アクティブコントロールサスペンションの解析と開発*

武馬 修一^{*1}, 佐藤 宏毅^{*1}, 米川 隆^{*2}
大沼 敏男^{*2}, 服部 勝彦^{*3}, 杉原 正己^{*4}

Synthesis and Development of the Active Control Suspension

Shuuichi BUMA, Hiroki SATOU, Takashi YONEKAWA
Toshio OHNUMA, Katsuhiko HATTORI and Masami SUGIHARA

The Toyota Active Control Suspension system detects the vehicle state by various sensors to control the oil pressure in the hydraulic cylinder with the linear pressure control valve. In order to develop this system, the effect of active control has been investigated by simulations and experiments on the CELICA Active Sports model. As a result, a control algorithm has been established for attitude control, ride control, maneuverability and stability control with a four-wheel-steering system (4 WS).

Key Words: Vehicle Dynamics, Suspension System, Fluid Power System/Attitude Control, Active control, Servomechanism

1. ま え が き

アクティブサスペンションの開発は、'50年代から始まり、実車を使つての発表論文は'55年 F. L.⁽¹⁾および、'78年 A. P.⁽²⁾の実験車があり、最近ではロータス⁽³⁾の例がある。その中で、懸架装置を振動フィルタとみなし直列に機械的フィルタを構成し、低周波から高周波まで吸収する方式を採用した F. L.⁽¹⁾のサーボ懸架装置が興味深い。トヨタは'83年のモータショウに出席した FX-1 に始まり、'85年の FXV、'87年の FXV II に乗り心地と操安性それぞれの異なる周波数帯を、低周波はアクティブ(またはセミアクティブ)に、高周波はパッシブに制振する実験車を発表した。

'89年のセリカに採用したアクティブサスペンション⁽⁴⁾(図1)では、さらに油圧シリンダの圧力を一定にすることで、路面からの振動入力を吸収する機能を持つ電磁リニア圧力制御弁を使用し、乗り心地を高周波領域までアクティブに制御するシステムを完成した。

操縦安定性については、4 WS (四輪操舵) と合わせて総合的に制御することで、過渡、定常状態における車両運動特性を向上している⁽⁵⁾。

本論文は、乗り心地の中高周波領域(約2 Hz~7 Hz)で作用する力(圧力)フィードバックによるサーボ機構の解析、および低周波領域(ばね上共振点付近1~2 Hz)の乗り心地制御、姿勢制御および車両運動特性の解析をシミュレーションと実験により行い、その効果を確認したので、それらの設計手法の一手段について報告する。

図1 アクティブサスペンションと4WSの部品配置図

* 原稿受付 平成2年6月27日。

^{*1} 正員、トヨタ自動車(株) (〒471 豊田市トヨタ町1)。

^{*2} トヨタ自動車(株)。

^{*3} 正員、豊田中央研究所 (〒480-11 愛知県愛知郡長久手町)。

^{*4} アイシン精機(株) (〒448 刈谷市朝日町2)。

使用する記号

- A_c : ピストンロッド面積
 A_{ps}, A_s : ポペット, スプールの受圧面積
 B : オイルの比重
 C_p, C_s : ポペット, スプールの粘性係数
 F_{fip}, F_{fis} : ポペット, スプールのフローホース
 F_{frp}, F_{frs} : ポペット, スプールのフリクション
 F_p : ソレノイド力
 K_d : 減衰係数
 K_s : スプール用ばねの定数
 m_p, m_s : ポペット, スプールのマス
 P_s : ガスばね圧
 P_c : シリンダ圧
 P_f, P_p : フィードバック, パイロットチャンバ圧
 P_g, P_{g0}, P_{gm} : ガスばねのノーマル, 初期圧, 平均圧
 P_i, P_r, P_v : インレット, リターン, コントロール圧
 Q_c, Q_s : コントロール, サプライラインの流量
 Q_f : フィードバックチャンバへの流量
 Q_i : コントロールポートに流入するインレット流量
 Q_o : コントロールポートからリターンへのアウトレット流量
 Q_{po} : パイロットオリフィスを通るパイロットチャンバへの流量
 Q_{ps} : ポペットの環状絞りからのポペット流量
 Q_r : リターン流量
 V_g : ガスボリューム
 V_c : シリンダ内の油量
 V_f, V_p : フィードバック, パイロットチャンバボリューム
 V_s, V_v, V_r : サプライ, コントロール, リターンボリューム
 y : シリンダの変位
 x_i : スプールのばねの初期たわみ
 x_s, x_p : スプール, ポペットの変位

