

# F-1用アクティブサスペンションの開発

## Development of Active Suspension for F-1 Race

大山泰晴\*      伊澤正樹\*      渡辺勝治\*  
Yasuharu Oyama      Masaki Izawa      Katsuji Watanabe  
堀内泰\*\*      小池弘之\*  
Yutaka Horiuchi      Hiroyuki Koike

### 要 旨

ハイドロ・システムを用いた、F-1用アクティブサスペンションを開発した。これは、最新エレクトロニクス技術と、ホンダ独自の制御技術で構成されたシステムであり、車の運動性能の究極を目指すF-1の中で、空力性能の積極的な活用によってエネルギー効率を向上させることを目的とする。

本論文では、システムの概要を紹介し、サスペンションの制御手法について解説する。そして、それらの性能をベンチテストおよび実車テストで評価した結果、目標とするサスペンション性能が達成され、空力性能の改善による操縦応答性の確保、最高速上昇などの運動性能向上が得られた。

### ABSTRACT

Honda developed an active suspension for F-1 cars which employed a hydraulic system. This suspension incorporated the latest in electronics technology and Honda's original control technologies. The objective of the development program was to enhance energy efficiency by actively optimising aerodynamic performance in the world of F-1 racing where teams strive to achieve the ultimate in performance.

This paper introduces an outline of the system, and explains the control technique used for the suspension. As a result of evaluations of performance in bench tests and vehicle tests, target suspension performance was achieved, the required level of handling response was ensured through improvements in aerodynamic performance, and dynamic performance such as maximum speed was increased.

### 1. ま え が き

近年の自動車技術におけるエレクトロニクス化はめざましく、F-1の世界にまで波及してきている。たとえば、ロータスがアクティブサスペンション（以下アクティブサス）を1987年から搭載しモナコGPで優勝を飾り、1990年にはセミAT（Automatic Transmission）をフェラーリが、1992年にはトラクションコントロールをウィリアムズとマクラーレンが開発し実戦に投入した。さらに、1992年にはこれらのシャーシ制御技術を統合化したウィリアムズがレースを席巻し、F-1の世界に衝撃を与えたことは記憶に新しい。しかし、セミATや、トラクションコントロールについては、車の運動性能を直接引き上げる制御システムではなく、ドライバーの操作ミスの防止、負担軽減を目指すシステムである。それに対しア

クティブサスは、空力性能を積極的に活用することによって運動性能を引き上げることを狙いとしている。

いずれにせよ、これらのシャーシ制御技術が、車の運動性能の究極を目指すF-1において通用するようになった。これは言い換えると、シャーシ制御技術の応答性、信頼性などの性能が飛躍的に向上し、ドライバーの技量をも助けるまでに到達したからだと言っても過言ではない。そして、それを可能としたのは、CPUの高速化、センサ類の高性能化などといった近年の急速なエレクトロニクスの進歩によるものに他ならない。

本論では、走行抵抗を低減させて最高速の向上を目指し、またそれを達成するために必要な重量や容積等のシステム効率の向上も併せて追求し開発を行ったF-1用アクティブサスの概要と、その性能について紹介する。

\* 栃木研究所

\*\* 朝霞北研究所

## 2. 開発の狙い

F-1の空力特性はFig. 1に示すように、揚力が量産車とは逆のマイナスの方向へ作用し、速度300km/hに於いて9~14kN {900~1400kgf}にも達している。これがF-1ではダウンフォースと呼ばれる荷重であり、車重に加えてタイヤにかかる垂直荷重となる。従って、このダウンフォースを増すことによって、タイヤに発生する力を増加させ、運動性能の向上を図ることができる。ところが同時に抵抗力(ドラッグ)も大きくなり、タイヤがむき出しの影響もあってCd値が0.8~1.1と量産車に比べ大変大きくなっている。これらの性能は、車体やアンダーフロア形状、ウィングの大きさとその迎え角でおおよそ決まってしまうが、路面とボディ下面とのクリアランス、いわゆる車高と車体姿勢角によっても大きく変化する。

即ち、車高や車体姿勢角を最適に制御し、ダウンフォースの増加を図りながらドラッグを低減させることで、最高速を向上させることができる。これを第一の目標として開発を行った。また、それと共にロール剛性制御による操縦安定性の向上、車体データをベースとした開発効率の向上も合わせて開発の狙いとした。

さらに、F-1の高い要求性能に対応するために、開発概念を次のように設定した。

- (1) ばね、ダンパーとしてのサスペンションの機能を持ち、コンベンショナルサスペンション(以下コンベサス)と同等以上の性能を有すること
- (2) 実用域にて、操縦性に応答の遅れが無いこと
- (3) 故障時に、安全性が確保できること

