

# 博士論文

## 転がり案内を有する位置決め機構に対する 摩擦モデリングと補償

2010年度

前田 佳弘



# 目次

第1章	序論	1
1.1	本研究の背景	1
1.2	本研究の目的と従来の研究動向	2
1.2.1	本研究の目的	2
1.2.2	転がり摩擦のモデリングと補償に関する従来研究動向	3
1.3	本論文の構成	8
第2章	供試位置決め装置の概要と本研究の課題	11
2.1	緒言	11
2.2	供試装置概要	11
2.2.1	リニアモータ駆動テーブル位置決め装置	11
2.2.2	システム構成	12
2.2.3	位置決め制御仕様	14
2.3	周波数特性の測定と線形プラントモデルの構築	14
2.3.1	プラント周波数特性の測定	14
2.3.2	周波数特性に対する線形モデリング	15
2.4	摩擦特性の測定と静的摩擦モデリング	17
2.4.1	速度に対する摩擦の静的特性	17
2.4.2	静的摩擦特性の測定	18
2.4.3	静的摩擦モデリング	22
2.5	外乱オブザーバを併用した2自由度位置決め制御系の設計	25
2.5.1	既約分解表現に基づくFF制御系の設計	25
2.5.2	外乱オブザーバを併用したFB制御系の設計	28
2.6	位置決め実験及びシミュレーションによる本研究課題の明確化	32
2.7	結言	35
第3章	レオロジーに基づく摩擦モデルを用いた転がり摩擦モデリング	37
3.1	緒言	37
3.2	転がり摩擦の詳細特性解析とプラント周波数特性に与える影響	37
3.2.1	転がり摩擦の概要	37
3.2.2	転がり摩擦の詳細特性解析	39
3.2.3	転がり摩擦がプラント周波数特性に与える影響	43

---

3.3	レオロジーに基づく転がり摩擦モデリング	45
3.3.1	摩擦発生要因の考察	45
3.3.2	レオロジーに基づく転がり摩擦モデル	46
3.3.3	内部ループを含む場合のレオロジーモデルのヒステリシスカーブ特性	49
3.3.4	レオロジーモデルのパラメータ同定手順	52
3.4	ニューラルネットワークを用いたレオロジーモデルのパラメータ同定	53
3.4.1	NNによる転がり摩擦モデルの設計	53
3.4.2	教師データの獲得方法と学習則	55
3.4.3	モデルパラメータの同定	56
3.5	実機再現性の評価	58
3.5.1	転がり摩擦特性に対する評価	58
3.5.2	プラント周波数特性に対する評価	61
3.5.3	位置決め応答特性に対する評価	63
3.6	結言	65
<b>第4章</b>	<b>転がり摩擦モデルの比較評価</b>	<b>67</b>
4.1	緒言	67
4.2	転がり摩擦モデル	68
4.2.1	小泉モデル	68
4.2.2	LuGreモデル	70
4.2.3	レオロジーモデル	71
4.2.4	転がり摩擦モデルのパラメータ同定	72
4.3	実機再現性の比較評価	72
4.3.1	転がり摩擦特性に対する評価	73
4.3.2	プラント周波数特性に対する評価	76
4.3.3	正弦波位置応答に対する評価	80
4.3.4	高速位置決め応答に対する評価	83
4.4	結言	86
<b>第5章</b>	<b>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</b>	<b>87</b>
5.1	緒言	87
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	88
5.2.1	外乱オブザーバによる摩擦補償の問題点	88
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	89
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	91
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	92
5.3.2	外乱オブザーバの始動時摩擦補償アルゴリズム	94
5.3.3	始動時摩擦補償力 $x_{ifc}$ の演算方法	96

5.4	位置決めシミュレーション検証	97
5.5	位置決め実験検証	100
5.5.1	始動時摩擦補償の動作確認実験	100
5.5.2	0.1 mm 変位の位置決め実験検証	100
5.6	結言	110
<b>第 6 章</b>	<b>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</b>	<b>111</b>
6.1	緒言	111
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	111
6.3	転がり摩擦モデルに基づく遅い応答補償	116
6.3.1	遅い応答に対する補償アプローチ	116
6.3.2	転がり摩擦モデルに基づく切替え摩擦補償法	116
6.3.3	補償用レオロジーモデルの設計	119
6.4	位置決めシミュレーション検証	121
6.5	位置決め実験検証	125
6.6	結言	128
<b>第 7 章</b>	<b>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</b>	<b>129</b>
7.1	緒言	129
7.2	FF 摩擦補償誤差による整定時の遅い応答	130
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	130
7.2.2	遅い応答による位置決め整定精度劣化	131
7.3	転がり摩擦特性を考慮した有限整定初期値補償	133
7.3.1	提案法の概要	133
7.3.2	有限整定初期値補償器 $N_f(z)/z^n$ の設計	134
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	139
7.3.4	状態オブザーバによる初期値推定法	140
7.4	位置決めシミュレーション検証	142
7.5	位置決め実験検証	148
7.6	結言	152
<b>第 8 章</b>	<b>結 論</b>	<b>153</b>
8.1	本研究の成果	153
8.2	今後の課題と展望	158
	謝 辞	161
	参考文献	163
	発表論文リスト	175

---

付録 A	ボールねじ駆動テーブル位置決め装置の概要とモデリング	181
A.1	供試装置概要	181
A.1.1	ボールねじ駆動テーブル位置決め装置	181
A.1.2	システム構成	183
A.1.3	位置決め制御仕様	184
A.2	周波数特性の測定と線形プラントモデルの構築	184
A.2.1	プラント周波数特性	184
A.2.2	周波数特性に対する線形モデリング	186
A.3	摩擦特性の測定と静的摩擦モデリング	188
A.3.1	静的摩擦特性の測定	188
A.3.2	静的摩擦モデリング	191
A.4	転がり摩擦の測定と転がり摩擦モデリング	191
A.4.1	転がり摩擦特性と粗動・微動領域におけるプラント周波数特性の測定	191
A.4.2	転がり摩擦モデリング	194
A.5	実機再現性評価	195
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	201
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	207

# 目 次

1.1	本論文の構成	8
2.1	供試装置の概観	12
2.2	負荷装置の寸法	12
2.3	実験装置の駆動システムの概略図	13
2.4	プラント周波数特性測定時の制御系の構成	14
2.5	プラント周波数特性	15
2.6	線形プラントモデル $P_r(s)$ の周波数特性	17
2.7	速度に対する摩擦の静的特性	18
2.8	摩擦力測定時の制御系の構成	19
2.9	実機の静的摩擦特性	20
2.10	静的摩擦モデルの速度特性	23
2.11	静的摩擦モデルの速度に対する摩擦特性	24
2.12	摩擦モデルの構成	24
2.13	外乱オブザーバを併用した2自由度位置決め制御系	25
2.14	既約分解FF補償器 $N(z)$ , $D(z)$ の周波数特性	27
2.15	外乱オブザーバの構成	28
2.16	開ループ特性	31
2.17	ナイキスト線図	31
2.18	外乱抑圧特性	31
2.19	位置決め応答特性	34
2.20	整定位置付近における変位 - 摩擦力特性	34
3.1	転がり要素	38
3.2	変位に対する転がり摩擦力特性	38
3.3	転がり摩擦特性の領域遷移特性	39
3.4	速度反転後の変位に対する転がり摩擦力特性 (領域遷移特性)	40
3.5	速度反転後の変位に対する転がり摩擦力特性	41
3.6	転がり摩擦特性の非線形ばね特性	41
3.7	転がり摩擦の履歴依存特性	42
3.8	粗動・微動領域におけるプラント周波数特性	43
3.9	微動領域におけるプラント周波数特性の変位振幅依存性	44

3.10	粗動・微動領域における制御対象のブロック図	44
3.11	摩擦境界面での微小接触	45
3.12	レオロジーに基づく要素モデル	47
3.13	レオロジーに基づく転がり摩擦モデル	48
3.14	レオロジーに基づく転がり摩擦モデルの変位 – 摩擦力特性	48
3.15	内部ループを含む場合のレオロジーモデルのヒステリシスカーブ特性	49
3.16	内部ループを含む場合のテーブル位置と転がり摩擦力波形	51
3.17	内部ループを含む場合のレオロジーモデルのヒステリシス特性	51
3.18	レオロジーモデルにおける要素変位の時間応答波形	52
3.19	レオロジーモデルに基づく NN 摩擦モデル	53
3.20	中間・出力層ニューロンの出力関数	54
3.21	教師データと NN 出力波形	56
3.22	学習における二乗誤差の推移	57
3.23	転がり摩擦の非線形ばね特性	59
3.24	速度反転後の変位に対する転がり摩擦力特性 (領域遷移特性)	59
3.25	転がり摩擦の速度依存特性	60
3.26	転がり摩擦の非線形ばね特性 (履歴依存特性)	60
3.27	粗動・微動領域におけるプラント周波数特性	61
3.28	正弦波掃引時の時間応答特性 (粗動領域, 周波数 5 Hz)	62
3.29	正弦波掃引時の時間応答特性 (微動領域, 周波数 5 Hz)	62
3.30	位置決め応答特性	64
3.31	整定位置付近における変位 – 摩擦力特性	64
4.1	小泉モデルの速度反転後の変位に対する摩擦特性	68
4.2	小泉モデルのヒステリシス特性	69
4.3	LuGre モデルの基本構造	70
4.4	LuGre モデルのヒステリシス特性	71
4.5	転がり摩擦の非線形ばね特性 (領域遷移特性)	73
4.6	速度反転後の変位に対する転がり摩擦力特性 (領域遷移特性)	74
4.7	転がり摩擦の速度依存特性	75
4.8	転がり摩擦の履歴依存特性	76
4.9	粗動・微動領域におけるプラント周波数特性	77
4.10	正弦波掃引時の時間応答特性 (粗動領域, 周波数 5 Hz)	78
4.11	正弦波掃引時の時間応答特性 (微動領域, 周波数 5 Hz)	79
4.12	正弦波位置指令に対する位置決め応答特性 (周波数: 0.5 Hz)	81
4.13	正弦波位置指令に対する位置決め応答特性 (周波数: 2 Hz)	82
4.14	高速位置決め応答特性	84
4.15	整定位置付近における変位 – 摩擦力特性	85



5.1	位置決め応答特性	88
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	89
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	90
5.4	位置決め整定時の摩擦力変動	90
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	91
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	93
5.7	$Q_{lpf}(z)$ のステップ応答特性	93
5.8	外乱オブザーバの構成	95
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	96
5.10	レオロジー転がり摩擦モデルの変位 – 摩擦力特性	97
5.11	テーブル位置応答とばらつき波形	98
5.12	負荷位置応答とばらつき波形	99
5.13	テーブル軌跡追従誤差	99
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	100
5.15	転がり出し変位領域内における位置決め応答特性	101
5.16	Bang-Bang 補償に基づく始動時摩擦補償力	101
5.17	テーブル位置応答とばらつき波形 (往復動作)	103
5.18	負荷位置応答とばらつき波形 (往復動作)	104
5.19	テーブル軌跡追従誤差 (往復動作)	105
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)	105
5.21	テーブル位置応答とばらつき波形 (同一方向動作)	106
5.22	負荷位置応答とばらつき波形 (同一方向動作)	107
5.23	テーブル軌跡追従誤差 (同一方向動作)	108
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)	109
6.1	位置決め応答特性	112
6.2	整定位置付近における変位 – 摩擦力特性	113
6.3	転がり摩擦の非線形ばね特性	113
6.4	微動領域におけるプラントの等価ブロック線図	114
6.5	微動領域におけるプラント周波数特性	114
6.6	FB 制御系の目標値応答特性 ( $x_T/x_T^*$ )	115
6.7	粗動・微動領域における FB 閉ループ系の極零点配置 ( $x_T/x_T^*$ )	116
6.8	転がり摩擦モデルに基づく切替え摩擦補償	117
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	117
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	118
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	120
6.12	位置決め応答特性 (proposal 1)	122
6.13	整定位置付近における変位 – 摩擦力特性 (proposal 1)	122

6.14	位置決め応答特性 (proposal 2) . . . . .	124
6.15	整定位置付近における変位 – 摩擦力特性 (proposal 2) . . . . .	124
6.16	位置決め応答特性 (proposal 1) . . . . .	126
6.17	整定位置付近における変位 – 摩擦力特性 (proposal 1) . . . . .	126
6.18	位置決め応答特性 (proposal 2) . . . . .	127
6.19	整定位置付近における変位 – 摩擦力特性 (proposal 2) . . . . .	127
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 . . . . .	130
7.2	FF 摩擦補償誤差発生時の位置決め応答特性 (w/o IVC) . . . . .	132
7.3	整定位置付近における変位 – 摩擦力特性 (w/o IVC) . . . . .	132
7.4	有限整定初期値補償を有する 2 自由度制御系 . . . . .	133
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 . . . . .	134
7.6	有限整定初期値補償 . . . . .	135
7.7	初期値補償器 $N_{fx0}(z)/z^n$ , $N_{fv0}(z)/z^n$ の周波数特性 . . . . .	137
7.8	極零点配置 ( $x_T/x_{T0}$ ) . . . . .	138
7.9	初期値応答特性 . . . . .	138
7.10	粗動領域における FB 制御系の外乱抑圧特性 . . . . .	139
7.11	摩擦補償誤差に対するテーブル位置応答波形 . . . . .	140
7.12	状態オブザーバを内在する外乱オブザーバ . . . . .	141
7.13	初期値補償適用時の位置決め応答特性 (w/o IVC) . . . . .	143
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) . . . . .	144
7.15	初期値補償入力 (w/ IVC) . . . . .	144
7.16	整定位置付近における変位 – 摩擦力特性 (w/o IVC) . . . . .	145
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) . . . . .	145
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) . . . . .	146
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) . . . . .	146
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) . . . . .	147
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) . . . . .	147
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) . . . . .	149
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) . . . . .	149
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) . . . . .	150
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) . . . . .	151
A.1	ボールねじ駆動テーブル位置決め装置の基本構成 . . . . .	181
A.2	テーブル及び負荷装置の寸法 . . . . .	182
A.3	供試装置の駆動システム . . . . .	183
A.4	モータ推力からテーブル位置までの周波数特性 . . . . .	185
A.5	モータ推力から負荷位置までの周波数特性 . . . . .	185
A.6	静的摩擦モデルの速度に対する摩擦特性 . . . . .	190

---

A.7	転がり摩擦の非線形ばね特性	192
A.8	速度反転後の変位に対する転がり摩擦力特性	192
A.9	内部ループを有する場合の転がり摩擦の非線形ばね特性	193
A.10	プラント周波数特性	194
A.11	摩擦モデルの構成	195
A.12	転がり摩擦の非線形ばね特性 (領域遷移特性, 速度依存特性)	196
A.13	転がり摩擦の非線形ばね特性 (履歴依存特性)	196
A.14	粗動・微動領域におけるプラント周波数特性	197
A.15	位置決め応答特性 (ストローク: 0.1 mm)	199
A.16	整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (ストローク: 0.1 mm)	199
A.17	位置決め応答特性 (ストローク: 1 mm)	200
A.18	整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (ストローク: 1 mm)	200
B.1	外乱オブザーバ併用型 2 自由度位置決め制御系	201
B.2	ノミナルプラントモデルの周波数特性	202
B.3	既約分解 FF 補償器 $N(z)$ , $D(z)$ の周波数特性	203
B.4	既約分解 FF 制御系による理想応答特性	204
B.5	開ループ特性	205
B.6	ナイキスト線図	205
B.7	外乱抑圧特性	205
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	208
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)	209
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)	209
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)	210
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)	210



# 表 目 次

2.1	リニアサーボシステム諸元	13
2.2	$P_{rm}(s)$ のモデルパラメータ	16
2.3	最大静止摩擦 force 測定値	19
2.4	一定速度駆動試験による摩擦 force 測定値	21
2.5	クーロン摩擦 force と粘性摩擦係数	21
2.6	静的摩擦モデルの各パラメータ値	23
2.7	$C(s)$ のパラメータ	30
3.1	レオロジーモデルのパラメータ	51
3.2	要素モデルの変位領域パラメータ	57
3.3	学習条件	57
3.4	レオロジーモデルのパラメータ	58
5.1	テーブル軌跡追従誤差評価 (往復動作)	103
5.2	テーブル・負荷位置応答のばらつき評価 (往復動作)	104
5.3	テーブル軌跡追従誤差評価 (同一方向動作)	108
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)	108
6.1	補償用レオロジー転がり摩擦モデルのパラメータ	119
A.1	サーボモータ諸元	182
A.2	$P_{Tm}(s)$ のモデルパラメータ	186
A.3	$P_{Lm}(s)$ のモデルパラメータ	186
A.4	最大静止摩擦 force 測定値	188
A.5	一定速度駆動試験による摩擦 force 測定値	189
A.6	クーロン摩擦 force と粘性摩擦係数	190
A.7	静的摩擦モデルの各パラメータ値	191
A.8	要素モデルの変位領域パラメータ	194
A.9	レオロジー転がり摩擦モデルのパラメータ	194



# 第1章

## 序論

### 1.1 本研究の背景

近年，マルチメディアやユビキタスといった IT 時代の到来そして成熟に伴う電子機器産業の発展は目覚しく，電子機器のパーソナル化，高機能化，低価格化，省エネルギー化が進み，電子機器に内蔵される電子回路基板や電子部品には更なる小型化，高密度化の要求が高まっている。その実現にあたって，各種加工・工作機械，半導体・液晶の製造・計測装置等，種々のメカトロニクス機器に内在する位置決め機構には，生産性や加工・組立て精度向上の観点から，高速・高精度位置決めを実現可能とする様々な要素技術が要求される [1]。その要素技術の一つであるメカトロニクス技術は「高速，高精度かつロバストな運動性能を発揮する製品を設計する方法論」と定義されるものであり [2]，機構系設計，センサ及び回路系設計，制御系設計といった各基盤技術，ならびにそれらを統合的に考慮した設計技術が，現在の電子機器産業の発展を支えていると言っても過言ではない [3-7]。

メカトロニクス技術を構成する基盤技術の一つとして挙げられる制御系設計技術は，ハードウェア設計技術(機構系，センサ及び回路系)による位置決め機構(制御対象)の最終的な位置決め性能を左右するソフトウェア技術であり，所望の位置決め仕様を満足可能とする高速・高精度位置決め制御技術として，研究・開発が数多く行われている。中でも，フィードフォワード(以降，FF)補償とフィードバック(以降，FB)補償によって制御系の目標値応答特性と外乱応答特性を独立に設計可能な2自由度制御系は，“高速・高精度かつロバストな位置決め”を目的とするメカトロニクス制御として有効な制御手法の一つであることは周知である [8-11]。主に高速性を規定するFF制御系は，基本的に制御対象のモデルに基づいた補償器設計を前提とするものが多い。例えば，既約分解表現に基づくFF制御 [12] や零位相差追従制御 [13,14]，マルチレートサンプリングに基づく完全追従制御 [15,16]，終端状態制御 [17,18] 等，様々な技法が提案されている。一方，主に高精度性を規定するFB制御系は，モデル化誤差や各種外乱，周囲環境及び経時変化に伴う制御対象の特性変動に対するロバスト圧縮性能に着目する。そこでは，従来から産業界で主流となっているPID制御に加えて，

近年では外乱オブザーバ [19–21] やロバスト制御として代表的な  $H_\infty$  制御理論に基づく FB 制御 [22, 23] 等が適用される例も増え，位置決め機構の高精度化に大きく貢献している。しかし，FB 制御系の外乱抑圧性能は制御系の安定性と独立に設計できないため，抑圧性能の向上には限界があり，特に制御対象が非線形性を有する場合はその影響を十分に抑圧することが困難なことが多い。

位置決め性能劣化を招く非線形要素の代表例として，位置決め機構の駆動部や案内等の物理的接触を有する箇所が発生する摩擦が挙げられる。その一例として，円運動等に代表される連続軌跡制御では，速度反転時に位置応答が目標軌道に対して象限突起誤差を発生することがしばしば経験される [24–26]。一方，本研究で扱うような Point to Point の位置決め動作では，位置決め整定時に発生する振動的な応答や収束性の悪い“遅い応答”が位置決め精度劣化を招くことが知られている [27–29]。これらの問題に対し，摩擦に対する機構系設計のアプローチとして，産業界で用いられる位置決め機構では，摩擦力低減の観点から案内に空気・油静圧すべり案内を採用することが多い。しかし，高コストや要メンテナンス等の理由から，半導体や液晶の製造・検査装置等に代表される nm オーダ以下の超精密位置決めが要求される位置決め機構への採用がほとんどであり， $\mu\text{m}$  オーダの精度が要求される精密位置決め機構では，低コスト，取り扱いの容易さ，要求精度等のメリットを有する転がり案内が広く利用されている [30]。近年では，超精密位置決め機構でも，静圧すべり案内の剛性不足による外乱への弱さを理由に，転がり案内を適用する装置が見受けられる [26]。

転がり案内には，転がり要素と軌道面の接触による転がり摩擦 [31, 32] が発生し，位置決め制御精度劣化を招くことは周知である [3, 27, 33]。転がり摩擦は，転がり要素が有効に転がる粗動領域ではクーロン摩擦により摩擦の速度に対する静的特性を示す。一方，速度反転直後の転がり要素が転動しない微動領域では，速度反転後の変位や過去の動作履歴によって見かけのばね定数が動的に変化する非線形ばね特性を示す（本論文では，静的特性と区別して“動的特性”と呼ぶ）。従って，転がり案内を有する位置決め機構の更なる制御精度向上を実現する上では，転がり摩擦の特に“動的”特性に起因する現象の解析，精密モデルの構築，そして補償器設計が，メカトロニクス制御として極めて重要な研究・開発テーマの一つとなろう [3, 4]。しかしながら，転がり摩擦に関する研究は古くからなされているものの，その詳細特性や位置決め応答特性に与える影響，モデリング手法，補償法について明確化及び確立されていない部分も多く残されているのが現状である。

## 1.2 本研究の目的と従来の研究動向

### 1.2.1 本研究の目的

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選び，1.1 節で述べた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する。



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る。

- 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、一般的に良く知られる摩擦の速度に対する静的特性(静止摩擦, ストライベック効果, クーロン摩擦, 粘性摩擦) [31] のみならず, 摩擦動的特性として転がり摩擦を陽に考慮した摩擦モデリングを実施する。そこでは, 実機実験により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転がり摩擦モデルを提案する。さらに, 2) の制御系設計に向けて, 転がり摩擦モデルを用いた高精度シミュレータにより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にする。

さらに, 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する。そこでは, 1) の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する。

すなわち, 本研究は, 1) 転がり摩擦モデリングに基づいた 2) 転がり摩擦補償によって前述の目的を実現するものであり, 1) は位置決め制御系設計にとって最重要かつ大前提となる。そのことは, 2) によって所望の位置決め性能を実現するためには実機摩擦特性を十分に把握することが肝要で, 高精度シミュレータの構築ならびに実機特性解析や補償器設計の観点からも, 1) の転がり摩擦に対する高精度モデルの獲得が大きな意義を持つことを意味する。

### 1.2.2 転がり摩擦のモデリングと補償に関する従来研究動向

本項では, 転がり摩擦のモデリング及び補償に関する従来の研究動向を示し, それらに対する本研究の位置付けを明確にする。

#### 転がり摩擦モデリングに関する従来研究動向と本研究の位置付け

摩擦に関する過去の研究では, 種々の数学モデルが提案されている。出発点となる基礎的な摩擦モデルは, 摩擦の静的特性, すなわち静止摩擦, ストライベック効果, クーロン摩擦, 粘性摩擦を考慮した数学・物理モデル(以降, 静的摩擦モデル)である。静的摩擦モデルは, 基本的に速度に対する摩擦の静的特性のみを考慮した速度関数で表現される摩擦モデルであり, 大域的な摩擦挙動を表現可能なことから, 現在でも様々な用途の位置決め機構の摩擦モデルとして多用されている [34-36]。しかし, 速度反転付近の微小速度・微小変位領域における実機再現性が低く, それを改善すべく様々なモデル化手法が提案されているが, 本質的に速度関数を前提としたモデル構造では, 微小変位領域で動的挙動を示す転がり摩擦に対する高精度モデルの獲得は困難な場合が多い。

この課題に対し、Dahl は微小変位領域での摩擦特性を考慮した摩擦モデル (Dahl モデル) を提案している [37, 38]。元来、Dahl モデルはすべり案内に対して展開された摩擦モデルであるが、変位に対する摩擦の動的特性を考慮した最初のモデルとして知られている。一方、Haessig らは、摩擦境界面の微小接触を片面に固着するブラシのたわみで表現するという概念を初めて導入した動的摩擦モデル (以降、Bristle モデル) を提案している [39]。その後、Dahl モデルと Bristle モデルの概念を導入した摩擦モデルの拡張・改良が進められ、Candus らは同じく Bristle モデルの概念から LuGre モデルを提案している [40, 41]。現在では、LuGre モデルがブラシモデルとして一般的に知られており、すべり案内に対する摩擦モデルとしての有用性が多くの研究で示されている [42, 43]。そして、田中らは、LuGre モデルを転がり案内に対する摩擦モデルとして適用し、その実機再現性について報告している [26, 29]。一方、Swevers らは、LuGre モデルの微小変位領域における転がり摩擦によるヒステリシスループに対する再現性の向上を目的とした Leuven モデルを提案している [44]。しかし、ヒステリシスループが不連続となったり、モデルの演算に膨大なメモリが必要で、ヒステリシスループが多くなるとメモリがオーバーフローするという問題が残されていた。そこで、弾性要素を直列接続したモデルとして知られる Maxwell モデルを複数用いて、さらにそれらを並列接続表現した多段モデル構造の GMS モデルを提案し、転がり案内を有する位置決め機構の摩擦モデルとしての有用性を明らかにしている [45, 46]。他にも、深田らは、GMS モデルと同様に多段モデル構造を有する摩擦モデルを提案し、転がり摩擦モデルとしての実機再現性について評価している [52]。一方で、小泉らは、転がり摩擦の変位量とヒステリシスループの面積との関係に着目したモデル (以降、小泉モデル) を提案している [47–49]。本モデルは、LuGre モデルや GMS モデルとはモデリングの概念が異なる特性近似モデルであり、多くの研究で転がり摩擦モデルとして適用されている [50, 51, 54]。

