

多入出力系に対するマルチレートサンプリングを用いた ロバスト適応出力フィードバック制御*

(第2報, クレーン・台車系への適用)

大平 聡^{*1}, 水本 郁朗^{*1}, 公文 誠^{*1}
神澤 龍市^{*2}, 岩井 善太^{*3}

Robust Adaptive Output Feedback Control of General MIMO Systems Using Multirate Sampling (2nd Report, Application to a Cart-crane System)

Satoshi OHDAIRA^{*4}, Ikuro MIZUMOTO, Makoto KUMON,
Ryuichi KOHZAWA and Zenta IWAI

^{*4} Graduate School of Science and Technology, Kumamoto University,
2-39-1 Kurokami, Kumamoto-shi, Kumamoto, 860-8555 Japan

In this report, we confirm the effectiveness of the proposed multirate adaptive output feedback control method in the 1st report through numerical simulations and experiments for a cart-crane system. The cart-crane system is typical non-square system with single-input and two-outputs. The proposed adaptive method allows us to apply the almost strictly positive real (ASPR) based adaptive output feedback scheme with the dual-rate sampling strategy for the control of the cart-crane system.

Key Words: Adaptive Control, Adaptive Output Feedback Control, Digital Control, Dual-rate Control, Cart-crane System, Robust Control

はじめに

一般の機械工場において機械や部品の運搬などに用いられる天井クレーンやコンテナクレーンでは、目標値までの移動を行いながら、なおかつクレーンの振れ止めを行う制御技術が要求される。また、実際には運搬する荷が常に同じであるとは限らず、そのパラメータは変動することも考えられる。このようにパラメータ変動をともなうシステムに対する有効的な制御手法の一つに適応制御手法がある。さらに、適応制御手法の中でも、構造が簡単、プラントの次数に依存しない、外乱などに対しロバスト性を有するなどの実用的な利点を有する制御手法に、制御対象の ASPR 性に基づく適応出力フィードバック制御手法がある^{(1)~(3)}。しかしながら、多入出力系に対し制御系を構成するためには、制御対象が正方、すなわち、入力数と出力数が等しくなければならないという仮定が必要であった^{(1)~(5)}。本報告で制御対象とするクレーン・台車系は、入力が台

車に印加される力、出力はクレーンの振角および台車位置の1入力2出力システムであるため、上述の適応出力フィードバック制御手法を直接適用することができないシステムである。

著者らは第1報⁽⁶⁾において、入力数が出力数より少ない不確かなシステムに対してもシステムのマルチレート化を利用することで、システムの ASPR 性に基づくロバスト適応出力フィードバック制御系を構成できることを示した。本論文(第2報)では、第1報で提案したマルチレートサンプリングおよびリフティング手法⁽⁷⁾によるシステムの正方化手法を用いたロバスト適応制御系設計手法をクレーン・台車系の台車移動にともなう振動抑制制御に適用しその有効性を検証する。以下、1章でクレーン・台車系のモデリングを行い、そのモデリングされたクレーン・台車系に対し、デュアルレートサンプリングとリフティングを行うことで正方モデルを導く。2章で1章で導いた正方モデルに対し、ロバスト適応制御系の設計を行い、3章において構成された制御系の有効性を数値シミュレーションにより検討し、4章においてクレーン・台車系の実機実験により有効性の検証を行う。

* 原稿受付 2006年8月3日。

*¹ 正員, 熊本大学大学院自然科学研究科(〒860-8555 熊本市黒髪2-39-1)。

*² 正員, 熊本大学工学部。

*³ 正員, フェロー, 熊本大学大学院自然科学研究科。

E-mail: ikuro@gpo.kumamoto-u.ac.jp

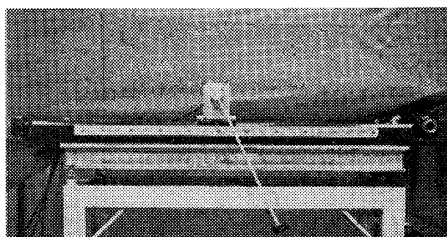


Fig. 1 The Cart-crane system

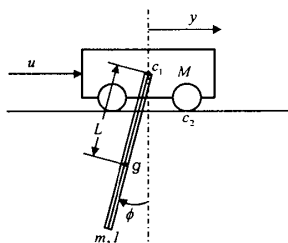


Fig. 2 Simple model of the Cart-crane system

1. クレーン・台車系

1.1 クレーン台車系の連続時間モデル 本報告で対象とするクレーン・台車系を写真1に示す. このシステムの簡易モデルは図2のように図示できる. ここで, ϕ は振子の振角 [rad], y は台車の位置 [m] であり, u は台車に印加される制御力 [N] である.

