

アクティブサスペンションを用いた側面衝突時の車両横転緩和評価

2016SC018 堀江秀治 2016SC066 西嶋大祐

指導教員：陳幹

1 はじめに

毎年数多くの交通事故が発生しており、その中の一つに車両横転事故が含まれている。横転事故は、全乗用車事故の3%に過ぎないが、死者数全体の33%を占めている [1]。これより、横転事故は件数自体は少ないものの死亡率が非常に高いため本研究では横転緩和をすることに着目した。

車両横転緩和は、アクティブサスペンションを用いることで可能となる。これは Audi が 2020 年に発売した A8 55 TFSI Quattro という車種にプレディクティブアクティブサスペンションが搭載したことによりアクティブサスペンションに新たな用途が加えられたからである [2][3]。

このプレディクティブアクティブサスペンションは、既存のアクティブサスペンションの用途である路面からの振動の吸収や急ブレーキ、急発進による車体の傾きを抑制し、乗り心地を向上させることに加えて、安全制御システムと組み合わせることにより側面衝突の衝撃を低減することができる。具体的な側面衝突時の衝撃低減方法については、車体に取り付けられた 360° センサーで車両側面への衝突が避けられないと検知した場合、アクティブサスペンションを用いて衝突側の車高を上げることにより、車軸剛性の高いサイドシル部で衝撃を受け止め、衝突による衝撃を緩和するというプロセスである。このアクティブサスペンションの新たな用途を用いることで、横転事故及び横転事故による死者数の低減に繋がるため本研究では、車両停止時に側面衝突を受けた際にアクティブサスペンションを用いて車高制御を行い車体の重心位置を変えることで、側面衝突車両の横転緩和をすることが目的である。

2 モデリング

2.1 制御対象

本研究では、制御対象にアクティブサスペンション 1/4 車両モデルを用いる。制御対象の概略図を図 1、図 2 に示す。図 1 は、車両を正面から見た際にアクティブサスペンション 1/4 車両モデルが右からの側面衝突力 F を受けた瞬間の概略図である。図 2 は、車両を正面から見た際にアクティブサスペンション 1/4 車両モデルが右からの側面衝突力 F を受けた後の概略図である。また、車体の質量を m_1 [kg]、車両下部の質量を m_2 [kg]、車体と車両下部間のバネ係数を k [N/m]、車体と車両下部間のダンパ係数を c [Ns/m]、車両の回転角度を θ [rad]、アクチュエータの入力を f [N]、側面衝突時の衝突力を F [N]、車体の重心座標を G_1 、車両下部の重心座標を G_2 、車体の高さとして $2h$ [m]、 $2w$ [m]、車両下部の高さとして $2r$ [m]、 $2b$ [m]、サスペンションの長さを a [m] とする。

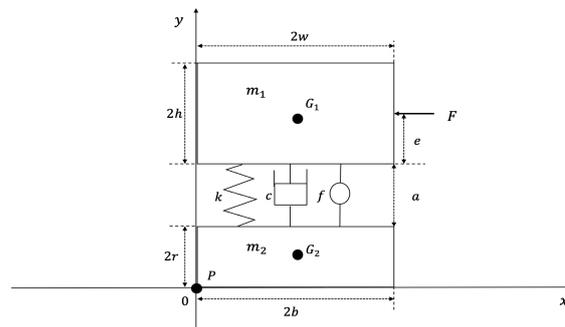


図 1 側面衝突時の 1/4 車両モデル

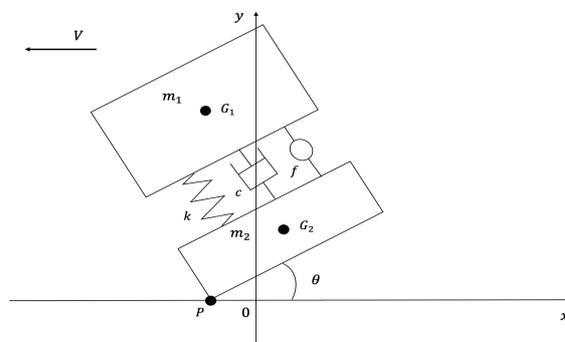


図 2 側面衝突後の 1/4 車両モデル

2.2 物理パラメータ

本研究で用いる 1/4 車両モデルの物理パラメータを表 1 に示す。

表 1 物理パラメータ

パラメータ名	値	数値	単位
車体の質量	m_1	9.95	[kg]
車両下部の質量	m_2	8.50	[kg]
車体の横幅	$2w$	0.7	[m]
車体の高さ	$2h$	0.3	[m]
車両下部の横幅	$2b$	0.7	[m]
車両下部の高さ	$2r$	0.2	[m]
サスペンションの長さ	a	0.05	[m]
バネ係数	k	910.0	[N/m]
ダンパ係数	c	3.75	[Ns/m]
重力加速度	g	9.8	[m/s ²]
原点から G_1 までの角度	α	0.4533	[rad]
原点から G_2 までの角度	β	0.2782	[rad]
車両下部の摩擦係数	μ	0.8	