以上のように、従来より転がり摩擦モデルとして多くの数学モデルが提案されているが、総じて実機再現性の評価は主に円運動に対する軌跡精度評価に止まっており、本研究で扱う Point to Point の位置決め動作に対する再現性について言及されていない。これに対し、最近では、山元らが Point to Point の位置決め制御への応用を陽に考慮した摩擦モデルとして、制御対象の位置、速度、加速度、加加速度の関数で表現される数学モデルを提案している [55]。本モデルは、位置決め動作時の摩擦外乱を精度良く再現可能であるが、その特性近似を前提としたモデル構造から円運動等の軌跡制御への展開は困難であり、本質的に転がり摩擦特性を考慮した摩擦モデルとは性質が異なる。一方、藤本らは可変自然長ばねモデルに基づく多段モデル構造の転がり摩擦モデル (以降、VNLS モデル) [54] を、堤らは変位の指数関数に基づく多段モデル構造の転がり摩擦モデル [56] をそれぞれ提案し、Point to Point の位置決め動作における転がり摩擦モデルとしての有用性を検証している。

以上の従来研究動向から、転がり摩擦モデリングに関しては以下の課題が残されていると言えよう。

- 本研究に着手する 2004 年の時点において、Point to Point の位置決め動作時に対する複雑かつ動的な転がり摩擦挙動を再現可能な転がり摩擦モデルは提案されておらず、高

精度シミュレータの獲得ならびに有効な補償器設計に資する転がり摩擦モデルが望まれる。そこでは、産業応用の観点から、パラメータ同定手法の明確化も併せて重要であり、モデルベースの摩擦補償を考えれば、経年変化や周囲環境による摩擦特性変動に対応するためにも、パラメータ更新が可能な同定手法が有用であろう。

- モデルの概念や構造が異なる各種摩擦モデルを、同一動作条件下で比較評価している研究例は見当たらない。各種モデルの利点及び欠点を明確にし、それぞれの実機再現性を比較評価することは、高精度シミュレータ獲得ならびに制御性能向上を目指すにあたって重要な研究課題である。

上記課題に対し、本研究では、Point to Point の位置決め動作時の転がり摩擦挙動を再現可能な、転がり摩擦モデル及びパラメータ同定手法を提案する。さらに、提案モデルを含めた各種摩擦モデルの実機再現性を同一動作条件下で比較評価し、提案転がり摩擦モデリングの有効性を明らかにする。以下に、従来研究に対する提案転がり摩擦モデリングの位置付けを示す。

- 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  
摩擦境界面の微小接触部をレオロジーの観点から粘弾性すべりモデルで表現した、レオロジーに基づく転がり摩擦モデル(以降、レオロジーモデル)を提案する。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に対する依存特性を表現可能である。さらに、転がり摩擦の重要な特性の一つである、履歴に依存した摩擦特性に対する多段構造モデルの摩擦挙動について明らかにする。一方、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する。提案転がり摩擦モデルは、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であり、特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”の発生要因を、転がり摩擦モデルを用いて明らかにする。
- 転がり摩擦モデルの実機再現性の比較評価  
従来研究でその有用性が示されている、転がり摩擦の特性近似モデルである小泉モデル、ブラシの概念に基づく LuGre モデル、多段モデル構造を有するレオロジーモデルの実機再現性を、Point to Point の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確にする。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する。

## 転がり摩擦補償に関する従来研究動向と本研究の位置付け

転がり摩擦補償に関する過去の研究は、転がり摩擦に対する静的特性及び動的特性の2つの補償手法に大別できる。

まず、転がり摩擦の静的特性に対する補償に関して、ロバスト制御の枠組みである外乱オブザーバによる摩擦補償や、外乱オブザーバと Bang-Bang 補償を併用した手法が多くの研究で適用されている [21, 25, 34, 43, 59]。本手法によれば、静的摩擦やその他のモデル化誤差の圧縮、周囲環境・経時変化による摩擦変動や個体間ばらつきの影響抑制、未知外乱に対する高い外乱抑圧特性を具備することが可能である。しかし、1.1 節でも述べた通り、FB 制御系の外乱抑圧性能と安定性のトレードオフから、静的特性のみならず動的特性を有する転がり摩擦の影響を十分に抑圧することは、一般に困難である。

一方、転がり摩擦の動的特性を考慮した補償に関して、二見らは、転がり摩擦の粗動・微動特性に着目した、Point to Point の位置決めを陽に考慮したモード切替え型 FB 補償を提案している [33, 57]。本手法は、粗動・微動で異なる FB 補償器を切替えるものであり、転がり摩擦の性質を利用して nm オーダの超精密位置決めを実現している。しかしながら、転がり摩擦モデルを用いた積極的な摩擦補償は行われておらず、さらにそのモード切替え方法から、機構共振を有する位置決め機構や高速位置決め動作への適用は困難である。中川らは、磁気ディスク装置のピボット軸受で発生する転がり摩擦の非線形ばね特性を考慮した、摩擦力オブザーバによる摩擦補償を提案している [51]。しかし、微動領域におけるフォロイング制御に限定した摩擦補償法であり、粗動領域への展開については議論されていない。

さらに、転がり摩擦モデルを用いた積極的な摩擦補償法として、Swevers らは GMS モデルに基づくモデルベース摩擦補償 [60] を、田中らは LuGre モデルに基づくモデルベース摩擦補償 [61] をそれぞれ提案している。他にも、摩擦モデルを用いたニューラルネットワークや Fuzzy 制御に代表されるソフトコンピューティング手法 [62–64] に関する数多くの研究が行われている。これらの手法は、粗動・微動の両領域における転がり摩擦補償が可能であり、主に円運動時の象限突起誤差補償に対してその有効性が検証されている。

これに対し、最近では、山元ら [65]、藤本ら [54]、川福ら [66] が Point to Point の位置決め動作に対して摩擦モデルベースの補償法を提案し、位置決め性能の向上を実現している。さらに、村山ら [50] や前橋ら [67] は、モデルベース摩擦補償の欠点であるモデル化誤差や摩擦変動に対するロバスト性の問題を解決するために、逐次最小二乗法を用いた適応型摩擦補償を提案し、高精度かつロバストな位置決め制御の実現を可能としている。

以上の従来研究動向から、転がり摩擦の静的・動的特性を考慮した摩擦補償法に関しては、以下の課題が残されていると言えよう。

- 本研究に着手する 2004 年の時点において、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の摩擦補償法は提案されておらず、位置決め整定精度の向上を実現可能な、転がり摩擦の動的特性を陽に考慮した摩擦補償法が望まれる。
- 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”の抑

制を陽に考慮した摩擦補償法は提案されていない。そこでは、遅い応答そのものの発生要因も明らかにされていないため、転がり摩擦モデリングと併せた遅い応答の発生要因の明確化及びそれに対する摩擦補償は、位置決め整定精度向上を実現する上で重要な研究課題の一つである。

- 摩擦変動による位置決め整定時の応答変動やばらつきを抑制し、かつ“遅い応答”を抑制可能なロバストな摩擦補償は提案されていない。文献 [50, 67] の手法は応答変動やばらつきを抑圧可能だが、逐次最小二乗法の過渡特性の影響で遅い応答の抑制が困難である。一方、文献 [54] の手法は、位置整定時にもモデルベースで摩擦補償を行うことから遅い応答を抑圧可能と考えられるが、FB 制御系が十分な帯域を具備できない場合は摩擦補償精度が劣化し、遅い応答に対する十分な圧縮性能が得られない。加えて、本質的に摩擦変動による応答変動やばらつきは抑圧できない。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摩擦補償器の設計は、今後の更なる位置決め精度向上の実現に際して重要な研究課題と言える。

上記課題に対し、本研究では、主に位置決め性能劣化を招く、位置決め始動及び整定時の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する。以下に、従来研究に対する各提案法の位置付けを示す。

- 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  
位置決め性能劣化の一因となる始動時の動的な転がり摩擦挙動に着目した、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。本法は、Point to Point の位置決め動作に対して転がり摩擦モデルベース補償を適用したものであり、転がり摩擦の非線形ばね特性を陽に考慮した摩擦補償によって、位置決め整定精度の向上ならびに応答ばらつきの抑圧を実現可能とする。
- 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  
位置決め精度劣化を招く位置決め整定時の“遅い応答”に着目した、転がりモデルベースの切替え型摩擦補償を提案する。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可能とする。
- 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  
摩擦変動によって発生する位置決め整定時の応答変動やばらつき、ならびに“遅い応答”の抑制を目的とした、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する。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可能とする。

## 1.3 本論文の構成

本論文は、全8章より構成される。図1.1に本論文の構成を示すと共に、以下に各章の概要を示す。

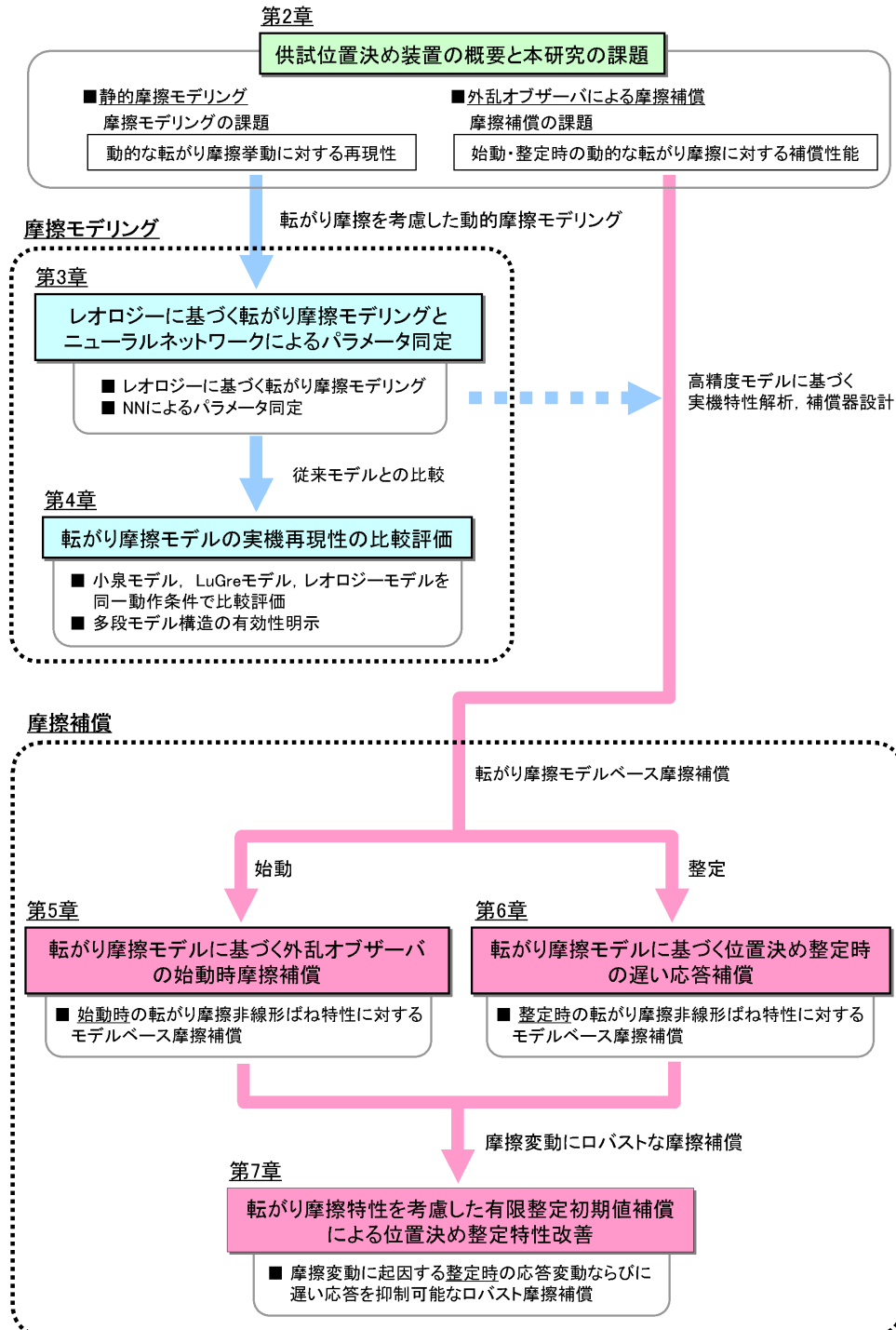


図 1.1: 本論文の構成

## 第1章：序論

本研究の背景と目的，本研究の位置付けについて述べている。

## 第2章：供試位置決め装置の概要と本研究の課題

供試装置である転がり案内を有するテーブル位置決め装置の概要について述べ，線形プラントモデル及び静的摩擦モデルを構築している。加えて，本研究で用いる位置決め制御系の基本構成となる，外乱オブザーバを併用した2自由度位置決め制御系の設計法について述べている。そして，高精度シミュレータの獲得ならびに高速・高精度位置決めの実現を目指す上での摩擦モデリングと摩擦補償の課題を明示している。

## 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

2章で示す摩擦モデリングに対する課題提示に対して，実機転がり摩擦の測定と詳細特性解析を実施すると共に，レオロジーに基づく転がり摩擦モデルの設計法ならびにNNによるモデルパラメータ同定法について述べている。そして，静的摩擦モデリングに対する提案の動的摩擦モデリングの有効性を，実験結果とシミュレータの比較評価から明らかにしている。

## 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，LuGreモデル，レオロジーモデルの概要と数式表現について示すと共に，各種モデルを共通の数値シミュレータに実装し，転がり摩擦モデルとしての実機再現性を複数の動作条件にて比較評価している。その結果から，各種モデルの利点及び欠点を明確にするると共に，高精度シミュレータ構築に資する転がり摩擦モデルは，動的な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のモデルが有用であることを明らかにしている。

## 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

高精度シミュレータを用いて位置決め始動時の動的な転がり摩擦挙動について解析し，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している。そして，始動時における転がり摩擦の非線形ばね特性に対する補償を目的とした，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し，シミュレーション及び実機実験により提案法の有効性を明らかにしている。

## 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

高精度シミュレータを用いて位置決め整定時の転がり摩擦挙動について解析し、“遅い応答”は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によって発生することを明らかにしている。そして、位置整定時の“遅い応答”の抑制を目的とした、転がり摩擦モデルに基づくモード切替え型摩擦補償の設計法について述べ、シミュレーション及び実機実験により提案法の有効性を検証している。

## 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

摩擦モデルベース補償の欠点として、各種要因により摩擦変動が生ずる場合は、位置決め整定時に応答変動が発生し、さらにその応答変動により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とを明らかにしている。その問題に対し、摩擦変動が発生する状況下でも位置整定時の応答変動と“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有限整定初期値補償の設計法について示し、シミュレーション及び実機実験により提案法の有効性を検証している。

## 第8章：結論

本研究の成果と今後の課題及び展望について述べている。



## 第2章

# 供試位置決め装置の概要と本研究の課題

### 2.1 緒言

本章では、本研究で扱う制御対象の一つである、リニアモータ駆動テーブル位置決め装置の概要について述べ、周波数領域と時間領域において制御対象のモデリングを行う。モデリングに際しては、機構共振及びむだ時間要素を有する周波数特性に対しては周波数領域で線形要素としてモデリングし、摩擦に対しては速度に対する静的摩擦特性を時間領域で非線形要素としてモデリングする。さらに、共振特性ならびに摩擦に対する補償を陽に考慮した2自由度位置決め制御系を設計して位置決め実験を行い、実験結果とシミュレーション結果の比較から摩擦モデリング及び摩擦補償における課題を明確にする。

### 2.2 供試装置概要

#### 2.2.1 リニアモータ駆動テーブル位置決め装置

図2.1に、本研究で制御対象として扱う供試リニアモータ駆動テーブル装置の概観を示す。リニアモータの可動子はテーブル(175×205×55 mm, 質量:約15 kg)背面に、固定子は機台(560×1000×23 mm, 質量:約120 kg)上に設置されており、2本の直動転がり案内がテーブルを案内する。転がり案内の予圧方式はオーバーサイズボールであり、転がり要素と軌道面の接触部で発生する転がり摩擦が高速・高精度位置決め性能の劣化要因となる。機台は6本のレベリングボルトによって設置床面に支持され(機台高さ:約50 mm)、テーブル駆動時には反力を受けて機台振動が励起する。さらに、実働する産業機器の機構共振を模擬するため、テーブルには図2.2に示す軟鋼製の重りと梁による負荷装置(合計質量:約2 kg)を付帯している。機台に設置したリニアスケールは、テーブルと機台間の相対位置を検出し、本信号を用いて機台に対するテーブル位置をフルクロード制御する。表2.1に、リニアサーボシステムの諸元を示す。

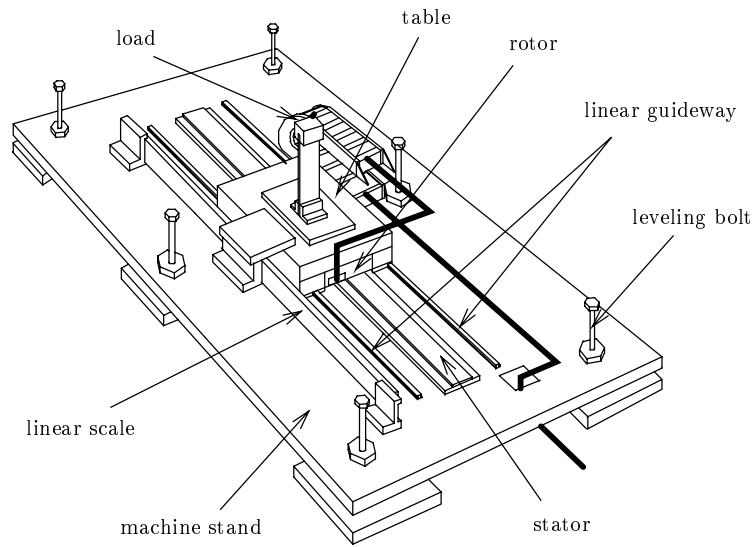


図 2.1: 供試装置の概観

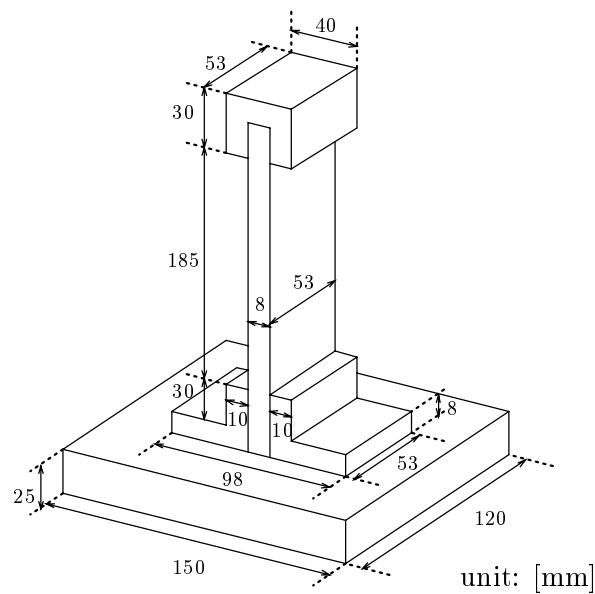


図 2.2: 負荷装置の寸法

### 2.2.2 システム構成

本制御対象に対する位置決めシステムの構成を、図 2.3 に示す。リニアスケールによって検出されるテーブル位置信号は、サーボアンプ (山洋電気製 PY0, 制御サンプル周期:  $T_{amp} = 250 \mu s$ ) を介して PC に内蔵される DSP (SDS 製 PCI-DSP46713, 制御サンプル周期:  $T_s = 500 \mu s$ ) へフィードバックする。DSP 内で算出した制御入力であるモータ推力指令は、DA 変換器を介してサーボアンプへ出力され、サーボアンプ内では高周波数成分抑制のための各種フィルタと電流制御系を介してモータ駆動電流を制御する。以上より、制御入力の印加及

表 2.1: リニアサーボシステム諸元

リニアモータ (山洋電気製)	
サーボモータ	DS050C1Y2BC100
マグネットレール	DS050M256B00
サーボアンプ	PY0A030Z164
瞬時最大推力	300 N
連続定格推力	150 N
最高速度	2.5 m/s
定格速度	2.0 m/s
瞬時最大電機子電流	11.3 Arms
連続定格電機子電流	4.3 Arms
磁気吸引力	2500 N(温度 20 の場合)
有効ストローク長	780 mm
定格/瞬時電源容量	1.0/2.25 kVA
リニアスケール (Mitutoyo 製)	
型式	AT211
出力形態	インクリメンタル 90 度位相差 2ch+chZ
電氣的仕様	差動ラインドライバ (RS-422A 準拠)
最小分解能 (4 通倍後)	0.5 $\mu\text{m}$
電源電圧	+5 V $\pm$ 5 %
電源容量	400 mA 以下 (ホールセンサとの合計)
アンプ受信可能最大周波数	2 Mpulse/s (4 通倍前・エッジ感覚 125 ns 以上)

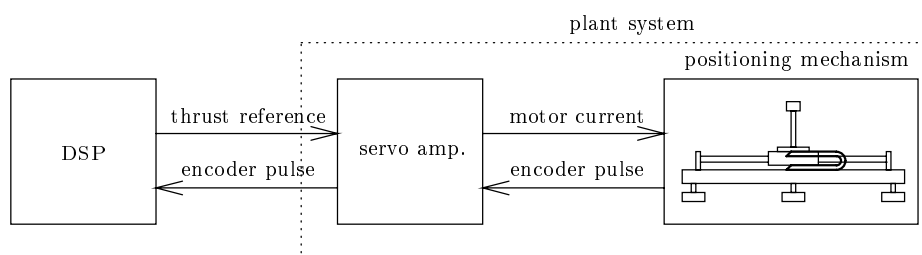


図 2.3: 実験装置の駆動システムの概略図

び位置信号の取り込みは、何れもサーボアンプを介することから、位置決め装置にサーボアンプを含めたシステム全体を制御対象とみなす。このとき、制御対象に印加するモータ推力指令は、定格推力 150 N を 1 V とする電圧指令となっており、その換算係数を  $K_t = 150 \text{ N/V}$  として定義する。

### 2.2.3 位置決め制御仕様

本供試装置に対する位置決め制御仕様は、軌跡追従制御と Point to Point の位置決め制御の2つに対して定義される。以下に、それぞれに対する制御仕様を示す。

- 制御仕様 I (軌跡追従制御)

後述の FF 制御系により生成されるストローク  $X_r = 1 \text{ mm}$ ，移動時間  $0.1 \text{ s}$  のテーブル位置指令軌道に対し，テーブル軌跡追従誤差を  $\pm 5 \mu\text{m}$  以内に制御する。

- 制御仕様 II (Point to Point 位置決め制御)

ストローク  $X_r = 1 \text{ mm}$  の位置指令に対し，整定時間  $50 \text{ ms}$  以内にテーブル位置偏差を  $\pm 4 \mu\text{m}$  以内 (第1 整定精度) に整定させ，さらに  $30 \text{ ms}$  後の整定時間  $80 \text{ ms}$  以内に  $\pm 1.5 \mu\text{m}$  以内 (第2 整定精度) に整定させる。

## 2.3 周波数特性の測定と線形プラントモデルの構築

### 2.3.1 プラント周波数特性の測定

FFT ANALYZER (Agilent 製, 35670A) を用いて，正弦波掃引法によりプラント周波数特性を測定する。図 2.4 に，周波数特性測定時の制御系の構成を示す。図中， $plant$ ：サーボアンプを含む制御対象， $C(z)$ ：FB 補償器， $u_M$ ：制御入力に相当するモータ推力指令， $u_{fb}$ ：FB 補償器出力， $x_T$ ：リニアスケールにより検出されるテーブル位置， $u_{sin}$ ：FFT ANALYZER により生成される正弦波信号， $\mathcal{H}$ ：零次ホールドによる DA 変換器， $S$ ：サンプルホールドに