いま, 状態量を $x_c(t) = [\phi(t), \dot{\phi}(t), y(t), \dot{y}(t)]^T$, 出力を $y_c(t) = [\phi(t), y(t)]^T$, そして, 制御入力を $u_c(t) = u(t)$ と定義し, さらに, 摩擦等を考慮した外乱 $\eta_c(t)$ が印加されると仮定すると, $\phi = 0$ まわりで線形近似を行ったクレーン・台車系の状態空間表現 G_c は次式のように得られる.

$$\dot{x}_c(t) = A_c x_c(t) + B_c u_c(t) + \eta_c(t) \quad (1)$$

$$y_c(t) = C_c x_c(t) \quad (2)$$

ここに,

$$A_c = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ a & b & 0 & c \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ d & e & 0 & f \end{bmatrix}, B_c = \begin{bmatrix} 0 \\ g_1 \\ 0 \\ h \end{bmatrix}, C_c = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 \end{bmatrix},$$

$$a = \frac{(m-M)mgL}{\Delta}, b = \frac{(m-M)c_1L}{\Delta}, c = \frac{-mLc_2}{\Delta},$$

$$d = \frac{m^2gL^2}{\Delta}, e = \frac{mL^2c_1}{\Delta}, f = \frac{-mL^2c_2 - Ic_2}{\Delta},$$

$$g_1 = \frac{mL}{\Delta}, h = \frac{mL^2 + I}{\Delta}, \Delta = mML^2 + I(M-m)$$

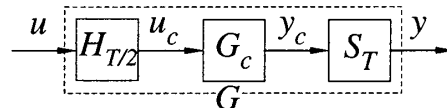


Fig. 3 The dual-rate sampled-data system

であり, M は台車質量 [kg], m は振子質量 [kg], L は振子の重心から回転軸までの長さ [m], I は振子の重心まわりの慣性モーメント [kg·m²], g は重力加速度 [m/s²], c_1 は回転軸の粘性抵抗係数 [N·s/rad] であり, c_2 は台車と水平面間の粘性抵抗係数 [N·s/m] である.

1.2 クレーン・台車系のデュアルレートモデル 連続時間システム G_c に対し, すべての出力 y_c を周期 T でサンプリングし, 入力 u_c を周期 $T/2$ で更新する. このときシステムは, 図3のようなデュアルレート離散時間システムとして表される.

ここで, S_T は周期 T の理想サンプラであり, $H_{T/2}$ は周期 $T/2$ のゼロ次ホールダである. このときデュアルレート離散時間システム G は次式で表される.

$$G = S_T G_c H_{T/2} \quad (3)$$

1.3 リフティングによる正方モデル デュアルレート離散時間システム G をリフティング⁽⁸⁾⁽⁹⁾することで, 周期 T 間で正方なシステム表現で表すことを考える. 入力 u を 2-fold リフティング演算子 $L_2^{(6)}$ によりリフティングを行い,

$$\underline{u}(k) = \begin{bmatrix} u_1(k) \\ u_2(k) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} u(k) \\ u(k + \frac{1}{2}) \end{bmatrix} \quad (4)$$

を構成する. この $\underline{u}(k)$ を入力とし $y(k)$ を出力とするリフティングされたシステム \underline{G} は,

$$\underline{G} = G L_2^{-1} \quad (5)$$

と表される. このリフティングされたシステム \underline{G} は, 2×2 の正方なシステムであり, 周期 T でシングルレート時不変システムである. このシステムの状態空間表現は以下で与えられる.

$$x(k+1) = A x(k) + B \underline{u}(k) + \eta_d(k) \quad (6)$$

$$y(k) = C x(k) \quad (7)$$

ここに,

$$A = e^{A_c T}, B = [A_1 b_1, b_1], C = C_c$$

$$A_1 = e^{A_c T/2}, b_1 = \int_0^{T/2} e^{A_c t} b_c dt$$

$$\eta_d(k) = \int_{kT}^{(k+1)T} e^{A_c \{(k+1)T - \tau\}} \eta_c(\tau) d\tau$$

である.

2. ロバスト適応制御系設計

リフティングされた正方なシステム (6),(7) は, つぎの仮定を満足しているものとする.

仮定 1 システム (6),(7) は可制御・可観測

仮定 2 システム (6),(7) に対し, $\eta_d(k) \equiv 0$ とおくととき, 拡張系 \underline{G}_a :

$$x(k+1) = Ax(k) + B\underline{u}(k) \quad (8)$$

$$y_a(k) = y(k) + D\underline{u}(k) = Cx(k) + D\underline{u}(k) \quad (9)$$

が Strongly ASPR となる定数並列フィードフォワード補償 (Parallel Feedforward Compensator:PFC): D が存在し既知である.

仮定 3 外乱 $\eta(k)$ は,

$$\eta_d(k) = B\eta(k) \quad (10)$$

と表せる.

仮定 4 $\eta(k) = [\eta_1(k), \eta_2(k)]^T$ とおくととき,

$$\|\eta_i(k)\| \leq \beta_i^*, \quad i = 1, 2 \quad (11)$$

を満たす正定数 β_i^* が存在する.

