

アクティブサスペンションとABSの統合制御

M2018SC002 林 龍志

指導教員：陳 幹

1 はじめに

ABSはAnti-lock Braking Systemの略で、その名の通り自動車が制動運動を行っている際に車輪がロックするのを防ぐ装置だ。自動車は急制動を行った際、車輪がロックし路面と車輪の間でスリップする状態となる。この状態であるとハンドルを切っても自動車は曲がることができず、障害物をよけるという行動をとることができなくなるため大きな事故に発展する恐れがある。これを防ぐために自動車の速度と車輪の速度との比率(スリップ率)から自動車がスリップしているということを判断し、ブレーキの作動や解除の制御を繰り返すことで安全な停車を実現する装置である。スリップ率20%で制動力が最大となるとされているため、目標のスリップ率をスリップ率20%を意味する $\lambda = 0.2$ と設定し、そこに追従する制御を行う。

また本研究のもう一つの制御対象であるアクティブサスペンションは自動車の車体と車輪の間に存在し、車輪からの振動を吸収する装置である。サスペンションにはパッシブサスペンションとアクティブサスペンション、セミアクティブサスペンションの三種類が存在し、パッシブサスペンションはバネ、ダンパで構成されており、セミアクティブサスペンションはバネと減衰力を調整することのできる可変ダンパで構成されている。これと比べてアクティブサスペンションはバネ、ダンパ、アクチュエータという三部品で構成されている。このことによりアクチュエータという駆動系部品に付加する電圧を制御することができるため、パッシブサスペンションよりも高い性能を得ることができる。

本研究のアクティブサスペンションとABSの統合制御では自動車の急制動時の車両ダイナミクスを考慮している。自動車が制動運動を行う際、車体に慣性が発生し、車体が前屈みになる。(ノーズダイブ)特にノーズダイブ現象は急制動時に顕著に発生する。この現象により自動車にピッチ角方向の運動が発生し、自動車の制動力がピッチ角への運動にも分散されるため、制動能力の悪化を招く可能性がある。そこで本研究ではアクティブサスペンションに対してピッチ角加速度の運動を抑制する制御を行うことにより、自動車の慣性によって発生する制動性能の悪化を抑え、最適な制動運動を行うことができる統合制御器を設計する。

2 自動車のモデル化

本研究で使用する物理パラメータを表1に示す。

表1 物理パラメータ

記号	記号の意味	単位
K_{1f}, K_{1r}	車輪のバネ定数	[N/m]
K_{2f}, K_{2r}	サスペンションのバネ定数	[N/m]
C_{1f}, C_{1r}	車輪のダンパ係数	[Ns/m]
C_{2f}, C_{2r}	サスペンションのダンパ係数	[Ns/m]
M_{1f}, M_{1r}	バネ下重量	[kg]
M_2	バネ上重量	[kg]
M_b	自動車全体の重量(バネ下重量+バネ上重量)	[kg]
f_{xf}, f_{xr}	前輪と後輪の制動力	[N]
f_{zf}, f_{zr}	前後輪の接地荷重	[N]
l_f, l_r	車体の重心から前輪, 後輪までの長さ	[m]
L	車長	[m]
H_p	ピッチセンターから重心までの距離	[m]
F_f, F_r	アクチュエータ推力	[N]
J_f, J_r	前後車輪の慣性モーメント	[kgm ²]
μ_f, μ_r	前後車輪の路面との間の摩擦係数	[-]
T_f, T_r	前後車輪のブレーキトルク	[Nm]
r_f, r_r	前後輪の車輪の半径	[m]

2.1 アクティブサスペンション

本研究では上下振動だけでなく自動車の加減速によって発生するピッチング運動について考慮することのできる前後2輪のモデルであるハーフカーモデルを用い、これを制御対象とする。アクティブサスペンションのハーフカーモデルを図1に示す。

