

ロバスト・モデルマッチング法による 1 リンクアームの位置決め制御

中西 洋介

Verification fo accuracy of Position Control by Robust Model Matching Method

Yohsuke NAKANISHI

抄 録

質量の大きく異なるワーク搬送時における 1 リンクアームの位置決め制御実験を通して、システムのパラメータ変動に頑健であると謳われているロバスト・モデルマッチング法¹⁾の実用性の検討を行った結果、同手法にて約 20 倍の慣性モーメント変動に影響されることなく、一定の位置決め制御性が得られることが確認できた。なお、補償器設計簡略化のため、1 リンクアームをモータ等のダイナミクス、摩擦等の非線形項を無視した簡便な線形 2 階常微分方程式でモデリングし、同近似モデルを元にロバスト・モデルマッチング補償器を設計したところ、実用上問題の無い制御性能が得られることが確認できた。

また、センサベースの角速度情報に高周波数振動成分が含まれ、その結果アームの位置決め性に悪影響を及ぼしたため、最小次元観測器にて推定した角速度をロバスト・モデルマッチング補償器の状態フィードバック情報として利用したところ、安定した位置決め制御性を得ることができた。

1. はじめに

1 リンクアームにて質量の異なるワークをある目的の位置に搬送する場合、アームに比して搬送ワークの質量が大きく変動すると、一般的な制御手法では一定の位置決め制御性を得ることができない。制御対象のパラメータ変動に影響されずに所用の制御性能を得ることができる制御手法としては、H インフィニティ制御に代表されるロバスト制御、逐次制御対象のパラメータを計算・更新してゆく STR に代表される適応制御等々、様々な制御手法が報告されている。ここでは、これらシステムのパラメータ変動に対して頑健な制御手法の内、田川が考案したロバストモデルマッチング法¹⁾に着目し、同手法の実用性の検討を行った。

1 リンクアームの位置決め制御に関していえば、その代表的な応用例として、ロボットアームによるワークの搬送作業が挙げられる。この場合の制御補償器としては現在 PID 制御補償器が広く一般的に使用されている。しかし、PID 制

御補償器そのものはパラメータ変動に対するロバスト性を有していないため、

- (1) 予め予想されるパラメータの変動（2 リンクアームの上腕部駆動モータ軸に関するモーメント等）に対しては、その時々に応じた PID ゲインテーブルを予め用意しておく。
- (2) 異なる質量のワーク搬送等の予測不可能なパラメータ変動に対しては、搬送可能なワーク質量の最大値に比してアーム質量を十分大きくし、近似的にパラメータ変動を無視する。

等の対策をとっている。したがって、市販のロボットアームの大半は、搬送可能なワーク最大質量に対して大きな質量を有しているのが現状である。

本手法のようなロバスト性を有する位置決め制御補償器によりアームの位置決めを行えば、

- (1) アーム質量を小さくできる（小型・軽量化）
 - (2) 駆動モータの出力を小さくできる
- 等の利点を得ることができ、それに伴い製造およびランニン

グコストの低減, また, 現場における安全性の確保等のメリットを得ることが期待できる。

なお, 現場に本手法を適用することを想定した場合, その設計手法は簡便であるに越したことはない。したがって, ここでは制御対象を表現する微分方程式の次数を高々2次に抑え, 線形2階常微分方程式にて表現された1リンクアームにロバストモデルマッチング法を適用することにより実用上問題なく位置決め制御を行うことができるかどうか検討することにした。なお, 微分方程式の係数となる慣性モーメントおよび粘性係数は, 簡便な周波数応答実験により同定した。

ところで, 1リンクアームを2階微分方程式にて表現して状態フィードバックを施した場合, 角度と角速度なる2つの状態量をフィードバックする必要がある。ロバストモデルマッチング法による位置決め制御を行うに当たって, 当初センサ情報により角速度を得ていたが, 場合によっては角速度情報が極めて振動的になり, その結果位置決め制御中にアームが発散するという現象が生じた。したがって, ここでは最小次元観測器にて角速度を推定し, その推定角速度をフィードバック情報として用いることにより位置決め制御を行うものとした。

2. ロバストモデルマッチング法

モデルマッチング法とは, 実現させたい理想的な応答特性を予め伝達関数として与えておき, 制御対象を含めた閉ループ系が, その伝達関数になるように(マッチングするように)制御補償器を設計する方法である。したがって, 制御対象を表す伝達関数が分かっている場合には, 決まった手順にしたがって補償器を設計することにより, 比較的簡便に理想的な応答性を得ることができるため, 極めて有力な制御系設計手法となる。しかし, 制御対象のパラメータ変動に大きく影響される欠点を持つ。

一方, ロバストモデルマッチング法は, 上記モデルマッチング法に, 「外乱から操作量(出力)までの伝達関数を零にすることにより, 制御系への外乱の影響を抑える」という, いわば外乱抑制手法を取り入れたものであり, 以下の2点の特徴を持つ。

- (1) 制御対象のパラメータが公称値(nominal value: 補償器設計に使用した値)である場合には, 入力から制御量までの伝達関数は予め仮定した伝達関数に一致する。
- (2) 制御対象のパラメータが大きく変動しても, 設定した周波数帯域においては一定の制御性能を得ることができる。

