Modeling and robust attitude control of stationary self-sustaining two-wheeled vehicle

静止時における自立走行二輪車のモデリングとロバスト姿勢制御 *

佐藤　拓史 *1, 滑川　徹 *2

Modeling and Robust Attitude Control of Stationary Self-sustaining Two-wheeled Vehicle

Hiroshi SATOH*1 and Toru NAMERIKAWA

*1 Nagaoka National College of Technology
888 Nishi-katakai, Nagaoka-shi, Niigata, 940-8532 Japan

Stability of two-wheeled vehicles depends on their running speed. The running vehicle at high speed is stable but the vehicle in a state of stillness is unstable. In order to stabilize two-wheeled vehicles in the state of stillness, center-of-gravity movement and handle operation by the rider are indispensable. Then we develop a stationary self-sustaining two-wheeled vehicle which is a two-wheeled vehicle equipped with a cart system to move a center-of-gravity of the vehicle for stabilizing the system. We derive a state space model of system based on Lagrange method and identified model parameters by control experiments. A robust attitude controller is designed via H_∞ Loop Shaping Design Procedure (LSDP). Experimental results show an effectiveness of the derived mathematical model and the designed robust attitude controller compared with LQ controller.

Key Words : Self-sustaning Two-wheeled Vehicle, Modeling, Robust Attitude Control, H_∞ LSDP

1. は　じ　め　に

1971 年，Sharp により二輪車の 4 自由度モデルを用いた直進安定性の解析が行われ(1)，これにより二輪車の理論解析が進展し，現在も安定性解析が進行している(2)．Sharp のモデルは走行状態における二輪車の特性を表現したものであり，非線形モデルである．しかし，そのモデルを用いて制御系を構築しようとすると，そのモデルの複雑さから扱いが難しくなる．一方，線形理論を用いて二輪車の基本特性の解析(3) (4)も報告されているが，これも走行を考慮したモデルである．

制御系を構築するためには制御対象のモデルを導出する必要がある．しかし，この導出の過程で必ずモデル化誤差を含むこととなる．厳密にモデル化を進めてもこの誤差を無くすことはできず，逆にモデルが複雑になりすぎ，設計の見通しがつかなくなる可能性がある．しかし，ある条件下に限定すれば，モデルの表現を簡単化することが可能である．

一方，二輪車の安定化を題材にした研究は，田中ら(5)，鎌田ら(6)の研究結果があり，これらも低速〜中速域での走行時の安定化である．このように，二輪車を題材にした研究では，静止状態での安定化に対する研究は少なく(7)，ほとんど議論されていない．また，これらの研究ではハンドル操作を考慮し，安定化に利用されているが，ライダ自身は考慮されていなない．しかし，二輪車を静止状態でも安定化させるためには，ライダによる重心移動とハンドル操作が不可欠である．

そこで，本研究では二輪車を静止状態に限定し，この状態で安定化できる自立走行二輪車を提案する．ここでは，静止状態でも二輪車を安定化させることを目的とし，ライダの重心移動に相当する台車系とハンドル操作系を備えた小型の二輪車を構成する．制御系設計に必要なモデルの運動方程式は， Lagrange 法により導出し，静止状態に限定して線形化を行うことで線形モデルを導出する．このモデルに対する安定化制御器をロバスト制御系設計手法の 1 つである H_∞ ループ整形設計手法 (LSDP) を用いて設計し，姿勢制御実験を行うことにより提案する自立走行二輪車のモデリングとロバスト姿勢制御系について検証を行なう．

2. 実験装置の構成とモデリング

2·1 実験装置の構成　図 1 に実験装置の写真を示す．自立走行二輪車はライダの重心移動に相当する台車系，操舵のためのハンドル系（前輪部），車体（後輪部）で構成されている．前輪部と後輪部はステアリ

* 原稿受付 2005 年 1 月 6 日
*1 正員，長岡工業高等専門学校 電子制御工学科 (〒 940-8532 新潟県長岡市西片貝町 888)
*2 正員，長岡技術科学大学 機械系（〒 940-2188 新潟県長岡市上富岡町 1603-1）
Email: h-satoh@nagaoka-ct.acjp

