

二輪車の車線追従制御系の設計

日大生産工(院) ○片桐 希 日大生産工 丸茂 喜高 日大生産工 綱島 均

1 緒言

二輪車の安全性を考えると、二輪車は四輪車と違いキャビンに守られておらず、事故時に重傷、死亡となる確率が高い。また、単純な構造であり衝突安全技術の確立が難しいため、事故を低減させるためには、四輪車で盛んに研究開発が行われている予防安全技術が、二輪車においては四輪車以上に重要であり、かつ必要であるといえる。しかし、二輪車の予防安全技術の研究開発は、四輪車と比べて精力的には行われていない。その原因として、二輪車には四輪車にはない二輪車特有の、逆操舵や直立安定の確保といった複雑な操作が必要であるからだと考えられる。そこで、四輪車で有効性について検討されているステアバイワイヤ技術^{1),2)}を、二輪車にも適用することにより、複雑な操作が除去され、操縦安定性が向上することが示された³⁾。しかし、このような技術を適用しても、ライダーのエラーを防ぐことはできないため、車両側でカバーするような運転支援システムが重要となる。例えば、ライダーの何かしらのエラーにより、車線から逸脱しそうな場合、車線の中央に自動的に復帰するような車線維持支援システムが考えられる。二輪車でこのようなシステムを考えた場合、従来の二輪車でも設計することは可能だが、逆操舵のような複雑な操作が必要になり、ライダーの操作とシステムの支援が干渉する可能性がある。そこで、複雑な操作を除去したステアバイワイヤによる操作系を前提に車線維持支援システム設計すれば、干渉を低減できると考えられる。

本研究では、車線維持支援システムを設計する基本的な段階として、ライダーと二輪車の関わりは考えないものとし、ステアバイワイヤによる二輪車で車線追従制御系を設計することを目的とする。

四輪車の分野で研究されている自動操舵制

御は、車両を目標車線に追従させる方向制御のみを行っているが、二輪車は車体が傾く自由度を持つため方向制御のほかに姿勢安定制御を行う必要がある。これまでにPD制御のような古典制御理論に基づく検討は行われてきたが、最適制御のような現代制御理論を適用すれば、方向制御と姿勢安定制御を別々に行う必要はなくなると考えられる。そこで本研究では、車線追従制御系にモデルベース制御である最適制御理論を適用し、その効果をシミュレーションにより検討する。

2 車両モデル

二輪車の運動を表現するために必要な自由度は、横運動、ヨー運動、ロール運動および操舵系の運動の4自由度といわれている。すなわち、この4自由度を考慮することにより、二輪車の基本的な特性を考慮することが可能となる。ここでは、既存の4自由度の運動方程式⁴⁾を用いる。車両モデルを図1に示す。この図では、座標系をメインフレームの路面への投影点を基準として、右手下向き直交座標系としている。従来の二輪車の運動解析では、車両に固定した移動座標系が用いられているが、今回は目標車線に車両を追従させるため、地上に固定した固定座標系を用いる。そこで、移動座標系から座標変換を行い固定座標系の運動方程式を導出した。運動方程式の詳細は末尾の付録に記載されており、ここでは簡略化した方程式のみを示す。

$$B_{11}\ddot{y} + B_{12}\ddot{y} + B_{13}\ddot{f} + B_{14}\ddot{d} + A_{11}\dot{y} + A_{16}y + A_{19}Y_f + A_{1a}Y_r = 0 \quad (1)$$

$$B_{21}\ddot{y} + B_{22}\ddot{y} + B_{23}\ddot{f} + B_{24}\ddot{d} + A_{21}\dot{y} + A_{23}\dot{f} + A_{24}\dot{d} + A_{26}y + A_{29}Y_f + A_{2a}Y_r + A_{2b}T_{zf} + A_{2c}T_{zr} = -t \cos e \quad (2)$$