図2 油圧系モデル

x : ポリトロプ指数プラスアルファ

2. 乗り心地制御

2.1 メカニカルな乗り心地制御 (中・高周波領域)

2.1.1 油圧系モデルのシミュレーション解析

単輪分の油圧系モデル (図2) を構成し解析した。リニア圧力制御バルブ回りの運動方程式, および油の圧縮性を考慮した連続の式にてシミュレーション計算を行った。以下にその代表の式 (1)~(10) を示す。モデル諸元

$$A_c = 380 \text{ mm}^2, A_s = 78.5 \text{ mm}^2, C_s = 0.01 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{mm}$$

$$K_s = 1.43 \text{ N}/\text{mm}, F_{frs} = 0.1 \text{ N}$$

$$m_s = 1.7E-5 \text{ N}\cdot\text{s}^2/\text{mm}, K_d = 1.14 \text{ N}\cdot\text{s}/\text{mm}$$

$$P_c = 4.67 \text{ MPa}, P_{g0} = 1.38 \text{ MPa}$$

$$V_{g0} = 150 \text{ cc}$$

(1) バルブの運動方程式

(i) スプールの運動方程式

$$m_s \frac{d^2 x_s}{dt^2} + C_s \frac{dx_s}{dt} + k_s (x_s - x_i) - F_{fis} \pm F_{frs} + A_s (P_p - P_f) = 0 \quad \dots\dots\dots (1)$$

(ii) ポペットの運動方程式

$$m_p \frac{d^2 x_p}{dt^2} + C_p \frac{dx_p}{dt} + F_{fip} \pm F_{frp} + F_p - A_{ps} (P_p - P_f) = 0 \quad \dots\dots\dots (2)$$

(2) 油圧系の連続の式

(i) プレシチャーポート

$$Q_s - Q_i - Q_{po} - \frac{V_s}{B} \frac{dP_i}{dt} = 0 \quad \dots\dots\dots (3)$$

(ii) パイロットライン

$$Q_{po} - \frac{V_p}{B} \frac{dP_p}{dt} - Q_{ps} + A_s \frac{dx_s}{dt} - A_{ps} \frac{dx_p}{dt} = 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

(iii) フィードバックライン

$$Q_f - A_s \frac{dx_s}{dt} - \frac{V_f}{B} \frac{dP_f}{dt} = 0 \quad \dots\dots\dots (5)$$

(iv) コントロールポート

$$Q_i - Q_f - Q_o - \frac{V_v}{B} \frac{dP_v}{dt} - Q_{c(u)} = 0 \quad \dots\dots\dots (6)$$

(v) リターンポート

$$Q_o + Q_{ps} - \frac{V_r}{B} \frac{dP_r}{dt} - Q_r = 0 \quad \dots\dots\dots (7)$$

(vi) 油圧シリンダ

$$Q_{c(d)} + A_c \frac{dy}{dt} - \frac{V_c - A_c y}{B} \frac{dP_c}{dt} - Q_d = 0 \quad \dots\dots\dots (8)$$

(vii) ダンピング流量

$$Q_d = A_c^2 (P_c - P_a) / K_d \quad \dots\dots\dots (9)$$

(viii) ガスばね内のオイル室

$$Q_a - \frac{V_a}{B} \frac{dP_a}{dt} - \frac{V_g}{xP_{g,abs}} \frac{dP_g}{dt} = 0 \quad \dots\dots\dots(10)$$

各油圧ラインの油の流れは、一次元定常層流とし、集中定数近似法を用い取扱った。スプール径、オーバーラップ量、ガスボリューム、ダンピングファクタ、ポペット頂角等のパラメータについて検討し最適化をはかった。最終のシミュレーション結果および実験結果を図3、4に示す⁽⁶⁾。