ング軸を介して可動できる構造となっている．台車系とハンドル系は DC サーボモータを用い，速度制御系が構成されたサーボアンプにより駆動する．また，走行用 DC サーボモータも搭載しており，自走が可能である．二輪車の傾きと台車の移動量をエンコーダにより測定し，ハンドルの切れ角はポテンショメータにより測定する．二輪車の傾きは車体側面に取り付けたエンコーダにアームを取り付け，アームと床との相対角より算出する．

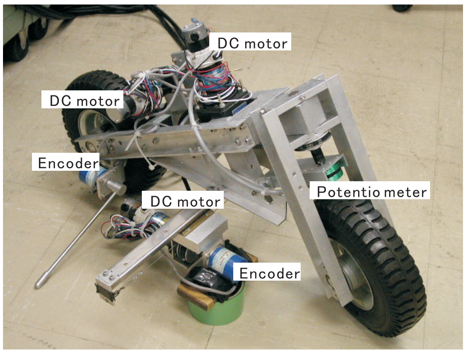

Fig. 1　Overview of experimental system

構成した自立走行二輪車は全長約 70 [cm]，全幅約 57 [cm]，全高約 40 [cm]，総重量約 10 [kg] である．台車系の可動範囲は ± 25 [cm]，ハンドルの可動範囲は ± 0.5 [rad] である．

コントローラの設計には MATLAB，Simulink を用い，制御系実装には dSPACE DSP-CIT を用いる．

2·2　準備[8]　　図 2 に自立走行二輪車のモデル図を示す．二輪車は台車の移動 $d(t)$ とハンドル操作 $\psi(t)$ によって安定化されるものとする．アンプに加える電圧 $u_c(t)$，$u_h(t)$ を操作量とする．台車の移動量 $d(t)$，ハンドルの切れ角 $\psi(t)$，二輪車の傾き $\phi(t)$ は直接測定できるものとする．以後の式中に現れる記号の説明を表 1 に示す．

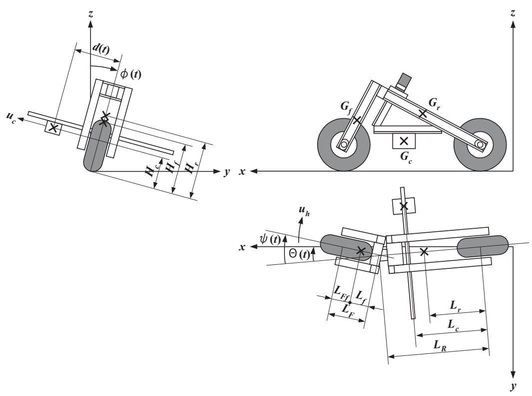

Fig. 2　Two-wheeled vehicle model

モデリングに際し，以下の仮定を設ける．

1. 前輪と後輪の床との接点を結んだ軸を x 軸，x 軸に直角に y 軸，鉛直上向きを z 軸とする．
2. 観測量は二輪車の傾き角 $\phi(t)$，台車の移動量 $d(t)$，ハンドルの切れ角 $\psi(t)$ とする．
3. 二輪車は前輪部と台車系を含めた後輪部がステアリング軸で連結されている構造とする．
4. 二輪車の傾き角，台車の変位，ハンドルの切れ角は微小である．
5. ハンドルを切ることによって生ずる x 軸方向と z 軸方向の重心移動は無視する．
6. タイヤは横方向へのすべりを生じない．
7. 二輪車の車体は剛体とし，振れは生じないものとする．
8. 台車，ハンドルの駆動用モータは速度制御系が構成されたサーボアンプにより駆動される．
9. 線形化において 2 次以降の微小項は無視する．

2·3　車体のヨー角 $\theta(t)$　　ハンドルを切ることによって二輪車の後輪部と x 軸にヨー角 $\theta(t)$ が発生する．このヨー角 $\theta(t)$ は直接測定することができない．しかし，図 3 に示す幾何学的関係から次式を用いて求めることができる．

$$\tan\theta(t) = \frac{L_F \sin\psi(t)}{L_F \cos\psi(t) + L_R} \tag{1}$$

$$\begin{aligned} \theta(t) &= \tan^{-1}(A) \\ &= \sin^{-1}\frac{A}{\sqrt{1+A^2}} = \cos^{-1}\frac{1}{\sqrt{1+A^2}} \\ A &= \frac{L_F \sin\psi(t)}{L_R + L_F \cos\psi(t)} \end{aligned} \tag{2}$$