図1にロバストモデルマッチング補償器の構成を示す。同補償器を設計するに当たっては, 以下の手順を踏む[1]。

- (1) 実現したい目標値-出力間の伝達関数を決める

- (2) 状態フィードバックによりモデルマッチング補償器を構築する
- (3) 観測可能な状態量および操作量よりパラメータ変動に対応する「等価外乱」を定義する。
- (4) 等価外乱から制御量までの伝達関数が零となるようにロバスト補償器を設計する
- (5) (4)で設計されたロバスト補償器は一般に高次の微分器から構成されるため, そのままでは実現不可能である。したがって微分器の次数分ローパスフィルタを挿入し, ロバスト補償器を構築する(したがって, ローパスフィルタのカットオフ周波数以下の周波数帯域にて希望する制御性能を得ることができる)。

3. 1リンクアームに対する1形ロバストモデルマッチング制御補償器の設計

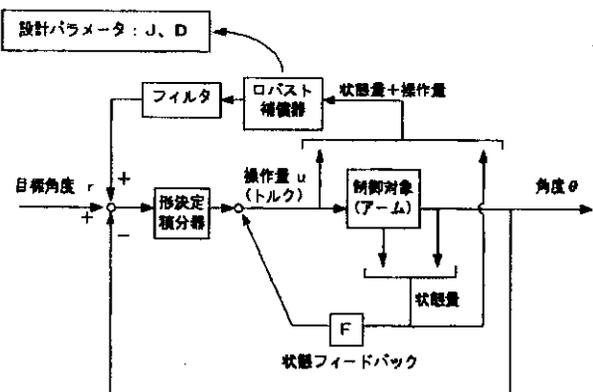


図1 ロバストモデルマッチング補償器

1リンクアームは, J, D, θ, u をそれぞれ回転軸回りの慣性モーメント, 粘性係数, 回転角度, 駆動トルクとして,

$$J\ddot{\theta} + D\dot{\theta} = u \quad (式1)$$

なる線形2階常微分方程式に支配される。したがって入力トルク u から, 出力角度 y までの伝達関数 G_{uy} は

$$G_{uy} = \frac{b}{s(s+a)} \quad (式2)$$

となる。ただし, $a=D/J, b=1/J$ である。

また, ここでは, 実現したい目標値 r - 出力角度 y 間の伝達関数を,

$$W_{ry} = \frac{Zs+12}{(s+2)(s+3)^2} \quad (式3)$$

として, ロバスト補償器を設計した。図2に設計した補償器のブロック綿図を示す。なお, (式3)中の変数 Z は零点を操作して応答性を調整するためのものである。

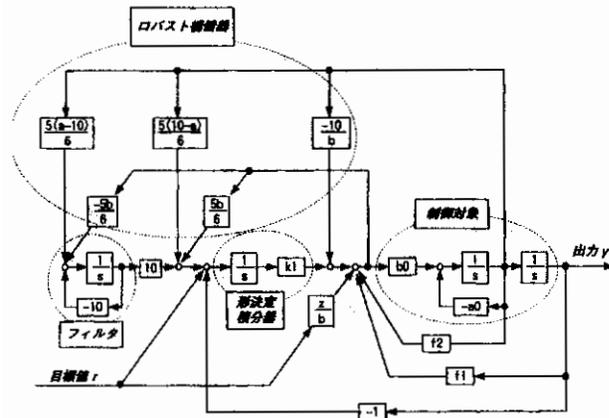


図2 設計したロバスト補償系

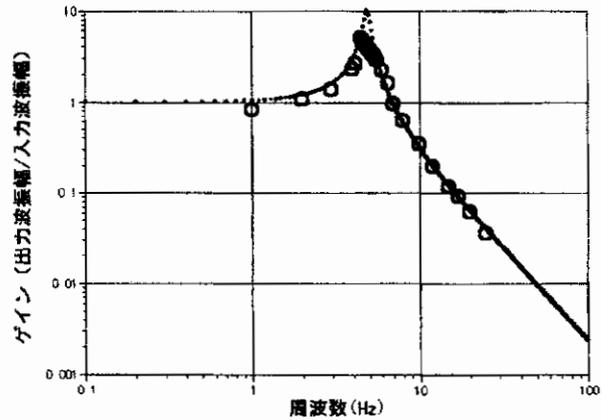


図4 閉ループ伝達特性 [○:実験値, ・:理論値]

4. 周波数応答実験によるシステム同定

1リンクアームは理論的には、(式1)で表される微分方程式として記述することができる。慣性モーメントJは計算にておおよその値を算出することが可能であるが、粘性係数Dの値は実験にてその値を同定するしかない。したがって、ここでは簡便な周波数応答実験を行うことにより、粘性係数Dの値を同定することを試みた。

