

広範囲な車両カテゴリに適用可能な 専用センサを用いないアダプティブダンパシステム

Broadly-applicable Adaptive Damper System without Use of Dedicated Sensors

神 田 龍 馬*
Ryoma KANDA

西 祐 二 郎*
Yujiro NISHI

伊 沢 正 樹**
Masaki IZAWA

要 旨

専用のセンサを必要としないアダプティブダンパシステムを開発した。路面からの入力により変化する前輪の車輪速と接地荷重が比例関係にあることを利用し、車両挙動安定化制御システムや Supplemental Restraint System エアバックシステムのために従来から使用されていた車輪速、前後加速度、ヨーレート信号のみから上下振動状態量を推定することで、ばね上の上下加速度センサとサスペンションストロークセンサを不要とした。その推定値を利用して車体上下振動を抑制する可変ダンパの減衰力制御をおこなうことにより乗心地性能の向上を可能とした。さらに、接地性向上と操縦安定性向上のため、ばね下制御、ピッチ、ロール姿勢制御を付加した。また、可変ダンパユニットには車両の重量やサイズ、コンセプトに合わせた減衰力特性と可変幅を設定可能とするために、三重管構造に交換可能な外付きタイプの圧力制御型のソレノイドバルブを採用した。以上により構成した本システムは、広範囲な車両カテゴリへの適用が可能となった。

ABSTRACT

An adaptive damper system that does not require the use of dedicated sensors has been developed. Employing the proportional relationship between front wheel speed and contact load, which change with input from the road surface, the system estimates the vehicle's vertical vibration state quantity using only the wheel speed, longitudinal acceleration, and yaw rate signals conventionally employed for systems such as Vehicle Stability Assist and airbag systems in Supplemental Restraint System. This does away with the necessity for the use of sensors for the measurement of the vertical acceleration of sprung mass and suspension stroke sensors. Using the estimated values, the system boosts ride comfort through the application of damping force control by adaptive dampers in order to control vertical vibration. In addition, the system also offers unsprung mass control and pitch and roll control in order to boost road-holding performance and handling and stability performance. The adaptive damper units feature a triple-tube configuration with externally mounted pressure-control solenoid valves, making it possible to set the damping force characteristic and the range of variation in damping force to match the weight, size, and concept of different vehicles. The developed system is capable of application to a wide range of vehicle categories.

1. まえがき

これまで操縦安定性と乗心地性能の両立を目指した電子制御式可変ダンパシステムが数多く考案され、近年では車両状態量をフィードバックした実時間制御ロジックを実装した制御システムが提案されてきている^{(1), (2)}。Honda ではアダプティブダンパシステム (Adaptive Damper System:

ADS) の名称で電子制御式の可変ダンパシステムを量産車に適用している。ADS は、ダンパ減衰力を小さい状態にすることで得られる路面入力に対する遮断性と、ばね上共振に対する制振性を両立するためにスカイフック制御を基本とした制御ロジックを有している。この制御理論は乗心地性能向上を目的とした上下方向の車体制振制御の手法として広く知られているが、ばね上の上下速度とダンパスト

* 四輪 R&D センター

** 株式会社ショーワ

ロック速度を必要とする。それらを算出するために従来のADSのシステム構成はFig. 1に示すように、ばね上の上下加速度センサを3個とサスペンションストロークセンサを各輪に専用で有したシステムとなっている。このように、多くのセンサやそれらの実装に伴う配線によりシステム全体のコストが増加するため、ADSの適用は高級車クラスに限られている。ADSにより実現される上質な乗心地を多くのお客様に提供するためには、システムのコストを下げ、より広範囲な車両カテゴリへのシステム適用を進めていく必要がある。

この課題に対して、可変ダンパシステムの専用センサであるばね上の上下加速度センサとサスペンションストロークセンサを用いずにスカイフック制御をおこなう手法が提案されている^{(3), (4)}。これらの手法では、走行中に路面入力や車両の運動状態により変動する車輪速信号^{(5)–(7)}を積極的に利用しており、車両挙動安定化制御 (Vehicle Stability Assist: VSA) システムとしてすでに搭載されている車輪速センサの信号を Controller Area Network (CAN) の通信により取得し、車輪速の変化から上下振動状態量を推定してスカイフック制御に利用することで上下方向の車体制振が可能となる。

ADSの量産適用においては、ばね上制振をおこなうことで乗心地性能を向上できることに加えて、ばね下共振を抑えつつピッチやロール方向に対する姿勢変化を抑制することで接地性、操縦安定性を向上させる必要がある。また、可変ダンパユニットは小型車からSUVのような大型車まで広範囲な車両カテゴリの重量やサイズ、コンセプトに合わせて減衰力可変幅や減衰力特性に調整可能であることが求められる。本開発では、これらの要求に基づいたシステムを構築した。

2. 開発のねらい

広範囲な車両カテゴリへのADS量産適用に向け、従来システムに比べて同程度の車体制振効果を有しながらシステムのコストを抑えること、また、車両の重量やサイズ、コンセプトに合わせた可変ダンパユニットの減衰力特性を実現するために、以下を開発のねらいとした。

