

## 参考文献

- [1] 中尾 修：  
「電子部品実装器の高速・高精度位置決め」  
精密工学会誌, Vol.62, No.9, pp.1259-1262, 1996
- [2] 山口 高司：  
「メカトロニクス制御の勘どころ」  
計測と制御, Vol.46, No.5, pp.362-369, 2007
- [3] 大塚 次郎：  
「超精密位置決め」  
精密工学会誌, Vol.75, No.1, pp.82-83, 2009
- [4] 大塚 次郎, 羽山 定治, 大橋 康二：  
「精密・超精密位置決め of 現状と将来予想」  
精密工学会誌, Vol.67, No.2, pp.173-178, 2001
- [5] 堀内 宰：  
「精密・超精密位置決め of 高速化 – ボールねじ対リニアモーター」  
精密工学会誌, Vol.67, No.2, pp.179-183, 2001
- [6] 二見 茂：  
「精密・超精密位置決め of 制御法, アンプ of 最近 of 動向」  
精密工学会誌, Vol.67, No.2, pp.184-187, 2001
- [7] 堤 正臣：  
「工作機械 of 計測 / 制御技術 of 現状と動向」  
計測と制御, Vol.41, No.11, pp.765-768, 2002
- [8] 山口 高司, 平田 光男, 藤本 博志：  
「ナノスケールサーボ制御 – 高速・高精度に位置を決める技術 –」  
東京電機大学出版局, 2007
- [9] 前田 肇, 杉江 俊治：  
「アドバンス制御 of ためのシステム制御理論」  
朝倉書店, 1995

- [10] 堀 洋一, 大西 公平 :  
「応用制御工学」  
丸善株式会社, 1998
- [11] 大前 力, 平井 洋武, 涌井 伸二 :  
「情報システムにおける制御」  
コロナ社, 1999
- [12] 伊藤 和晃, 岩崎 誠, 松井 信行 :  
「既約分解表現に基づく 2 自由度位置決め制御系の GA による自律設計」  
電気学会論文誌 D, Vol.124, No.1, pp.69–76, 2004
- [13] Masayoshi Tomizuka :  
“Zero Phase Error Tracking Algorithm for Digital Control”  
ASME Transactions, Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control, Vol.109,  
No.3, pp.65–68, March 1987
- [14] 渋谷 功, 吉田廉春, 大石 潔, 宮崎 敏昌, 小出 大一, 徳丸 春樹 :  
「高速光ディスク装置のための高性能エラー予測型ロバストトラッキング制御系」  
電気学会論文誌 D, Vol.128, No.6, pp.785–792, 2008
- [15] 藤本 博志, 堀 洋一, 河村 篤男 :  
「マルチレートフィードフォワード制御を用いた完全追従制御法」  
計測自動制御学会論文集, Vol.36, No.9, pp.766–772, 2000
- [16] Hiroshi Fujimoto, Yoichi Hori, and Atsuo Kawamura :  
“Perfect Tracking Control Based on Multirate Feedforward Control with Generalized  
Sampling Periods”  
IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol.48, No.3, pp.636–644, June 2001
- [17] 平田 光男, 長谷川 辰紀, 野波 健蔵 :  
「終端状態制御によるハードディスクのショートシーク制御」  
電気学会論文誌 D, Vol.125, No.5, pp.524–529, 2005
- [18] 石原 義之, 高倉 晋司 :  
「多目的フィードフォワード制御によるハードディスクのショートシーク制御」  
電気学会論文誌 D, Vol.130, No.2, pp.150–157, 2010
- [19] 堀 洋一, 澤田 英行, 金 瑩煥 :  
「遅い共振比制御における外乱オブザーバの最適推定速度について」  
電気学会論文誌 D, Vol.117, No.1, pp.50–56, 1997

- [20] 則次 俊郎, 高岩 昌弘 :  
「外乱オブザーバを用いた空気圧サーボ系のロバスト制御」  
計測自動制御学会論文集, Vol.29, No.1, pp.86–93, 1993
- [21] 山元 純文, 岩崎 誠, 伊藤 和晃, 松井 信行 :  
「ボールねじ駆動テーブルシステムの機械特性変動に対する位置決め精度の解析と性能向上」  
電気学会論文誌 D, Vol.128, No.6, pp.839–848, 2008
- [22] 平田 光男, 熱海 武憲, 村瀬 明代, 野波 健蔵 :  
「サンプル値  $H_\infty$  制御理論を用いたハードディスクのフォロイング制御」  
計測自動制御学会論文集, Vol.36, No.2, pp.172–179, 2000
- [23] 平田 光男, 長谷川 裕美 :  
「フィードバック型誤差モデルを用いた  $H_\infty$  制御によるハードディスク制御系の高帯域化」  
電気学会論文誌 D, Vol.130, No.10, pp.1211–1218, 2010
- [24] Brian Armstrong, Pierre Dupont, and C. Canudas De Wit :  
“A Survey of Models, Analysis Tools and Compensation Methods for the Control of Machines with Friction”  
*Automatica*, Vol.30, No.7, pp.1083–1138, 1994
- [25] 岩崎 誠, 鬼頭 芳明, 松井 信行 :  
「外乱オブザーバによる電動サーボ系の非線形摩擦補償」  
電気学会論文誌 D, Vol.117, No.4, pp.456–462, 1997
- [26] 田中 淑晴, 大岩 孝彰, 大塚 二郎 :  
「精密位置決めのためのリニアボールガイドの摩擦モデルに関する研究(第2報) – ブラシモデルを用いた閉ループ制御によるシミュレーション –」  
精密工学会誌, Vol.73, No.4 pp.465–469, 2007
- [27] Jiro Otsuka and Tadashi Masuda :  
“The Influence of Nonlinear Spring Behavior of Rolling Friction Elements on Ultraprecision Positioning Control Systems”  
*Nanotechnology*, Vol.9, pp.85–92, 1998
- [28] Pierre Dupont, Vincent Hayward, Brian Armstrong, and Friedhelm Altpeter :  
“Single State Elastoplastic Friction Models”  
*IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol.47, No.5, pp.787–792, May, 2002

- [29] 田中 淑晴, 大岩 孝彰, 大塚 二郎:  
「精密位置決めのためのリニアボールガイドの摩擦モデルに関する研究」  
精密工学会誌, Vol.72, No.4 pp.470-474, 2006
- [30] 吉本 成香:  
「直動案内」  
精密工学会誌, Vol.67, No.2, pp.198-201, 2001
- [31] 岡本 純三, 中山 影次, 佐藤 昌夫:  
「トライボロジー入門 – 摩擦・摩耗・潤滑の基礎 –」  
幸書房, 2003
- [32] 田中 久一郎:  
「摩擦のおはなし」  
日本規格協会, 2003
- [33] 二見 茂, 古谷 彰浩:  
「AC リニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め (第1報) – システムの構成と粗・微動制御 –」  
精密工学会誌, Vol.57, No.3 pp.556-561, 1991
- [34] 山田 一郎:  
「オブザーバによるサーボモータ系の固体摩擦の推定と位置決め制御への応用」  
計測自動制御学会論文集, Vol.24, No.2, pp.56-63, 1988
- [35] 堤 正臣, 大友 誠司, 岡崎 裕一, 酒井 浩二, 山崎 和雄, 葛 東方:  
「摩擦を考慮した CNC 工作機械の送り駆動機構のモデル化」  
精密工学会誌, Vol.61, No.10 pp.1458-1462, 1995
- [36] 鶴田 和寛, 村上 輝夫, 二見 茂:  
「転がり案内における速度反転時の非線形摩擦補償」  
精密工学会誌, Vol.69, No.12 pp.1759-1763, 2003
- [37] P. R. Darl:  
“A Solid Friction Model”  
The Aerospace Corporation, Technical Report, TOR-0158(3107-18), 1968
- [38] P. R. Darl:  
“Measurement of Solid Friction Parameters of Ball Bearings”  
The Aerospace Corporation, Technical Report, TR-0077(2901-03), 1977

- [39] D. A. Haessig, Jr., B. Friedland :  
“On the Modeling and Simulation of Friction”  
ASME Transactions, Vol.113, No.3, pp.354–362, September 1991
- [40] C. Canudas de Wit, H. Olsson, K. J. Astrom, and P. Lischinsky :  
“A New Model for Control of Systems with Friction”  
IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.40, No.3, pp.419–425, March 1995
- [41] C. Canudas de Wit and P. Lischinsky :  
“Adaptive Friction Compensation with Partially Known Dynamic Friction Model”  
International Journal of Adaptive Control and Signal Processing, Vol.11, pp.65–80, 1997
- [42] 荒木 望, 小西 康夫, 石垣 博行 :  
「摩擦の数式モデルに関する一考察 –LuGre モデルを中心に –」  
トライボロジスト, Vol.55, No.1, pp.17–23, 2010
- [43] 岩崎 誠, 柴田 知宏, 松井 信行 :  
「外乱オブザーバによる非線形摩擦補償とテーブル駆動系への適用」  
電気学会論文誌 D, Vol.118, No.1, pp.51–57, 1998
- [44] J. Swevers, F. Al-Bender, C. G. Ganseman, and T. Prajogo :  
“An Integrated Friction Model Structure with Improved Presliding Behavior for Accurate Friction Compensation”  
IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.45, No.4, pp.675–686, April 2000
- [45] V. lampaert, J. Swevers, and F. Al-Bender :  
“Modification of the Leuven Integrated Friction Model Structure”  
IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.47, No.4, pp.683–687, April 2002
- [46] F. Al-Bender, V. lampaert, and J. Swevers :  
“The Generalized Maxwell-Slip Model: A Novel Model for Friction Simulation and Compensation”  
IEEE Transactions on Automatic Control, Vol.50, No.11, pp.1883–1887, November 2005
- [47] Tadayoshi Koizumi, Hiroshi Shibazaki, Tadashi Nishio, and Nobuhiko Nishiwaki :  
“Study of Rolling Friction –Behavior of the Small Displacement of Starting Rolling Friction–”  
Wear, Vol.88, pp.285–296, 1983
- [48] Tadayoshi Koizumi and Hiroshi Shibazaki :  
“A Study of the Relationships Governing Starting Rolling Friction”  
Wear, Vol.93, pp.281–290, 1984