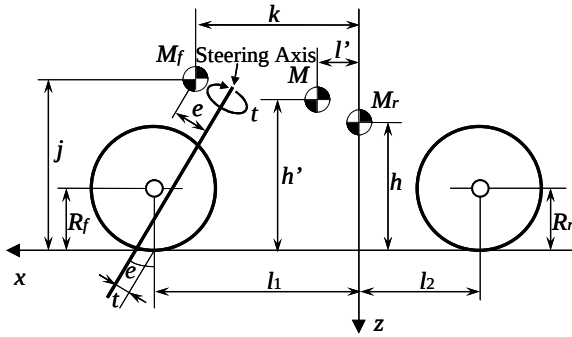


Fig. 1 Vehicle model

$$B_{31}\ddot{y} + B_{32}\ddot{y}' + B_{33}\ddot{f} + B_{34}\ddot{d} + A_{31}\dot{y} + A_{32}\dot{y}' + A_{34}\dot{d} + A_{36}y + A_{37}f + A_{38}d + A_{3d}T_{xf} + A_{3e}T_{xr} = -t \sin e \quad (3)$$

$$B_{41}\ddot{y} + B_{42}\ddot{y}' + B_{43}\ddot{f} + B_{44}\ddot{d} + A_{42}\dot{y}' + A_{43}\dot{f} + A_{44}\dot{d} + A_{47}f + A_{48}d + A_{49}Y_f + A_{4b}T_{zf} + A_{4d}T_{xf} = t \quad (4)$$

ここで、 $A_{11} \sim B_{44}$ は車両諸元に依存した係数である。本研究において計算に用いた諸元は、排気量 250cc の中型車のものであり、詳細は、参考文献 5)を参照されたい。

3 車線追従制御

前述のように二輪車を目標車線に追従させるためには、四輪車のような方向制御に加えて姿勢安定制御も行う必要がある。しかし現代制御理論である最適制御を適用すればそれらを別々に行う必要はなくなると考えられる。最適制御理論を適用する上では状態方程式が必要となるため、運動方程式より以下のような状態方程式を導出する。

$$\dot{\mathbf{x}} = \mathbf{Ax} + \mathbf{Bu} \quad (5)$$

ただし、 $\mathbf{x} = [\dot{y} \ y' \ \dot{f} \ d \ y \ y' \ f \ d]^T$ 、 $\mathbf{u} = t$ 。

$$\mathbf{A} = \begin{bmatrix} a_{11} & a_{12} & a_{13} & a_{14} & a_{15} & a_{16} & a_{17} & a_{18} \\ a_{21} & a_{22} & a_{23} & a_{24} & a_{25} & a_{26} & a_{27} & a_{28} \\ a_{31} & a_{32} & a_{33} & a_{34} & a_{35} & a_{36} & a_{37} & a_{38} \\ a_{41} & a_{42} & a_{43} & a_{44} & a_{45} & a_{46} & a_{47} & a_{48} \\ 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

$$\mathbf{B} = [b_{11} \ b_{21} \ b_{31} \ b_{41} \ 0 \ 0 \ 0 \ 0]^T$$

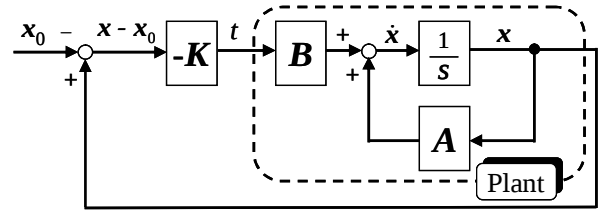


Fig. 2 Block diagram of LQ control

ここで、 $a_{11} \sim b_{41}$ は運動方程式から導かれる係数である。状態量 $\mathbf{x}$ は、メインフレーム重心の横速度、ヨーレイト、ロールレイト、操舵角速度、横変位、ヨー角、ロール角および操舵角から構成されており、制御入力 $\mathbf{u}$ は、ステアバイワイヤによる操舵トルク入力である。

制御器の設計に関しては、以下の評価関数が最小となるようにフィードバックゲインを求める。

$$J = \int_0^{\infty} (q_y y^2(t) + r t^2(t)) dt \quad (6)$$

ここで、 q_y 、 r はそれぞれ重心点の横変位、操舵トルク入力に対する重みである。求まったフィードバックゲイン $\mathbf{K}$ に状態変数 $\mathbf{x}$ から指令値 $\mathbf{x}_0$ を引いた新たな状態変数をかけることで、制御入力が決まる。

$$t = -\mathbf{K}(\mathbf{x} - \mathbf{x}_0) \quad (7)$$

ただし、 $\mathbf{K} = [K_y \ K_{y'} \ K_f \ K_d \ K_y \ K_{y'} \ K_f \ K_d]$ 。このときのブロック線図を図 2 に示す。

