平成22年度 長岡技術科学大学 工学部 課題研究論文

# 慣性負荷変動を考慮したベルト駆動二慣性系 のロバスト制御

Robust Control of belt driving two inertial systems with consideration of load inertial variation

長岡技術科学大学 工学部

機械創造工学課程

**学籍番号** 07109486

# 著者氏名 米沢 友孝

指導教員 機械系 小林泰秀准教授

平成 年 月 日

# 目 次

第1章	緒言	5
第2章	実験装置	6
2.1	実験装置の構成	6
2.2	サーボパックの設定	14
2.3	物理パラメータの導出	15
2.4	閉ループ制御実験....................................	17
第3章	プラントモデルの同定	18
3.1	周波数応答実験	18
3.2	プラントモデルの導出	20
3.3	モデル化誤差の見積もり	24
第4章	補償器設計	27
4.1	ロバスト補償器....................................	27
4.2	ゲインスケジューリング補償器....................................	28
4.3	補償器の比較	29
第5章	速度制御実験	30
第6章	結言	35
参考文	武	36
付録A	実験装置 設計図	37
付録B	外乱抑制制御実験のプログラムソース	38

# 図目次

2.1	実験装置概略
2.2	実験装置全体
2.3	実験装置上から
2.4	実験装置負荷側
2.5	プーリー
2.6	メカロック
2.7	慣性負荷 概略図
2.8	軸 概略図
2.9	バネ剛性 $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $\ldots$ $16$
2.10	閉ループ制御実験
91	
ე.1 ვე	
3.2 3.3	同版数応告天候編末 $1$ · · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
3.5 3.7	ロバスト的岬市 ノミノルノノノト · · · · · · · · · · · · · · · · · ·
3.5	ディンスケジューリング制御用 ノミナルプラント (d2) 22
3.6	ノミナルプラントの比較 $25$
3.7	モデル化誤差 (ロバスト)
3.8	モデル化誤差 (ゲイン)
3.9	モデル化誤差の比較
4.1	閉ループ制御実験
4.2	閉ループ制御実験
4.3	補償器 ボード線図
5.1	閉ループ制御実験 30
5.2	ロバストd1
5.3	GS d1
5.4	$\Box / \lambda \vdash d2 \dots $
5.5	gs d2 $\ldots \ldots 32$
5.6	・ トルク:d1 34
5.7	トルク:d2
A.1	設計図

# 表目次

2.1	実験装置の構成....................................	6
2.2	サーボモータ仕様....................................	9
2.3	サーボパック仕様....................................	9
2.4	歯付ベルト仕様	10
2.5	プーリー仕様	11
2.6	メカロック仕様	12
2.7	慣性負荷の仕様	13
2.8	サーボパックの設定	14
2.9	各慣性モーメント $(\mathrm{kgm}^2)$	15
2.10	物理パラメータ	16
3.1	共振・反共振周波数	19
5.1	速度制御実験	30

### 第1章 緒言

汎用サーボシステムは、半導体製造装置や部品実装機などの産業用機械の駆動装置として組み込まれ る機器であり、機械の高付加価値や高生産性を実現するため、高速高精度な位置決め動作が要求される。 [1]

これに答えるため、市販のサーボモータにはオートチューニング, チューニングレスといった PID を 基礎とするゲインの自動調整が広く行われている.[2][3]しかし PID 補償器は構造が単純であるため, 制御対象が低剛性,高慣性比の場合,ゲイン調整が困難になるという欠点がある.このような制御対象 の例として本論文では柔軟ベルトを含むベルト駆動二慣性系の速度制御問題を考える.ベルト駆動系は 低コスト,機構の自由度が高いなどの特性を持ち産業用ロボットや搬送作業など多くの場面で用いられ る.その一方で,ベルト駆動系は強度,振動,騒音などの欠点も有しておりベルト駆動系の剛性に関す る研究も行われている。[4]

しかしロバスト制御を用いれば系統的な設計手法に基づき閉ループ系の性能を補償することができる。 さらに、プラントのパラメータが測定可能な場合、補償器が制御入力を決定する際に観測出力だけでな くプラントのパラメータの情報も使用することができ制御性能の向上が期待できる。

本論文では,慣性負荷変動を持つベルト駆動二慣性系の速度制御問題に対して,慣性モーメントをパ ラメータとするゲインスケジューリング補償器を設計し,慣性負荷変動を一つの補償器で考慮するロバ スト補償器に対する有効性を実験的に検証することを目的とする.