注意 1 一般に定数フィードバックで安定化可能なシステムはそのフィードバックゲインの逆行列を PFC とすることで必ず ASPR 化可能である⁽¹⁰⁾. 仮定 2 は, 対象システムが少なくとも定数フィードバックにより安定化可能であることを意味している. なお, 後述の実験では, 対象システムのパラメータ変動を考慮したノミナル値を用いて, 定数 PFC : D を求めている.

上記の仮定のもと, 制御入力をつぎのようにフィードバック入力とロバスト制御入力により構成する.

$$\underline{u}(k) = \underline{u}_e(k) + \underline{u}_r(k) \quad (12)$$

$$\underline{u}_e(k) = -\Theta_e(k)y(k) \quad (13)$$

$$u_{ri}(k) = -\beta_i(k)\text{sgn}(y_{ai}(k)), \quad i = 1, 2 \quad (14)$$

ここに,

$$y_a(k) = \begin{bmatrix} y_{a1}(k) \\ y_{a2}(k) \end{bmatrix}, \quad \underline{u}_r(k) = \begin{bmatrix} u_{r1}(k) \\ u_{r2}(k) \end{bmatrix} \quad (15)$$

である. フィードバックゲイン $\Theta_e(k)$ は, つぎの適応調整則⁽⁶⁾により調整を行う.

$$\Theta_e(k) = \Theta_{Ie}(k) + \Theta_{Pe}(k) \quad (16)$$

$$\Theta_{Ie}(k) = \Theta_{Ie}(k-1) + y_a(k)y^T(k)\Gamma_{Ie} - \sigma\Theta_{Ie}(k) \quad (17)$$

$$\Theta_{Pe}(k) = y_a(k)y^T(k)\Gamma_{Pe} \quad (18)$$

ここに, $\Gamma_{Ie} = \Gamma_{Ie}^T > 0, \Gamma_{Pe} = \Gamma_{Pe}^T > 0, \sigma > 0$ である. また, ロバスト制御項のゲイン $\beta_i(k)$ は,

$$\beta_i(k) = \beta_{Ii}(k) + \beta_{Pi}(k) \quad (19)$$

$$\beta_{Ii}(k) = \beta_{Ii}(k-1)\text{sgn}(y_{ai}(k)) + \gamma_{\beta_{Ii}}|y_{ai}(k)| - \sigma_{\beta_i}\beta_{Ii}(k) \quad (20)$$

$$\beta_{Pi}(k) = \gamma_{\beta_{Pi}}|y_{ai}(k)| \quad (21)$$

により調整する. ここに, $\gamma_{\beta_{Ii}} > 0, \gamma_{\beta_{Pi}} > 0, \sigma_{\beta_i} > 0$ である. 拡張系出力 $y_a(k)$ は, 式 (9) および式 (12) ~ (21) より,

$$y_a(k) = (I + Dy^T(k)\Gamma_e y(k) + D\Gamma_\beta)^{-1} \times (y(k) - \bar{\sigma}D\Theta_{Ie}(k-1)y(k) - Db(k-1)) \quad (22)$$

により, 因果律に反することなく得ることができる. ただし,

$$\Gamma_e = \bar{\sigma}\Gamma_{Ie} + \Gamma_{Pe}, \quad \Gamma_\beta = \text{diag}\{\gamma_{\beta_1}, \gamma_{\beta_2}\}$$

$$\gamma_{\beta_i} = \bar{\sigma}_{\beta_i}\gamma_{\beta_{Ii}} + \gamma_{\beta_{Pi}}, \quad i = 1, 2$$

$$b(k-1) = \begin{bmatrix} \bar{\sigma}_{\beta_1}\beta_{I1}(k-1) \\ \bar{\sigma}_{\beta_2}\beta_{I2}(k-1) \end{bmatrix}$$

$$\bar{\sigma} = \frac{1}{\sigma+1}, \quad \bar{\sigma}_{\beta_i} = \frac{1}{\sigma_{\beta_i}+1}$$

である.

上述のように設計した制御系に対し, 制御系の安定性に関するつぎの定理が成立する⁽⁶⁾.