評価関数の重みはそれぞれ、 $q_y = 10^4$ 、 $r = 1$ として設計し、シミュレーションにより制御系の効果を確認した。

4 シミュレーションによる検討

シミュレーション条件は、(1)～(4)式の運動方程式で表現された二輪車が 60km/h で走行中、シミュレーション開始 1 秒後にステップ状に 0.2m の目標ライン変更を行う。図 3 にシミュレーション結果を示す。この図より、目標ライン y^* が右側（正の値）に変化すると、車体を右側に傾けるために操舵トルク t は左側（負の値）に入力され、車体の横変位 y は一端目標ラインとは逆方向の左側に変化するが、その後目標ラインへ追従していることが確認できる。(6)式で示した評価関数では、ロール角は評価されていないが、左下図に示すロール角 f も収

束していることがわかる。この結果より、モデルベース制御である最適制御理論を適用することで、姿勢安定制御を行わなくても、車線追従走行が可能である。

次に、横変位に対する重み q_y を 10^4 , 10^5 , 10^6 と変化させた結果を図 4 に示す。この図より横変位に対する重みを増加させると、横変位の目標ラインへの追従性が向上し良好な制御効果を得られることが確認できる。

5 カルマンフィルタによる状態推定

前章では、全ての状態量からフィードバックを行っていたが、ここでは実際にセンサから検出した物理量から各状態量を推定してフィードバックを行う場合について検討する。検出する物理量は、現状において考えられるセンサや、可観測性、推定精度を考慮してヨーレート、ロールレートおよび横変位とする。これらの検出値と制御入力値から、カルマンフィルタにより、各状態量を推定する。

プロセスノイズ w として、制御対象の入力端に操舵トルク外乱 t_{dist} が加わるものと仮定すると、システムの状態方程式は以下ようになる。

$$\dot{x} = Ax + Bu + Gw \quad (10)$$

ただし、 $w = t_{dist}$, $G = B$ 。

また、出力方程式は、センサノイズ v を用いて以下のように記述できる。

$$y = Cx + v \quad (11)$$

$$\text{ただし、 } y = \begin{bmatrix} \dot{y} \\ \dot{f} \\ y \end{bmatrix}, C = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix},$$

$$v = \begin{bmatrix} v_y & v_f & v_y \end{bmatrix}^T.$$

ここで、プロセスノイズである操舵トルク外乱の共分散を 10^2 、センサノイズであるヨーレートのノイズ v_y 、ロールレートのノイズ v_f および横変位のノイズ v_y の共分散をそれぞれ 0.05^2 として、カルマンフィルタゲインを計算し、観測出力と制御入力から、カルマンフィルタにより状態変数を推定し、得られた推定値 $\hat{x}$ を用いてフィードバック制御を行う (LQG 制御)。このときのブロック線図を図 5 に示す。

