技術論文

^{技術論文} 減衰力制御サスペンション(AVS)の開発

青山 洋 Hiroshi Aoyama 小松 悟志 Satoshi Komatsu

佐藤 功祐	
Kosuke Sato	A
田中亘	
ataru Tanaka	l

山本 彰人 Akihito Yamamoto 本間 幹彦 Motohiko Homma

概 要 自動車の快適な乗り心地と操縦安定性を両立するシステムとして減衰力制御サスペンションが普及してきている。本稿で

W

自動車の快過な来り心地と採載女だ住を向立するシステムとして減衰力制御サスペンションが自及してきている。本橋では、各輪ストローク速度の推定精度向上とアブソーバの減衰力調整幅拡大により、車両運動性能向上に貢献した技術について紹介する。

1. はじめに

近年,自動運転技術開発の加速により車室内快適性 のニーズが高まり乗心地向上に寄与する減衰力制御サ スペンションが必要不可欠な技術となっている.

世界初の減衰力制御サスペンションは,1983年に TEMS(Toyota Electric Modulated Suspension)を トヨタ自動車が採用した.アクチュエータ(以降ACT)で あるステップモータでロッドと一体化されたロータリバ ルブ部のオリフィスサイズを可変させ,減衰力を可変さ せている.

その後, TEMSの次世代システムとして, ACTにリニ アソレノイドを用いたAVS (Adaptive Variable Suspension System)の開発を進めてきた. リニアソレ ノイドを用いたことで減衰力の多段化や切替応答性向 上を実現し, 2014年に初採用された.

本稿では,AVSの性能向上に貢献した各輸ストロー ク速度の推定精度向上のための新ロジック¹¹と減衰力 調整幅を拡大するためのアブソーバ内部のバルブ構造 改良について紹介する.

2. 製品説明

2.1 システム構成

減衰力制御サスペンションのシステム構成を図1に 示す.3つのばね上上下加速度センサを搭載しており、こ れらの信号を基にECU(Electronic Control Unit)で ストローク速度の推定や目標減衰力の演算を行い、各 アブソーバの減衰力を可変させている.

アブソーバ減衰力調整部のACTへの制御電流*i*に応じ増減する減衰力特性 *f*。はストローク速度vを用いて次式で表せられる.



図1.Damping force control suspension system

f_d (v,i)はデータマップとしてECUに記憶され,リニアソレノイドに通電する制御電流,及びストローク速度から,アブソーバが発生する減衰力を演算する.

2.2 制御

2.2.1 スカイフック制御

本システムでは乗り心地制御で一般的に用いられる スカイフック制御を適用する.ここでは単純化のために 図2に示す単輪一自由度モデルを用いて説明を行う.



図2 Single suspension model (1 degree of freedom)

Mb: Body Mass

K_c : Suspension Stiffness

Co : Damping Coefficient

Csky: Skyhook Damping Coefficient

 x_b : Body Displacement

 x_r : Road Profile

このモデルの運動方程式は式(2)となる

 $M_b \ddot{x}_b = -K_c (x_b - x_r) - C_0 (\dot{x}_b - \dot{x}_r) - C_{xxy} \dot{x}_b$ (2) これは通常の単輪モデルに対し、スカイフック制御力 F_{sky} を付加した形になっている

$$F_{sky} = C_{sky} \dot{x}_b \tag{3}$$

式(3)より,減衰比 $\zeta = \zeta_0 + \zeta_{sh}$ と伝達比 γ は式(4)となる.

$$\zeta = \frac{C_0}{2\sqrt{M_bK_c}} + \frac{C_{sby}}{2\sqrt{M_bK_c}}, \ \gamma = \frac{\sqrt{4\zeta_0^2 + 1}}{2(\zeta_0 + \zeta_{sby})}$$
(4)

ここで仮にスカイフック制御力 F_{sky} を付加しなかった 場合について考える. $\zeta_{shr} = 0$ となるため, 伝達比は $\gamma = \sqrt{1+1/4\zeta_0^2}$ となる.つまり通常の単輪モデルでは, い かなるパラメータ調整を行ったとしても, 共振点におい ては必ず伝達比が1以上になってしまう事がわかる.しか しスカイフック制御力 F_{sky} を付加する事で伝達比 γ は式 (4)となるため, ζ_{sky} を調整する事により伝達比を1以下 にする事ができるのである.