定理 1 仮定 1~4 のもとで, 制御入力 (12) を考える. このとき, 次式を満足する δ_1 および $\delta_{21} > 0$ が存在するように $\bar{\sigma}, \Gamma_{Ie}$ および Γ_{Pe} が設計されているなら, 制御系内の全信号は有界である.

$$\frac{(\beta^*)^2 \|C\|^2 \|D\|^2}{(\bar{\sigma}^{-1} - \bar{\sigma})\lambda_{\min}[\Gamma_{Ie}^{-1}] - \delta_{21}} < \delta_1 < \lambda_{\min}[Q] - \lambda_{\max}[\Gamma_{Pe}] (\beta^*)^2 \|C\|^2 \|D\|^2 \quad (23)$$

注意 2 仮定 3 は, 文献⁽⁶⁾で提案されている理想的なロバスト適応制御系を構成するための仮定である. したがって, 本報告で取り扱っているクレーン・台車系で想定している摩擦外乱等が完全に仮定 3 を満足しているとは限らないが, 本報告では, クレーン・台車系において考えている摩擦外乱等は, 近似的に入力端に入る外乱と考えることができると想定して議論を進める. すなわち, 仮定 3 において

$$\eta_d(k) = \bar{B}\eta(k), \quad B \neq \bar{B}$$

と表される場合は, $\|B - \bar{B}\|$ が十分小さいと仮定する. ただし, この仮定が成立しない場合は, もちろんロバ

Table 1 Parameters of cart-crane system

Parameter	Value
M	4.17 [kg]
m	7.10×10^{-2} [kg]
L	3.58×10^{-1} [m]
I	3.02×10^{-3} [kg·m ²]
g	9.81 [m/s ²]
c_1	1.00×10^{-2} [N·s/rad]
c_2	1.00×10 [N·s/m]

スト制御項の効果は期待できない. なお, $B \neq \bar{B}$ であっても制御系内の全信号の有界性は, 文献⁽¹⁵⁾と同様にして保証できる.

3. 数値シミュレーション

ここでは, 構成した制御系の有効性を, まず, 数値シミュレーションにより検証する.

本数値シミュレーションで用いたクレーン・台車系のパラメータを表1に示す.

また, 入力端に印加される摩擦力等による外乱 $\eta_c(t)$ は,

$$\eta_c(t) = -d \operatorname{sgn}(\dot{y}(t)) \quad (24)$$

と与え, 今回は $d = 22$ とした. この摩擦外乱は仮定 3, 4 を満足する. なお, 本数値シミュレーションでは, 出力 $y_c(t)$ は $T = 2$ [ms] でサンプリングを行い, 入力 $u_c(t)$ はゼロ次ホールドにより $T/2 = 1$ [ms] で更新を行う. さらに, 振子の振動抑制性能の向上のために, つぎの重みを考慮した新しい出力を制御系設計に用いることにする.

$$y_{cw}(t) = \begin{bmatrix} w_1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} y_c(t) \quad (25)$$

本シミュレーションでは $w_1 = 20$ とした. PFC の設計は, 出力を y_{cw} としたときの拡張系が Strongly ASPR となるように, つぎのように設計した.

$$D = \begin{bmatrix} 5 \times 10^{-3} & 0 \\ 0 & 10^{-3} \end{bmatrix} \quad (26)$$

適応調整則 (16) ~ (21) における設計パラメータは, 以下のように設計した.

$$\Gamma_{Ie} = \operatorname{diag}[60, 140], \quad \Gamma_{Pe} = \operatorname{diag}[1, 1], \quad \sigma = 0.1$$

$$\gamma_{\beta_{11}} = 500, \quad \gamma_{\beta_{12}} = 150, \quad \gamma_{\beta_{p1}} = 1, \quad \gamma_{\beta_{p2}} = 1$$

$$\sigma_{\beta_1} = 0.05, \quad \sigma_{\beta_2} = 0.001$$

以上のもとで, 提案手法により数値シミュレーションを行った結果を図4, 図5に示す. 図4より, 振子の振

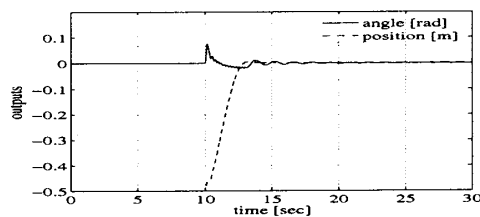


Fig. 4 Simulation result with dual-rate robust adaptive controller: cart position and crane angle

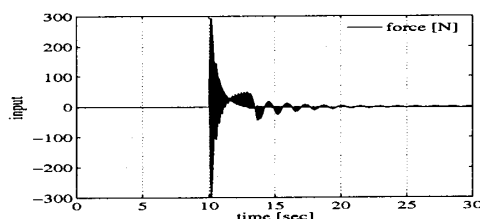


Fig. 5 Simulation result with dual-rate robust adaptive controller: control input

動が効果的に抑制されており, 台車もスムーズに移動していることが確認できる.