式 (2) より車体のヨー角 $\theta(t)$ はハンドルの切れ角 $\psi(t)$ の関数として表すことができる．

2·4　二輪車の前輪部と後輪部の重心座標　　自立走行二輪車の前輪部と後輪部の重心座標を 図 4 に示す．図 4 において，(a) と (b) の図はハンドルを切った状態で二輪車は傾いていない状態を表している．(c) の図はそこから二輪車が $\phi(t)$ 傾いた状態を表している．

ハンドルを切ることによって車体のヨー角 $\theta(t)$ が生じると後輪部は若干傾くことになる．そのため，z 軸方向の重心移動が生ずるが，仮定に示したようにこの変化は十分に小さいためこの変化を無視すると，前輪部と後輪部の重心座標 (y_f, z_f)，(y_r, z_r) は次式として求まる．

$$\begin{cases} y_f = H_f \sin\phi(t) + L_{Ff}\sin\{\psi(t)-\theta(t)\}\cos\phi(t) \\ z_f = H_f \cos\phi(t) - L_{Ff}\sin\{\psi(t)-\theta(t)\}\sin\phi(t) \end{cases} \tag{3}$$

$$\begin{cases} y_r = H_r \sin\phi(t) + L_r \sin\theta(t)\cos\phi(t) \\ z_r = H_r \cos\phi(t) - L_r \sin\theta(t)\sin\phi(t) \end{cases} \tag{4}$$

Table 1　Definition of Symbols

M_f, M_r, M_c	Mass of each part
H_f, H_r, H_c	Vertical length from a floor to a center-of-gravity of each part
L_{Ff}, L_F	Horizontal length from a front wheel rotation axis to a center-of-gravity of part of front wheel and steering axis.
L_r, L_R	Horizontal length from a rear wheel rotation axis to a center-of-gravity of part of rear wheel and steering axis.
L_c	Horizontal length from a rear wheel rotation axis to a center-of-gravity of the cart system.
J_x	Moment of inertia around center-of-gravity x axially.
J_{fz}	Moment of inertia for part of front wheel z axially.
J_z	Moment of inertia for part of rear wheel that contains cart system z axially.
μ_x	Viscous coefficient around x axis.
μ_{fz}	Viscous coefficient for part of front wheel around z axis.
μ_z	Viscous coefficient for part of rear wheel that contains cart system around z axis.
μ_c	A viscosity coefficient of a movement direction of the cart system
subscript f, r, c	Part of front wheel, rear wheel, and cart system respectively

2·5　台車部の重心座標　台車の重心座標を 図 5 に示す．図 5 において，(a) と (b) の図はハンドルを切った状態で二輪車は傾いていない状態を表している．(c) の図はそこから二輪車が $\phi(t)$ 傾いた状態を表している．

ハンドルを切ることによって，前輪部，後輪部と同様に z 軸方向の重心移動が生ずるが，仮定よりこの変化を無視すると，台車の重心座標 (y_c, z_c) は次式として求まる．

$$\begin{cases} y_c = H_c \sin\phi(t) + \{L_c \sin\theta(t) - d(t)\cos\theta(t)\}\cos\phi(t) \\ z_c = H_c \cos\phi(t) - \{L_c \sin\theta(t) - d(t)\cos\theta(t)\}\sin\phi(t) \end{cases} \tag{5}$$

2·6　運動方程式の導出　以上の重心座標 (式 (3) 〜(5)) から自立走行二輪車の運動エネルギ T，位置エネルギ U，散逸エネルギ F を求めるとそれぞれ式 (6) 〜 (8) となる．

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2}M_f\left(\dot{y_f}^2+\dot{z_f}^2\right)+\frac{1}{2}M_r\left(\dot{y_r}^2+\dot{z_r}^2\right) \\ &\quad +\frac{1}{2}M_c\left(\dot{y_c}^2+\dot{z_c}^2\right) && (6) \\ &\quad +\frac{1}{2}\left\{J_x\dot{\phi}^2+J_z\left(\dot{\theta}\cos\phi\right)^2+J_{fz}\left(\dot{\psi}\cos\phi\right)^2\right\} \\ U &= g\left(M_f z_f+M_r z_r+M_c z_c\right) && (7) \\ F &= \frac{1}{2}\mu_c\dot{d}^2+\frac{1}{2}\mu_x\dot{\phi}^2+\frac{1}{2}\mu_z\left(\dot{\theta}\cos\phi\right)^2 \\ &\quad +\frac{1}{2}\mu_{fz}\left(\dot{\psi}\cos\phi\right)^2 && (8) \end{aligned}$$