- (1) 他システムに使用している信号のみでおこなうスカイフック制御に加えて、接地性や操縦安定性を向上させるためにばね下共振や車体のピッチ、ロール挙動変化を抑える制御を、乗心地性能を維持しながら付加すること。
- (2) 可変ダンパユニットは、広範囲な車両カテゴリへ適用できる減衰力可変幅や減衰力特性に調整可能であること。

3. 制御ロジック

3.1. 制御ロジック概要

本システムを実車に搭載して量産化するにあたり適用した制御ロジックについて説明する。ADSはスカイフック制御を基本とした制御ロジックにより、路面からの入力に対する遮断性とばね上共振に対する制振性を両立している。さらに、ばね下の共振を抑えることで接地性を向上し、ドライバの加減速操作やレーンチェンジなどの操舵操作によるピッチやロール挙動の変化を抑制して操縦安定性を向上することができる。

Fig. 2 に実車に搭載する制御ロジックの概略図を示す。

制御ロジックへの入力信号は各輪の車輪速、前後、横加速度、ヨーレート、ステアリング舵角を他システム (VSA, Supplemental Restraint System (SRS), Electric Power

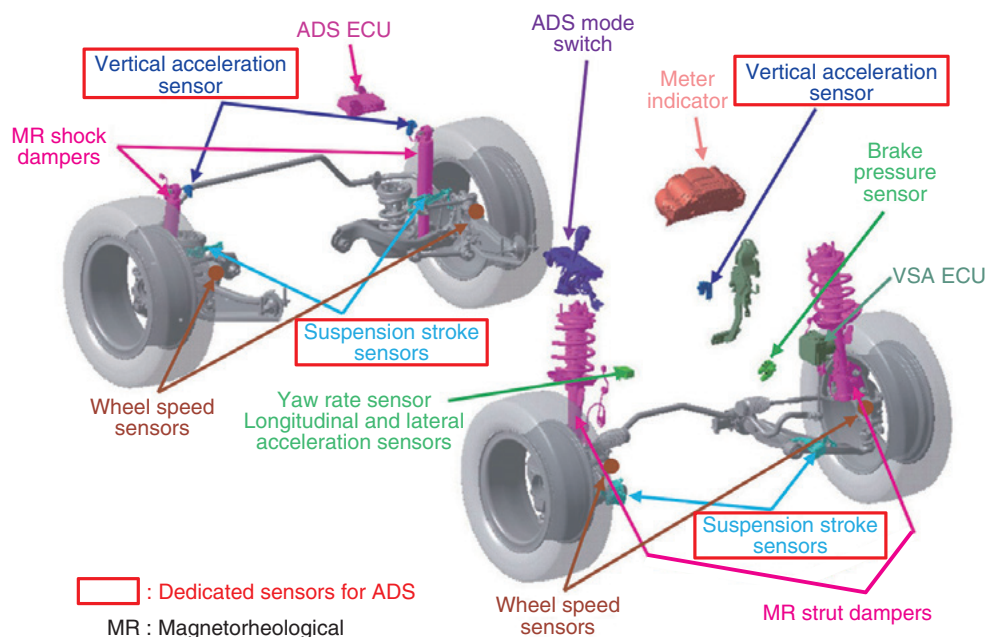


Fig. 1 Components of conventional ADS

Steering (EPS)]から CAN 経由で取得している。

状態量推定部では車輪速変化をもとにスカイフック制御に必要なばね上の上下速度とダンパストローク速度を算出する^{(3), (4)}が、実環境における車両走行では車輪速変化は接地荷重変化以外に、車両の速度変化や旋回半径変化などの要因も含むため、あらかじめ車輪速信号からこれらの要因を取り除く前処理を施しておく必要がある。車輪速信号の前処理ブロックでは、前後加速度信号とヨーレート信号を使用して、加減速操作と操舵操作による車輪速変化分を前輪車輪速信号から除去する処理をおこなう。その後、この前処理をおこなった車輪速信号から接地荷重変化を計算して、次節で説明する推定用の一輪モデルへ入力することでスカイフック制御に必要な各輪のばね上速度とダンパストローク速度を推定する。

車両制御部では、車体の上下、ピッチ、ロールのばね上車体3自由度の姿勢変化とばね下共振を抑えるために、推定した状態量とその他の入力信号を使用して、以下に示す機能の異なる四つの独立した制御ブロックを備えている。

- (1) 状態量推定値を使用したスカイフック制御により、車体への振動遮断性を確保しながらばね上共振を抑えて乗心地性能を向上させる
- (2) 前後加速度信号を使用したピッチ姿勢制御により、加減速時のピッチ挙動を抑える
- (3) 横加速度信号とステアリング舵角信号を使用したロール姿勢制御により、操舵時のロール挙動を抑える
- (4) 車輪速信号を使用したばね下制御により、ばね下共振を抑えることでタイヤの接地性を向上させる

ピッチ、ロール姿勢制御は前後と横加速度信号の変化を、ばね下制御は車輪速信号の変化をもとに決定するが、このとき、乗心地性能に影響の少ない周波数帯域に絞って出力を決定する。車両挙動に対して各制御ブロックの制御量を調整し、減衰力の不足がないように各出力の中から最大値を選定して本システムの制御出力とした。