- [49] 小泉 忠由, 黒田 修 :  
「ころがり摩擦作用下の減衰振動の解析 – 摩擦力が変位に依存する場合 –」  
トライボロジスト, Vol.35, No.9, pp.435–439, 1990
- [50] 村山 和裕, 船渡 義明 :  
「適応転がり摩擦オブザーバを用いた非線形摩擦補償」  
八戸工業高等専門学校紀要, Vol.37, 2002
- [51] 中川 真介, 濱田 洋介 :  
「摩擦力オブザーバを用いた磁気ディスク装置ヘッドアクチュエータの軸受摩擦補償法」  
日本機械学会論文集 (C 編), Vol.66, No.642, pp.567-572, 2000
- [52] 深田 茂生 :  
「ボールねじの微視的挙動に関する実験とシミュレーション」  
精密工学会, 超精密位置決め専門委員会前刷集, Vol.3, pp.7-16, 2005
- [53] 佐藤 隆太, 寺島 義道, 堤 正臣 :  
「微小変位領域の摩擦特性を考慮した象限突起補償器」  
精密工学会論文誌, Vol.74, No.6, pp.622-626, 2008
- [54] 浅海 博圭, 藤本 博志 :  
「可変自然長ばねモデルと外乱オブザーバに基づくボールねじ駆動ステージの非線形摩擦補償」  
電気学会論文誌 D, Vol.129, No.11, pp.1101-1108, 2009
- [55] 山元 純文, 岩崎 誠, 伊藤 和晃, 松井 信行 :  
「位置決め性能向上を目指した高精度外乱モデルの構築」  
電気学会論文誌 D, Vol.128, No.6, pp.742–749, 2008
- [56] 金子 悟士, 佐藤 隆太, 堤 正臣 :  
「非線形特性をもつリニアモータステージの数学モデル」  
日本機械学会論文集 (C 編), Vol.75, No.750, pp.470–475, 2009
- [57] Shigeru Futami, Akihiro Furutani, and Shoichiro Yoshida :  
“Nanometer Positioning and Its Micro-Dynamics”  
Nanotechnology, Vol.1, pp.31–37, 1990
- [58] 二見 茂, 古谷 彰浩 :  
「AC リニアモータと転がり案内を用いたナノメータ位置決め (第 2 報) – 転がり案内のトライボロジー –」  
精密工学会誌, Vol.57, No.10 pp.1808–1813, 1991

- [59] 是田 規之, 沖友 啓成, 津村 憲治, 竹内 克佳, 江川 庸夫 :  
「バンバン制御による工作機械送りの高精度化に関する研究」  
精密工学会誌, Vol.60, No.3 pp.427–431, 1994
- [60] Z. Jamaludin, H. Van Brussel, and J. Swevers :  
“Quadrant Glitch Compensation using Friction Model-Based Feedforward and an Inverse-Model-Based Disturbance Observer”  
IEEE Proceedings of the 10th International Workshop on Advanced Motion Control (AMC-2009), Trento, pp.212–217, 2008
- [61] 田中 淑晴, 大岩 孝彰, 大塚 二郎, 増田 郁朗 :  
「精密位置決めのためのリニアボールガイドの摩擦モデルに関する研究(第3報) – 非線形摩擦モデルを用いた制御による位置決め精度向上 –」  
精密工学会誌, Vol.74, No.11 pp.1171–1176, 2008
- [62] J. S. Chen, K. C. Chen, Z. C. Lai, and Y. K. Huang :  
“Friction Characterization and Compensation of a Linear-Motor Rolling-Guide Stage”  
International Journal of Machine Tools & Manufacture, Vol.43, No.9, pp.905–915, 2003
- [63] M. Kemal Ciliz and Masayoshi Tomizuka :  
“Friction Modeling and Compensation for Motion Control Using Hybrid Neural Network Models”  
Engineering Applications of Artificial Intelligence, Vol.20, No.7, pp.898–911, 2007
- [64] Chow Yin Lai, Frank L. Lewis, V. Venkataramanan, Xuemei Ren, Shuzhi Sam Ge, and Thomas Liew :  
“Disturbance and Friction Compensation in Hard Disk Drives Using Neural Networks”  
IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol.57, No.2, pp.784–792, 2010
- [65] 山元 純文, 岩崎 誠, 伊藤 和晃, 松井 信行 :  
「インテグレーション・往復位置決め動作を考慮した外乱フィードフォワード補償」  
電気学会論文誌 D, Vol.128, No.11, pp.1308–1316, 2008
- [66] 川福 基裕, 岩崎 誠 :  
「ピボット軸摩擦補償を用いた磁気ディスク装置ショートスパンシーク制御」  
電気学会産業計測制御研究会資料, IIC-10-170, pp.61–66, 2010
- [67] 前橋 亘, 山元 純文, 伊藤 和晃, 岩崎 誠, 松井 信行 :  
「高速・高精度位置決めにおける逐次適応型外乱フィードフォワード補償」  
電気学会産業応用部門大会, 2-34, pp.377–380, 2009

- [68] H. Olsson, K. J. Åström, C. Canudas de Wit, M. Gäfvert, and P. Lischinsky :  
“Friction Models and Friction Compensation”  
European Journal of Control, Vol.4, No.3, pp.176–195, 1998
- [69] 山本 暁洋, 宮河 秀和, 浜松 弘, 後藤 聡, 中村 政俊 :  
「機台振動の抑制を図ったリニアモータ駆動テーブルの高速位置決め制御」  
精密工学会誌, Vol.70, No.5, pp.645–650, 2004
- [70] 本田 英己, 萩原 淳, 小黒 龍一, 大河 不二夫 :  
「リニアモータ駆動直列ツインスライダの位置決め制御」  
電気学会論文誌 D, Vol.124, No.9, pp.938–944, 2004
- [71] 川瀬 大介, 岩崎 誠, 川福 基裕, 平井 洋武 :  
「LMI を用いた位置指令生成による機台振動抑制を考慮した高速高精度位置決め制御」  
電気学会論文誌 D, Vol.128, No.6, pp.750–757, 2008
- [72] 長松 昭男 :  
「モード解析入門」  
コロナ社, 1993
- [73] 背戸 一登, 松本 幸人 :  
「パソコンで解く振動の制御」  
丸善, 1999
- [74] 川福 基裕, 大津 一宏, 岩崎 誠, 平井 洋武, 小林 正人, 奥山 淳 :  
「ハードディスク装置の高精度位置決め制御 – 第一報 : 偏分反復法を用いた高精度シミュレータの構築 –」  
電気学会論文誌 D, Vol.125, No.12, pp.1069–1075, 2005
- [75] David Tabor :  
“The Mechanism of Rolling Friction –II. The Elastic Range–”  
Proceedings of the Royal Society of London, Series A, Mathematical and Physical Sciences, Vol.229, No.1177, pp.198–220, 1955
- [76] 石川 義雄, 須田 稔, 塚崎 重多郎 :  
「直動玉軸受の摩擦抵抗について」  
精密機械, Vol.40, No.7, pp.564–569, 1974
- [77] 石川 義雄, 須田 稔 :  
「ころがり摩擦の基礎的研究 – 表面粗さ形状による摩擦力の変動 –」  
精密機械, Vol.45, No.5, pp.573–578, 1979



- [78] 石川 義雄, 須田 稔:  
「直動玉軸受の摩擦力発生の要因」  
精密機械, Vol.47, No.7, pp.855-860, 1981
- [79] 石川 義雄:  
「単体の鋼球と鋼平面との転がり摩擦における速度の影響」  
精密機械, Vol.49, No.4, pp.472-477, 1983
- [80] 石川 義雄, 須田 稔:  
「球単体の転がり摩擦における潤滑油の影響」  
精密機械, Vol.49, No.8, pp.1065-1070, 1983
- [81] 加藤 康司:  
「精密とトライボロジー」  
精密工学会誌, Vol.67, No.12, pp.1911-1915, 2001
- [82] 安藤 泰久:  
「マイクロトライボロジー」  
精密工学会誌, Vol.67, No.12, pp.1916-1919, 2001
- [83] 森 誠之, 呉 行陽:  
「トライボケミストリー」  
精密工学会誌, Vol.67, No.12, pp.1924-1925, 2001
- [84] 辰己 創一, 佐野 雅己:  
「粉体上における転がり摩擦」  
電子情報通信学会技報, NLP2004-21, pp.41-45, 2004
- [85] 三浦 浩治, 佐々木 成朗:  
「原子レベルでのトライボロジー」  
精密工学会誌, Vol.71, No.9, pp.1084-1089, 2005
- [86] 遠藤 弘樹, 丸井 悦男, 長谷川 典彦, 渡邊 智弘:  
「微小変位領域における転がり摩擦に関する基礎的研究 - 遷移変位領域における転がり摩擦特性の測定 -」  
精密工学会誌, Vol.71, No.9, pp.1090-1093, 2005
- [87] 村木 正芳:  
「トライボロジー」  
日刊工業新聞社, 2007

- [88] 色部 誠, 赤木 知之 :  
「Maxwell 材料における粘弾性定数の一決定法」  
土木学会論文報告集, No.213, pp.1-6, 1973
- [89] 原 久夫 :  
「一般化 Voigt モデルによる年度の粘弾性構成式とその適用性について」  
琉球大学工学部紀要, No.46, 1993
- [90] 吉田 総仁 :  
「弾塑性力学の基礎」  
共立出版, 2008
- [91] 時政 勝行, 松藤 義人 :  
「多段非線形硬化レオロジーモデルを用いたクリープ疲労変形解析とそのひずみ範囲分割への応用」  
日本機械学会学術講演会講演論文集, No.53, pp.148-149, 2004
- [92] 時政 勝行 :  
「多段レオロジーモデルに基づくクリープ疲労変形表示式について」  
日本機械学会年次大会講演論文集, No.1, pp.941-942, 2006
- [93] D. E. Rumelhart, G. E. Hinton, and R. J. Williams :  
“Learning Internal Representations by Error Propagation”  
Parallel Distributed Processing, Vol.1, MIT Press, MA, pp.318-362, 1986
- [94] David E. Rumelhart, Geoffrey E. Hinton, and Ronald J. Williams :  
“Learning Representations by Back-Propagating Errors”  
Nature, Vol.323, pp.533-536, 1986
- [95] 馬場 則夫, 坂和 正敏 :  
「数理計画法入門」  
共立出版, 1989
- [96] 加藤 彰, 小川 晃一 :  
「遺伝的アルゴリズムと最急降下法の連係最適化手法の提案と八木・宇田アンテナ設計への適用」  
電子情報通信学会技術研究報告, AP, アンテナ・伝播, Vol.104, No.113, pp.19-24, 2004
- [97] 萩原 克幸 :  
「ニューラルネットワークに基礎と理論的に重要な課題」  
プラズマ・核融合学会誌, Vol.82, No.5, pp.282-286, 2006

- [98] 前田 裕 , 大西 英威 :  
「同時摂動学習則を用いたニューラルネットワークによる 2 軸駆動型ロボットアームの  
追値制御」  
電気学会論文誌 C, Vol.123, No.9, pp.1605-1611, 2003
- [99] 小泉 忠由 , 田上 勝平 :  
「転がり出し変位を伴う転がり摩擦作用下の振動特性」  
日本機械学会論文集 (C 編), Vol.72, No.722, pp.3207-3212, 2006
- [100] 山口 高司 , 平井 洋武 :  
「モード切替え制御系における付加入力を用いた初期値補償設計と磁気ディスク装置へ  
の適用」  
計測自動制御学会論文集, Vol.32, No.8, pp.1219-1225, 1996
- [101] 廣瀬 徳晃 , 寺地 恭久 , 川福 基裕 , 岩崎 誠 , 平井 洋武 :  
「オンライン定数同定と初期値補償を併用した位置決め整定特性のリアルタイム補償」  
電気学会論文誌 D, Vol.128, No.6, pp.718-725, 2008
- [102] Noriaki Hirose, Yasuhisa Terachi, Motohiro Kawafuku, Makoto Iwasaki, and Hiromu  
Hirai :  
“Initial Value Compensation Using Additional Input for Semi-Closed Control Systems”  
IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol.56, No.10, pp.3790-3797, 2009
- [103] Noriaki Hirose, Motohiro Kawafuku, Makoto Iwasaki, and Hiromu Hirai :  
“Deadbeat Feedforward Compensation with Frequency Shaping in Fast and Precise  
Positioning”  
IEEE Transactions on Industrial Electronics, Vol.56, No.3, pp.635-641, 2009