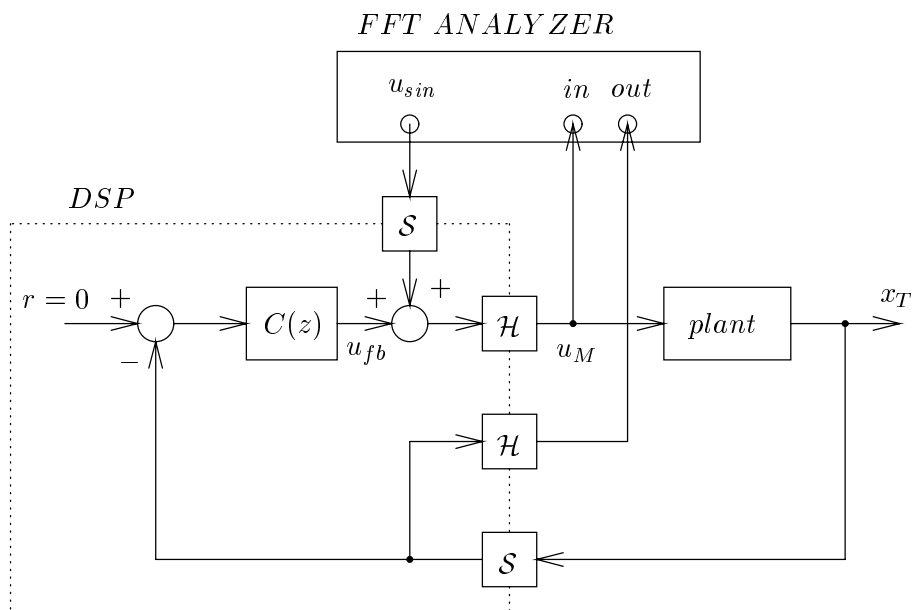


図 2.4: プラント周波数特性測定時の制御系の構成

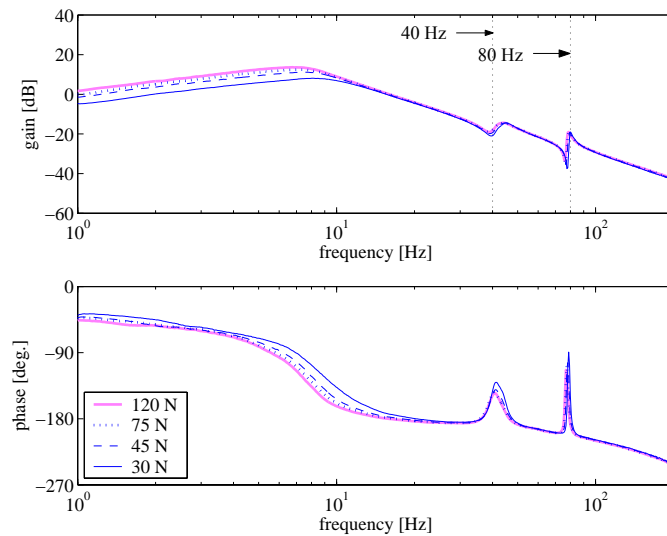


図 2.5: プラント周波数特性

よる AD 変換器である。測定は、制御対象に対する入力端外乱として正弦波信号  $u_{sin}$  を  $u_{fb}$  に重畳させてモータ推力指令  $u_M$  とし、それに対するテーブル位置  $x_T$  を出力として線形周波数解析を行うことで実機周波数特性を測定する。

図 2.5 に、 $u_{sin}$  の振幅を 30, 45, 75, 120 N と変化させて測定したモータ推力指令からテーブル位置までのプラント周波数特性を示す。図から、本供試装置は約 40 Hz に機台振動 [69–71] による 1 次振動モード、約 80 Hz に負荷装置による 2 次振動モードを有し、約 10 Hz 以上の周波数領域では、 $-40$  dB/dec. の傾きを有する剛体特性を示している。100 Hz 以降の高周波数領域では、サーボアンプに起因するむだ時間要素による位相遅れの存在が確認できる。一方、約 10 Hz 以下の低周波数領域では、ゲインが減少する折れ点特性を示しており、これは転がり案内で発生する非線形摩擦の影響と推測される。さらに、 $u_{sin}$  の振幅減少による変位振幅の減少に伴い、折れ点周波数が高くなって低周波数領域でのゲインが減少し、1 次及び 2 次振動モードの共振周波数は高周波数領域へ推移していることから、非線形要素の存在が確認できる。

### 2.3.2 周波数特性に対する線形モデリング

図 2.5 の実機周波数特性に対し、線形プラントモデルを構築する。非線形摩擦に対するモデリングは時間領域で行うため、本線形モデリングでは周波数領域において共振特性ならびにむだ時間特性に着目した数学モデルを、実験モード解析手法 [72–74] を用いて構築する。

### 共振特性のモデリング

共振特性については，機台振動（1次振動モード）と負荷振動（2次振動モード）の2つを考慮し，剛体モードと併せて次式の機構系モデル  $P_{rm}(s)$  を定義する。

$$P_{rm}(s) = K_t \left( \frac{k_{t0}}{s^2} + \sum_{i=1}^2 \frac{k_{ti}}{s^2 + 2\zeta_{ti}\omega_{ti}s + \omega_{ti}^2} \right) \quad (2.1)$$

表2.2に， $P_{rm}(s)$  の各定数を列挙する。なお，各パラメータ値は，非線形要素の影響が小さくなると考えられる，変位振幅 400  $\mu\text{m}$  以上の領域で測定した図2.5中淡線（120 N）に対して同定した。

### むだ時間特性のモデリング

むだ時間特性については，以下に示すむだ時間要素を考慮してモデリングする。

- 1) サーボンプ内の1次ローパスフィルタ（カットオフ周波数：883 Hz）の遅れ：180  $\mu\text{s}$
- 2) サーボンプ内の電流制御系（カットオフ周波数：750 Hz，減衰係数：0.75の2次遅れ要素で近似可能）の遅れ：320  $\mu\text{s}$
- 3) DSPにおけるDA変換器の零次ホールド： $\frac{500}{2}$   $\mu\text{s}$
- 4) サーボンプにおけるDA変換器の零次ホールド： $\frac{250}{2}$   $\mu\text{s}$
- 5) 合わせ込みのむだ時間：125  $\mu\text{s}$

ここで，上記1)～4)は，厳密にはむだ時間要素ではないが，ゲイン低下と位相遅れが顕著となる周波数領域はサーボ帯域に対して十分に高いことを考慮して，上記むだ時間として近似する。3)と4)は，DA変換器の零次ホールドをサンプリング周期の半分のむだ時間として近似していることを意味する（サーボンプのサンプリング周期  $T_{s2}$  は， $T_{s2} = 250 \mu\text{s}$ ）。以上の1)～5)を考慮して，制御対象に内在するむだ時間  $L$  は次式となる。

$$L = 1000 \mu\text{s} \quad (2.2)$$

表 2.2:  $P_{rm}(s)$  のモデルパラメータ

$K_t$	150.0 N/V	$k_{t0}$	67.2 mm/Ns <sup>2</sup>
$k_{t1}$	8.9 mm/Ns <sup>2</sup>	$k_{t2}$	3.2 mm/Ns <sup>2</sup>
$\omega_{t1}$	$2\pi \times 39.5$ rad/s	$\omega_{t2}$	$2\pi \times 80.0$ rad/s
$\zeta_{t1}$	0.08	$\zeta_{t2}$	0.01

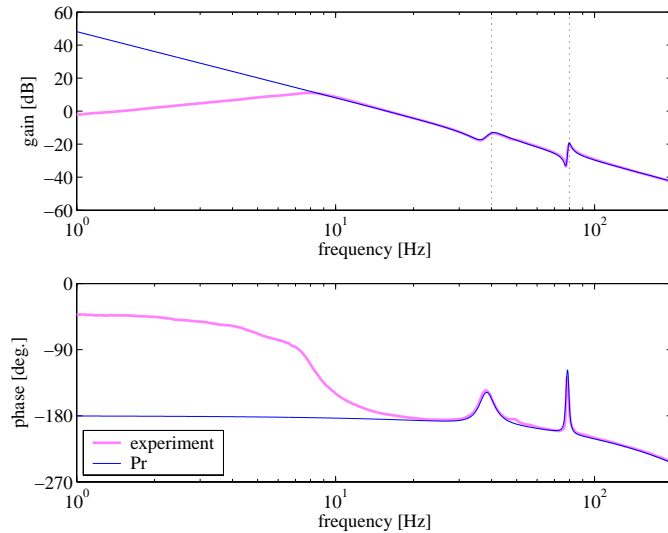


図 2.6: 線形プラントモデル  $P_r(s)$  の周波数特性

以上の共振特性及びむだ時間特性に対するモデリングより，モータ推力  $u_M$  からテーブル位置  $x_T$  までの線形プラントモデル  $P_r(s)$  として次式を定義する。

$$P_r(s) = \frac{x_T(s)}{u_M(s)} = P_{rm}(s)e^{-Ls} \quad (2.3)$$

$P_r(s)$  の周波数特性を図 2.6 に濃線 ( $P_r$ ) で示す。図 2.6 から，線形プラントモデルは淡線 (experiment) で示す実機の共振特性ならびにむだ時間特性を良く表現できている。なお，以降では，後述する転がり摩擦の転がり出し変位領域幅 (約  $100 \mu\text{m}$ ) より大きい変位領域を“粗動領域”，それより小さい変位領域を“微動領域”と定義し，(2.3) 式の  $P_r(s)$  を“粗動プラントモデル”と呼ぶ。

## 2.4 摩擦特性の測定と静的摩擦モデリング

### 2.4.1 速度に対する摩擦の静的特性

一般的に良く知られている，始動時の速度に対する摩擦の静的特性 [31, 32] を図 2.7 に示す。静的摩擦特性は，主に静止摩擦とストライベック効果，クーロン摩擦，粘性摩擦によって構成され，各摩擦の定義を以下に示す。

#### i) 静止摩擦 (stiction force) とストライベック効果 (Stribeck effect)

静止状態の物体が始動する際に生ずる摩擦であり，図 2.7 のように始動する瞬間の摩擦力の最大値を最大静止摩擦力と呼ぶ。静止摩擦が生じる原因は，摩擦境界面における固体・流体・酸化膜等の凝着が考えられる。さらに，最大静止摩擦を経験後は，ある微小速度まで負勾配特性を示すストライベック効果が存在し，速度反転を繰り返す動作においてスティック・スリップ現象を引き起こす要因となる [24, 28]。

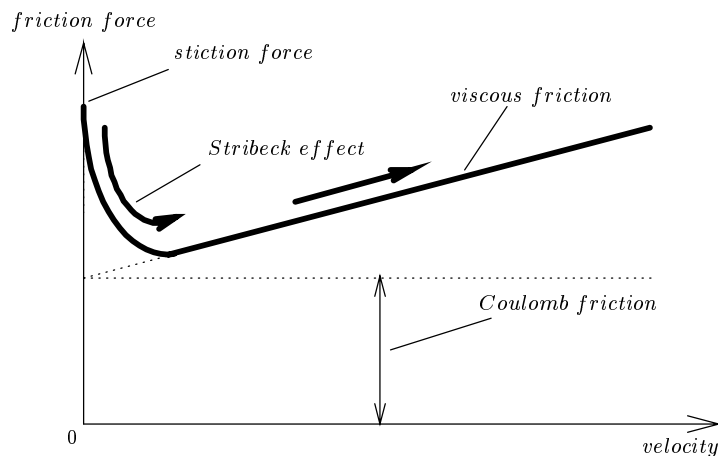


図 2.7: 速度に対する摩擦の静的特性

## ii) クーロン摩擦 (Coulomb friction)

固体同士の接触により生じる固体摩擦あり，i) の静止摩擦とストライベック効果を経験後の運動時に発生する摩擦である。作用方向は速度方向に対して反対で，その大きさは速度によらず一定である。

## iii) 粘性摩擦 (viscous friction)

潤滑剤等の流体に起因して発生する摩擦であり，ii) のクーロン摩擦と同様に，i) の静止摩擦とストライベック効果を経験後の運動時に発生する。作用方向は速度方向に対して反対で，その大きさは速度に比例する。

なお，連続動作中における速度反転時の微小速度領域では，図 2.7 の特性を示さず，後述する摩擦境界面の微小接触部における各種弾性変形によって複雑な摩擦挙動を示すことが知られている [36]。

## 2.4.2 静的摩擦特性の測定

静的摩擦モデリングに先立ち，供試装置の最大静止摩擦力，ストライベック効果，クーロン摩擦力，粘性摩擦力の測定を行う。以下に各種摩擦力の測定方法及び測定結果について示す。

### 最大静止摩擦力の測定

測定方法は，図 2.8 に示す FB 制御系で FB 補償器出力  $u_{fb}$  を  $u_{fb} = 0$  とした開ループ制御系において，静止状態のテーブルに対して Function Generator (NF 回路設計ブロック製 WF1946) により生成される入力端外乱  $u_d$  をモータ推力指令値  $u_M$  として 1 s 刻みで 0.3 N ずつステップ状に増加させ，大域的にテーブルが動作を開始した際の推力指令値を最大静止摩



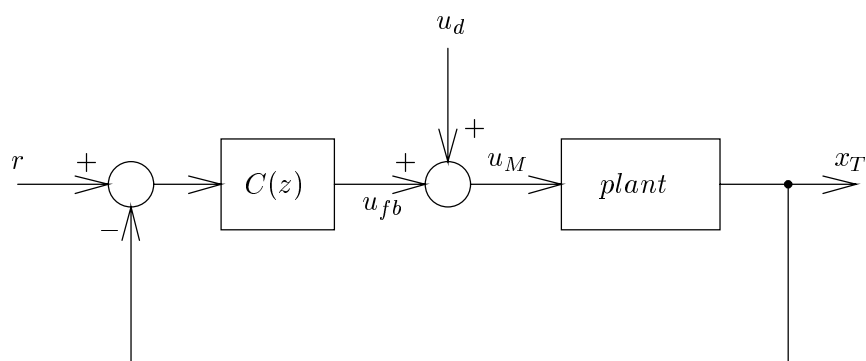


図 2.8: 摩擦力測定時の制御系の構成

表 2.3: 最大静止摩擦力測定値

direction	+	-
thrust [N]	19.7	19.5
	19.6	19.4
	19.6	19.4
	19.5	19.3
	19.5	19.4
average [N]	19.6	19.4

摩擦力として測定する。測定は，リニアモータ固定子の中心から正負両方向へ5回ずつ行った。最大静止摩擦力の測定結果を，表 2.3 に示す。

最大静止摩擦力の測定値は，表 2.3 の測定値の平均から 19.5 N とする。なお，この最大静止摩擦力は定格推力 (150 N) の約 13 % に相当する大きさである。

#### ストライベック効果，クーロン摩擦力，粘性摩擦力の測定

測定方法は，図 2.8 の FB 制御系 (但し， $u_d = 0$ ) に対して，テーブルに慣性力が働かないよう一定速度駆動させる位置指令  $r$  を与えてテーブルを駆動し，その時の推力指令値  $u_M$  の平均値を摩擦力として測定する。測定区間は，リニアモータの中心に対し +224 mm の点から -224 mm の点までの全長 448 mm とする。測定は，テーブル速度を 10 ~ 600 mm/s の間で変化させ，各速度に対して正負両方向への動作を 2 回ずつ行った。一定速度駆動試験結果を表 2.4 に示すと共に，速度に対する摩擦の静的特性 (平均値) を図 2.9 に示す。

図 2.9 から，静的摩擦はほぼ原点对称な特性を示すことが確認できる。100 mm/s 以上の正勾配を示す領域の傾きを線形一次近似した場合の，クーロン摩擦力及び粘性摩擦係数を表 2.5 に示す。クーロン摩擦力及び粘性摩擦係数の測定値は，表 2.5 の測定結果の平均から，それぞれ 16.5 N，0.01 Ns/mm とする。クーロン摩擦力の大きさは，定格推力 (150 N) の約 11 %

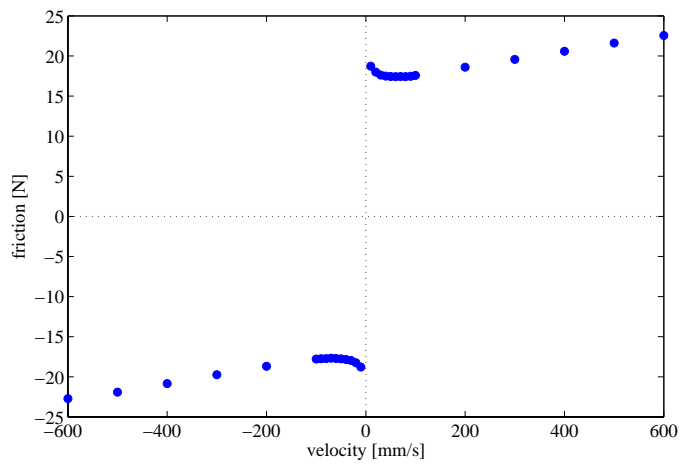


図 2.9: 実機の静的摩擦特性

に相当する。一方，約 70 mm/s 以下の速度領域では，負勾配特性を示すストライベック効果の存在が確認できる。

表 2.4: 一定速度駆動試験による摩擦力測定値

velocity [mm/s]	data 1 [N]	data 2 [N]	average [N]
-600	22.75	22.68	22.72
-500	21.92	21.93	21.92
-400	20.78	20.92	20.85
-300	19.73	19.74	19.74
-200	18.74	18.63	18.69
-100	17.82	17.75	17.79
-90	17.77	17.73	17.75
-80	17.73	17.72	17.73
-70	17.69	17.65	17.67
-60	17.72	17.71	17.72
-50	17.79	17.73	17.76
-40	17.82	17.85	17.84
-30	17.92	17.98	17.95
-20	18.23	18.24	18.24
-10	18.97	18.96	18.97
10	18.80	18.65	18.73
20	18.10	17.90	18.00
30	17.63	17.60	17.62
40	17.52	17.45	17.49
50	17.46	17.41	17.44
60	17.43	17.42	17.43
70	17.43	17.44	17.44
80	17.40	17.44	17.42
90	17.50	17.43	17.47
100	17.62	17.54	17.58
200	18.63	18.56	18.60
300	19.66	19.48	19.57
400	20.64	20.53	20.59
500	21.62	21.60	21.61
600	22.57	22.54	22.56

表 2.5: クーロン摩擦力と粘性摩擦係数

direction	Coulomb friction force [N]	viscous friction coef. [Ns/mm]
+	16.51	0.010
-	16.49	0.010
average	16.50	0.010

### 2.4.3 静的摩擦モデリング

2.4.2項の摩擦測定結果から，静的摩擦モデリングを実施する。静的摩擦特性を表現するモデルとして，Karnopp や Armstrong のモデルが良く知られている [68]。本研究では，それらのモデルを参考に，最大静止摩擦とストライベック効果のモデル，クーロン摩擦モデル，粘性摩擦モデルを次式で定義する。

- 最大静止摩擦とストライベック効果のモデル

$$F_{stiction} = \begin{cases} u_M & : u_M \leq T_{fs} \text{ at } v_T = 0 \\ \text{sgn}(v_T)(T_{fs} - T_{fc})e^{-|v_T|/v_s} & : v_T \neq 0 \end{cases} \quad (2.4)$$

- クーロン摩擦モデル

$$F_{coulomb} = \begin{cases} \text{sgn}(v_T)T_{fc} & : |v_T| \geq \Delta v \\ \text{sgn}(v_T)T_{fc}|v_T|/\Delta v & : |v_T| < \Delta v \end{cases} \quad (2.5)$$

- 粘性摩擦モデル

$$F_{viscous} = D_v v_T \quad (2.6)$$

ここで， $u_M$ ：モータ推力指令， $v_T$ ：テーブル速度， $T_{fs}$ ：最大静止摩擦力， $v_s$ ：ストライベック速度， $T_{fc}$ ：クーロン摩擦力， $D_v$ ：粘性摩擦係数， $\Delta v$ ：微小速度領域， $\text{sgn}(\cdot)$ ：符号関数である。最終的な静的摩擦モデルの出力  $F_{friction}$  は，(2.4) 式～(2.6) 式を用いて定式で表される。

$$F_{friction} = F_{stiction} + F_{coulomb} + F_{viscous} \quad (2.7)$$

静的摩擦モデルを構成する (2.4) 式～(2.6) 式に対して，図 2.10 中の実線 (starting) は，静止状態から始動して加速する際に，最大静止摩擦力から指数関数的な過渡状態であるストライベック効果を経て，クーロン摩擦と粘性摩擦が支配的な動摩擦領域に移行することを示している。ここで，(2.4) 式右辺の上項は， $u_M$  が  $T_{fs}$  を超過して始動するまで ( $u_M \leq T_{fs}$  at  $v_T = 0$ ) はモータ推力と摩擦力が釣り合っていることを意味し，始動後 ( $v_T \neq 0$ ) にテーブル速度が  $v_s$  に至るまでは負勾配の特性を示す。一方，連続動作中の速度反転時や微小速度領域では，(2.5) 式のように微小速度領域  $\Delta v$  を定義して，図 2.10 中の破線 (reversal) のように原点对称に速度反転するモデルとする。

(2.4) 式～(2.6) 式による静的摩擦モデルの各パラメータを，表 2.6 に示す。 $T_{fs}$ ， $T_{fc}$ ， $D_v$  は 2.4.2 項の測定値を採用した。一方， $v_s$  は図 2.9 に示す実機の低速度領域におけるストライベック効果に一致するように， $\Delta v$  は  $v_s$  よりも小さい値に目安を付けて後述の実験結果とシミュレータのテーブル位置ならびにモータ推力の応答波形が一致するように，試行錯誤の合わせ込みによって決定した。

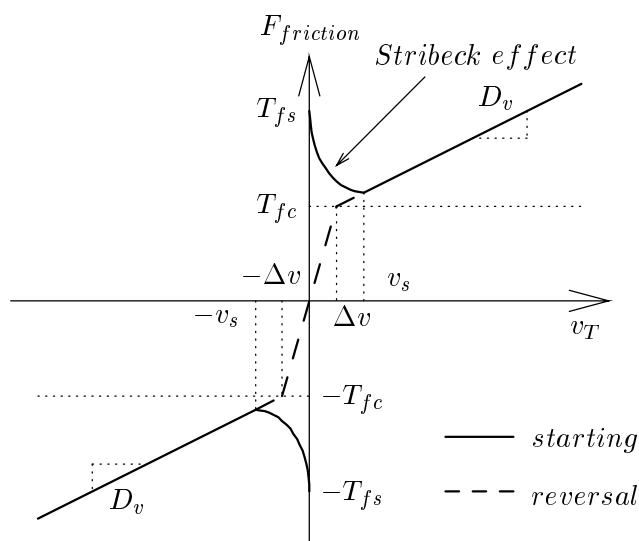


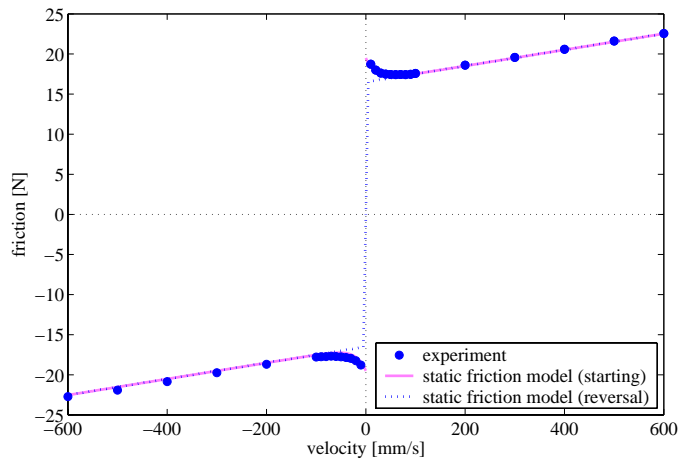
図 2.10: 静的摩擦モデルの速度特性

表 2.6: 静的摩擦モデルの各パラメータ値

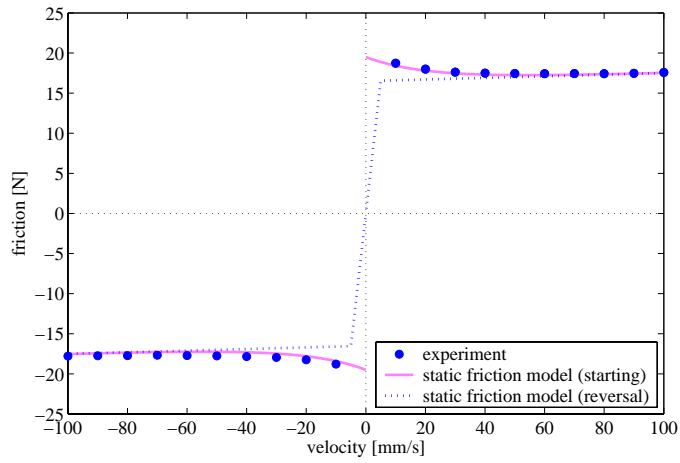
maximum stiction force	$T_{fs}$	19.5 N
Coulomb friction force	$T_{fc}$	16.5 N
viscous friction coefficient	$D_v$	0.01 Ns/mm
Stribeck velocity	$v_s$	15.0 mm/s
micro velocity region	$\Delta v$	5.0 mm/s

構築した静的摩擦モデルの速度に対する摩擦特性を図 2.11(a) に示す。図中、濃点 (experiment) は実機特性、淡線 (starting) は静的摩擦モデルの始動時の特性、濃点線 (reversal) は静的摩擦モデルの連続動作中の特性である。静的摩擦モデルは、始動時の静止摩擦からの過渡特性と動摩擦領域のクーロン摩擦や粘性摩擦を表現できている。図 2.11(b) は微小速度領域の拡大図であり、静的摩擦モデルは連続動作中の速度反転時には濃点線 (reversal) で示すように原点对称で一次関数的に摩擦力が変化する特性となっている。

