

# 自動車の振動試験法とその結果について

池田 健・古田 敏康

## 1 まえがき

自動車の乗心地を改善するためには走行中の車体の振動をできるだけ減らさなければならない。この振動の中には路面の凹凸に原因するものと原動機および推進機構からくる振動などがあるが、最近では特に路面の凹凸に原因する振動を緩和する研究が行われている。そしてそれに関する理論的解析も進歩してきたが、同時に実験的研究としては実際に道路を走行して車体各部の振動の模様を測定し、その結果を調べて乗心地改善の対策を探すことも試みられている。このような走行実験が大切であることは論をまたないところであるが、走行中の振動を測定することはかなり面倒であるばかりでなく、その細かい記録を整理して振動原因を追求することも手数を要することである。また道路の凹凸の形状は複雑で場所によっても異なるから一般に振動の特徴を簡単に掴むことが困難である。そればかりでなく特定の道路についても速度によって車体に及ぼす振動の模様は著しく異なってくる。もし道路の特性が判っておれば、少なくとももっと簡単な条件で室内実験を行い、その結果に基づいて防振対策をさらに有効に講ずることが可能となる。現在のところ、われわれの希望に応ずるような道路の形状特性を測定した資料は余りないが、今後多くの研究者によってその資料が得られるものとし、それまではわれわれは道路の特性を一応想定し、単純化した条件について室内実験を行い車体の振動特性を実験により調べてみるのも無意味ではない。また、道路の特性の如何にかかわらず室内実験で一様振幅の催振条件で得られた車体の振幅特性曲線の不快領域に入った山を出来るだけ低くすることも乗心地改善の実際的対策として有効である。

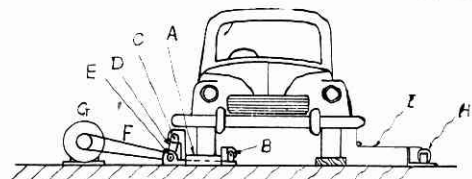
筆者等の行った室内実験装置は自動車の四車輪中の一つの車輪を振動台上におき、自動車の速度と路面の起伏に応じた振動数と振幅で接地面で上下の催振をさせ、そのときの車体各部における応答を調べようとするものである。この設備と実験方法は簡単で、実験の都度、特別の準備なしに短時間の間に車の振動特性の資料を得ることができる。今まで実験を行った車の種類は余り多くないが、それでも多くの興味ある結果が得られた。それによって得られた振動緩和の具体策や理論解析については稿を改めて報告することとして、本文ではとりあえずそ

の実験方法と特に注目すべき実験結果のみを報告することにする。

## 2 実験装置及び測定法

自動車が路面を走行する場合には4車輪または前方または後方の2車輪が同時に同じような障害物に乗り上げ、または落込むことは稀である。また細かい凹凸のある路面を走る場合には各車輪が偶発的に別個の異なる凹凸によって催振されていると考えられる。したがって4車輪中の1個の車輪の接地点を上下に催振させ、その場合の車体各部の応答を調べることが実験的解析法として合理的であろう。そこでわれわれは凹凸を設けたドラム上に前部の2車輪、または後部の2車輪を置く従来行われた試験方法<sup>2)</sup>を排して次の方法を用いた。

実験装置は第1図および第2図に示すとおりである。その催振要領は前右輪、または後左輪の一つを振動台の上におき、その振動台を種々の振幅および振動数で上下に振動させ、その場合の車輪および車体各部の応答を測定した。図に示すように振動台AはベアリングBを支点とし、ベアリングCが上下することにより車輪を上下に振動させる。Cはベアリングを使った偏心カムEにより連結棒Dを介して上下に動かされ、またEは超分巻可変