図3、4に示すように、作動している状態を示すコントロールシステムは特定の周波数にピークがなくアクティブ油圧系（圧力制御弁のみにオイルの出入りがある場合）からパッシブ油圧系（ガスばね側のみにオイルの出入りがある場合）にスムーズに移行する特性が得られた。

2・1・2 単輪のサスペンションモデルのシミュレーション解析 2・1・1項の油圧系の基礎式に、サスペンションの2自由度モデルを考慮し、ばね上、ばね下共振点を含め解析する。単輪サスペンションモデルを図5に示す。

モデル諸元

$$W_a = 2450 \text{ N}, W_b = 412 \text{ N}, K_t = 245 \text{ N/mm}$$

$$C_t = 0.32 \text{ N}\cdot\text{s/mm}, F_{rc} = 100 \text{ N}, P_s = 10 \text{ MPa}$$

図3 アクチュエータの周波数応答（シミュレーション）

図4 アクチュエータの周波数応答（実験）

図5 2自由度サスペンションモデル

ばね上、ばね下の運動方程式は、以下の式(11)、(12)、(13)を用いた。

(1) ばね上の運動方程式

$$\frac{W_a}{g} \ddot{X}_a + W_a - F = 0 \quad \dots\dots\dots(11)$$

ただし、

$$F = C_b(\dot{X}_b - \dot{X}_a) + k_b(X_b + X_a - X_0) + P_c A_c \pm F_{rc} \quad \dots\dots\dots(12)$$

(2) ばね下の運動方程式

$$\begin{aligned} \frac{W_b}{g} \ddot{X}_b + W_b + F - C_t(\dot{Y} - \dot{X}_b) \\ - k_t(X_{t0} + Y - X_b) = 0 \quad \dots\dots\dots(13) \end{aligned}$$

シミュレーションの結果図6から、シリンダ内圧変動および、平均消費油量が、ばね下共振領域にて異常に大きくなることがわかった。この現象は、実車にて悪路走行時に、供給圧が低下し乗り心地が悪化する現象と一致することで確認された。

図3の結果から、ばね下共振領域はパッシブ領域であることが確認されているが、ばね下共振により圧力制御弁が高周波まで応答していることが明らかになった。そこで圧力制御弁の応答性を抑制するためにガスばね側の減衰力特性、ガスばねの空気ボリューム、および油圧シリンダと並列に配置されているコイルばね、および圧力制御弁と油圧シリンダ間に設けたオリフィスの影響をシミュレーションにより解析した。

減衰係数を下げそしてコイルばねのばね定数を上げることにより、図7に示すようにばね下共振点付近の消費流量、内圧変動とも大きく低減することが可能であることがわかった。図8に示すようにスプールの変位の共振現象をなくすことができばね下共振領域での

図6 サスペンションモデルと油圧系モデルの比較（シミュレーション）

図7 減衰係数とばね定数の効果（シミュレーション）

圧力制御弁の応答性を抑制できることがわかった。この対策は、タイヤと路面間の接地性に影響しないことがわかり(図9)、また電流加振による姿勢制御領域(1~2 Hz)には、ゲイン低下がないことがわかった(図10)。

また、ガスばね容量およびアクティブ油圧系に設けたオリフィスの効果は、ばね下共振点より低い周波数帯に効果があり、トータルの消費流量を低下させることができる(図11, 12)。

実車にて悪路を走行し、システム圧の低下を調べた(図13) この対策によりばね下共振による消費油量の増加を防止できることがわかった。

2・2 電子制御による乗り心地制御(低周波)

路面等からの外乱入力に対しばね上のヒープ(上下)

図8 スプリング変位の周波数応答(シミュレーション)

図9 X_b/Y の周波数応答(シミュレーション)

図10 シリンダ内圧/ソレノイド吸引力の周波数応答(シミュレーション)

図11 アクティブ油圧系に設けたオリフィスの効果

図12 ガスばね容量の効果

ピッチ(前後)、ロール(左右)方向の振動(1~2 Hz)を抑える制御である。常に姿勢をフラットにすることを開発の狙いとした。

2・2・1 制御則の検討 最適制御⁽⁸⁾、スカイフックダンパ制御、セミアクティブダンパ制御⁽⁸⁾、減衰力制御について検討したその結果、総合的に効果のある、減衰力制御を採用し検討した⁽⁹⁾。その単輪ベンチ(図14)での実験結果を図15に示す。