2.3 運動方程式の導出

図 1、図 2 より固定座標系 O-xy は、車両の水平方向を x 軸の負方向、鉛直上方向を y 軸の正方向とする。車体と車

輪の回転中心を点 P, 車両の回転角度を θ とする. また, 車体側面に加えられる側面衝突時の衝突力を外力 $F[N]$, 車体の慣性モーメントを $J_1[kgm^2]$, 車輪の慣性モーメントを $J_2[kgm^2]$, 垂直抗力を $N[N]$ とする. 車体の重心座標を $G_1(X_1, Y_1)$, 車輪の重心座標を $G_2(X_2, Y_2)$ とする. 車体の重心 G_1 から点 P までの距離を $l_1[m]$, 車輪の重心 G_2 から点 P までの距離を $l_2[m]$, 原点から G_1 までの角度 $\alpha[\text{rad}]$, 原点から G_2 までの角度 $\beta[\text{rad}]$ とする.

車体の重心座標 $G_1(X_1, Y_1)$, 車輪の重心座標 $G_2(X_2, Y_2)$ を以下に示す.

$$G_1(X_1, Y_1) = (x + l_1 \cos(\theta + \alpha) - d \sin \theta, l_1 \sin(\theta + \alpha) + d \cos \theta) \quad (1)$$

$$G_2(X_2, Y_2) = (x + l_2 \cos(\theta + \beta), l_2 \sin(\theta + \beta)) \quad (2)$$

車体の重心 G_1 から点 P までの距離 l_1 , 車輪の重心 G_2 から点 P までの距離 l_2 を以下に示す.

$$l_1 = \sqrt{w^2 + (2r + h + a)^2} \quad (3)$$

$$l_2 = \sqrt{r^2 + b^2} \quad (4)$$

車体の慣性モーメント J_1 , 車輪の慣性モーメント J_2 を以下に示す.

$$J_1 = \frac{1}{3} m_1 (w^2 + h^2) + m_1 w^2 \quad (5)$$

$$J_2 = \frac{1}{3} m_2 (r^2 + b^2) + m_2 b^2 \quad (6)$$

上記の式 (1) - (6) より, ラグランジュ法を用いて運動方程式を導出する. 車両の持つ運動エネルギー T , ポテンシャルエネルギー U , 散逸エネルギー D を以下に示す.

$$T = \frac{1}{2} m_1 (\dot{X}_1^2 + \dot{Y}_1^2) + \frac{1}{2} m_2 (\dot{X}_2^2 + \dot{Y}_2^2) + \frac{1}{2} J_1 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{d}^2 \quad (7)$$

$$U = \frac{1}{2} k d^2 + m_1 g l_1 \sin(\theta + \alpha) + m_1 g d \cos \theta + m_2 g l_2 \sin(\theta + \beta) \quad (8)$$

$$D = \frac{1}{2} c \dot{d}^2 \quad (9)$$

ここで式 (7) に式 (1),(2) 式を代入し, 以下の式を得る.

$$T = \frac{1}{2} m_1 ((\dot{x} - l_1 \dot{\theta} \sin(\theta + \alpha) - \dot{d} \sin \theta - d \dot{\theta} \cos \theta)^2 + (l_1 \dot{\theta} \cos(\theta + \alpha) + \dot{d} \cos \theta - d \dot{\theta} \sin \theta)^2) + \frac{1}{2} m_2 ((\dot{x} - l_2 \dot{\theta} \sin(\theta + \beta))^2 + l_2^2 \dot{\theta}^2 \cos^2(\theta + \beta)) + \frac{1}{2} J_1 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} J_2 \dot{\theta}^2 + \frac{1}{2} m_1 \dot{d}^2 \quad (10)$$

一般化変量 q_1, q_2, q_3 , 一般化力 Q_1, Q_2, Q_3 を以下のよう示す.

