

車輪型倒立振り子ロボットの適応安定化制御

下山修*¹ 小谷斉之*² 平田弘志*³

Adaptive Stabilization Control for a Wheeled Inverted Pendulum Robot

by

Osamu Shimoyama, Nariyuki Kodani and Hiroshi Hirata

(received on Oct. 29, 2012 & accepted on Dec.17, 2012)

Abstract

The control system for various inverted pendulums is verified by many researchers, which is not only theoretical development but contributes to the practical utilization of unstable engineering objects. Application study of wheeled inverted pendulum (WIP) robot is recently very active because personal mobility is attractive field. Most of these discussions are either the stabilization or the position control in parameter known system. Few studies consider case of unknown parameter system, for example, payload change, inertia change, and so on. The change of the payload and the momentum of inertia appears in the application of WIP robot frequently. Therefore, the adaptive control method that removes the problem of inaccuracy concerning the design parameter is useful to WIP robot system. The control system stabilizes the pendulum of WIP robot with unknown parameter except wheel radius, and the necessary information for the stabilization of whole system is simultaneously measured under real time operating. This paper proposes that such VSS adaptive control system as tracking the reference input is applied to the pendulum of WIP and the wheel part is also stabilized by means of self-tuning control (STC) that assures the boundary reference angle of the pendulum. The main feature of proposed method does not only formulate by adopting a robust adaptive law to the system disturbance but also derive a disturbance condition of VSS adaptive law by using the saturation function.

Finally, the validity of the proposed adaptive system is proved through some numerical simulations and practical experiment under the condition of short time perturbation signal.

Keywords: wheeled inverted pendulum, VSS adaptive control, self-tuning control, least squares type adaptive law

1. はじめに

不安定な制御対象は航空機・宇宙開発などの分野で数多くみられ非常に興味深い。しかし、これらの実機は身近なものではなく制御性能の検証が容易ではない。一方、容易に実験が行える不安定な制御対象としては古くから倒立振り子モデルが知られている。倒立振り子は既に多くの研究者により制御系設計の検証に使用され、制御理論の発展のみならず不安定な工学的対象の実用化に寄与してきている。

近年、倒立振り子の中で二つの車輪を持つタイプの応用研究が盛んである。この車輪型倒立振り子を大別するとセグウェイに代表されるパーソナルモビリティ¹⁾⁻⁴⁾と荷役目的の自律走行型ロボット⁵⁾⁻⁸⁾に分けられる。これらの議論の中心は安定化制御と2輪移動体の位置姿勢制御に関するものが殆どである。車輪型倒立振り子応用系においてはいずれの用途でも振り子の重量および慣性モーメントの変化が想定される。しかしながら、対象の重量・慣性変化を考慮した場合の未知パラメータ系の議論が少ないのが現状である。また、移動体の高速度化を優先して駆動部分の減速比を小さくすると動特性変化の影響が顕著になり安定度が劣化することが予想される。このように不安定な対象では安定度に大きな影響を及ぼす要因となる設計パラメータ不一致の問題は可能ならば排除して、適応的手法の導入を考慮すべ

きである。したがって、本対象の用途では運転に際して、適切なチューニング機能を有する制御系が望ましい。

本研究では車輪型倒立振り子ロボットを構成し、車輪の径以外の物理パラメータを未知とした制御系設計について議論する。倒立振り子の制御法として、たとえば振り子を下げた状態で、パラメータ推定後に振上げ制御の実施を計画するような方法は車輪型倒立振り子ロボットには運用上適切ではない。ロボットを未知パラメータ系として倒立制御を実施し、必要な情報は制御中に取得する方法が妥当である。

著者等の研究グループは先に回転型倒立振り子系の振り子部分にVSS(可変構造系)適応安定化制御系を構成し、回転アームの安定化にSTC(セルフチューニング制御)を実施する手法を既に提案^{9),10)}している。その制御系では振り子を倒立させた状態で運転を開始し、操作量に適切な摂動信号を短時間重畳してシステム全体の基本パラメータ推定を実施する手法を採っていた。このような制御法は本稿の車輪型倒立振り子ロボットの安定化という目的にも適した運転手法である。

本研究では手始めに車輪型倒立振り子ロボット(車輪が原点に戻る仕様)の適応制御を議論する。最終的にはパーソナルモビリティタイプロボット(独立二輪駆動で前進・後退動作は振り子部分に外力を与える仕様)に展開する計画である。まず、車輪型倒立振り子ロボットの振り子部分に目標値追従型のVSS適応安定化制御系を構成する。そして車輪系の安定性と有界な振り子目標角生成の保証にSTCを構成する。文献10)ではSTC構築

*1 東海大学大学院工学研究科情報理工学専攻

*2 情報理工学部コンピュータ応用工学科 非常勤講師

*3 情報理工学部コンピュータ応用工学科 教授

において、システム全体の基本パラメータ推定精度を向上させる目的で摂動トルクを操作量に重畳させている。摂動トルクの影響により振子と車輪部分は共に若干揺れることになるが、非常に短時間ならば許容されると考えられる。以上、車輪型倒立振子ロボットに2種類の適応制御器を使用して安定化系を実現する。この適応の手法の有効性を実証するために、数値シミュレーションおよび実験を実施した結果、本適応系が有効であることが確認された。

2. 制御対象

車輪型倒立振子ロボットの簡略化した運動モデル図と実験機モデル図を Fig. 1 及び Fig. 2 にそれぞれ示す。また、その物理パラメータを Table 1 に示す。車輪シャフトには 24[V]-20[W] のハーモニックギア付DCモータがタイミングプーリを介して連結されている。倒立振子部は車輪シャフトとボールベアリングを介した機構で構成され、振り角は1回転 2500 パルスの光学式エンコーダ出力を4通倍し得ている。また、振子上部にはペイロードが変更可能な構成となっている。ここでは、以上の系の運動方程式とその基本パラメータについて述べる。

〈2.1〉 運動方程式 Fig. 1 の制御対象の運動方程式は Euler-Lagrange 方程式を使用してシステムティックに導出され、次式で表される。

$$M(\theta)\ddot{\theta} + C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) + D\dot{\theta} + E(\dot{\theta}) = \tau \quad (1)$$

