

摩擦と特性変動を補償したクレーンの制御 —外乱オブザーバとゲインスケジューリング—

M2008MM034 安江弘嗣

指導教員：高見勲

1 はじめに

世の中に存在する機械システムの大半は何らかの非線形要素が存在する．そのため，線形モデルに基づく設計方法で制御系を設計すると，シミュレーションでは良好な制御が出来たとしても実用となると期待通りに制御できず，何度も試験を繰り返して調整しなければならない．しかし，試験を繰り返す事はコストがかかるため，回避すべきである．そのため，非線形要素を含めた精度の良いシミュレータ及び制御系の設計は重要である．

建設現場や港，工場などで広く用いられてクレーンでも非線形要素が制御性能の劣化を招き，クレーン自体の破損や横転，吊り荷の落下などの事故に繋がり，甚大な被害が生じてしまう．そのような事故を防ぐ点においても，非線形要素を考慮に入れた制御系の設計は有効であり，クレーンに対するモデリングや制御に関する研究が盛んに行われている[1][2]．特に近年では特性変動に関する研究が多く見られ，計算量の削減や保守性の緩和に力を入れている[3][4]．

また，産業用ロボットや工作機械などに代表されるメカトロニック機器ではボールねじなどの駆動系に存在する様々な非線形要素が位置決め精度の劣化に影響を及ぼしている[5]．特に非線形摩擦は位置決め精度の劣化の要因の一つであり，位置決め精度向上のために非線形摩擦をモデリングし，補償する研究が行われている[6][7]．

本研究で用いるクレーンにも次のような非線形要素が制御性能の劣化を招くと考えられる．

- 滑車・レール間に発生する摩擦
- 滑車や吊り荷の位置の移動による特性変動

そこで，本研究では摩擦を再現したシミュレータの設計を行い，制御系設計の際に上記2つの項目を補償する事を考える．滑車や吊り荷の移動はセンサーによって観測可能なため，その情報を基にゲインスケジューリングを行う事で特性変動を補償し，観測できない摩擦については外乱オブザーバを用いて推定し，その影響を相殺する事により制御性能の向上を図る．

また，クレーンは吊り荷を吊るしているケーブルの巻き上げを行うペイロードシステム，滑車の並進運動を行うジブシステム，タワーアームの旋回を行うタワーシステムの3システムにより，3次元空間内で吊り荷を任意の位置に運搬する事のできる実験用設備であり，本研究では3システムに対してそれぞれ異なる制御器を用いる[8]．

さらに，本研究では摩擦と特性変動の両方が制御性能に影響するジブシステムと特性変動のみが影響すると考えられるタワーシステムの2システムに着目する．研究対象外のペイロードシステムに関しては最適レギュレータに基づいて設計した制御器を用いる事とする．

2 ジブシステムの制御

ジブシステムは，滑車を移動させて吊り荷を運搬するシステムである．ジブシステムの概略図を図1に示す．

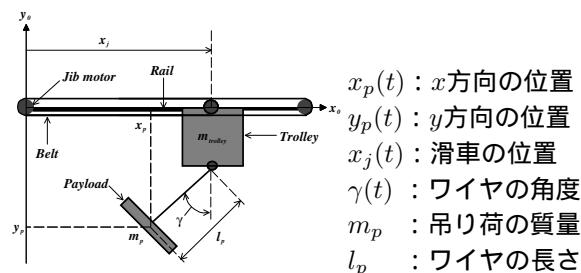


図 1: Jib system

2.1 非線形摩擦を考慮したシミュレータの設計

摩擦をシミュレーション上で再現する事により，シミュレーションの精度向上を図る．ラグランジュの運動方程式により，摩擦を含めた微分方程式を導出すると下式のようなになる．

$$\ddot{x}_j(t) = -\frac{m_p r_{j-p}^2 g}{H_j} \gamma(t) + \frac{r_{j-p} K_{j-d}}{H_j} u_j(t) - \frac{r_{j-p}^2}{H_j} (F_{j-c}(t) + f_{j-v} \dot{x}_j(t)) \quad (1)$$