これはわかりやすく言い換えると,スカイフック制御 カF_{sky}を何らかの方法で付加することができれば,路面 から入ってきた振動を必ず小さくしてから乗員に伝える 事ができる.つまり「車が揺れにくくなる」という事を示し ている.

本システムではこのスカイフック制御をロール,ピッ チ,ヒーブそれぞれの車両運動モードに拡張し適用させ た.

2.2.2 減衰力制御システムへの適用

減衰力制御システムとは,減衰係数Coを可変させる 事ができるシステムである.アクティブサスペンションの ように直接力を発生させる事ができれば,スカイフック 制御力Fskyを実現させる事ができるが,減衰力制御シス テムは,減衰係数を変化させるシステムであるため,Fsky の力を直接発生させる事ができない.従って可変減衰係 数Csはストローク速度に依存した式(5)によって求める 事になる.

$$C_s = \frac{F_{sky}}{(\dot{x}_b - \dot{x}_r)} \tag{5}$$

しかし式(5)では,ストローク速度0付近で減衰係数が ∞となり,急激な減衰係数の変化を発生させ,乗員への 「違和感」を与えてしまうことが知られている²⁾.それを防 ぐため,本システムでは $(\dot{x}_b - \dot{x}_r) \approx \text{sgn}(\dot{x}_b - \dot{x}_r)$ で近 似し, C_s を求める事とした.

2.2.3 ストローク速度推定

2.2.3.1 定式化

次に可変減衰係数C。を決定するために必要な,スト ローク速度の推定方法について説明する.従来のオブ ザーバによる推定手法³⁾では 1[H2]付近までの推定し か行える事ができなかった.そのため荒れた路面を走行 し, ばね下が共振してしまった場合, 乗り心地性能が低 下してしまっていた.

そこで本システムでは様々な路面における乗り心地 を向上させるために,ばね下共振付近である10[Hz]ま でオブザーバの推定精度を向上させる事とした.また本 システムにおける推定精度の定義はストローク速度真 値に対する推定ストローク速度の位相差が±45[deg] 以内である事とした.

ばね下共振付近まで推定精度を上げるためには、モ デル誤差を小さくし、演算周期を高速化させる必要があ る.しかし実用化を考えた場合、モデルの高次元化と演 算周期の高速化は演算負荷が高くなり、実現が困難とな る.そこで本システムでは、線形モデルを極力低次元化 する事により、演算周期を高速化させ、ばね下共振点で の推定精度の向上を図る.そのため本稿では図2に示 す最もシンプルな1自由度モデルを用いて検討を行う.

アブソーバを10[Hz],0.1[m/s]の速度でストローク させた時の減衰力を図3に示す.



f_cは式(1)より求めた減衰力であり、f_{hys}はアブソーバ が実際に発生させている減衰力の計測値である.図3よ り、f_{hys}はソフト、ハードともに、f_cに対してヒステリシス を有している事がわかる.減衰力のヒステリシス f_{hys}は 油圧の遅れを含む減衰力 f_{delay}と摩擦力 f_{fric}に分けら れ、次式で表せられる.

$$f_{hys} = f_{delay} + f_{frie} \tag{6}$$

摩擦はオイルシール,軸受けブッシュ,ピストンの摺動 部によって発生するため,制御電流の違いによる影響は 小さいと考えられる.従ってヒステリシスの違いは油圧 の遅れの違いであると推測される.そこでソフト,ハード 時の遅れをそれぞれ T₀, T₁とする.また可変減衰係数 C_sは制御電流 iと比例であると近似し,その可変幅で無

技術論文

次元化したパラメータ q を導入する事で,遅れを次式 で近似する.

$$\tilde{f}_{delay} = \frac{1}{1 + T(q)s} f_c \tag{7}$$

ただし,

 $T(q) = (1-q)T_0 + qT_1$

(8)

また摩擦刀を次式で定義する.

$$\hat{f}_{frie}(v,h) = \begin{cases} -h & if(v=0) \land |h| \le F_s \\ -\operatorname{sgn}(h)F_s & if(v=0) \land |h| > F_s \\ \phi(v) & otherwise \end{cases}$$
(9)