$\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}$ はそれぞれ角度、角速度、角加速度、 τ はトルクであり、 $M(\theta)$ は慣性項、 $C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta}$ は非線形項、 $G(\theta)$ は重力項、 $D\dot{\theta}$ は粘性摩擦項、 $E(\dot{\theta})$ はクーロン摩擦項である。

$$\begin{cases} M(\theta) = \begin{bmatrix} J_1 & RaC_b \\ RaC_b & J_2 \end{bmatrix}, & G(\theta) = \begin{bmatrix} 0 \\ -RgS_b \end{bmatrix}, \\ C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} = \begin{bmatrix} -RaS_b\dot{\theta}_b^2 \\ 0 \end{bmatrix}, & D\dot{\theta} = \begin{bmatrix} d_w\dot{\theta}_w \\ d_b\dot{\theta}_b \end{bmatrix}, \\ E(\dot{\theta}) = \begin{bmatrix} E_w \text{sgn}(\dot{\theta}_w) \\ 0 \end{bmatrix}, & \tau = \begin{bmatrix} \tau_1 \\ 0 \end{bmatrix}, \theta = \begin{bmatrix} \theta_w \\ \theta_b \end{bmatrix}. \end{cases} \quad (2)$$

$$\text{但し, } J_1 = J_w + M_w a^2 + M_b a^2, \quad J_2 = J_b + M_b l^2,$$

$$R = M_b l, \quad S_b = \sin \theta_b, \quad C_b = \cos \theta_b$$

また、 g は重力加速度、 τ_1 は駆動部の入力トルク、 d_w, d_b は粘性摩擦係数、 E_w は駆動部のクーロン摩擦係数である。尚、振子部分のクーロン摩擦は微小とみなし無視している。

〈2.2〉 基本パラメータ表現 (1)式は物理パラメータの推定には不向きな表現なので、ラグランジュの運動方程式から慣性項、非線形項、重力項、摩擦項を基本パラメータ ζ_i により

$$\begin{cases} M(\theta)\ddot{\theta} = \sum_{k=1}^p \zeta_k M_k(\theta)\ddot{\theta} \\ C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} = \sum_{k=1}^p \zeta_k \left(\frac{d}{dt} M_k(\theta) \right) \dot{\theta} - \sum_{k=1}^p \zeta_k \left\{ \frac{\partial}{2\partial\dot{\theta}} (\dot{\theta}^T M_k(\theta)\dot{\theta}) \right\} \\ G(\theta) = \sum_{k=1}^p \zeta_k P_k(\theta), \quad (p=3) \\ D\dot{\theta} + E(\dot{\theta}) = \sum_{k=p+1}^{p+n} \zeta_k D_k \dot{\theta} + \sum_{k=p+n+1}^{p+2n} \zeta_k E_k, \quad (n=2) \end{cases} \quad (3)$$

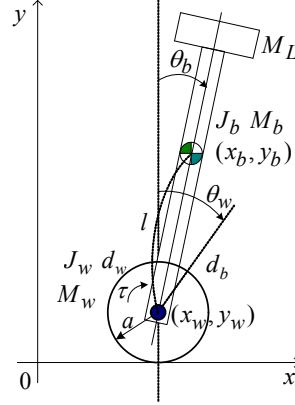


Fig. 1. Diagram of WIP.

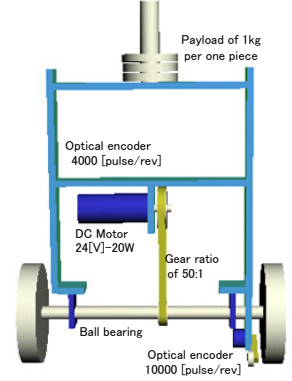


Fig. 2. Model of WIP.

Table 1. Parameters of WIP

θ_w	Wheel angle [deg]	θ_b	Pendulum angle [deg]
M_w	Mass of wheel [kg]	M_b	Mass of pendulum [kg]
l	Link length [m]	a	Wheel radius [m]
J_w	Momentum of Inertia of wheel [kgm ²]	J_b	Momentum of Inertia of pendulum [kgm ²]
d_w	Friction to wheel from motor	d_b	Friction coefficient of pendulum
M_L	Payload [kg]	τ	Wheel torque [Nm]

$$\text{但し, } \zeta_1 = J_1, \quad \zeta_2 = J_2, \quad \zeta_3 = R,$$

$$M_1(\theta) = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad M_2(\theta) = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad M_3(\theta) = \begin{bmatrix} 0 & RC_b \\ RC_b & 0 \end{bmatrix},$$

$$C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} = \zeta_3 \begin{bmatrix} -aS_b\dot{\theta}_b^2 \\ 0 \end{bmatrix}, \quad P_1(\theta) = P_2(\theta) = 0, \quad P_3(\theta) = \begin{bmatrix} 0 \\ -gS_b \end{bmatrix}$$

のように表す。また、摩擦項は振子部のクーロン摩擦を無視し基本パラメータ数を減らした次式

$$D\dot{\theta} + E(\dot{\theta}) = \zeta_4 \begin{bmatrix} \dot{\theta}_w \\ 0 \end{bmatrix} + \zeta_5 \begin{bmatrix} 0 \\ \dot{\theta}_b \end{bmatrix} + \zeta_6 \begin{bmatrix} \text{sgn}(\dot{\theta}_w) \\ 0 \end{bmatrix}, \quad (4)$$

$$\text{但し, } \zeta_4 = d_w, \quad \zeta_5 = d_b, \quad \zeta_6 = E_w,$$

で記述する。このとき、基本パラメータに関する線形関係式は

$$\begin{aligned} \tau &= M(\theta)\ddot{\theta} + C(\theta, \dot{\theta})\dot{\theta} + G(\theta) + B\dot{\theta} + D(\dot{\theta}) \\ &= \Phi^T(\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta})\zeta \end{aligned} \quad (5)$$

$$\begin{cases} \Phi^T(\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta}) := \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_w & 0 & \phi_{13} & \dot{\theta}_w & 0 & \text{sgn}(\dot{\theta}_w) \\ 0 & \ddot{\theta}_b & \phi_{23} & 0 & \dot{\theta}_b & 0 \end{bmatrix} \\ \phi_{13} := a(C_b\ddot{\theta}_b - S_b\dot{\theta}_b^2), \quad \phi_{23} := aC_b\ddot{\theta}_w - gS_b \\ \zeta^T := [J_1 \quad J_2 \quad R \quad d_w \quad d_b \quad E_w], \quad \tau^T = [\tau_1 \quad 0] \end{cases} \quad (6)$$