4.1 閉ループ伝達特性

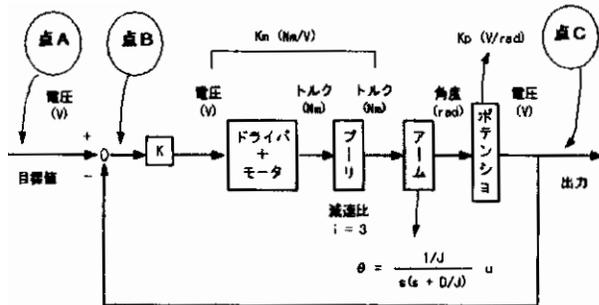


図3 周波数応答実験

図3に1リンクアームのシステム同定実験装置のブロック線図を示す。アームはトルク制御型ドライバで駆動されるDCモータにて、減速比*i*=3なるプーリを介して駆動し、アーム回転角はポテンシオメータ(電圧出力)にて測定した。実験は、図3の点Aで表される信号入力点に、1Hzから25Hzの周波数の正弦波を入力信号として与え、点Cでの出力正弦波を測定するという手順で行った。図4「○印」にて得られた閉ループ伝達特性(ボード線図)を示す。

入力信号が約5Hzになったところで一度だけ共振現象が発生し、後は周波数が高くなるにしたがってゲインは対数軸にて直線的に減少(40dB/decade)する傾向が観察された。

次に、この実験に得られた1リンクアームの入出力特性が2次系の理論式で近似可能か否かを考察する。2次系の閉ループ伝達関数は、 ω_n を系の固有角振動数、 ζ を減衰係数として、

$$G_c = \frac{\omega_n^2}{s^2 + 2\zeta\omega_n s + \omega_n^2} \quad (式4)$$

で標準化される。(式4)で表される周波数伝達関数の周波数*f*におけるゲイン $|G(j\omega)|$ は、

$$|G_c(j\omega)| = 1 / \sqrt{\{1 - (f/f_n)^2\}^2 + (2\zeta f/f_n)^2} \quad (式5)$$

となる。図4中の「・印」は、(式5)において $f_n = 4.9\text{Hz}$ ($\omega_n = 2\pi f_n$)、 $\zeta = 0.05$ として計算した時の2次系閉ループ伝達特性の理論値を出す。図4より、図3点A~C間の閉ループ伝達特性と理論式(式4)で表される伝達特性は、比較的良好な一致を示していることが分かる。すなわち、本実験における1リンクアームの閉ループ伝達特性は、1~25Hzの周波数帯域では、理論式にて、 $f_n = 4.9\text{Hz}$ 、 $\zeta = 0.05$ とすることにより近似可能であることが確認できた。

4.2 パラメータ推定

(式4)で表現される2次系の閉ループ伝達関数は、

$$G_o = \frac{\omega_n^2}{s(s + 2\zeta\omega_n)} \quad (式6)$$

となる。一方、実験における閉ループ伝達関数 G_{BC} (点B~C間の伝達特性)は、図3より

$$G_{BC} = \frac{K K_m (1/J) K_p}{s(s + D/J)} \quad (式7)$$

となる。ただし、 K 、 K_m 、 K_p はそれぞれ、差動増幅器の設定ゲイン、モータドライバ入力端子電圧～アーム駆動軸トルク間ゲイン、アーム角度～ポテンシオメータ出力電圧間ゲインであり、 $K=1.75$ （手動にて設定）、 $K_m=3.88 \times 10^{-2}$ Nm/V（カタログ値×減速比）、 $K_p=8.58$ V/rad（実測）である。

理論値および実験値での閉ループ伝達特性がほぼ同じことから、(式6)と(式7)を等値することにより、慣性モーメント J および粘性係数 D を求めることができる。すなわち、

$$K K_m K_p / J = (2 \pi f_n)^2, D/J = 2 \zeta \omega_n$$

より、 $J=6.15 \times 10^{-4}$ kg・m²、 $D = 1.89 \times 10^{-5}$ Nms となる。

同定結果の確認のため、手計算によりアーム部（モータにより駆動される全慣性）の慣性モーメントを概算すると、約 $J_1 = 7.2 \times 10^{-4}$ kg・m² となった。

多少の誤差はあるものの、 $J \approx J_1$ となることから、今回のシステム同定方法によって推定された粘性係数 D の値にも、信頼がおけるものとした。

4.3 考察

本節の実験にて、「1～25Hzの周波数帯域」にて1リンクアームを(式1)の2階微分方程式にて近似表現可能であることが確認できた。しかし、図3から分かるように、1リンクアームを実際に駆動するためには、モータ、モータドライバ、動力伝達機構（減速機・プーリ等）等を必要とする。したがって、1リンクアームをより正確にモデリングするためには、

- (1) モータダイナミクス等の3次以上の高次モードに対応する動特性
- (2) 摩擦、時間遅れ等に代表される非線形性

等の、線形2階常微分方程式では記述できない動特性を考慮する必要がある。(1)については、4次程度のモードまでを考慮したロバストモデルマッチング補償器も構築可能であるが、それ以上のモードまでを考慮すると補償器の設計が複雑になり現実的ではない。(2)についても、その数学的取り扱いが極めて困難であり、1リンクアームを記述する数学モデルにそれを組み入れることは事実上困難である。