$$\ddot{\gamma}(t) = -\frac{g(m_t r_{j-p}^2 + m_p r_{j-p}^2 + J_\psi K_{g-j}^2)}{H_j l_p} \gamma(t) + \frac{r_{j-p} K_{j-d}}{H_j l_p} u_j(t) - \frac{r_{j-p}^2}{H_j l_p} (F_{j-c}(t) + f_{j-v} \dot{x}_j(t)) \quad (2)$$

$$H_j = m_t r_{j-p}^2 + J_\psi K_{g-j}^2 \quad (3)$$

- $u_j(t)$: ジブモータの入力電流
- m_t : 滑車の質量， g : 重力加速度
- r_{j-p} : ジブモータのギヤの半径
- J_ψ : ジブモータの等価慣性モーメント
- K_{j-d} : ジブモータのトルク定数
- $F_{j-c}(t)$: 摩擦力， f_{j-v} : 粘性摩擦係数

ここで，最大静止摩擦力を $F_{j-static}$ ，動摩擦力を $F_{j-sliding}$ として， $u(t)$ を滑車に加えられた力とすると， $F_{j-c}(t)$ は下式で与えられる．

$$F_{j-c}(t) = \begin{cases} \text{sgn}(\dot{x}_j(t)) F_{j-sliding} & \dot{x}_j(t) \neq 0 \\ u(t) & \dot{x}_j(t) = 0, |u(t)| < F_{j-static} \\ \text{sgn}(u_j(t)) F_{j-static} & \dot{x}_j(t) = 0, |u(t)| \geq F_{j-static} \end{cases} \quad (4)$$

上記の方程式で表わされるモデルの挙動をシミュレーションした．得られた結果と実験との比較を図2，3に示す．シミュレーション，実験共に入力の大さは振幅0.8[A]，周波数2[rad/s]の正弦波である．図2，3より，シミュレーション結果と実験結果がほぼ一致している事から，シミュレーション上で摩擦が再現できたと考えられる．

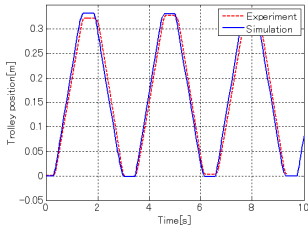


図 2: Comparison of Jib position

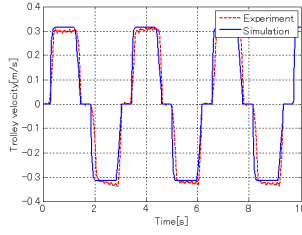


図 3: Comparison of Jib velocity

2.2 ゲインスケジューリング (GS) による特性変動の補償

ゲインスケジューリングは、制御系の動作範囲の変化に応じてあらかじめ定められたコントローラパラメータの変更テーブルに従って、制御器を修正する制御方法である。制御対象が変動するパラメータを実時間で測定する事が出来る場合、その情報を生かして制御系を設計する事でより良い制御性能を得る事が期待できる。ジブシステムを動かす際、ペイロードシステムも同時に動かすと、ワイヤの長さ l_p が変動し、ジブシステムの特性が変動してしまう。そこで、 l_p の変動を $0.3 \leq l_p \leq 0.8$ と設定し、その最小、最大を考え2つの端点を設ける。各端点でLQRにより設計した端点制御器を内挿し、制御器のスケジューリングを行う事によりジブシステムの特性変動を補償する。制御パラメータベクトル $K(l_p)$ (4行1列) は下式で与えられる。

$$K(l_p) = \sum_{i=1}^2 \alpha_i(l_p) K_i \quad (5)$$

ここで、 K_1, K_2 はそれぞれ l_p を 0.3, 0.8 と固定して設計した制御パラメータベクトル (4行1列) であり、 α_i は下式で与えられる。

$$\alpha_1 = \frac{0.8 - l_p}{0.8 - 0.3} \quad \alpha_2 = \frac{l_p - 0.3}{0.8 - 0.3} \quad (6)$$