と表される。ここで、 $\Phi(\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta})$ はリグレッサ (regressor) 行列、 ζ は基本パラメータである。また、モータトルク定数 k_τ が不確定な場合を考慮して(6)式を次式のようにして使用する。

$$\begin{cases} i = \Phi^T(\theta, \dot{\theta}, \ddot{\theta})\sigma, \quad i^T := [i \quad 0] \\ \sigma^T = \zeta^T / k_\tau = [\sigma_1 \quad \sigma_2 \quad \sigma_3 \quad \sigma_4 \quad \sigma_5 \quad \sigma_6] \\ \sigma_1 := J_1 / k_\tau, \quad \sigma_2 := J_2 / k_\tau, \quad \sigma_3 := R / k_\tau \\ \sigma_4 := d_w / k_\tau, \quad \sigma_5 := d_b / k_\tau, \quad \sigma_6 := E_w / k_\tau \end{cases} \quad (7)$$

このとき、 σ は新たな基本パラメータとする。

3. 制御系設計

対象を振子系と車輪系に分け2種類の適応制御系を構築する。振子系を非線形系のままVSS適応制御系^{(11),(12)}を設計することも可能であるが、車輪系を線形STC系⁽¹³⁾で設計する為ここでは振子系を線形化して構成する。まず、振子系に目標値追従型のVSS適応制御系を構築し、振子系がスライディングモード⁽¹⁴⁾であることを仮定する。また、車輪系の安定性と有界な振子目標角を保証するためにSTC系を構築する。

〈3.1〉振子系の安定化 (1)式を平衡点近傍で線形化を行うと、倒立振子の運動方程式は次式となる。

$$\begin{bmatrix} J_1 & Ra \\ Ra & J_2 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\theta}_w \\ \ddot{\theta}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ -Rg\theta_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} d_w & 0 \\ 0 & d_b \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{\theta}_w \\ \dot{\theta}_b \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} E_w \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_w) \\ 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_\tau i \\ 0 \end{bmatrix} \quad (8)$$

ここで、 k_τ はトルク定数、 i はモータ電流で入力トルクを $\tau_1 = k_\tau i$ としている。(8)式から振子系方程式は

$$-\det M \ddot{\theta}_b - J_1 d_b \dot{\theta}_b + J_1 M_b g \theta_b + Ra d_w \dot{\theta}_w + Ra E_w \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_w) = Rak_\tau i \quad (9)$$

$$\det M := J_1 J_2 - (Ra)^2, \quad \det M > 0 \quad (10)$$

となる。このとき、振子の回転角度 θ_b に対して目標とする角度を r_f とし、その誤差 e を

$$e := \theta_b - r_f \quad (11)$$

とする。また、参照速度 $\dot{\theta}_r$ を

$$\dot{\theta}_r := \dot{r}_f - he, \quad (h > 0) \quad (12)$$

と定義する。さらに、切換関数 s_c を次のように

$$s_c := \dot{\theta}_b - \dot{\theta}_r = \dot{e} + he \quad (13)$$

と定義する。(9)式の対象に対し不確定外乱を考慮して

$$\begin{cases} Y^T \alpha + H \dot{s}_c = i + w \\ H := -\det M / Rak_\tau \end{cases} \quad (14)$$

のように表す。ここで、 w は等価外乱項、 α はパラメータ、 Y は計測値から成るベクトルであり、次式で与えられる。

$$\begin{cases} Y^T = [\ddot{\theta}_r & \dot{\theta}_b & \theta_b & \dot{\theta}_w & \operatorname{sgn}(\dot{\theta}_w)] \\ \alpha^T = [H & -J_1 d_b / Rak_\tau & J_1 g / ak_\tau & d_w / k_\tau & E_w / k_\tau] \end{cases} \quad (15)$$

以上の仮定の下で次の定理が成立する。

[定理]^{9),(10)} VSS適応制御の操作量 i を(16)式、パラメータ適応則を(18)式とする。

$$\begin{cases} i = Y^T \hat{\alpha} - k_v \operatorname{sat}(s_c / \delta), \quad (k_v > 0) \\ \hat{\alpha}^T := [\hat{\alpha}_1 & \hat{\alpha}_2 & \hat{\alpha}_3 & \hat{\alpha}_4 & \hat{\alpha}_5], \end{cases} \quad (16)$$

$$\operatorname{sat}(s_c / \delta) := \begin{cases} \operatorname{sgn}(s_c) & |s_c| > \delta \\ s_c / \delta & |s_c| \leq \delta \end{cases} \quad (17)$$

$$\dot{\hat{\alpha}} = -k_a \hat{\alpha} - \Gamma^{-1} Y s_c, \quad (\Gamma > 0). \quad (18)$$

ここで、 k_v はVSSゲインであり、 k_a はパラメータ推定値 $\hat{\alpha}$ のゲイン、 Γ は適応則ゲインで対称行列とする。目標角 r_f が安定に与えられ、(14)式の外乱に関する次の条件

$$|w| < k_v + k_a \|\hat{\alpha}\|^2 \lambda_{\min}(\Gamma) - |\alpha^T \Gamma \hat{\alpha}| / \delta, \quad (|s_c| > \delta) \quad (19)$$

$$|w| < k_a \|\hat{\alpha}\|^2 \lambda_{\min}(\Gamma) - |\alpha^T \Gamma \hat{\alpha}| / \delta, \quad (|s_c| \leq \delta) \quad (20)$$

の元で、 $t \rightarrow \infty$ で $s_c \rightarrow 0$ となる。即ち、 $e \rightarrow 0$ となり、振子角 θ_b は目標角 r_f に追従する。 ■

尚、(15)式 $\dot{\theta}_w, \dot{\theta}_b$ は θ_w, θ_b を入力とする擬似微分フィルタ

$$G_v := \frac{s}{1 + \tau_v s} \quad (21)$$

により算出している。

〈3.2〉振子目標角を生成するSTC VSS適応則により、振子制御系が素早くスライディングモード制御(SMC)に到達し、振子角度 θ_b は目標角度 r_f に追従($e=0$)する。すなわち(8)式車輪系

$$Ra \ddot{\theta}_w + J_2 \ddot{\theta}_b - Rg \theta_b + d_b \dot{\theta}_b = 0 \quad (22)$$

においてSMCの仮定の元、 $\theta_b = r_f$ とみなし θ_b を r_f で置き換えると、(17)式車輪系方程式は

$$\ddot{\theta}_w = \rho_0 r_f + \rho_1 \dot{r}_f + \rho_2 \ddot{r}_f \quad (23)$$