なお、以降のシミュレーションを行う際は、図 2.12 のように摩擦モデルを構成する。図中、*friction model* は (2.4) 式 ~ (2.7) 式で表される静的摩擦モデルであり、モデルの入力はモータ推力  $u_M$  は入力側のむだ時間の影響を受けた  $u_M^*$  を、テーブル位置及びテーブル速度は (2.1) 式の機構系モデル  $P_{rm}(s)$  の状態量である  $x_T$  と  $v_T$  を用いる。そして、*friction model* で算出される  $F_{friction}$  を  $u_M^*$  から差し引くことで制御対象に作用する摩擦力を表現する。



(a) overview



(b) micro velocity region

図 2.11: 静的摩擦モデルの速度に対する摩擦特性

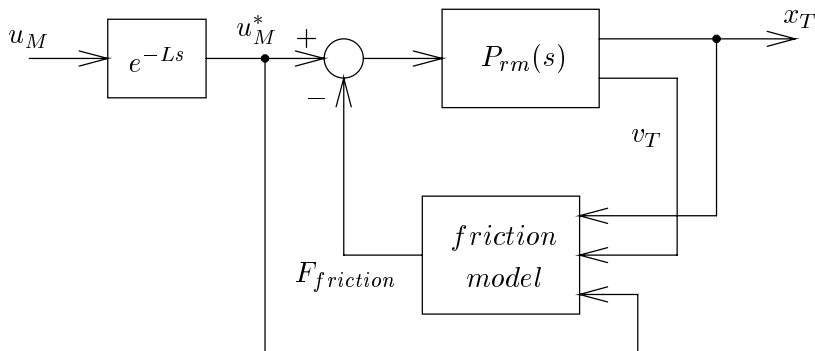


図 2.12: 摩擦モデルの構成

## 2.5 外乱オブザーバを併用した2自由度位置決め制御系の設計

2.2節～2.4節から明らかなように、本制御対象は共振振動ならびに摩擦を有し、高速・高精度位置決めの実現を目指す上での阻害要因になると考えられる。これに対し、本研究では、図2.13に示す既約分解表現に基づく2自由度位置決め制御系[12]を構築し、目標値応答特性と外乱抑圧特性を独立に設計する。図2.13中、 $x_T$ ：テーブル位置、 $r$ ：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、 $u_M$ ：制御入力であるモータ推力指令、 $\hat{d}$ ：摩擦推定値、 $N(z)$ 、 $D(z)$ ：制御対象の既約分解表現に基づくFF補償器、 $z^{-2}$ ：スミス法に基づくむだ時間補償要素、 $C(z)$ ：FB補償器、 $DOB$ ：外乱オブザーバ[10,20,43]である。本制御系設計では、外乱オブザーバを併用したFB制御系を構築することで、摩擦に対する外乱抑圧特性の向上を実現すると共に、制御対象の線形ノミナル化を図る。そして、線形化された制御対象のノミナルモデルに対する既約分解表現によるFF制御系を構築することで、共振振動の抑制を実現する。以下では、各補償器設計について述べる。

### 2.5.1 既約分解表現に基づくFF制御系の設計

図2.13中の既約分解FF補償器 $N(z)$ 、 $D(z)$ の設計に際し、はじめに既約分解FF補償器設計の理論展開について示す。なお、理論展開にあたっては、その見通しを良くするために図2.13中のむだ時間要素( $z^{-2}$ と $plant$ に含まれる $e^{-Ls}$ )ならびに外乱オブザーバ( $DOB$ )を無視して行う。

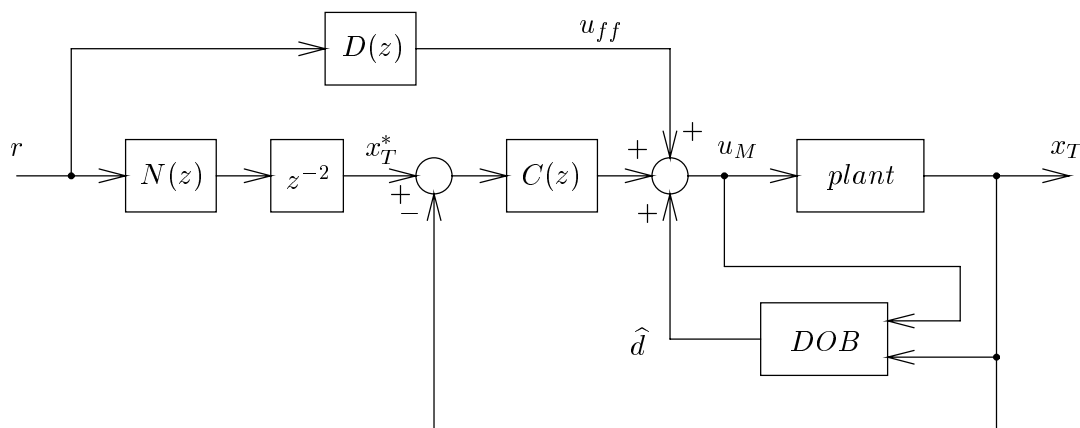


図 2.13: 外乱オブザーバを併用した2自由度位置決め制御系

## 【既約分解 FF 補償器設計の理論展開】

連続時間系表現の既約分解 FF 補償器  $N(s)$  ,  $D(s)$  は , 制御対象 (*plant*) の伝達特性  $P(s)$  を既約分解して , 次式で定義する。

$$N(s) = \frac{P_{num}(s)}{F_c(s)}, \quad D(s) = \frac{P_{den}(s)}{F_c(s)} \quad (2.8)$$

$$P(s) = \frac{P_{num}(s)}{P_{den}(s)} \quad (2.9)$$

ここで ,  $P_{num}(s)$  ,  $P_{den}(s)$  はそれぞれ既約分解された  $P(s)$  の分子・分母多項式であり ,  $1/F_c(s)$  は (2.8) 式をプロパとするフィルタである。このとき , 図 2.13 の  $r$  から  $x_T$  までの伝達特性は次式となる。

$$\frac{x_T(s)}{r(s)} = \frac{P_{num}(s)(N(s)C(s) + D(s))}{P_{num}(s)C(s) + P_{den}(s)} \quad (2.10)$$

$$= N(s) = \frac{P_{num}(s)}{F_c(s)} \quad (2.11)$$

以上より , 制御対象と FF 補償器設計モデルの特性が一致する場合 , (2.11) 式の目標値追従特性はフィルタ  $1/F_c(s)$  で任意に設計可能である。この場合 , テーブル軌跡追従誤差  $x_T^* - x_T$  は零となるため , FB 補償器  $C(s)$  からの出力はなく , 目標値応答特性は FF 補償器のみで決定される。しかし , 実際には設計モデルはモデル化誤差を含み , (2.11) 式の条件を見たすのは困難である。その場合 , モデル化誤差に対する応答の収束性は FB 制御系とフィルタ  $1/F_c(s)$  に委ねられる。

以上の理論展開に基づき本制御対象に対して FF 補償器設計を行うにあたって , 制御対象の 1 次振動モードの振動抑制を陽に目指して , (2.1) 式において剛体モードと 1 次振動モードのみを考慮した次式を FF 補償器設計モデルとする。

$$P_n(s) = K_t \left( \frac{k_{t0}}{s^2} + \frac{k_{t1}}{s^2 + 2\zeta_{t1}\omega_{t1}s + \omega_{t1}^2} \right) \quad (2.12)$$

上式を既約分解表現して ,  $P_{num}(s)$  ,  $P_{den}(s)$  はそれぞれ次式で定義できる。

$$P_{num}(s) = \frac{K_t(k_{t0} + k_{t1})s^2 + 2K_t k_{t0}\zeta_{t1}\omega_{t1}s + K_t k_{t0}\omega_{t1}^2}{K_t k_{t0}\omega_{t1}^2} \quad (2.13)$$

$$P_{den}(s) = \frac{s^2(s^2 + 2\zeta_{t1}\omega_{t1}s + \omega_{t1}^2)}{K_t k_{t0}\omega_{t1}^2} \quad (2.14)$$

一方 , フィルタ  $1/F_c(s)$  は , (2.13) 式 , (2.14) 式がそれぞれ 2 次 , 4 次の有理関数となることを考慮して , 次式に示す 4 次ローパスフィルタとして定義する。

$$\frac{1}{F_c(s)} = \left( \frac{\omega_c}{s + \omega_c} \right)^4 \quad (2.15)$$



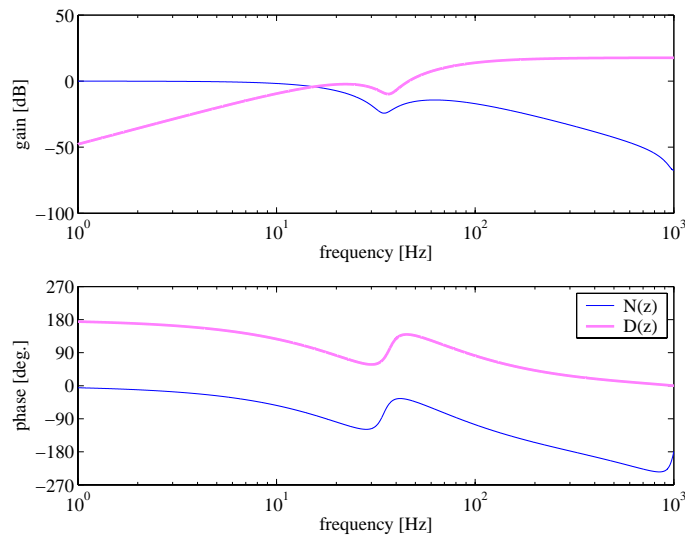


図 2.14: 既約分解 FF 補償器  $N(z)$ ,  $D(z)$  の周波数特性

上式を (2.13) 式, (2.14) 式に乗ずることで,  $N(s)$ ,  $D(s)$  は (2.16) 式, (2.17) 式のようにプロパな伝達関数となる。

$$N(s) = \frac{K_t(k_{t0} + k_{t1})s^2 + 2K_t k_{t0} \zeta_{t1} \omega_{t1} s + K_t k_{t0} \omega_{t1}^2}{K_t k_{t0} \omega_{t1}^2} \cdot \left( \frac{\omega_c}{s + \omega_c} \right)^4 \quad (2.16)$$

$$D(s) = \frac{s^2(s^2 + 2\zeta_{t1} \omega_{t1} s + \omega_{t1}^2)}{K_t k_{t0} \omega_{t1}^2} \cdot \left( \frac{\omega_c}{s + \omega_c} \right)^4 \quad (2.17)$$

本 FF 補償器設計では,  $1/F_c(s)$  が設計パラメータとして目標値応答特性を規定し, 物理的には  $D(s)$  は制御対象の共振振動の極を打ち消す FF モータ推力を生成し,  $N(s)$  は実位置  $x_T$  が目標軌道  $x_T^*$  に速やかに追従するよう FB 制御系への位置指令を補正する役割を担う。 $1/F_c(s)$  の設計パラメータ  $\omega_c$  は, 位置決め制御仕様を満足するための応答周波数と, 設計モデルが有する 2 次振動モードや高周波数領域に対するモデル化誤差の影響を考慮して,  $\omega_c = 2\pi \times 40$  rad/s と与えた。なお, 実装にあたっては, 連続時間系で (2.16) 式及び (2.17) 式で表現される  $N(s)$  及び  $D(s)$  を, サンプルング周期  $T_s = 500 \mu\text{s}$  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 2.14 に, 設計した既約分解 FF 補償器  $N(z)$  及び  $D(z)$  の周波数特性を示す。図から, 両補償器共に 1 次振動モードが存在する 40 Hz 付近と, 高周波数成分のゲインを抑制した周波数特性を有していることが確認される。

## 2.5.2 外乱オブザーバを併用したFB制御系の設計

### 外乱オブザーバの設計

非線形摩擦の影響については、それを制御対象に作用する等価外乱とみなし、外乱抑圧特性向上と前述の既約分解表現に基づくFF補償器設計に用いる(2.12)式的设计モデルへのノミナル化の観点から、図2.15のように外乱オブザーバ(DOB)を構成する。図中、 $d$ : 制御対象に対する外乱、 $u'_M$ : 外乱オブザーバへの推力指令、 $P(z)$ : 制御対象、 $P_n(z)$ : 制御対象のノミナルモデル、 $Q(z)$ : 外乱オブザーバのプロパ性の確保ならびに外乱推定速度を決定するローパスフィルタ、 $L_n(z)$ : スミス法に基づくむだ時間補償器である。以下では、外乱オブザーバの重要な性質である、外乱推定特性ならびに拡大系プラント  $x_T/u'_M$  のノミナル化特性について考察する。なお、以降の理論展開は、その見通しを良くするため、むだ時間の影響を無視して行う。

#### 【外乱推定特性】

図2.15において、推定外乱  $\hat{d}$  をフィードバックしない場合、 $\hat{d}$  は次式で表現できる。

$$\hat{d}(z) = Q(z) \left\{ u_M(z) - \frac{P(z)}{P_n(z)} (u_M(z) - d(z)) \right\} \quad (2.18)$$

$$= Q(z) \left( \frac{P_n(z) - P(z)}{P_n(z)} u_M(z) - \frac{P(z)}{P_n(z)} d(z) \right) \quad (2.19)$$

ここで、制御対象の正確なモデルが獲得できる場合、すなわち  $P(z) = P_n(z)$  のとき(2.19)式は次式となる。

$$\hat{d}(z) = Q(z)d(z) \quad (2.20)$$

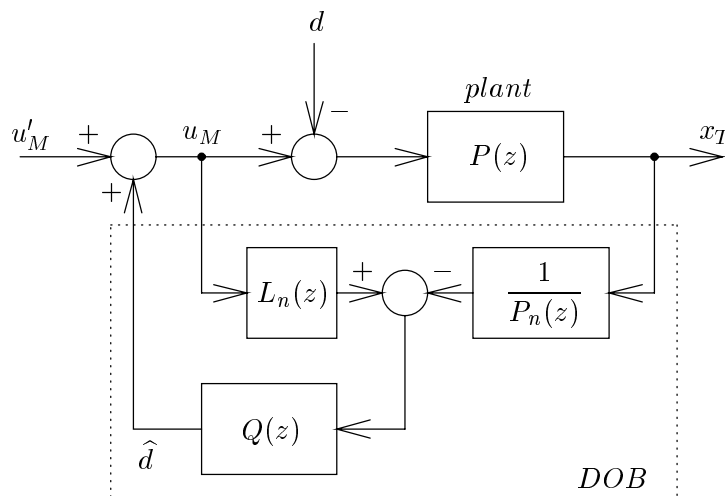


図 2.15: 外乱オブザーバの構成

上式から，設計モデルと制御対象の特性が一致するとき，推定外乱  $\hat{d}$  は実外乱  $d$  にローパスフィルタ  $Q(z)$  を介した伝達特性で獲得できる。

一方， $P_n(z)$  がモデル化誤差を有する場合，すなわち

$$P(z) = P_n(z) + \Delta_P(z) \quad (2.21)$$

のように加法的モデル化誤差  $\Delta_P(z)$  を有するとき，(2.19) 式は次式で表せる。

$$\hat{d}(z) = Q(z) \left( \frac{P_n(z) - (P_n(z) + \Delta_P(z))}{P_n(z)} u_M(z) - \frac{P_n(z) + \Delta_P(z)}{P_n(z)} d(z) \right) \quad (2.22)$$

$$= Q(z)d(z) - \frac{\Delta_P(z)Q(z)}{P_n(z)} (u_M(z) - d(z)) \quad (2.23)$$

(2.23) 式から，モデル化誤差が存在する場合は， $\hat{d}$  までの伝達特性に (2.20) 式の項に加えて  $\Delta_P(z)$  を含む項が現れる。これは，外乱オブザーバはモデル化誤差の影響を併せて推定することを意味しており，各機械定数の同定誤差や簡易モデル適用に伴う高次振動モードに対するモデル化誤差の影響を，等価外乱として抑圧可能となる。

### 【ノミナル化特性】

外乱オブザーバへの推力指令  $u'_M$  及び実外乱  $d$  からテーブル位置  $x_T$  までの伝達特性は，推定外乱  $\hat{d}$  を用いて次式で表現できる。

$$\left( u'_M(z) + \hat{d}(z) - d(z) \right) P(z) = x_T(z) \quad (2.24)$$

上式に対し，(2.19) 式を代入すると次式を得る。

$$x_T(z) = \frac{P_n(z)P(z)}{P_n(z) - (P_n(z) - P(z))Q(z)} u'_M(z) + \frac{P_n(z)P(z)(1 - Q(z))}{P_n(z) - (P_n(z) - P(z))Q(z)} d(z) \quad (2.25)$$

ここで， $Q(z)$  はローパスフィルタであるため，(2.25) 式の定常特性は次式で表される。

$$x_T(z) = P_n(z)u'_M(z) \quad (2.26)$$

上式から，定常状態において外乱オブザーバを含めた拡大系プラントは設計モデル  $P_n(z)$  にノミナル化され，外乱の影響を完全に抑圧することができる。すなわち，拡大系は  $Q(z) = 1$  が成り立つ周波数領域において  $P_n(z)$  として振舞うことを意味する。

以上の理論展開から，外乱オブザーバは非線形摩擦や未知外乱，その他モデル化誤差を総じて推定・補償することが可能であり，外乱オブザーバを含めた拡大系の特性を設計モデルへノミナル化することができる。その性能を決定するローパスフィルタ  $Q(z)$  は， $Q(z) = 1$  を実現すべく可能な限り広帯域化することが望まれるが，ロバスト圧縮性能と制御系の安定性はトレードオフの関係を有する。従って， $Q(z)$  は両者のバランスを考慮して決定する必要がある。

本研究では，外乱オブザーバ設計に供するノミナルモデル  $P_n(z)$  は，既約分解 FF 補償器の設計モデルと同一の (2.12) 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て実装する。そのとき，外乱オブザーバ中のむだ時間補償器  $L_n(z)$  は， $L = 2T_s$  ( $T_s = 500 \mu\text{s}$ ) であることを考慮して，遅延演算子  $z$  を用いて  $L_n(z) = z^{-2}$  として実装する。 $Q(z)$  は，設計モデル  $P_n(z)$  の相対次数 (2 次) を考慮して連続時間系表現で次式に示す 2 次ローパスフィルタとする。

$$Q(s) = \left( \frac{\omega_{dob}}{s + \omega_{dob}} \right)^2 \quad (2.27)$$

ここで，カットオフ周波数  $\omega_{dob}$  は，後述の FB 補償器  $C(z)$  を含めた FB 制御系の安定性と外乱抑圧特性を考慮して  $\omega_{dob} = 2\pi \times 30 \text{ rad/s}$  と与え，上式を双一次変換により離散化して  $Q(z)$  とする。

### 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 補償と位相進み遅れ補償から構成される。

$$C(s) = \left( K_p + \frac{K_d s}{\tau_d s + 1} \right) \left( \frac{\omega_{pd}^2}{\omega_{pn}^2} \cdot \frac{s^2 + 2\zeta_{pn}\omega_{pn}s + \omega_{pn}^2}{s^2 + 2\zeta_{pd}\omega_{pd}s + \omega_{pd}^2} \right) \quad (2.28)$$

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陽に考慮して，表 2.7 のように決定した。実装に際しては，(2.28) 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。

表 2.7:  $C(s)$  のパラメータ

$K_p$	3.5 V/mm	$K_d$	0.02 Vs/mm
$\tau_d$	$1/(2\pi \times 500)$ s		
$\omega_{pn}$	$2\pi \times 20$ rad/s	$\omega_{pd}$	$2\pi \times 30$ rad/s
$\zeta_{pn}$	0.8	$\zeta_{pd}$	0.5

## 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 ( $x_T/d$ ) を, それぞれ図 2.16 ~ 図 2.18 に示す。図から, 本FB制御系は, ゲイン余裕 7.8 dB (218.4 Hz), 位相余裕 36.1 deg. (102.2 Hz) の安定余裕を具備すると共に, 全周波数領域で  $-15$  dB 以下の外乱抑圧特性を有していることが確認される。

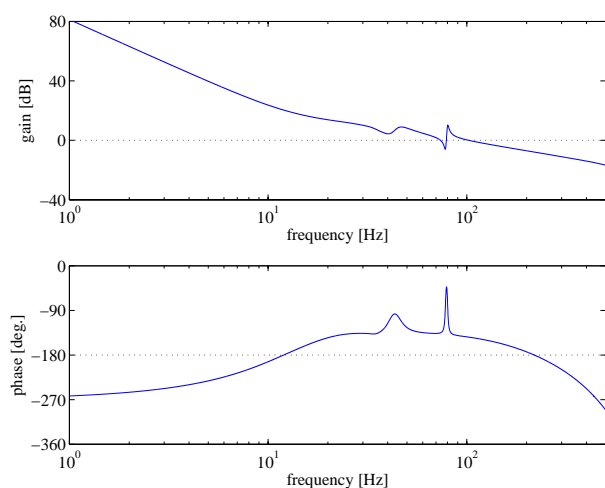


図 2.16: 開ループ特性

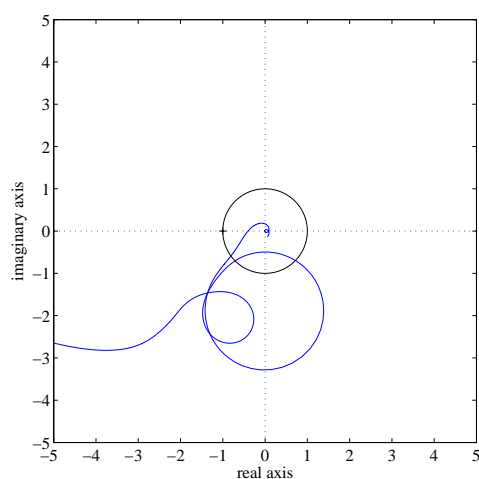


図 2.17: ナイキスト線図

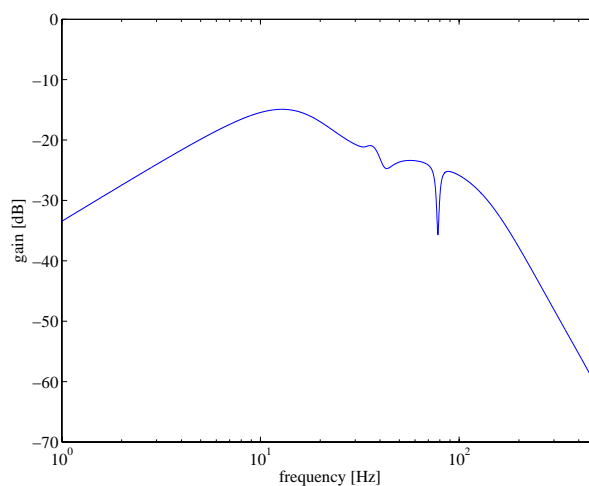


図 2.18: 外乱抑圧特性

## 2.6 位置決め実験及びシミュレーションによる本研究課題の明確化

2.5節で設計した外乱オブザーバを併用した2自由度制御系をDSPに実装してPoint to Pointの位置決め実験を行い、目標制御仕様を満足する位置決め実現を目指す上での摩擦補償の課題を明確にする。さらに、2.4節で構築した静的摩擦モデルを用いたシミュレータの実機再現性を併せて評価し、高精度シミュレータ獲得を目指すにあたっての摩擦モデリングの課題を明らかにする。

### 位置決め実験

制御仕様Iに相当するストローク  $X_r = 1 \text{ mm}$  の位置決め動作を行った場合の、(a) テーブル位置:  $x_T$  , (b) テーブル位置偏差:  $X_r - x_T$  , (c) テーブル軌跡追従誤差:  $x_T^* - x_T$  , (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 2.19 に淡線 (experiment) で示す。図から、過渡応答中では、テーブル位置応答は濃破線 (reference) で示す目標軌道に追従しておらず、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  $23 \mu\text{m}$  程度の軌跡誤差が発生している。さらに、整定位置付近では、約  $3.5 \mu\text{m}$  のオーバーシュートから目標位置へ到達するまでに約  $0.3 \text{ s}$  掛かる収束性の悪い遅い応答 (周波数: 約  $3 \text{ Hz}$ ) が発生している。この遅い応答は、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、それに対する積極的な対応が必要と考えられる。

### 位置決めシミュレーション

上述の実験と同様の位置決め動作に対するシミュレーション結果を、図 2.19 中に濃実線 (simulation) で示す。図から、始動から目標値付近へ到達する過程では、位置・摩擦共にシミュレーションは実機の大域的な応答特性を再現できている。しかし、整定位置付近 (約  $80 \text{ ms}$  以降) からは、遅い応答を示す実機応答と大きく異なっていることが分かる。