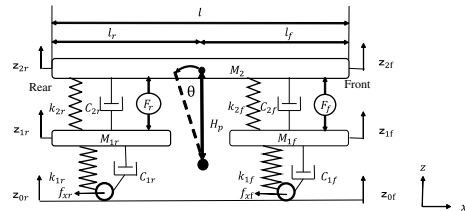


図1 ハーフカーモデル

このモデルにおける車体の上下, 前輪, 後輪の上下, ピッチ, 前後方向の運動方程式を以下に示す.[1]

$$M_2 \ddot{z}_2 = -K_{2f}(z_{2f} - z_{1f}) - C_{2f}(\dot{z}_{2f} - \dot{z}_{1f}) + F_f - K_{2r}(z_{2r} - z_{1r}) - C_{2r}(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) + F_r \quad (1)$$

$$M_{1f} \ddot{z}_{1f} = -K_{1f}(z_{1f} - z_{0f}) - C_{1f}(\dot{z}_{1f} - \dot{z}_{0f}) + K_{2f}(z_{2f} - z_{1f}) + C_{2f}(\dot{z}_{2f} - \dot{z}_{1f}) - F_f \quad (2)$$

$$M_{1r} \ddot{z}_{1r} = -K_{1r}(z_{1r} - z_{0r}) - C_{1r}(\dot{z}_{1r} - \dot{z}_{0r}) + K_{2r}(z_{2r} - z_{1r}) + C_{2r}(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) - F_r \quad (3)$$

$$I \ddot{\theta} = -l_f(-K_{2f}(z_{2f} - z_{1f}) - C_{2f}(\dot{z}_{2f} - \dot{z}_{1f}) + F_f) + l_r(-K_{2r}(z_{2r} - z_{1r}) - C_{2r}(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) + F_r) + M_b H_p g \tan \theta - M_b H_p \ddot{x} \quad (4)$$

$$(M_2 + M_{1f} + M_{1r})\ddot{x} = f_{xf} + f_{xr} - M_b H_p \ddot{\theta} \quad (5)$$

ただしピッチ角方向の運動方程式の $M_b H_p g \tan \theta - M_b H_p \ddot{x}$ はそれぞれ制動時に重力加速度, 制動加速度によってピッチ運動の中心部 (ピッチセンタ) にかかるモーメントであり, $\theta \ll 1$ となるため $\tan \theta \approx \theta$ とすることができるためピッチ角方向の運動方程式は

$$\begin{aligned} I\ddot{\theta} = & -l_f(-K_{2f}(z_{2f} - z_{1f}) - C_{2f}(\dot{z}_{2f} - \dot{z}_{1f}) + F_f) \\ & + l_r(-K_{2r}(z_{2r} - z_{1r}) - C_{2r}(\dot{z}_{2r} - \dot{z}_{1r}) + F_r) \\ & + M_b H_p g \theta - M_b H_p \ddot{x} \end{aligned} \quad (6)$$

とすることが出来る。

また前後方向の運動方程式内の要素 $M_b H_p \ddot{\theta}$ は制動運動時に車体重心に発生するピッチモーメントである。このモーメントが存在することにより発生した制動力がピッチ角方向の運動にも分散され, 制動能力の悪化を招くため, このモーメントを抑制する, すなわち $\ddot{\theta}$ を 0 に近づける制御を行うことによって前後方向の運動方程式を

$$(M_2 + M_{1f} + M_{1r})\ddot{x} = f_{xf} + f_{xr} \quad (7)$$

に近づけることができ, 制動力の最適化を行うことができる。以上よりアクティブサスペンションの出力をピッチ角加速度とし, 車体前方の変位を z_{2f} , 車体後方の変位を z_{2r} とすると

$$z_{2f} \approx z_2 - l_f \theta, \quad z_{2r} \approx z_2 + l_r \theta \quad (8)$$