但し、 $\rho_0 := g/a$, $\rho_1 := -d_b/Ra$, $\rho_2 := -J_2/Ra$

と記述できる。回転アームの制御方策として、未知パラメータを推定しながら制御器を調整するモビリティタイプのSTCを実施する。(15)式のVSS制御系のパラメータを用いて(23)式のパラメータを表現するのは困難であるので後述のパラメータ推定を実施する。また、安定化制御器にLQ制御を使用するために、(23)式を以下の状態方程式

$$\begin{bmatrix} \dot{\theta}_w \\ \dot{\theta}_w \\ \dot{r}_f \\ \dot{r}_f \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \rho_0 & \rho_1 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \theta_w \\ \dot{\theta}_w \\ r_f \\ \dot{r}_f \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 \\ \rho_2 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \ddot{r}_f \quad (24)$$

但し、 $\rho_0 := g/a$, $\rho_1 := -\sigma_5/\sigma_3 a$, $\rho_2 := -\sigma_2/\sigma_3 a$

で記述する。振子目標角加速度 \ddot{r}_f を制御入力とする(24)式の未知パラメータ系において、基本パラメータ σ_i を推定しながら制御器を調整するSTCを実施する。次の評価関数 J

$$\begin{cases} J = \int_0^\infty (x^T Q x + \ddot{r}_f^T R \ddot{r}_f) dt, \quad (Q \geq 0, R > 0) \\ x^T := [\theta_w & \dot{\theta}_w & r_f & \dot{r}_f] \end{cases} \quad (25)$$

を最小にする次のフィードバックゲイン F_o を制御周期毎に求め

$$\begin{cases} \dot{r}_f = -F_o^T x, \\ F_o^T := [f_1 & f_2 & f_3 & f_4] \end{cases} \quad (26)$$

を更新する。ここでは、(24)式からハミルトン行列を構成し、QR法(ダブルQR法を含む)により固有値を求めリカッチ解を求める固有ベクトル法を採用している。また、文献15)に基づきQR法ルーチンの収束を加速する原点移動法および繰返し計算の収束判定部分などを工夫して、実時間処理に適するように独自開発している。このSTCにおいて基本パラメータ推定値に偏りが生じてもLQ規範により導出される系は常に安定系である為、倒立振子ロボットの車輪角度 θ_w を安定にする目標角加速度 \ddot{r}_f が求められる。この \ddot{r}_f を積分して有界な振子目標角 r_f を得ている。

〈3.3〉車輪系の未知パラメータ逐次推定 前節で示したSTCは基本パラメータ σ_i を使って定式化されている。実際には σ_i は逐次推定値 $\hat{\sigma}_i(k)$ により置き換えられるので、ここでは基

本パラメータ逐次推定則について記述する. (7)式の対象に対して, 推定モデルを次式

$$\begin{cases} \mathbf{v}(k) = \Phi^T(k) \hat{\boldsymbol{\sigma}}(k) \\ \hat{\boldsymbol{\sigma}}^T(k) := [\hat{\sigma}_1(k) \ \hat{\sigma}_2(k) \ \cdots \ \hat{\sigma}_6(k)] \end{cases} \quad (27)$$

とする. 但し, $\Phi(k)$ は(7)式の行列 $\Phi(\boldsymbol{\theta}, \dot{\boldsymbol{\theta}}, \ddot{\boldsymbol{\theta}})$ の k 時刻を表す. いま, 計測値はモータ電流 i と各回転角度 θ_w, θ_b のみである. また, 推定に必要な運動データ $\Lambda = \{i(k), \boldsymbol{\theta}(k), \dot{\boldsymbol{\theta}}(k), \ddot{\boldsymbol{\theta}}(k)\}$ の角速度 $\dot{\boldsymbol{\theta}}(k)$ と角加速度 $\ddot{\boldsymbol{\theta}}(k)$ の算出にはセンサ特性の違いによる推定精度の劣化を補償するために(28)式に示す微分フィルタを使用し, 双一次変換により離散化したディジタル信号処理を実施している. ここで使用した信号処理系^{16),17)}を Fig. 3 に示す.

$$\begin{cases} i_a = G_0 i, \quad \theta_a = G_0 \theta, \quad \dot{\theta}_a = G_1 \dot{\theta}, \quad \ddot{\theta}_a = G_2 \ddot{\theta} \\ \text{sgn}(\dot{\theta}_a) = G_0 \text{sgn}(\dot{\theta}), \quad \dot{\theta} := \{\theta(k) - \theta(k-1)\} / T \\ G_1 := s G_0, \quad G_2 := s^2 G_0, \quad T: \text{sampling period.} \\ G_0 := 1 / (1 + \tau_f s)^3, \quad s = C_T(z-1)/(z+1), \quad C_T = 2/T \end{cases} \quad (28)$$

また, 基本パラメータ逐次推定はサンプリング周期毎に(28)式から得られる運動データ $\Lambda_a = \{i_a(k), \theta_a(k), \dot{\theta}_a(k), \ddot{\theta}_a(k)\}$ を用いて実施される. パラメータ推定則は幾つか考えられるが, 観測ノイズの影響は比較的小さいと考えられるので, ここでは, 以下の最小2乗形一般化適応則¹⁸⁾に基づく適応則を用いることにより推定値 $\hat{\boldsymbol{\sigma}}(k)$ を得ている.

[最小2乗形一般化適応則] パラメータ推定誤差 $\boldsymbol{\eta}(k)$ および応答誤差 $\boldsymbol{\varepsilon}_a(k)$ がそれぞれ次式

$$\boldsymbol{\eta}(k) = \boldsymbol{\sigma} - \hat{\boldsymbol{\sigma}}(k) \quad (29)$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}_a(k) := i_a(k) - \Phi^T(k) \hat{\boldsymbol{\sigma}}(k) = \Phi^T(k) \boldsymbol{\eta}(k) \quad (30)$$

によって定義され, 一段予測誤差 $\boldsymbol{\varepsilon}_p(k)$ を次式とする.

$$\boldsymbol{\varepsilon}_p(k) := i_a(k) - \Phi^T(k) \hat{\boldsymbol{\sigma}}(k-1) \quad (31)$$