3.2. 前輪車両状態量の推定方法

本システムでは専用センサを使用せずにスカイフック制御をおこなうため、制御に必要なばね上の上下速度とダンパストローク速度を車輪速信号など既存の CAN の信号から推定する。ここでは、車輪速変化と接地荷重変化が比例関係にあることを利用した上下振動状態量の推定手法について説明する。

路面入力に伴う接地荷重変動により発生するタイヤのたわみによる車輪速への影響を考察するため、一定速走行中の車両速度と車輪速の関係を考える。Fig. 3 のように、車両速度を V 、タイヤの半径を R 、車輪の角速度から車両速度に換算するときの基準タイヤ半径を $R_0 (= \text{constant})$ とおくと、車輪速センサから算出される車両速度 V_0 は式 (1) となることわかる^{(4), (7)}。

$$V_0 = \frac{R_0}{R} V \quad (1)$$

ここで、路面入力により R が R_0 より ΔR 小さくなることで V_0 が V より ΔV 大きくなる場合を考えると、式 (1) は式 (2) へ変換することができる。

$$V + \Delta V = \frac{R_0}{R_0 - \Delta R} V \quad (2)$$

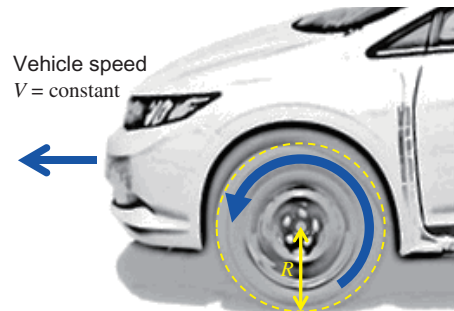


Fig. 3 Vehicle speed and wheel speed

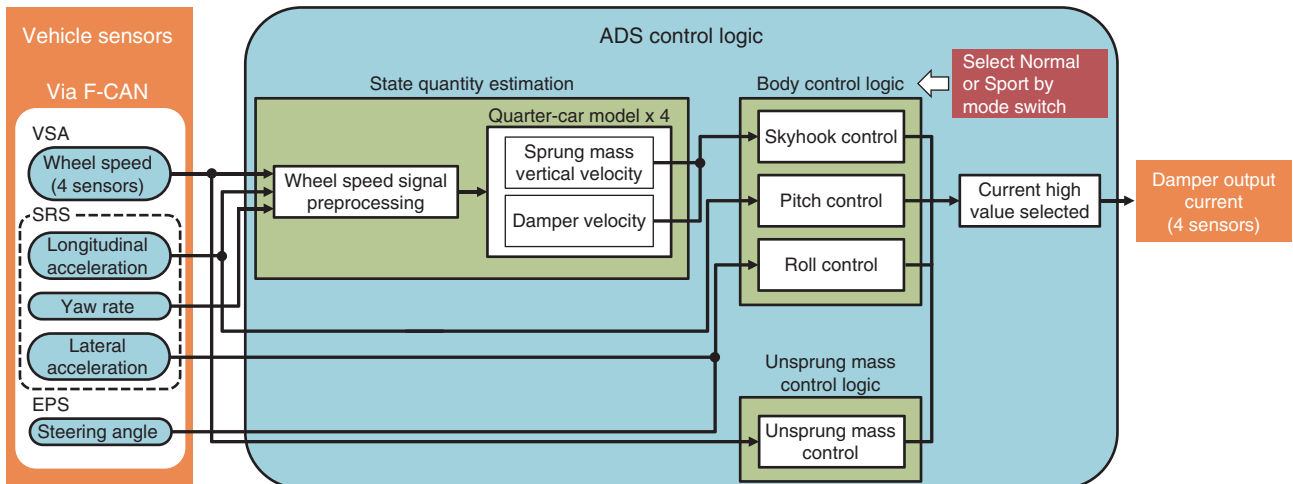


Fig. 2 Control logic block diagram

ここで、 ΔV と ΔR の関係を簡単に表すために、 $R_0 \gg \Delta R$ を考慮してマクローリン展開後、第2項以降は微小なため無視して整理すると、式(3)となる。

$$\Delta V = \frac{\Delta R}{R_0} V \quad (3)$$

ここで、接地荷重変化 ΔF を ΔR とタイヤの上下ばね定数 K_1 で表すと、式(4)となる。

$$\Delta F = K_1 \Delta R \quad (4)$$

ここで、タイヤの減衰項の影響は十分小さいことから無視できるものとした。したがって、式(4)に式(3)の関係を代入することにより、式(5)が求まる。

$$\Delta F = \frac{R_0 K_1}{V} \Delta V \quad (5)$$

式(5)の中で R_0 、 K_1 、 V は定数であることから、接地荷重変化 ΔF は車輪速変化 ΔV に比例することがわかる。

Fig. 4にホイール6分力計を用いて計測した波状路を100 km/hで直進走行したときの前輪の車輪速変化と接地荷重変化の関係を示す。車輪速信号と接地荷重信号にはそれぞればね共振周波数帯を抽出するバンドパスフィルタで信号処理が施されている。図のように、特定の周波数帯では車輪速変化に対する接地荷重変化が線形関係にあり、式(5)の関係が実走行条件において成立していることがわかる⁽⁴⁾。