これを Lagrange の運動方程式

$$\frac{d}{dt}\left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i}\right)-\frac{\partial T}{\partial q_i}+\frac{\partial U}{\partial q_i}+\frac{\partial F}{\partial \dot{q}_i}=\tau_i \tag{9}$$

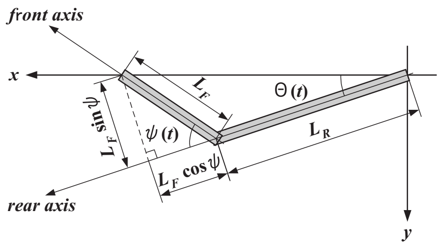

Fig. 3　Relation between Steer angle $\psi(t)$ and Yaw angle $\theta(t)$

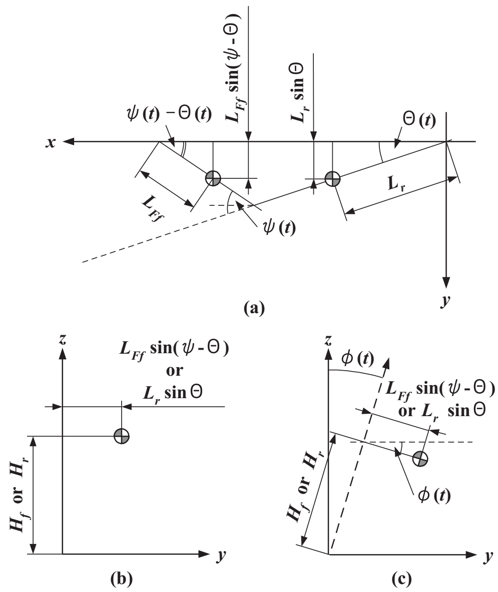

Fig. 4　Center-of-gravity coordinates of a front part and a rear part

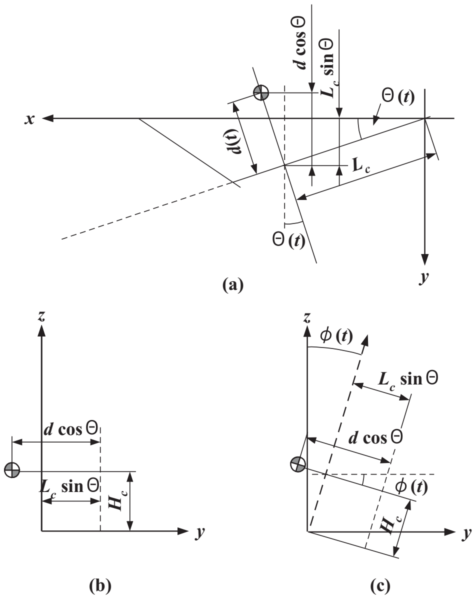

Fig. 5 Center-of-gravity coordinates of a cart

に代入して解く．一般化座標を $q_i=[\phi(t) \quad d(t) \quad \psi(t)]$，外力を $\tau_i=[0 \quad u_c(t) \quad u_h(t)]$ として解くべきであるが，仮定より，台車系とハンドル系は速度制御系が構成されたサーボアンプによって駆動されるので，それぞれの運動方程式は次式のように表すことができる[9]．ここで，α，β，δ，γ はモータ系の物理パラメータである．

$$\begin{cases} \ddot{d}(t)+\alpha\dot{d}(t)=\beta u_c(t) \\ \ddot{\psi}(t)+\gamma\dot{\psi}(t)=\delta u_h(t) \end{cases} \tag{10}$$