2.3 シミュレーション及び実験

線形化したモデルに対し、滑車の目標値を 0[m] から 0.5[m] にステップ状に変化させると同時に、 l_p を 0.07[m/s] の速さで 0.8[m] から 0.3[m] まで変動させた際のシミュレーション結果を図4, 5に示す。各図において破線は目標値応答であり、実線は吊り荷の位置を表している。図4では、始動点 $l_p = 0.8$ で設計した制御器のみで制御しようとした結果、発散してしまっている。図5では、制御器をスケジューリングする事により、発散やオーバーシュートする事なく目標値に追従している事がわかる。

次に、制御器を $l_p = 0.8$ と固定して設計した制御器を用いて行った実験結果を図6に、制御器をスケジューリングして行った実験結果を図7に示す。各図において破線が目標値応答、実線が吊り荷の位置を示している。

尚、シミュレーションでは目標値信号をステップ状で与えたが、実験では急激な旋回による吊り荷の振れを防

ぐため、0.2[m/s]の速さで変化するランプ状の信号を与えた。

図6では、吊り荷の振れが発散してしまうため実験開始から約9秒で実験を中止した。図7では、制御器をスケジューリングする事により、吊り荷の振動を抑えている事がわかる。

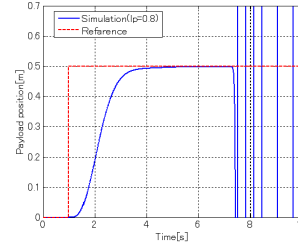


図 4: Simulation results1

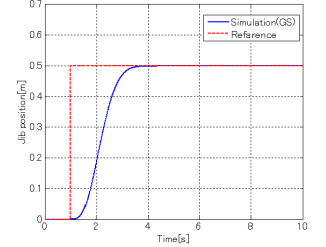


図 5: Simulation results2

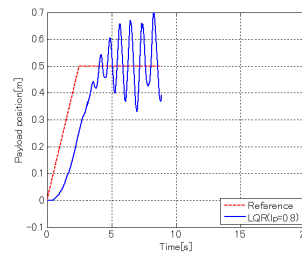


図 6: Experimental results1

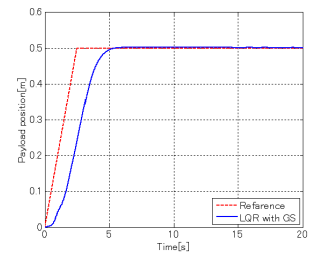


図 7: Experimental results2

2.4 外乱オブザーバ (DOB) による摩擦補償

外乱オブザーバはシステムに侵入する外乱をシステムの状態の一部として推定するものである。そのため、新たにセンサを設けることなく、クレーン制御用の既に設けられているセンサを利用するため、コスト等の実用的観点からも有利となる制御手法である。本研究では、ジブシステムの線形モデルに対し、非線形な摩擦を外乱として捉え、外乱オブザーバにより補償する。外乱オブザーバは下式に基づいて構成する。

$$\dot{\hat{x}}_{j,e}(t) = A_{j,e} \hat{x}_{j,e}(t) + B_{j,e} u_j(t) - G_j \varepsilon_j(t) \quad (7)$$

$$\hat{y}_j(t) = C_{j,e} \hat{x}_{j,e}(t), \quad \varepsilon_j(t) = \hat{y}_j(t) - y_j(t) \quad (8)$$

ここで、 $y_j(t)$ は吊り荷の位置を表し、 $\hat{x}_{j,e}(t), \hat{y}_j(t)$ はそれぞれ、 $x_{j,e}(t), y_j(t)$ の推定値であり、

$$\hat{x}_{j,e}(t) = \begin{bmatrix} \hat{x}_j(t) \\ \hat{w}_j(t) \end{bmatrix}, \quad A_{j,e} = \begin{bmatrix} A_j & D_j \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad B_{j,e} = \begin{bmatrix} B_j \\ 0 \end{bmatrix} \\ C_{j,e} = [C_j \quad 0], \quad D_j = [0 \quad 0 \quad 1 \quad 0]^T$$