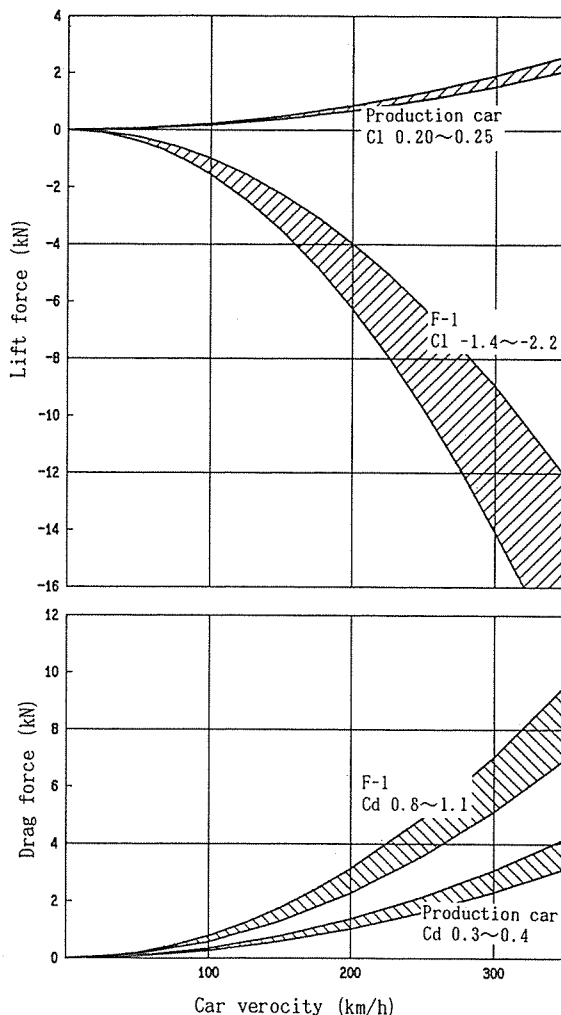


Fig. 1 Relationship between Aerodynamic Performance and Vehicle Speed

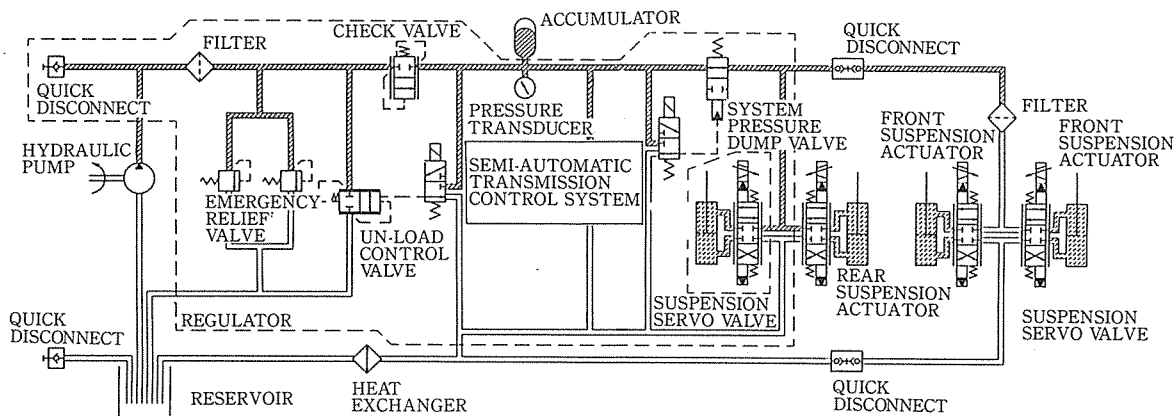


Fig. 2 Structure of Active-Suspension Hydraulic System

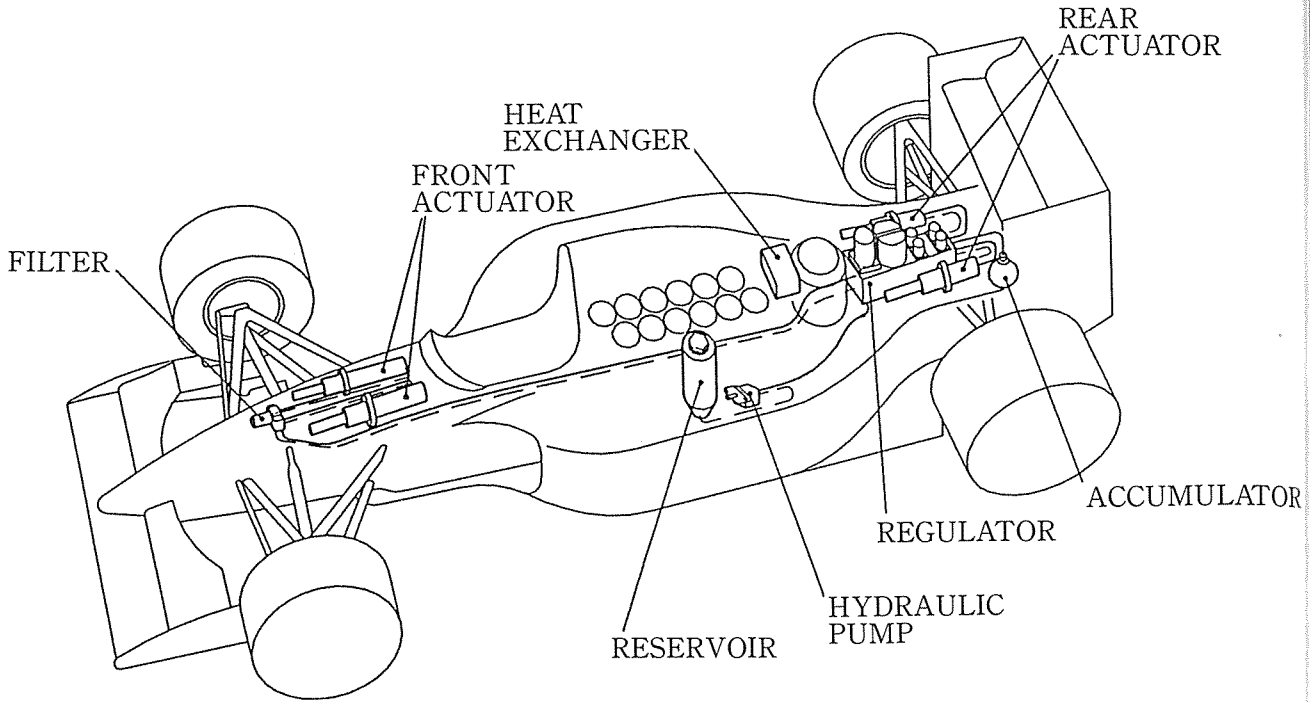


Fig. 3 Hydraulic Components Layout

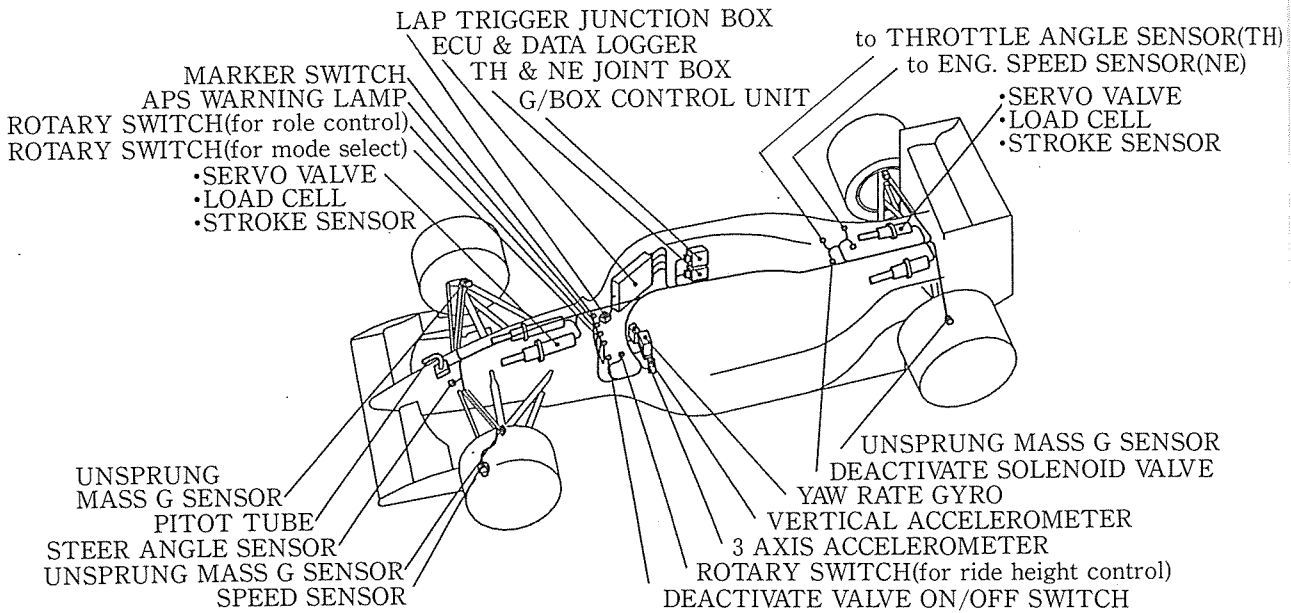


Fig. 4 Electric Components Layout

また、システム効率にとって重要な要素である次の二点にも特に留意した。

- (4) 低損失馬力
- (5) システムの軽量化

### 3. システム概要

システムの選定の段階で以下の3つの方法を検討した。

- (a) ニューマチックシステム (空圧)
  - (b) ハイドロニューマチックシステム (油・空圧)
  - (c) ハイドロシステム (油圧)
- (a)のニューマチックシステムは、応答性を高めることとシステムをコンパクトにすることが難しい。次に(b)と(c)を比較して次のような結論が得られた。

- ・共に油圧を用いるため、システムの大きさ、質量に差がない
- ・高い応答性を求めると、必要エネルギーは等しい
- ・ハイドロニューマチックは、ガスばねを持つため制御可能範囲に限界がある
- ・フェールセーフ機構を考えたときハイドロニューマチックは車高保持が難しい

従って本開発では、高い応答性と制御の自由度を求めハイドロシステムを採用した。Fig. 2 に油圧システム構成を示す。

油圧は、システムの小型化を狙い21MPa {210kgf/cm<sup>2</sup>}に設定し、また作動油は、高回転下で使用されるオイルポンプの効率と潤滑から必要となる粘度と、高応答型サーボバルブの要求する清浄度から石油系航空機用作動油を選定した。

### 3.1. システム構成

Fig. 3、4 に示すようにアクティブサスは、油圧システムと電装システムで構成されている。次に、各システムの主要部品について説明する。

#### 3.1.1. 油圧システム

##### (1) オイルポンプ

作動油圧を発生させるオイルポンプは、固定容量型ギヤポンプを用いた。F-1 エンジンは高回転域 (8000~14500rpm) で常用されるため、小さなポンプ容積でシステム要求圧、及び流量の確保が可能となった。発生した油圧はレギュレータで調圧された後、アクチュエータへ導かれる。

##### (2) アクチュエータ

アクチュエータは、車体とばね下との間に搭載され、アクティブサスの制御力を発生する。Fig. 5 に示すように、ピストンとロッド、及びシリンダで構成されており、流量制御サーボバルブによってその油路、作動油量が制御されている。また、制御用のストロークセンサと荷重センサもサーボバルブ同様、アクチュエータと一体構造となっている。

制御力は、ピストンに設けたオリフィス穴によって上下油室に圧力差を生じさせ、各受圧面積に比例した力の差として取り出されている。最大10kN {1000 kgf} の出力が可能である。

