

1 輪ロードシミュレータによる振動伝達特性の測定

阿知波重春・青木恒夫

1. ま え が き

従来型のサスペンションでは相反した操縦安定性と乗心地性能を高度に両立させるため、走行状態に応じてばねやショックアブソーバの特性を変える電子制御サスペンションが最近数多く実用化されている。

これらの電子制御サスペンションの制御作用の意味を理解するには、ばねやショックアブソーバが車両の挙動にどのような影響を及ぼすのかを知ることが不可欠である。そこで、今回上記の内容を実験を通して教育するため1輪ロードシミュレータを新たに導入した。

ここでは装置の概要を紹介するとともに、ショックアブソーバの減衰力が乗心地性能へ与える影響を調べるため、実際に測定した上下振動モデルの振動伝達特性について述べる。

2. 振動伝達の評価法について

図-1のようなサスペンションを有する車両モデルが凹凸のある路面上を走行する場合、路面の上下変位 y は車両モデルの速度が v のとき

$$\begin{aligned} y &= Y \sin(2\pi vt/L) \\ &= Y \sin \omega t \end{aligned} \quad (1)$$

y : 路面の上下変位 Y : 路面の変位振幅
 v : 車両モデルの速度 L : 路面変位の周期
 x : 車体の上下変位 X : 車体の変位振幅
 ω : 角周波数

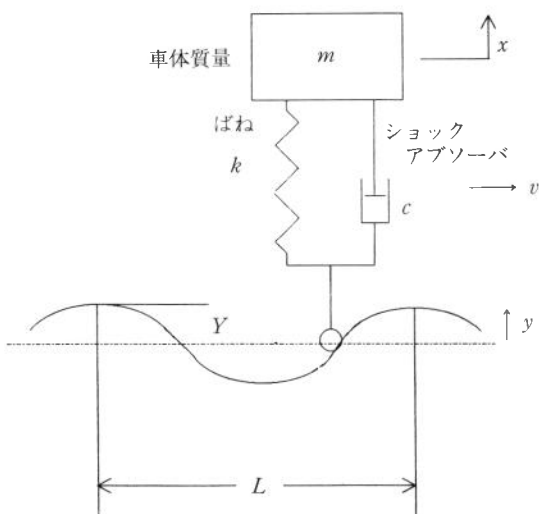


図-1 凹凸路面を走行する車両モデル

で表される。また、車両の垂直方向の運動方程式は

$$m\ddot{x} + c\dot{x} + kx = c\dot{y} + ky \quad (2)$$

m : 車体質量 c : 粘性減衰係数 k : ばね定数

となり, さらに無次元化して書き換えると

$$\ddot{x} + 2\zeta\omega_n\dot{x} + \omega_n^2x = 2\zeta\omega_n\dot{y} + \omega_n^2y \quad (3)$$

ζ : 減衰係数 $= c/2\sqrt{mk}$ ω : 強制外力の角周波数

ω_n : 固有角周波数 $= \sqrt{k/m}$

その解は

$$x = \frac{\sqrt{1 + \{2\zeta(\omega/\omega_n)\}^2}}{\sqrt{\{1 - (\omega/\omega_n)^2\}^2 + \{2\zeta(\omega/\omega_n)\}^2}} \cdot Y \sin(\omega t - \phi) \quad (4)$$

となる。

但し, 実際の測定では角周波数 (rad/s) の代りに周波数 (Hz) を使用する。

振動抑制では伝達される振動の振幅のみを考えれば良いので, 変位振幅 Y に対する変位振幅 X の比

$$X/Y = \frac{\sqrt{1 + \{2\zeta(\omega/\omega_n)\}^2}}{\sqrt{\{1 - (\omega/\omega_n)^2\}^2 + \{2\zeta(\omega/\omega_n)\}^2}} \quad (5)$$