## 第2章 実験装置

#### **2.1** 実験装置の構成

実験装置の概要を Fig.2.1 に、実験装置の構成を Table.2.1 に、 ~ Fig.2.4 に、設計図を Fig.A.1, に示す. 装置の左端に AC サーボモータ, 右端に慣性負荷を設置し両者をベルトで接続する.本論文では慣性負荷にアルミニウムの円盤を用いた.

円盤は負荷側の軸にネジ留めがされており簡単に交換することができる。また円盤は二種類用意して おり、慣性負荷変動はこの円盤を交換することで行うことができる(以降,慣性モーメントが小さいも のを d1,大きいものを d2 とする).



Fig. 2.1: 実験装置概略

PC	Dell Dimension 2400 / RTLinux(2.4.22-rtl3.2-pre3) Fedora Core1	
D/A Board	Interface PCI-360116 (2ch, 16bit, $10\mu$ sec)	
Counter Board	CONTEC CNT24-4(PCI)H (4ch, 24bit, 1MHz)	

#### 表 2.1: 実験装置の構成



Fig. 2.2: 実験装置全体



Fig. 2.3: 実験装置上から



Fig. 2.4: 実験装置負荷側

Fig.2.4,Fig.A.1 に示す慣性負荷側のネジ穴は接続するベルトの張力を変化させるためにあけられた穴である。台座側には 1(mm) ずつずれた状態で同様の穴あけがされており、従動側はボルトで固定される。Fig.2.4 の番号はベルトの張力が弱い順に番号を付けた。

Table.2.2 にサーボモータの仕様を、Table.2.3 にサーボパックの仕様を示す。

モータ	安川電気 -V シリーズ SGMAV-02A
電圧 (V)	200
「定格出力 (W)	200
「定格トルク (N・m)	0.837
瞬時最大トルク (N・m)	1.91
定格電流 (Arms)	1.5
瞬時最大電流 (Arms)	5.3
「定格回転速度 $(min^{-1})$	3000
<b>最高回転速度</b> (min <sup>-1</sup> )	6000
トルク定数 (N・m/ARms)	0.45
回転子慣性モーメント× $10^{-4}$ (Nkg・m <sup>2</sup> )	0.116(0.18)
<b>定格パワーレート</b> (kW/s)	35
定格角加速度 $(rad/s^2)$	54900

表 2.2: サーボモータ仕様

表 2.3: サーボパック仕様

サーボパック	安川電気 -V シリーズ SGDV-1R6A
電圧	三相 200V
最大適用モータ容量 (kW)	0.2
連続出力電流 (Arms)	1.6
最大出力電流 (Arms)	5.8
主回路	三相: AC200~230V +10~-15 % 50/60Hz
制御回路	単相:AC200~230V +10~-15 % 50/60Hz

### 表 2.4: 歯付ベルト仕様

型番	タイミングベルト TBN697L
材質	ネオプレンゴム
歯面カバー	ナイロン帆布
心線	グラスファイバーコード S・Z 捻り交互連続
ベルト呼び幅 (mm)	19.1
ベルト周長 (mm)	1771.65
ピッチ (mm)	9.525
歯数	186
<b>質量</b> (kg)	0.08



Fig. 2.5: プーリー

型番	面圧タイミングプーリ (L タイプ) MTPLA20L075-F-15
歯数	20
ピッチ円直径	66.70
d	15
H7	15
А	21
W	26
D	36