第1図 実験装置（四車輪の中の一車輪を振動台の上におき、すなわち前右輪または後左輪を催振する）



第2図 実験中の自動車（実験車は英国製採用車ローバー）

速モータGによりVペルトFを経て駆動される。偏心の異なったカムをとりかえることによりその振幅はいろいろに変えられるが、この報告にあるわれわれの多くの実験では30~400r. p. mの範囲は振動合の片側振幅を5.4mmに、また100~1200r. p. mの範囲は2.5mmとした。振動数はモータの回転数を発電機型回転計により測定し、60r. p. m以下のところはストップウォッチも併せ使用して測定した。振幅は車輪および車体各部の振動をカタン糸Iにより適当な小滑車を通して計測用ドラムH上の針に導き、煤を塗ったセクションペーパーの上に振動の模様をかかせ、記録された紙はワニスの溶液によって定着させる。ドラムの送りはセクションペーパーの目盛に合わせて10r. p. m、または20r. p. m毎に回転計の読みに応じて「遅れ」のないように手動で行った。一個の計測用ドラムに同時に2個以上の振動もかかせることもあるが、2個以上のドラムも使用して同時に各個所の振動をかかせることもある。このようにしてモータの回転を徐々に上げて行き、各部の振幅-振動数曲線を煤を塗った紙の上にかかせることができた。ある振動数まで上げて、次に振動数を下げて振動特性が振動数上げの場合と、下げの場合との相異をも調べて見たが、これはばね系の非線型特性の程度を知ることに役立つためである。また車体振動のモードを調べるためにモータの回転を一定にしておき、2個以上の車体各部の振動を一つのドラム上に記録し、その振動の位相差を調べた。

この実験方法の長所としては次の諸点がある。すなわち従来の回転ドラム法では前方または後方の2車輪を同時に催振する場合にはピッチングとバウンシングのみしか調べることができなかつたのに反し、この装置ではその他にローリングの性質も判ること、また車体の変形振動として最も重視すべき車体の振れ振動の有無もよく観察される点にある。また乗心地にかなり影響のある約7c. p. s(400r. p. m)以上では振動合の上下振幅は実際にも2~3mm程度のことが多いが、このような高振動数で比較的微小な振幅の催振は回転ドラム法では正確に与え難いが、この方法では比較的正確な催振ができる。また、実験中の機械の雑音が比較的少ないことにより測定を容易にさせていることもこの実験法の特長である。

### 3 自動車の振動の種類

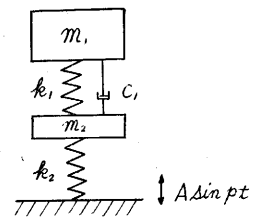
次に実験結果の説明の理解を容易にするために普通の自動車において生じ易い振動の種類と性質について概略を述べておく。

走行中の自動車の振動はすでに述べたように路面の凹凸に基くものと、原動機および推進軸系によるものとあるが、松平精氏等の走行実験による研究によれば前者をさらに細分すると比較的振動数(0.8~2.5c. p. sすなわち50~160r. p. m)の主として車体の懸架ばねによる

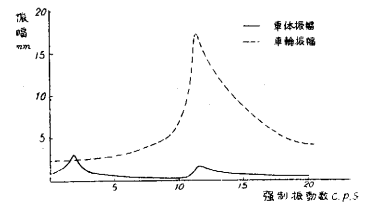
振動(これをaとする)と、高振動数(9~15c. p. sすなわち550~900r. p. m)のばね下の振動によるもの(これをbとする)が主な成分で、これに原動機および推進軸系によるもの(これをcとする)が加わっているとしている。そして実験結果によればそれらの振動成分の比率a:b:c(Janewayの乗心地係数<sup>3)</sup>の比で表わす)は一般の乗用車については車体床面で悪路の場合は4:5:1、良路で1:5:4で、また座席上では悪路の場合で6.5:3:0.5、良路の場合に4:4:2となっているとしている。

これによっても判るように原動機による振動よりも路面の凹凸による振動が重要であることおよび、また低振動数で振幅の大きい振動の外にばね下の高次振動も乗心地に大きな影響がある。

いま、自動車を極く簡単に第3図に示すように2自由度の振動系におきかえてみよう。図で $m_1$ はばね上質量、 $k_1$ は懸架ばねのばね定数、 $m_2$ はばね下質量、 $k_2$ はタイヤのばね定数、 $C_1$ は緩衝装置の減衰を示す。このように考えると、地面の催振振動



の変化に対して二つの共振点がある。その一つは主として $k_1$ と $m_1$ によって定まるところの大略 $\frac{1}{2}\pi\sqrt{k_1/m_1}$ に近い比較的振動数の振動と、他は $k_1 \ll k_2$ とすると大略 $\frac{1}{2}\pi\sqrt{k_2/m_2}$ によって決まる振動とがある。前者は主として懸架ばねの作用による車体の振動で、後者はばね下部分の振動がばね上部分に伝わったものである。