車輪速変化からタイヤ接地荷重変化を求められることが確認できたため、接地荷重変化から制御に必要な上下振動状態量を求めることを考える。Fig. 5に示す3自由度の一輪モデルのばね下質量 M_{1F} に車輪速変化から求めた接地荷重変化 u_{1F} を入力することで、上下振動状態量を計算することが可能となり、前輪におけるばね上速度 $\dot{x}_{2F}$ 、ダンパストローク速度 $\dot{x}_{2F} - \dot{x}_{1F}$ を求めることができる。

3.3. 後輪車両状態量の推定方法

Fig. 6に前節と同条件で前輪同様の信号処理を施した後輪の実走行時の車輪速変化と接地荷重変化の関係を示す。

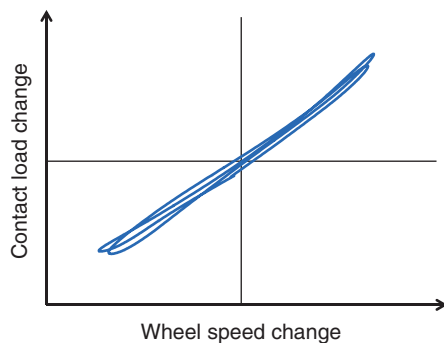


Fig. 4 Relationship between change in wheel speed and change in tire contact load for front wheel

図より、両者の関係に線形性がないことが確認できることから、前節の手法では後輪の上下振動状態量を推定することは容易ではない。このような事象は、サスペンションの上下変位に伴いタイヤ接地点が前後に変位する構造のサスペンションにおいて見られる。この構造は、ブレーキ時の車体後輪側のリフト挙動を機構的に抑えるアンチリフト効果を目的としている。例えば、路面入力時のサスペンションの縮み方向への変位に伴ってタイヤの接地点が後方向に変位している最中においては、車輪は車体後ろ側へ移動することになるため車輪速が減少する事象が発生する。このように、アンチリフトジオメトリを有するサスペンションでは、車輪の前後変位による車輪速変化分を無視できないため、車輪速変化と接地荷重変化に十分な線形性が得られないことがわかっている⁽⁴⁾。

前述した通り、アンチリフトジオメトリを多く有する後輪では、車輪速から接地荷重を推定することが容易でないため、前輪車輪速と前輪の状態量推定値を利用する手法が考案されている⁽⁴⁾。この手法では、前輪位置で推定した路面変位を、車速と車両ホイールベースで決まる時間遅れを考慮して後輪位置での路面変位として用いることにより後輪上下振動状態量を求めている。

Fig. 7に推定原理の概念ブロック図を示す。前述した前輪用推定モデル (Fig. 5) に車輪速変化から算出した接地荷

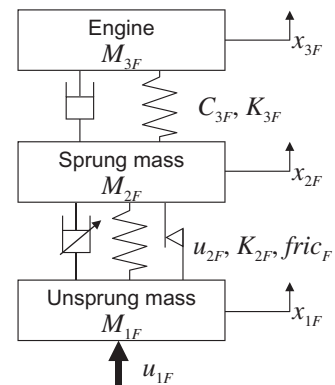


Fig. 5 Quarter-car model for estimation of state quantities for front axle

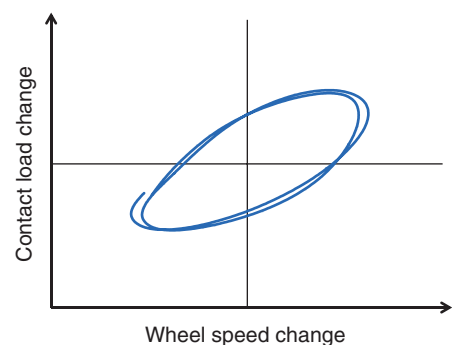


Fig. 6 Relationship between change in wheel speed and change in tire contact load for rear wheel

重変化 u_{1F} を入力し、前輪制御用の状態量推定をおこなう際にはばね下変位 x_{1F} を計算する。式 (4) について、タイヤ上下ばね定数を K_{1F} 、タイヤの半径変化を $\Delta R = x_{0F} - x_{1F}$ として置き換えると、前輪の接地荷重 $u_{1F} (= \Delta F)$ は式 (6) となる。

$$u_{1F} = K_{1F} (x_{0F} - x_{1F}) \quad (6)$$

この式を前輪での路面変位 x_{0F} について解くと、式 (7) により前輪の接地点での路面変位が計算される。

$$x_{0F} = \frac{u_{1F}}{K_{1F}} + x_{1F} \quad (7)$$

また、ホイールベースを WB とすれば前輪が通過した路面が後輪に達するまでの時間 T_{delay} は式 (8) で表せる。

$$T_{delay} = \frac{WB}{V} \quad (8)$$

したがって、前輪より推定した後輪での路面変位 x_{0R} は式 (9) となる。

$$x_{0R}(t) = x_{0F}(t - T_{delay}) \quad (9)$$

後輪用 2 自由度の推定モデルに対して、後輪通過時の推定路面変位 x_{0R} を入力することで、後輪における上下振動状態量の計算が可能となり、ばね上速度 $\dot{x}_{2R}$ 、ダンパストローク速度 $\dot{x}_{1R} - \dot{x}_{2R}$ を求めることができる。