ここで h は物体にかかる外力全ての合力であり,本 稿では式(2)の右辺を指す. $F_s > 0$ は最大静止摩擦力で ある. $\phi(v)$ は全ての $v \neq 0$ において, $\phi(v)v < 0$ を満た す任意の関数である.本稿では単純化のために動摩擦 力 F_c と最大静止摩擦力を等価とし, $\phi(v)$ を次式とし た.

$$\phi(v) = -\operatorname{sgn}(v)F_{e}, F_{v} = F_{v}$$
(10)

2.2.3.2 離散化

オブザーバを実車に適用させる場合, ECUに組み込 むために離散化が必要となる. そこでECUの能力と目 標の推定精度から, 適切な離散化時間を求める必要が ある. 図4に,本稿で提案する, Gain and Hysteresis Scheduling (以下, GHS)オブザーバの離散化時間に 対する推定精度の影響を示す. 図4(a)より, ソフト時の離 散化は2[ms]以下の離散化が必要である事がわかる. しかし図4(b)より, ハード時はソフト時よりも離散化の影 響を受けやすく, 離散化時間は1[ms]以下にする必要が ある事がわかった. 従来のGain Scheduling(以下, GS) オブザーバではばね上共振付近の推定を行って いたため, 10[ms]の離散化であったが, 本稿で提案す るGHSオブザーバでは目標値とECUの性能から離散 時間を1[ms]とした.





2.2.3.3 実車評価

ここでは評価路Pを80 [km/h]で走行し,制御時のス トローク速度推定精度を検証する.評価路Pは,5[Hz] 以下がISO8608⁴⁾のC~Dゾーン(普通~悪路),5 [Hz]以上がB~Cゾーン(良~普通路)に該当する路面 である.図5にストローク速度の推定精度を示す.図5よ り,0.5~15[Hz]の間でストローク速度真値に対する推 定値の位相遅れが±45[deg]以内である事が確認で き,実路面走行時においても目標の推定精度を達成で きている事が確認できた.これにより,凹凸のない綺麗な 路面だけでなく,様々な路面に対してスカイフック制御 を適用できるようになった.



욉5.Stroke velocity estimation accuracy (actual vehicle)

2.3 アブソーバ

2.3.1 AVSアブソーバ

スカイフック減衰力*F*_{sky}は,アブソーバにて発生する 力であり,(5)式で示すようにストローク速度と減衰係 数*C*_sにより算出する.

減衰力はアブソーバ諸元にて決まっており,減衰力調 整幅を拡大するほど車両運動性能のコントロール幅が 増え乗心地向上を実現できる.一方で背反としては,減 衰力変動によるロッド振動を起因とした異音が発生しや すい傾向となる.

アブソーバの基本構造を図6に示す. 三重管構造であ り、ピストン部、ベースケース部がチェック弁となってい る. この構造によりアブソーバの作動に伴い発生する作 動油の流れは、伸・縮ともに制御バルブに導かれ、減衰 力を一つの制御バルブで可変することが可能となって いる.



三重管構造アブソーバの課題は,減衰力調整幅拡大 と異音低減の両立である.ここで減衰力特性は図7に示 すような特性であり,オリフィス特性とバルブ特性のつ ながりに不連続点を持つ.この不連続点における減衰 力変動によるロッド振動を起因とした異音を防ぐため, 実際のアブソーバでは微小オリフィスを並行に配置して ある.オリフィス面積を拡大することでつながりをスムー ズにする事はできるが,オリフィスからの漏れ流量増加 により,制御バルブ部への流量が減少し,結果として減 衰力調整幅が減少してしまう.



図7 Structure and characteristics

以下に簡易モデルを用いて,三重管構造アブソーバ の伸行程における減衰力調整幅について説明する.