また、コイルスプリングを並列に配し、制御力の軽減による損失エネルギーの低減、並びにシステム故障時の車高保持による安全性の確保を行っている。

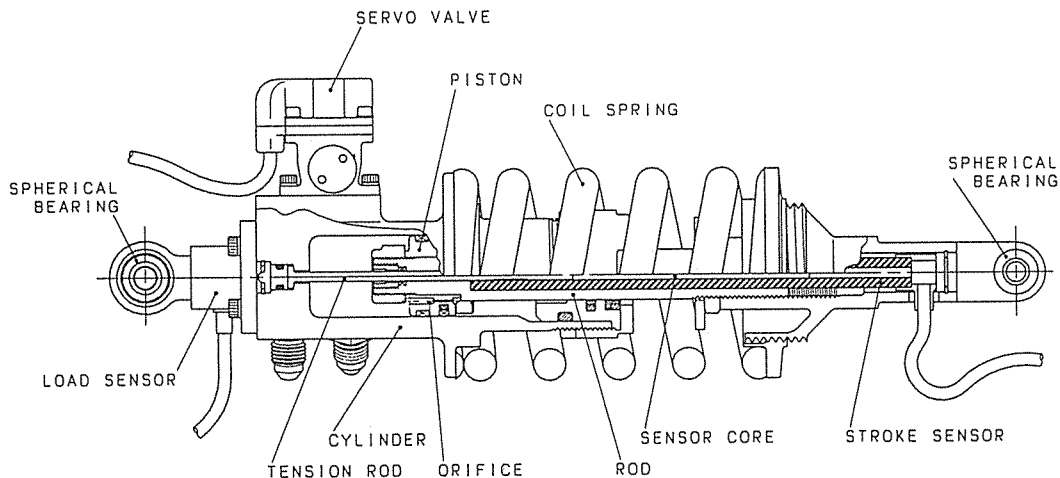


Fig. 5 Structure of Hydraulic Actuator

## (3) オイルリザーバタンク

オイルリザーバは、ポンプのエアーレシジョンの防止と吸い込み圧の確保のために、低圧アキュムレータ型を採用した。エア抜きを行うことにより、タンク容量はアキュムレータとアクチュエータの作動時の変化分を考慮すれば充分であり、0.7ℓというタンクの小容量化が図れた。

この他、油圧システムは脈動減衰用アキュムレータや、オイルクーラなどにより構成されている。それらを含め、全ての部品の設計、選定の上でまず考慮されたことは軽量化であり、強度限界設計と材料置換による徹底的な小型軽量化が行われた。

## 3.1.2. 電装システム

電装システムは、25個のセンサやスイッチなどの入力系統と、6個の出力系統、及びそれらを全てを統括するECUから構成されている。

## (1) ストロークセンサ

アクチュエータの変位量を検知するストロークセンサは、耐振動性や耐衝撃性に優れた非接触型の差動トランス型のセンサを用いた。また温度特性にも優れているのでアクチュエータのロッドへの内蔵が可能となり、搭載レイアウトのシンプル化とともに、ストローク時に発生するロッドとシリンダの回転による影響を防止することができた。

## (2) 荷重センサ

アクチュエータの荷重フィードバック制御の主要部品である荷重センサは、歪ゲージブリッジタイプを使用した。このセンサは、アクチュエータの車体取り付け用ピロボール部に配され、コイルスプリングとアクチュエータの合計荷重を測定している。

## (3) 加速度センサ

加速度センサは、車体の横加速度（横G）、前後加速度（前後G）、上下加速度（ばね上G）、そしてばね下上下加速度（ばね下G）の測定に使われている。これらの加速度センサ全てに、シグナルコンディショナを内蔵したピエゾ抵抗タイプの半導体センサを用いている。

ピエゾ抵抗タイプは、構造的にダンピング特性を得ることができるため小型、且つ軽量化が可能で、また温度特性にも優れている。耐振動性については、使用条件が厳しく高周波の振動の影響を受けるため、防振マウント構造を採用している。

## (4) 差圧センサ

車体に加わるダウンフォースを対気速度によって推定するために、車体にピトー管を装着し、得られた動対気圧を差圧センサによって変換し対気速度を求めている。

この他にフェールセーフ用として、振動ジャイロ型ヨーレートセンサ、ポテンショ型舵角センサを配し、またシステム油圧、車両速度、ラップトリガ信号（1周回を定める基点信号）などの入力を、エンジンとセミATシステム側から受取って制御に用いている。

## (5) サーボバルブ

アクチュエータを制御するサーボバルブには、パイロット部にノズルフラップを使用した力フィードバック方式の二段流量制御バルブを用いている。

作動原理は、トルクモータで発生させたトルクでフラップを動かし、それにより生じたノズル間差圧でスプールバルブを作動させて油路の切り換えを行う。さらに、スプールバルブに取り付けられたフィードバックスプリングが、トルクと釣り合う位置までスプールバルブを移動させ流量を制御する。トルクは入力電流に比例するので、電流によって油路の切り換え、流量の制御が可能となる。

このトルクモータを用いた二段制御構造と、スプールバルブやフラップ部の高い加工精度、組立精度によって優れた応答性を得ており、単体の特性としては約100 Hzまでゲインを維持している。

## (6) ECU

Fig. 6に示すように、ECUは、アクティブサスの制御を行うCPUと、データを記録するCPUの二つのCPUで構成されている。CPUはともに、16ビットのシングルチップマイクロコンピュータを使用している。

特徴としては、以下の項目が挙げられる。

- (a) 各々、全二重シリアル通信でデータの交換を行う
- (b) 制御CPUは、32chのA/Dデータを入力とし、4chの12bit D/Aを出力としている
- (c) 各々、RS232Cでパソコンと通信し、デバッグ、及びデータ設定が行われる
- (d) 計測データは、制御CPU内で校正され、シリアルデータで計測CPUに送られ、一度外部メモリに記録された後、RAMカードへ転送される
- (e) 測定条件等のデータは、制御CPU内にセットされ、制御CPUをパソコンへ接続するだけでデータログのコントロールが可能となる