表 2.5: プーリー仕様



Fig. 2.6: メカロック

型番	メカロック MLR16
d	16
D	24
D1	39.5
P.C.D	29.5
Т	13
В	14

### 表 2.6: メカロック仕様

Fig2.7、および Table.2.7 に慣性負荷の仕様を示す。また軸の形状を Fig2.8 に示す。



Fig. 2.7: 慣性負荷 概略図

	d1(慣性負荷 小)	d2(慣性負荷 大)
材質	アルミニウム	アルミニウム
D(mm)	45	95
T(mm)	20	25
W(mm)	25	25
S(mm)	10	10
V(mm)	16	16

表 2.7: 慣性負荷の仕様



Fig. 2.8: 軸 概略図

### 2.2 サーボパックの設定

実験装置に使用するサーボモータは位置制御、速度制御、トルク制御の3つの制御モードから制御方 式を選択することができる。本論文ではPCで補償器を構成するので、入力する電圧に比例したトルク を発生させるトルク制御モードに設定するために機能選択基本スイッチ0(Pn000)を0020Hに設定した。 本実験では3Vで定格トルクが発生するようにトルク指令入力ゲイン(Pn400)を30[0.1V/定格トル

ク] とした。エンコーダ分解能については、エンコーダ分周パルス数 (Pn212) を 65536[Pulse/rev] と設 定した。

また内蔵されているノッチフィルタの自動調整機能を無効にするためにノッチフィルタ調整スイッチ (Pn416)を0000Hに設定した。パラメータの設定値をTable.2.8に示す。この他のパラメータは工場出 荷状態のまま使用する。

Parameter	Value
Pn000	0020H
Pn212	65536
Pn400	30
Pn460	0000H
Pn50A	8100H
Pn50B	6548H

#### 表 2.8: サーボパックの設定

### 2.3 物理パラメータの導出

Fig.2.2 に示す実験装置の各部慣性モーメントを Table.2.9 に示す。

	5 /
d1	$1.41 \times 10^{-4}$
d2	$5.38\times10^{-4}$
軸	$6.04\times10^{-6}$
プーリー	$64.6\times10^{-6}$
メカロック	$14.0 \times 10^{-6}$
駆動用モータ回転子慣性モーメント	$1.16 \times 10^{-5}$

表 2.9: 各慣性モーメント (kgm<sup>2</sup>)

d1、d2の慣性モーメントはその形状より算出した。また、軸、プーリー、メカロックも同様に計算を 行った。計算例を以下に示す。

exp:d1

質量: 
$$M = 密度 (kgm^{-3}) × 体積 (m^3) より$$
 (2.1)

$$= 2700 \times 1.77 \times 10^{-4} \tag{2.2}$$

$$= 0.478(kg)$$
 (2.3)

従って、質量:M = 0.478(kg)となる。次に、質量 M、半径 r の円柱の慣性モーメント  $I_Z$  は以下の式で 算出された。

$$I_Z = \frac{1}{2} \times Mr^2 \tag{2.4}$$

$$= \frac{1}{2} \times 0.478 \times \frac{45^2}{2}$$
(2.5)

$$= 1.41 \times 10^{-4} \tag{2.6}$$

実験装置の物理パラメータを Table.2.10 に示す。ベルトの質量を無視できるとすると、駆動側慣性モーメント  $J_M$  はプーリーと駆動用モータ回転子慣性モーメントの合計となり、同様に負荷側慣性モーメント  $J_L$  は慣性負荷、軸、プーリー、メカロックの合計となる。(メカロックは慣性負荷と軸を固定するものである)

$J_M$	駆動側慣性モーメント	$7.57 \times 10^{-5} (kgm^2)$
$J_L(d1)$	従動側慣性モーメント	$2.26 \times 10^{-4} (kgm^2)$
$J_L(d2)$	従動側慣性モーメント	$6.23 \times 10^{-4} (kgm^2)$
$K_S$	バネ剛性	209.2(Nm/rad)