$$(q_1, q_2, q_3) = (x, \theta, d) \quad (11)$$

$$(Q_1, Q_2, Q_3) = (F \cos \theta - \mu(m_1 + m_2)g, F(e + a + 2r) - w m_1 g \cos \theta - b m_2 g \cos \theta + N, f) \quad (12)$$

ラグランジュ法より下記の式 (13) に式 (8)-(12) を代入することで, 回転運動, 並進運動, サスペンションの変位の運動方程式を導出できる.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_i} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_i} + \frac{\partial U}{\partial q_i} + \frac{\partial D}{\partial \dot{q}_i} = Q_i \quad (i = 1, 2, 3) \quad (13)$$

2.4 状態方程式の導出

式 (13) のラグランジュ運動方程式より, 状態空間表現の導出を行う. 状態変数を, 車両の並進運動での移動距離 $x(t)$, 並進運動での移動速度 $\dot{x}(t)$, 回転角度 $\theta(t)$, 回転角速度 $\dot{\theta}(t)$, サスペンションの変位 $d(t)$, サスペンションの変位速度 $\dot{d}(t)$ を用いて以下に示す.

$$q(t) = [x(t), \dot{x}(t), \theta(t), \dot{\theta}(t), d(t), \dot{d}(t)]^T \quad (14)$$

状態空間表現は以下のように示す.

$$M \dot{q}(t) = b \quad (15)$$

ここで, それぞれの行列 M, b を以下に示す.

$$M = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & f m_{2.2} & 0 & f m_{2.4} & 0 & f m_{2.6} \\ 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & f m_{4.2} & 0 & f m_{4.4} & 0 & f m_{4.6} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & f m_{6.2} & 0 & f m_{6.4} & 0 & f m_{6.6} \end{bmatrix}$$

$$f m_{2.2} = m_1 + m_2$$

$$f m_{2.4} = -m_1 l_1 \sin(\theta + \alpha) - m_1 d \cos \theta - m_2 l_2 \sin(\theta + \beta)$$

$$f m_{2.6} = -m_1 \sin \theta$$

$$f m_{4.2} = -m_1 l_1 \sin(\theta + \alpha) - m_1 d \cos \theta - m_2 l_2 \sin(\theta + \beta)$$

$$f m_{4.4} = m_1 l_1^2 \sin^2(\theta + \alpha) + m_1 l_1^2 \cos^2(\theta + \alpha)$$

$$+ m_1 d^2 \sin^2 \theta + m_1 d^2 \cos^2 \theta$$

$$+ 2 m_1 l_1 d \cos \theta \sin(\theta + \alpha)$$

$$- 2 m_1 l_1 d \sin \theta \cos(\theta + \alpha)$$

$$+ m_2 l_2^2 \sin^2(\theta + \beta) + m_2 l_2^2 \cos^2(\theta + \beta)$$

$$+ J_1 + J_2$$

$$f m_{4.6} = m_1 l_1 \sin \theta \sin(\theta + \alpha) + m_1 l_1 \cos \theta \cos(\theta + \alpha)$$

$$f m_{6.2} = -m_1 \sin \theta$$

$$f m_{6.4} = m_1 l_1 \sin \theta \sin(\theta + \alpha) + m_1 l_1 \cos \theta \cos(\theta + \alpha)$$

$$f m_{6.6} = m_1 \sin^2 \theta + m_1 \cos^2 \theta + m_1$$

$$b = \begin{bmatrix} \dot{x}(t) \\ f b_{2.1} \\ \dot{\theta}(t) \\ f b_{4.1} \\ \dot{d}(t) \\ f b_{6.1} \end{bmatrix}$$

$$\begin{aligned}
fb_{2.1} &= m_1 l_1 \dot{\theta}^2 \cos(\theta + \alpha) + 2m_1 d \dot{\theta} \cos \theta \\
&\quad - m_1 d \dot{\theta}^2 \sin \theta + m_2 l_2 \dot{\theta}^2 \cos(\theta + \beta) \\
&\quad + F \cos \theta - \mu(m_1 + m_2)g \\
fb_{4.1} &= 2m_1 l_1 \dot{\theta} \sin \theta \cos(\theta + \alpha) \\
&\quad - 2m_1 l_1 d \dot{\theta} \cos \theta \sin(\theta + \alpha) \\
&\quad - 2m_1 d \dot{\theta} \sin^2 \theta - 2m_1 d \dot{\theta} \cos^2 \theta \\
&\quad - m_1 g l_1 \cos(\theta + \alpha) - m_1 g d \sin \theta \\
&\quad + m_2 g l_2 \cos(\theta + \beta) + F(e + a + 2r) \\
&\quad - w m_1 g \cos \theta - b m_2 g \cos \theta + N \\
fb_{6.1} &= m_1 l_1 \dot{\theta}^2 \cos \theta \sin(\theta + \alpha) + m_1 d \dot{\theta}^2 \cos^2 \theta \\
&\quad - m_1 l_1 \dot{\theta}^2 \sin \theta \cos(\theta + \alpha) + m_1 d \dot{\theta}^2 \sin^2 \theta \\
&\quad - k d - m_1 g \cos \theta - c \dot{\theta} + f
\end{aligned}$$