制御補償器を設計する立場から言うと、簡単な補償器で安定した位置決め制御性が得られるのであれば、わざわざ数学的取り扱いが困難である上記動特性を考慮する必要はない。

したがって、本稿では「簡便な方法で実用的なロバストモデルマッチング補償器を構築することが可能か」というスタンスに立ち、1リンクアームを2階の微分方程式にて近似することで、どこまで安定した位置決め制御性を得ることができるか確認することにした。

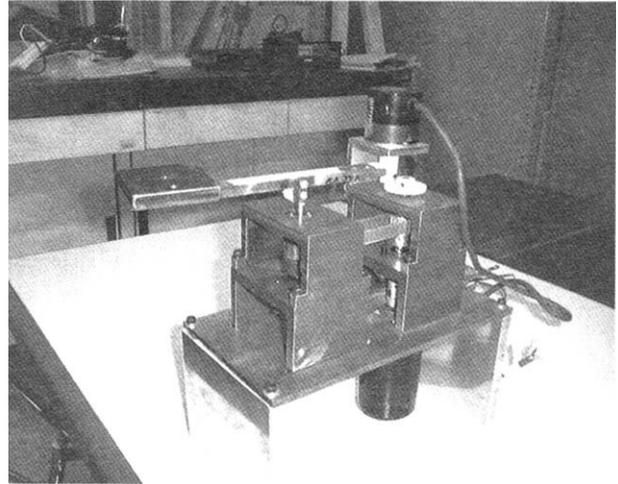


図5 実験に使用した1リンクアーム

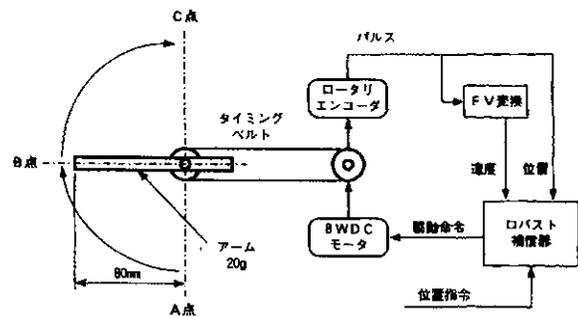


図6 位置決め制御概念図

5. 位置決め制御実験

5.1 実験方法

図5に実験に使用した1リンクアーム、図6に実験の概念図を示す。

アームはタイミングベルトを介して8WのDCモータにて駆動した。アーム位置は1000パルスのロータリエンコーダにより検出し、アーム速度（角速度）はロータリエンコーダからの出力パルスをF/V変換した。

ロバスト補償器は、このようにして得られた「位置情報」および「速度情報」と、パソコンにて設定する「位置指令」をもとに、適切な演算を施し、駆動源であるモータに「駆動命令」を与える（なお、補償器自ら演算した「駆動命令」も、演算の情報として使用する）。

実験は、質量約20gのアーム先端（回転中心より80mm）に、

- (a) 125g ($J = J_{nom} = 8 \times 10^{-4}$ kg・m : 基準値)
- (b) 26g ($J = 0.2 J_{nom}$)
- (c) 281g ($J = 2.25 J_{nom}$)
- (d) 484g ($J = 3.9 J_{nom}$)

なる4種類の質量のおもりを取りつけて、90度おもりを搬送する時の位置決め制御化を確認することにより行った。また、おもりは図6中の

- (ア) A点 → B点
- (イ) B点 → C点

なる二通りの経路にて搬送した。

なお、ロバスト制御と比較するために、一般的な方法であるPID制御による実験も行った。PID制御補償器は、その設計パラメータとして3つの値を持ち、その3つの値を調整するだけで、最適な制御性を得ることができる制御方式である。3つの値の調整方法は、いわば「試行錯誤」的になるものの、専門的な制御理論の知識が無くても誰でも簡単に使用することができるため、現在最も一般的に使用されている。

本実験においてはPID制御の設計パラメータである3つの各ゲインを(a)の125gのおもり搬送時に最適な位置決め制御性が得られるように調整した。また、ロバスト補償器における設計パラメータともいえる慣性モーメントJ、粘性係数Dの公称値も同様に、(a)125gのおもり搬送時のものとした。

5.2 実験結果

実験結果を図7(a)～(d)に示す。図において横軸は時間(秒)を、縦軸は角度(度)を表す。なお、例えば「PID(AB)」とは、「経路ABに沿ってPID制御を施した」ことを示す。

5.2.1 稼働中の負荷変動に対するロバスト性

まず、波形の滑らかさについて考察する。PID制御時には、(a)～(d)のいずれについても言えることだが、搬送経路AB・BCによって波形(挙動)が大きく異なり、特に慣性モーメントが小さい(b)においては、搬送途中で数回停止してしまっていることが分かる。これは、

- ①ピッチ(5mm)に比して、小さいピッチ円直径(18mm)のタイミングプーリを使用したため(図6参照)、回転位置により歯の噛み具合が異なること(稼働中の負荷変動)。
- ②2つのプーリ間の垂直位置が微妙に異なることにより、ベルトがフランジに片当たりしてしまったこと。
- ③実験装置全体が小型で、駆動トルクが小さいため、①、②の影響を大きく受けてしまったこと。