# 発表論文リスト

## 学術雑誌論文

- [1] 岩崎 誠, 前田 佳弘, 川福 基裕, 平井 洋武 :  
「非線形摩擦のモデル化と摩擦補償による位置決め制御系の高精度化」  
電気学会論文誌 D, Vol.126, No.6, pp.732-740, 2006
- [2] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「転がり摩擦特性を考慮した非線形摩擦モデリングとその評価」  
高速信号処理応用技術学会誌, Vol.12, No.2, pp.37-44, 2009
- [3] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「転がり摩擦モデルに基づく位置決め整定時における遅い応答の発生要因の考察と補償」  
電気学会論文誌 D, Vol.129, No.12, pp.1218-1225, 2009
- [4] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「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」  
電気学会論文誌 D, Vol.130, No.2, pp.228-235, 2010
- [5] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「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」  
精密工学会論文誌, Vol.76, No.7, pp.819-826, 2010
- [6] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「転がり摩擦特性を考慮した有限ステップ整定初期値補償による位置決め整定時の遅い応答抑制」  
電気学会論文誌 D, Vol.130, No.12, pp.1323-1332, 2010
- [7] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「直動転がり案内を有する精密位置決め機構に対する転がり摩擦モデルの比較評価」  
精密工学会論文誌 (掲載決定)

## 国際会議

- [8] Makoto Iwasaki, Yoshihiro Maeda, Motohiro Kawafuku, and Hiromu Hirai :  
“Precise Modeling of Rolling Friction in Ball Screw-Driven Table Positioning System”  
Proceedings of the 4th IFAC Symposium on Mechatronic System 2006 (Mechatronics-2006), pp.295-300, 2006 (Heidelberg)
- [9] Yoshihiro Maeda, Makoto Iwasaki, Motohiro Kawafuku, and Hiromu Hirai :  
“Nonlinear Modeling and Evaluation of Rolling Friction”  
Proceedings of the 2009 IEEE International Conference on Mechatronics (ICM-2009), No.We2A.2, 2009 (Malaga)
- [10] Yoshihiro Maeda and Makoto Iwasaki :  
“Initial Friction Compensation by Disturbance Observer Based on Rolling Friction Model”  
Proceedings of the 35th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON-2009), pp.3138–3143, 2009 (Porto)
- [11] Yoshihiro Maeda and Makoto Iwasaki :  
“Analytical Examinations and Compensation for Slow Settling Response in Precise Positioning Based on Rolling Friction Model”  
Proceedings of the 11th IEEE International Workshop on Advanced Motion Control (AMC-2010), pp.24–29, 2010 (Nagaoka)
- [12] Yoshihiro Maeda and Makoto Iwasaki :  
“Improvement of Settling Performance by Initial Value Compensation Considering Rolling Friction Characteristic”  
Proceedings of the 36th Annual Conference of the IEEE Industrial Electronics Society (IECON-2010), pp.1896–1901, 2010 (Phoenix)

## 国内会議

- [13] 清水 将人, 前田 佳弘, 川福 基裕, 岩崎 誠, 平井 洋武, 金子 貴之, 吉田 收志 :  
「摩擦を有する共振負荷系に対する 2 自由度位置決め制御系設計」  
電気学会全国大会, 4-203, pp.330–331, 2004
- [14] 前田 佳弘, 伊藤 和晃, 川福 基裕, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「リニアモータ駆動システムにおける推力リップルの位置決め応答に与える影響」  
電気学会関係学会東海支部連合大会, O-186, 2004

- [15] 前田 佳弘, 伊藤 和晃, 川福 基裕, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「外乱抑圧による位置決め整定精度の向上」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-05-55, pp.91-96, 2005
- [16] 前田 佳弘, 伊藤 和晃, 川福 基裕, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「転がり摩擦特性を考慮した非線形摩擦の精密モデリング」  
電気学会関係学会東海支部連合大会, O-055, 2005
- [17] 伊藤 和晃, 前田 佳弘, 樋口 雄介, 川福 基裕, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「転がり摩擦特性を考慮した非線形摩擦モデリングとその評価」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-06-14, pp.77-82, 2006
- [18] 樋口 雄介, 前田 佳弘, 伊藤 和晃, 川福 基裕, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「リニアモータ駆動システムにおける機台振動抑制を考慮した高速高精度位置決め制御」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-06-42, pp.139-144, 2006
- [19] 前田 佳弘, 樋口 雄介, 伊藤 和晃, 川福 基裕, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「転がり摩擦モデルに基づく外乱オブザーバの初期値補償」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-06-88, pp.145-151, 2006
- [20] 鳥居 将太郎, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 川福 基裕, 平井 洋武 :  
「速度特性を考慮した転がり摩擦のモデル化」  
電気関係学会東海支部連合大会, O-309, 2008
- [21] 前田 佳弘, 岩崎 誠, 川福 基裕, 平井 洋武 :  
「レオロジーに基づく摩擦モデルを用いたテーブル送り装置の高精度軌跡制御」  
電気学会全国大会, 4-257, pp.426-427, 2009
- [22] 酒井 健史, 川瀬 大介, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 川福 基裕, 平井 洋武 :  
「脈動トルクのモデリングと補償によるテーブル位置決め応答ばらつき圧縮」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-09-104, pp.83-88, 2009
- [23] 前田 佳弘, 鳥居 将太郎, 岩崎 誠, 川福 基裕, 平井 洋武 :  
「転がり摩擦特性の考察とレオロジーに基づく摩擦モデリング」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-09-107, pp.101-106, 2009
- [24] 鳥居 将太郎, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 川福 基裕, 平井 洋武 :  
「レオロジーモデルに基づくニューラルネットワークを用いた非線形摩擦モデリング」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-09-108, pp.107-112, 2009

- [25] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「転がり摩擦特性を考慮した非線形摩擦モデリングとその評価」  
高速信号処置応用技術学会研究会, pp.47-52, 2009
- [26] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「転がり摩擦モデルに基づく位置決め整定時における遅い応答の発生要因の考察と補償」  
電気学会産業応用部門大会, 2-33, pp.373-376, 2009
- [27] 祐成 享靖, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「LMIに基づく制御入力飽和を考慮した高速, 高精度軌跡追従制御」  
電気関係学会東海支部連合大会, O-095, 2009
- [28] 佐藤 秀紀, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「制御入力抑制を考慮した評価関数最小化に基づく有限ステップ整定FF補償」  
電気関係学会東海支部連合大会, O-187, 2009
- [29] 加藤 孝宜, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「LMIに基づくFB補償器特性を考慮したロバスト制振FF補償」  
電気関係学会東海支部連合大会, O-194, 2009
- [30] 加藤 孝宜, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「LMIを用いた2自由度ロバスト制振位置決め制御系の設計」  
電気学会全国大会, 4-210, pp.353-354, 2010
- [31] 佐藤 秀紀, 和田 賢健, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「モード切替え制御における入力振幅抑制を考慮した分割初期値補償」  
電気学会全国大会, 4-211, pp.355-356, 2010
- [32] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「転がり摩擦特性を考慮した初期値補償による位置決め整定特性改善」  
電気学会全国大会, 4-212, pp.357-358, 2010
- [33] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「転がり摩擦特性を考慮した有限整定初期値補償による遅い整定応答抑制」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-10-36, pp.31-36, 2010
- [34] 和田 賢健, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「モード切り換え制御における入力振幅抑制を考慮した分割初期値補償による位置決め整定特性改善」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-10-90, pp.13-18, 2010



- [35] 祐成 享靖, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「有限整定制御に基づくガルバノスキャナの高速軌跡制御」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-10-92, pp.25-30, 2010
- [36] 加藤 孝宜, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「感度特性を考慮した2自由度ロバスト制振位置決め制御系設計」  
電気学会研究会資料, 産業計測制御研究会, IIC-10-107, pp.19-24, 2010
- [37] 和田 賢健, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「モード切り換え制御における入力振幅抑制を考慮したInput Shaperに基づく分割初期値補償」  
電気学会産業応用部門大会, 2-38, pp.399-404, 2010
- [38] 前田 佳弘, 岩崎 誠 :  
「直動転がり案内を有する精密位置決め機構に対する転がり摩擦モデルの比較評価」  
電気学会産業応用部門大会, 2-51, pp.461-464, 2010
- [39] 加藤 孝宜, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「セミクロード制御系におけるLMIに基づくロバスト制振指令設計」  
電気関係学会東海支部連合大会, I1-3, 2010
- [40] 加藤 孝宜, 前田 佳弘, 岩崎 誠, 平井 洋武 :  
「セミクロード制御系におけるLMIに基づくロバスト制振制御系設計」  
日本ロボット学会学術講演会, 1F1-6, 2010



## 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

### A.1 供試装置概要

#### A.1.1 ボールねじ駆動テーブル位置決め装置

本研究で制御対象として扱う供試ボールねじ駆動テーブル装置の概略図を、図 A.1 に示す。供試装置は、汎用 AC サーボモータとボールねじ (全長: 540 mm, リード: 20 mm, ボールねじ径: 15 mm, 直線系変換効率: 約 0.9) を用いてリニアガイド (THK 株式会社製 KR45) で案内されるテーブルを駆動し、負荷の位置決めを行うものである。負荷とテーブルの合計質量は約 1 kg で両者を結ぶ梁の部分で共振振動を励起する機構となっており、半導体検査装置等で経験される機構共振を模擬している。ボールねじとリニアガイドには転がり要素を用