と近似することが出来るため,

状態変数 $x_{ass} = \{z_{2f} - z_{1f}, z_{2r} - z_{1r}, z_{1f} - z_{0f}, z_{1r} - z_{0r}, \dot{z}_{2f}, \dot{z}_{2r}, \dot{z}_{1f}, \dot{z}_{1r}\}$, 制御入力 $u_{ass} = \{F_f, F_r\}$, 路面からの入力 $w_f, w_r = \{z_{0f}, z_{0r}\}$, 制動力 $F_x = \{f_{xf}, f_{xr}\}$ とすると状態空間表現は

$$\begin{aligned} \dot{x} &= A_{ass} x_{ass} + B_{1fass} w_f + B_{1rass} w_r + B_{2ass} u_{ass} + B_{3ass} F_x \\ y &= C_{ass} x_{ass} + D_{1ass} u_{ass} + D_{2ass} F_x \end{aligned} \quad (9)$$

とすることが出来る。ただし本研究では路面からの外乱を考慮していないため, $w_f = w_r = 0$ としている。

2.2 ABS[2]

ABS のモデルを図 2 に示す。

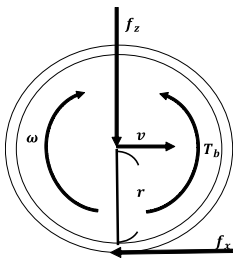


図 2 ABS

本研究では前後 2 輪のモデルについて考慮しているため, 前後それぞれの車輪についての運動方程式を導出し, 一つの状態空間表現としてまとめる。

まず前後輪の運動方程式はそれぞれ

$$J_f \dot{\omega} = \mu_f f_{zf} r_f - T_f \quad (10)$$

$$J_r \dot{\omega} = \mu_r f_{zr} r_r - T_r \quad (11)$$

という式で表現される。また ABS の制御系設計で用いる自動車の進行方向の運動方程式は

$$M_b \dot{V} = -\mu_f f_{zf} - \mu_r f_{zr} \quad (12)$$

である。

また前後の制動時のスリップ率 λ_f, λ_r は

$$\lambda_f = \frac{V - \omega_f r_f}{V} \quad (13)$$

$$\lambda_r = \frac{V - \omega_r r_r}{V} \quad (14)$$

であるため $V > 0, \omega_f \geq 0, \omega_r \geq 0$ においてスリップ率の微分 $\dot{\lambda}$ は

$$\dot{\lambda}_f = -\frac{\dot{\omega}_f r_f}{V} + \frac{\omega_f r_f}{V^2} \dot{V} \quad (15)$$

となり, 後輪のスリップ率 λ_r も同様に,

$$\dot{\lambda}_r = -\frac{\dot{\omega}_r r_r}{V} + \frac{\omega_r r_r}{V^2} \dot{V} \quad (16)$$

となる。ここでこれらのスリップ率の微分の式を変形すると

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_f = & -\frac{1}{V} \left(\frac{1}{M_b} (1 - \lambda_f) + \frac{r_f^2}{J_f} \right) \mu_f f_{zf} - \frac{1}{V} \left(\frac{1}{M_b} (1 - \lambda_f) \right) \mu_r f_{zr} \\ & + \frac{1}{V} \frac{r_f}{J_f} T_f \end{aligned} \quad (17)$$

$$\begin{aligned} \dot{\lambda}_r = & -\frac{1}{V} \left(\frac{1}{M_b} (1 - \lambda_r) + \frac{r_r^2}{J_r} \right) \mu_r f_{zr} - \frac{1}{V} \left(\frac{1}{M_b} (1 - \lambda_r) \right) \mu_f f_{zf} \\ & + \frac{1}{V} \frac{r_r}{J_r} T_r \end{aligned} \quad (18)$$