そこで、整定位置付近の遅い応答に対する再現性劣化要因を考察する目的で、図 2.19 と同等の応答を整定位置付近での変位と摩擦力のリサージュ波形として示したものが図 2.20 である。図中、縦点線が目標位置  $X_r = 1 \text{ mm}$  であり、[1] と [4] の領域はテーブル位置が目標値に対してオーバーシュート、[2] と [3] の領域はアンダーシュートしていることを意味する。静的摩擦モデルを用いたシミュレーション波形である濃実線 (simulation) は、オーバーシュートから目標値へ戻る際に [3] と [4] の領域で負の摩擦力が発生している。これは、図 2.10 による摩擦モデルでは、図中濃点線 (friction model) で示すように速度方向の反転によって摩擦力符号も必ず反転するため、負速度では負の摩擦力が発生するからである。一方、実験値である淡線 (experiment) は、約  $3.5 \mu\text{m}$  のオーバーシュートが発生しているにも拘らず、そこから目標値方向に負速度で戻る際にも [1] の領域でのみ応答し、摩擦力符号は反転せず正の摩擦力を保持しており、シミュレーション波形とは一致していない。すなわち、整定位置近傍の微小変位領域では、変位に依存したばね特性の存在が明らかである。

以上の位置決め実験及びシミュレーション結果から，摩擦モデリング及び摩擦補償における課題は以下が挙げられる。

- 摩擦モデリングの課題

速度に対する摩擦の静的特性を考慮した静的摩擦モデルは，Point to Pointの位置決め動作時の摩擦挙動を再現できず，実機特性解析や制御系設計を行うためのシミュレータとして実機再現性が不十分である。実機応答の位置整定付近における微小変位領域では，変位に依存した動的な摩擦特性の存在が示唆されており，高精度シミュレータ獲得を実現するためには，それらの動的特性を考慮した摩擦モデリングが不可欠である。

- 摩擦補償の課題

本研究で扱う2自由度制御系は，FF補償器設計モデルに対するモデル化誤差として作用する摩擦の影響を外乱オブザーバによって理想的に抑圧できれば，本質的にテーブル位置応答は目標軌道に追従し，所望の位置決め応答特性が獲得可能である。しかし，実際には，FB制御系の安定性の制約から外乱オブザーバを十分に広帯域化することは困難である。その影響として，図2.19(d)に濃点線(friction model)で示すシミュレーション上の摩擦真値に対し，濃実線(simulation)で示す外乱オブザーバの摩擦推定値は始動直後から推定遅れが生じ，それが位置応答の軌跡追従性能劣化を招いていることが明らかである。さらに，位置決め整定時の遅い応答については，発生要因そのものが明らかになっていないため，動的摩擦モデリングと併せてその要因を明確にし，遅い応答に対する抑圧性能の向上を実現可能な摩擦補償が必要である。

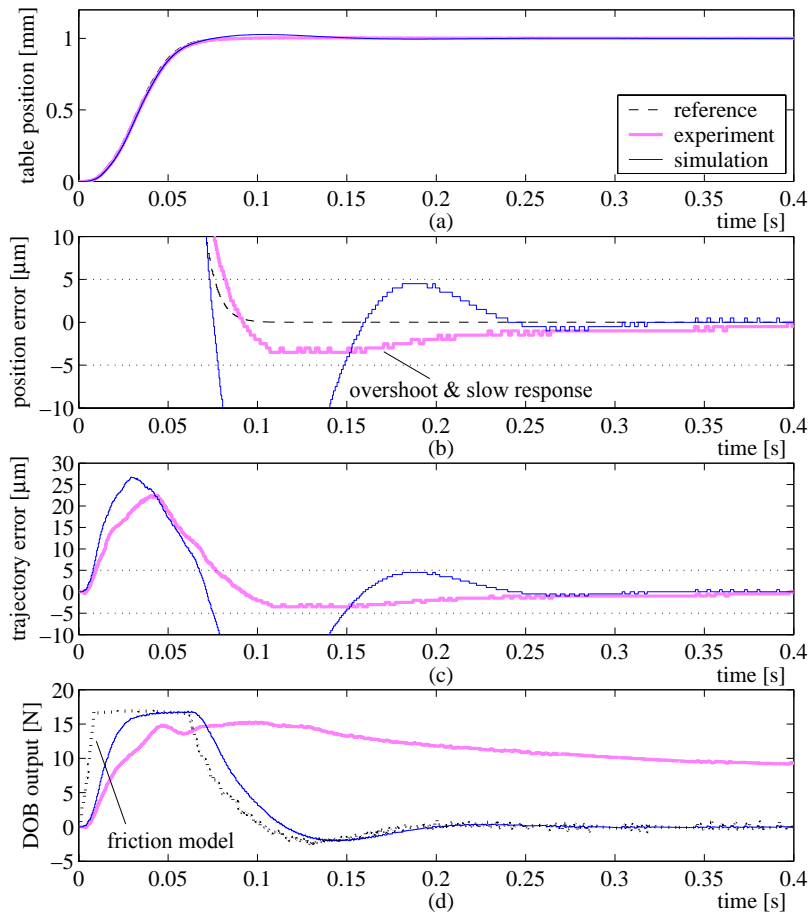


図 2.19: 位置決め応答特性

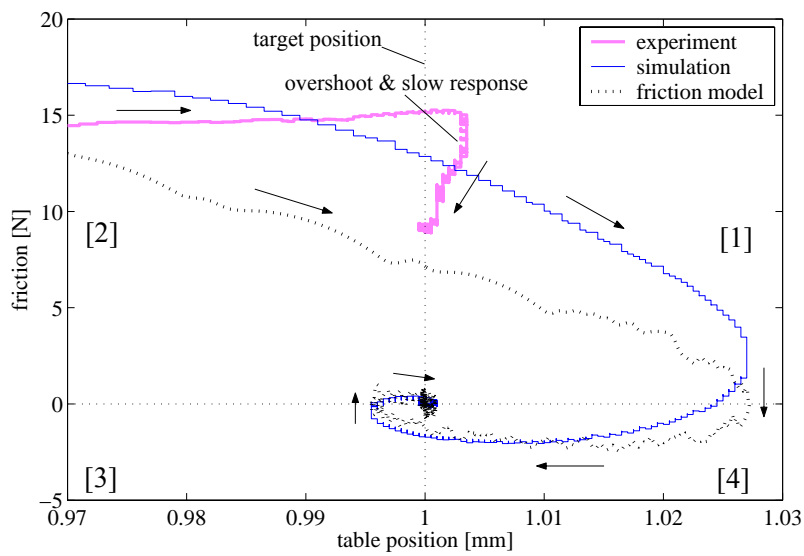


図 2.20: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性



## 2.7 結言

本章では、直動転がり案内を有するリニアモータ駆動テーブル位置決め装置を対象に、周波数特性に対する線形プラントモデリングならびに静的摩擦特性に対する非線形摩擦モデリングを行った。さらに、本研究における位置決め制御系の基本構成である、外乱オブザーバを併用した2自由度位置決め制御系の設計法について示すと共に、目標制御仕様を満足する位置決め実現に際しての本研究の課題について検討した。以下に、本章で得られた成果を示す。

- 実機周波数特性を測定し、約40 Hzに機台共振に起因する1次振動モード、約80 Hzに負荷共振に起因する2次振動モードが存在することを明らかにした。そして、実機の共振特性ならびにむだ時間特性を精度良く表現可能な線形プラントモデルを構築した。
- 実機実験により最大静止摩擦力、ストライベック効果、クーロン摩擦力、粘性摩擦力を測定し、制御対象が有する静的摩擦特性を明らかにした。さらに、実機の静的摩擦特性を表現可能な静的摩擦モデルを構築した。
- 実機の共振特性及び摩擦の補償を陽に考慮した、外乱オブザーバを併用した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。
- 構築した2自由度制御系を用いて位置決め実験を行った結果、テーブル位置応答は過渡応答時に目標軌道に追従できず、さらに位置決め整定時の微小変位領域では、収束性の悪い約3 Hzの遅い応答が整定精度劣化を招くことを明らかにした。過渡応答時の軌跡追従誤差の発生要因は、外乱オブザーバの過渡応答に起因する摩擦推定遅れであることを示し、摩擦補償の課題とした。一方、遅い応答についてはその発生要因を明確化し、それを陽に考慮した摩擦補償が必須であることを示した。
- 実験とシミュレーションの比較から、本静的摩擦モデルは、Point to Pointの位置決め動作時の複雑な摩擦挙動を再現できないことを示した。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モデリングを摩擦モデリングの課題とした。



## 第3章

# レオロジーに基づく摩擦モデルを用いた転がり摩擦モデリング

### 3.1 緒言

2.6節で提示したように、高精度シミュレータ獲得に際して残された摩擦モデリングの課題は、変位に依存した動的な摩擦挙動に対する摩擦モデルの再現性向上である。本章では、その動的摩擦挙動を転がり摩擦の影響と捉え、実機転がり摩擦の詳細特性解析を行うと共に、転がり摩擦がプラント特性に与える影響を実機実験により把握する。さらに、摩擦発生要因の考察からレオロジーに基づく転がり摩擦モデルを提案し、動的摩擦モデリングを実施する。ここでは、転がり摩擦モデルのパラメータ同定手法として、ニューラルネットワーク (NN) により実機転がり摩擦特性を学習する手法を併せて提案する。そして、実験結果と摩擦モデルを用いたシミュレーション結果の比較評価から、静的摩擦モデリングに対する提案の転がり摩擦特性を考慮した動的摩擦モデリングの有効性を明らかにする。

### 3.2 転がり摩擦の詳細特性解析とプラント周波数特性に与える影響

#### 3.2.1 転がり摩擦の概要

転がり摩擦は、図3.1に示す上下方向に予圧 (preload) を受ける転がり要素 (rolling element) を有する直動転がり案内等の駆動体 (moved object) に対し、水平方向に印加力 (force) をかけて移動させる際に、転がり要素と軌道面の接触部で発生する摩擦であり、粗動・微動の変位領域によってその振舞いが異なることが知られている [4,31,32]。図3.2に転がり摩擦の変位に対する摩擦力特性を示すと共に、粗動・微動領域における転がり摩擦特性を以下に示す。

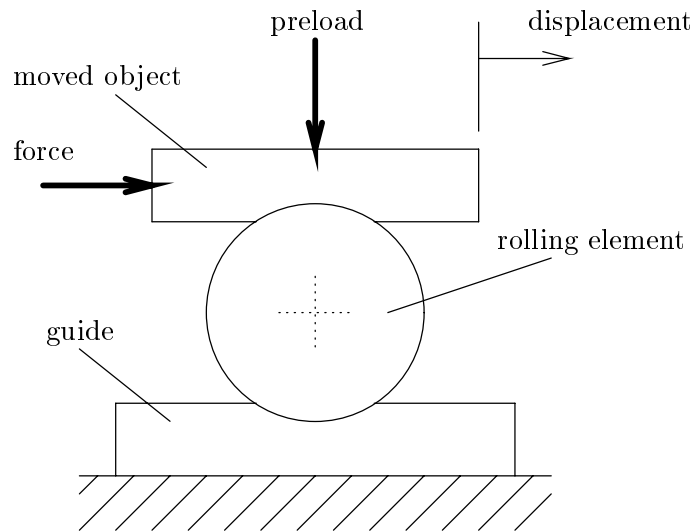


図 3.1: 転がり要素

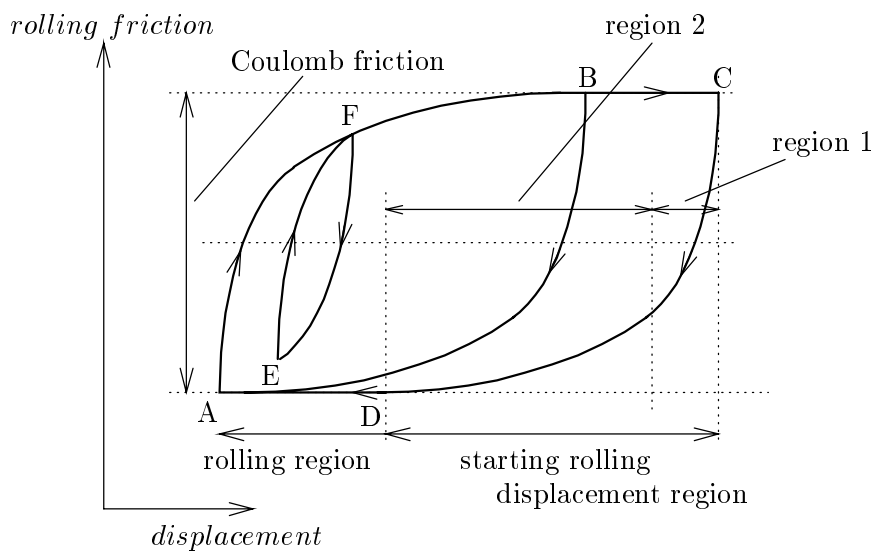


図 3.2: 変位に対する転がり摩擦力特性

- 微動領域 (転がり出し変位領域)

速度反転後の転がり要素が転動しない微動領域では、速度反転後の変位によって見かけのばね定数が動的に変化する“非線形ばね特性”を示し、図 3.2 中の AB, CD, EF のようなヒステリシスカブを描く。これは、転がり要素と軌道面の接触部における弾性変形やすべりによるものと考えられる。非線形ばね特性を示す変位領域を“転がり出し変位領域”と呼び、一般的にその領域幅は  $10 \sim 100 \mu\text{m}$  オーダであることが知られている。

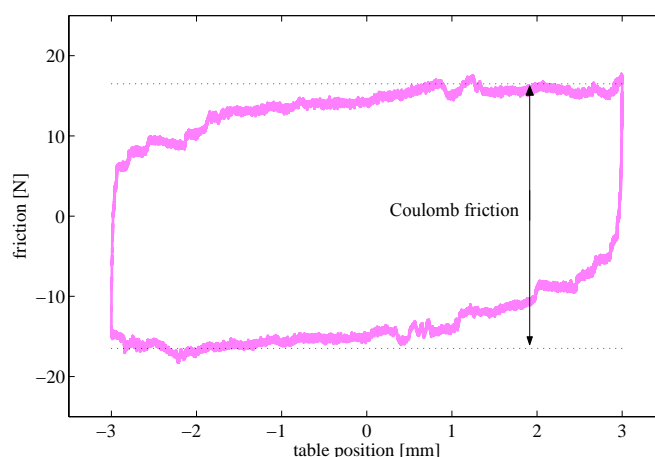


図 3.3: 転がり摩擦特性の領域遷移特性

- 粗動領域 (転がり領域)

転がり要素が有効に転動する粗動領域では，図 3.2 中の BC，DA のようにクーロン摩擦により摩擦の速度に対する静的特性を示す。クーロン摩擦を示す領域を“転がり領域”と呼ぶ。

本供試装置は，案内に転がり要素を使用しているため，上記特性を有する転がり摩擦が発生すると考えられ，特に微動領域における非線形ばね特性が 2.6 節で示した位置決め整定時のばね特性の一因になると予想される。以降では，転がり摩擦モデリングに先立ち，実機に存在する転がり摩擦を測定し，転がり摩擦の詳細特性ならびにプラント周波数特性に与える影響について解析する。

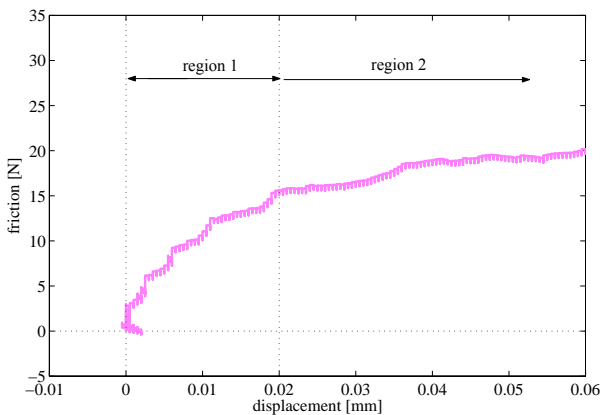
### 3.2.2 転がり摩擦の詳細特性解析

転がり摩擦モデリングに際して，対象とする転がり摩擦の諸特性を明らかにすることを目的に，実機実験による挙動解析を行う。図 2.13 に示す FB 補償器  $C(z)$  と外乱オブザーバ  $DOB$  から構成される位置 FB 制御系に対し，粘性力や慣性力が働かないよう振幅 3 mm，周波数 0.05 Hz の極めて低速度の正弦波位置指令を与えて測定した，テーブル位置  $x_T$  と推定外乱  $\hat{d}$  による実機転がり摩擦特性を図 3.3 に示す。図から，速度反転後の微動領域において変位量の増加と共にヒステリシスカーブの傾きが連続的に減少していく“転がり出し変位領域”と，粗動領域においてクーロン摩擦力に相当する  $T_{fc} = 16.5$  N 程度で一定値を示す“転がり領域”が存在するヒステリシスループを描いている。本供試装置の場合，転がり出し変位領域幅が 1 mm 以上と通常知られている領域幅 (10 ~ 100  $\mu\text{m}$  オーダ) より大きく測定されているが，これはテーブル裏の可動子に接続される配線やケーブルキャリアの弾性が一因であることを，別途確認している。

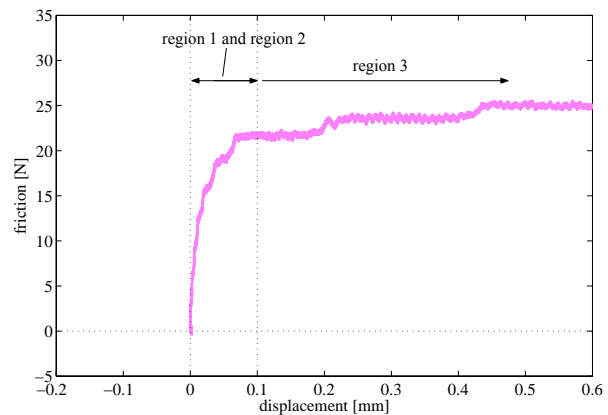
さらに，上述の転がり摩擦特性に追加して，以下の 3 特性を新たに定義する。

## i) 領域遷移特性

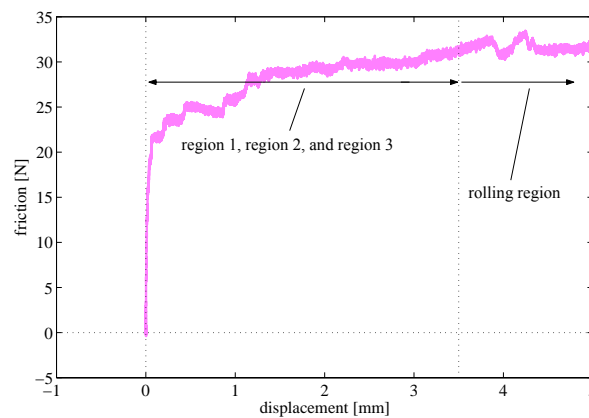
図 3.4(a) ~ 図 3.4(c) に示す速度反転後の変位に対する摩擦力のヒステリシスカーブに着目すると、カーブは速度反転から約  $20 \mu\text{m}$ 、約  $100 \mu\text{m}$ 、約  $3500 \mu\text{m}$  を境に大域的な傾きが変化し、転がり出し変位領域は大きく 3 つの領域から構成されている。具体的には、速度反転から  $20 \mu\text{m}$  までの特性を直線近似すると、その傾きは約  $780 \text{ N/mm}$ 、 $20 \sim 100 \mu\text{m}$  の領域における傾きは約  $73 \text{ N/mm}$ 、 $100 \sim 3500 \mu\text{m}$  の領域における傾きは約  $3 \text{ N/mm}$  であり、変位領域によって大域的な傾きが  $10 \sim 260$  倍程度異なる。速度反転後のヒステリシスカーブを単純化した変位 - 摩擦力特性を、図 3.5 に示す。以下ではこの図に従って、速度反転から約  $20 \mu\text{m}$  までの傾きが最も急峻な転がり出し変位領域を“region 1”，約  $20 \mu\text{m}$  以上から約  $100 \mu\text{m}$  以下の傾きが緩やかな転がり出し変位領域を“region 2”，約  $100 \mu\text{m}$  以上から約  $3500 \mu\text{m}$  以下の傾きが最も緩やかでクーロン摩擦力で飽和するまでの転がり出し変位領域を“region 3”と定義し、転がり出し変位領域を region 1 ~ region 3 に分ける。この特性は文献 [33] でも指摘されており、速度



(a) region 1 and region 2



(b) region 2 and region 3



(c) region 3 and rolling region

図 3.4: 速度反転後の変位に対する転がり摩擦力特性 (領域遷移特性)

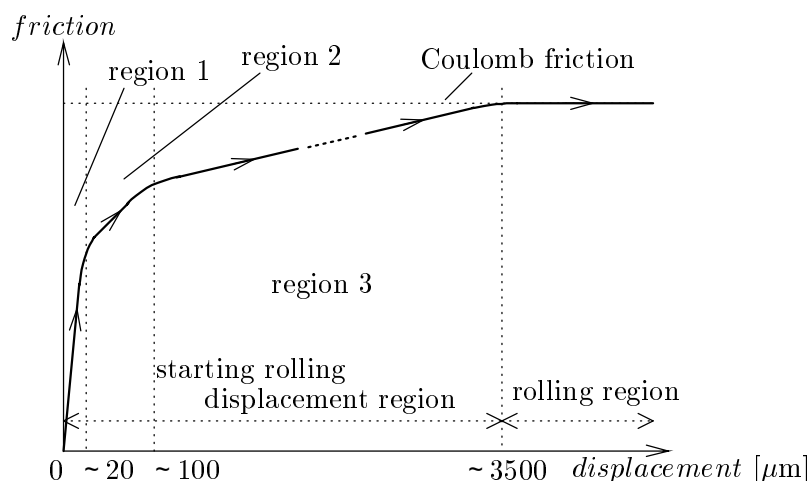


図 3.5: 速度反転後の変位に対する転がり摩擦力特性

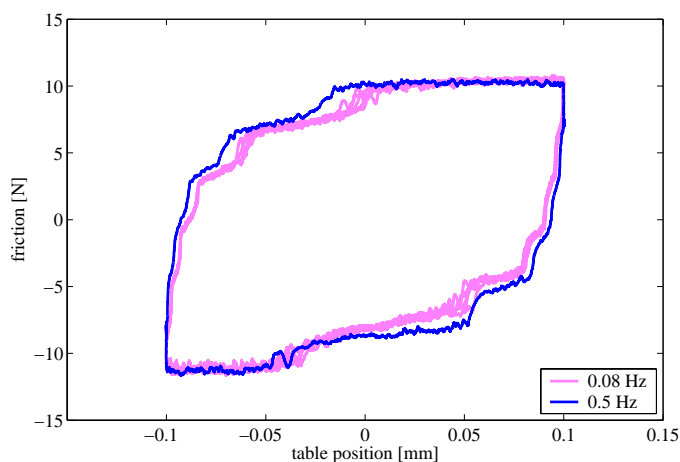


図 3.6: 転がり摩擦特性の非線形ばね特性

反転後の変位領域に依存して非線形ばね特性が変化することから，“領域遷移特性”と称されている。

なお，本供試装置の場合，速度反転から region 2 までの領域で，クーロン摩擦分の摩擦力変化量 ( $2T_{fc} = 33 \text{ N}$ ) に対し約 67% まで摩擦力が変化するような急峻な傾きのばね特性を示すため，実質的な転がり出し変位領域幅は  $100 \mu\text{m}$  とみなせる。従って，以降では転がり出し変位領域を “ $100 \mu\text{m}$ ” とし議論を進める。

## ii) 速度依存特性

送り速度に対するヒステリシスカーブの変化について考察するため，正弦波位置指令として振幅を  $100 \mu\text{m}$  で固定し，周波数を  $0.08 \text{ Hz}$ ， $0.5 \text{ Hz}$  と変化させて測定した非線形ばね特性を，図 3.6 にそれぞれ淡線 ( $0.08 \text{ Hz}$ ) と濃線 ( $0.5 \text{ Hz}$ ) で示す。図中の淡線と濃線を比較すると，速度が高いほどヒステリシスカーブが膨らんでいる。しかし，速度反転の位置 ( $-0.1 \text{ mm}$  及び  $0.1 \text{ mm}$ ) における摩擦力は変化していない。すなわち，非

線形ばね特性は、変位に対して発生する定常的な摩擦力は不変であるが、速度に応じてその過渡特性が変化することは明らかである。これまで、一般的に、速度反転後のヒステリシスカーブは変位に対して一定と考えられてきたが [51]，速度に応じて変化することが明らかである。そこで、速度に依存して非線形ばね特性が変化することから、以下ではこの特性を“速度依存特性”と称する。

### iii) 履歴依存特性

粗動 ( $\geq 100 \mu\text{m}$ ) を示すヒステリシスループ (外部ループ) の内側に、微動 ( $< 100 \mu\text{m}$ ) を示すヒステリシスループ (内部ループ) を連続して描く場合の転がり摩擦特性について考察するため、2つの正弦波 (振幅と周波数がそれぞれ、 $200 \mu\text{m}$  と  $0.05 \text{ Hz}$ ， $35 \mu\text{m}$  と  $0.45 \text{ Hz}$ ) を合成した位置指令を与えて測定した転がり摩擦特性を、図 3.7 に示す。図から、振幅  $200 \mu\text{m}$  強の外部ループの内側に、複数の内部ループが存在している。ここで、図 3.5 に示すように速度反転後のヒステリシスカーブが変位に対して一定 (速度依存特性は除く) であれば、A → B → A と内部ループを描いて外部ループ上の軌道の A まで到達した後は、図中点線のように外部ループより外側の C へ向かってヒステリシスカーブを描いてクーロン摩擦力で飽和すると考えられる。しかし、実際には、転がり出し変位領域で外部ループが描かれる場合に内部ループを描くと、内部ループが外部ループ上の A に到達した後は、外部ループの延長上の D へ向かってヒステリシスカーブを描く。すなわち、転がり摩擦は速度反転や変位量などの履歴に基づいたヒステリシスカーブを示す [46]。本特性は、微動領域で複雑な速度反転を示す際の転がり摩擦の重要な特性の一つであり、動作履歴に依存してヒステリシスカーブが変化することから、以下ではこの特性を“履歴依存特性”と称する。