したがって，二輪車の傾きに関する一般化座標 $q_i=\phi(t)$，外力 $\tau_i=0$ のみを解く．自立走行二輪車の安定化は平衡点（$d(t)=\phi(t)=\psi(t)=0$）近傍で実現することを考え，平衡点周りの微小変化を考える．平衡点周りでテイラー展開をし，2 次以降の微小項を無視することで，次式の運動方程式を得る．

$$\begin{aligned} &\left\{J_x+M_fH_f^2+M_rH_r^2+M_cH_c^2\right\}\ddot{\phi}+M_fL_{Ff}H_f\ddot{\psi} \\ &-M_cH_c\ddot{d}+\mu_x\dot{\phi}+gM_cd-M_fL_{Ff}\psi \\ &-g(M_rL_r+M_cL_c-M_fL_{Ff})\psi\frac{L_F}{L_F+L_R} \\ &-g\phi(M_fH_f+M_rH_r+M_cH_c)=0 \end{aligned} \tag{11}$$

2·7 状態空間モデルの導出 式 (11) に式 (10) を代入して整理する．モデルの出力は台車の位置 $d(t)$，二輪車の傾き $\phi(t)$，ハンドルの切れ角 $\psi(t)$ であり，状態量を式 (12) と置けば，状態空間モデルは式 (13) となる．

$$x=\left[d(t)\ \phi(t)\ \psi(t)\ \dot{d}(t)\ \dot{\phi}(t)\ \dot{\psi}(t)\right]^T \tag{12}$$

$$\begin{aligned} \dot{x}&=Ax+Bu \\ y&=Cx \end{aligned} \tag{13}$$

$$A=\begin{bmatrix} 0&0&0&1&0&0 \\ 0&0&0&0&1&0 \\ 0&0&0&0&0&1 \\ 0&0&0&-\alpha&0&0 \\ a_{51}&a_{52}&a_{53}&a_{54}&a_{55}&a_{56} \\ 0&0&0&0&0&-\gamma \end{bmatrix},\ B=\begin{bmatrix} 0&0 \\ 0&0 \\ 0&0 \\ \beta&0 \\ b_{51}&b_{52} \\ 0&\delta \end{bmatrix}$$

$$C=\begin{bmatrix} 1\,0\,0\,0\,0\,0 \\ 0\,1\,0\,0\,0\,0 \\ 0\,0\,1\,0\,0\,0 \end{bmatrix},\ u=\left[u_c(t)\ u_h(t)\right]^T$$

ここで，

$$\begin{aligned} &a_{51}=-\frac{M_cg}{den},\ a_{52}=\frac{\left(M_fH_f+M_rH_r+M_cH_c\right)g}{den}, \\ &a_{53}=\frac{\left\{M_rL_rL_F+M_cL_cL_F+M_fL_{Ff}L_R\right\}g}{(L_R+L_F)den}, \\ &a_{54}=-\frac{M_cH_c\alpha}{den},\ a_{55}=-\frac{\mu_x}{den},\ a_{56}=\frac{M_fH_fL_{Ff}\gamma}{den}, \\ &b_{51}=\frac{M_cH_c\beta}{den},\ b_{52}=-\frac{M_fH_fL_{Ff}\delta}{den} \\ &den=M_fH_f^2+M_rH_r^2+M_cH_c^2+J_x \end{aligned}$$

である．

2·8 パラメータ同定結果 求まった状態空間モデルには，自立走行二輪車の物理パラメータが含まれている．これらのパラメータは同定実験によって求めた．その結果を 表 2 に示す．

Table 2 Physical parameters of Two-wheeled vehicle

Parameter	Value	Parameter	Value
$M_f\,[kg]$	2.14	$H_f\,[m]$	0.0800
$M_r\,[kg]$	5.91	$H_r\,[m]$	0.161
$M_c\,[kg]$	1.74	$H_c\,[m]$	0.0980
$L_{Ff}\,[m]$	0.0390	$L_F\,[m]$	0.133
$L_r\,[m]$	0.128	$L_R\,[m]$	0.308
$L_c\,[m]$	0.259		
$J_x\,[kgm^2]$	0.2	$\mu_x\,[kgm^2/s]$	0.333
α	905	β	255
γ	111	δ	253

3. コントローラの設計

3·1 H_∞ ループ整形設計手法 (LSDP) LSDP はモデルの既約分解表現に基づく設計法であり[10][11]，モデルの開ループ特性を改善するように重みを設定することでコントローラを設計できるものである．

その設計手順は制御対象 $G(s)$ の開ループ特性を改善するように前置補償器 $W(s)$ と後置補償器 $V(s)$ を

設定する．補償器を含めた拡大モデル $G_S(s)$ に対して制御器 $K_\infty(s)$ を求める (図 6 左)．求めた制御器 K_∞ に開ループ特性を改善するように設定した補償器 $W(s)$, $V(s)$ を前置，後置補償器として統合することで最終的な制御器 $K(s)$ が求まる (図 6 右).