ここで、目標ラインは一定とし、プロセスノイズとして、シミュレーション開始 1 秒後から

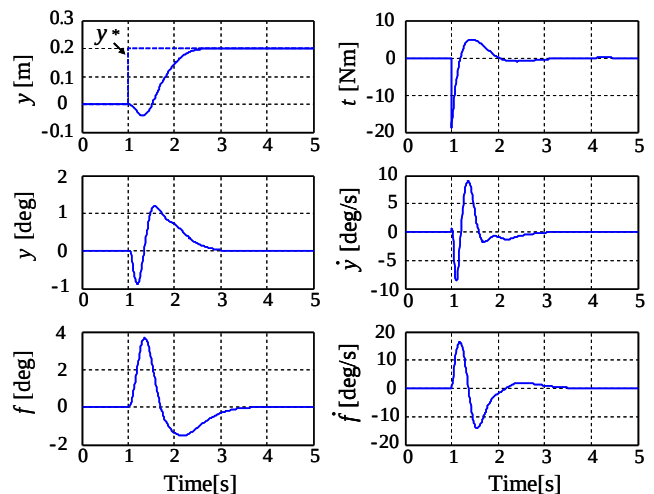


Fig.3 Time history of step response

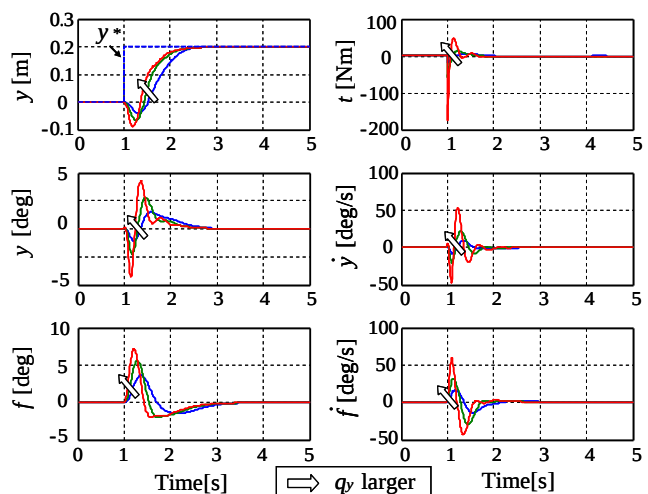


Fig.4 Time history of step response (increasing q_y)

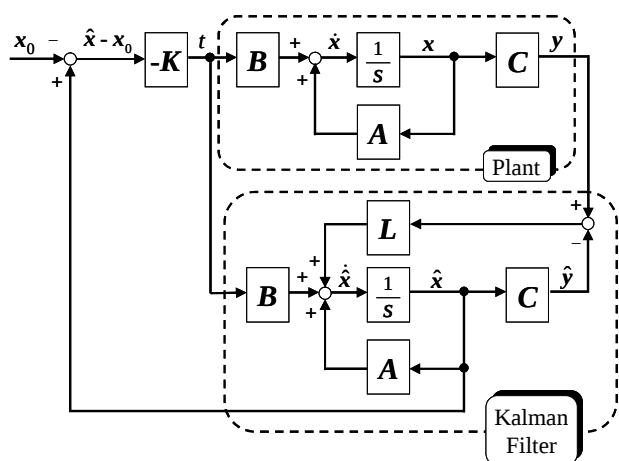


Fig.5 Block diagram of LQG control

1 秒間、操舵トルクに 10Nm の外乱入力がある場合のシミュレーション結果を図 6 に示す。ここでは、横変位の重み q_y を 10^6 として制御を行っている。図中の波線が各状態変数の推定値を示している。この図から、外乱が入力された場合でも、状態推定を行いながら、目標ラインに追従していることが確認できる。

6 結言

本研究では、二輪車の車線追従制御系の設計に最適制御理論を適用し、簡単なシミュレーションを行いその効果を検討した結果、以下のような結論を得た。

- (1) モデルベース制御である最適制御を適用することで、方向制御と姿勢安定制御を別々に行うことなく、良好な車線追従走行が行えることを確認した。
- (2) カルマンフィルタを用いることで、限られた観測量から状態推定を行いながら、車線追従走行が実現できることを確認した。

付録

本研究に用いた運動方程式を以下に示す。記号や車両諸元は参考文献 5) を参照されたい。

(a) 横方向の運動方程式

$$(M_f + M_r)\ddot{y} + M_f k \ddot{y} + (M_f j + M_r h)\ddot{f} + M_f e \ddot{d} - Y_f - Y_r - Y_a = 0$$

(b) ヨー方向の運動方程式

$$M_f k \ddot{y} + (M_f k^2 + I_{fx} \sin^2 e + I_{fz} \cos^2 e + I_{rz})\ddot{y} + \{M_f j k + (I_{fz} - I_{fx}) \sin e \cos e - C_{rxz}\}\ddot{f} + (M_f e k + I_{fz} \cos e)\ddot{d} - \{i_{fy}/R_f + (i_{ry} + il)/R_r\}\dot{x}\dot{y} - (i_{fy}/R_f) \sin e \dot{x}\dot{d} - l_1 Y_f + l_2 Y_r - T_{zf} - T_{zr} - l' Y_a - T_a = -t \cos e$$