3 シミュレーション

3.1 目的

車両側面への衝突力を変化させていくと、衝突力が小さい場合車両は少し浮いて戻るだけだが、衝突力が大きくなるにつれて車両が横転する可能性が上がっていく。このことより本研究では、三つのシミュレーションを行う。一つ目は、車両側面への衝突位置を地面からの一定の高さに固定し、車両が横転する衝突力の中で最も小さい力を調べる。二つ目は、上記の situation1 で調べた車両が横転する衝突力の中で最も小さい力を用いて、地面からの衝突位置の高さを車体上部 ($e=0.25$), 車体重心部 ($e=0.15$), 車体下部 ($e=0.05$) とした場合の車両横転挙動を確認する。三つ目は、上記の situation1 で調べた車両が横転する衝突力の中で最も小さい力を用いて, situation2 で行った地面からの衝突位置の高さを車体重心部に固定した場合、衝突直前にサスペンションを伸縮させることで車両の横転が緩和されることを検証する。situation1 のシミュレーション結果を図3とし, situation2 のシミュレーション結果を図4とし, situation3 のシミュレーションの結果を図5とする。

3.2 検証方法

車両側面への衝突力の衝突座標を車体重心の高さに加えた場合と衝突座標は同じで衝突直前に車高を上げた場合の車両の回転角度のシミュレーション結果の比較を行うことで側面衝突時におけるアクティブサスペンションの有用性を確認する。

近似の間隔は $0.001[s]$, 車両が横転する力 $F = 1508[N]$ を 0.05 秒間与える。車両が衝突力により浮いて戻った場合は二回目に浮く場合が一回目に浮いて戻った場合の傾きより大きくなる現象は車両の構造上からして発生しないと考えられるため、本研究では横転するかどうかのみ着目しているため車両側面に衝突力を加えた後に車両が回転して横転することなく戻る時 ($\theta < 0$) と車両が横転した時

($\theta > \frac{\pi}{2}$) にシミュレーションを終了するセットアップを行った。

3.3 シミュレーション結果

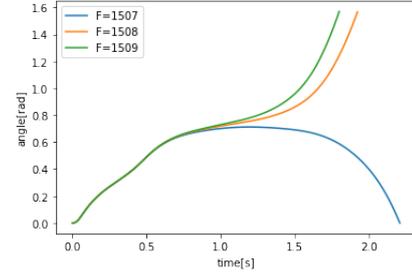


図3 衝突力を変化させた回転角度の比較

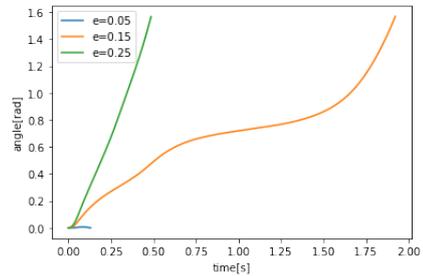


図4 衝突力を加える位置を変化させた回転角度の比較

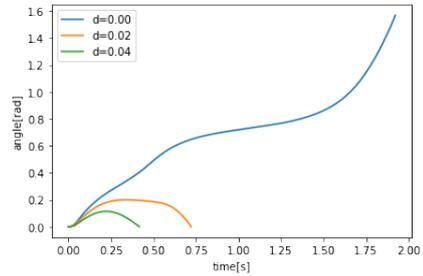


図5 サスペンションの長さを変化させた回転角度の比較

図5より地面からの衝突位置の高さは車体重心に固定し、この位置に対しての衝突力は車両が横転する最も小さい力を用いた場合、アクティブサスペンションを伸ばし衝突される車両の車体から見た高さを上げることで、衝突力が加わる位置を車体の低い位置にすることができるため車両の回転角度を抑えることができ、サスペンションが車両横転に有効であることを確認した。

4 制御器を用いたシミュレーション

4.1 目的

車両の側面に衝突力が加わった後に車両は回転して戻るか横転をする。車両が回転している間にアクティブサスペンションを用いてサスペンションを伸び縮みさせ、車体の重心位置を変えることによって車両の横転を緩和すること