表 2.10: 物理パラメータ

ベルトのバネ剛性  $K_S$  はばねばかりを用いて測定を行った。負荷側のプーリーを固定したのち、駆動 側プーリーの回転方向にばねばかりを設置し $0.2 \sim 1$ [N]の間でトルクを加えた。この時の駆動側プーリー の回転角よりベルトの伸びを測定し、両者の関係からバネ剛性  $K_S$ を導出した。台座側には1(mm)ず つずれた状態で同様の穴あけがされており、従動側はボルトで固定される。このボルトを緩め、固定さ れている穴を入れ替えることでベルトの張力を変化させることが可能となっている。測定したトルクと プーリーの回転角を Fig.2.9 に示す。本実験ではボルトの固定をの位置でのみ行っており、Fig.2.4 に 示す 以外でのベルトのバネ剛性は測定を行っていない。



Fig. 2.9: バネ剛性

### 2.4 閉ループ制御実験

本論文では慣性負荷変動に対してロバスト補償器,ゲインスケジューリング補償器を用いて速度制御 実験を行う。制御系のブロック線図を Fig.5.1 に示す.Pは制御対象,Kは補償器である.またuは指 令トルク,yはモータの回転速度、dは外乱速度である.目標速度rから指令トルクuまでの時間応答を 測定した。



Fig. 2.10: 閉ループ制御実験

# 第3章 プラントモデルの同定

#### 3.1 周波数応答実験

本章からは二慣性系の制御対象に対して種々の補償器を用いて閉ループ制御系を構成し、速度制御実 験によって補償器の制御性能を検証する.



Fig. 3.1: 周波数応答実験 PI 補償器

Fig.2.1 に示した実験装置の周波数応答実験を行った。静止状態で周波数応答実験をすると、静止摩擦の影響が大きいため一定速度でモータを回転させた状態で周波数応答実験を行う。そのために Fig.3.1 に示す PI 制御系を組んで、目標速度を正弦波上に変化させる。その時のモータのトルク u と速度 y を記録し周波数応答を求める。サンプリング周期は  $200(\mu sec)$  とし、1(Hz), 2000(Hz) までの範囲で周波数実験を行った。目標速度 r は 10(rad/sec)、5(rad/sec)の二つを考え、実験は各目標速度でそれぞれ 1 回ずつ行った。実験結果を Fig.3.2 にしめす。

緑は目標速度 5(rad/sec) の時の d1、赤は目標速度 5(rad/sec) の時の d2、黄は目標速度 10(rad/sec) の 時の d1、青は目標速度 10(rad/sec) の時の d2 を示す。300(Hz) 付近、400(Hz) 付近でそれぞれピークが 確認できる。周波数応答実験結果のゲインの差、およびピークの差は慣性負荷変動に起因しており、d2 に比べて d1 の方がプラントのゲインが高く、共振周波数も高くなっていることがわかる。Table.3.1 に 測定した慣性負荷の共振・反共振周波数を示す.本論文では簡単のため低周波数域のゲイン変動に重点 を置きプラントモデルを決定する。



Fig. 3.2: 周波数応答実験結果

		X 共派问波数 5 共作国沈粉 (TT_)
<u> </u>	· 共振向波致 (HZ)	反共振周波致 (Hz)
d1	380	182
d2	302	120

表 3.1: 共振・反共振周波数

#### 3.2 プラントモデルの導出

以下のようにルールを決め、ロバスト制御、ゲインスケジューリング制御のノミナルプラントを同定 した。

1. case1 ロバスト制御:負荷変動を未知とし,負荷変動に依存しない補償器を設計する。

2. case2 ゲインスケジューリング制御:負荷変動を既知とし,負荷変動に依存する補償器を設計する。

上記二つの補償器を設計するために、本節では、慣性負荷に依存しないノミナルプラント  $P_0(s)$  および、 慣性負荷 J に依存するノミナルプラント  $P_0(J,s)$  を求める。

#### 慣性負荷に依存しないノミナルプラント

ロバスト制御用のノミナルプラント P0(s)の周波数応答を Fig.3.3 に示す。紫線が d1 の周波数応答、 青線が d2 の周波数応答、赤線がロバスト制御用のノミナルプラントである。P0(s)は d1,d2 の周波数応 答実験の結果を平均したものを, MATLAB fitfrd で部分空間同定法を用いて 5 次近似することにより求 めた. d1,d2 の周波数応答実験の結果の平均を取っているので、P0(s)のゲイン特性は二つの周波数応 答実験の結果の中間にあることがわかる.