を振動伝達率と呼び, 車体の上下振動の抑制効果の評価に用いる¹⁾。

3. 実験装置 (1輪ロードシミュレータ) について

実際の車両の複雑な振動を解析するには, 一般に4輪-6自由度の車両モデルが使われる。しかし, 乗り心地性能だけを考える場合には, 1輪-2自由度モデルで近似することが可能であると言われている²⁾。今回使用した1輪ロードシミュレータではタイヤは路面とほぼ同じ動きをしないと仮定して, さらに単純化した1輪-1自由度振動系を構成している。それにより, ばね及びショックアブソーバが車体の上下振動に及ぼす基本的な影響について調べることができる。

ロードシミュレータは図-2, 図-3に示すもので, 車両への路面振動入力を加振機で再現する装置である。装置は油圧源, サーボアクチュエータ及びサーボコントローラから成っており,

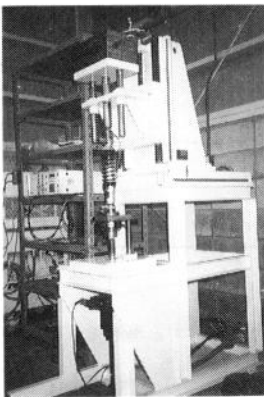


図-2

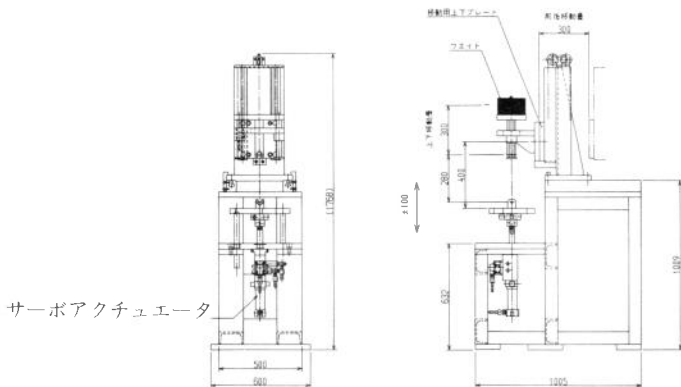
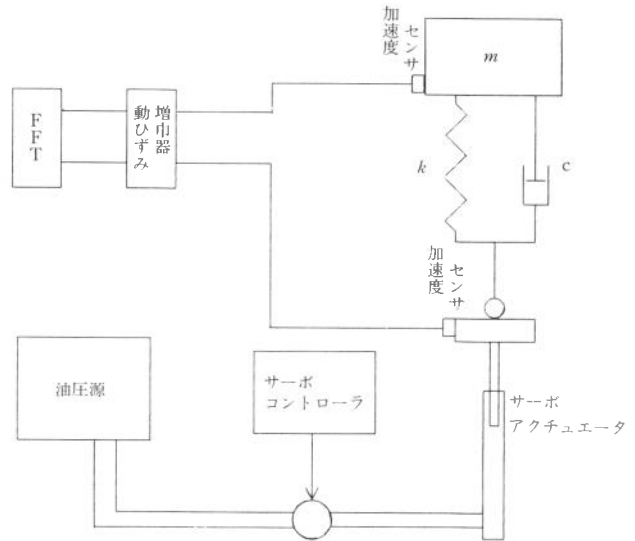


図-3 1輪ロードシミュレータ

サーボアクチュエータの加振能力は定格性能で加振周波数20Hz, 加振ストローク±100mm, 加振力1000kgf, 無負荷時の最大加振速度31cm/secである。供試体には手で減衰力を4段階に調整できる二輪車用のショックアブソーバを用い, 車体に相当する部分の荷重は10kgf毎に増減できるようにしてある。また, 加振条件はサーボコントローラ上で加振中心位置, 波形, 変位振幅, 周波数などの設定が容易に行え, マイクロコンピュータ制御により安定した加振状態が維持できるようにしている。