減衰力制御にて、ばね下、ばね上に適度に減衰力を与えることにより、ノーマルサスペンション車に比べ乗心地を向上させることができた。

	Kb N/mm	Kd NS/mm	Orifice mm	Gas cc
Original	5.85	1.14	—	150
Changes	8.82	0.49	φ 2.2	180

図13 悪路走行時のサブライン圧の変化(実験)

図14 単輪ベンチ

図15 上下加速度伝達特性(実験)

図16 乗心地制御の効果(実車)

2.3 実車評価 悪路走行した時のばね上Gの測定結果を図16に示す。この結果から7 Hzまでの乗り心地を、ばね下-ばね上間の相対速度をフィードバックする減衰力制御と圧力制御弁の力（圧力）フィードバック作用のサーボ機構により、向上することができた。

3. 姿勢制御と操安性制御

3.1 車両運動制御シミュレーション 解析モデルは図17のように、車両モデルと制御プログラムで構成する。車両モデルは走行条件に応じた車両運動の基本性能（走る、止まる、曲がる）を模擬する。

また制御プログラムは随時車両モデルと連携を取りながら、制御シミュレーションを実行する。

車両モデルは、車体系14自由度・駆動系12自由度を持ち、図18にシャシー系のモデル構成を示す。アクティブサスペンションの油圧モデルは前項を使用した。4WSのモデルは後輪ステア系の剛性モデルで構成した。

図17 解析モデルの構成

図18 シミュレーションモデルシャシー系

図19 制御ロジック

制御ロジックはストロークフィードバック系とGフィードバック系を基本に構成し（図19）、乗り心地制御と姿勢制御と操安性制御から成り立っており、これらを組合せてシミュレーションを行った。

3.2 姿勢制御

3.2.1 制御則 車体の各モード変位（ピッチ、ロール、ヒープ）のフィードバック制御で対応は可能だが、変位が起きてからの制御であるため応答性が不足する。これを解決するために、変位よりも信号が早くなる加速度信号にて制御することを検討した。

3.2.2 制御目標値 ロールについて、ドライバーがどのように感じているのかをその量と感じ方について調べた。評価パネラーは一般ドライバー3名とベテランドライバ5名の総計8名にて調査した。

その結果、図20(a)のようにロール率0.6 deg/0.5 Gではドライバーはロールをしていないと感じていることがわかった。またロールの良し・悪しの官能評価では、図20(b)に示すように、官能でロールを零と感じ

(a)

(b)

図20 ロール率とロール感の関係

図21 姿勢制御特性

ている所が、最も良いフィーリングを得ていることがわかった。以上からロール、ピッチとも制御目標値を $0.5 \text{ deg}/0.5 \text{ G}$ に設定した。

3・2・3 姿勢制御の効果 図 21 に定常状態のロール、ピッチ制御のシミュレーションと実測値を示す。コイルサスペンション車に対しフラットな姿勢を得ることがわかる。

過渡特性については、図 22 に示すが、前輪舵角比例の 4 WS では、横 G の応答が大きく向上するため 2 Hz 付近の動特性が、悪化する。これを姿勢制御で防ぐことができる。

3・3 操安性制御 パッシブな従来のサスペンションにおいて、ロール角は、操安性に影響する重要な因子であり、ロールステア、ロールキャンバ、ロールセンタ位置、ロール剛性、等は設計やチューニングの手段である。

図 22 ロールの過渡特性(シミュレーション)

図 23 舵の効き特性(シミュレーション)

図 24 ロール剛性配分の影響(シミュレーション)

アクティブサスペンションは、ロール角が小さくなるため、これらのチューニングの手段を有効に使えない。そこで、ステア特性を可変にすることができる 4 WS との組合せを検討した。図 23 はアクティブサスペンションの操舵特性を示す。

アクティブサスペンションは、ロールステアが使えないためパッシブに比べ舵の効きが全速度域においてシャープになる。これを防ぐため、ロール剛性配分を大きく変えると接地荷重のアンバランスから図 24 のように限界横 G が低下する。そこで 4 WS 制御を加えると、図 23 のように、低速ではシャープに、高速では安定な特性が得られる。