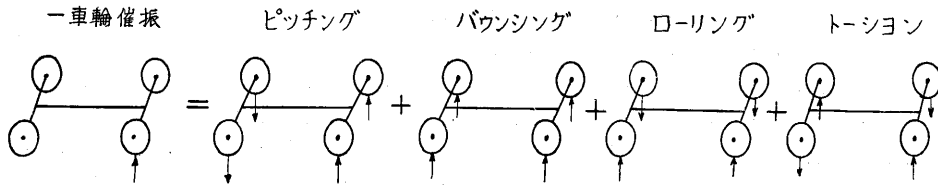
例えば概略を示す第4図のように地面振幅一定の催振に対する車輪及び車体の応答の例なる。従来これらの二つの共鳴点の前者を車体の第1次共振点と称し、後者を第2次共振点と称していた。筆者等も従来の慣例に倣ってこの用語を用いることにする。

しかし、われわれの実験のように四車輪中の1車輪だけが催振される場合には多少異なった現象がみられる場合がある。すなわち、従来第1次共振と思われる最初の低振動数の振動も厳密にはローリング、ピッチングとバウンシングの三つがあり、一般の自動車ではこれらが極く接近して現われるから、結果としては振幅分布にはこれらが合成した一つの山となって現われるにすぎない。また、従来第2次共振といわれたものも非独立懸架方式のものでは催振部の車輪と同時に反対側の車輪も振動し、そして左右の車輪が同一位相で振動する場合と、反

対の位相で振動する場合の二つの山が表われることがある (例えばトヨペット SDF 乗用車)

また、以上の他に車体の変形振動があり、この変形振動には部分的な振動と全体的振動とがある。部分的振動は一般に 17c. p. s (1000r. p. m) 以上の局部的びびり振動が多く、振幅が小さい全体的振動は車体全体の曲げ振動と捩れ振動とがあるが、曲げ振動は捩り振動より高く振幅は小さいために乗心地に対する影響は余り大きくない。しかし、車体の捩れ振動はほろ掛けの車体、オープンカーやトラック等のような比較的捩れ剛性の小さい車体 (車の全体の捩れ剛性はシャシよりもボデーの構造によってきまることが多い) に起り易く、この場合の振動は主として 300r. p. m から 600r. p. m の間に生ずる。また、捩れ剛性の大きな車体の捩れ振動は振動数は高いが、これがばね下の自己振動数と一致する場合はこれと連成してあまり好ましくない結果となる。このような捩れ振動はわれわれの実験においてはしばしば現われ、乗心地と強度に対する影響も無視できない場合がある。

このような種々の振動が表われることは第5図を参照



第5図 1車輪催振の分解

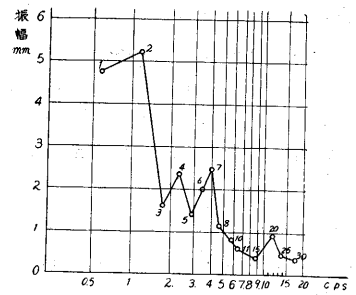
すれば理解し易い。すなわち、1車輪の催振はピッチング、ローリング、バウンスングおよび捩れ振動を誘起する外力に分解することができる。最初の三者では車体は剛体としての動揺が主でこれに多少の車体の部分振動が加わったものが生じ、最後のものは主として車体全体として捩れ変形の振動の原因となる。

このような実験においては自動車の種類によってその振動特性は大いに異なるものがあるが、上記のような車体の振動についての基礎的概念を持っておれば主として催振部の車輪とその上部の車体の振動数に対する振幅曲線を記録しただけでも経験によってその車体の振動特性の大略を掴むことができる。

#### 4 路面の凹凸の大きさの推定

凹凸のある路面を自動車がある速度で走行すると振動数と振幅のある組合せから成る振動が車輪の接地面から伝わってくる。この場合に振動数に対する振幅分布がどのようなものであるかということは道路の舗装状況によっても異なるもので、これに関する資料の少ないことは遺憾であるが、東大生研岡本舜三教授が市川橋上の舗道の長さ18mの範囲を実測し、さらにその結果を植村益次氏が自動車の走行速度を 36km/hr として 18m の区間を36

等分してフーリエ解析した結果がある。その結果を第6図に示す。図で縦坐標は各調波の振幅を示すもので横軸は振動数で図上の数字は調波の次数を示す。[なお高橋安人教授<sup>5)</sup>は同一資料につき統計手段を用いて路面の状況をスペクトル密度で表わしているが、それによる結果は植村氏の結果と大体一致している]。



第6図 車速 36km/hr で市川橋上を定めた場合の地面振幅のフーリエ解析結果 (岡本舜三, 植村益次氏)