また, 比較のために, 出力のサンプリング周期と入力の更新周期ともに $T = 2$ [ms] とした固定のロバスト項を持つロバスト PI 制御器による数値シミュレーションを行った. 今回クレーン・台車系の制御シミュレーションに用いたロバスト PI 制御器は, つぎのように構成している.

$$u(k) = - \left(k_P \tilde{y}_{PI}(k) + T k_I \sum_{m=0}^k \tilde{y}_{PI}(m) \right) + u_{PIr}(k) \quad (27)$$

$$\tilde{y}_{PI}(k) = w_{PI1} \phi(k) + w_{PI2} y(k) \quad (28)$$

$$u_{PIr}(k) = d_{PI} \operatorname{sgn}(\tilde{y}_{PI}(k)) \quad (29)$$

ここに, k_P, k_I はそれぞれ, PI 制御器の比例ゲインと積分ゲインであり, w_{PI1}, w_{PI2} はそれぞれ, 出力 $\phi(t), y(t)$ に対する重みである. また, d_{PI} はロバスト制御項のゲインである. ロバスト PI 制御器 (27) ~ (29) における設計パラメータは, 台車の移動速度が提案手法と同じようになるように, 以下のように設計した.

$$k_P = 52, \quad k_I = 5, \quad w_{PI1} = 5, \quad w_{PI2} = 1, \quad d_{PI} = 10$$

以上のもとで, ロバスト PI 制御器 (27) ~ (29) により数値シミュレーションを行った結果を図6, 図7に示す.

両手法における振子振角の拡大図を図8に示す. 図8より, 提案手法の方が振動抑制ができていないことが確認できる.

つぎに, 適応機構の検証のために, 振子の先端に 561 [g] の付加質量を取り付けた場合のシミュレーション

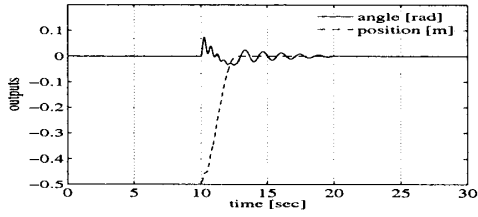


Fig. 6 Simulation result with robust PI controller: cart position and crane angle

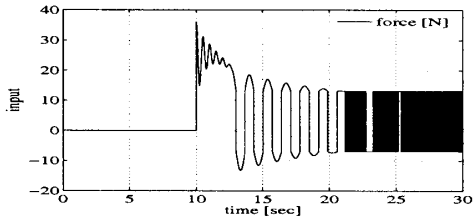


Fig. 7 Simulation result with robust PI controller: control input

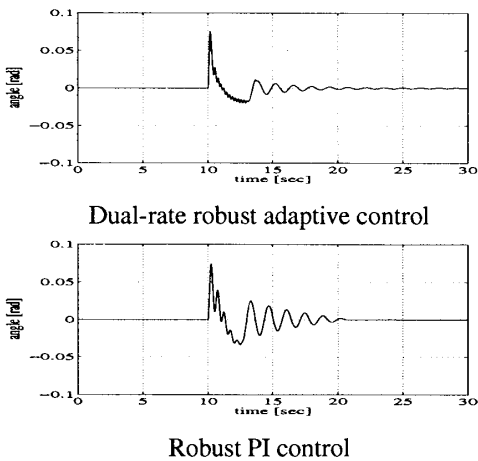


Fig. 8 Comparison between cart angles for dual-rate robust adaptive control and robust PI control

を行った。このとき、付加質量の影響により、振り質量、振子の重心位置および振子の慣性モーメントが変化することになる。提案手法による制御結果を図9に示し、ロバストPI制御による制御結果を図10に示す。さらに、両手法における振り振角の拡大図を図11に示す。図11より、ロバストPI制御手法では、プラントのパラメータ変動により制御性能が大きく劣化しているが、提案手法では、パラメータ変動前とほぼ同様の制御性能が得られていることが確認できる。

つづいて、外乱に対するロバスト性の検証のために式(24)において摩擦外乱のゲインを $d=21$ および $d=17$ に変更した場合の数値シミュレーション結果を図12,13および図14,15に示す。なお、摩擦外乱ゲイ

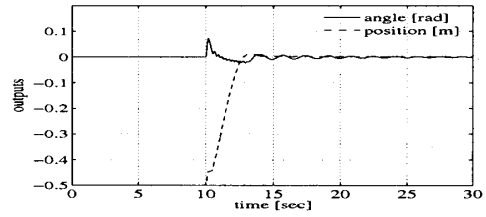


Fig. 9 Simulation result with dual-rate robust adaptive controller for additional load: cart position and crane angle

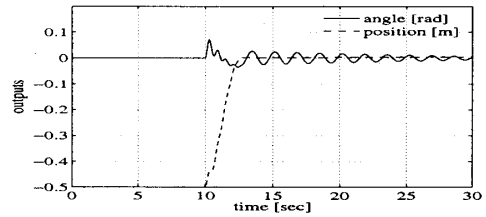


Fig. 10 Simulation result with robust PI controller for additional load: cart position and crane angle