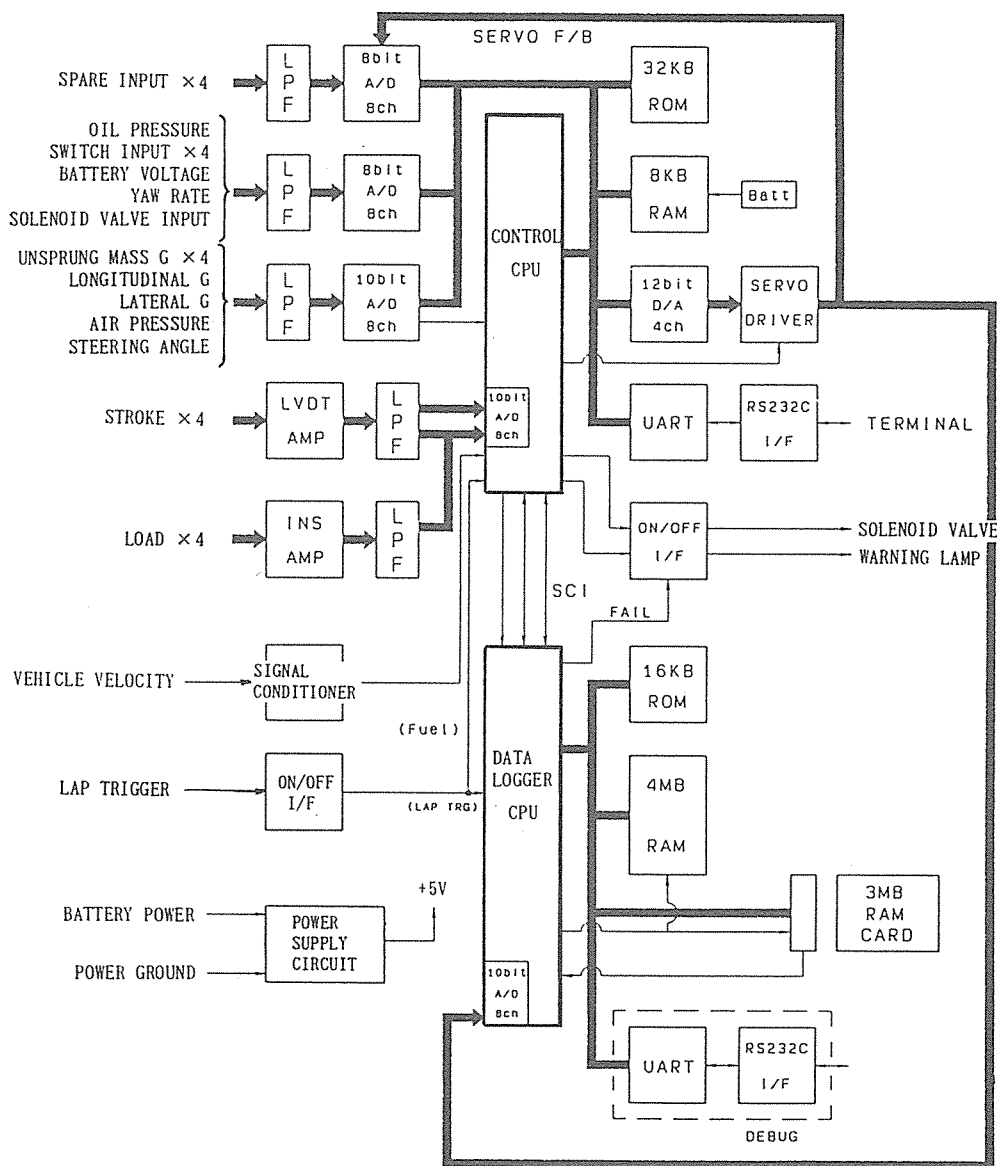


Fig. 6 ECU Block Diagram

(f) 制御CPUの外部メモリは、リチウム電池によりバックアップされる

また、設計的には対EMS (Electro-Magnetic Susceptibility)の向上と小型軽量化が課題であったが、六層基板の採用と、配線パターンピッチ間隔縮小によって部品の実装密度を上げて対応した。その結果、データロガの機能を持ちつつFig. 7のようにA4サイズ半分程度の大きさに収めることができた。また重量についても、ケースのマグネシウム化などにより12N [1.2kgf] という軽さを実現することができた。

データロガについては、アクティブサスの制御の全デー

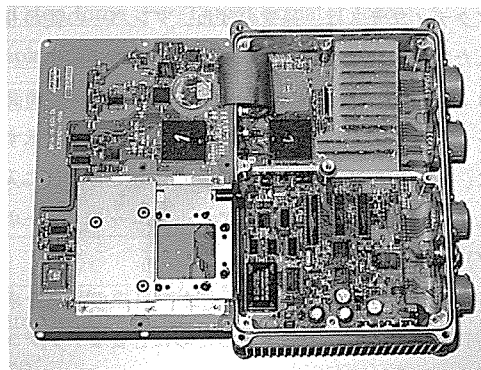


Fig. 7 ECU

Table1 Specifications of Data Roger

Data memory capacity	4Mbyte
Data measuring time	Max. 5.8 hours
Sampling interval	8msec~160msec
Number of data	32ch (1byte data each)

タの記録が可能なこと、及び高周波領域のデータ解析から1レース分の走行記録まで幅広く使えることを条件に以下の仕様にて設計した。(Table1)

また、解析装置へのデータの転送は、RAM CARDで行われる。

3.2. システム重量

システムの総重量は、以上のような徹底的な軽量化の追求により177N {18kgf} で実現することができた。通常のサスペンション車に対する重量の増加は、これから不要となる部品(従来のダンパー、スタビライザなど)と、セミATで共有している油圧部品の重量を差し引いて得られ、その結果、88N {9kgf} の増加に抑えることができた。

3.3. 損失エネルギー

レギュレータにアンロード調圧を採用し、Fig. 8に示すように、リリーフ調圧に比べ制御に必要な仕事率を20~30%低減することができた。アンロード調圧は、固定容量ポンプの油圧回路をON/OFF制御で構成し、可変容量ポンプに比べシンプルになる。反面、吐出圧変動が激しく油圧システムへの負担が大きいので、耐久性を十分考慮する必要がある。

3.4. 作動原理

アクティブサスは、通常のばね、ダンパーの代わりに配した四本のアクチュエータに力を発生させ、サスペンションの機能を持たせるとともに、任意に車高制御や、ロール剛性制御を行うシステムである。Fig. 9に示すように、センサ、スイッチなどの信号は全てECUに入力され、そしてECUによってアクチュエータ(サーボバルブ)がコントロールされている。

ECUの基本動作は、入力信号から目標の車高を求め、同時に路面の凹凸に追従させるために必要なアクチュエータの力を計算し、それらを合計した力がアクチュエータから出力されるように荷重のフィードバックを行うこ

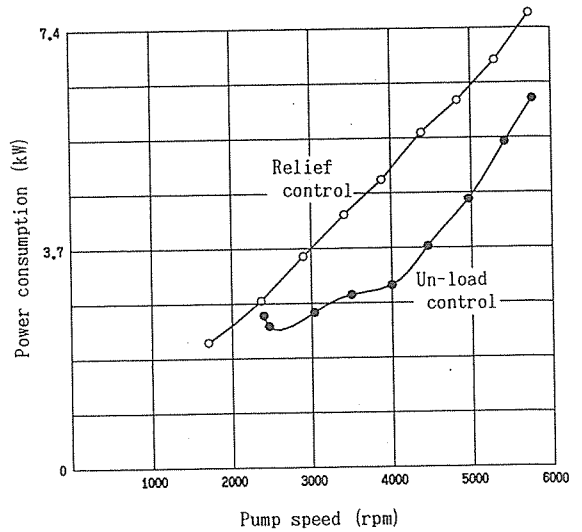


Fig. 8 Comparison of Power Consumption between Un-load Control and Relief Control

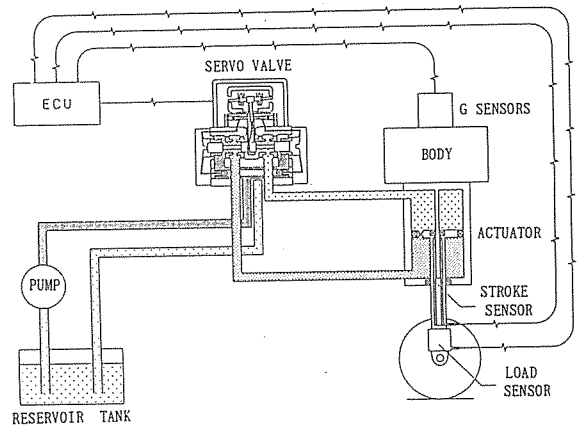


Fig. 9 System Diagram of Active Suspension

とである。荷重のコントロールはサーボバルブで作動油の流量を制御することにより、ピストンのオリフィスによって生じる上下油室の圧力差にてアクチュエータに力を発生させている。

また、アクチュエータの基準ストローク位置を持ち替えて車高変化させるので、ばね定数を高めずに車高と車体姿勢の制御を行うことができる。

4. 制御内容

Fig.10に制御のデータフローを示す。制御内容は大きく次の三つのブロックに分けられる。

- (1) 補正ストローク計算ブロック
- (2) 目標力計算ブロック
- (3) 力フィードバック制御ブロック

4.1. 補正ストローク計算ブロック

このブロックでは、車両の状態に応じ、車高や車体姿勢角の補正量を求める計算や、スイッチによる制御モードやロール剛性配分の切り換えを行っている。これらの制御量は全て、ストローク量として求められており、アクチュエータ出力と外力が釣合う位置を変化させている。F-1の場合、ダウンフォースなど外力が大きく、タイヤやサスペンションのたわみによる車高の変化を無視できないが、このアルゴリズムを用いることにより、それらの補正量も同時に付加することができる。

4.1.1. ダウンフォース車高補正

ダウンフォースによる車高変化の補正は、車体ノーズ

部に取り付けたピトー管で測定した動圧信号に比例させて行っている。比例ゲインは、非線形要素が多いためマップを用いており、その値はマクラーレンの空力計算から求めている。ピトー管、あるいは差圧センサが故障した場合には、動圧の代わりに車速の二乗値を代用して制御を行う。