等が原因として考えられる。このことは、慣性モーメントが一番小さい(b)において波形が階段状になっているが、(b)→(a)→(c)→(d)と慣性モーメントが大きくなり、慣性力・モータトルクが大きくなっていくにしたがって波形がなめらかになっていることから確認できる。

一方、ロバスト制御時には、経路AB・BCともに同様の波形、つまり経路に関係なく一定の位置決め制御性が得られていることが分かる。つまり、ベルトの片当たり等を一種の「負荷変動」と考えると、ロバスト補償器はこの負荷変動に対してロバスト性(頑健性)を発揮していると判断できる。

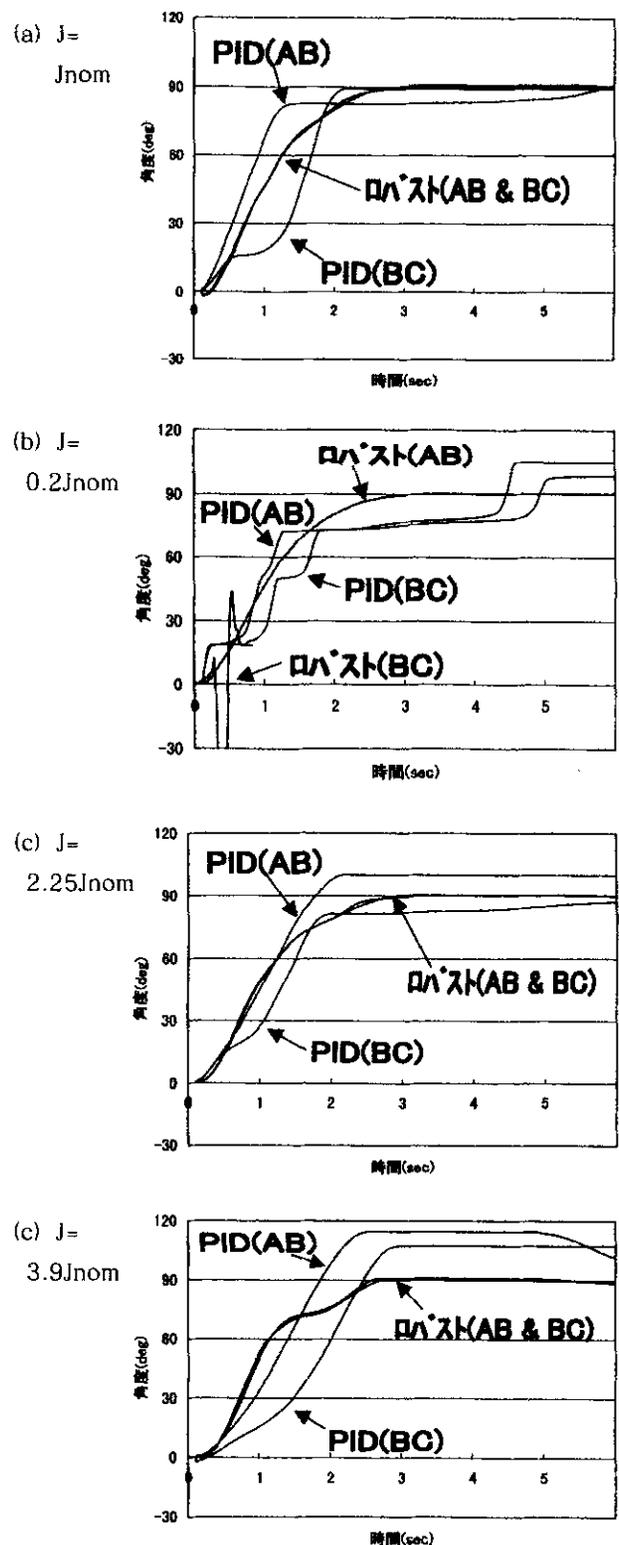


図7 ロバストおよびPIDによる位置決め制御実験結果

5.2.2 パラメータ（慣性モーメント）変動

に対するロバスト性

次に、異なる質量のおもり搬送時におけるアーム位置決め性について考察する。まずPID制御について論ずる。(b) 20gのおもり搬送時は、プリー歯の噛み具合等が原因と思われる一時的な高負荷（片当たり）のため、時間にして0.2～0.3秒付近で一端停止しているが、そこで停止するまでは基準である(a) 125gのおもり搬送時に比べて急激な立ちあがりを見せている。そして(c), (d)と慣性モーメントが大きくなるにしたがって、立ち上がり（搬送速度）は遅くなっている。また、(d)の484gのおもり搬送時においては、基準値である(a) 125gに比べておもりが重すぎるために、目標値である90度を大きく超えて（行き過ぎて）しまっている。その結果、90度に収束するまでに多くの時間を要している。

一方、ロバスト制御においては、(b)の経路BCを除いて、ほぼ一定の位置決め制御性が得られていることが分かる。つまり、質量20g、長さ80mmのアームによる位置決め制御時において、おもり質量の変動26g～484g（慣性モーメントにして約19.5倍）に対してロバスト性を発揮していることが分かる。