計手段を用いて路面の状況をスペクトル密度で表わしているが、それによる結果は植村氏の結果と大体一致している]。

これは単なる1例に過ぎないが、振幅の絶対値はとも角として振幅分布の模様は普通の道路における共通の性質をある程度表わしていると思われる。すなわち、比較的低い振動でいわゆる第1次共振の原因となる振動は振幅は比較的大きいが、振動数が高くなるにしたがい振幅は小さい。しかし、振動数が第2次共振附近においては振幅は小さくとも、例えば 2mm 程度の振幅でもホイールホップ (第2次共振附近で車輪がおどり地面から離れる現象) を生じ車体に相当大きな振動的加速度が伝わることがある。また低振動数の振幅も極端な悪路でない限り 15mm 以下と考えてよい。以上のような点を考えてここで示す実験は 5c. p. s (300r. p. m) 以下の低振動数では 5.4mm の振幅で催振し、さらに高振動数まで実験する場合は 2.5mm の振幅 (ただし、トヨペットトラックの場合のみは 1.25mm の振幅) で催振した。

#### 5 実験成績

われわれは各種の自動車につき実験したが、今まで行ったもので資料の整理ができたものは住江製作所製の軽自動車 F. F. (試作車)、小型乗用車シトロエン 2CV、中型トラックトヨペットおよび中型乗用車トヨペット等である。それでもこれらの実験結果の全部を詳細に報告することは紙面の都合で許されないからそれらの中の興味ある結果のみを摘出して報告しよう。

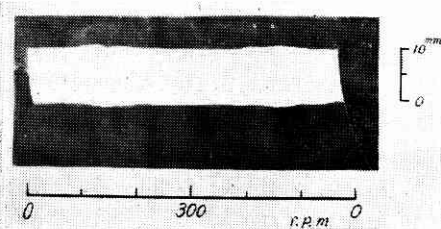
**A. 軽自動車 F. F. についての実験結果 (タイヤ圧力 = 24lb/in<sup>2</sup>)** まず、自動車の振動の一般の性質を示す一つの例として住江製作所製軽自動車 F. F. についてこの実験の1部を紹介しよう。この車は車輻重量 395kg、乗員 2 名を含めて総重量 512kg の軽自動車で、4 サイク

ル、350cc のリヤエンジン、後輪駆動式で、懸架装置は前後とも 3 枚ばねを横方向に置いた独立懸架方式で、ショックアブソーバは付けてない。

実験は乗員なしで前右輪を催振する場合と、後左輪を催振する場合とを行ったが、類似の点が多いので前右輪を催振した場合だけを述べる。最初低振動数の範囲では振動数を徐々に 300r.p.m まで上げ次に徐々に下げた。同じく高振動数の範囲では 100r.p.m から 1200r.p.m まで上げ次に振動数を 100r.p.m まで下げ、その間の車体各部の振幅を測定した。

i) 30~300r.p.m の範囲で前右輪を催振した場合

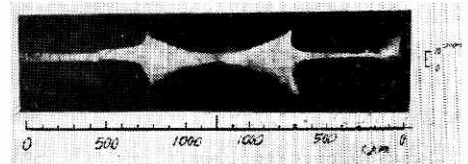
この場合の振動台の振幅 5.4mm に対する車輪の振幅は第 7 図に示す。この範囲では車輪の振幅はほとんど一