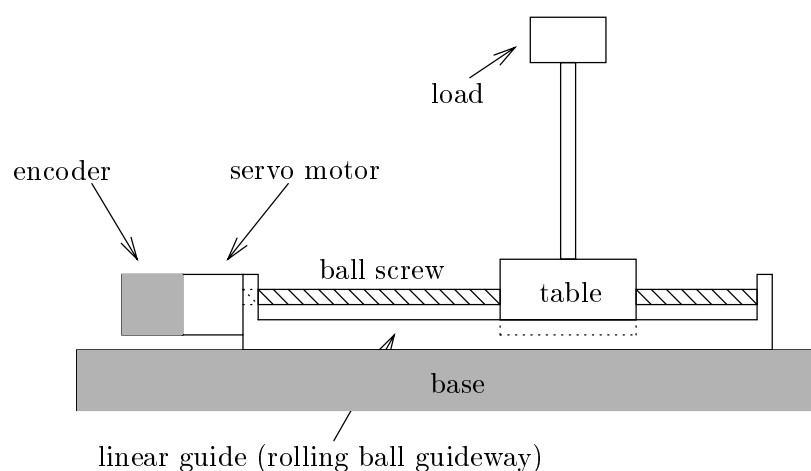


図 A.1: ボールねじ駆動テーブル位置決め装置の基本構成

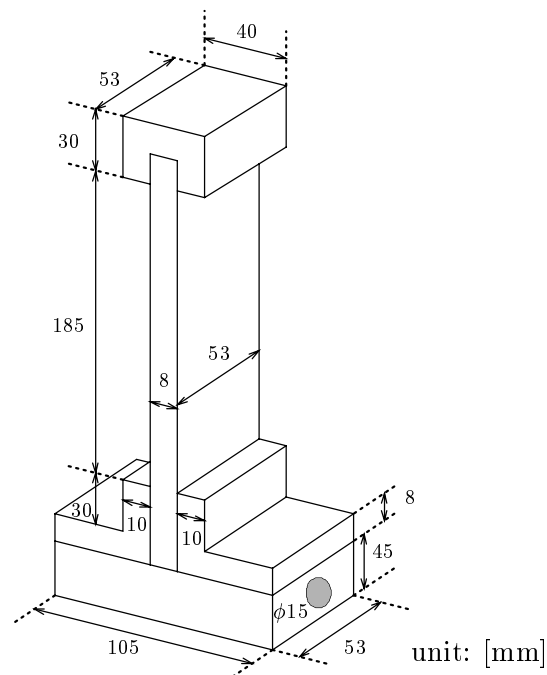


図 A.2: テーブル及び負荷装置の寸法

表 A.1: サーボモータ諸元

型式	富士電機製 GYS201DC1-SA
定格出力	0.2 kW
定格トルク	0.637 Nm
定格回転数	3000 rpm
最大回転数	5000 rpm
慣性モーメント	$0.0137 \times 10^{-3} \text{ kgm}^2$
定格電流	1.5 A
最大電流	4.5/6.8 A
エンコーダ	16bit シリアルエンコーダ
エンコーダ分解能	65536 pulse/rev

いた転がり案内が使用されており、各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。リニアガイドの予圧方式はオーバーサイズボール(予圧:約70 N)を用いており、ボールねじとリニアガイドで発生する転がり摩擦の割合は3:1程度である。供試装置を固定している機台は1000×300×70 mmの鋼鉄製で質量は200 kg程度であり、ボールねじを含む供試装置全体の質量(約4.0 kg)に比べ十分に大きいため、テーブル駆動時にはモータトルク反力を受けず、機台と床との連成振動も発生しないとみなせる。

ボールねじに連結されるテーブル及び負荷装置の形状寸法を、図A.2に示す。材料は軟鋼製であり、テーブル・負荷間の梁の部分に主要な共振振動を有し、高速駆動時には負荷先端

部が非常に振動的になりやすい。表A.1に、テーブルを駆動するACサーボモータの諸元を示す。モータに設置されるエンコーダの分解能は65536 pulse/rev、ピッチは $20/2\pi$  mm/radであり、エンコーダ1パルスは直線系での $0.31 \mu\text{m}$ に相当する。ここで、後述するように本供試装置はテーブル位置をセミクロード制御する構成となる。従って、本研究では、テーブル位置と直線系換算のモータ位置が1:1の関係にあるという前提で、ボールねじ部やリニアガイド部に生じる各摩擦をモータに対する1つの挙動とみなして扱い、以降の物理量の定義は全て直線系換算して示す。このとき、モータ定格トルク $0.637 \text{ Nm}$ は、次式に基づいてモータ推力換算すると $180 \text{ N}$ となる。

$$F = \frac{2\pi\varepsilon}{l_b}\tau \quad (\text{A.1})$$

ここで、

$F$  : 等価モータ推力 [N]

$\tau$  : モータトルク [Nmm]

$l_b$  : ボールねじのリード [mm]

$\varepsilon$  : ボールねじの効率

### A.1.2 システム構成

供試装置の駆動システムを、図A.3に示す。アクチュエータは専用のサーボアンプで運転されており、モータのエンコーダパルス信号はシリアル伝送によりサーボアンプへ送られ、サーボアンプからパソコンに内蔵されたDSP(Digital Signal Processor)へはカウンターボードを介してシリアル伝送される。DSPで制御演算されたモータ推力指令はDA変換器によりアナログ信号としてサーボアンプへ出力され、サーボアンプ内では電流制御系と各種フィルタを介してモータ駆動電流を制御する。なお、サーボアンプがエンコーダ情報を取り込む際には一定の処理時間を要し、かつ、DA変換器の零次ホールドや電流制御系に種々の遅れ時間が存在する。

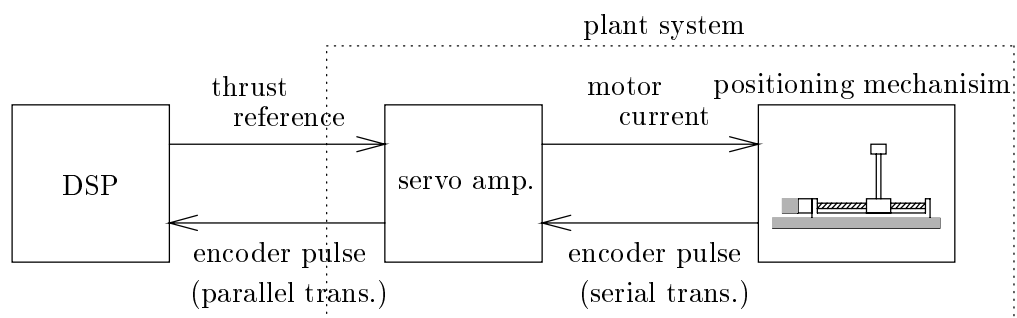


図 A.3: 供試装置の駆動システム

以上より，制御入力の印加からエンコーダ信号の取り込みには，いずれもサーボアンプを介することから，サーボアンプを含めた供試装置を制御対象とみなして検討を行う。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 180 N を 3 V とする電圧指令となっており，その換算係数を推力定数  $K_t = 60 \text{ N/V}$  として定義する。

### A.1.3 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(以降，制御仕様Ⅲ)は，0.1 mm 変位の位置指令に対し，10 ms 以内に負荷位置応答を  $\pm 10 \mu\text{m}$  の精度内に整定させることである。本仕様は，産業界で実働する半導体デバイス・プリント基板検査装置等のプローブ位置決め機構が 10  $\mu\text{m}$  程度の位置決め精度を必要とし，後述する非線形摩擦やむだ時間要素等の影響で特に微小ストロークの位置決めが困難とされていることを考慮して設定されたものである。

ここで，負荷が要求位置決め精度にあたる  $\pm 10 \mu\text{m}$  の振幅で共振振動を起こした場合，負荷からの反力によってテーブル位置は  $\pm 0.32 \mu\text{m}$  の振幅で振動することが解析上分かっている(共振比：1.06)。この値はエンコーダ 1 パルスに相当する大きさでしかないため，非線形摩擦や高周波ノイズ等の影響を考えると，負荷側の状態量をセンサ信号としてフィードバックすることが困難な系である。

## A.2 周波数特性の測定と線形プラントモデルの構築

### A.2.1 プラント周波数特性

2.3.1 項の FFT ANALYZER を用いた測定法と同様に，掃引正弦波の振幅を  $u_{sin} = 90 \text{ N}$  として測定したモータ推力  $u_M$  からテーブル位置  $x_T$  までの周波数特性を図 A.4 に，モータ推力  $u_M$  から負荷位置  $x_L$  までの周波数特性を図 A.5 にそれぞれ淡線(experiment)で示す。ここで，負荷位置の測定には LAZER VIBROMETER (GRAPHTEC 社製，DEMOMULATOR AT3700) を用いた。実機測定結果より，本制御対象において特筆すべき特徴を以下に示す。

- 1) 複数の振動モード
- 2) むだ時間要素
- 3) 摩擦等に代表される非線形要素

1) について，本制御対象は 85 ,545 ,730 Hz 付近に振動モードを有していることが分かる。これらの共振特性は主にテーブル・負荷間の梁の部分で発生しているものであり，高速位置決め動作時には共振振動を励起し，位置決め整定精度の劣化要因になるほか，制御系の不安定化を招く。特に，主共振にあたる 85 Hz の 1 次振動モードはサーボ帯域内に存在する共振であるため，位置決め応答が振動的になりやすい。

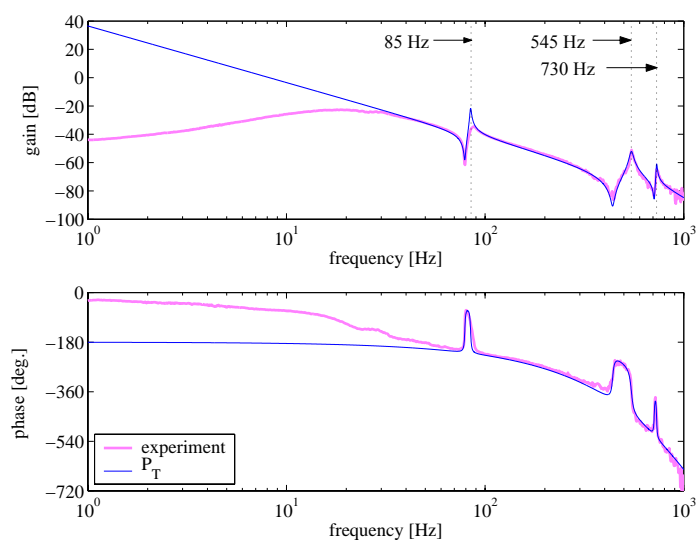


図 A.4: モータ推力からテーブル位置までの周波数特性

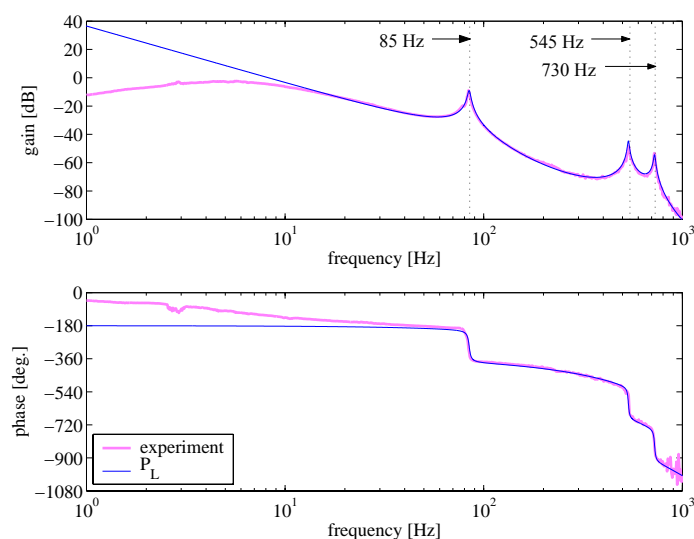


図 A.5: モータ推力から負荷位置までの周波数特性

次に、2) について、100 Hz 以上の周波数領域における位相特性からむだ時間要素の存在が確認される。これはサーボアンプにおけるエンコーダパルス信号取り込み通信時間や電流制御系、各種フィルタ等の遅れ要素の影響であり、その大きさはテーブル位置側で制御サンプル周期  $T_s = 166 \mu\text{s}$  の約 8 倍に相当する。