3.4. 車両状態量の推定結果

推定する車両状態量は実時間制御での利用を目的としているため、実走行における前輪の車両状態量は実時間処理により推定した。結果の一例を Fig. 8 に示す。図は、波状路を 100 km/h で直進走行したときの上下振動状態量推定値の時間波形であり、上から順に、前輪ばね上速度、前輪ダンパストローク速度を示している。図中にはばね上加速度センサから算出したばね上速度と、サスペンションスト

ロークセンサから算出したダンパストローク速度を重ね描いている。この結果、前輪の車輪速信号を使用して前輪の状態量を推定できることがわかった。

同様に Fig. 9 に後輪の推定結果を示す。後輪の車輪速信号を使用して状態量を推定した結果に対して、前輪の車輪速と推定値から後輪の状態量を推定した結果は位相遅れが改善していることがわかった。

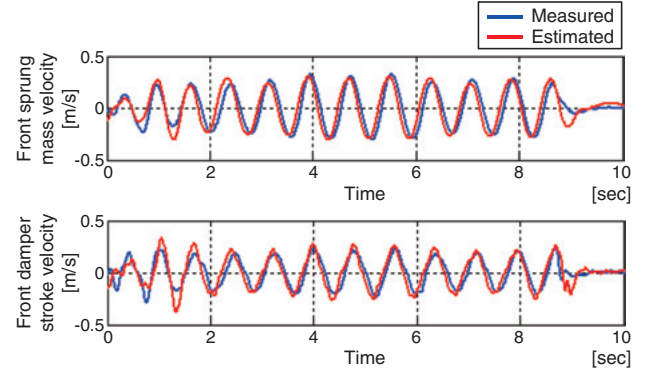


Fig. 8 Comparison of estimated waveforms of vertical vibration state quantity for front axle

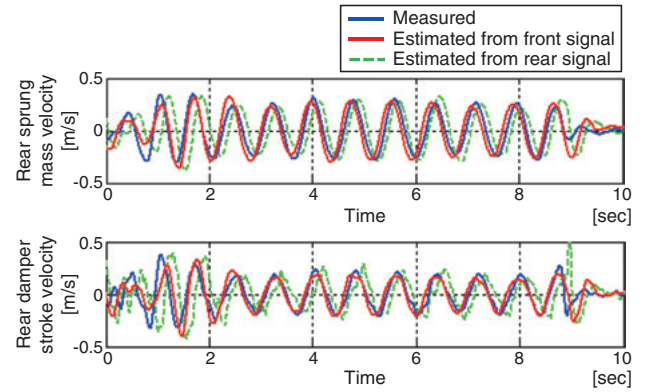


Fig. 9 Comparison of estimated waveforms of vertical vibration state quantity for rear axle

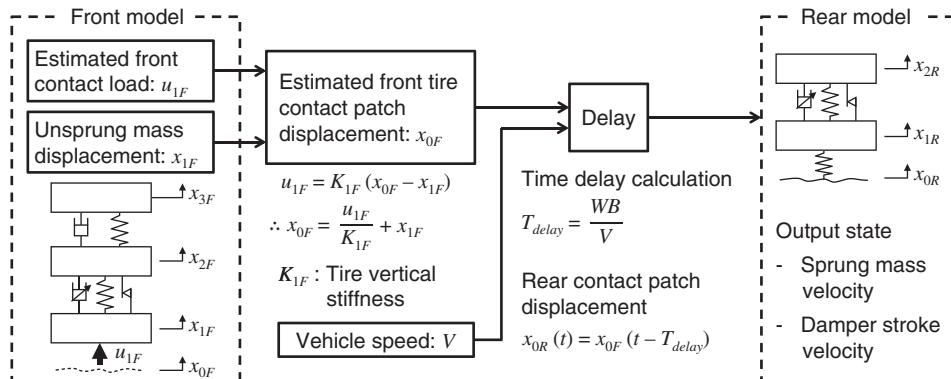


Fig. 7 Conceptual diagram of state quantity estimation for vertical vibration

4. システム構成

4.1. センサ

今回開発したシステムの構成を Fig. 10 に示す。従来システムで使用していたばね上の上下加速度センサ3個と、各輪のサスペンションストロークセンサが不要なため、ADS 専用部品は制御用 ECU と各輪に配置した可変ダンパユニットのみのシンプルな構成を実現した。これにより、センサ本体、センサ用ブラケット、カプラ、配線分のコストと重量を低減できた。入力信号は、車輪速信号を VSA から、前後、横加速度信号とヨーレート信号を SRS エアバックシステムから、ステアリング舵角信号は電動パワーステアリング (Electric Power Steering: EPS) システムから CAN 経由で取得した。

4.2. 可変ダンパユニット

車両の重量やサイズ、コンセプトにより必要となる減衰力は変化するため、それらに合わせて可変ダンパユニットの減衰力特性を調整する必要がある。また、可変ダンパの減衰力制御効果をより多くのシーンで発揮するためには広い減衰力の変幅が必要であり、ダンパの伸び行程と縮み行程の両行程において減衰力が可変であることが望ましい。