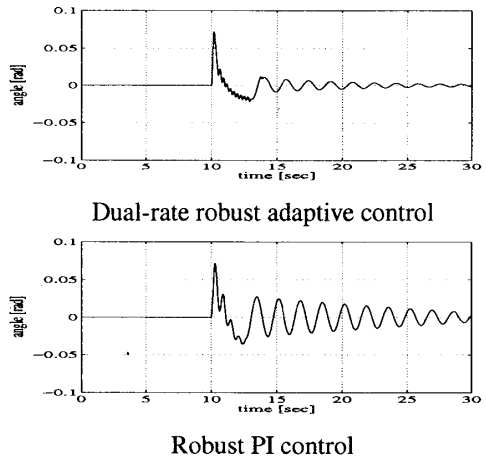


Fig. 11 Comparison between cart angles for dual-rate robust adaptive control and robust PI control: additional load

ン d が1変化することは、1[N]の摩擦力の変化がシステムに生じていることに相当している。図12および図14は提案手法による制御結果であり、外乱のゲインを変更する前と比較して $d=17$ にした場合は、多少のオーバーシュートは見られるものの、ほぼ同等の結果が得られているのに対し、ロバストPI制御による制御結果(図13および図15)では、台車の位置がオーバーシュートし、さらにオフセットが残っていることが確認できる。

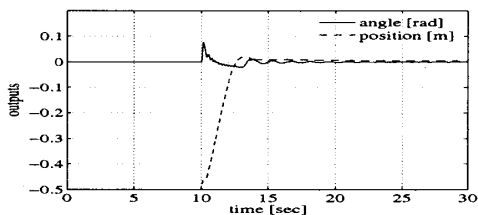


Fig. 12 Simulation result with dual-rate robust adaptive controller for changing the disturbance gain: cart position and crane angle

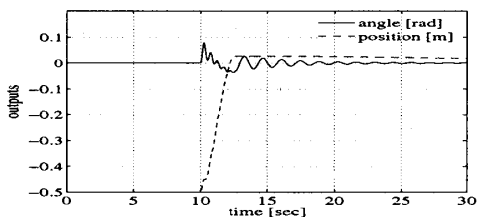


Fig. 13 Simulation result with robust PI controller for changing the disturbance gain: cart position and crane angle

以上のことより、提案手法の方がロバストPI制御手法に比較して良い制御性能が得られ、プラントのパラメータ変動や外乱ゲインの変動に対しても、よりロバストであることが数値シミュレーションで確認できる。

4. 実 験

ここでは、3章で示した数値シミュレーションと同様のクレーン・台車系の台車移動に伴う振子の振動抑制制御の実機実験により提案手法の有効性を検証する。本実験では、シミュレーション同様、出力 $y_c(t)$ を $T=2$ [ms]でサンプリングを行い、入力 $u(t)$ はゼロ次ホールドにより $T/2=1$ [ms]で更新を行う。さらに、振子の振動抑制性能の向上のために、つぎの重みを考慮した新しい出力を制御系設計には用いる。

$$y_{cw}(t) = \begin{bmatrix} w_1 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix} y_c(t), \quad w_1 = 20 \quad (30)$$

PFCの設計は、出力を y_{cw} としたときの拡張系がStrongly ASPRとなるように、また、PFCの影響が小さくなるようにつぎのように設計した。

$$D = \begin{bmatrix} 10^{-4} & 0 \\ 0 & 10^{-4} \end{bmatrix} \quad (31)$$

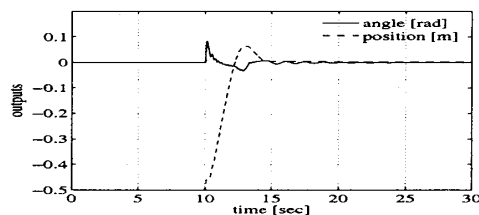


Fig. 14 Simulation result with dual-rate robust adaptive controller for changing the disturbance gain: cart position and crane angle

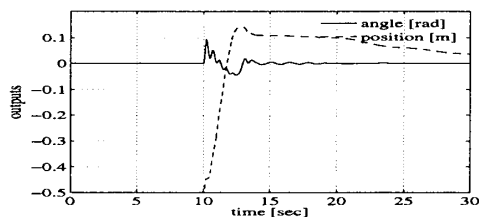


Fig. 15 Simulation result with robust PI controller for changing the disturbance gain: cart position and crane angle

適応調整則(16)~(21)における設計パラメータは、以下のように設計した。

$$\begin{aligned} \Gamma_{Ie} &= \text{diag}[180, 450], \quad \Gamma_{Pe} = \text{diag}[30, 30], \quad \sigma = 0.12 \\ \gamma_{\beta_{11}} &= 100, \quad \gamma_{\beta_{12}} = 1300, \quad \gamma_{\beta_{p1}} = 40, \quad \gamma_{\beta_{p2}} = 300 \\ \sigma_{\beta_1} &= 0.12, \quad \sigma_{\beta_2} = 0.001 \end{aligned}$$