ここで前後輪の目標スリップ率, 目標ブレーキトルクをそれぞれ $(\lambda_f^*, T_f^*), (\lambda_r^*, T_r^*)$ とするとスリップ率の微分の式は

$$\dot{\lambda}_f = \frac{\alpha_f}{V} (\lambda_f - \lambda_f^*) + \frac{\beta_f}{V} (T_f - T_f^*) \quad (19)$$

$$\dot{\lambda}_r = \frac{\alpha_r}{V} (\lambda_r - \lambda_r^*) + \frac{\beta_r}{V} (T_r - T_r^*) \quad (20)$$

となる。ただし $\alpha_f, \beta_f, \alpha_r, \beta_r$ はそれぞれ

$$\alpha_f = -f_{zf} \left(\frac{1}{M_b} (1 - \lambda_f^*) + \frac{r_f^2}{J_f} \right) \frac{\partial \mu_f}{\partial \lambda_r} (\lambda_f^*) + f_{zr} \frac{1}{M_b} \mu_r (\lambda_f^*) \quad (21)$$

$$\beta_f = \frac{r_f}{J_r} \quad (22)$$

$$\alpha_r = -f_{zr} \left(\frac{1}{M_b} (1 - \lambda_r^*) + \frac{r_r^2}{J_r} \right) \frac{\partial \mu_r}{\partial \lambda_r} (\lambda_r^*) + f_{zf} \frac{1}{M_b} \mu_f (\lambda_r^*) \quad (23)$$

$$\beta_r = \frac{r_r}{J_r} \quad (24)$$

という式で表すことが出来る。また目標スリップ率 λ_f^*, λ_r^* は制動力が最大になる 0.2 であり, 目標ブレーキトルク T_f^*, T_r^* はスリップ率 0.2 の時のブレーキトルクである。以上より状態変数を

$$x_{abs} = \begin{bmatrix} \int \lambda_f - \lambda_f^* dt \\ \lambda_f - \lambda_f^* \\ \int \lambda_r - \lambda_r^* dt \\ \lambda_r - \lambda_r^* \end{bmatrix} \quad (25)$$

, 入力を

$$u_{abs} = \begin{bmatrix} T_f - T_f^* \\ T_r - T_r^* \end{bmatrix} \quad (26)$$

とすると ABS の状態空間表現は

$$\dot{x}_{abs} = A_{abs} x_{abs} + B_{abs} u_{abs} \quad (27)$$

$$A_{abs} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{\alpha_f}{V} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & \frac{\alpha_r}{V} \end{bmatrix} \quad (28)$$

$$B_{abs} = \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ \frac{\beta_f}{V} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & \frac{\beta_r}{V} \end{bmatrix} \quad (29)$$

とすることが出来る。

車輪と路面の間の摩擦係数 μ はスリップ率 λ , 路面状況を表した定数 α を用いて

$$\mu = \alpha \arctan(52\lambda) \quad (\alpha = 0.437 \text{ or } 0.155 \text{ or } 0.070) \quad (30)$$

となっている.[3] 摩擦係数を図 3 に示す。

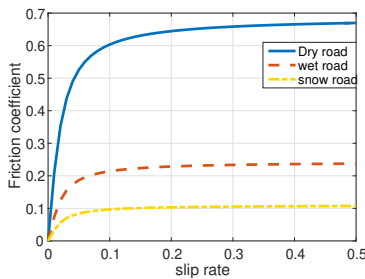


図 3 車輪と路面の間の摩擦係数

ただし $\alpha = 0.437$ のときが乾燥した路面の摩擦係数 (実線), $\alpha = 0.155$ が濡れた路面の摩擦係数 (点線), $\alpha = 0.070$ が凍結した路面 (一点鎖線) の摩擦係数を示している。本

研究では制動力が大きく発生し, ピッチ角方向の運動がより顕著にみられる乾燥した路面での制動運動を考慮するため, $\alpha = 0.437$ でのシミュレーションを行う。