である。また、 A_j, B_j, C_j はそれぞれジブシステムのシステム行列、駆動行列、出力行列で、 $w_j(t)$ はシステムに侵入する外乱ベクトル、 G_j はオブザーバゲインである。拡張系で推定した外乱を電流に変換し、フィードバックすることで、外乱の影響をモデルから除去する。その際、フィードバックする電流 $u_{j,d}(t)$ は、

$$u_{j,d}(t) = \frac{H_j}{K_{j,d} r_{j,pulley}} \hat{w}_j(t) \quad (9)$$

である。

2.5 シミュレーション及び実験2

外乱オブザーバを最適レギュレータ理論 (LQR) に基づいて設計した制御器に付加した。シミュレーション及び実験結果を下図に示す。尚、今回は外乱オブザーバのみの有効性を確認するため、シミュレーション、実験共に制御器はスケジューリングせず、 l_p は $0.8[m]$ と固定し、 $0.2[m/s]$ の速さで変化するランプ状の信号を与えた。

図8は滑車を $0.5[m]$ 移動させた時のシミュレーション結果である。外乱オブザーバ適用前を破線、適用後を実線で表す。適用後では、外乱オブザーバで摩擦の影響を相殺する事により、目標値へ追従している事がわかる。図9は図8の結果を $100[s]$ まで観察したものである。外乱オブザーバ適用前ではリミットサイクルが起きてしまっているが、適用後には改善されている事がわかる。図10は図8で用いた制御器により実験を行った結果である。外乱オブザーバ適用前を破線、適用後を実線で表す。実験でも外乱オブザーバの効果により目標値に追従している事がわかる。また、図8のシミュレーション結果とほぼ同等の結果を出力出来ている事から、2.1節で設計したシミュレータの有効性を再確認できた。図11は図8の実線におけるシミュレーション上の摩擦と図10の実線における外乱推定との比較の図である。シミュレーション上の摩擦を破線、外乱オブザーバによる外乱推定を実線で示す。シミュレーションでは、目標値付近で摩擦力の急激な変化が見られるが、これは滑車が何度か一時的に静止した状態になる事で動摩擦から静止摩擦に切り替わった事が原因で発生した現象である。逆に、実験では滑車が完全には停止せず動き続けたため、そのような現象が発生しなかったと考えられる。摩擦は実験機の置かれている部屋の室温や経年劣化によって微妙に変化するので図11のような波形の違いが表れる事は十分に起こり得る事である。その点を除けば外乱オブザーバが摩擦を推定出来ており、良好な結果が得られたと考えられる。

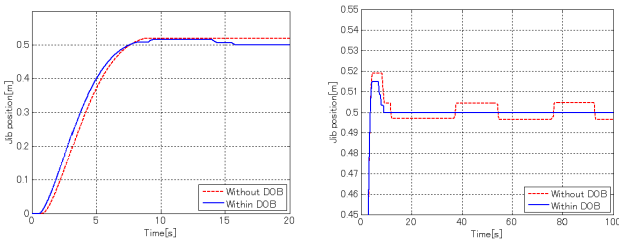


図 8: Simulation results 1 図 9: Simulation results 2

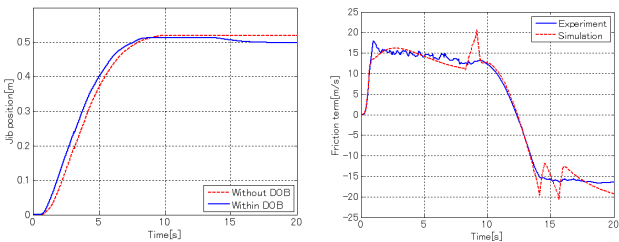


図 10: Experimental results fo Jib position 図 11: Experimental results of estimated friction

2.6 シミュレーション及び実験3

摩擦を含めた非線形モデルのジブシステムに対してゲインスケジューリングのみを適用した場合と、ゲインスケジューリングと外乱オブザーバを併用した場合についてのシミュレーション及び実験を行った。ゲインスケジューリングと外乱オブザーバを併用した際のブロック線図を図12に示し、シミュレーション結果を図13, 14に、実験結果を図15, 16に示す。その際、 l_p を $0.07[m/s]$ の速さで $0.8[m]$ から $0.3[m]$ まで変動した。図13 ~ 16で破線は目標値応答であり、実線は吊り荷の位置を表している。図13では摩擦モデルの影響により、吊り荷の揺れを抑えていないが、図14ではその現象が改善されている事がわかる。