以上のもとで、提案手法により実験を行った結果を図16, 図17に示す。

また、比較のために、数値シミュレーションと同様に、出力のサンプリング周期と入力の更新周期ともに $T=2$ [ms]としたロバストPI制御器による実験を行った。ロバストPI制御器(27)~(29)における設計パラメータは、台車の移動速度が提案手法と同じようになるように、以下のように設計した。

$$k_p = 145, \quad k_I = 10, \quad w_{p11} = 10, \quad w_{p12} = 1, \quad d_{p1} = 40$$

以上のもとで、ロバストPI制御器(27)~(29)により実験を行った結果を図18, 図19に示す。

ロバストPI制御では、台車の位置に正のオフセットを生じているが、これは粘性などによる不感帯の影響のためであり、同パラメータで再度実験を行うと、負のオフセットを生じることもある。それに対し提案手法では、同パラメータで再度実験を行ってもほとんど同様の結果が得られることから、提案手法の方が、ロ

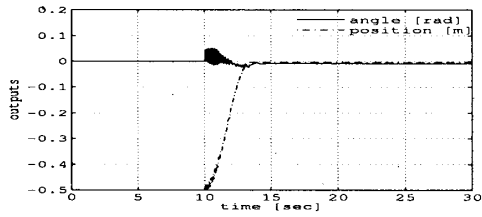


Fig. 16 Experimental result with dual-rate robust adaptive controller: cart position and crane angle

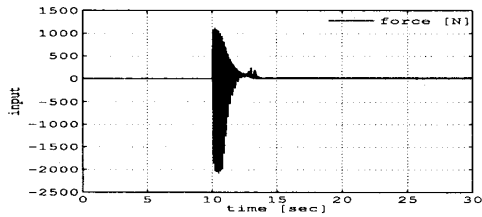


Fig. 17 Experimental result with dual-rate robust adaptive controller: control input

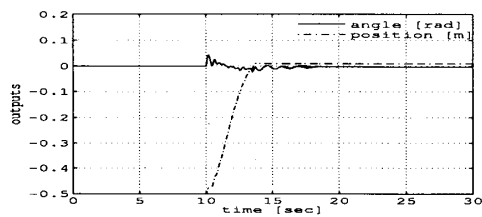


Fig. 18 Experimental result with robust PI controller: cart position and crane angle

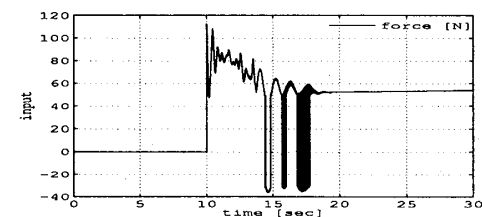
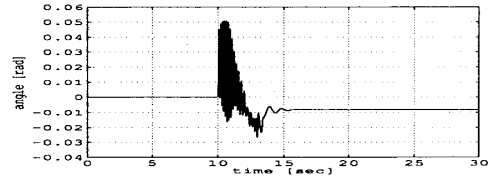
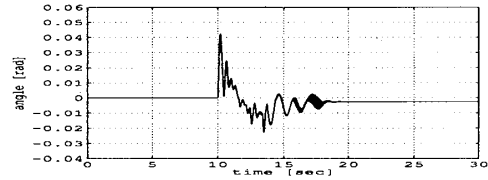


Fig. 19 Experimental result with robust PI controller: control input

バラストPI制御に比較して粘性などの外乱に対しよりロバストであることが確認できる。また、両手法による制御における振り振角の拡大図を図20に示す。図20より、提案手法の方が15[sec]以降の振動抑制ができてきていることも確認できる。



Dual-rate robust adaptive control



Robust PI control

Fig. 20 Comparison between cart angles for dual-rate robust adaptive control and robust PI control

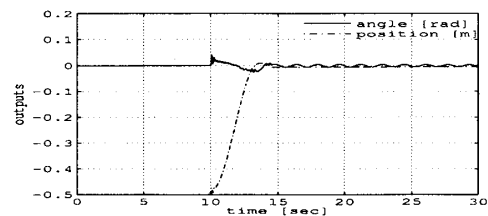


Fig. 21 Experimental result with dual-rate robust adaptive controller for additional load: cart position and crane angle

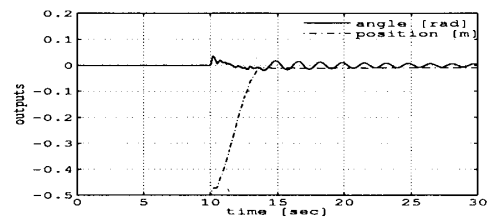


Fig. 22 Experimental result with robust PI controller for additional load: cart position and crane angle

つぎに、適応機構の検証のために、振子の先端に561[g]の付加質量を取り付けた状態で実験を行った。提案手法による制御結果を図21に示し、ロバストPI制御による制御結果を図22に示す。さらに、両手法における振り振角の拡大図を図23に示す。図23より、シミュレーションと同様に提案手法の方が振動を抑制できてきていることが確認できる。