図一4に今回の測定装置の概略を示す。振動伝達特性測定のため, 加振部と車体部には変位検出器の代わりにひずみゲージ型の加速度センサが取り付けられている。これは変位振幅の比と加速度振幅の比が同形の式になるため, より取り扱いの容易な加速度センサを用いて振動伝達率を求めるためである。さらに, 動ひずみ増幅器を経た加速度信号は不必要な高周波成分を取り除くためFFTに入力されて信号処理が行われている。



図一4 測定装置の構成

測定は次のように実施した。

1. 車体に相当する荷重は70kgfとした。
2. 今回の計測では減衰力の大きさを最大と最小に設定し, その状態で減衰力が車体の上下振動へ与える影響を調べた。加振は正弦波波形で振幅を±5.0mmにし0.6~6Hzの周波数範囲で0.2Hz毎に行った。
3. FFTを経た加速度信号から加振周波数に相当する基本波成分の振幅のみを読み取り, 振動伝達率を算出した。

4. 測定結果とその意味

図一5のグラフは各周波数における振動伝達率の大きさを示している。図から明らかのように減衰力を弱くした場合2.6Hz付近で路面から加えられた変位以上に車体の変位が急に大きくなる共振のピークが現れている。これに対して減衰力を強くした場合には振動伝達率はほぼ同程度に保たれ, 路面からの変位以上に車体の変位が大幅に増加することはない。さらに加振周波数が高くなると3.8Hz付近から減衰力に関係なく振動伝達率が1以下, すなわち路面からの変位に対し

て車体の変位の方が少くなる振動が抑制された状態が現れてくる。この領域では減衰力の弱いときの方が振動抑制が良く働き車体の変位が少くなる。逆に減衰力を強くすると路面からの振動がショックアブソーバを通過して車体に伝わりやすくなって車体の変位が大きくなる。以上のことから減衰力を強くした

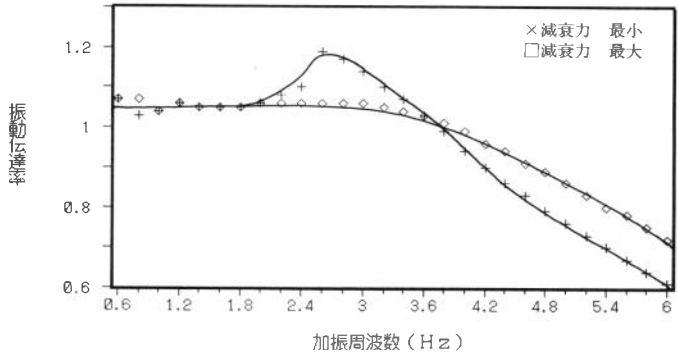


図-5 振動伝達特性

ときは共振点付近の低周波域での振動が抑制されて少なくなり、弱くしたときは高周波域での振動が良く抑制される傾向があることが確かめられた。

上記の結果を実際の自動車に当てはめて考えると、人間の内臓器官は 5 Hz～7 Hz 付近で共振し振動を感じやすくなるので、乗心地を良くするためには共振点以降の高周波域での振動を極力低く抑えることが要求される。したがって、減衰力の弱いショックアブソーバの方が好ましいことになるが、それではショックアブソーバ本来の目的である共振時の振動を早く収束させるという機能に支障をきたしフワフワとした振動が長く持続する恐れがある。また、共振時の車体変位が大きくなり自動車の運転性能に与える影響も無視できなくなる。一方、減衰力を強くした場合は共振による振動は抑えることができても、路面の凹凸が細くなるなど高周波の振動が加えられたときに、それが車体に伝わってゴツゴツした感じとなり乗心地を害することになる。

この問題に対処するために、わが国では乗用車に1980年代の初期から減衰力を運転者の好みにより手動で切り替える方式が採用され始め、さらに各種センサからの情報を基に走行状態を判断して自動的に減衰力を切り替える電子制御サスペンションへと発展していった。

参 考 文 献

- 1) 日本機械学会：機械システムのダイナミクス入門，1990年，日本機械学会
- 2) カヤバ工業株式会社：自動車のサスペンション，1991年，山海堂