3 ABS とアクティブサスペンションの関係について

アクティブサスペンションと ABS の関係は接地荷重 f_{zf}, f_{zr} と制動加速度 \ddot{x} である。

車両の動的な荷重変動 P_f, P_r が論文 [4] によって

$$P_f = -K_{1f}(z_{1f} - z_{0f}) - C_{1f}(\dot{z}_{1f} - \dot{z}_{0f}) \quad (31)$$

$$P_r = -K_{1f}(z_{1f} - z_{0f}) - C_{1f}(\dot{z}_{1f} - \dot{z}_{0f})$$

という式で表現出来ると示されているため, 自動車の接地荷重 f_{zf}, f_{zr} はそれぞれ

$$f_{zf} = (M_{2f} + M_{1f})g + P_f \quad (32)$$

$$f_{zr} = (M_{2r} + M_{1r})g + P_r$$

とすることが出来る。

また制動加速度 \ddot{x} はサスペンションを搭載することで以下のような慣性力が発生する。

$$(M_2 + M_{1f} + M_{1r})\ddot{x} = \mu_f f_{zf} + \mu_r f_{zr} - M_b H_p \ddot{\theta} \quad (33)$$

また, ABS はアクティブサスペンションに制動力 $F_x = [f_{xf}, f_{xr}]$ による入力を与え, そこからピッチ角方向の運動が発生する。

4 拡大行列

アクティブサスペンションと ABS を一つの状態空間表現としてまとめ, コントローラ設計を行う。拡大した状態変数を x_{ex} , 拡大した入力を u_{ex} , 拡大した制動力を F_{xex} , 拡大した評価出力を y_{ex} とすると

$$x_{ex} = [x_{ass} \ x_{abs}]^T \quad (34)$$

$$u_{ex} = [u_{ass} \ u_{abs}]^T \quad (35)$$

$$F_{xex} = [F_x \ 0]^T \quad (36)$$

となる。拡大した状態空間表現は以下ようになる。

$$\dot{x}_{ex} = A_{ex} x_{ex} + B2_{ex} u_{ex} + B3_{ex} F_{xex} \quad (37)$$

$$y_{ex} = C_{ex} x_{ex} + D1_{ex} u_{ex} + D2_{ex} F_{xex}$$

5 ポリトープ表現

ABS の状態空間表現の中に存在する変動パラメータである自動車の車速 V をポリトープ表現を用いることでロバスト安定性を保証する。車速 V を

$$V \in [V_{min}, V_{max}] \quad (38)$$

と設定し, 行列 A_{ex}, C_{ex} , をそれぞれ

$$A_{max} = A_{ex}(V_{max}), A_{min} = A_{ex}(V_{min}), \quad (39)$$

$$C_{max} = C_{ex}(V_{max}), C_{min} = C_{ex}(V_{min})$$

とする。

6 H2制御

ABS, アクティブサスペンションを統合したシステムに対してH2制御を用い, 制御を行う.H2制御の評価出力はサスペンションのピッチ角加速度, 前後ABSのスリップ率と目標スリップ率の差, またその積分それぞれに重み W をかけたものである. H2ノルムを最小化し, 閉ループ系を安定化させるLMI条件は以下ようになる. ただし状態フィードバック u は $u = Kx(t) = YX^{-1}$ によって求めることができる.

minimize γ^2 subject to

$$\begin{bmatrix} He[A_iX + B_{2ex}Y] & (C_iX + D_{2ex}Y)^T \\ (C_iX + D_{2ex}Y) & -I \end{bmatrix} < 0, \\ \begin{bmatrix} Z & B_{3ex} \\ B_{3ex} & X \end{bmatrix} > 0, \quad (40) \\ \gamma - trace[Z] > 0 \quad (i = max, min)$$

7 シミュレーション

シミュレーションのセットアップとして乾燥した路面で自動車が100[km/h]から急制動運動を行った時のパッシブサスペンションを搭載したABS, アクティブサスペンションを搭載したABSそれぞれの車体, 車輪速度, スリップ率, についての検証を行った. またピッチ角加速度, 制動距離についてパッシブサスペンション, アクティブサスペンションを搭載した場合の比較を行なった.