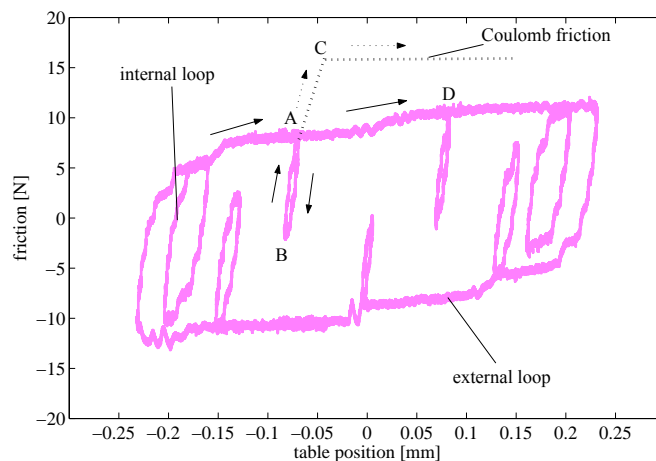


図 3.7: 転がり摩擦の履歴依存特性



### 3.2.3 転がり摩擦がプラント周波数特性に与える影響

転がり摩擦の粗動・微動特性がプラント周波数特性に与える影響について明らかにするため、粗動・微動の両領域でプラント周波数特性を測定する。ここでは、転がり出し変位領域幅 ( $100 \mu\text{m}$ ) より大きい変位振幅の  $400 \mu\text{m}$  以上の粗動領域 ( $|u_{sin}| = 120 \text{ N}$ ) で測定した、モータ推力指令  $u_M$  からテーブル位置  $x_T$  までのプラント周波数特性を、図 3.8 に淡線 (macro) で示す。図 2.5 と同様に、約  $40 \text{ Hz}$  に機台振動による 1 次振動モードが、約  $80 \text{ Hz}$  に負荷装置による 2 次振動モードがそれぞれ存在し、 $10 \text{ Hz}$  以下の低周波数域ではゲインが減少する折れ点特性を示している。

一方、変位振幅  $40 \mu\text{m}$  以下の微動領域 ( $|u_{sin}| = 12 \text{ N}$ ) で測定したプラント周波数特性を、図 3.8 中に濃線 (micro) で示す。図から、微動領域では  $10 \text{ Hz}$  以下の低周波数域のゲインがほぼ一定値となり、1 次及び 2 次共振モード周波数が変化すると共に、 $20 \sim 30 \text{ Hz}$  付近に粗動領域では見られなかった共振モードを有する 2 次遅れ特性 [27, 29, 54] を示し、粗動領域における特性とは明らかに異なる。

プラント周波数特性の変位振幅に対する依存性を確認するために、図 2.4 中の正弦波外乱信号  $u_{sin}$  の振幅を変化させた場合の周波数特性を、図 3.9 に示す。図から、 $u_{sin}$  の振幅減少による変位振幅の減少に伴い、 $20 \sim 40 \text{ Hz}$  付近の 2 次遅れ特性の共振周波数が高くなって低周波数領域のゲインが減少し、1 次振動モードは高周波数領域へ推移している。

図 3.8 のように粗動・微動の変位領域によってプラント周波数特性が大きく異なる現象について考察するため、転がり摩擦特性を考慮した粗動・微動領域における制御対象の簡易ブロック図を、図 3.10(a) 及び図 3.10(b) と仮定する。図中、 $M$  : テーブル質量、 $u_M$  : モータ推力、 $x_T$  : テーブル位置、 $K_e$  : 微動領域 (転がり出し変位領域) における転がり摩擦の弾性要素であり、ここでは数式展開を容易にするため制御対象の共振特性は無視している。なお、

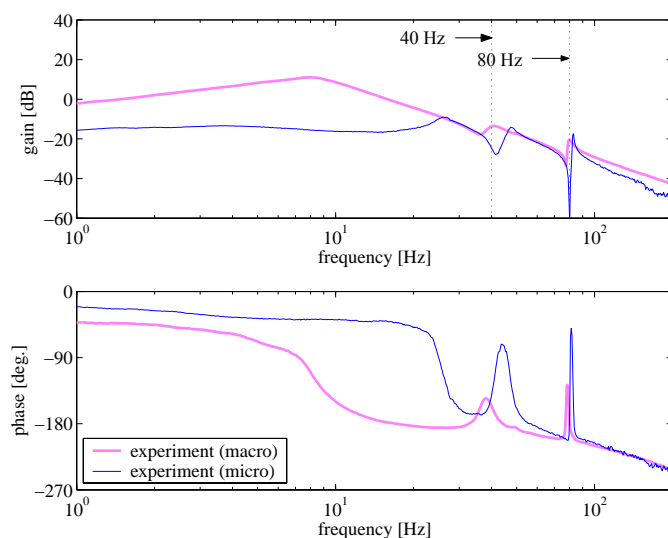


図 3.8: 粗動・微動領域におけるプラント周波数特性

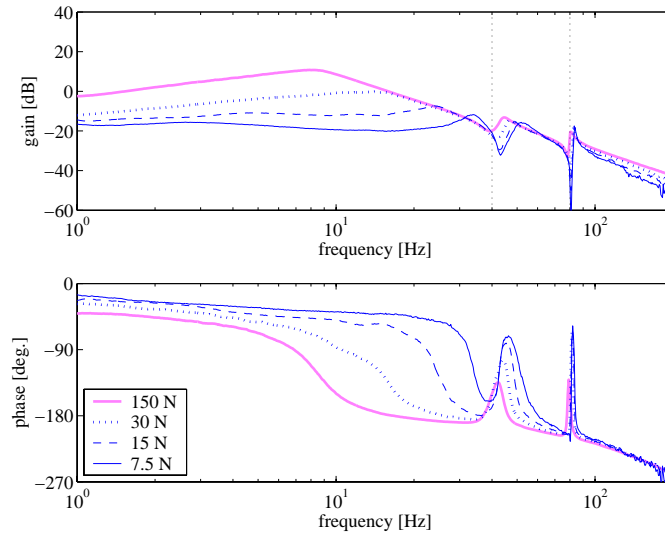


図 3.9: 微動領域におけるプラント周波数特性の変位振幅依存性

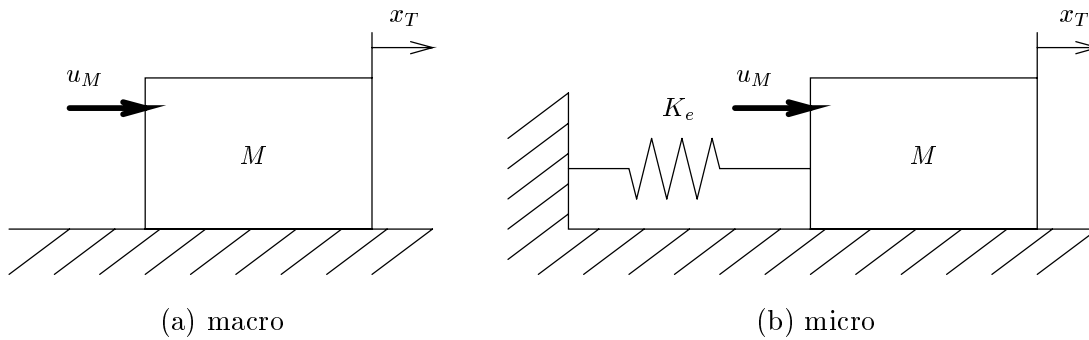


図 3.10: 粗動・微動領域における制御対象のブロック図

実際には図 3.10(a) ではクーロン摩擦力が動作方向とは逆方向に作用するが、一定値外乱として作用するため、ここでは無視することとする。両図において、 $u_M$  から  $x_T$  までの伝達特性は次式で表現できる。

- 粗動領域

$$P_{macro}(s) = \frac{x_T}{u_M} = \frac{1}{Ms^2} \quad (3.1)$$

- 微動領域

$$P_{micro}(s) = \frac{x_T}{u_M} = \frac{1}{Ms^2 + K_e} \quad (3.2)$$

上式から、転がり摩擦を有する制御対象は、粗動領域では基本的に剛体として振舞うが、微動領域では 2 次遅れ特性を示す。ここで、(3.2) 式の微動領域における伝達特性の共振周波数は次式となる。

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_e}{M}} \quad (3.3)$$

(3.3) 式において、本制御対象のテーブル質量から  $M = 15 \text{ kg}$ 、転がり摩擦の速度反転後  $40 \text{ }\mu\text{m}$ (図 3.8 中濃線のプラント周波数特性測定時の変位振幅) までのヒステリシスカーブの傾きを線形近似した値から  $K_e = 450 \text{ N/mm}$  と与えると、共振周波数  $f$  は  $f = 27 \text{ Hz}$  となり、図 3.8 中濃線に見られる共振周波数とほぼ一致する。さらに、変位振幅が減少すると図 3.4 から  $K_e$  の値は増加し、(3.3) 式から共振周波数  $f$  は増加するため、図 3.9 の現象も説明できる。すなわち、図 3.8 及び図 3.9 のような変位領域によるプラント周波数特性変化は、転がり摩擦の非線形ばね特性が原因であることが明らかである。

以上の実機特性解析結果から、転がり摩擦は粗動・微動領域で異なる摩擦特性を示し、その影響で変位振幅に依存してプラント周波数特性も変化することが明らかとなった。以降では、本節で明らかにした転がり摩擦詳細特性ならびに粗動・微動によるプラント周波数特性変化を再現可能な、転がり摩擦モデルの構築を行う。

### 3.3 レオロジーに基づく転がり摩擦モデリング

#### 3.3.1 摩擦発生要因の考察

転がり摩擦モデリングに先立ち、モデリングの指針を明確にすべく、摩擦そのものの発生要因を従来研究 [75-87] の知見を参考にして考察する。

図 3.11 に、物体 A、B が接触している状態で物体 A が変位する場合の摩擦境界面の概念図を示す。摩擦の発生要因を考察する上で重要となるのは、物体の表面及び接触状態であり、図のように摩擦境界面は  $10^{-4} \sim 10^{-2} \text{ mm}$  オーダの表面粗さを有し、さらに潤滑剤や酸化膜が介在する。表面粗さによる微小接触部は、弾性接触と塑性接触が混在する状態であり、そのような表面・接触状態で発生する摩擦の要因は以下が考えられている。

- 弾性ヒステリシス

転動体が荷重を受けながら軌道面上を転動するとき、微小接触部には応力とひずみが

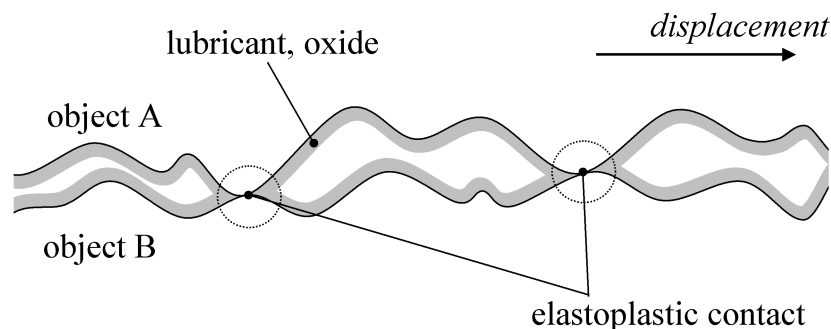


図 3.11: 摩擦境界面での微小接触

生ずる。この弾性的な変形の繰返しによって材料内部の摩擦によるエネルギー損失が生じ、それが摩擦抵抗となる。

- すべり

微小接触部における弾性変形に伴う微視的なすべり、転動体と保持器(リテーナ)とのすべり、隣り合う転動体の差動すべり(本供試装置では発生しない)等によるエネルギー損失が、総じて摩擦抵抗となる。

- 微小突起の衝突

表面粗さの凹凸同士の衝突の際に生じる塑性変形等によるエネルギー損失が、摩擦抵抗となる。

- 凝着

微小接触部の接触表面では分子間引力が発生し、接触部の引き離しの際に生じるエネルギー損失が摩擦抵抗となる。これは、接触部でのひずみが小さい弾性域で表面粗さが極めて小さい場合に生ずるものであるが、転がり摩擦抵抗の原因の一つと考えられる。

- 掘り起こし

摩擦境界面に形成される酸化膜や潤滑剤の層が、表面粗さの微小突起によって掘り起こされる際に生ずるエネルギー損失が、摩擦抵抗となる。

以上のように、摩擦発生には様々な要因が考えられ、多くの研究でその妥当性が検証されている。しかし、何れか一つの要因で摩擦が発生しているのではなく、これら諸現象が複雑に作用し合って摩擦が発生していることは間違いない。図 3.2 に示す転がり出し変位領域における非線形ばね特性もこれら諸現象によるものと推察され、摩擦モデリングにあたっては物体の表面粗さによる微小接触部の物理特性を考慮した数学モデルを構築する必要がある。本研究では、転がり摩擦の発生要因の中で最も大きな割合を占めるとされる“弾性ヒステリシス”に特に着目し、摩擦モデリングを試みる。

### 3.3.2 レオロジーに基づく転がり摩擦モデル

物質の変形とストレスの関係について研究を行うレオロジーの分野では、接触する物体の応力ひずみ特性を粘弾性モデルで表現できることが知られており、Maxwell や Voigt のモデル [88–92] に基づいた表現方法が良く用いられている。本研究では、 $10^{-4} \sim 10^{-2}$  mm オーダの表面粗さを有する摩擦境界面の接触部で生じる応力ひずみ特性に対し、要素レオロジーモデルとして Voigt モデルにすべり要素を追加することで、限界応力を考慮した図 3.12(a) を適用する。(3.4) 式 ~ (3.6) 式に、図 3.12(a) に対応する要素レオロジーモデルの数式表現を示す。

$$x_i = \begin{cases} x + x_{ri} & : |x_i| < x_{mi} \\ \text{sgn}\left(\frac{dx}{dt}\right) \cdot x_{mi} & : |x_i| \geq x_{mi} \end{cases} \quad (3.4)$$

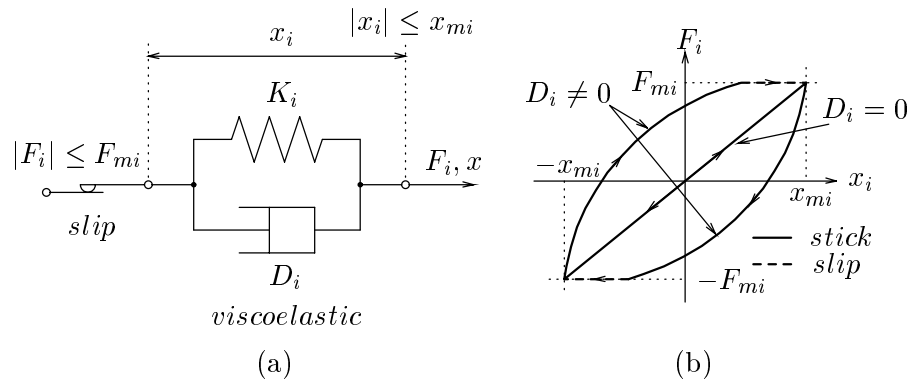


図 3.12: レオロジーに基づく要素モデル

$$F_i = K_i x_i + D_i v_i \quad (3.5)$$

$$F_{mi} = K_i x_{mi} \quad (3.6)$$

$$\text{ここで, } \quad -x_{mi} \leq x_i \leq x_{mi} \\ \quad \quad \quad -F_{mi} \leq F_i \leq F_{mi}$$

(3.4) 式 ~ (3.6) 式中,  $x$ : テーブル位置  $x_T$  に相当する要素への変位入力,  $x_i$ : 粘弾性要素部における要素変位,  $v_i$ : 粘弾性要素部における要素速度 ( $= dx_i/dt$ ),  $x_{mi}$ : 最大要素変位,  $x_{ri}$ : 速度反転時の要素変位,  $F_i$ : 要素の応力,  $F_{mi}$ : 要素の最大応力,  $K_i$ : 弾性係数,  $D_i$ : 粘性係数,  $\text{sgn}(\cdot)$ : 符号関数である。図 3.12(a) の要素モデルに対して, 変位入力  $x$  を与えた場合の変位  $x_i$  に対する応力  $F_i$  の特性を, 同図 (b) に示す。図から, 要素モデルは最大要素変位  $x_{mi}$  以下の要素変位領域でのみ動作し, スティック状態 (実線) では粘弾性要素による応力を, スリップ状態 (破線) ではすべり要素により限界応力  $\pm F_{mi}$  で一定値を示す。

転がり摩擦モデリングに際しては, 表面粗さにより限界応力や要素変位領域が異なる微小接触部が見かけ上  $N$  個存在していると捉えて, 図 3.12(a) の要素レオロジーモデルを  $N$  個並列接続した, 図 3.13 のレオロジーに基づく転がり摩擦モデルを定義する。(3.7) 式に, (3.4) 式 ~ (3.6) 式の要素レオロジーモデルを組み合わせたレオロジー転がり摩擦モデルの数式表現を示す。

$$F_{roll-R} = \sum_{i=1}^N F_i \quad (3.7)$$

ここで,  $F_{roll-R}$ : 転がり摩擦力, 添字  $i$ : 第  $i$  番目の要素モデルの状態量である。

提案のレオロジー転がり摩擦モデルの変位に対する摩擦特性を, 図 3.14 に示す。ここで, 図 3.14 は, 各要素モデルの初期変位が  $x_i = -x_{mi}$  ( $i = 1, \dots, N$ ) の場合のヒステリシスカーブであり, 最大要素変位は  $x_{m1} < x_{m2} < \dots < x_{mN}$  の関係にある。図中の実線で示す粘性係数  $D_i = 0$  の場合のヒステリシスカーブは, 各要素モデルの最大要素変位に起因する  $2x_{mi}$  毎に変曲点を持ち,  $i = k$  の領域ではスティック状態 ( $i = k, \dots, N$ ) の要素モデルによって  $\sum_{i=k}^N K_i$  の傾きを有する。 $i = 1 \sim N$  までの変位領域で転がり出し変位領域を, それ以上の変

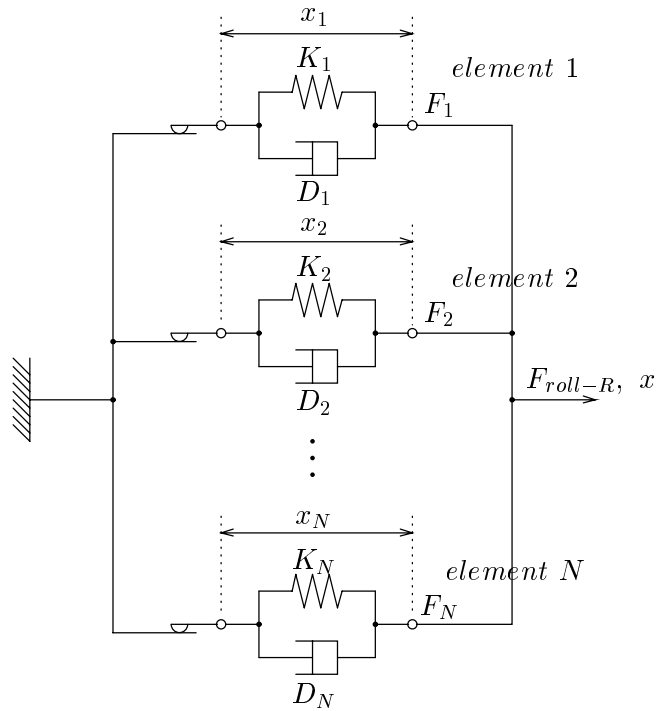


図 3.13: レオロジーに基づく転がり摩擦モデル

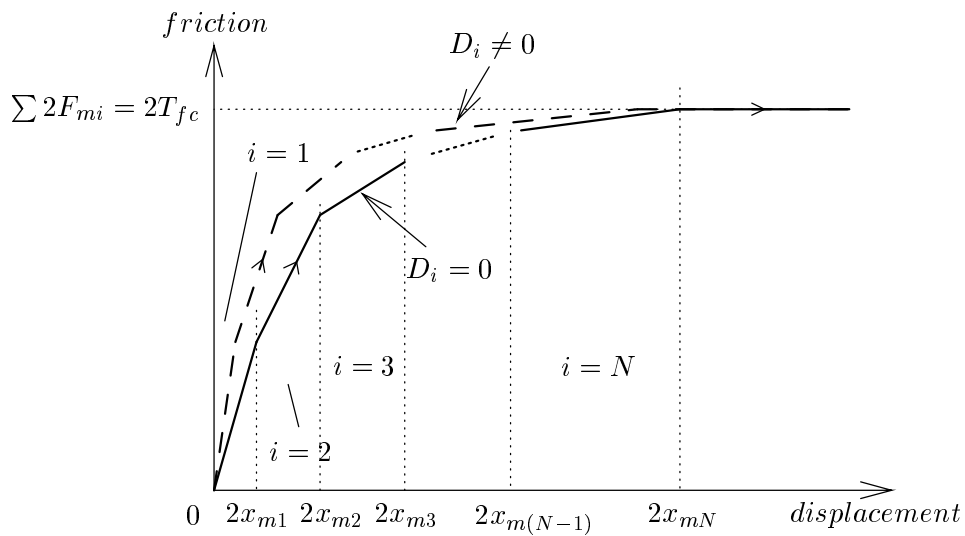


図 3.14: レオロジーに基づく転がり摩擦モデルの変位 - 摩擦力特性

位領域では転がり領域を表現し、要素モデルを多段化することで図 3.5 の領域遷移特性を表現可能である。速度依存特性に対しては、粘性係数  $D_i \neq 0$  とすることで表現でき、その時のヒステリシスカーブは図中破線のようにカーブの膨らみが大きくなる。このような速度依存特性は、GMS モデルでは表現できない。さらに、次項で示すように、内部ループを含む動作の場合でも履歴情報が各要素モデルの変位  $x_i$  として保持されるため、履歴依存特性も表現することが可能となる。なお、本レオロジーモデルはその数式表現上、 $x_{m1}$  より小さい

領域で速度反転した場合にはヒステリシスループを形成できない。そのため、微小変位領域におけるヒステリシスループに対する再現性が求められる場合には、速度反転後のヒステリシスカーブの立ち上がりが急峻な領域ほど要素モデルを増加する必要があることに留意されたい。

### 3.3.3 内部ループを含む場合のレオロジーモデルのヒステリシスカーブ特性

内部ループを含む動作に対する提案のレオロジー転がり摩擦モデルのヒステリシスカーブ特性を明らかにするため、図 3.15 に示すように転がり出し変位領域内で C → D → C という軌道の内部ループを描く場合のヒステリシスカーブ特性を、数式を用いて説明する。いま、 $N$  個の要素モデルを有する (3.4) 式 ~ (3.7) 式で表現されるレオロジーモデルの、ヒステリシスカーブ特性を考える。なお、数式展開の見通しを良くするため、(3.5) 式中の粘性要素  $D_i$  の影響は無視する。図 3.15 に示す外部ループ上の軌道の A における各要素モデルの変位  $x_i$  を、 $i = 1, \dots, p$  の要素モデルがスリップ状態、 $i = p + 1, \dots, N$  の要素モデルがスティック状態にあるとして、次式のように定義する。

- A における要素変位

$$x_i = \begin{cases} x_{mi} & : i = 1, \dots, p \text{ (slip)} \\ x_0 & : i = p + 1, \dots, N \text{ (stick)} \end{cases} \quad (3.8)$$

ここで、 $x_0$  は初期変位量であり、この場合  $x_0 = x_{mp}$  である。このとき、 $i \geq p + 1$  の要素モデルがスティック状態のまま図 3.15 中 A → C → B のように外部ループ上の軌道でヒステリシスカーブを描く場合、カーブの傾き  $K_{AB}$  は次式で表される。

$$K_{AB} = \sum_{i=p+1}^N K_i \quad (3.9)$$

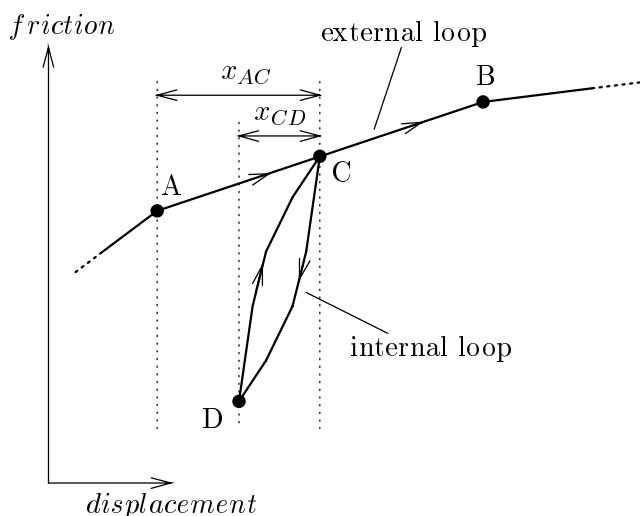


図 3.15: 内部ループを含む場合のレオロジーモデルのヒステリシスカーブ特性

一方，図中 A C D C B のように内部ループを含むヒステリシスカーブを描く場合，A から正方向へ  $x_{AC}$  だけ変位した C における各要素モデルの状態量は，次式で表現できる。