第 7 図 軽自動車の F.F. 車輪の振幅

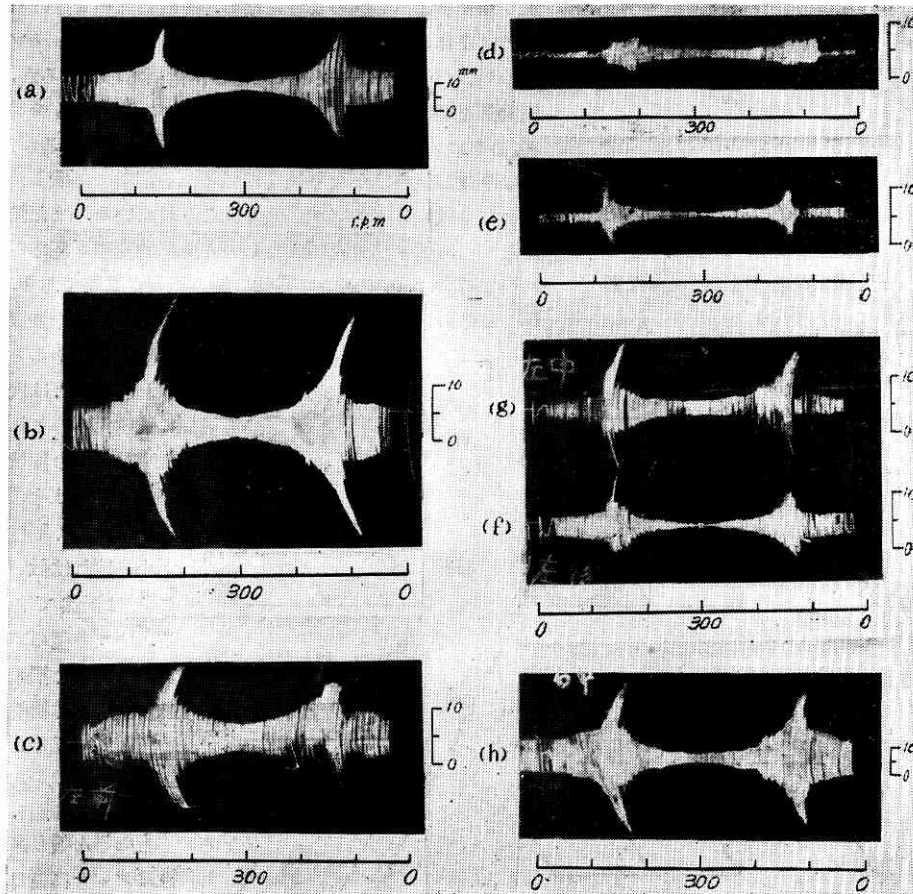
定で約 140r.p.m の附近で僅かに振幅が大きくなっているに過ぎない。この場合に催振されている車輪に近い部分、すなわち車体の右側前方の振幅の模様は第 8 図の (a) に示す。これにはいわゆる第 1 次共振が約 140r.p.m 附近によく表われている。この場合の共振率 (= 車体振幅 / 振動台振幅) は約 4.2 で比較的大きい。これは懸架ばねは 3 枚ばねで摩擦が少なくショックアブソーバを装着していないためである。またこの場合の車体各部すなわち、前方右、前方中央、前方左、後方右、後方中央、後方左、右側中央、左側中央等の振幅はその順で第 8 図の (a), (b), ……………(h) に示す。

ii) 100~1200r.p.m の範囲で前右輪を催振した場合、(タイヤ圧力 = 24lb/in<sup>2</sup>) この場合は地面に相当する



第 9 図 軽自動車 F.F. の車輪の振幅

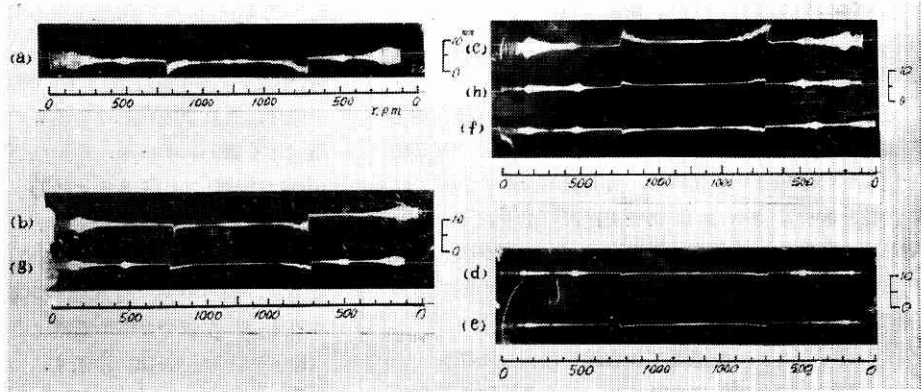
振動台の振幅は比較的小さく 2.5mm で催振した。振動数は 100r.p.m から 1200r.p.m まで徐々に上げ次に徐



第 8 図 軽自動車 F.F. の車体各部の振幅

々に振動数を下げて車輪および車体各部の応答を調べた。まず、催振部の車輪の振幅を第 9 図に示す。これを見ると振動数を上げる場合には 760r.p.m、また下げる場合には 730r.p.m で車輪はかなりの共振を示す。これにはいわゆる第 2 次共振であるが、振動数を上げる場合と下げる場合と異なるのは懸架ばねやタイヤの弾性の非直線性によるものである。この現象は程度の差こそあれ他の場合にもしばしば見られる。このような非直線性の影響は普通に考えられているよりも大きいように思われる。この場合の共振