Fig. 3.3: ロバスト制御用 ノミナルプラント

#### 慣性負荷に依存するノミナルプラント

次に、ゲインスケジューリング制御用のノミナルプラント P0(J,s) の設計である。ゲインスケジューリング制御用ノミナルプラント P0(J,s) は慣性負荷  $J_M$ 、 $J_L$  をプラントのパラメータとして利用できるとして以下のように置く。

$$P0(J,s) = \frac{\bar{J}}{\bar{J}} \times P0(s)$$
(3.1)

ここで

$$\bar{J} = J_M + \frac{J_L(d1) + J_L(d2)}{2}$$
(3.2)

$$J = J_M + J_L \tag{3.3}$$

とする。 $J_M$  は駆動側慣性モーメントの合計、 $J_L$  は負荷側慣性モーメントの合計である。また、P0(s)はロバスト制御に使用するノミナルプラントである。

ゲインスケジューリング制御用のノミナルプラント P0(J,s)の周波数応答を Fig.3.4、Fig.3.5 に示す。 Fig.3.4 は d1 を用いた場合のノミナルプラント P0(J,s) Fig.3.5 は d2 を用いた場合のノミナルプラント P0(J,s) である。Fig 中の紫線は d1 の周波数応答、青線は d2 の周波数応答、赤線は物理モデル、紫の 破線はノミナルプラント P0(J,s) である。

物理モデルは低周波数域での周波数応答実験結果の妥当性を示すためのものである。



Fig. 3.4: ゲインスケジューリング制御用 ノミナルプラント (d1)



Fig. 3.5: ゲインスケジューリング制御用 ノミナルプラント (d2)

最後に同定した各制御用のノミナルプラントを比較する.黒の破線がロバスト制御用のノミナルプラント P0(s)、青線がゲインスケジューリング制御用のノミナルプラント P0(J(d1),s)、赤線がゲインスケジューリング制御用のノミナルプラント P0(J(d2),s) である。また、赤の点線が d1 の周波数応答実験の結果、青の点線が d2 の周波数応答実験の結果をそれぞれ示している。

平均をとるロバスト制御用のノミナルプラント *P*<sub>0</sub>(*s*) に比べて、ゲインスケジューリング制御用のノ ミナルプラント *P*<sub>0</sub>(*J*,*s*) の方が低周波数域において、周波数応答実験結果をよく近似していることがわ かる。



Fig. 3.6: ノミナルプラントの比較

### 3.3 モデル化誤差の見積もり

Fig.3.7 にロバスト制御用、Fig.3.8 にゲインスケジューリング制御用のノミナルプラントのモデル化 誤差とそれを覆う重み関数 W<sub>T</sub> を示す。青がモデル化誤差、赤線が重み関数である。

モデル化誤差に対する安定性を保証するため,本論文では乗法的摂動モデル  $P(s) = P0(s)(1 + W_T(s)\delta(s))$ を導入する.重み関数  $W_T(s)$  は以下の式に表す。

$$W_T(s) = k_T \frac{(s + \omega_{T1})\omega_{T2}}{(s + \omega_{T2})\omega_{T1}}$$

$$(3.4)$$

$$\omega_{T1} = 2\pi \times 5 \tag{3.5}$$

$$\omega_{T2} = 2\pi \times 2000$$
 (3.6)

$$\omega_{T_2}^{*} = 2\pi \times 2000 \tag{3.0}$$

ここで, $k_T$ はロバスト制御の場合 0.7, ゲインスケジューリング制御の場合 0.4 とした。



Fig. 3.7: モデル化誤差 (ロバスト)



Fig. 3.8: モデル化誤差 (ゲイン)

また両者の比較をしたものを Fig.3.9 にしめす。青がロバスト制御用のモデル化誤差と重み関数、赤が ゲインスケジューリング制御用のモデル化誤差と重み関数である。前項で、ノミナルプラントの同定の 際に慣性負荷の情報を利用することにより低周波数域でモデル化誤差が小さくなっていることがわかる.



