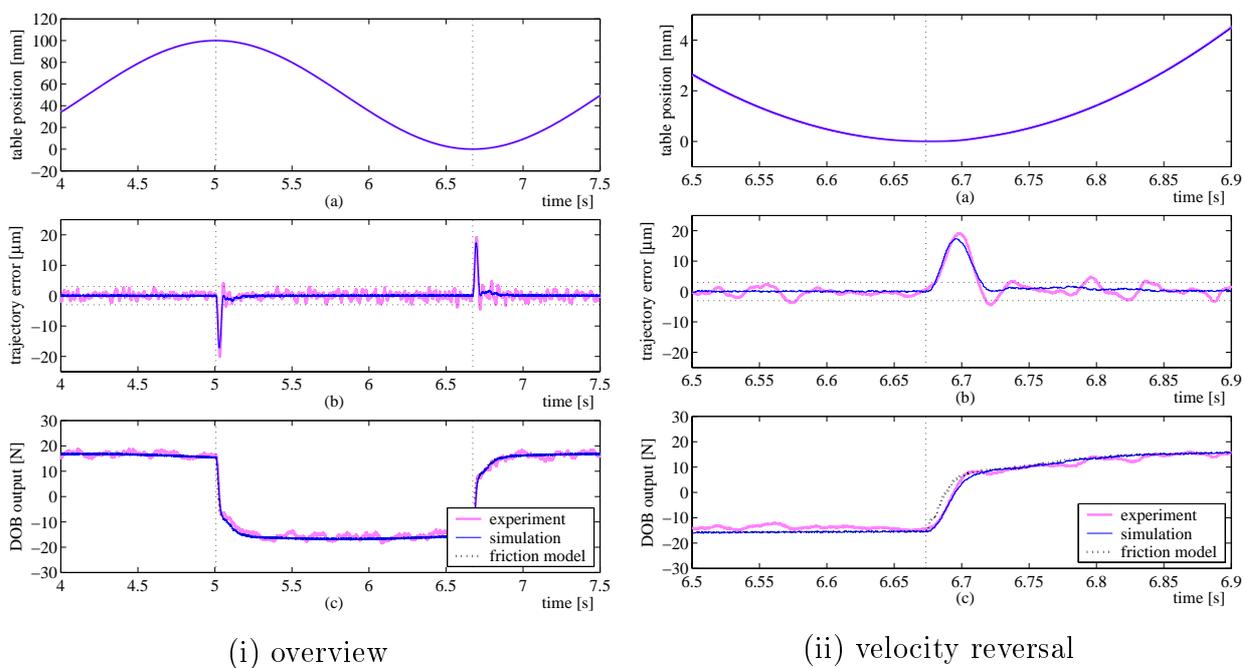


図 C.3 正弦波位置指令に対する位置決め応答特性 (周波数: 0.3 Hz, モデルベース摩擦補償未適用時)