率 (=最大車輪振幅/振動台振幅)は約7.0である。この共振状態ではタイヤは振動台をはなれ、いわゆるホイールホップを生じている。これを見ても一般に路面には高次の波形の起伏は小さいが、この高次の波形は比較的小さくともホイールホップは生じ易いものであることを示している。



第 10 図 軽自動車 F.F. の車体各部の振幅

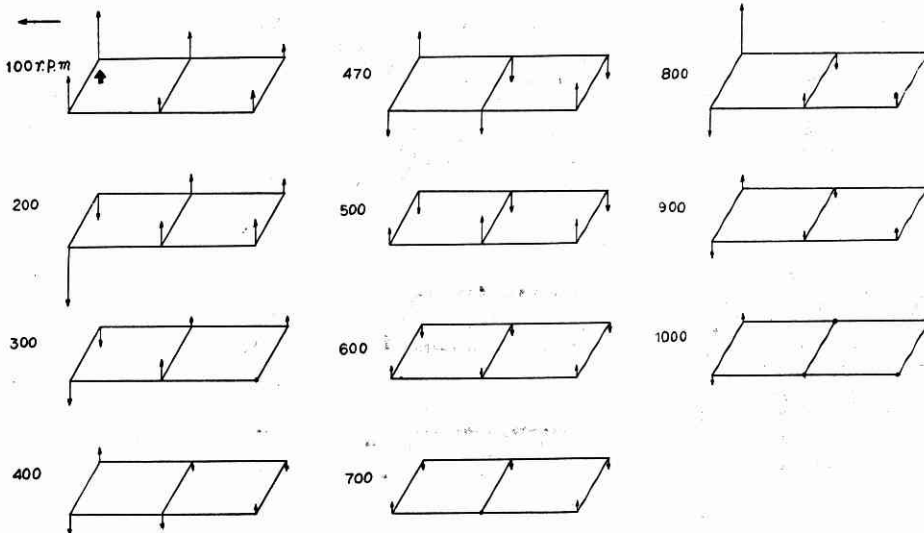
次に共振部に近い車体前方右側の部分の振幅は第 10 図の (a) に示されている。この場合の第 1 次共振は 170 r.p.m. に生じている。すなわち、共振振幅が 5.4mm の場合の第 1 次共振点より高くなっている。これは懸架ばねに多少の摩擦があるため共振振幅が小さいときは見掛けのばね定数が増したようになる。このような現象も一般によく見られる。また 470 r.p.m. の附近にも共振率 0.5 程度の共振が見られる。これはこの車体上面がほろ型で振り剛性が小さいため (振り剛性はシャシの構造によっても異なるがボデーの構造によって非常に異なる) に生じた現象である。

また 730 r.p.m. または 760 r.p.m. 附近にもいわゆる第 2 次共振 (車輪のおどり) に基づく共振が見られ、この場合の共振率は約 0.7 程度であるが、この振動数の範囲では乗心地は大体加速度によって決まるから、振幅は小さくとも加速度は大きい。したがって乗心地には大きな影響がある。

また振幅記録の中心線が第 2 次共振点附近で一方にずれているのはホイールホップによって車体の上下の平均位置が上ってくるためである。(もし片効きの緩衝装置を用いるときは必ずしもそうならない) なお、同様に車体各部すなわち車体の前方右、前方中央、前方左、後方右、後方中央、後方左、右側中央、左側中央等の振幅はその順で第 10 図の (a), (b)………(h) に示されている。また車体各部の位相差を調べた結果から振動のモードを示すと第 11 図のようになる。一般にこのような実験では車体の剛体としての振動はローリング、ピッチング、バウンシングは合成されたものが常にあらわれるが、振動数を増すとともに最初はローリング、次にピッチング、さらにバウンシングの成分が多くなる傾向があるが、この車体の重心はかなり後方にあるため前輪で共振した場合は全般にピッチングが強くなる。また値かながら車体の部分変形はもちろん全体的変形も認められ特に 470 r.p.m. 附近では車体の振れ振動が顕著である。

**B. 車体の振れ振動**

車体の振れ振動は乗心地や強度にも影響があると  
思われることは既に述べたが、これは車体の振り剛性が大きければその振動数は高く剛性が小さければ低いことは当然である。いま各種の車にあらわれた振動数とその車体構造を比較して見ると興味深いものがある (第 1 表参照)。もちろん振り剛性はシャシ構造によるが、第 1 表を