以上の観点から、本システムでは、交換可能な外付きタイプの圧力制御型のソレノイドバルブを使用した可変ダンパユニットを採用した。ソレノイドバルブはオイル流量に対する圧力特性を調整できるため、これを交換することで可変ダンパの減衰力特性を変更することが可能となる。

Fig. 11 に三重管可変ダンパの構造概略図を示す。図は、伸び行程と縮み行程のそれぞれのオイルの流れを模式的に表している。伸び行程では、ピストンロッドがストロークする際、ピストンバルブが閉じてダンパ上室部のオイルがインナチューブを経由してソレノイドバルブへ流れる。このとき、下室部は負圧となるためボトムバルブが開き、リザーバ室よりオイルが供給される。縮み行程では、ピストンロッドがストロークする際、ボトムバルブは閉じており、下室部の圧力の上昇によりピストンバルブが開いて上室部へオイルが流れる。以降は伸び行程と同様の流れとなり、ソレノイドバルブへオイルが供給される。このように、両行程において、ソレノイドバルブへのオイルの流れは同方向のため、1 個のソレノイドバルブにより両行程において減衰力を制御することが可能となる。

Fig. 12 に減衰力特性の一例を示す。図は減衰力が最小もしくは最大になる電流をコイルに印加したときのピストン速度に対する荷重特性を示している。また、比較としてコンベンショナルダンパの減衰力特性の一例も重ね描いて

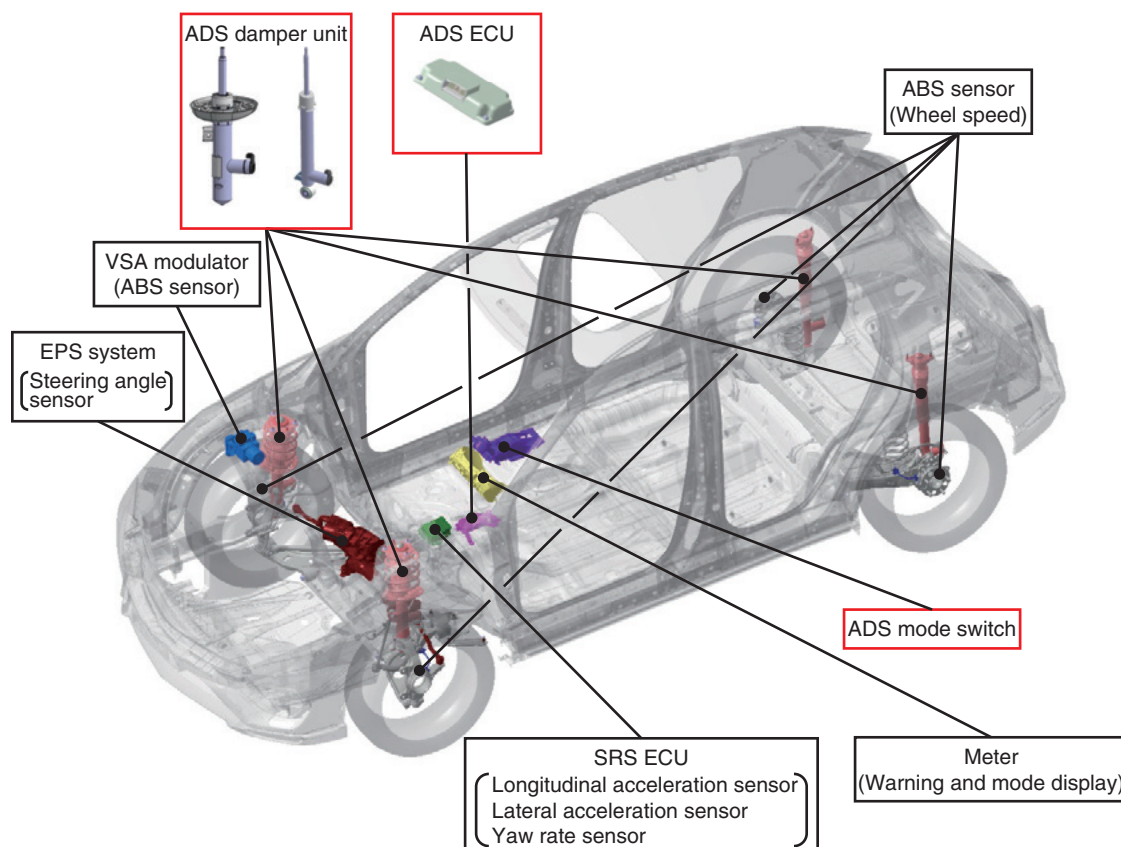


Fig. 10 Components of ADS without dedicated sensors

いる。図から、コイルに印加する電流により伸び側と縮み側の両行程において減衰力特性を変化させることができていることがわかる。また、図に示している可変ダンパの減衰力特性はコンベンショナルダンパの減衰力を包含する特性を実現できていることがわかる。