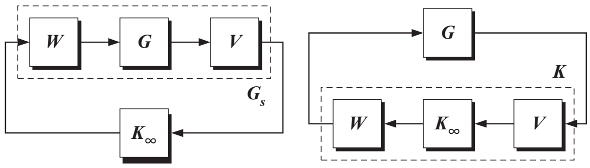

Fig. 6　The loop shaping design procedure

ここでは，前置補償器 $W(s)$ を周波数重みとし，台車系の操作量に対する重み $W_c(s)$，ハンドル系の操作量に対する重み $W_h(s)$ を設定した．後置補償器 V は定数重みと設定した．

コントローラの設計には MATLAB を用いて行った．上式の重みを用いた場合の γ_{min} は 12.9063 となり，コントローラの設計には $\gamma = 1.05 \times \gamma_{min}$ とした．

$$W_c(s) = \frac{12}{s+10}, \quad W_h(s) = \frac{1}{s+1}, \quad V = \begin{bmatrix} 40 & 0 & 0 \\ 0 & 40 & 0 \\ 0 & 0 & 40 \end{bmatrix} \tag{14}$$

3·2　最適レギュレータ法　　最適レギュレータ法は状態フィードバック則の 1 つであり，操作量 $u = -Fx$ のフィードバックゲイン F を求めるものである．

その設計法は次式の評価関数 J を最小にする操作量 u を求めるものである．

$$J = \int_0^\infty \left(x^T Q x + u^T R u\right) dt \tag{15}$$

ここでは重み $Q \geq 0$，$R > 0$ をそれぞれ次式のように設定した．

$$Q = diag\left(\begin{bmatrix} 80\ 50\ 150\ 5\ 1\ 1 \end{bmatrix}\right), \quad R = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & 3 \end{bmatrix} \tag{16}$$

最適レギュレータ法によるフィードバックゲインを用いるには，全状態量が必要である．しかし，対象となる自立走行二輪車はその一部 $(d(t), \phi(t), \psi(t))$ しか得ることができない．そこで，オブザーバを利用することにする．また，直接得られる状態量にもノイズなどの影響があるものと考え，同一次元オブザーバを設計する．オブザーバの設計には極配置法を用い，オブザーバ極はレギュレータ極より -25 移動させた．

モデルの出力信号 $y(t)$ から 操作量 $u(t)$ までをコントローラとみなし，変形すると，図 7 のように構成することができる．このシステムを LQ コントローラとする．

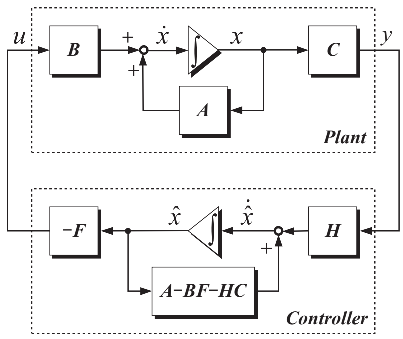

Fig. 7　Configuration of LQ controller

3·3　開ループ特性　　設計したコントローラによる開ループ特性 GK を 図 8, 9 に示す．ここで，コントローラは 3 入力 2 出力の構造となっている．そのため，開ループ特性 GK は 3 入力 3 出力の特性であり 9 本の線を示す．