(b)の経路BCにおいては、途中でアームが激しく振動（発散）しているが、このことに関しては次節で論ずる。

6. 最小次元観測器による角速度推定

前節の実験にて軽量おもり搬送時に、アームが途中で激しく振動する現象が観察された(図7(b)経路BC)。これは、

「おもりが軽すぎる → プリー歯かみ合い等の影響でアームが微小振動する → アーム角度はロータリエンコーダにてパルスとして検出している → そのパルスを直接F/V変換して角速度情報（電圧）を得ている → エンコーダパルスの振動が増幅され角速度情報（電圧）が大きく振動する」

ことに原因があると思われる（ロバスト・モデルマッチング補償器は状態フィードバックを元に構築されているため、状態量の1つである角速度にノイズ等の振動成分が含まれると制御性が悪化する）。すなわち、軽量おもり搬送時に微振動を伴うエンコーダパルスを「直接F/V変換して」角速度情報を得ていることに大きな原因がある。

したがってここでは、「最小次元観測器（オブザーバ）」にて推定した内速度情報を位置決め制御に利用することにした。この手法は本稿のような「位置決め制御」に限らず、

- (7)高音等の劣悪な環境のためセンサが使用できない。
 - (イ)ノイズが多過ぎてセンサが使用できない。
- 等の場合に有効な手段であり、精度良く推定値を算出する観

測器を設計するためにはロバスト補償器同様、観測したい対象の精度良い「数式モデル」を必要とする。4.3節での議論同様、1リンクアームを線形2階常微分方程式のみで表現した場合でも精度良く推定値が得られるかどうか確認することも、実用上興味ある問題である。

6.1 最小次元観測器の構成

制御対象を、

$$\dot{x} = Ax + Bu \tag{式8}$$

の様状態方程式で表現する。ここで、A：システムマトリクス、B：入力マトリクス、x：状態ベクトル、u：入力である。さらに、状態変数を観測できるものx1と観測できないものx2とに分け、(式8)を次式のように分割する。

$$\begin{pmatrix} \dot{x}_1 \\ \dot{x}_2 \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} A_{11} & A_{12} \\ A_{21} & A_{22} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} x_1 \\ x_2 \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} B_1 \\ B_2 \end{pmatrix} u \tag{式9}$$

また、観測できない状態変数x2とその推定値 \hat{x}_2 との偏差を、 $e = x_2 - \hat{x}_2$ とする。ここで、観測できない変数x2に対応するシステム行列A22の固有値が好ましいものであれば、

$$\dot{\hat{x}}_2 = A_{22}\hat{x}_2 + A_{22}x_2 + Bu \tag{式10}$$

より、x2を求めることができる。しかし、A22の固有値が望ましい減衰特性を示さなければ、

$$\dot{e} = (A_{22} - LA_{12})e \tag{式11}$$

なる状態方程式において、Lの値を適当な値に設定することにより、A22の固有値を所用の位置に移すことができる。この時、十分満足できる速さで $e \rightarrow 0$ ($\hat{x}_2 \rightarrow x_2$)となるように、すなわちLの値を操作することによって、推定値がすみやかに真値に収束するようにA22の極を配置する³⁾。

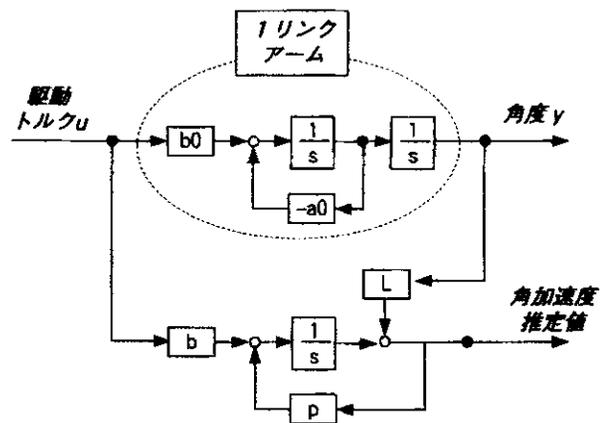


図8 最小次元観測器

図8に1リンクアームに最小次元観測器を組み込んだときのブロック線図を示す。なお、図中の p は(式11)におけるシステム行列 A_{22} - LA_{12} の固有値である。具体的には、この極 p の値を調整することにより、角速度推定値が真値に収束する早さを調整する。

6.2 最小次元観測器の極の決定

1リンクアームの位置決め制御において、図8の構成による最小次元観測器の推定値を状態フィードバック情報として、十分な精度で位置決め制御可能かどうかを調べるために、極 p の値をパラメータとして位置決め制御実験を行った。なお、設定した公称値は、

$$a) J = 12.5 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$b) D = 19.8 \times 10^{-4} \text{ Nms}$$

である。

図9に極の値を(a) $p = -10$ 、(b) $p = -20$ 、(c) $p = -40$ と変化させた場合の実験結果を示す。図中のFV変換値は推定値を真値と比較するために示したものであり、位置決め制御には直接は関係していない。なお、FV変換値は簡易な方法ではあるが予めキャリブレーションを行っているため、ほぼ真値に近い値を示してしていると考えて良い。したがって、推定値がどれだけFV変換値に近い値となっているかが観測器の精度評価の一つの指標となる。