次に、ソレノイドバルブの交換により調整した可変ダンパユニットの減衰力特性例を Fig. 13 に示す。図のように、伸び側と縮み側の両行程において、最大減衰力はより高く、最低減衰力はより低く設定できる。

可変ダンパユニットの減衰力特性はソレノイドバルブを交換することでも変更可能であり、広範囲な車両カテゴリの重量やサイズ、コンセプトに合わせて減衰力特性を調整できる。

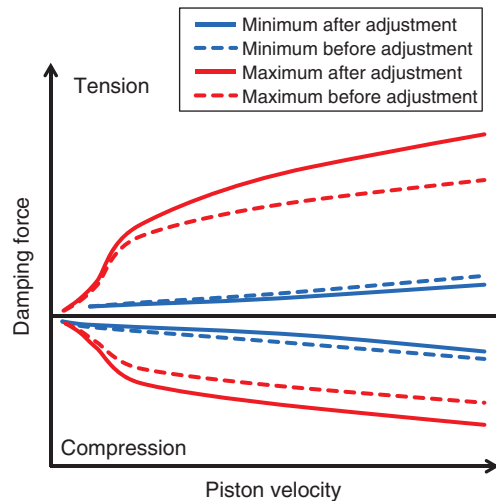


Fig. 13 Example of adjusted damper force characteristic

5. 実車検証

本システムの実車への効果を確認するために、車両のダンパ取り付け点に加速度センサを接着して実走行時のばね上加速度信号計測をおこなった。計測車両には本システムを搭載し、専用センサを用いずに可変ダンパの減衰力制御をおこなった。また、専用センサを使用する従来の ADS と比較をおこなうために、制御用のばね上の上下加速度センサとサスペンションストロークセンサを装着し、スイッチにより本システムと従来システムの制御を切り替えられるようにした。計測は 1 Hz から 2 Hz のばね上共振域での制振性と 3 Hz から 8 Hz の遮断性を比較する観点で、それらの周波数帯の路面入力が多い市街地路面を模したテストコースでおこなった。

はじめに、専用センサを用いた従来 ADS の制御による上下方向の車体制振効果を確認するために、Fig. 14 に従来 ADS、制御をしない最低減衰力、コンベンショナルダンパ

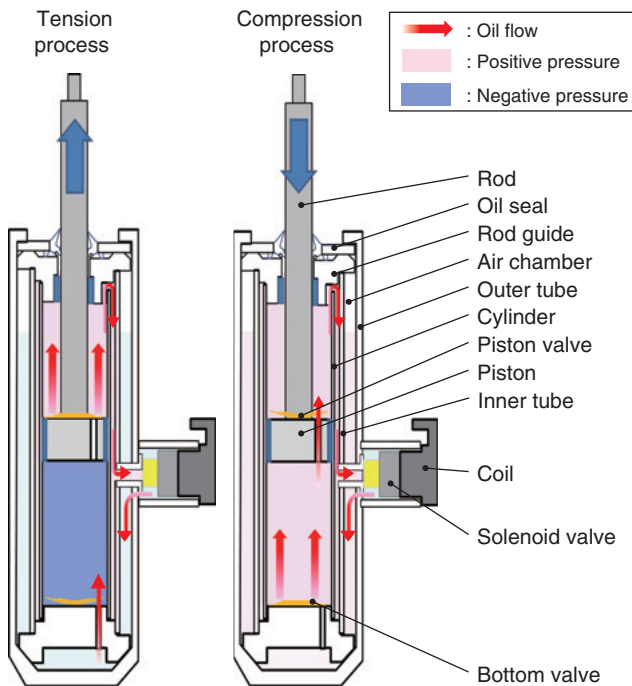


Fig. 11 Triple tube damper configuration

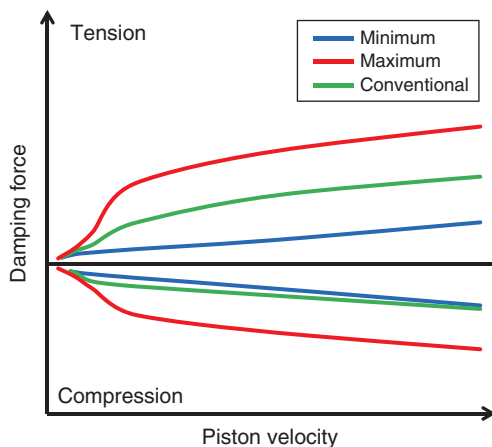


Fig. 12 Typical damper force characteristic

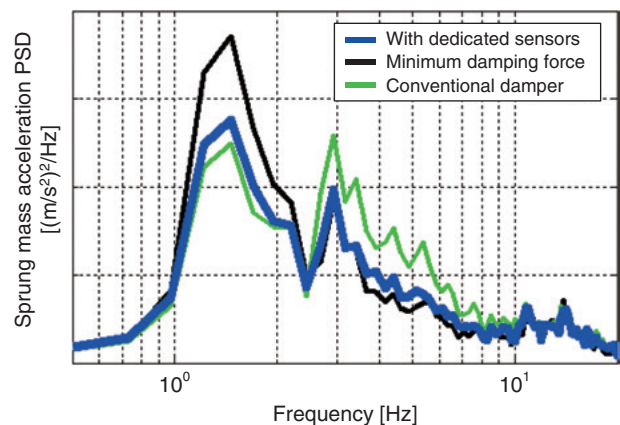


Fig. 14 Example of PSD of sprung mass acceleration for ADS using dedicated sensors