最後に、3) について、本供試装置はボールねじとボールねじナット間、テーブルとテーブルリニアガイド間で物理的接触を有するため、摩擦等の非線形要素の存在は避けられない。その影響は、図 2.5 と同様に 30 Hz 以下の低周波数領域でゲインが減少する折れ点特性として現れている。

以上より，本制御対象は上記 1) ~ 3) の 3 つの特徴を有し，それぞれに着目したモデリングが必要となる。

## A.2.2 周波数特性に対する線形モデリング

### テーブル位置までの共振特性に対するモデリング

モータ推力  $u_M$  からテーブル位置  $x_T$  までの周波数特性における共振特性に着目して，剛体モードと 3 つの振動モードの足し合わせによる次式の機構系モデルを定義する。

$$P_{Tm}(s) = K_t \left( \frac{k_{t0}}{s^2} + \sum_{i=1}^3 \frac{k_{ti}}{s^2 + 2\zeta_{ti}\omega_{ti}s + \omega_{ti}^2} \right) \quad (\text{A.2})$$

モデルパラメータは実機周波数特性とモデル周波数特性が一致するよう調整し，パラメータ値を表 A.2 に列挙する。

### 負荷位置までの共振特性に対するモデリング

テーブル位置までのモデリングと同様に，次式に負荷位置までの機構系モデルを定義する。

$$P_{Lm}(s) = K_t \left( \frac{k_{l0}}{s^2} + \sum_{i=1}^3 \frac{k_{li}}{s^2 + 2\zeta_{li}\omega_{li}s + \omega_{li}^2} \right) \quad (\text{A.3})$$

物理的意味を考えた場合，モータ推力から負荷位置までの伝達特性における共振周波数と減衰係数は，テーブル位置までの伝達特性におけるそれと一致するため，(A.2) 式の  $P_{Tm}(s)$  と各振動モードの共振周波数，減衰係数は同一とし，各モード係数を調整することで表 A.3 のように  $P_{Lm}(s)$  のパラメータを決定した。

表 A.2:  $P_{Tm}(s)$  のモデルパラメータ

$K_t$	60 N/V	$k_{t0}$	12500		
$k_{t1}$	1750	$\zeta_{t1}$	0.008	$\omega_{t1}$	$2\pi \times 84.5$ rad/s
$k_{t2}$	7250	$\zeta_{t2}$	0.020	$\omega_{t2}$	$2\pi \times 545.0$ rad/s
$k_{t3}$	1750	$\zeta_{t3}$	0.006	$\omega_{t3}$	$2\pi \times 730.0$ rad/s

表 A.3:  $P_{Lm}(s)$  のモデルパラメータ

$K_t$	60 N/V	$k_{l0}$	12500		
$k_{l1}$	-15000	$\zeta_{l1}$	0.008	$\omega_{l1}$	$2\pi \times 84.5$ rad/s
$k_{l2}$	6250	$\zeta_{l2}$	0.020	$\omega_{l2}$	$2\pi \times 545.0$ rad/s
$k_{l3}$	-3750	$\zeta_{l3}$	0.006	$\omega_{l3}$	$2\pi \times 730.0$ rad/s



## むだ時間のモデリング

本制御対象において、むだ時間要素として最も影響が顕著なものはエンコーダパルス信号をサーボアンプに取り込む際に生じる通信処理時間であり、その大きさは制御サンプル周期の3倍に相当する。その他、サーボアンプ内の電流制御系や1次ローパスフィルタ、DSPでのサンプル遅れ、DA変換器の零次ホールド等の遅れ要素を以下に示すむだ時間要素として近似し、加えて周波数特性からの合わせこみを行ってモデリングする。

- 1) エンコーダパルス信号の取り込み通信時間： $166 \times 3 \mu\text{s}$
- 2) サーボアンプ入力側の電流制御系の遅れ： $300 \mu\text{s}$
- 3) サーボアンプ入力側の1次ローパスフィルタ遅れ： $100 \mu\text{s}$
- 4) DSPでのサンプル遅れ： $166 \mu\text{s}$
- 5) DA変換器の零次ホールド： $166/2 \mu\text{s}$
- 6) 特定できないむだ時間：テーブル位置  $180 \mu\text{s}$ ，負荷位置  $300 \mu\text{s}$

2), 3) は厳密にはむだ時間要素ではないが、その帯域はサーボ帯域に対して十分高いことを考慮して、上記むだ時間要素として近似した。4) は駆動システム上の問題であり、サーボアンプとDSPのサンプリング周期は $T_s$ で同一であるが、それぞれが非同期で演算を行っていることが要因である。従って、4) のむだ時間は非同期によって生じるむだ時間の最大値と捉えることができる。5) 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。

上記1)~5) が本制御対象に存在すると考えられるむだ時間要素であるが、実機周波数特性と比較した場合、位相特性が一致しなかったため、合わせ込みとして6) の特定できないむだ時間を定義する。なお、負荷位置の測定には1) のむだ時間は含まれないため、負荷位置までのモデルには2)~6) のむだ時間要素を考慮すればよい。以上より、モータ推力からテーブル位置までのむだ時間 $L_M$ ，負荷位置までのむだ時間 $L_L$ は次式となる。

$$L_M = 1.33 \text{ ms}, \quad L_L = 0.78 \text{ ms} \quad (\text{A.4})$$

最終的に、むだ時間モデルを含めたモータ推力からテーブル位置ならびに負荷位置までの線形モデルを次式で定義する。

$$P_T(s) = P_{Tm}(s) \cdot e^{-L_M s} \quad (\text{A.5})$$

$$P_L(s) = P_{Lm}(s) \cdot e^{-L_L s} \quad (\text{A.6})$$

(A.5) 式，(A.6) 式の周波数特性を図 A.4，図 A.5 に濃線で示す。図から、線形プラントモデルは、淡線で示す実機の共振特性・位相遅れ特性を精度良く再現できている。

## A.3 摩擦特性の測定と静的摩擦モデリング

### A.3.1 静的摩擦特性の測定

#### 最大静止摩擦力の測定

測定方法は、2.4.2 項の方法と同様、静止状態のテーブルに対してモータ推力を 1 s 毎に 0.3 N ずつステップ状に増加させ、大域的にテーブルが始動したときの推力値を最大静止摩擦力として測定する。測定場所は、ボールねじの中心と、中心から  $\pm 100$  mm の点の合計 3 点とし、各点において正負両方向へ 5 回の測定を行った。測定結果を表 A.4 に示す。動作位置によって多少のばらつきが見られるが、その平均値である 18.1 N を最大静止摩擦力の測定値とする。この値は、モータ定格推力 (180 N) の約 10 % 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、2.4.2 項の方法と同様に、ボールねじの中心点から  $\pm 100$  mm の区間でテーブルを 3 ~ 500 mm/s の間で変化させて一定速度駆動し、その時のモータ推力の平均値を摩擦力として測定する。測定は、各速度に対して正負両方向に 3 回ずつ行った。測定結果を表 A.5 に示すと共に、測定結果の平均値に基づく速度に対する静的特性を図 A.6 に濃点 (experiment) で示す。

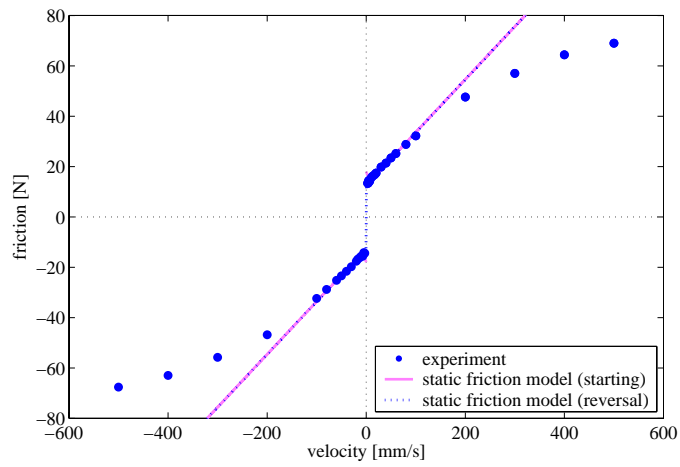
図 A.6(a) に対して、0 ~ 100 mm/s の特性を線形 1 次近似した際の正負両方向に対するクーロン摩擦力及び粘性摩擦係数を表 A.6 に示す。表 A.6 の平均値から、本制御対象のクーロン摩擦力を 12.6 N、粘性摩擦係数を 0.21 Ns/mm とした。なお、クーロン摩擦力はモータ定格推力 (180 N) の約 7 % に相当する大きさである。一方、ストライベック効果は、図 A.6(b) 及び表 A.5 における約 5 mm/s 以下の低速度領域に着目すると、正勾配の摩擦特性を示しておらず、この速度領域でストライベック効果を示すものと推測される。

表 A.4: 最大静止摩擦力測定値

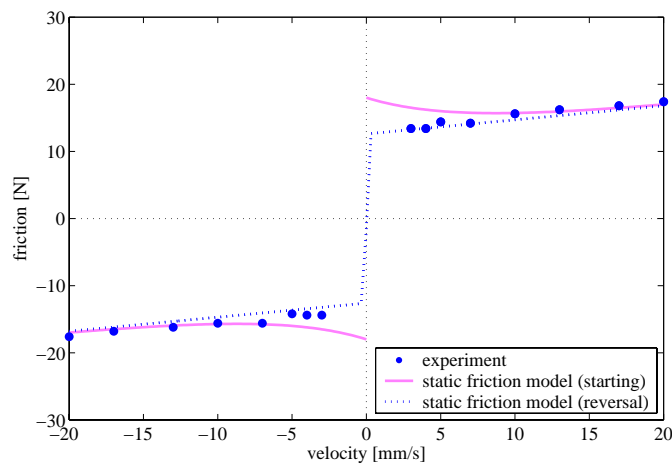
table position [mm]	-100		0		100	
	+	-	+	-	+	-
direction	+	-	+	-	+	-
thrust [N]	18.6	-18.8	18.3	-18.3	18.3	-19.5
	17.7	-17.4	21.0	-18.0	17.1	-20.1
	17.7	-17.7	17.1	-18.0	18.0	-18.0
	17.7	-16.5	19.2	-20.4	18.3	-18.0
	17.7	-16.2	18.0	-17.4	18.3	-18.0
average [N]	17.7	-17.3	18.7	-18.4	18.0	-18.7