• C における要素変位

$$x_i = \begin{cases} x_{mi} & : i = 1, \dots, p \text{ (slip)} \\ x_0 + x_{AC} & : i = p + 1, \dots, N \text{ (stick)} \end{cases} \quad (3.10)$$

同様に，C で速度反転して負方向へ  $x_{CD}$  だけ変位した D における各要素モデルの変位  $x_i$  は，次式となる。

• D における要素変位

$$x_i = \begin{cases} -x_{mi} & : i = 1, \dots, q \text{ (slip)} \\ x_{mi} - x_{CD} & : i = q + 1, \dots, p \text{ (stick)} \\ x_0 + x_{AC} - x_{CD} & : i = p + 1, \dots, N \text{ (stick)} \end{cases} \quad (3.11)$$

上式で， $q < p$  であり，速度反転することで C ではスリップ状態にあった (3.10) 式右辺上項の要素モデルの内， $2|x_{mi}| \leq x_{CD}$  なる要素モデルは，一度スティック状態で応力を示した後に，(3.11) 式右辺上項のように最大要素変位  $-x_{mi}$  で再度スリップ状態となる。一方， $2|x_{mi}| > x_{CD}$  なる要素モデルは，(3.11) 式右辺中項に示すようにスティック状態のままとなる。C でスティック状態にあった (3.10) 式右辺下項の要素モデルは，速度反転しても (3.11) 式右辺下項のようにスティック状態のままである。この状態から，D で再度速度反転して C に向かって  $x_{CD}$  だけ変位すると，内部ループを経験後の C における要素モデルの状態量は次式となる。

• C における要素変位 (内部ループ経験後)

$$x_i = \begin{cases} x_{mi} & : i = 1, \dots, p \text{ (slip)} \\ x_0 + x_{AC} & : i = p + 1, \dots, N \text{ (stick)} \end{cases} \quad (3.12)$$

上式は内部ループ経験前の (3.10) 式と同等であり，内部ループを描いても要素モデルの状態量は変化しないことを意味する。すなわち，外部ループの形成に関する過去の動作履歴情報は，線形モデルとして表現されるスティック状態の要素モデルの変位  $x_i$  として保持される。従って，内部ループ経験後の C B のヒステリシスカーブの傾き  $K_{CB}$  は，(3.9) 式で示す A C B の軌道を描く場合の  $K_{AB}$  と同等となり，多段モデル構造の本レオロジーモデルは履歴依存特性を表現可能である。

上述の数値例として，図 3.16 上段に示すテーブル位置応答  $x_T$  をレオロジーモデルの入力として与えた場合の転がり摩擦力  $F_{roll-R}$  を図 3.16 下段に示すと共に，その際のヒステリシス特性を図 3.17 に示す。ここで，本シミュレーションに用いるレオロジーモデルの要素数は  $N = 3$  とし，各パラメータ値は表 3.1 と設定した。図 3.16 中の垂直点線は，図 3.17 における内部ループ形成前後の A 及び B の軌道を経過する時刻を示している。図 3.16 から，A 及び B を経過する時刻においてレオロジーモデルが算出する摩擦力は，内部ループの経験の有無に拘らず同じ値を示し，図 3.17 のように履歴依存特性を表現できている。図 3.18 は，この



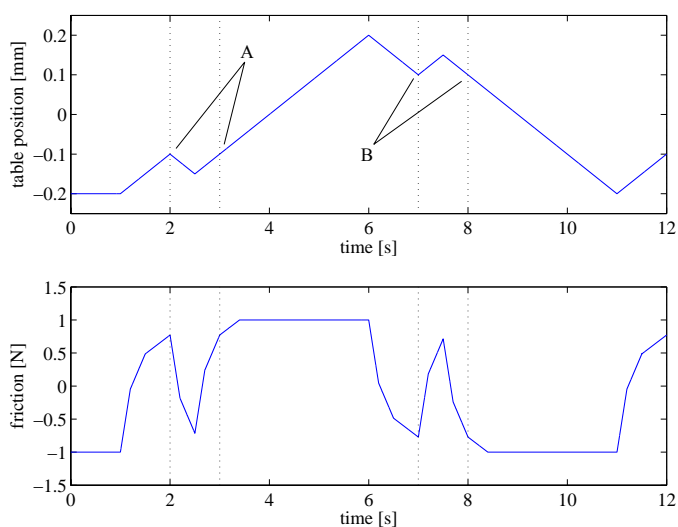


図 3.16: 内部ループを含む場合のテーブル位置と転がり摩擦力波形

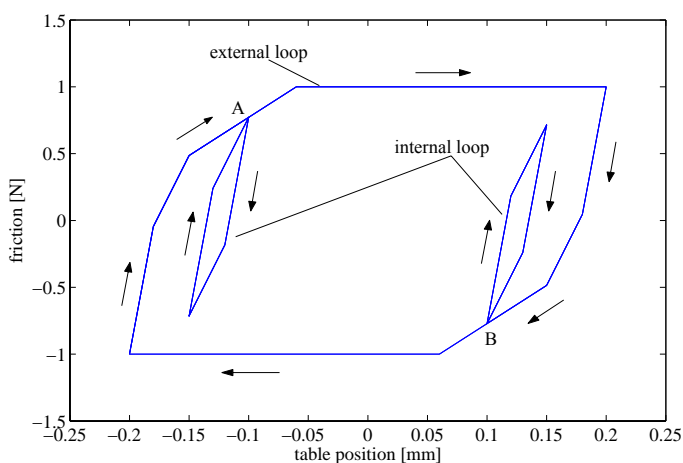


図 3.17: 内部ループを含む場合のレオロジーモデルのヒステリシス特性

表 3.1: レオロジーモデルのパラメータ

$i$	$F_{mi}$ [N]	$K_i$ [N/mm]	$D_i$ [Ns/mm]
1	0.3	30.0	0.0
2	0.3	12.0	0.0
3	0.4	5.7	0.0

ときの要素変位  $x_1$ ,  $x_2$ ,  $x_3$  の時間応答波形であり、垂直点線で示す内部ループ経験前後の時刻における変位量は同じ値になっている。以上の数値シミュレーションより、提案のレオロジー転がり摩擦モデルは、前述の数式展開の通り転がり摩擦の履歴依存特性を考慮したヒステリシス特性を描くことが明らかである。

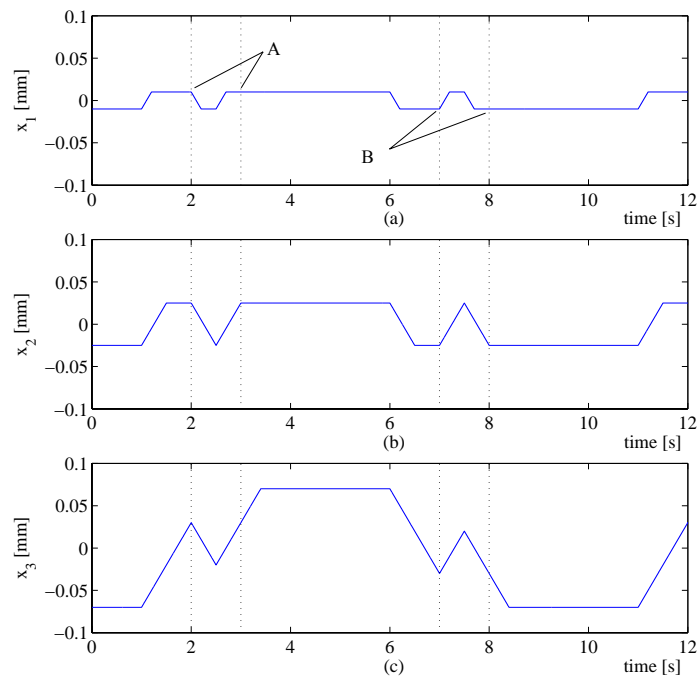


図 3.18: レオロジーモデルにおける要素変位の時間応答波形

### 3.3.4 レオロジーモデルのパラメータ同定手順

レオロジー転がり摩擦モデルの設計パラメータは、1つの要素モデルに対して3個 ( $K_i$ ,  $D_i$ ,  $F_{mi}$ ) であり、要素数  $N$  の摩擦モデル全体で  $3N$  個のパラメータが存在する。従来から多くの摩擦モデル [24, 29, 37, 39, 40, 44–47, 52, 54–56] が提案されているが、産業応用の観点からはモデルパラメータ同定手法の明確化も併せて重要である。以下に、手動によるレオロジーモデルのパラメータ同定手順を示す。

- 1) 極低周波数の正弦波位置指令を用いて、転がり摩擦を測定する。
- 2) 測定した転がり摩擦のヒステリシスカーブに着目して、モデルが領域変化特性を表現できるよう、要素数  $N$  を決定する。その際、特に速度反転後のヒステリシスカーブの立ち上がり急峻な領域ほど要素モデル数を増加することが、実機再現性向上の観点から重要である。
- 3) 図 3.14 から、 $i = k$  の領域におけるヒステリシスカーブの傾きは  $\sum_{i=k}^N K_i$  で表せるため、実機のヒステリシスカーブに対して  $i = N$  の領域から  $i = 1$  の領域に向かって降順に  $K_i$  を合わせ込み、全ての  $K_i$  を同定する。
- 4) 1) よりも高速度の条件で転がり摩擦を測定する。
- 5) (3.7) 式に 3) で同定した  $K_i$  を代入し、4) で測定したヒステリシスカーブの膨らみを表現するよう、3) と同様に  $i = N$  の領域から降順に  $D_i$  を同定する。

上記手順に従うことでモデルパラメータの同定が可能となるが、2) の手順において要素数  $N$  が膨大になるとパラメータ同定が非常に煩雑となる。従って、手動によりパラメータ同定を行う場合は、モデル精度と同定に要する労力を十分に考慮した  $N$  の決定が必要である。

### 3.4 ニューラルネットワークを用いたレオロジーモデルのパラメータ同定

3.3.3 項のパラメータ同定法は、要素モデル数が膨大になると現実的に手動による同定が困難となり、同定負荷の低減が望まれる。さらに、摩擦モデルを用いた摩擦補償を考えれば、経年変化や周囲環境による摩擦モデルパラメータ変化に対応するためにも、パラメータ更新が可能な同定手法が有用であろう。本節では、レオロジー転がり摩擦モデルのパラメータ同定手法として、NN に基づくパラメータ同定を実施する。

#### 3.4.1 NN による転がり摩擦モデルの設計

図 3.19 に、レオロジー転がり摩擦モデルの NN 表現を示す。NN 転がり摩擦モデルは、レオロジーモデルの構造に倣って、要素モデルに対応するネットワーク構造を有する。モデルの入力は、(3.4) 式から得られる要素変位  $x_i$  と要素速度  $v_i$  であり、それらは各要素モデルに対応する中間層ニューロンと結合される。レオロジーモデルのパラメータ  $K_i, D_i, F_{mi}$  は NN の重み係数で表現され、実機摩擦特性を教師データとして学習することでモデルパラメータ同定が可能となる。すなわち、本 NN 転がり摩擦モデルは、一般的なネットワーク構造を

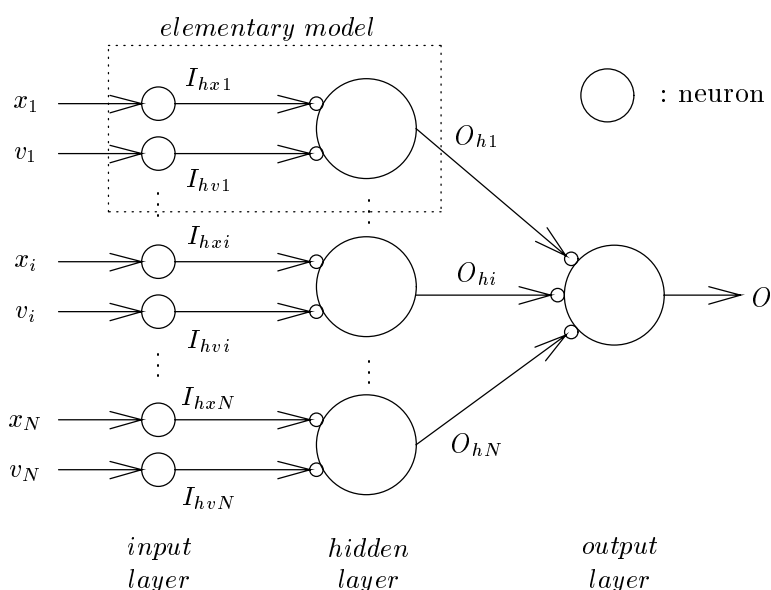


図 3.19: レオロジーモデルに基づく NN 摩擦モデル

持って関数近似能力により摩擦モデルの入出力特性を獲得するものではなく，レオロジーモデルと等価のネットワーク構造を持つことで，NNの学習によってパラメータ同定を行うものである。

以下に，各層ニューロンにおける処理を示す。

- 入力層 (input layer)

入力信号である  $x_i, v_i$  に対して，正規化のために最大要素変位の逆数  $1/x_{mi}$  を乗じ，その結果を各要素モデルに対応する中間層ニューロンへ出力する。従って，入力層の出力  $I_{hxi}, I_{hvi}$  は (3.13) 式，(3.14) 式で与えられる。

$$I_{hxi} = x_i/x_{mi} \quad (3.13)$$

$$I_{hvi} = v_i/x_{mi} \quad (3.14)$$

- 中間層 (hidden layer)

モデルパラメータ  $K_i$  及び  $D_i$  に相当する重み係数を入力  $I_{hxi}, I_{hvi}$  にそれぞれ乗じ，その和を図 3.20(a) で定義される線形しきい値関数へ入力して計算された結果を，出力層へ出力する。従って，中間層での処理は次式で与えられる。

$$N_{hi} = w_{Ki}I_{hxi} + w_{Di}I_{hvi} \quad (3.15)$$

$$O_{hi} = f_h(N_{hi}) = \begin{cases} N_{hi} & : |N_{hi}| < 1 \\ \text{sgn}(N_{hi}) & : |N_{hi}| \geq 1 \end{cases} \quad (3.16)$$

ここで， $w_{Ki}, w_{Di}$  は入力層第  $i$  ニューロンに対応する中間層重み係数， $N_{hi}$  は中間層第  $i$  ニューロンのネット値， $O_{hi}$  は中間層第  $i$  ニューロンの出力である。(3.16) 式で与えられる出力関数は要素モデルのすべり特性を表現するものであり，中間層ニューロン出力  $O_{hi}$  は等価的に要素応力と捉えることができる。なお， $O_{hi}$  は  $-1 \sim 1$  に正規化されている。

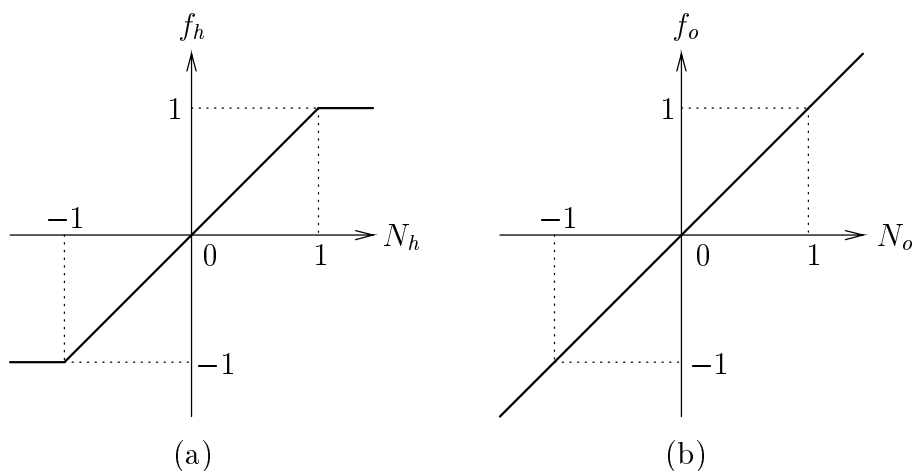


図 3.20: 中間・出力層ニューロンの出力関数

- 出力層 (output layer)

中間層からの入力  $O_{hi}$  にモデルパラメータ  $F_{mi}$  に相当する重み係数を乗じ、その総和を図 3.20(b) で定義される出力関数に入力して計算された結果を、摩擦力として出力する。従って、出力層での処理は次式で表せる。

$$N_o = \sum_{i=1}^N O_{hi} w_{oi} \quad (3.17)$$

$$O = f_o(N_o) = N_o \quad (3.18)$$

ここで、 $w_{oi}$  は中間層第  $i$  ニューロンに対応する出力層重み係数、 $N_o$  は出力層ニューロンのネット値、 $O$  は出力層ニューロンの出力である。

以上から、NN 転がり摩擦モデルにおける入力層と中間層は要素モデルに相当し、レオロジー転がり摩擦モデルと等価のネットワーク構造を有することとなる。パラメータ  $K_i$ 、 $D_i$ 、 $F_{mi}$  は、NN 転がり摩擦モデルの重み係数を用いて次式で表すことができ、これによりモデルパラメータの同定が可能になる。

$$K_i = w_{K_i} w_{oi} / x_{mi} \quad (3.19)$$

$$D_i = w_{D_i} w_{oi} / x_{mi} \quad (3.20)$$

$$F_{mi} = w_{oi} \quad (3.21)$$

### 3.4.2 教師データの獲得方法と学習則

構築した NN 転がり摩擦モデルに対する教師データには、転がり摩擦測定時と同様に、極低周波数の正弦波位置指令を与えて測定した転がり摩擦力波形を用いる。本研究では、領域遷移特性ならびに速度依存特性を含む実機転がり摩擦特性を学習するため、振幅 5 ~ 3000  $\mu\text{m}$ 、周波数 0.05 ~ 1 Hz の複数の駆動条件における測定結果を学習教師データとして与える。教師データの一例として、振幅 3000  $\mu\text{m}$ 、周波数 0.05 Hz の正弦波位置指令印加時のモデル入力である、テーブル位置応答  $x_T$  と教師データである外乱オブザーバにより推定した転がり摩擦力波形  $\hat{d}$  を、図 3.21 に淡線 (teach data) で示す。学習アルゴリズムとしては、NN で良く用いられる最急降下法に基づく逆誤差伝播法 [93-97] (BP 法) を採用する。この時、NN 出力  $O$  と教師データ  $T$  の 2 乗誤差は (3.22) 式で表され、重み係数の修正は (3.23) 式に従って行われる。

$$E = \frac{1}{2} (O - T)^2 \quad (3.22)$$

$$w_{new} = w_{old} - \eta \frac{\partial E}{\partial w_{old}} \quad (3.23)$$

ここで、 $w_{old}$  は修正前の重み係数、 $w_{new}$  は修正後の重み係数、 $\eta$  は学習係数である。出力層ニューロン及び中間層ニューロンの重み係数の修正量を表す  $\partial E / \partial w_{oi(old)}$ 、 $\partial E / \partial w_{hi(old)}$  は、

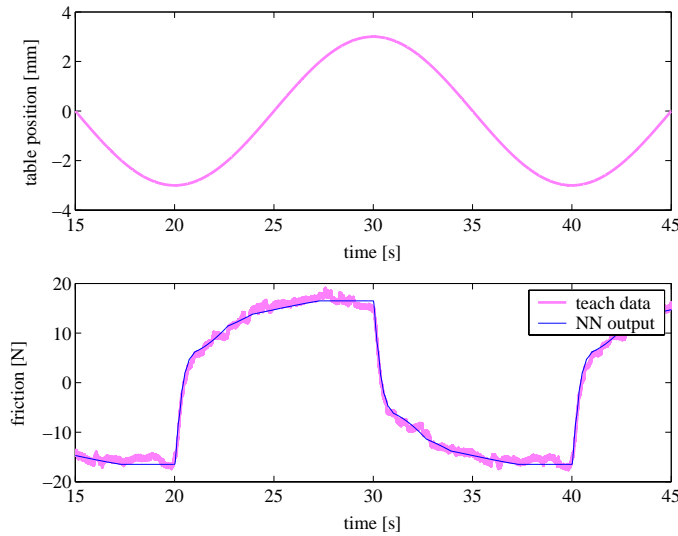


図 3.21: 教師データと NN 出力波形

BP 法によりそれぞれ (3.24) 式, (3.25) 式で与えられる。

$$\frac{\partial E}{\partial w_{oi(old)}} = (O - T) I_o \quad (3.24)$$

$$\frac{\partial E}{\partial w_{hi(old)}} = (O - T) w_{oi(old)} \frac{\partial f_h}{\partial N_h} I_h \quad (3.25)$$

なお, 中間層ニューロンの出力関数は  $N_h = \pm 1$  において微分できないため, (3.25) 式中  $\partial f_h / \partial N_h$  を計算できない。そこで, 重み係数に微小な摂動  $\Delta w$  を与え, 差分近似により微分係数を (3.26) 式のように定義する [98]。

$$\frac{\partial f_h}{\partial N_h} = \frac{f_h((w_h + \Delta w)I_h) - f_h(w_h I_h)}{\Delta w} \quad (3.26)$$

### 3.4.3 モデルパラメータの同定

教師データの学習に際して, 本レオロジー転がり摩擦モデルにおける要素数  $N$  と各要素モデルの最大要素変位  $x_{mi}$  は, 手動により決定しなければならない。そこで, Point to Point の位置決め動作時のように複雑な速度反転を含む動的摩擦挙動を表現するために, 転がり出し変位領域の region 1 ( $\leq 20 \mu\text{m}$ ) 及び region 2 ( $\leq 100 \mu\text{m}$ ) におけるヒステリシスカーブに対する模擬精度を考慮し, region 1 及び region 2 を構成する要素モデル数を多く設定するため要素数  $N = 10$  と選び,  $x_{mi}$  を表 3.2 のように設定した。

構造決定した NN 転がり摩擦モデルを用いて, 3.4.2 項で示した学習則に基づき教師データに対する学習を実施し, レオロジー転がり摩擦モデルのパラメータ  $K_i, D_i, F_{mi}$  を同定

表 3.2: 要素モデルの変位領域パラメータ

$i$	$x_{mi}$ [ $\mu\text{m}$ ]	$i$	$x_{mi}$ [ $\mu\text{m}$ ]
1	0.5	2	2.0
3	5.0	4	20.0
5	40.0	6	80.0
7	150.0	8	1000.0
9	2000.0	10	5000.0

表 3.3: 学習条件

learning time	1000
learning coefficient	$1 \times 10^{-5}$
$\Delta w$	0.001

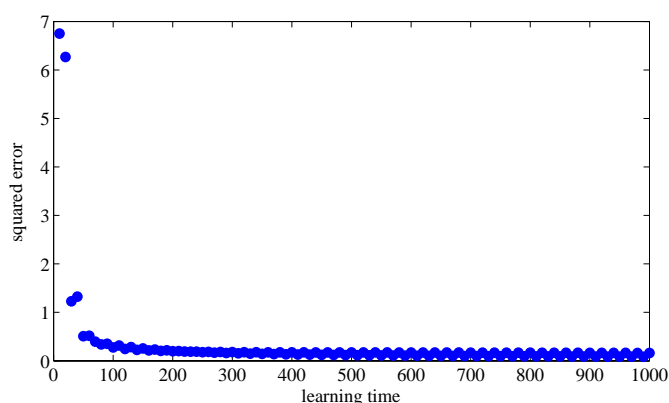


図 3.22: 学習における二乗誤差の推移

する。なお，同定パラメータ数の低減を考慮して， $D_i$  は  $D_{10}$  以外は零とする。表 3.3 に，学習条件を示す。学習例として，図 3.21 中淡線 (teach data) で示す教師データに対して学習を行った場合の，二乗誤差  $E$  の推移を図 3.22 に示す。図から，学習終了時における  $E$  は学習開始時と比較して十分小さな値に収束しており，教師データと NN 出力が一致する重み係数を獲得できている。学習終了時の NN 出力波形を，図 3.21 に濃線 (NN output) で示す。図から，学習終了時における NN 出力と教師データは良く一致している。以上の学習により決定した重み係数から，(3.19) 式 ~ (3.21) 式を用いて導出したレオロジー転がり摩擦モデルのパラメータを，表 3.4 に列挙する。

表 3.4: レオロジーモデルのパラメータ

$i$	$F_{mi}$ [N]	$K_i$ [N/mm]	$D_i$ [Ns/mm]
1	0.75	1500.0	0.0
2	2.25	1125.0	0.0
3	3.00	600.0	0.0
4	5.25	262.5	0.0
5	4.50	112.5	0.0
6	3.75	46.9	0.0
7	2.25	15.0	0.0
8	3.75	3.75	0.0
9	3.00	1.5	0.0
10	4.50	0.9	0.02