Fig. 3.9: モデル化誤差の比較

## 第4章 補償器設計

本章では前章の周波数応答実験結果に基づき補償器を設計する.

### 4.1 ロバスト補償器

モデル化誤差に対するロバスト安定化を図るため  $H_\infty$  制御問題 (混合感度問題) を解いて補償器を求める:

(i) 閉ループ系が内部安定

(ii) 閉ループ系の $H_{\infty}$ ノルムが1未満となる



Fig. 4.1: 閉ループ制御実験

ここで  $P_0(s)$  は前節で求めたノミナルプラント,  $W_T(s)$  は重み関数である.  $W_S(s)$  は性能重みで,  $W_S(s) = 30 \times \frac{\omega_{s1}}{s+\omega_{s1}}$ とした.ここで  $\omega_{s1} = 2 \times \pi \times 0.1$ とし、また余裕を見て, 閉ループ系の  $H_\infty$ ノルムが約 0.85 となるように ks=30 として  $K_0(s)$  を求めた. Fig.4.1 にロバスト制御の閉ループ系を示す。

### 4.2 ゲインスケジューリング補償器

Fig.4.2 にゲインスケジューリング制御の閉ループ系を示す。

前章でゲインスケジューリング制御用のノミナルプラント  $P_0(J,s) \in P_0(J,s) = \frac{J}{J} \times P_0(s)$ と設定した。これに対して慣性負荷 J のパラメータを利用できるとしてゲインスケジューリング補償器 K(J,s) を  $K(J,s) = \frac{J}{J} \times K_0(s)$ とおけばノミナルプラントの係数が相殺され,設計問題は慣性負荷に依存しない問題に帰着され Fig.4.2 は Fig.4.1 と同様の閉ループ系となる。すなわち,前述のロバスト制御系設計において, $W_T(s)$ をゲインスケジューリング制御用のものに置き換えた問題を解いて K(J,s)を求める.  $W_S(s)$ はロバスト補償器と同様に,閉ループ系の  $H_\infty$ ノルムを約 0.85 となるように ks=80 とした.



Fig. 4.2: 閉ループ制御実験

#### 4.3 補償器の比較

補償器のボード線図を Fig.4.3 に示す.黒の破線がロバスト補償器の周波数応答、緑線が d1 に対する ゲインスケジューリング補償器の周波数応答、赤線が d2 に対するゲインスケジューリング補償器の周波 数応答である。

図を見ると、d1に対するゲインスケジューリング補償器はロバスト補償器と同等のゲイン特性を有しており、同程度の性能しか期待できないが,d2に対するゲインスケジューリング補償器はロバスト補償器よりも大きなゲイン特性を有しており、良い性能が期待できる.得られた補償器は,サンプリング周期 0.25(ms) で離散化し,次項の速度制御実験に用いる.



Fig. 4.3: 補償器 ボード線図

## 第5章 速度制御実験

Fig.5.1 に示す閉ループ系を構成し慣性負荷変動に対して設計した補償器を用いて速度制御実験を行っ た。Pは制御対象, Kは補償器である. またuは指令トルク, yはモータの回転速度、外乱速度dであ る.目標速度 r から指令トルク u までの時間応答を測定した。目標速度 r は Table.5.1 のようにステップ 状に変化させた。



Fig. 5.1: 閉ループ制御実験

表 5.1: 迷度利御美颖		
時間 (s)	速度 $(rad/s)$	
0~	5	
3~	10	
7~	5	
10	実験終了	

実験結果を Fig.5.2~Fig.5.5 に示す. Fig.5.2 が d1 を設置しロバスト補償器で制御した場合の実験結 果、Fig.5.3 が d1 を設置しゲインスケジューリング補償器で制御した場合の実験結果、Fig.5.4 が d2 を 設置しロバスト補償器で制御した場合の実験結果、Fig.5.5 が d2 を設置しゲインスケジューリング補償 器で制御した場合の実験結果である。また、各図中の青線は目標速度 r、赤線は測定したモーターの速 度yである。