ここで, モデル化誤差やパラメータ変動外乱がなく, 観測雑音が白色雑音, また(6)式のリグレッサ行列 $\Phi(k)$ が PE (Persistence of Excitation) 性を満たし, 推定パラメータ $\hat{\boldsymbol{\sigma}}(k)$ が次の適応則

$$\boldsymbol{\eta}(k) = \boldsymbol{\eta}(k-1) - \mathbf{F}(k-1) \Phi(k) \mathbf{F}_e(k) \boldsymbol{\varepsilon}_p(k) \quad (32)$$

$$\mathbf{F}_e(k) = [\mathbf{M}_d^{-1}(k) - \Phi^T(k) \mathbf{F}(k-1) \Phi(k)]^{-1} \quad (33)$$

$$\mathbf{F}^{-1}(k) = \lambda_1(k) \mathbf{F}^{-1}(k-1) + \Phi(k) \boldsymbol{\Lambda}_2(k) \Phi^T(k) \quad (34)$$

$$\begin{cases} 0 < \mathbf{F}(0), \quad 0 < \mathbf{F}^{-1}(0) \quad \mathbf{F}_e(k) = \mathbf{F}_e^T(k) \\ 0 < \lambda_1(k) \leq 1, \quad 0 < \boldsymbol{\Lambda}_2(k), \quad \mathbf{M}_d(k) := \boldsymbol{\Lambda}_2(k) / \lambda_1(k) \end{cases} \quad (35)$$

によって調整されるならば, $\Phi(k)$ の有界, 非有界にかかわらず, $\boldsymbol{\varepsilon}_a(k) \rightarrow 0, (k \rightarrow \infty)$ が保証され, パラメータ推定値 $\hat{\boldsymbol{\sigma}}(k)$ は指数収束し, 一致推定値となる. ■

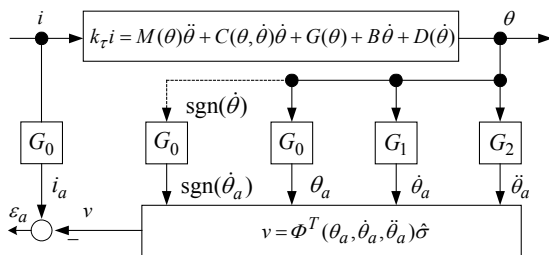


Fig. 3. Signal processing system for the motion data.

以上の基本パラメータ逐次推定において, 倒立振子系が安定している状態では平衡点近傍での入出力値しか得られない為, PE 性が十分ではない. そこで, 本研究では制御信号にパルス性の摂動信号を重畳して PE 性の向上を図っている. この手法は操業中のプラントに摂動信号を重畳して動特性推定の情報を得る手段として従来から使用¹³⁾されているもので, 短時間ならば許容されると考えられる. また, 適応則は実際には以下の

$$\begin{cases} \boldsymbol{\eta}(k) = \boldsymbol{\eta}(k-1) - \mathbf{A}(k) \boldsymbol{\varepsilon}_p(k) \\ \mathbf{F}(k) = \frac{1}{\lambda_1(k)} [\mathbf{I} - \mathbf{A}(k) \Phi^T(k)] \mathbf{F}(k-1) \\ \mathbf{A}(k) := \frac{\lambda_2(k) \mathbf{F}(k-1) \Phi(k)}{\lambda_1(k) + \lambda_2(k) \text{tr}[\Phi^T(k) \mathbf{F}(k-1) \Phi(k)]} \end{cases} \quad (36)$$

のような逆行列を使用しない形とし, $\lambda_1(k) = \lambda, \lambda_2(k) = 1$ とする重み付最小2乗適応則にして実施している. また, 重み λ は次式

$$\lambda := \mu \lambda + (1 - \mu), \quad 0.98 < \lambda(0) \leq 1 \quad (37)$$

とし, 定数 μ は $\mu = 0.99$ を使用した.

4. シミュレーション結果

本章では実機実験に先立ち数値シミュレーションを実施する. Fig. 2 に示した車輪型倒立振子(WIP)ロボットの車輪半径 a 以外全て未知と仮定して, 適応制御法を検証する. また, 数値シミュレーションで使用した運動パラメータおよび基本パラメータをそれぞれ Table 2 と Table 3 に示す. さらに, 適応制御で使用した諸定数を Table 4 に示す. 制御対象は(1),(2)式の非線形運動方程式をルングクッタ4次, 刻み時間 0.5[msec]で計算している. 最初にクーロン摩擦係数を $E_w = 0.01$ としたシミュレーション実施例を示す. 制御開始から1秒間はS T C系設計精度

Table 2. Motion Parameters of WIP robot.

M_w [kg]	M_b [kg]	l [m]	a [m]	k_τ [Nm/A]
2.545	3.386	0.550	0.090	2.90
J_w [kgm ²]	J_b [kgm ²]	d_w [kgms]	d_b [kgms]	E_w [Nm]
7.290×10^{-3}	8.536×10^{-2}	0.854	0.001	0.010/0.490

Table 3. Basic Parameters of WIP robot.

J_1	J_2	R	d_w	d_b	E_w
$7.533e-2$	$2.970e-2$	$8.465e-1$	$8.540e-1$	$1.000e-3$	0.01/0.49

Table 4. Conditions for VSS adaptive control.

coefficient in switching function : h	$h = 30$
VSS scalar gain in control input : k_v	$k_v = 1.5$
VSS adaptive gain of $\hat{\alpha}$: k_a	$k_a = 1.5$
VSS adaptive gain : $\Gamma = \gamma I$	$\gamma = 10$
boundary layer in saturation function : δ	$\delta = 1.0$
filter constant for control system : τ_v [sec]	$\tau_v = 0.05$
filter constant for estimation system : τ_f [sec]	$\tau_f = 0.03$
adaptive gain of RLS system : $\mathbf{F}(0) = \kappa I$	$\kappa = 10^4$
sampling period : T [sec]	$T = 0.001$
performance weight of J : $\mathbf{Q} = \text{diag}(5, 5, 1, 1), \mathbf{R} = 1$	