4.1.2. ロール補正、ロール剛性配分制御

ロール補正のストローク量は、横Gセンサ値に比例させて求めている。比例ゲインは、1G時の推定左右荷重移動量を、サスペンションとタイヤ、アームを含めたトータルの剛性で除して求めている。車両のステア特性を決定する重要なロール剛性配分は、このゲインの調整で

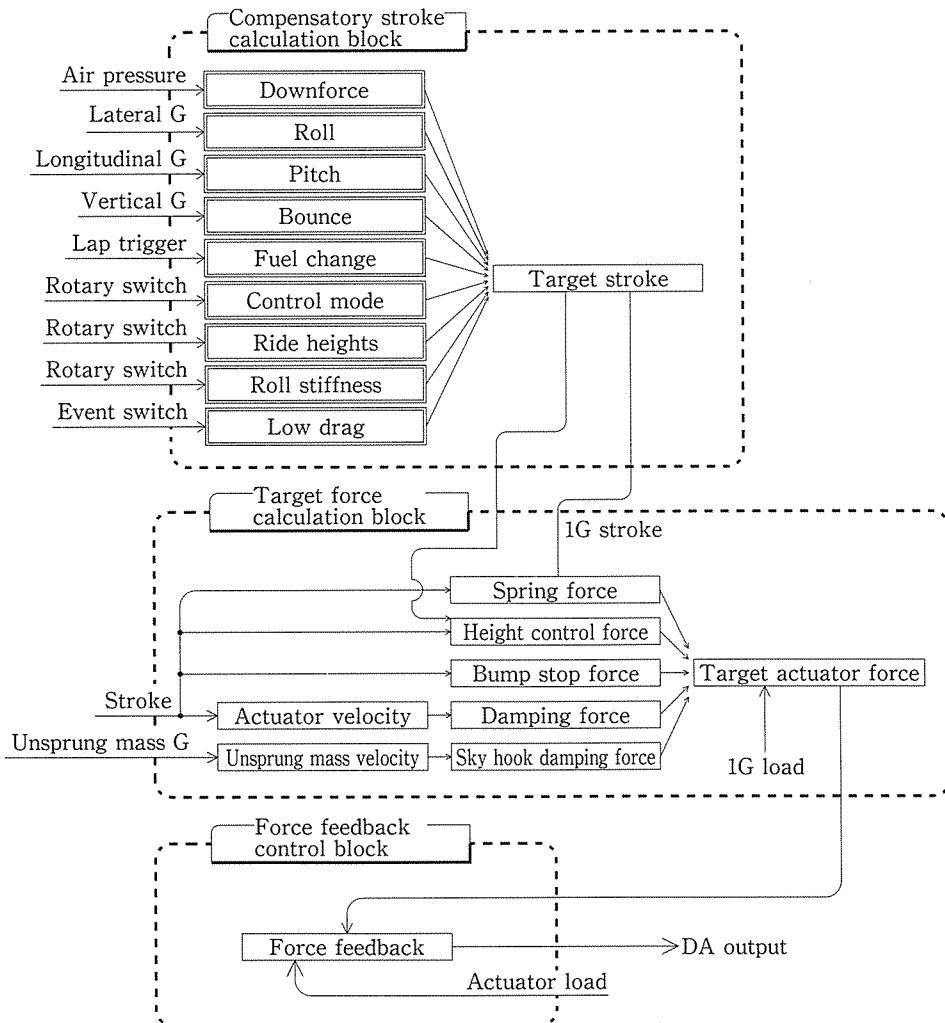


Fig. 10 Control Data Flow Diagram



変えることができ、その制御は、前後配分比をそれに乗じて行い、ドライバーがスイッチで選択できるようになっている。横Gセンサが故障した場合には、車速とヨーレイトの積でこれに代える。

#### 4.1.3. ピッチ補正

ピッチ補正は、前後Gを用いてロール補正と同じ手法で行っている。前後Gセンサ故障時の代替値には、車両速度の微分値を用いる。

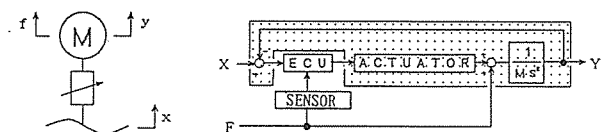
#### 4.1.4. バウンス補正

車両が急な勾配などを乗り越す時、重心点に上下方向の慣性力がかかり車高が変化する。この補正には、シート下に上下Gセンサを設け、路面勾配に相当する周波数成分(0.8~2.0Hz)を取り出し、勾配乗り越し時の車高変化を補正する。

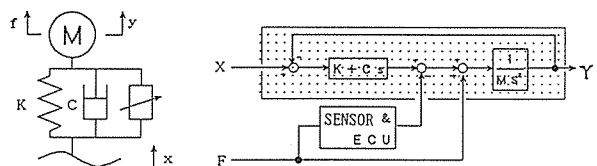
#### 4.1.5. 低ドラッグ姿勢切り換え

これは、制御パラメータ群の切り換え機能を利用し、直進時にはダウンフォースを得るよりも低ドラッグを優先し、スピードアップを図るものである。低ドラッグ化は、車高と車体姿勢角を変化させて行い、予めセットしておいた低ドラッグのパラメータ群にドライバーがスイッチで切り換える。アクセル全開を制御ONの条件とし、解除は再度スイッチONか、またはアクセルを戻すことにより行う。またフェールセーフの観点から低ドラッグの選択は、最大2.5秒以上継続しない設定となっている。

この他、補正ストロークの計算としては、燃料消費にともなう車高変化の補正と、マニュアルの車高調整を行っている。



(a) Honda active suspension (without passive element)



(b) Other type active suspension (with passive element)

Fig. 11 Comparison of Control Model between HONDA and other Type Active Suspension

## 4.2. 目標力計算ブロック

Fig.11に示すように、本システムは、ばね下変位に対するばね上変位伝達特性にECUの計算値が直接影響する。従って、アクチュエータにばね、ダンパーなどのサスペンションの機能をさせるには、ECUでそれらの力を計算する必要がある。

### 4.2.1. ばね力の計算

ばね力は、ストロークの基準位置からの変位に比例させて出力する。そのときの比例定数がばね定数Kとなる。アクチュエータのストロークをL、その基準位置をL<sub>0</sub>とすると以下の式で表せる。

$$\text{ばね力} = K \cdot (L_0 - L)$$

このL<sub>0</sub>は初期値として与えられる1Gストロークに、前述の各車高補正値を加算して求められる基準ストロークである。

### 4.2.2. ダンパー力計算

ストローク速度に比例させた力をダンパー力とし、その比例定数を減衰係数Cとする。ストローク速度はストロークセンサの信号を微分(8msの移動平均)して求めている。

$$\text{ダンパー力} = C \cdot dL / dt$$

また、ダンパー係数Cは、アクチュエータの伸び側と縮み側で持ち替えている。

### 4.2.3. スカイフックダンパー力計算

ばね上からの入力に対する減衰と、ばね下からの入力に対する減衰を独立に設定できれば、通常のダンパーでは実現不可能な、車体姿勢の安定化とタイヤ接地性の向上とを高次元で両立させることができる。これがスカイフックダンパーと呼ばれる制御であり、ここでは、ばね下Gの信号を積分して(1次遅れフィルタ)ばね下の絶対速度とし、これに比例ゲインを掛けて補正分を求め、通常のダンパー力からこの補正分を差し引くことによりスカイフックダンパー制御を実現している。

### 4.2.4. 推定車高制御

F-1の空力特性は、走行条件やウイングの取付角、大きさなどで大きく変化する。その度に、最適な車高を得るデータを設定し直すのは、非常に効率が悪い。そこで、荷重、ストローク、車速からリアルタイムに車高を

推定し、目標車高にフィードバックすることを試みた。

車高は前述のように、アクチュエータ長、サスペンションたわみ、タイヤたわみの三要素で決まる。アクチュエータ長はストローク計により既知である。サスペンションのたわみはばね特性がわかっているので荷重センサ値より求め、タイヤのたわみは以下の式で求めた。

$$\text{タイヤのたわみ} = C_0 \cdot f + C_1 \cdot V^2 \quad (\text{GOODYEAR式})$$

ここで、 $C_0, C_1$  : 係数、 $f$  : 荷重、 $V$  : 車両速度  
 従って推定車高は、1 G位置車高からアクチュエータの変位、サスペンションのたわみ、及びタイヤのたわみを引いた値となる。これが目標車高になるように、車高の偏差を積分しアクチュエータ変位に加算しながらフィードバックを行っている。但し、この制御は、応答性を上