第 11 図 軽自動車 F.F. の車体の振動モード

第 1 表 各車体の型式と振動数の比較

車種	F. F.	シトロエン 2CV	トヨペットトラック	トヨペット乗用車 S. D. F
車体型式	ほろ	ほろ	荷台	四扉セダン
振れ振動数 r. p. m	470	400	550	600

見れば車体構造の影響が大きくほろ型の車体はセダンより振り剛性が小さいことが判る。この振れの自己振動数は第 1 次共振点や第 2 次共振点と一致させることはよくないことは明らかである。したがって 300~400r. p. m の範囲では連成振動の影響が少ないが第 2 次共振点に近づくにしたがって振幅は連成の影響を受けてやや大きくなる傾向にある。トヨペット乗用車 S. D. F の振れ振動

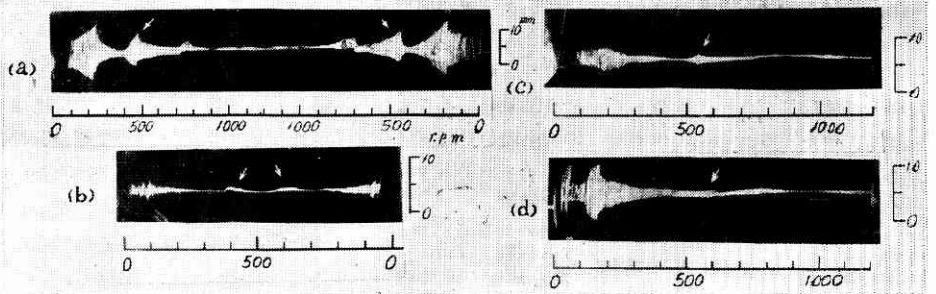
はばね下振動の中の左右の車輪の反対位相のものの影響をも受けていることは見逃せない。

第 12 図の (a), (b), (c), (d), はそれぞれ F. F. シトロエン 2CV, トヨペットトラック, トヨペット乗用車 S. D. F 等の催振部に近い車体の振幅を示すもので第 1 表と比較して見られたい。

**C. はね下の振動とダイナミックアブソーバの効果**

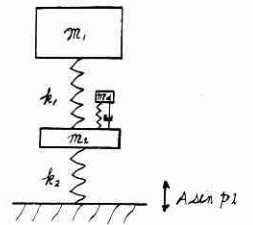
この実験で特に注目すべきことはいわゆる第 2 次共振におけるばね下の振動で、特に緩衝装置のない場合の共振は激しい。この振動はばね上部分に伝わりかなり乗心地

を害するばかりでなく、ある限度を越してホイールホップまで生ずると操縦にまで影響を及ぼすことになる。第 13 図の (a), (b), (c), (d<sub>1</sub>), (d<sub>2</sub>) はそれぞれ F. F. (a), シトロエン 2CV (b), トヨペットトラック (c) およびトヨペット乗用車 (d<sub>1</sub>, d<sub>2</sub>) のばね下振動を示したものである。いずれも緩衝装置を外した状態のものである。同じ催振条件であるが F. F. およびシトロエンはホイールホップを生じ、トヨペットトラックはホイールホップを生じていないのはトラックの懸架ばねの摩擦が大ききからである。トヨペット乗用車の d<sub>1</sub> は催振部の右



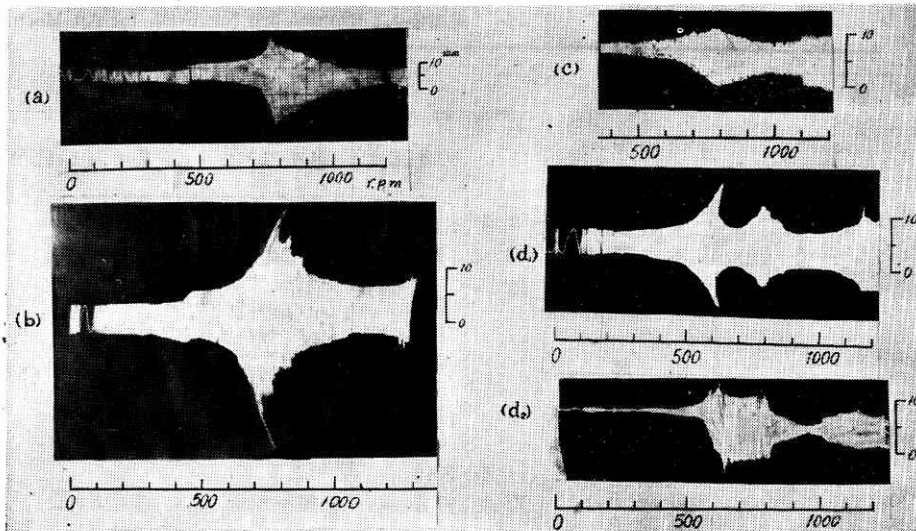
第 12 図 (a), (b), (c), (d) はそれぞれ F. F. シトロエン 2CV, トヨペットトラックおよびトヨペット乗用車の振幅 (矢印は振れ振動を示す)