の向上を考慮し振幅 0.7 ボルト、周期 0.25 秒のパルス振動信号を操作量に重畳している。Fig. 4(a)~(c)は WIP ロボットの運動データであり、Fig. 4(a)は操作電流、また Fig. 4(b),(c)はそれぞれ車輪角 θ_w と振り角 θ_b を示している。クーロン摩擦係数が小さいので振動信号を停止した後、操作電流は速やかに小さくなり振り角 θ_b は平衡点で静止し、車輪角 θ_w もほぼ静止に近い状態になっている。Fig. 4(d) は切換関数 s_c であり振動信号重畳時でも境界層 $\delta=1.0$ 以内を推移し、その後速やかに $s_c=0$ 近傍に到達している。Fig. 4(e),(f)はそれぞれ基本パラメータ推定値 $\hat{\sigma}$ と VSS 系の可調整パラメータ $\hat{\alpha}$ の推移を示している。Fig. 4(e) $\hat{\sigma}_i$ の中には振動信号停止後に変動するパラメータがある。 $\hat{\sigma}_4$ はスケール外の値の為、表示していないが開始後速やかに $\hat{\sigma}_4 \approx 0.29$ に漸近する。また、Fig. 4(f)の $\hat{\alpha}$ は振動信号停止後には全て速やかに小さくなっている。Fig. 4(g) は STC 系のフィードバックゲイン f_i の推移を示している。制御開始直後に変化の少ない f_i が導出されている。この f_i は推定値 $\hat{\sigma}_i$ に基づいて設計されるものであり特に、 f_i 算出に影響するのは $\hat{\sigma}_2$ と $\hat{\sigma}_3$ である。Fig. 4(e) において開始後 3 秒間両パラメータ共に変動する傾向が見られるが f_i 算出に大きな変化がないことがわかる。最後に Fig. 4(h)は STC 系で生成される振り目標角 r_f と振り角 θ_b を表示したものである。振動信号重畳時には誤差 e があるもののその後 e は小さくなって行く。以上のシミュレーション結果よりクーロン摩擦係数が小さい場合には理想的なスライディングモード(SMC)に到達する結果が得られる。

次に、予備実験から得られた情報に基づき $E_w = 0.49$ とし

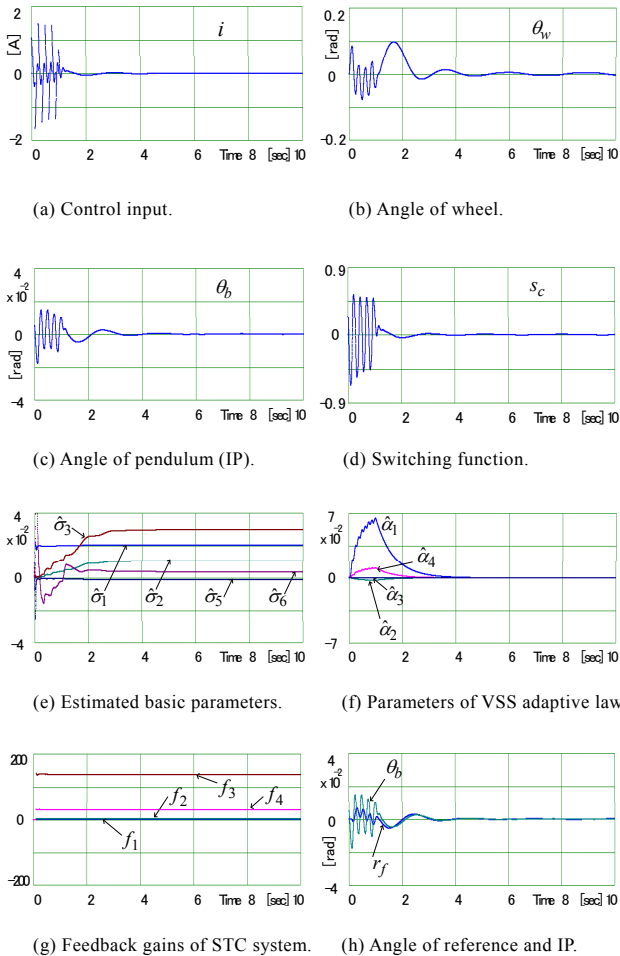


Fig. 4. Simulation of adaptive control ($E_w = 0.01$).

振り部分に振幅 0.015[Nm]、周期 8 秒の正弦波外乱 τ_d を与え、振動信号を同一とした 30 秒間のシミュレーションを以下に示す。Fig. 5(a)~(c)は WIP ロボットの運動データであり、Fig. 5(a)は操作電流、また Fig. 5(b),(c)はそれぞれ車輪角 θ_w と振り角 θ_b を示している。クーロン摩擦係数 E_w が大きいので振動信号を停止した後は E_w と τ_d の影響によるリミットサイクル現象が発生する。Fig. 5(d) は切換関数 s_c であり振動信号重畳時を含め制御動作中は境界層 $\delta=1.0$ 以内を推移しているが $s_c=0$ 近傍には到達しない。Fig. 5(e),(f)はそれぞれ基本パラメータ推定値 $\hat{\sigma}$ と VSS 系の可調整パラメータ $\hat{\alpha}$ の推移を示している。Fig. 5(e) $\hat{\sigma}_i$ は先のシミュレーション同様、開始後 4 秒程度でほぼ変化の少ない状態になっている。また、Fig. 5(f)の $\hat{\alpha}_1$ と $\hat{\alpha}_4$ は振動信号停止後、一反は小さくなるがその後は周期的に変動する傾向がみられ系内部にパラメータ変動要因があることが伺える。Fig. 5(g) は STC 系のフィードバックゲイン f_i の推移であり、 $\hat{\sigma}_i$ の変動による影響が殆どないことが分かる。Fig. 5(h) は STC 系で生成される振り目標角 r_f と振り角 θ_b である。その誤差 e は Fig. 5(d) s_c と同様な傾向であり $|e| = |\theta_b - r_f| \leq 0.01$ 程度の推移となる。以上の実験機を想定したシミュレーションにおいてはクーロン摩擦の影響により理想的な SMC 系とはならないが s_c を境界層内に拘束した制御性能が得られる。また、Table 5 は Fig. 5(e)に示した基本パラメータ推定値 $\hat{\sigma}_i$ の収束値および(6)式に示した $\hat{\sigma}_i$ を k_r 倍したパラメータ ζ であり、最下行は推定誤差である。さらに、Table 6 は推定値 $\hat{\sigma}_i$ に基づいて設計された STC 系のゲイン f_i の最終値および真値との誤差を示して