表 A.5: 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]	data 3 [N]	average [N]
-500	-67.8	-67.2	-67.8	-67.6
-400	-63.6	-63.0	-62.4	-63.0
-300	-56.4	-55.8	-55.2	-55.8
-200	-46.8	-46.8	-46.8	-46.8
-100	-32.4	-32.4	-32.4	-32.4
-80	-28.8	-28.8	-28.8	-28.8
-60	-25.2	-25.2	-25.2	-25.2
-50	-23.4	-23.4	-23.4	-23.4
-40	-21.0	-21.6	-21.6	-21.6
-30	-19.8	-19.8	-19.8	-19.8
-20	-18.0	-17.4	-17.4	-17.6
-17	-16.8	-16.8	-16.8	-16.8
-13	-16.2	-16.2	-16.2	-16.2
-10	-15.6	-15.6	-15.6	-15.6
-7	-15.6	-15.6	-15.6	-15.6
-5	-14.4	-14.4	-13.8	-14.2
-4	-14.4	-14.4	-14.4	-14.4
-3	-14.4	-14.4	-14.4	-14.4
3	13.8	13.2	13.2	13.4
4	13.8	13.2	13.2	13.4
5	14.4	14.4	14.4	14.4
7	13.8	14.4	14.4	14.2
10	15.6	15.6	15.6	15.6
13	16.2	16.2	16.2	16.2
17	16.8	16.8	16.8	16.8
20	17.4	17.4	17.4	17.4
30	19.8	19.8	19.8	19.8
40	21.6	21.6	21.0	21.4
50	23.4	23.4	23.4	23.4
60	25.2	25.2	25.2	25.2
80	28.8	28.8	28.8	28.8
100	32.4	32.4	31.8	32.2
200	47.4	48.0	47.4	47.6
300	57.6	57.0	56.4	57.0
400	65.4	64.2	63.6	64.4
500	69.6	68.4	69.0	69.0



(a) overview



(b) micro velocity region

図 A.6: 静的摩擦モデルの速度に対する摩擦特性

表 A.6: クーロン摩擦力と粘性摩擦係数

direction	Coulomb friction [N]	viscous friction coefficient [Ns/mm]
+	12.6	0.22
-	12.6	0.20
average	12.6	0.21

表 A.7: 静的摩擦モデルの各パラメータ値

maximum stiction force	$T_{fs}$	18.1 N
Coulomb friction force	$T_{fc}$	12.6 N
viscous friction coefficient	$D_v$	0.21 Ns/mm
Stribeck velocity	$v_s$	4.0 mm/s
micro velocity region	$\Delta v$	0.1 mm/s

### A.3.2 静的摩擦モデリング

A.3.1 項の測定結果に対し静的摩擦モデルを構築する。数学モデルは (2.4) 式 ~ (2.6) 式を用い、本供試装置に対して構築したモデルのパラメータ値を表 A.7 に示す。なお、スライベック速度  $v_s$  は実機静的摩擦特性から 5 mm/s 以下に目安を、微小速度領域  $\Delta v$  は  $v_s$  よりも小さい値に目安を付け、後述する実機とシミュレーションの応答が一致するように合わせ込みにより決定した。一方、粘性摩擦係数は、本供試装置に対する制御仕様Ⅲを満足するために必要なテーブル最高速度は 25 mm/s 程度であることを考慮して、図 A.6(a) に対し線形一次式で近似可能な 100 mm/s 以下の速度領域のみをモデル化した。

図 A.6 に、静的摩擦モデルの速度に対する摩擦特性を示す。図中淡線 (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。図 A.6(a) から、静的摩擦モデルは 100 mm/s 以下の速度領域におけるクーロン摩擦や粘性摩擦を表現できている。一方、図 A.6(b) の微小速度領域の拡大図に着目すると、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ことが確認できる。

## A.4 転がり摩擦の測定と転がり摩擦モデリング

### 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

#### 転がり摩擦特性の測定

##### 【領域遷移特性】

3.2.2 項と同様の測定方法で、振幅 50  $\mu\text{m}$ 、周波数 0.64 Hz の正弦波位置指令を与えて測定した転がり摩擦のヒステリシス特性を、図 A.7 に濃線 (0.64 Hz) で示す。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 12.6 N 程度で一定値を示す“転がり領域”が存在する。転がり出し変位領域幅は約 80  $\mu\text{m}$  であり、そ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  $\mu\text{m}$  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 2 つの領域から構成されている。具体的には、速度反

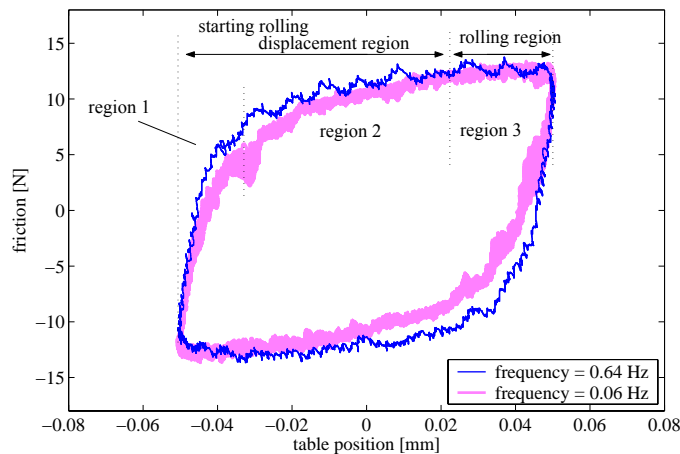


図 A.7: 転がり摩擦の非線形ばね特性

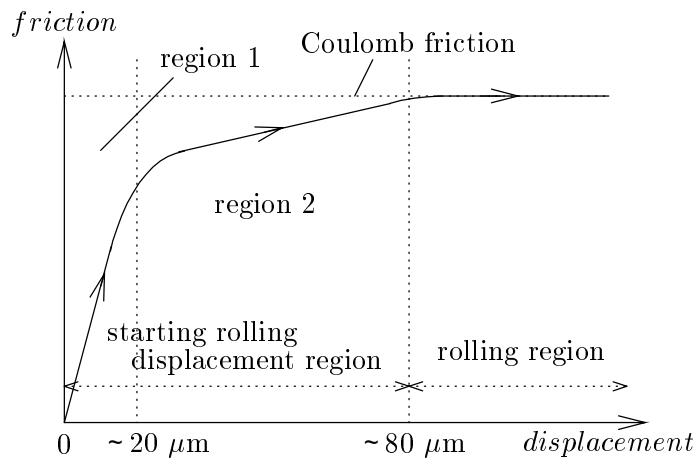


図 A.8: 速度反転後の変位に対する転がり摩擦力特性

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  $1800 \text{ N/mm}$ 、 $20 \mu\text{m}$  以上から約  $80 \mu\text{m}$  以下の領域における傾きは約  $90 \text{ N/mm}$  であり、変位領域によって大域的な傾きが 20 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 A.8 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  $80 \mu\text{m}$  以下の傾きが緩やかな転がり出し変位領域を “region 2” と定義する。

#### 【速度依存特性】

速度依存特性を測定するため、図 A.7 中濃線 ( $0.64 \text{ Hz}$ ) の場合より低速度の条件として、振幅  $50 \mu\text{m}$ 、周波数  $0.06 \text{ Hz}$  の正弦波位置指令を与えて測定した非線形ばね特性を、図 A.7 の淡線 ( $0.06 \text{ Hz}$ ) で示す。図中の濃線と淡線を比較すると、速度が高いほどヒステリシスカーブが膨らみ、region 1 では傾きが増加し、逆に region 2 では傾きが減少しており、速度依存特性が確認される。

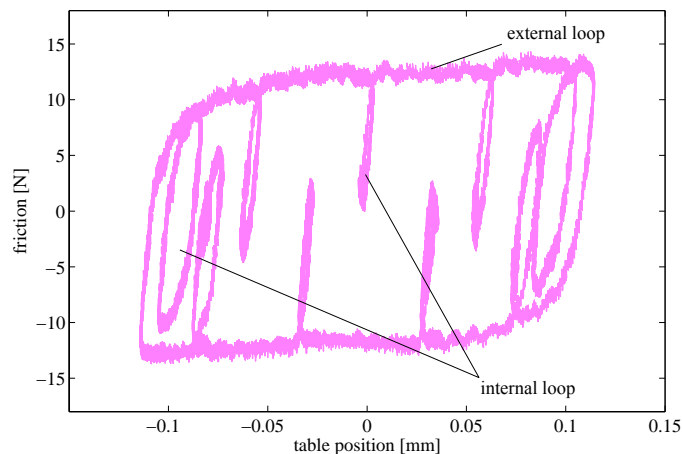


図 A.9: 内部ループを有する場合の転がり摩擦の非線形ばね特性

#### 【履歴依存特性】

転がり摩擦の履歴依存特性を測定するため、2つの正弦波 (振幅と周波数がそれぞれ、 $100\ \mu\text{m}$  と  $0.05\ \text{Hz}$ 、 $15\ \mu\text{m}$  と  $0.5\ \text{Hz}$ ) 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 A.9 に示す。図から、振幅  $100\ \mu\text{m}$  強の外部ループの内側に複数の内部ループが存在し、内部ループが外部ループ上に到達した後は、外部ループの延長上のヒステリシスカーブを描く履歴依存特性の存在が確認される。

#### 粗動・微動領域におけるプラント周波数特性の測定

3.2.3 項と同様の測定方法により、変位振幅  $100\ \mu\text{m}$  以上の粗動領域と、変位振幅  $5\ \mu\text{m}$  以下の微動領域で測定した実機周波数特性を、図 A.10 にそれぞれ淡実線 (macro) と濃実線 (micro) で示す。図から、粗動領域では約  $30\ \text{Hz}$  以下でゲインが減少する折れ点特性を示し、それ以上の周波数領域では  $-40\ \text{dB/dec.}$  のゲインの傾きを有する剛体特性を示す。一方、転がり摩擦が非線形ばね要素として振舞う微動領域では、 $100\ \text{Hz}$  以下の周波数領域のゲインはほぼ一定値で、 $120\ \text{Hz}$  付近に粗動領域では見られない共振特性を有する 2 次遅れ特性を示す。この  $120\ \text{Hz}$  付近の共振は、転がり摩擦の非線形ばね特性に起因する共振特性であることが 3.2.3 節及び 6.2 項と同様の解析から分かっており、転がり摩擦の非線形ばね特性によってプラント周波数特性は大きく変化することが確認される。

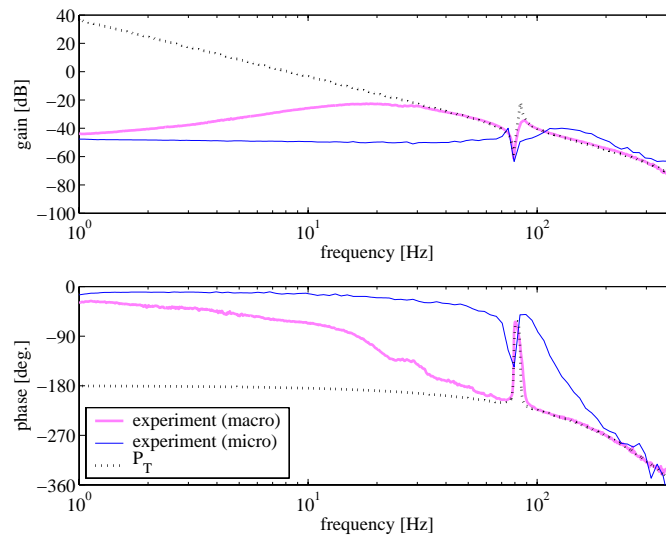


図 A.10: プラント周波数特性

#### A.4.2 転がり摩擦モデリング

A.4.1項の転がり摩擦測定結果に対し，(3.4)式～(3.7)式のレオロジー転がり摩擦モデルを用いて動的摩擦モデリングを行う。モデリングに際し，レオロジー転がり摩擦モデルの要素数  $N$  は，region 1 を構成する要素モデル数を多く設定するため  $N = 6$  とし， $x_{mi}$  は表 A.8 のように設定した。 $K_i$ ， $D_i$ ， $F_{mi}$  は，3.4 節に示す NN を用いた学習によるパラメータ同定法によって同定した。レオロジー転がり摩擦モデルのパラメータを，表 A.9 に列挙する。