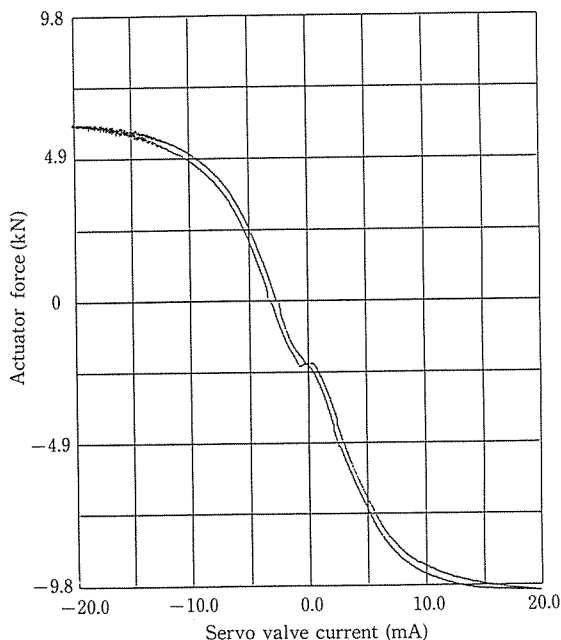


Fig. 12 Static Actuator Force by Servo Valve Input Current

げると共振ゲインが高くなる特性を持っており、低減衰化が若干犠牲になる。

また、アクチュエータが縮みきり近くまでストロークした時、車体と地面とが接触しないようにストロークの四乗値に比例した力を発生させている。

### 4.3. 出力荷重制御ブロック

Fig.12に示すように、入力電流に対するアクチュエータの荷重特性は非線形であり、且つヒステリシスを持っている。また、この特性は動的に変化するもので、オープンループで使うことが難しい。そこで、本制御ではフィードバック補償の制御系を構成し、出力荷重を目標荷重に一致させている。

Fig.13に制御ループを示す。ここではアクチュエータは定数項と見なせるため、ソフトウェアの積分器にて目標荷重に追従させる修正動作が、絶えず繰り返されている。アクチュエータのゲインと、ソフトウェアの積分ゲインとの積で1巡伝達特性のゲインが決まり、このゲインがアクティブ・サスの制御の応答性を決定する重要なファクタになっている。このゲインを高めるために、テーブルを用いて積分ゲインの変更を行い、電流値によって変化するアクチュエータゲインの補正を行っている。さらに、系の位相余裕を上げるために、積分回路の前に一時進み回路を入れ、荷重取り込み時の波形整形回路などによる遅れを補償している。

### 5. 信頼性の考え方

F-1のシステムに要求される信頼性には、以下の2つの設計技術が重要である。一つは、耐久信頼性の設計であり、もう一つは、故障時の安全設計（フェイルセーフ）である。アクティブサスは、車両の運動性能に関わる重要なシステムであり、どちらの設計技術も高い精度

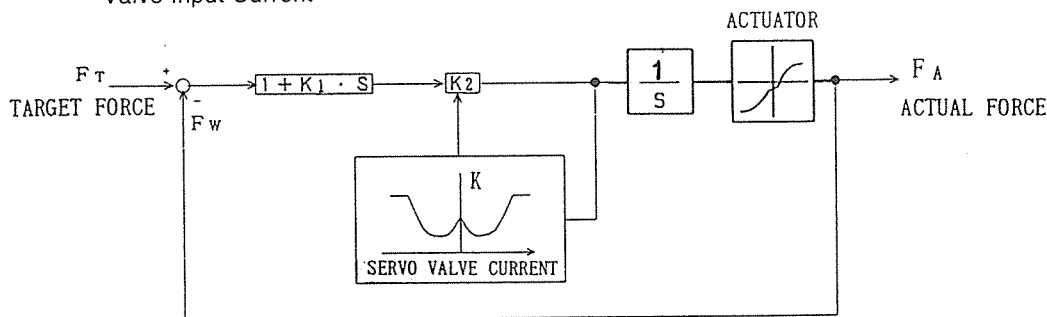


Fig. 13 Block Diagram of Load Feedback Control

で両立させることが必要である。

本システムは数多くのセンサ信号を基に制御しており、故障を無くすことは重要である。そのために冗長系を持たせて信頼性を上げる手法もあるが、効率を追求するF-1では、その手法の適用にも限界がある。従って、先ず個々の信頼性を向上させた。次にシステムが故障してもドライバーの安全を確保する設計技術が必要である。そこでシステムの設計にあたって故障時の対応方法として以下の二点を設定した。

- ・ システムが故障しても安全走行ができること
- ・ 故障診断を行い、故障時ドライバーに警報し危険回避が行えること

### 5.1. 故障時の安全走行

アクティブサスの重要な故障モードは、四輪のタイヤが浮いてしまう車高ゼロの状態と、アクチュエータが暴走してハンドリング特性が急変する状態である。これらを回避するため、緊急時には油圧をカットし、パッシブ要素のみで走行できるようにした。前述のように、油圧ダウン時の走行は、コイルスプリングを併用することによって可能となり、ばね常数とセット荷重は、最大ダウンフォース発生時に車高がゼロとならないことと、アクティブサスの損失エネルギーの軽減も考慮して設定した。減衰は、システムの持つフリクションや油の抵抗で補ったが、走行テストの結果、多少減衰不足ではあるが、非常時の走行には十分耐え得ることが確認できた。

### 5.2. 故障診断

重大故障モードとしては、油圧システム故障（油圧ダウン）、センサやハーネス異常、サーボバルブ故障、及びECU故障が挙げられる。これらを、次に述べる内容で監視し、異常発生時には、直ちにドライバーへ警告することで危険回避を行った。警報は、故障内容の重大性

に応じてワーニングランプの点滅方法を変え、ドライバーが故障状況に応じた対応を取り易くした。

#### 5.2.1. センサ、ハーネス及び油圧のチェック

これらの診断は、出力の単独チェックが基本となり、次の3つの方法を用いて出力値の異常を監視し、故障モードに応じた対応をとっている。

- (1) 出力が上下限値を越えてないか → リミットチェック
- (2) 出力が急変してないか → 微分チェック
- (3) 出力が変動してないか → ステイチェック

また、メインセンサの故障時には、冗長系のセンサ値に切り換えるフェールセーフ機能を適用しており、それらのセンサについては、単独チェックの他にセンサ間の出力の相関もチェックしている。

#### 5.2.2. ECUの故障診断

ECUの故障のチェックは以下の3手法で行われ、異常発生時には、ワーニングランプを点灯させ出力を遮断する。

- (1) ECU始動時のメモリチェック
- (2) ウォッチドックタイマによる監視
- (3) データロガーCPUとの相互監視

#### 5.2.3. サーボバルブの故障診断

サーボバルブの故障時には、アクチュエータのストローク異常としても検出される。したがって、バルブ単体のチェックは、電流値のリミットチェックのみとしている。

## 6. システムの性能

### 6.1. サスペンション機能

#### 6.1.1. ばね・ダンパーの実現

Fig.14に、アクチュエータとばね上質量を含めたば

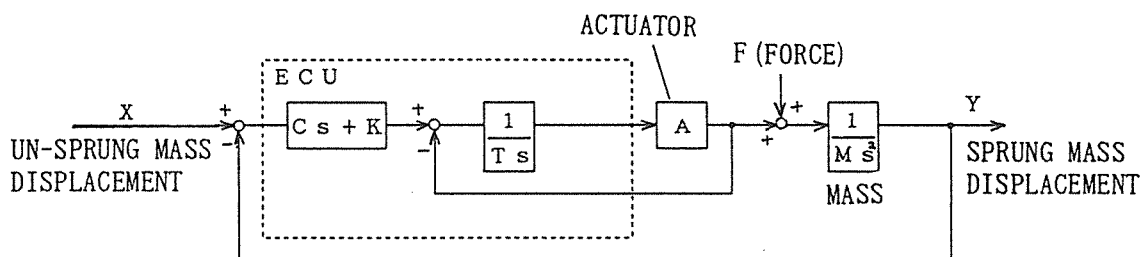


Fig. 14 Block Diagram of Suspension Control

ね・ダンパー系のブロック図を示す。但し、アクチュエータは一定の比例ゲインとしている。

Fig.14のY/X、Y/F特性は次式で表される。

$$\frac{Y}{X} = \frac{A(Cs + K)}{MTs^2 + A(Ms^2 + Cs + K)}$$

$$\frac{Y}{F} = \frac{Ts + A}{MTs^2 + A(Ms^2 + Cs + K)}$$

ここで、X：ばね下変位            K：ばね定数  
 Y：ばね上変位                C：減衰係数  
 F：ばね上入力荷重        T：積分時間  
 M：ばね上質量  
 A：アクチュエータ比例ゲイン  
 s：ラプラス演算子