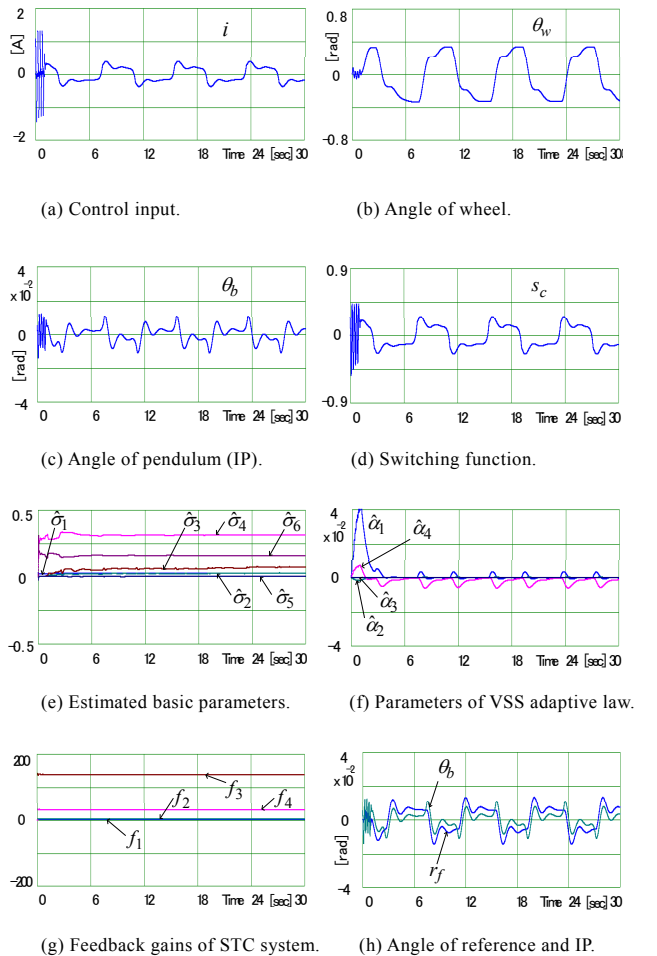


Fig. 5. Simulation of adaptive control ($E_w = 0.49$).

Table 5. Estimated value of WIP basic parameters.

$\hat{\sigma}_1/\zeta_1$	$\hat{\sigma}_2/\zeta_2$	$\hat{\sigma}_3/\zeta_3$	$\hat{\sigma}_4/\zeta_4$	$\hat{\sigma}_5/\zeta_5$	$\hat{\sigma}_6/\zeta_6$
$2.160e-2$	$2.388e-2$	$6.790e-2$	$3.129e-1$	$-1.47e-3$	$1.606e-1$
$6.265e-2$	$6.925e-2$	$1.969e-1$	$9.074e-1$	$-4.26e-3$	$4.656e-1$
16.8 [%]	> 20 [%]	> 20 [%]	6.25 [%]	> 20 [%]	4.98 [%]

Table 6. STC feedback gain for WIP control system.

f_1	f_2	f_3	f_4
2.236	3.271	138.9	31.16
0 [%]	0.01 [%]	0.05 [%]	0.15 [%]

いる。STC系の f_i は(24)式のシステムから設計され、その要素となる基本パラメータは $\hat{\sigma}_2, \hat{\sigma}_3, \hat{\sigma}_5$ である。振り粘性摩擦係数 $\hat{\sigma}_5$ は微小のため無視できるので $\hat{\sigma}_2, \hat{\sigma}_3$ が主要なパラメータとなる。Table 5では両パラメータの推定誤差が大きい。しかし、Table 6のSTCゲイン f_i は高精度で算出されている。そこで、Table 5の $\hat{\sigma}_2/\hat{\sigma}_3$ およびTable 3の J_2/R を求めると両者0.35で一致する。このように $\hat{\sigma}_i$ には誤差が発生してもシステム要素としては殆ど真値に近くなる。このことが高精度STC系が設計される理由である。以上の結果から、WIPシステムの基本パラメータを未知とする場合の適応制御法として、本提案法の有効性が確認できた。

5. 実験結果

前章では提案法の有効性をシミュレーションにより確認した。本章では実機実験について説明する。本研究で使用した車輪型倒立振り子ロボットをFig. 6に示す。モータドライバは電圧指令入力型1[V]-1[A]仕様のリニアアンプを使用し、制御用コンピュータとして、Core2 Quad Q9650 3.0GHzクロックCPUを使用し制御ソフトウェアはC言語で開発した。尚、D/A出力電圧制限値は ± 4 [V]として実施した。

実験の諸条件はシミュレーションと同様にTable 4の値を使用し、STC性能の向上のため振幅0.7ボルト、周期0.25秒のパルス振動信号を操作量に重畳している。Fig. 7(a)~(c)はWIPロボットの運動データであり、Fig. 7(a)は操作電流、またFig. 7(b),(c)はそれぞれ車輪角 θ_w と振り角 θ_b を示している。実験機



Fig. 6. Experimental device of WIP robot.

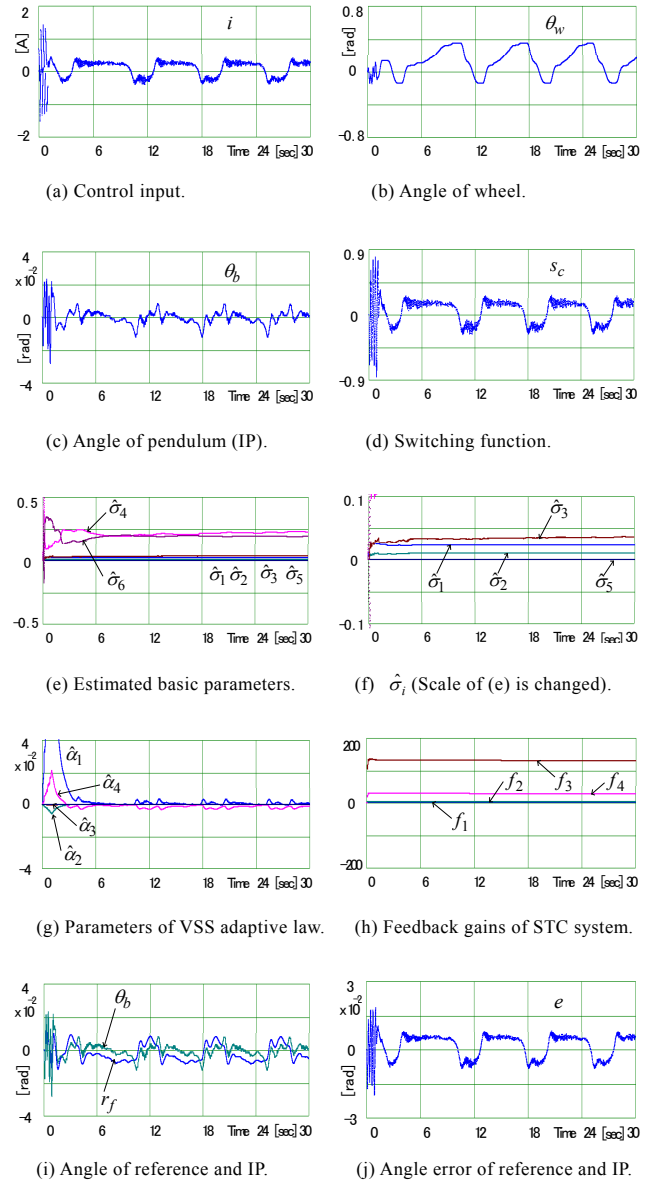


Fig. 7. Experiment result of WIP robot.