### 3.5 実機再現性の評価

同定したレオロジー転がり摩擦モデルの実機再現性の評価を、3.2.2項で示した“領域遷移特性”、“速度依存特性”、“履歴依存特性”を含む転がり摩擦のヒステリシス特性、粗動・微動領域におけるプラント周波数特性、複雑かつ動的な転がり摩擦挙動を含む位置決め応答特性に対して実施する。そこでは、(2.4)式～(2.6)式で表される静的摩擦モデルにおいて、(2.5)式のクーロン摩擦モデルを転がり摩擦の動的特性を考慮した(3.7)式で示すレオロジーモデルに変更したモデルを提案摩擦モデルと定義し、静的摩擦モデルとの比較評価を行う。すなわち、提案摩擦モデルの最終的な出力  $F_{friction}$  は次式で表される。

$$F_{friction} = F_{stiction} + F_{roll-R} + F_{viscous} \quad (3.27)$$

#### 3.5.1 転がり摩擦特性に対する評価

##### 領域遷移特性に対する評価

“領域遷移特性”に対する実機再現性を評価するため、図3.3の場合と同等の振幅3 mm、周波数0.06 Hzの正弦波位置指令を与えてシミュレーションを行った場合の、テーブル位置に対する摩擦特性を図3.23に、速度反転後の変位に対する各regionにおける転がり摩擦力特性を図3.24に示す。図から、濃線(simulation)で示す提案転がり摩擦モデルは、淡線(experiment)で示す実機の領域遷移特性を精度良く再現できている。

##### 速度依存特性に対する評価

“速度依存特性”に対する評価を実施するために、図3.6の場合と同等の振幅100  $\mu\text{m}$ 、周波数0.08 Hz及び0.5 Hzの正弦波位置指令に対するシミュレーション結果を図3.25に示す。



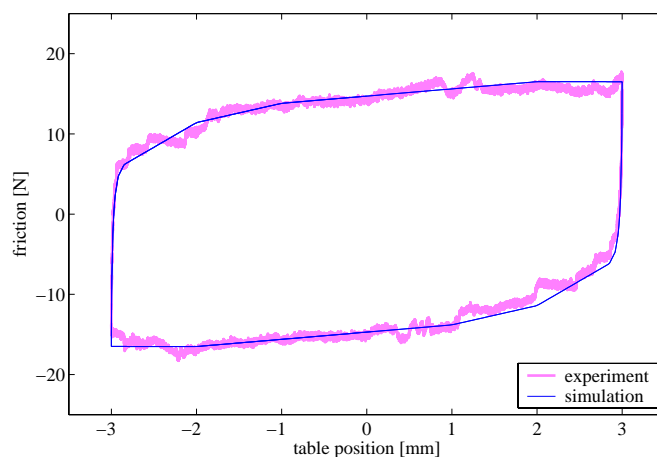
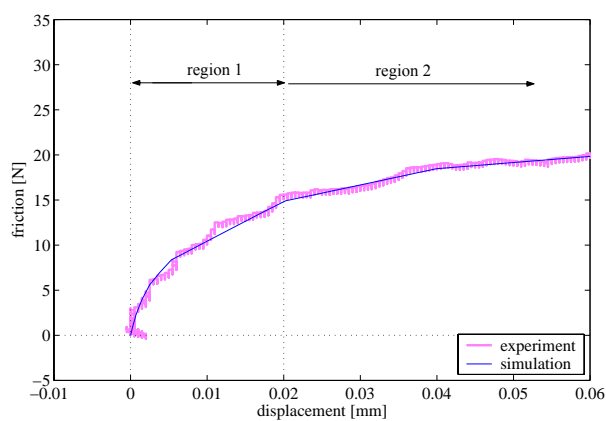
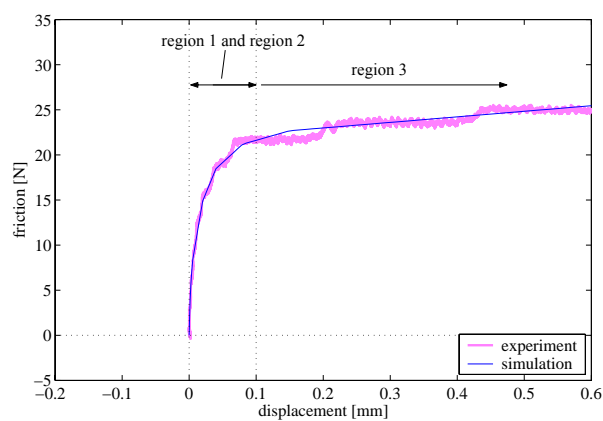


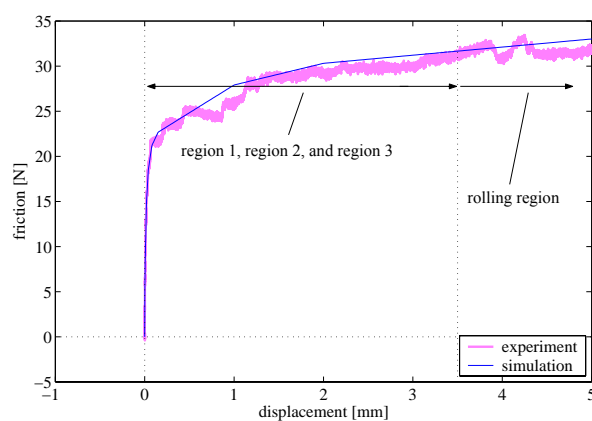
図 3.23: 転がり摩擦の非線形ばね特性



(a) region 1 and region 2



(b) region 2 and region 3



(c) region 3 and rolling region

図 3.24: 速度反転後の変位に対する転がり摩擦力特性 (領域遷移特性)

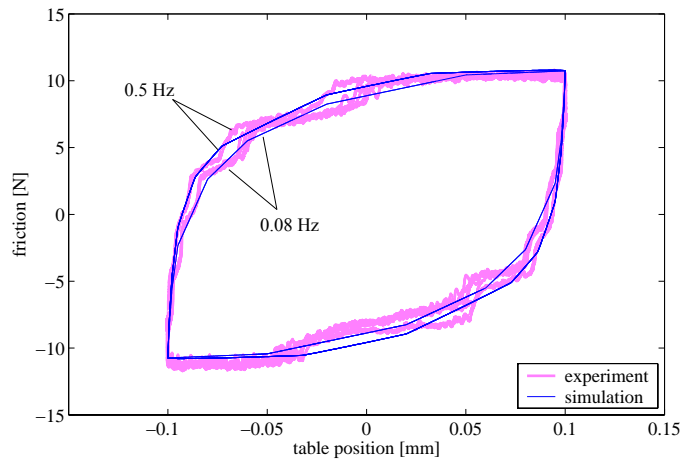


図 3.25: 転がり摩擦の速度依存特性

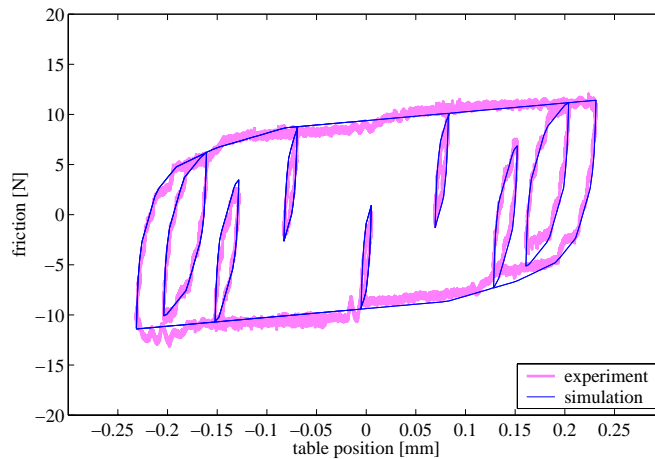


図 3.26: 転がり摩擦の非線形ばね特性 (履歴依存特性)

図から，濃線 (simulation) で示す提案転がり摩擦モデルは，淡線 (experiment) で示す実機転がり摩擦の速度依存特性を再現できている。

#### 履歴依存特性に対する評価

“履歴依存特性”に対する実機再現性を評価するため，図 3.7 の場合と同等の合成正弦波位置指令を用いたモデルの非線形ばね特性を，図 3.26 に示す。図中の淡線 (experiment) で示す実機特性に対し，濃線 (simulation) で示す提案転がり摩擦モデルは内部ループを含む実機の履歴依存特性を良く表現できている。

## 3.5.2 プラント周波数特性に対する評価

粗動・微動によるプラント周波数特性変化に対する再現性を評価するため、図3.8と同じ条件でシミュレーションを行った場合の粗動・微動の両変位領域におけるプラント周波数特性を、図3.27(i)及び図3.27(ii)にそれぞれ示す。図中、淡線 (experiment) は実機特性、濃破線 (static) は静的摩擦モデルを用いたシミュレーション結果、濃実線 (proposal) は転がり摩擦モデルを有する提案動的摩擦モデルを用いたシミュレーション結果、濃点線は(2.3)式の線形プラントモデル  $P_r(s)$  の特性である。各モデルに対するプラント周波数特性の解析方法は、3.3節で示したFFT ANALYZERによる方法と同等である。なお、本周波数解析法は入

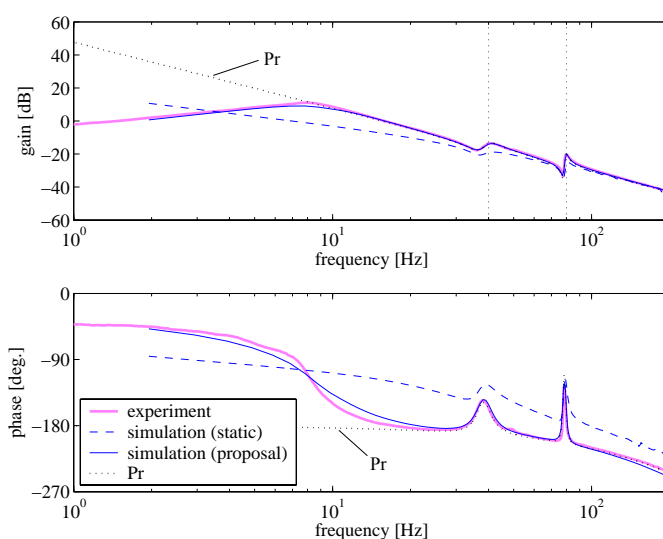
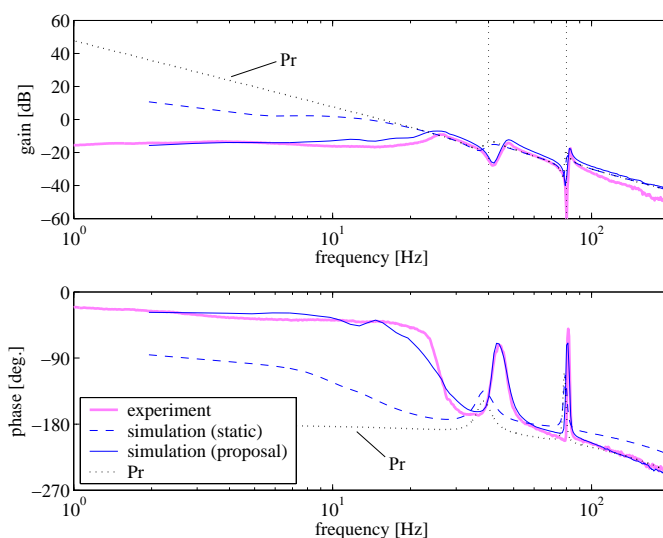
(i) macro ( $\geq 400 \mu\text{m}$ )(ii) micro ( $\leq 40 \mu\text{m}$ )

図 3.27: 粗動・微動領域におけるプラント周波数特性

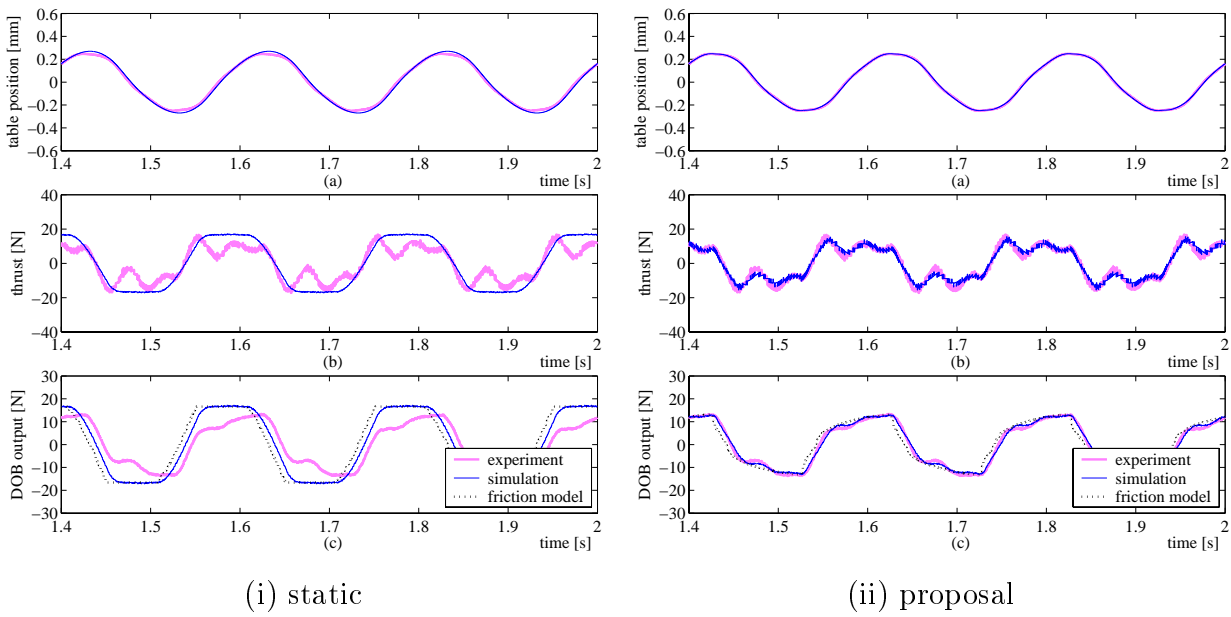


図 3.28: 正弦波掃引時の時間応答特性 (粗動領域, 周波数 5 Hz)

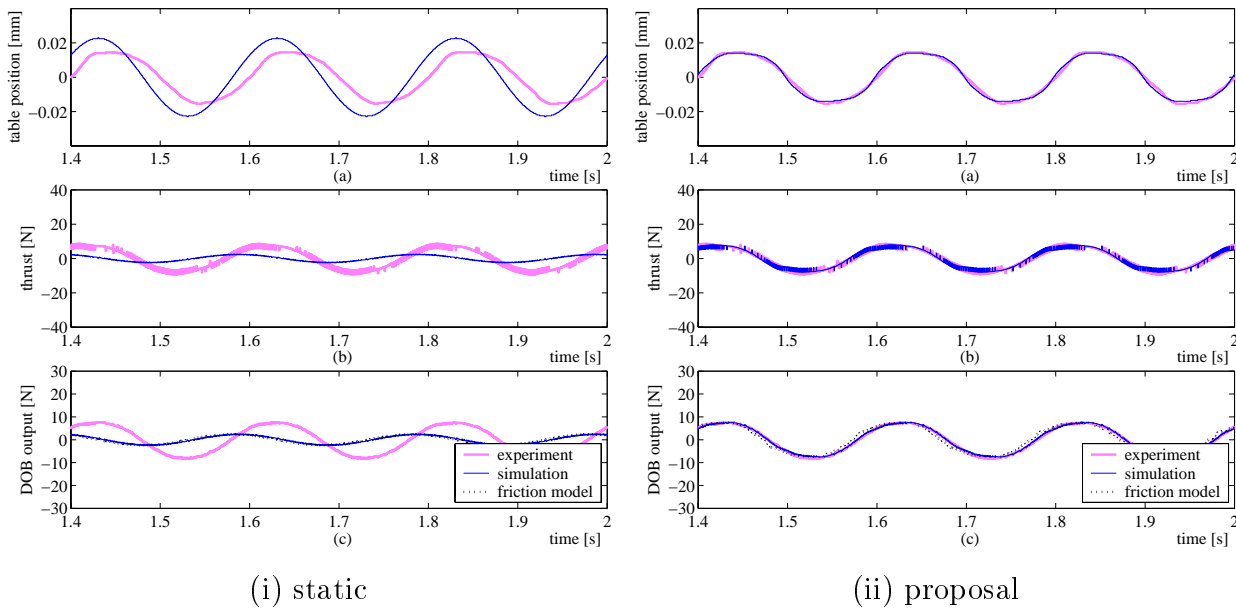


図 3.29: 正弦波掃引時の時間応答特性 (微動領域, 周波数 5 Hz)

出力波形に対する線形解析であるが、実際の入出力波形は非線形摩擦の影響で波形が歪むため、周波数領域のみならず時間領域での再現性評価も併せて必要である。一例として、入力周波数 5 Hz の場合の、(a) テーブル位置応答:  $x_T$ , (b) モータ推力指令:  $u_M$ , (c) 外乱オブザーバによる摩擦推定値:  $\hat{d}$  の時間応答波形を、粗動・微動のそれぞれの変位領域に対して図 3.28 及び図 3.29 に示す。

粗動領域に対する図 3.27(i) の周波数特性から、静的摩擦モデル (static) は 10 Hz 以下の低周波数域においてゲイン低下を示す実機特性を再現できていない。さらに、図 3.28(i) の時間応答に着目すると、応答波形中の高調波成分を表現できていない。これは、図 3.28(i)(c) に

示す摩擦力波形から明らかなように、静的摩擦モデルが実機の動的な転がり摩擦挙動を表現できないことが原因であり、転がり摩擦がプラント周波数特性へ与える影響を再現できていない。これに対し、転がり摩擦特性を考慮した動的摩擦モデル (proposal) は、時間・周波数領域の両者で実機特性を良く再現できている。

一方、微動領域に対する図 3.27(ii) 及び図 3.29 でも同様に、静的摩擦モデル (static) は実機の 2 次遅れ周波数特性ならびに時間応答特性を表現できていないのに対し、動的摩擦モデル (proposal) は実機特性を良く表現できている。なお、本検証では入力周波数 5 Hz の場合の時間応答波形を示したが、共振モード周波数を含む他の周波数 (3, 10, 30, 40, 50 Hz) でも同様の結果が得られていることを付記しておく。

### 3.5.3 位置決め応答特性に対する評価

転がり・転がり出し変位領域の特性を同時に含み、かつ複雑な速度反転を繰り返す動的な摩擦挙動に対する再現性を検証するため、Point to Point の高速位置決め応答特性を評価する。図 2.19 と同様に、制御仕様 I に相当するストローク  $X_r = 1.0 \text{ mm}$  の位置決めシミュレーションを行った場合の、(a) テーブル位置:  $x_T$ , (b) テーブル位置偏差:  $X_r - x_T$ , (c) テーブル軌跡追従誤差:  $x_T^* - x_T$ , (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 3.30 に示す。図中、淡線 (experiment) は実機応答波形、濃点線 (static) は静的摩擦モデルを用いたシミュレーションの応答波形、濃実線 (proposal) は提案転がり摩擦モデルに基づく動的摩擦モデルを用いたシミュレーションの応答波形である。先ず、始動から整定位置付近に到達する 0.1 s までの過渡応答特性に着目すると、proposal は実機の軌跡追従誤差応答を精度良く再現できている。これは、図 3.30(d) 中濃破線で示す摩擦モデル出力波形 (friction model) から明らかなように、proposal は始動時の微動領域から粗動領域へ移行するまでの転がり摩擦の非線形ばね特性を再現できるためであり、static と比較して動的な転がり摩擦に対する再現性が向上している。一方、0.1 s 以降の整定位置付近の応答に着目すると、proposal はオーバーシュート後の微動領域における実機の遅い応答を精度良く再現している。

整定位置近傍における転がり摩擦モデル特性の差異を考察する目的で、整定位置近傍のテーブル位置に対する摩擦モデル出力の特性を、図 3.31 に示す。図から、濃実線で示す proposal は、約  $3.5 \mu\text{m}$  のオーバーシュートを生じてから速度反転して負速度で目標値方向へ動作する際に、濃点線で示す static のように速度反転に伴い摩擦力符号は反転せず、実機応答と同様に [1] の領域でのみ応答している。その際に描かれるばね特性は、転がり摩擦のヒステリシスカーブと一致しており、動的な摩擦挙動に対する再現性が向上している。

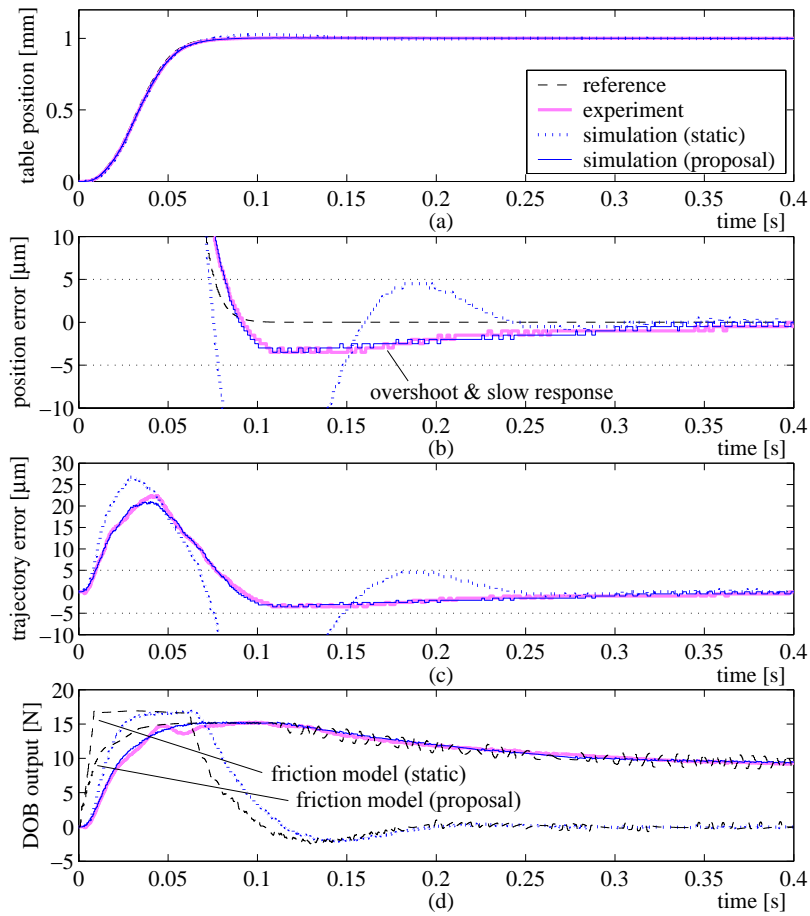


図 3.30: 位置決め応答特性

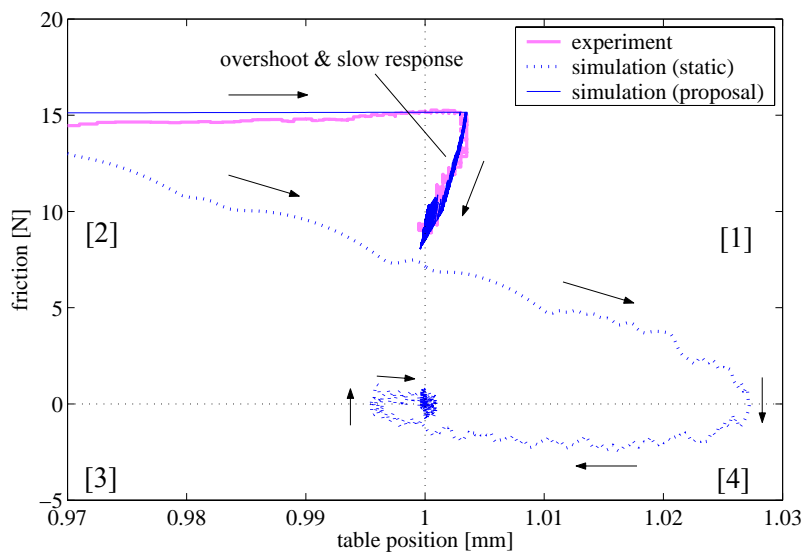


図 3.31: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性

## 3.6 結言

本章では、2章で提起した静的摩擦モデリングの課題である、微小変位領域における動的摩擦挙動に対するシミュレータの再現性向上を目的として、転がり摩擦特性を考慮した動的モデリングを提案し、その実機再現性評価を行った。以下に、本章で得られた成果を示す。

- 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動的に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た。さらに、転がり摩擦の詳細特性として、“領域遷移特性”、“速度依存特性”、“履歴依存特性”を実機測定し、その現象を把握した。
- 転がり摩擦の粗動・微動特性がプラント周波数特性に与える影響を把握することを目的に、粗動・微動領域におけるプラント周波数特性の測定を行った。その結果、粗動領域では10 Hz以上の周波数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20～40 Hz付近に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。
- 摩擦発生要因を摩擦境界面における微小接触部のレオロジーの影響と捉えて、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、微小接触部の粘弾性すべり特性(レオロジー)を考慮した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示した。
- 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の動的摩擦モデルは、静的摩擦モデルと比較して転がり摩擦特性、プラント周波数特性、Point to Pointの位置決め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を実現した。

なお、提案の転がり摩擦モデリングは、巻末付録Aに示すボールねじ駆動テーブル位置決め装置に対しても適用され、その有効性が検証されていると共に、巻末付録Cに示す円運動時の転がり摩擦挙動も再現可能であることを付記しておく。