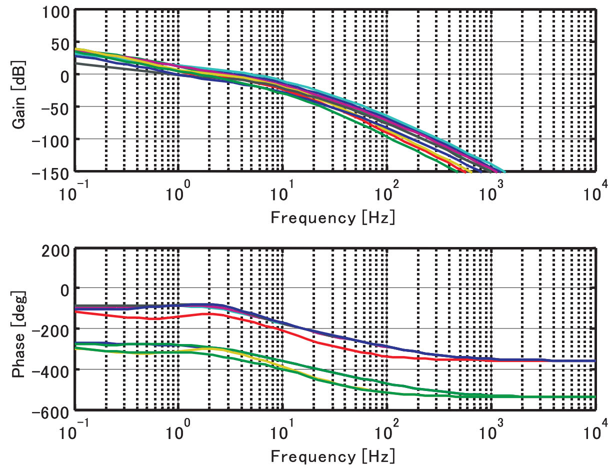

Fig. 8　Frequency response of GK with LSDP controller

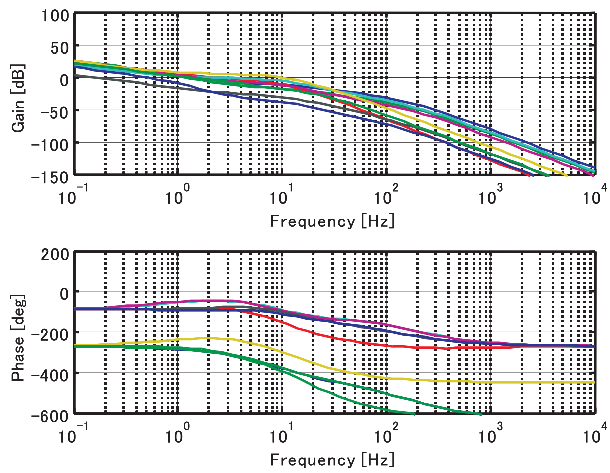

Fig. 9　Frequency response of GK with LQ controller

低周波数帯域では，ほぼ同じ特性を示しているが，高周波数帯域では LSDP コントローラの方がゲインが低い特性を示し，これによるロバスト性が期待できる．

4. 姿 勢 制 御 実 験

設計したコントローラにより，姿勢制御実験を行う．実験はステップ目標値応答とインパルス外乱応答について行う．設計した 2 つのコントローラによる安定化は実現できた．これより，構成した自立走行二輪車と導出した二輪車モデルの有効性が実証できた．

4·1 ステップ目標値応答 台車の移動量，二輪車の傾き角，ハンドルの切れ角に対してそれぞれ -0.03 [m]，-0.05 [rad]，0.03 [rad] のステップ目標値を与える．そのときの応答結果を 図 10 に示す．目標値はグラフの 1 [sec] 時に入力している．

グラフは上から台車の移動量，二輪車の傾き角，ハンドルの切れ角である．実線が LSDP コントローラ，破線が LQ コントローラの応答波形である．

両者を比較すると，台車，二輪車の応答には大きな違いは見当たらない．LSDP で設計したコントローラは全ての応答で多少振動的ではあるが，両者とも目標値によく追従し，安定化が実現できている．

4·2 インパルス外乱応答 インパルス外乱応答は台車の操作量に対して，10 [N] 相当の電圧を 0.1 [sec] 間印加した. その応答結果を 図 11 に示す．ステップ目標値応答と同様に，グラフは上から台車の移動量，二輪車の傾き角，ハンドルの切れ角であり，実線が LSDP コントローラ，破線が LQ コントローラの応答波形である．外乱はグラフの 1 [sec] 時に印加している．

ステップ目標値応答では違いが現れなかったコントローラであったが，インパルス外乱応答では両者の応答に大きな違いが現れた．LSDP コントローラは，LQ コントローラに比べ外乱入力後の姿勢変化が少なく，良好な結果を示している．特に LQ コントローラではハンドルが大きく動くことで，姿勢変化を招いているが，LSDP コントローラでは外乱が入力されてもハンドルはほとんど動かず，二輪車の姿勢変化を抑制しているものと思われる．この結果は開ループ特性から期待できる性能であり，応答実験によって検証できた．このことから，LSDP コントローラは良好な外乱除去性能を有しているといえる．

5. お わ り に

本研究では二輪車を静止状態に限定し，この状態でも安定化できるようライダの重心移動に相当する台車系とハンドル操作系を備えた小型の自立走行二輪車モデルを構成した．モデルの運動方程式は，Lagrange 法により導出し，静止状態に限定して線形化を行うことで線形モデルを導出した．このモデルに対する安定化制御器を LSDP と LQ を用いて設計し，姿勢制御実験を行った．実験の結果，ステップ目標値応答では両者の性能差はほとんどないが，インパルス外乱応答では，LSDP で設計したコントローラの方が良好な結果を示した．これにより，提案する自立走行二輪車のモデリングとロバスト姿勢制御系の有効性が確認された．今後はこの自立走行二輪車を実際に走行させた際の制御系について検証を行う．