ではリミットサイクル現象の周期が不規則になる点を除けばFig. 5のシミュレーション結果とほぼ類似した結果となる。Fig. 7(d)は切換関数 s_c であり実験を通して境界層 $\delta=1.0$ 以内に拘束した制御結果となる。しかし、振動信号重畳時の応答がシミュレーション結果のFig. 5(d)に比べて大きくなっている。したがって、振動信号の振幅を更に大きくする場合、あるいはパルス周期を長くする場合に s_c が境界層 $\delta=1.0$ を越えてしまうので切換関数の傾き h を小さく選定するなど注意が必要である。Fig. 7(e)(f) $\hat{\sigma}_i$ は開始後8秒程度でほぼ変化の少ない状態になっている。また、Fig. 7(g)の $\hat{\alpha}_1$ と $\hat{\alpha}_4$ は振動信号重畳時はFig. 5(f)のシミュレーション結果より大きく反応する傾向がみられるが振動信号停止後には逆に変動は少なく系内部のパラメータ変動要因はシミュレーション結果より小さいことが伺える。Fig. 7(h)はSTC系のフィードバックゲイン f_i であり、開始後の短時間で設計が完了している。Fig. 7(i)はSTC系で生成される振り目標角 r_f と振り角 θ_b である。Fig. 7(j)は誤差 $e:=\theta_b-r_f$ であり振動信号重畳時を除いて $|e|\leq 0.01$ 程度の推移となる。また、振動信号を使用しない実験も実施し安定な制御結果となること

を確認している。この場合、実験開始直後に STC 系ゲイン f_i の算出結果に少し変動が出ること、実験の途中でシステム自身が振子に揺れを発生し、自己調整するような動きを確認している。さらに、実験中に人の手による外乱を加えても安定性に問題はなかったことを付記する。以上の実験結果から基本パラメータを未知とする場合の本適応制御法の有効性が確認できた。

6. おわりに

本研究では、車輪型倒立振子ロボットの基本パラメータを未知とした場合に対する適応制御系設計の一方法を提案した。提案法では振子系安定化に VSS 型の適応制御、車輪系安定化に STC と 2 つの適応制御器を構築して安定化を図った。VSS 型適応制御に積分適応則を使用するとシステム外乱により可調整パラメータが増大し続け、結果として操作量の増大による不安定現象が発生することが判明した。提案法ではシステム外乱に強い適応則を使用して定式化を行い、飽和関数を用いた VSS 適応則の外乱条件を明らかにした。また、数値シミュレーションと実機実験を実施し、提案法の有効性を検証した。とくに、本手法は重量が変化する倒立車輪ロボットへの応用に有利であり意義があると考えられる。本研究では触れなかったが、STC 系を簡素化する手法の定式化を既に済ませているので、今後この手法の実験をする予定である。

参考文献

- 1) M.W. Spong: Project-Based Control Education: Plenary Lecture, 7th IFAC Symposium on Advances in Control Education ACE'06, 39/47 (2006)
- 2) 高木: トヨタパートナーロボット, 日本ロボット学会誌, 24 - 2, 208/210 (2006)
- 3) 佐々木, 柳原, 松本, 小森谷: 重心移動のみで操縦可能な小型・軽量パーソナルビークル, 日本ロボット学会誌, 24 - 4, 533/542 (2006)
- 4) 廣瀬, 鋤柄, 梶間, 山岡: パーソナルモビリティロボットの走行切替制御 - 初期値補償による 4 輪接地状態から倒立 2 輪走行への滑らかな移行 -, 電気学会論文誌. D, 131 - 9, 1157/1164 (2011)
- 5) 尾崎, 大串, 下川, 林: 車輪型倒立振子の位置・姿勢制御, 日本機械学会論文集, C 編, 65 - 637, 157/164 (1999)
- 6) K. Pathak, J. Franch, and S.K. Agrawal: Velocity and position control of a wheeled inverted pendulum by partial feedback linearization, IEEE Trans. Robotics, 21 - 3, 505/513 (2005)
- 7) 畠山, 島田: ロバスト性を考慮した倒立振子型移動ロボットの高速移動制御, 計測自動制御学会論文集, 44 - 9, 721/728 (2008)
- 8) 福島, 新村, 松野: 車輪アームをもつ形態可変ロボットの部分線形化による倒立制御, 日本ロボット学会誌, 29 - 6, 554/561 (2011)
- 9) H. Hirata, K. Haga, M. Anabuki, S. Ouchi and P. Ratiroch-Anant: Self-Tuning Control for Rotation Type Inverted Pendulum Using Two Kinds of Adaptive Controllers, Proc. IEEE RAM Conf., 418/423 (2006)
- 10) 平田, 高部, 穴吹, 大内: セルフチューニング制御器を組込んだ回転型倒立振子の VSS ロバスト適応制御, 電気学会論文集 C, 128 - 4, 618/627 (2008)
- 11) J.-J. E. Slotine and W. Li: Applied Nonlinear Control, Prentice Hall (1991)
- 12) J.-J. E. Slotine and W. Li: Adaptive manipulator control - A Case study -, IEEE Trans. AC, 33 - 11, 995/1003 (1988)
- 13) K. J. Åström and B. Wittenmark: Adaptive Control, Addison Wesley (1989)
- 14) 野波, 田: スライディングモード制御, コロナ社 (1994)
- 15) 戸川: マトリクスの数値計算, オーム社 (1985)
- 16) 大須賀: メカニカルシステムの同定, 計測と制御, 33 - 6, 487/493 (1994)
- 17) R. Phornsuk, M. Anabuki and H. Hirata: Adaptive motion control of a two-link Direct Drive Manipulator using disturbance observer, IEEE TENCON'02, 1725/1728 (2002)
- 18) 新中: 適応アルゴリズム, 産業図書 (1990)