を目的とする。制御器を用いたシミュレーションでは3つのシミュレーションを行なった。1つ目は、アクティブサスペンションの目標値を $0.00[m]$, $0.02[m]$, $0.04[m]$ とサスペンションを伸ばす方向に制御したシミュレーションである。2つ目は $0.00[m]$, $-0.02[m]$, $-0.04[m]$ とサスペンションを縮ませる方向に制御したシミュレーションである。3つ目は車両が回転中にサスペンションを $0.04[m]$ 伸ばしたときに、アクティブサスペンションに制御を加えなかった時よりどのくらいの衝突力まで耐えることができるかを検証したシミュレーションである。一つ目のシミュレーション結果を図6とし、二つ目のシミュレーション結果を図7とし、三つ目のシミュレーションの結果を図8とする。

4.2 検証方法

ゲインの値を $K_p = 500$, $K_i = 500$, $K_d = 500$, 近似の間隔は $0.001[s]$ とする。シミュレーションを終了するセットアップは3.2の検証方法と同じとする。

4.3 シミュレーション結果

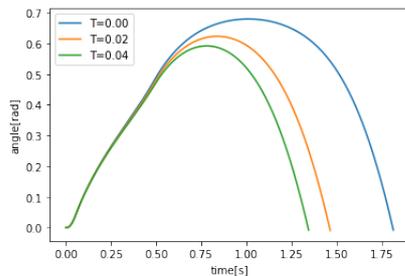


図6 サスペンションを伸ばしたときの回転角度の比較

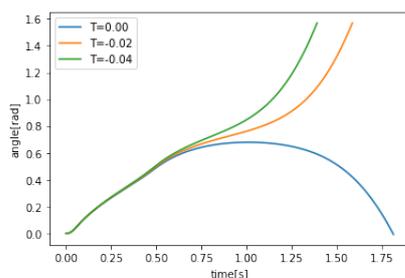


図7 サスペンションを縮めたときの回転角度の比較

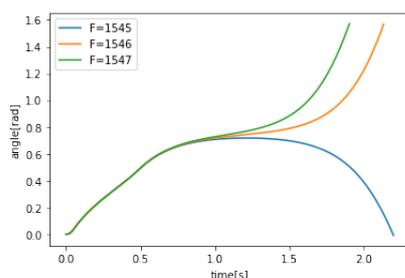


図8 衝突力を変化させたときの回転角度の比較

図6, 図7より地面からの衝突位置を車体重心の高さに固定し, 車両が横転する最も小さい力に加え, 車両が回転している間にアクティブサスペンションを伸縮させると, アクティブサスペンションを伸ばすことで車体の重心位置が高くなり横転が緩和されることを確認した。図3より地面からの衝突位置を車体重心の高さに固定し, 車両が横転する最も小さい力は $1508[N]$ であるが, 図8より地面からの衝突位置を車体重心の高さに固定し, 車両が回転中にアクティブサスペンションを $0.04[m]$ 伸ばすことによって $1545[N]$ の衝突力まで耐えることができる結果となり, 車両が回転しているときにアクティブサスペンションを用いて重心位置を変えることは有効であることを確認した。

5 おわりに

本研究では, アクティブサスペンションを用いて車両が回転している間に車体の重心位置を変えることによって車両の回転角度が緩和されることを確認した。これは, 車両の側面衝突時の横転緩和評価を行う1/4車両モデルを新たに導出した上で得られた結果である。今後の課題としては, 本研究で用いたPID制御は車両の回転角度を小さくできるが最小にすることができないため, 車両に側面衝突力を加えた後の車両の回転角度を最小にする制御器の設計が必要である。

参考文献

- [1] Mike Linstromberg, Gerd Scholpp, Oliver Scherf, Test and Simulation Tools in a Rollover Protection Development Process, 19th International Technical Conference on the Enhanced Safety of Vehicles (ESV), Paper No. 05-0122, (2005)
- [2] Audi MediaCenter, predictive active suspension in the A8 flagship model, <https://www.audi-mediacenter.com/en/press-releases/multifaceted-personality-predictive-active-suspension-in-the-a8-flagship-model-11905>, (最終アクセス日:2021年1月10日)
- [3] YANASE Audi Official Information Site, Audiの先進的なプレディクティブアクティブサスペンションを全解剖, <https://yanase-audi.com/column/features/audi-predictive-active-suspension.html>, (最終アクセス日:2021年1月10日)