- V_p :Stroke Velocity
- Q_1 ' :Piston Fixed Orifice Oil Flow Rate
- Q_2 :Base Case Oil Flow Rate
- Q_2' :Base Case Fixed Orifice Oil Flow Rate
- Q_3 :Flow Rate To Control Valve
- P1 : Piston Upper Chamber Hydraulic Pressure

- P2 : Piston Lower Chamber Hydraulic Pressure
- P_0 : Reservoir Chamber Hydraulic Pressure
- A_r :Rod Area
- A_c : Cylinder Area

 $\Delta P_3(Q_3, i)$:Control Valve Differential Pressure $\Delta P_2(Q_2 + Q_2)$:Base Case Differential Pressure



図8 Absorber calculation model

アブソーバの発生減衰力 f_c は式(11)となる.

$$f_{c} = (A_{c} - A_{r})P_{1} - A_{c}P_{2} + A_{r}P_{0} \qquad (11)$$

$$P_{1} = P_{0} + \Delta P_{3}(Q_{3}, i) \tag{12}$$

$$= P_0 - \Delta P_2 (Q_2 + Q_2')$$
(13)

また伸行程における制御バルブ部への流量は,式 (14)にて表せる.

$$Q_3 = (A_c - A_r)V_p - Q_1' \tag{14}$$

P1は Q3と i により可変させて,発生減衰力 f。を可 変させている.しかし,式(14)で示すようにピストン部固 定オリフィス拡大によりQ1が増え,Q3が減少することで C3調整幅が減少する.

2.3.2 伸圧独立オリフィス

 P_1

本章では,減衰力調整幅拡大と異音低減を両立させ るため,KYB株式会社様協力のもと開発したバルブ構造 (伸圧独立オリフィス)について説明する.

伸圧独立オリフィス構造を図9に示す.



Ø9 Development product structure

伸圧独立オリフィスは、ピストン部およびベースケー ス部の下面側に位置し、上面バルブ開弁時にはオリフィ スを拡大させ、上面側バルブ閉弁時はオリフィスを縮小 できるようなチェック弁を構成した構造である.これによ り制御バルブ部への流量を確保しながら、不連続点で の減衰力変動をスムーズにつなげることを可能とした. 本構造により減衰力調整幅拡大と異音低減の両立を実 現した. (図10)



図10 Correlation between damping force variable width and rating noise

2.4 車両性能

図11に評価路Pでの車両性能を記す.車両性能の 指標として POA(Partial Overall)を用いており,図中 の横軸は低周波振動パワー、縦軸は中周波振動パワー を表す.ストローク速度推定精度向上と減衰力調整幅 を拡大することにより、低周波および中周波のPOAが競 合車よりも向上していることがわかる.

※低周波振動パワーは制振性、中周波振動パワーは 乗心地の値を表す.



図11 Vehicle performance on evaluation road P

3. まとめ

AVSにおける各輪ストローク速度推定精度向上とア ブソーバの減衰力調整幅拡大により, 乗心地向上へ大き く貢献し、2018年のトヨタ自動車プロジェクト表彰「技 術の部 |を受賞した.自動運転技術発展における車室内 セカンドタスクのニーズが高まると予想し, 乗心地改良 技術のひとつとしてAVS性能向上を引続き推進していく.

4. 謝辞

最後に、本開発にあたり多大なるご協力賜りましたト ヨタ自動車株式会社様、KYB株式会社様および関係者 の方々に深く感謝致します.

参考文献

- 1) 山本彰人, 他: セミアクティブサスペンションにおける実用的な状 態推定の検討 アイシン技報VOL.22, pp35-40 2018
- 2) 三平満司, 大作覚, 上村一整, "非線形H∞制御理論の限界と可 能性―セミアクティブサスペンションへの応用",システム/制御/ 情報,1999
- 3) 中井英雄, 他: 実用性を考慮したセミアクティブサスペンションの 状態量推定,日本機械学会(C編) 63巻 615号,pp202-208 1997
- 4) ISO8608: Mechanical vibration Road surface profiles -Reporting of measured data (1995)



青山 洋

走行安全第二制御技術部 シャシーシステムグループ 制御アブソーバ設計に従事

佐藤 功祐

走行安全第二制御技術部 シャシーシステムグループ 制御サスペンションロジック開発に従事

山本 彰人

走行安全第二制御技術部 シャシーシステムグループ 制御サスペンションロジック開発に従事

小松 悟志 走行安全第二制御技術部 シャシーシステムグループ

田中亘 制御サスペンションロジック開発に従事

本間 幹彦 走行安全第二制御技術部 シャシーシステムグループ 制御サスペンション企画・開発に従事



走行安全第二制御技術部 シャシーシステムグループ 技術論文