前章での予測の通り、d1に対するロバスト補償器、ゲインスケジューリング補償器を用いた制御実験 では実験結果に大きな差は見られなかった。一方、d2に対するロバスト補償器、ゲインスケジューリン グ補償器を用いた制御実験結果を見比べるとゲインスケジューリング制御の方が立ち上がり, 定常偏差 ともによい性能を示していることがわかる.



Fig. 5.2: ロバスト d1



Fig. 5.3: GS d1



Fig. 5.4: ロバスト d2



Fig. 5.5: gs d2

ロバスト補償器,ゲインスケジューリング補償器を用いた場合のモータの指令トルク *u* を Fig.5.6~ Fig.5.7 に示す.Fig.5.6 が慣性負荷変動に d1 を用いた場合の制御実験の結果、Fig.5.7 が慣性負荷変動に d2 を用いた場合の制御実験の結果である。また、グラフ中の青線はロバスト補償器、赤線はゲインスケ ジューリング補償器の指令トルクである。

d1 に対してロバスト補償器、ゲインスケジューリング補償器を用いた場合では、速度制御実験結果と 同様に大きな差は見られなかった。d2 に対してそれぞれの補償器の指令トルクを見ると,ロバスト補償 器に比べてゲインスケジューリング補償器の方が指令トルクが大きく変化していることがわかる。

これはノミナルプラントゲインスケジューリング補償器の設計慣性負荷変動のパラメータを利用して おり慣性負荷に依存したより積極的な補償器となっていることがわかる.



Fig. 5.6: トルク:d1



Fig. 5.7: トルク:d2

## 第6章 結言

本論文では二慣性系の速度制御問題に対してロバスト補償器、ゲインスケジューリング補償器の二種類の設計を行い、後者の利点を実験的に示した。

まず、制御対象の物理パラメータを導出し、パラメータ情報を持たず慣性負荷変動に依存しないノミ ナルプラント P0(s)、プラントのパラメータ情報を利用でき慣性負荷変動に依存するノミナルプラント P0(J,s)を同定した。さらに、プラントとのモデル化誤差に対してロバスト安定化を図るため  $H_{\infty}$ 制御 問題を解き、補償器の設計を行った。

次に設計した補償器の有効性を検証するために、両者の補償器を用いて速度制御実験を行った。実験 は目標速度をステップ状に変化させ、その際のモーターの回転速度および指令トルクを測定し評価を 行った。

最後にプラントのパラメータを利用しないロバスト制御系に対して,プラントのパラメータを利用す るゲインスケジューリング制御系を構成し後者の利点を実験的に示した.

今後の課題として、本論文ではプラントモデルの同定に関して低周波数域のゲイン変動にのみに重点 を置き補償器の設計を行っているため、共振周波数を含む中間周波数帯域における動特性変動をプラン トモデルに取り込んだ場合について発展させていく。

参考文献

- [1] 池田英俊. 丸下貴弘 (三菱電機株式会社): "機械端フィードバックによる汎用サーボの振動抑制技術" 日本機械学会誌, 2010.10 Vol.113 No.1103
- [2] 安川電気株式会社: " -V シリーズユーザーズマニュアル"設計保守編, 資料番号 SIJP S800000 45E
- [3] 三菱電機株式会社: "三菱電機 MR-J3- A", サーボアンプ技術資料
- [4] 李 亨. 武居直行. 古荘純次. 田中秀明. "サーボ駆動系としての歯付ベルトの剛性に関する研究",日本機械学会論文集 (C編), 69-681, 2003-5, p162-169

# 付 録 A 実験装置 設計図

本論文で使用した実験機について設計図を示す。



Fig. A.1: 設計図

# 付 録 B 外乱抑制制御実験のプログラムソース

外乱抑制制御実験で使用するプログラムとその注意点を以下に示す.