(c) ロール方向の運動方程式

$$(M_f j + M_r h)\ddot{y} + \{M_f j k + (I_{fz} - I_{fx}) \sin e \cos e - C_{rxz}\}\ddot{y} + (M_f j^2 + M_r h^2 + I_{fx} \cos^2 e + I_{fz} \sin^2 e + I_{rx})\ddot{f} + (M_f e j + I_{fz} \sin e)\ddot{d} + \{i_{fy}/R_f + (i_{ry} + il)/R_r\}\dot{x}\dot{y} + (i_{fy}/R_f) \cos e \dot{x}\dot{d} - (M_f j + M_r h) g f + (t Z_f - M_f e g) d - T_{zf} - T_{zr} - h' Y_a = -t \sin e$$

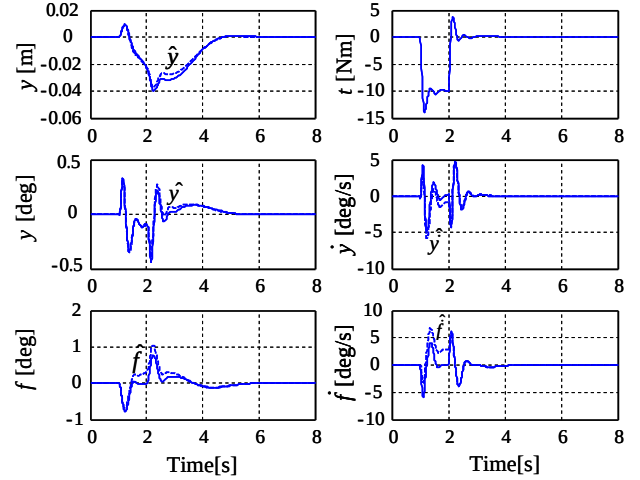


Fig. 6 Time history under steering torque disturbance

(d) 操舵系の運動方程式

$$M_f e \ddot{y} + (M_f e k + I_{fz} \cos e)\ddot{y} + (M_f e j + I_{fz} \sin e)\ddot{f} + (M_f e^2 + I_{fz})\ddot{d} + (i_{fy}/R_f) \sin e \dot{x}\dot{y} - (i_{fy}/R_f) \cos e \dot{x}\dot{f} + C_d \ddot{d} + (t Z_f - M_f e g) f + (t Z_f - M_f e g) \sin e d + t Y_f - T_{zf} \cos e - T_{zr} \sin e = t$$

(e) タイヤに発生する力とモーメント

$$Y_f = -C_{ys1} a_f + C_{yc1} f_f, \quad Y_r = -C_{ys2} a_r + C_{yc2} f_r, \\ T_{xf} = C_{xs1} a_f - C_{xc1} f_f, \quad T_{xr} = C_{xs2} a_r - C_{xc2} f_r, \\ T_{zf} = C_{zs1} a_f + C_{zc1} f_f, \quad T_{zr} = C_{zs2} a_r + C_{zc2} f_r, \\ a_f = (\dot{y} + l_1 \dot{y} - t \dot{d}) / \dot{x} - y - d \cos e, \\ a_r = (\dot{y} - l_2 \dot{y}) / \dot{x} - y, \quad f_f = f + d \sin e, \quad f_r = f$$

参考文献

- 1) 本山 廉夫, ステアバイワイヤと車両運動制御, 自動車技術, Vol. 57, No. 2, 2003, 39-43
- 2) 金井 喜美雄, 自動車のドライブバイワイヤ—航空機との共生, 自動車技術, Vol. 58, No. 4, 2004, 80-87
- 3) 丸茂 喜高・永井 正夫, ステアバイワイヤによる二輪車の操縦安定性向上に関する研究(第1報, 制御手法とシミュレーションによる検討), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 72, No. 717, 2006, 1605-1612
- 4) R. S. Sharp, The Stability and Control of Motorcycles, Journal of Mechanical Engineering Science, Vol. 13, No. 5, 1971, 316-329
- 5) 自動車技術会編: 二輪車の運動特性, 自動車技術ハンドブック <第1分冊> 基礎・理論編, 東京, 自動車技術会, 2004, 308-317