アクチュエータ比例ゲイン (A) の値に限りがあるので、1/Tを十分大きくすると以下の式になり、コンペサスの伝達特性と一致する。

$$\frac{Y}{X} = \frac{Cs + K}{Ms^2 + Cs + K}$$

$$\frac{Y}{F} = \frac{1}{Ms^2 + Cs + K}$$

Fig.15に一輪加振テスト結果を示す。条件は、ばね定数を98N/mm [10kgf/mm]、ダンピングレートを2.9kN/ms [300kgf/ms]、ばね上質量を300kgとして、Fig.14の1/Tを変化させた比較データである。横軸は周波数を示し、縦軸はばね下からの入力変位に対するばね上変位のゲイン(20log Y/X)を表している。

この場合、アクチュエータゲインは一定であるので、上式でA/Tを大きくしてしていくと、伝達関数は、よりコンペサスに近くなることわかる。

但し、このテスト条件では、アクチュエータの応答周波数は約十数 Hzであり、それ以上では、コンペサスに対し減衰特性が悪くなり、ゲインが立ち上がっている。

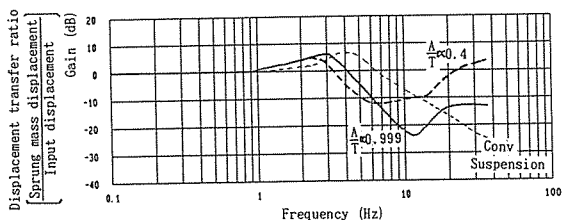


Fig. 15 Comparison of Control Gains for Active Suspension

6.1.2. スカイフックダンパー制御の効果

スカイフックダンパーは、Fig.16に示すモデルで表される。この微分方程式は次式になる。

$$My = K(x - y) - Cy + f$$

ここで、C：スカイフック減衰係数

f：ばね上入力荷重

また、伝達特性は以下の式で表される。

$$\frac{Y}{X} = \frac{K}{Ms^2 + Cs + K}$$

$$\frac{Y}{F} = \frac{1}{Ms^2 + Cs + K}$$

これに対し本制御では、ばね下Gより推定したばね下速度を用い、もとの減衰から補正分の減衰を差し引いて実現している。これを微分方程式で書くと次式となる。

$$My = K(x - y) + C(x - y) - \hat{C}x + f$$

ここで  $\hat{C}$ ：補正減衰係数

従って、 $\hat{C} = C$ の時、Fig.16のモデルの伝達関数と一致する。

ベンチテスト結果をFig.17に示す。図中でCは減衰係

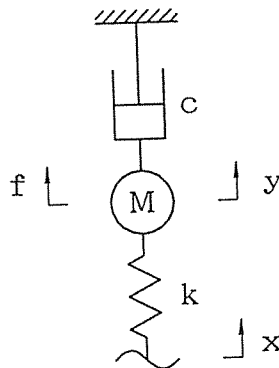


Fig. 16 Sky-hook Damper Control Model

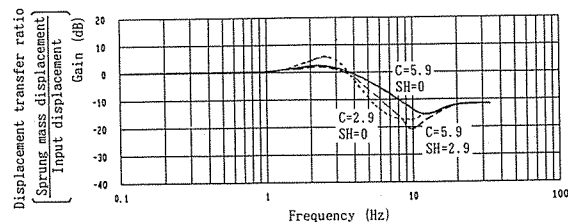


Fig. 17 Effect of Sky-hook Damper Control

数 (kN/ms)、記号SHはスカイフックダンパーを成立させる負の減衰係数 (kN/G at 5Hz) を表している。条件はいずれもばね定数 98N/mm [10kgf/mm]、ばね上質量300kgである。

C=2.9 SH=0では、3Hz以上の周波数にて低いゲインを示しており、この周波数域での振動は良く減衰されているが、共振周波数(2.5Hz)のゲインは立ち上がっている。C=5.9 SH=0では、共振周波数でのゲインはC=2.9に比べかなり低く、減衰効果はあるが、それ以上の周波数では逆に悪くなっている。それに対し、スカイフックダンパー制御を取り入れたC=5.9 SH=2.9の場合、共振周波数まではC=5.9 SH=0と同一の特性を示し、それ以上の周波数では、C=2.9に近い特性を示している。この結果から、スカイフックダンパー制御が、低周波と高周波の減衰性能とを両立していることが確認できた。

6.1.3. 実車四輪加振テスト結果

サスペンション性能比較テストを、タイヤを含めた実車にて行った。テスト方法は、四輪加振機を用い、タイヤ下から sin波を入力して、入力振動の加速度と、ばね上加速度から伝達関数を求めるものである。四輪同相に加振し、加振振幅は±0.5mmとした。尚、ダウンフォース荷重として、前後にそれぞれ0.98kN, 1.5kN [100kgf, 150kgf] をロールスプリングで加えてある。

制御の条件は、ばね定数K(N/mm) : 108/167(フロント/リヤ) [11/17kgf/mm]、減衰係数C(kN/ms) : 6.7/9.7 [680/990kgf/ms]、スカイフックダンパー補正SH(kN/G) : 6.7/9.7 [680/990kgf/G]とした。

テスト結果をFig.18に示す。10Hz以下の低周波数領域において、アクティブサスの減衰特性がコンベサスより

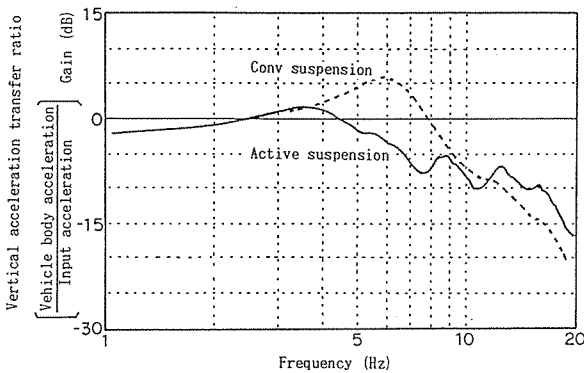


Fig. 18 Effect of Active Suspension on Four-wheels Bench Test

優れていることがわかる。これは、アクティブサスが、姿勢制御をロール補正、ピッチ補正などで行えるため、ばね常数を低く設定できることと、前述のスカイフックダンパー制御の効果によるものといえる。

また、10Hzを越えた領域ではアクティブサスのゲインが少し上がってきているが、この高周波数領域ではタイヤの振動が支配的となるため、アクチュエータの単体の性能が悪化しても、ばね上への影響は少ないといえる。ドライバーも、コンベ・サスより数段優れた防振特性(乗り心地向上)と、タイヤのグリップ性能の向上を評価しており、実走時におけるこれらの効果も確認されている。

6.2. 車高・車体姿勢制御

6.2.1. 制御の応答性

車高の制御と車体姿勢の制御は、全て基準ストローク位置をコントロールすることにより行われている。従って、このストローク制御の応答性が、操縦性にとって重要なファクタとなる。

Fig.19にロール補正コントロールの周波数応答テスト結果を示す。テスト方法は、アクチュエータの下側を固定し、上側にばね上質量を乗せ、横Gの入力に応じて、ばね上質量に補正変位を与えるもので、縦軸のゲインは、|ばね上変位/入力横G|で求めた。また、ばね上質量は300kgとした。この結果から、システムは4Hzまでの応答性を確保していることがわかる (-3dBの周波数)。