以上のことより、数値シミュレーションと同様に提

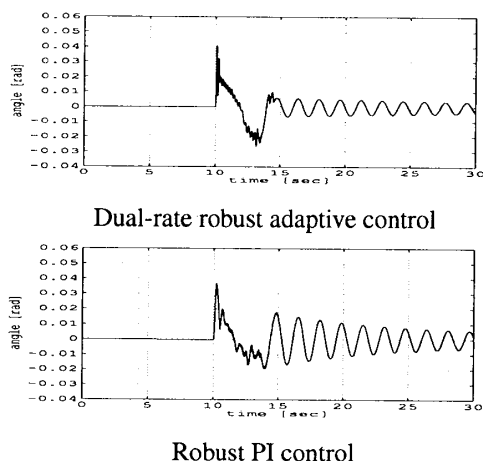


Fig. 23 Comparison between cart angles for dual-rate robust adaptive control and robust PI control: additional load

案手法の方がロバストPI制御手法よりも良い制御性能が得られ、さらに、プラントなどのパラメータ変動に対してよりロバストであることが確認できる。これらの結果は、提案手法では、制御対象に応じて適切な設計パラメータの初期設定は必要であるが、考え得る種々のパラメータ変動に対しては、設計パラメータの再設計を行わずともコントローラの適応動作により良好な制御性能が維持されることを意味している。

おわりに

本報告では、第1報で提案した手法の有効性検証のために、クレーン・台車系に対しデュアルレートサンプリングを用いたロバスト適応出力フィードバック制御系を構成し、その構成された制御系の有効性を数値シミュレーションおよび実験を通して検証した。検証ではシングルレートでのロバストPI制御手法による制御結果との比較を行った。ロバストPI制御と比較して、提案手法は、振子の振動抑制と台車の目標位置への移動の両方を効果的に達成でき、プラントのパラメータおよび外乱の変化に対してもよりロバストに制御できることが、数値シミュレーションおよび実験により確認された。

文献

(1) Bar-Kana, I. and Kaufman, H., Global stability and performance of a simplified adaptive algorithm, *International Journal of Control*, Vol.42, No.6 (1985), pp.1491-1505.

- (2) Bar-Kana, I., Absolute stability and robust discrete adaptive control of multivariable systems, *Control and Dynamic Systems*, Vol.31, Academic-Press (1989), pp.157-183.
- (3) Iwai, Z. and Mizumoto, I., Realization of simple adaptive control by using parallel feedforward compensator, *International Journal of Control*, Vol.59, No.6 (1994), pp.1543-1565.
- (4) Shibata, H. and Kurebayashi, T., New discrete-time algorithm for simple adaptive control, *Transactions of The Society of Instrument and Control Engineers*, Vol.31, No.2 (1995), pp.177-184 (in Japanese).
- (5) Kaufman, H. et al., *Direct Adaptive Control Algorithms: Theory and Applications (2nd Ed.)*, (1998), Springer-Verlag.
- (6) Ohdaira, S. et al., Robust adaptive output feedback control of general MIMO systems using multirate sampling; 1st report, control system design and stability analysis, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.73, No. 727 (2007), pp.685-692 (in Japanese).
- (7) Chen, T. and Francis, B.A., *Optimal sampled-data Control Systems*, (1995), London: Springer.
- (8) Kranc, G.M., Input-output analysis of multirate feedback systems, *IRE Transactions on Automatic Control*, Vol.3 (1957), pp.21-28.
- (9) Khargonekar, P.P. et al., Robust control of linear time invariant plants using periodic compensation, *IEEE Transactions on Automatic Control*, Vol.AC-30 (1985), pp.1088-1096.
- (10) Bar-Kana, I., Positive Realness in Multivariable Stationary Linear Systems, *Journal of Franklin Institute*, Vol.328, No.4 (1991), pp.403-417.
- (11) Ohtsuka, H. et al., A discrete SAC system with parallel feedforward compensators, *Transactions of The Society of Instrument and Control Engineers*, Vol.34, No.2 (1998), pp.96-104 (in Japanese).
- (12) Iwai, Z. and Mizumoto, I., Robust and simple adaptive control systems, *International Journal of Control*, Vol.55, No.6 (1992), pp.1453-1470.
- (13) Chen, T. and Qiu, L., \mathcal{H}_∞ design of general multirate sampled-data control systems, *Automatica*, Vol.30, No.7 (1994), pp.1139-1152.
- (14) Sheng, J. et al., Generalized predictive control for non-uniformly sampled systems, *Journal of Process Control*, Vol.12, No.8 (2002), pp.875-885.
- (15) Mizumoto, I et al., Adaptive Output Feedback Control of General MIMO Systems Using Multirate Sampling and Its Application to a Cart-Crane System, *Automatica*(2007) (to be published).