表 A.8: 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	0.3	4	8.0
2	0.6	5	25.0
3	1.0	6	80.0

表 A.9: レオロジー転がり摩擦モデルのパラメータ

$i$	$F_{mi}$ [N]	$K_i$ [N/mm]	$D_i$ [Ns/mm]
1	0.6	2000	0.0
2	0.6	1000	0.0
3	2.4	2400	0.0
4	2.4	300	0.0
5	3.6	144	0.0
6	3.0	38	2.4



## A.5 実機再現性評価

構築した線形プラントモデルならびに動的な転がり摩擦挙動を考慮した非線形摩擦モデルをシミュレータに実装し、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，位置決め応答特性に対する実機再現性の評価を実施する。ここで，プラント周波数特性ならびに位置決め応答特性に対する評価では，摩擦モデルの比較として，転がり摩擦特性を考慮しない静的摩擦モデルを用いた場合についても併せて評価する。シミュレーションを行う際の摩擦モデルの構成を，図 A.11 に示す。図中，*friction model* は (2.4) 式～(2.7) 式で表される摩擦モデルであり，転がり摩擦モデルを用いる場合は (2.5) 式の代わりに (3.4) 式～(3.7) 式を用いる。 $L_1$  と  $L_2$  はそれぞれ入力側と出力側のむだ時間であり，入力側は A.2.2 項の (2)～(6) を考慮して  $L_1 = 0.832$  ms，出力側は (1) を考慮して  $L_2 = 0.498$  ms とした。摩擦モデルの入力は，テーブル推力  $u_M$  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・速度は出力側のむだ時間の影響を受けていない  $x_T^*$  及び  $v_T^*$  を用いる。

### 転がり摩擦特性

“領域遷移特性” 及び “速度依存特性” に対する実機再現性を評価するため，図 A.7 の実機実験と同等の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 A.12 に示す。図中濃線 (simulation) で示すシミュレーション結果は，淡線 (experiment) で示す領域遷移特性および速度依存特性を含む実機の転がり摩擦特性を良く表現できている。

一方，“履歴依存特性” に対する再現性評価を行うために，図 A.9 の実機実験と同条件のシミュレーションを行った場合の転がり摩擦特性を図 A.13 に濃線 (simulation) で示す。図から，構築した転がり摩擦モデルは，履歴依存特性を有する実機転がり摩擦特性を精度良く再現できる。

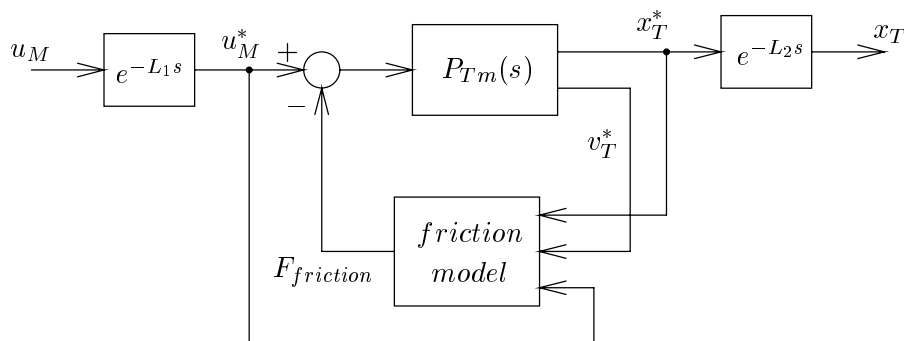


図 A.11: 摩擦モデルの構成

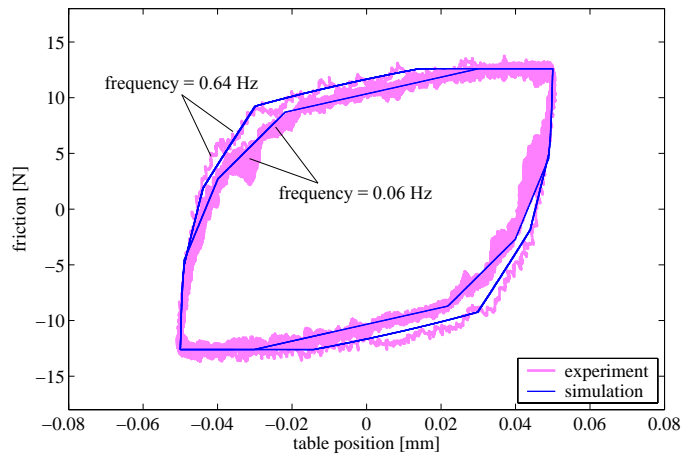


図 A.12: 転がり摩擦の非線形ばね特性 (領域遷移特性, 速度依存特性)

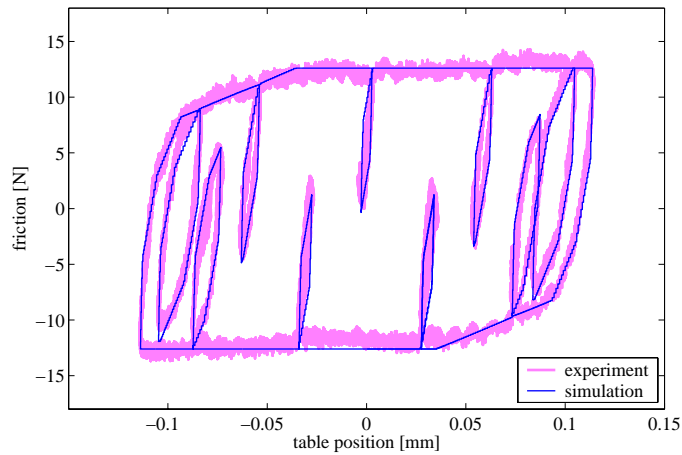


図 A.13: 転がり摩擦の非線形ばね特性 (履歴依存特性)

### プラント周波数特性

粗動・微動領域におけるプラント周波数特性に対する再現性を評価するため, 図 A.10 と同様に粗動領域 ( $\geq 100 \mu\text{m}$ ) と微動領域 ( $\leq 5 \mu\text{m}$ ) におけるプラント周波数特性を, 図 A.14 に示す。図 A.14(a) は粗動領域, 図 A.14(b) は微動領域の解析結果であり, 図中淡線 (experiment) は実機特性, 濃実線 (proposal) は転がり摩擦モデルを用いた場合のシミュレーション結果, 濃破線 (static) は静的摩擦モデルを用いた場合のシミュレーション結果を示している。図から, static は粗動・微動による実機のプラント周波数特性変化を表現できていないのに対し, proposal は実機特性を良く再現できている。なお, ここではプラント周波数特性測定における正弦波掃引時の時間応答波形に対する評価は割愛するが, 3章と同様に転がり摩擦モデル適用時は実機応答を良く再現できることを付記しておく。

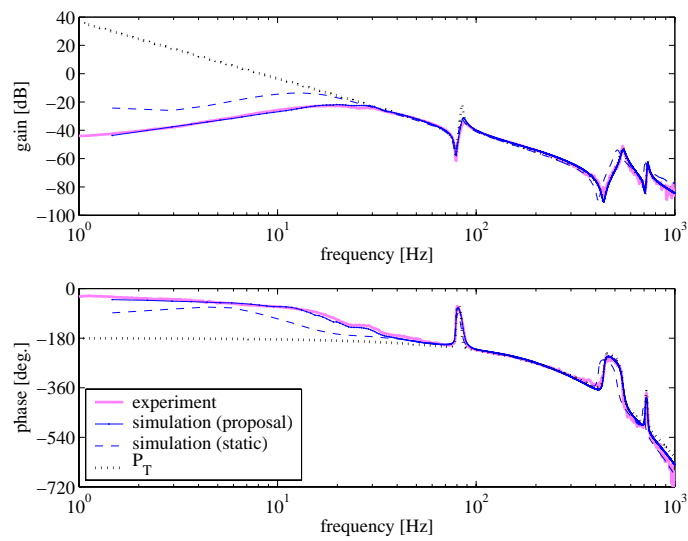
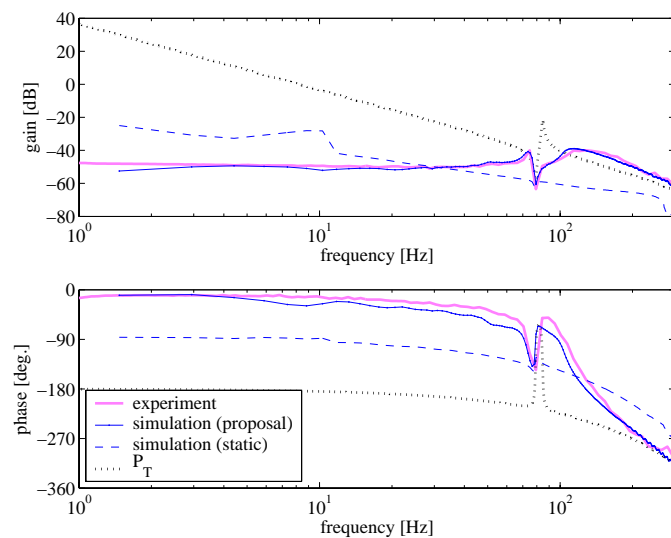
(a) macro ( $\geq 100 \mu\text{m}$ )(b) micro ( $\leq 5 \mu\text{m}$ )

図 A.14: 粗動・微動領域におけるプラント周波数特性

### 位置決め応答特性

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により評価を行う。図 A.15 に、後述の図 B.1 に示す外乱オブザーバを併用した 2 自由度位置決め制御系に対して、制御仕様Ⅲに対応する 0.1 mm (最高速度: 25 mm/s, 最大駆動力: 約 180 N) の位置決め実験を行った場合の、(a) テーブル位置応答:  $x_T$ , (b) 整定位置付近におけるテーブル位置応答:  $x_T$ , (c) 負荷位置応答:  $x_L$ , (d) 外乱オブザーバによる摩擦推定値:  $\hat{d}$  の時間応答波形をそれぞれ示す。図中、濃破線 (reference) は FF 補償器により生成されるテーブル位置

目標軌道： $x_T^*$ ，淡線 (experiment) は実機応答波形，濃実線 (proposal) は提案転がり摩擦モデルを用いたシミュレータの応答波形，濃点線 (static) は静的摩擦モデルを用いたシミュレータの応答波形である。なお，実験における負荷位置の測定には，レーザ変位計 (KEYENCE 製，コントローラ：LC-2400，ヘッド：LC-2450，分解能： $0.1 \mu\text{m}$ ) を用い，DA 及び AD 変換器を通して DSP に取り込んだ信号を負荷位置測定値として用いている。