車高・姿勢制御において速い応答性が要求されるのはロールとピッチ補正であるが、それぞれの共振周波数が2~3Hzであることを考慮すると、ほぼ満足できる応答性である。また、操縦応答性においても、操縦フィーリングの上からドライバーの検証により、目的が達成されたことが確認された。

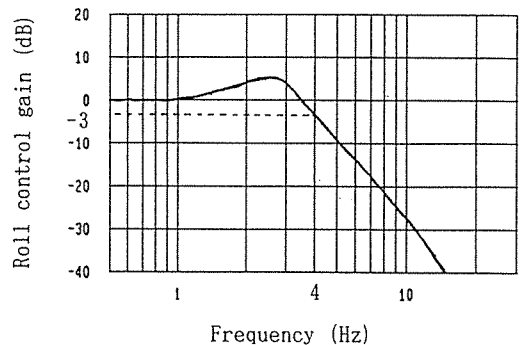


Fig. 19 Frequency Response of Roll Control

## 6.2.2. 車高、姿勢制御の効果

Fig.20に、車高一定を狙って制御したときの、サーキットの1ラップ分のデータを示す。車高は地面とのクリアランスを示し、実ストロークと実荷重からサスペンションとタイヤのたわみも考慮して求めた値である。制御は、ダウンフォース車高補正、ロール補正、及びピッチ補正を用い、目標車高はフロント12mm、リア25mmとした。フロント車高は、ピッチ補正ゲインが高すぎ、減速時などに車高が持ち上がって不安定であるが、リアについては、±5mmの幅で車高が維持されていることがわかる。この結果から、各補正ゲインの調整によって、走行中の車高、姿勢を任意に設定できることが確認できた。

## 6.2.3. 低ドラッグ姿勢切り換えによる効果

低ドラッグ切り換えによる車速アップを試みた。サー

キットにおいて、まず、ダウンフォース補正制御を用いて低ドラッグの車高を求め、それらを低ドラッグパラメータ群とした。ストレートの始まる時点で低ドラッグに切り換え、次のコーナー前で減速するまでその姿勢を維持させた。その結果、各ストレートエンドの最高速度を、切り換え無しの時より、2~4km/h引き上げることができた。低ドラッグ姿勢やギヤレシオの設定が不十分ではあったが、車高の制御によりエネルギー効率の向上が図れることが確認できた。

## 7. ま と め

F-1用として、小型、軽量、且つ高性能なアクティブサスを開発した。その特徴は、パッシブ要素を廃し、サスペンション機能全てを最新のエレクトロニクスと油圧部品で構成していることである。それによって、優

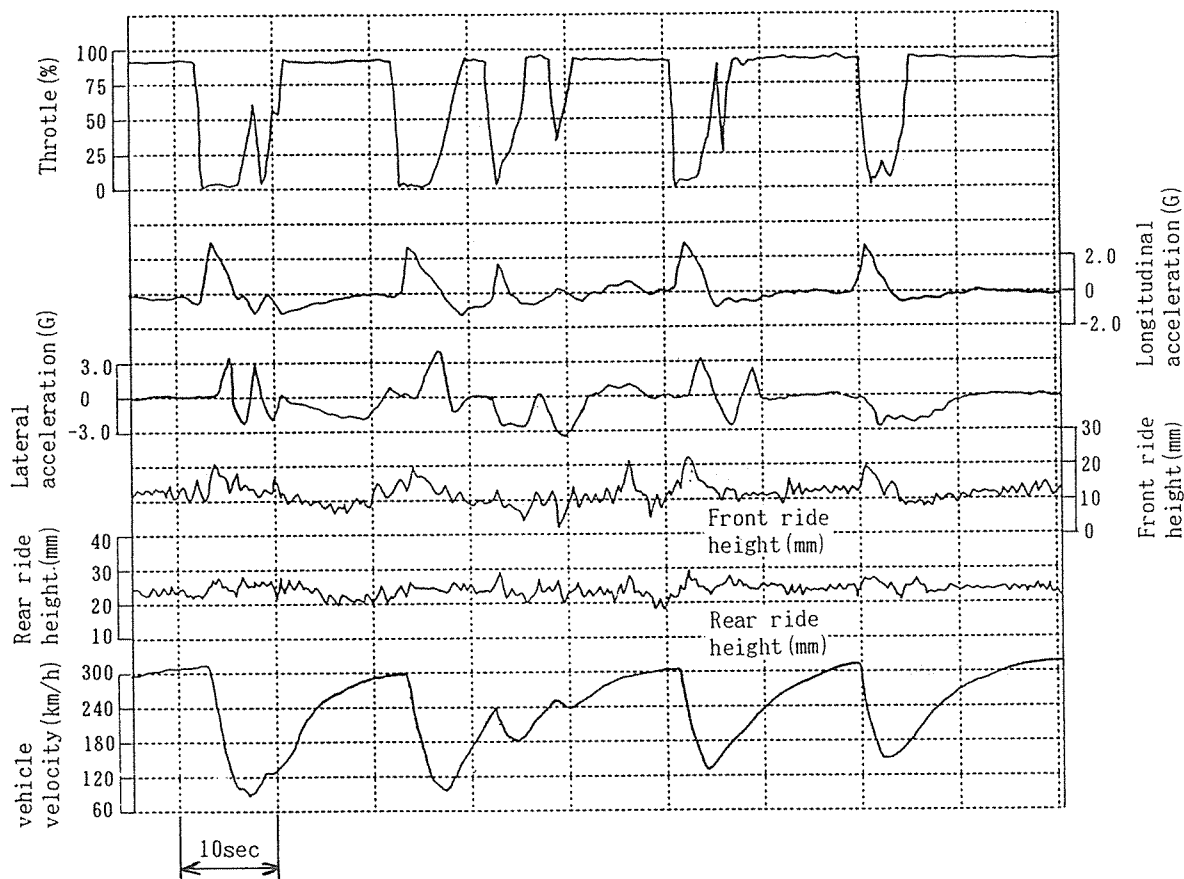


Fig. 20 Test Result of Ride Height and Vehicle Attitude Control on Race Track

た応答性と自由度の高い制御性能を得ることができた。

その結果、得られたことを以下に示す。

- (1) コンベサスと同等のばね、ダンパー機能を実現した
- (2) 優れた防振効果を持つ、スカイフックダンパー制御を構築した
- (3) 応答性の高い、車高と車体姿勢の制御を実現した
- (4) 車高制御による空力性能の積極活用にて、エネルギー効率を向上させられることが確認できた

その反面、残された課題も多く、以下のものが主に挙げられる。

- (a) 供給エネルギー不足、過大入力作用時といった悪条件下にて、性能の維持が難しい
- (b) F-1では、状況の変化に即応したサスペンションの調整が要求されるが、最適値を得るまでに時間が必要
- (c) 車高、車体姿勢角と空力性能との相関にまだ未知な部分が多く、最大効率を達成する目標値の設定が難しい

つまり、現在のアクティブサスでは、その制御技術と機能は達成されたが、性能の安定化や、活用技術等の実用面での課題が残されている。

## 8. あとがき

アクティブサス技術は、乗り心地と操安性の向上技術として大変重要である。また、将来の統合制御への発展も考えられ、今後も研究、開発が必要な技術である。

本F-1用アクティブサスも、まだ技術の基本部分を構築した段階であり、優れた技術として完成させるにはさらに開発を進める必要がある。

前述のように、現在のF-1シャーシ制御技術は、エレクトロニクス技術の進歩によってもたらされており、その基本となる制御のアルゴリズムや手法は量産車の技術に他ならない。従って、これまでF-1で得られた技術を量産車に適用展開して、研究、開発を続けることができる。

また、開発の中で用いた最高速を上げるためシステム効率追求の考え方や手法は、同じくシステム効率の向上が命題である量産車の開発にも大いに役立つと思われる。

最後に、本アクティブサスの開発を共同に行ったマクラレンと(株)昭和製作所、さらに開発に御協力頂いた社内外の方々に深く感謝の意を表します。

### ■著者■



大山 泰 晴



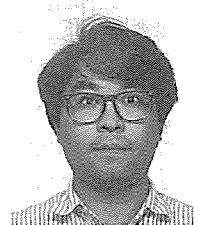
伊 沢 正 樹



渡 辺 勝 治



堀 内 泰



小 池 弘 之