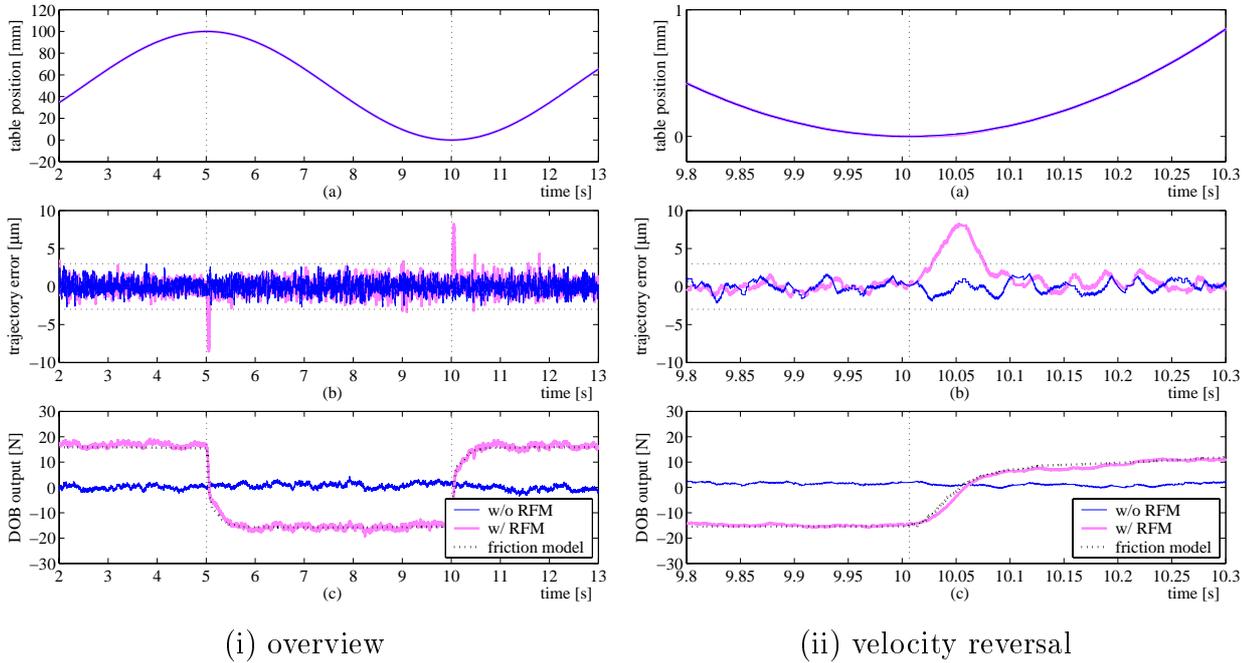


図 C.4 正弦波位置指令に対する位置決め応答特性 (周波数: 0.1 Hz, モデルベース摩擦補償適用時)

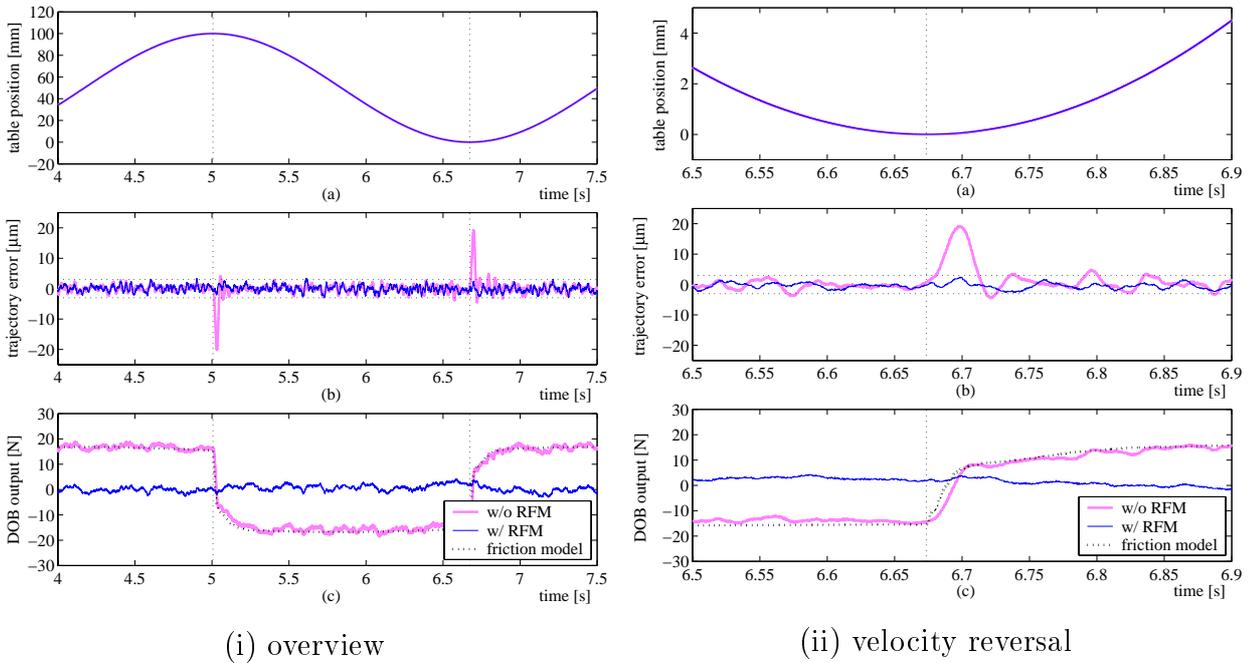


図 C.5 正弦波位置指令に対する位置決め応答特性 (周波数: 0.3 Hz, モデルベース摩擦補償適用時)