減衰力の後輪位置でのばね上の上下加速度の PSD (Power Spectral Density) の比較結果を一例として示す。従来 ADS により制御をおこなった車両は、最低減衰力の車両と比べて、1 Hz から 2 Hz のばね上共振点付近において振動レベルを抑えられていることがわかる。また、コンベンショナルダンパ減衰力の車両と比較すると、3 Hz から 8 Hz 付近の遮断域において振動レベルを低く抑えられていることがわかる。このように、スカイフック制御により周波数領域によらずばね上の振動を抑えられることが確認でき、コンベンショナルダンパと比べて乗心地性能が向上していることがわかる。また、車両には接地性を向上させるばね下制御や操縦安定性を向上させるピッチ、ロール姿勢制御を施しているが、遮断域での振動レベルが増加するなどの乗心地性能の低下は見られないことがわかる。

次に、従来 ADS と本システムの車体制振効果を比較するために、両条件におけるばね上の上下加速度の PSD の比較結果を Fig. 15 に示す。本システムのばね上の上下振動レベルが、ばね上共振域、遮断域ともに従来 ADS と同程度であることがわかる。

以上から、本システムによる制御は、ばね上の上下加速度センサとサスペンションストロークセンサを必要とする従来システムの制御と同程度の振動特性を有しており、本システムが従来システム同等の車体制振効果を実現できることを確認した。

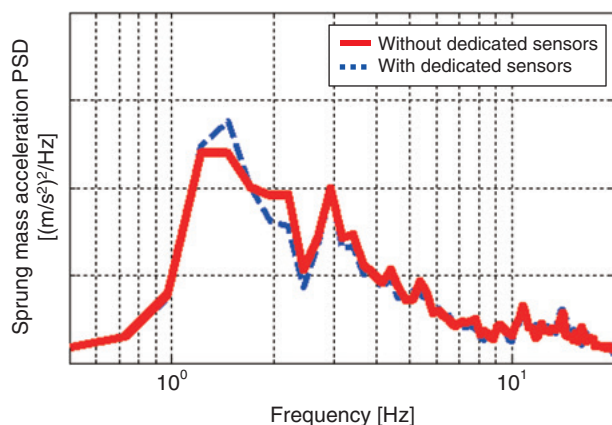


Fig. 15 Comparison of PSD of sprung mass acceleration for ADS using dedicated sensors and ADS using estimation

6. まとめ

システムコストを抑えながら、幅広く減衰力設定ができ、広範囲な車両カテゴリへ適用可能な ADS を開発した。

(1) 上下振動状態量推定器の構築によりシステム専用のセンサを用いずにスカイフック制御での上下方向の車体制振を可能とした。加えて、乗り心地性能を維

持できるばね下制御とピッチ、ロール姿勢制御を実現した。

(2) 1 個のソレノイドバルブで伸び、縮みの両行程で減衰力制御が可能な三重管構造の可変ダンパユニットを採用し、外付きタイプのソレノイドバルブの交換により、車両に合わせた減衰力特性への調整を可能とした。

今回開発した ADS は Acura SUV の AVANCIER, UR-V, コンパクト SUV の CDX に搭載されており、今後はより多くの車種へ適用していく予定である。

参考文献

- (1) Moravy, L., Nutting, J., Ellis, N.: Development of Active Damper System using Magnetorheological Dampers for 2007 Model Year Acura MDX, Honda R&D Technical Review, Vol.19, No.1, p.36 - 41
- (2) 大作覚, 三平満司, 清水悦郎, 富田晃市: 非線形 H_∞ 制御によるセミアクティブサスペンション, 計測と制御, Vol.39, No. 2, p.126 - 129, (2000)
- (3) 伊沢正樹, 神田龍馬: 車輪速信号から推定した車両状態量によるスカイフック制御, 自動車技術会学術講演会前刷集, No.35 - 14, p.1 - 4, (2014)
- (3) 伊沢正樹, 神田龍馬: 車輪速信号から推定した車両状態量によるスカイフック制御 (第 2 報), 自動車技術会学術講演会前刷集, No.103 - 14, p.11 - 16, (2014)
- (4) 菊池宏信, 平山勝彦, 中島秀和: 上下加速度センサレス動的車体姿勢制御システムの実用化, 自動車技術会 2016 年春季大会学術講演会講演予稿集, No.28-16S, p.662 - 667, (2016)
- (5) 劉延慶, 穂積仁, 森田光彦, 樋口明: 車輪速変動を用いた車両姿勢状態量推定, 自動車技術会 2015 年春季大会学術講演会講演予稿集, No.67 - 15S, p.1578 - 1585, (2015)
- (6) 自動車技術会: 制御機構, 自動車技術ハンドブック <第 6 分冊> 設計 (シャシ) 編, p.200 - 206, (2016)

■ 著 者 ■



神田 龍馬



西 祐二郎



伊沢 正樹