まずパッシブサスペンションとABSでの車体速度, 車輪速度を図4, スリップ率を図5, アクティブサスペンションでの車体, 車輪速度を図6, スリップ率を図7に示す.

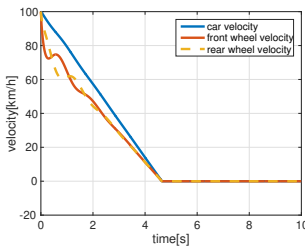


図4 パッシブサスペンションの車体, 車輪速度

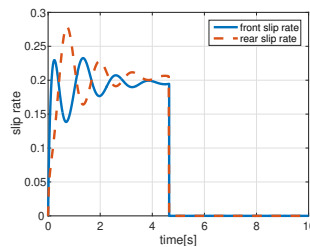


図5 パッシブサスペンションのスリップ率

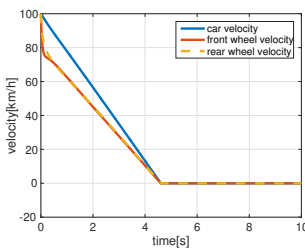


図6 アクティブサスペンションの車体, 車輪速度

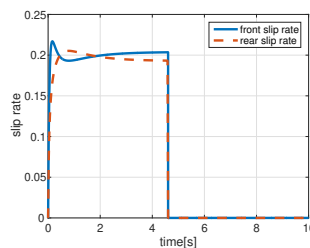


図7 アクティブサスペンションのスリップ率

パッシブサスペンションの方と比較して, アクティブサスペンション搭載時の方が車体速度, 車輪速度ともに振動が抑制されている. またピッチ角加速度を図8, 制動距離を図9に示す.

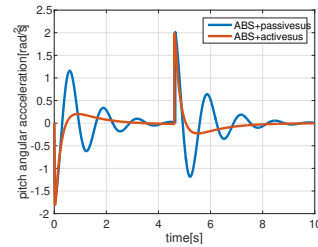


図8 ピッチ角加速度

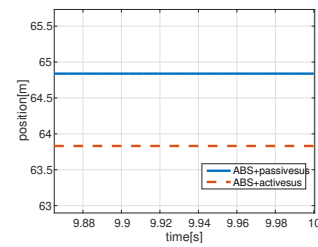


図9 制動距離

8 おわりに

アクティブサスペンションとABSの統合制御器を設計し, 車速に対するロバストH2制御を用いてピッチ角加速度の抑制とスリップ率を一定に保つ制御を行った. 結果としてはピッチ角加速度が抑制されることにより, パッシブサスペンションとABSを統合したものと比較してスリップ率の振動が抑制され, 制動力が最大となる0.2近傍に収束させることが出来たため, 制動力の悪化を防止することが出来た. 制動距離は約1.0[m]の短縮となった.

参考文献

- [1] 北出 隼也, 吉田 和夫, 乗り心地と操縦安定性の両立を図る自動車用セミアクティブサスペンションの制御系設計, 日本機械学会論文集, 74巻 739号, (2008)
- [2] Idar Petersen, Tor A.Johansen, Jens Kalkkuhl, Jens Lüdemann, WHEEL SLIP CONTROL IN ABS BRAKES USING GAIN SCHEDULED CONSTRAINED LQR, European Control Conference (ECC), pp. 606-611, (2001)
- [3] Hiroyuki Inoue, Kenji Mori, Shogo Miyakawa, Takanori Fukao and Norihiko Adachi, Hybrid Brake Controller of a Vehicle for Velocity and Slip Servo, the 8th Symposium on Motion and Vibration Control, pp.1-6, (2003) (in Japanese)
- [4] 花村 良文, 中條 康治, 荒木 嘉昭, 大家 勝敬, 原田 宏, 接地荷重制御を付加したアクティブサスペンション制御による自動車の操縦安定性制御, 日本機械学会論文集 (C編), 6巻 624号, (1998)