図より、極 p の絶対値が大きくなるにしたがって、推定値が真値であるFV変換値に、より早く収束し、角度曲線もより滑らかになっていく様子が分かる。いずれの場合も0deg/sec付近で多少誤差が大きくなっているものの、推定値の利用目的を、その精度を問題にするのではなく、「1リンクアームの位置決め制御における状態フィードバック情報」等の補足的な情報として利用するためという目的に限定すれば、最小次元観測器による推定値は十分信頼のおけるものであることが確認できた。

ところで、極の絶対値を大きくするという事は、応答性を上げるとのことである。一般論として、極の絶対値を大きくすると、系の応答性は改善されるが不安定(振動的)になってしまう。事実、極の絶対値が最も大きい図9(c)の推定値を細かく観察すると、(a)、(b)に比べて、やや振動的になっていることが分かる。また、図9は慣性モーメント $J = 12.5 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ について行った実験結果だが、慣性モーメントをその0.14倍、すなわち $J = 1.7 \times 10^{-4} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$ として同様の実験を行うと、 $p = -40$ としたときに、やや振動的になった。したがって、ここでは $p = -30$ を最小次元観測器の極の最適値とした。

6.3 角速度情報の振動成分に関して

図9のFV変換値は観測器測定値と比べると、やや振動的になっている。そのため、角速度フィードバック情報として

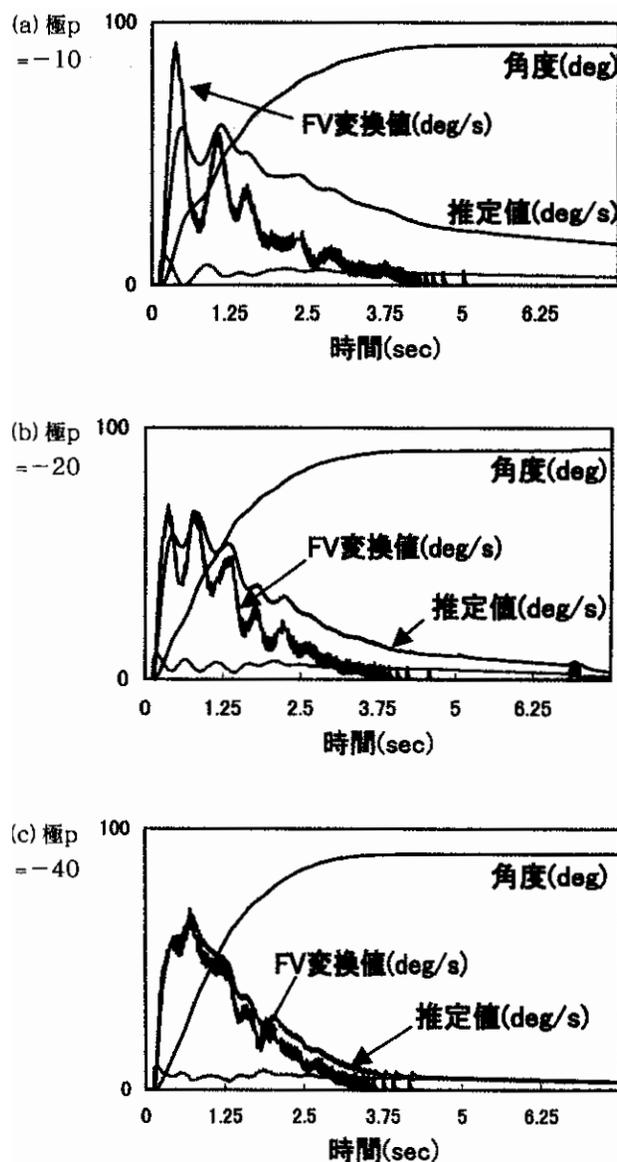


図9 最小次元観測器の極と推定値の関係

FV変換値を利用した5節の実験では、軽量おもり搬送時($J = 0.2J_{nom}$)にアームが発散した(図7(b)経路BC)。したがって、角速度情報として最小次元観測器の推定値を利用して軽量おもりを搬送してみた。なお、観測器の極の値は上述の議論より $p = 30$ としている。図10にその結果を示す。

図より、FV変換値は激しく振動していることが分かる。図7(b)経路BCの実験では、この振動的なFV変換値を利用して位置決め制御を行ったためにアームが発散したものと、思われる。一方、最小次元観測器による推定値は、極の絶対値が大きすぎるためかやや振動的になっているものの、FV変換値と比較すると、振動成分の振幅は約1/3程度に抑えられている。推定値を利用して行った位置決め制御結果である角度曲線も、安定して90度に収束していることが分かる。同様の実験を複数回行ってみたが、アームが発散するという現象は一度も観測されなかった。