図 25 に示すように前輪舵角比例の 4 WS の場合同相制御で横 G の応答は非常に良くなるが、ヨーの応答があまり向上しないので、限界横 G を低下しないように、過渡的にロール剛性配分を後輪側へ移し、ヨーの応答を向上させることができる。この制御は舵角速度と車速からの制御量により行っている。このようにアクティブ制御と 4 WS の組合せにより、高い次元で操縦安定性を実現できる。図 26 は、パイロンスラローム走行における平均通過車速の結果であるが、姿勢の安定(姿勢制御)によるドライバ的的確な操舵に対する、車両の応答の良さ(操安性制御+4 WS)が生み出した結果と考えられる。

4. ま と め

セリカに採用したアクティブサスペンションと 4

図 25 操舵応答特性(シミュレーション)

図 26 アクティブサスペンションと 4 WS の組合せ効果

WS のシステムにより

(1) 車両のばね上共振点付近(1~2 Hz)のヒープ、ロール、ピッチ方向の動きを、車高フィードバック系の制御則と G フィードバック系の制御則から圧力制御弁を制御することで、フラットな姿勢を得ることができた。

(2) 主に路面からの高周波の振動入力に対しては、圧力制御弁の圧力フィードバック作用のサーボ機構により 7 Hz 近くまでの振動絶縁効果を得ることができた。

それ以上の周波数の振動絶縁は、パッシブな要素である減衰力バルブ、ガスばね、コイルばねおよびサスペンションブッシュ、タイヤにより振動絶縁することで、乗り心地を総合的に向上させることができた。

(3) 車両のヨー方向の動きに対しては、4 WS との組合せにより、過渡、定常状態の性能を向上させることができた。

このように車両のばね上およびばね下に働く振動数領域に応じて、制御則を検討しそれに適応する一手法を得ることができた。

アクティブサスペンションは、今までの制御サスペンションの中で最も大きなエネルギーを消費するシステムであり、消費油量と性能とのトレードオフが開発の重要なキーポイントになる。限られたエネルギーの中で乗り心地制御、姿勢制御、操安性制御の一つの制御方法を確立した。今後はさらに消費エネルギーを効率良く、各要求性能に配分するため、サスペンションジオメトリをはじめ、ばね、減衰力系に直列に配置さ

れたブッシュ類、タイヤ性能の見直しにより、レベルアップされるものと思われる。また、車両運動性能をトータルに向上させるため、アクティブサスペンションは、駆動・制動・4 WS を含めた総合制御への活用が期待される。

文 献

- (1) Von Jean Marie, "Beitrag zum Studium und zur Ver-zollkommnung der Aufhangung der Fahrzeuge (Die Servo-Aufhangung FL)", ATZ Nr.3 Marz 1955 Jahr-gang 57, 63-70.
- (2) Packer, M. B., "Active Ride Control a Logical Step from Static Vehicle Attitude Control", SAE, 780050 (1978).
- (3) Wright, P. G. and Williams, D. A., "The Application of Active Suspension to High Performance Road Vehicles", SAE Convergence, C 239/84 (1984), 333-338.
- (4) 武馬・ほか3名, "アクティブコントロールサスペンションの開発", トヨタ技研, 40-1 (1990), 78-94.
- (5) 本津・ほか5名, "車速感応型四輪操舵とアクティブコントロールサスペンションシステム", 自動車技術, 44-3 (1990), 73-82.
- (6) Hattori, K., ほか3名, "Lear Pressre Control Valve for Active Suspension", ASME/JASME International Computer Aided Engineering Conference and Exposition, August 5(1990), Vol.1 583-588.
- (7) Thompson, A. G., "An Active Suspension with Optimal Linear State Feedback", Vehicle System Dynamics, 5 (1976), 187-203.
- (8) Karnopp, D. C., "Vibration Control Using a Semi-Active Force Generator", Trans. ASME, Ser. B 96 (1974), 619-626.
- (9) 米川・ほか4名, "アクティブコントロールサスペンションの車両運動性能", 自技会春季学術講演会, (1990-5), 153-156.