実験においても、図15では吊り荷の揺れを抑えていないが、図16ではその現象が改善されており、ゲインスケジューリングと外乱オブザーバを併用する事により実験においても特性変動と摩擦の影響を抑えている事がわかる。

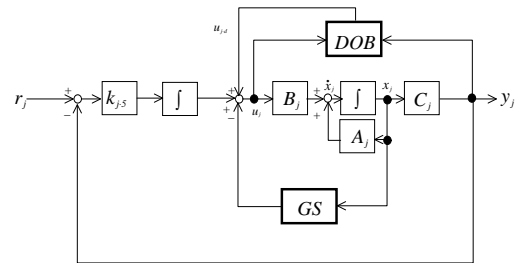


図 12: Block diagram of GS and DOB

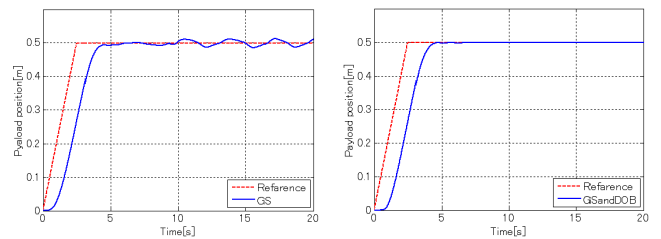


図 13: Simulation results 1 図 14: Simulation results 2 (GS) (GS and DOB)

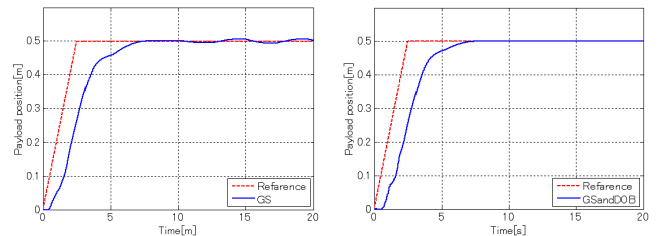


図 15: Experimental results 1 図 16: Experimental results 2 (GS) (GS and DOB)

3 タワーシステムの制御

タワーシステムの概略図を図17, 18に示す．また，タワーシステムでは摩擦の影響がジブシステムほど制御系に影響を与えないので，特性変動のみを扱う．

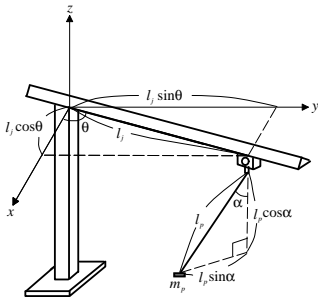


図 17: Tower system

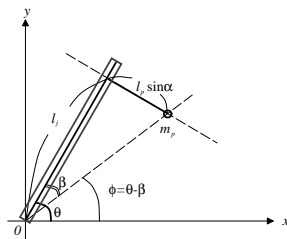


図 18: Top view of the tower system

- θ : タワーの旋回角度 (反時計回りを正)
- α : 吊り荷の振れ角 (鉛直方向から時計回りを正)
- β : $x - y$ 平面に射影したタワーと吊り荷の成す角
- l_j : タワーの軸から滑車の重心までの距離

3.1 ゲインスケジューリング (GS)

タワーシステムでは l_p だけでなく l_j も影響するので，両方の変動の最小，最大の組み合わせにより4つの端点を設け，各端点でLQRにより設計した制御器を2次元平面上で内挿することで，ゲインスケジューリングを行う． l_p, l_j をそれぞれスケジューリングパラメータとし，有界閉集合 Φ を下式のように設定し，制御器をスケジューリングした．

$$\Phi = \{l \in \mathbb{R}^2 \mid 0.3 \leq l_p \leq 0.8, 0.1 \leq l_j \leq 0.6\} \quad (10)$$

また，タワーシステムの微分方程式は下式で表される．

$$\ddot{\theta}(t) = \frac{m_p g l_j}{J_\theta} \alpha(t) + \frac{K_t}{J_\theta} u_t(t) \quad (11)$$

$$\ddot{\alpha}(t) = -\frac{g(m_p l_j^2 + J_\theta)}{J_\theta l_p} \alpha(t) - \frac{K_t l_j}{J_\theta l_p} u_t(t) \quad (12)$$