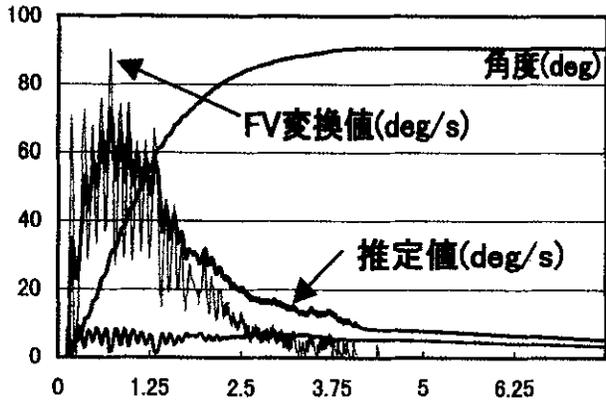


図10 最小次元観測器を用いた位置決め制御
J=0.2 J nom

7. まとめ

本稿では、ワーク搬送時における1リンクアームの位置決め制御実験を通して、ロバストモデルマッチング法の実用性の検討を行った。なお、ロバスト補償器を設計する当たって、制御対象となる1リンクアームをモータ等のダイナミクス、摩擦等の非線形項を無視した簡便な線形2階常微分方程式で表現することで、実用上問題の無い制御性能が得られるか否か確認した。

また、センサベースの角速度情報に高周波数振動成分が含まれ、その結果アームの位置決め性に悪影響を及ぼしたため、「最小次元観測器」にて角速度を「推定」し、その推定値を使用したロバスト・モデルマッチング制御にて所用の制御性能が得られるかどうか確認した。その結果以下の知見が得られた。

1)ロバストモデルマッチング法に関して

同手法を用いて質量20g・長さ80mmなるアームの位置決め制御を行った結果、

- a) 質量26g~484gのワーク搬送に対してほぼ一定の位置決め制御性が得られた(約20倍の慣性モーメント変動に対するロバスト性が確認できた)。
- b) PID制御では対処できない位置決め制御中の負荷変動にほとんど影響されることなく、一定の位置決め制御性を得ることができた。
- c) 1リンクアームをモータのダイナミクス、摩擦等の非線形項を無視した線形2階常微分方程式で近似して、ロバスト補償器を設計したところ、実用上問題の無い制御性能が得られた。

2)最小次元観測器に関して

1リンクアームを線形2階常微分方程式で表現し、同観測器にて速度を推定したところ、

- a) 比較的良好な制度で速度情報を推定することができた。
- b) 同推定値を基にロバストモデルマッチング法による位置決

め制御を行ったところ、アーム微小振動に起因する速度情報劣化の影響が回避でき、良好な位置決め制御性を得ることができた。

特に、1)-b)に関しては、難解な現代制御理論の中でも現在現場において比較的広く使用されている「外乱オブザーバ」的な機能だが、今回実際に実験を行ってロバストモデルマッチング法もその機能を有することが改めて確認できた。

なお、ロバストモデルマッチング法および最小次元観測器を使用するためには、「制御あるいは観測したい対象のパラメータ推定実験(システム同定実験)」を行い、制御・観測対象を「数式」で近似表現する必要がある。機械装置あるいはプラント等によっては、同定実験を施すこと自体に困難を伴う場合もある。しかし、同定実験を施すことが可能で、かつ、その結果簡便な近似式で表現可能な機械装置・プラント等に対して何らかの制御を行おうとする場合、本稿にて述べた手法は有効な制御手法となることが期待できる。

本稿では、ロバストモデルマッチング法の一つの適用例として、1リンクのみから構成されるアームの位置決め制御性に関して考察した。しかし、三次元的な任意点間の位置決め搬送作業を行う場合、アームは少なくとも2つのリンクを必要とする(人間の腕も上腕および前腕の2リンクから成る)。上腕リンクを駆動するモータに話を限定すると、モータ軸に関する慣性モーメントは、搬送ワーク質量によって変動するだけでなく、腕を伸ばしきっているか、たたんでいるか(2リンク間の角度が鈍角か、鋭角か)によっても変動する。負荷慣性の変動要因としては、以上の2点が考えられるが、「ある程度」の負荷変動は速度情報を考慮することで対応できる(速度フィードバックゲインの調整のみで対応できる)。市販のロボットアームの大半はこの方法で負荷慣性の変動に対応しているが、本章で行った実験のように「約20倍」の負荷変動に対して対応するのは極めて困難である。

今後は、ロバストモデルマッチング法による位置決め制御を軽量2リンクアームに適用するにあたって、実用上の問題点があるか否か検討を進めていきたい。

参考文献

- 1) R.Tagawa : Robust Model-Matching HUC2. Vol.1, No.1, pp.1-13, 1987.
- 2) K. Ichikawa:Control system design based on exact model matching techniques, Springer-Verlag, 1974.
- 3) 増淵正美:システム制御, コンピュータ制御機械システムシリーズ 4, コロナ社, 1994
- 4) 古田勝久他:メカニカルシステム制御, オーム社, 1990
- 5) 上滝到孝他:電気学会大学講座自動制御理論, 電気学会,

1992

6) 吉川恒夫他：現代制御理論，昭光堂，1995

7) 新誠一：制御理論の基礎，昭光堂，1996