謝　　辞

本研究の制御対象をご提供していただき，多くのご助言，ご協力をしていただいた福井大学 川谷亮治 助教授に感謝いたします．

文　　献

(1) R.S.Sharp, The Stability and Control of Mortorcycles, *Juornal Mechanical Engineering Science*, Vol.13, No.5 (1971), pp.1316-329

(2) *Technical Report Series No.25*, Society of Automotive Engineers of Japan, (1997)

(3) Iguchi M., Kinetic Dynamics of Two-wheeled Vehicle (1), *Jouanal of Science of Machine*, Vol.14, No.7 (1962), pp.34-38

(4) Iguchi M., Kinetic Dynamics of Two-wheeled Vehicle (2), *Jouanal of Science of Machine*, Vol.14, No.8 (1962), pp.37-45

(5) Sato C., Miyashita T., Gyro-Two-Wheel Vehicle, *Transactions of the Society of Instrument and Control Engineers*, Vol.17, No.4 (1981), pp.518-523

(6) Yasuhito TANAKA, Toshiyuki MURAKAMI, Self Sustaining Bicycle Robot with steering controller, *AMC2004-Kawasaki* (2004), pp.193-197

(7) Kamata Y., Nishimura H., System Identification and Front-wheel Steering Attitude Control of Mortorcycle, *Proceedings of the 8th Motion and Vibration Control*, (2003), pp.61-64

(8) Nakamura S., Stabilizing Control of a Two-Wheeled Vehicle with Handle Manipulation, *Nagaoka University of Technology Master's Thesis*, (1998)

(9) Takagi S., *Control Engineering*, (2000), pp.68-69, Corona Publishing CO., LTD.

(10) D.C.McFarlane & K.Glover, *Robust Controller Design Using Normalized Coprime Factor Plant Description*, Lecture Notes in Control and Infomation Science, (1990)

(11) D.C.McFarlane & K.Glover, A Loop Shaping Design ProcedurevUsing H_∞ Synthesis, *IEEE Transaction on Automatic Control*, Vol.37, No.6 (1992), pp.759-769

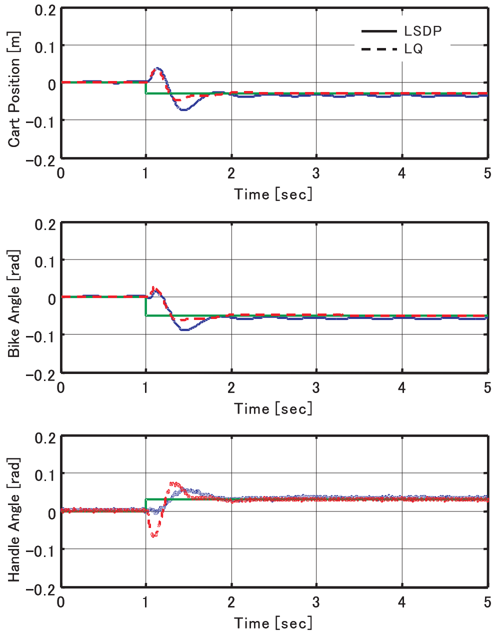

Fig. 10 Step responses

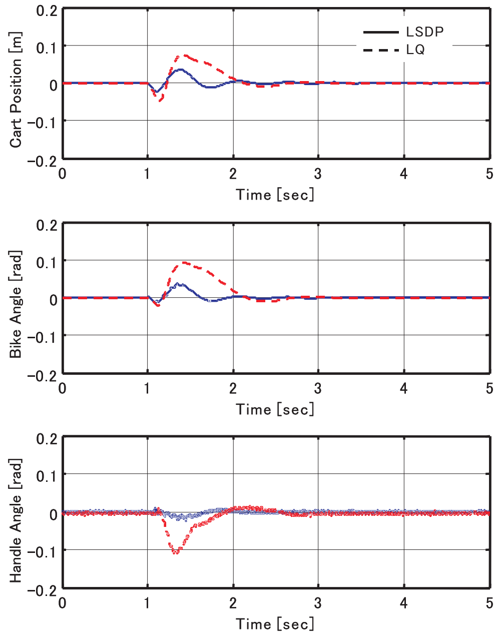

Fig. 11 Impulse disturbance responses