図から，proposal と static は同等の静的摩擦特性を示すため，始動から目標位置に到達する 20 ms までの過渡応答はほぼ一致しており，淡線の実機応答を良く表現できている。しかし，非線形ばね特性による動的摩擦特性を示す整定位置近傍の微動領域に着目すると，static は約  $1 \mu\text{m}$  のオーバーシュートを生じた後に負速度で目標値方向へ動作する際の実機応答を表現できていない。さらに，負荷位置の振動的な応答に対しても，位相に誤差が見られる。一方，proposal はオーバーシュートから目標値方向へ動作して位置整定するまでの微動領域における実機特性を良く表現し，負荷位置応答特性も精度良く再現できている。

整定位置近傍における摩擦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  $x_T$  に対する摩擦力  $\hat{d}$  (外乱オブザーバ出力) の特性を図 A.16 に示す。図中，縦点線は目標位置  $0.1 \text{ mm}$  を示し，[1] と [4] の領域は目標位置に対してオーバーシュートを，[2] と [3] の領域はアンダーシュートを意味する。図中の濃点線で示す static は，約  $5 \mu\text{m}$  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，負の摩擦力が発生している。これは，静的摩擦モデルは，図 2.10 のように速度反転によって摩擦力符号も必ず反転するためである。一方，濃実線で示す proposal はオーバーシュートから負速度で戻る際にも [1] の領域で動作し，実機応答とほぼ一致している。すなわち，動的摩擦モデルによって転がり摩擦の非線形ばね特性が精度良く再現され，本摩擦モデルの有効性が検証されている。

異なる位置決め応答特性に対する再現性の評価を行うため，位置決めストロークを  $1.0 \text{ mm}$  (最高速度： $100 \text{ mm/s}$ ，最大駆動力：約  $120 \text{ N}$ ) とした場合の，テーブル位置応答  $x_T$  及び外乱オブザーバによる摩擦推定波形  $\hat{d}$  を図 A.17 に，整定位置付近における変位に対する摩擦力特性を図 A.18 に，それぞれ示す。なお， $1.0 \text{ mm}$  ストロークの場合は負荷位置の測定を行うレーザ変位計の測定範囲を超過するため，ここでは図示していない。図 A.17 から， $0.1 \text{ mm}$  ストロークの場合と同様に始動から目標位置到達 (20 ms) までの過渡応答では，濃実線で示す proposal と濃破線で示す static はほぼ同等の応答特性となっており，淡線 (experiment) で示す実機応答を良く表現できている。しかし，static は約  $10 \mu\text{m}$  のオーバーシュートから目標位置へ動作する際の実機応答を表現できていない。それは図 A.18 に示す整定位置付近での変位 - 摩擦力特性からも明らかであり，前述の考察と同様に微小領域における転がり摩擦の非線形ばね特性を表現できていないためである。一方，proposal は異なる動作条件でも実機の摩擦挙動を良く表現できており，複雑な速度反転を含む動的摩擦挙動に対する再現性が優れている。

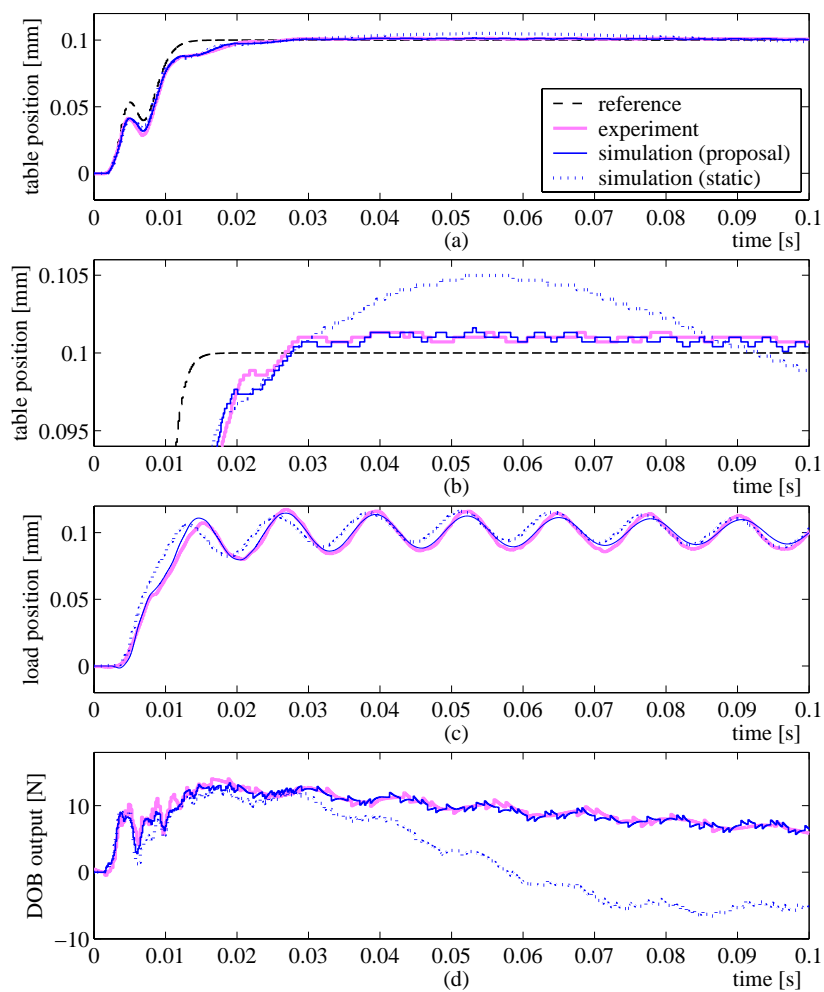


図 A.15: 位置決め応答特性 (ストローク : 0.1 mm)

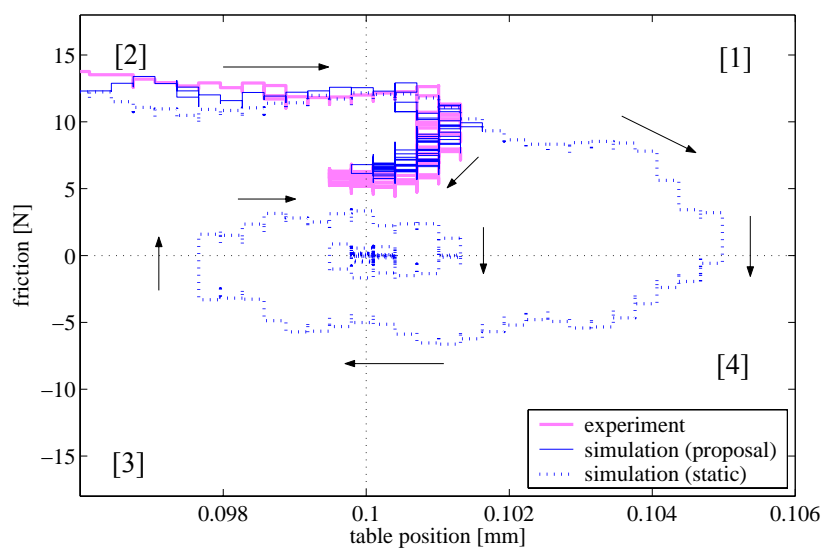


図 A.16: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (ストローク : 0.1 mm)

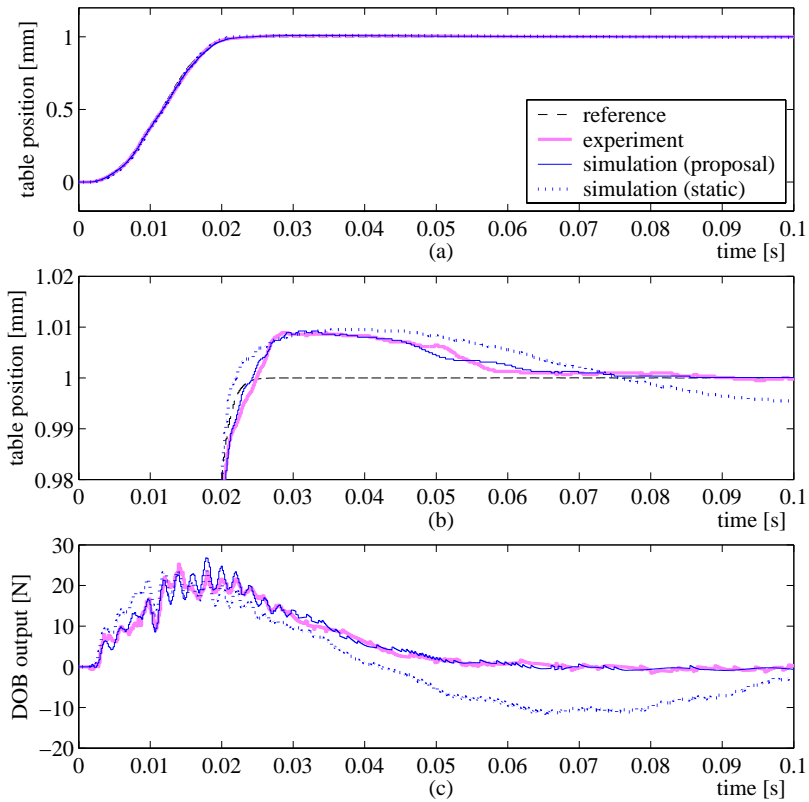


図 A.17: 位置決め応答特性 (ストローク : 1 mm)

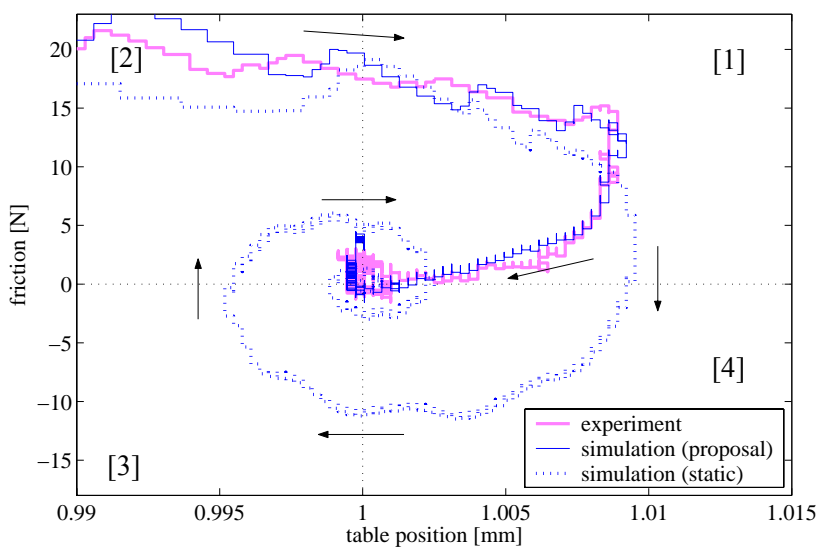


図 A.18: 整定位置付近における変位 - 摩擦力特性 (ストローク : 1 mm)