- $u_t(t)$: タワーモータの入力電流
- K_t : タワーモータのトルク定数
- J_θ : タワーの慣性モーメント

3.2 シミュレーション及び実験結果

シミュレーション，実験共に吊り荷の旋回角度を0度から90度まで旋回した．また，旋回と同時にワイヤを0.07[m/s]の速さで0.8[m]から0.3[m]まで巻き上げ，滑車を2.6節で用いた制御器により0.1[m]から0.6[m]まで移動させた．シミュレーション結果を図19に，実験結果を図20に示す．図19, 20において，破線は目標値応答であり，細線は始動位置 ($l_p = 0.8$ [m], $l_j = 0.1$ [m]) に固定して設計した制御器で，太線はゲインスケジューリングによってそれぞれシミュレーション及び実験を行った結果である．尚，摩擦の影響を考慮せずにモデリングを行っても制御系に影響

を与えない事を確認するため，シミュレーション，実験共に同じ0.2[rad/s]の速さで変化するランプ状の信号を与えた．ゲインを変動させた事により，吊り荷の振動を抑えている事がわかる．

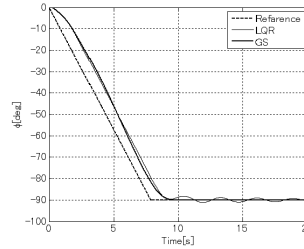


図 19: Simulation results

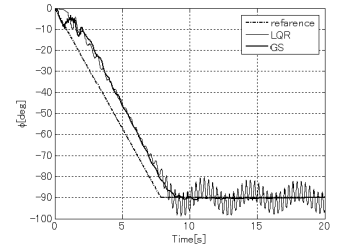


図 20: Experimental results

4 おわりに

本研究では，クレーンに存在する非線形摩擦をシミュレーション上で再現する事によりシミュレーションの精度向上を実現した．そして，クレーンの制御系に影響を及ぼす摩擦と特性変動との2つの非線形要素についての補償を行った．ジブシステムに存在する摩擦を外乱オブザーバで補償すると同時に，特性変動に対して最適レギュレータ理論に基づいて設計した端点制御器をスケジューリングする事により，線形モデルを用いて設計した制御器をそのまま搭載した状態で，制御系が有効に働く事をシミュレーション及び実験によって示した．また，タワーシステムの制御器もスケジューリングする事により，クレーン全体に対して良好な制御結果を得る事が出来た．

参考文献

- [1] Y . S . Kim , K . S . Hong , S . K . Sul : Anti-Sway Control of Container Cranes , International Journal of Control Automation and Systems , 2-4 , 435/449 , (2004)
- [2] P . Apkarian , P . Gahinet and G . Becker : Self-Scheduled H^∞ Control of Linear Parameter-varying Systems : A Design Example , Automatica , 31-9 , 1251/1261 (1995)
- [3] 高木 , 西村 : タワークレーンの吊り荷ケーブル長変動に対する起伏・旋回方向のゲインスケジュールド分散制御 , 日本機械学会論文集 C 編 , 69-680 , 914/922 (2003)
- [4] 青木 , 高見 , 大石 : 2乗和多項式に基づくクレーンのゲインスケジュールド制御 , 計測自動制御学会論文集 , 45-4 , 208/214 (2009)
- [5] 前田 , 川福 , 岩崎 , 平井 : 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 , 電学論 D , 126-6 , 732/740 (2006)
- [6] 山元 , 岩崎 , 伊藤 , 松井 : 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 , 電学論 D , 128-6 , 839/848 (2008)
- [7] 浅海 , 藤本 : 多段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ステージの非線形摩擦補償 , 平成20年電気学会産業計測制御研究会 , IIC-08-144 , 65/70 (2008)
- [8] 高木 , 西村 : タワークレーンの起伏・旋回の分散制御 , 日本機械学会論文集 C 編 , 65-640 , 4692/4699 (1999)