車輪で、d<sub>2</sub> は反対の左車輪であるが、この乗用車は三枚ばねで摩擦が非常に小さく、また、非独立懸架方式であるため左右の車輪が連成振動をなし、いわゆる第 2 次共振が二つ現われている。その中振動数の低い方は左右の車輪の位相が反対の場合で、高い方は同位相のものである。この左右反対位相のばね下振動は

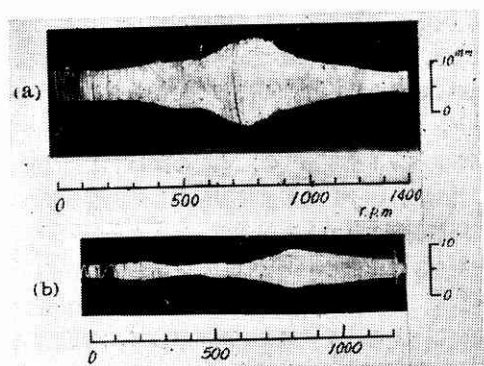


第 14 図 ダイナミックアブソーバ(D. A)の原理

車体の振れ振動の原因にもなっている。このばね下振動を緩和させるのに最も有効な一つの手段としてダイナミックアブソーバをつける方法がある。その原理を第 14 図に示す。アブソーバの減垂は適当な値にするのであるが、質量を考えれば  $m_1/m_2$  は大きくする程その効果が大きい。第 15 図の (a) はシトロエンにダイナミックアブ



第 13 図 各車のばね下の振動 (本文参照)



第15図 ダイナミックアブソーバの効果(第13図のaおよびbと比較)

ーバ ( $\mu = m_a/m_2 = 1/4$  シトロエン車独特のもの) を付けた場合で第13図 (b) と比較してかなり効果のあることが判る。また、筆者の一人の考案(特許出願中)のダイナミックアブソーバ及びショックアブソーバの効果

車 種 類	D. A. 及び S. A. の有無	車輪の共振点における振幅 (mm)		
		振動台の振幅	車輪の振幅	車体の振幅 <sup>+</sup>
シトロエン 2CV	D. A. 及び S. A. なし	2.5	25.5*	2.25
	$\mu = 1/4$ の D. A. 付き	2.5	9.5	0.50
トヨペット 中型トラック◎	D. A. 及び S. A. なし	1.25	5.75	0.43
	$\mu = 1/2$ の D. A. 付き	1.25	4.0	0.3
トヨペット SDF 乗用車	D. A. 及び S. A. なし	2.5	12.5	0.75
	S. A. 付き	2.5	5.5	0.625

D. A. ダイナミック, アブソーバ  
 S. A. 普通の棒状ショックアブソーバ  
 \* ホイールホップの状態にあり  
 + 車体の振幅測定箇所は共振中の車輪に近い箇所  
 ○ 池田健特許出願中  
 ◎ トヨペットトラックのみ前輪を共振, 他は後輪を共振。

ナミックアブソーバ ( $\mu = m_a/m_2 = 1/2$ ) をトヨペットトラックに付けた場合を第15図の (b) に示す。第13図の (c) と比較してこの程度のダイナミックアブソーバでも大きな効果のあることが判る。次に普通の形式のショックアブソーバも第2次共振を緩和する作用のあることはもちろんであるが、第2次共振の山は減らすが、それを外れた部分の振動はかえって大きくなる傾向がある。第2表はダイナミックアブソーバ (D. A) または普通のショックアブソーバ (S. A) の各車についての効果を示したものである。

6 む す び

われわれの実験装置によって今後も各種の自動車の実験を行う予定であるが、本文は僅か4種の車について行った実験の1部分だけを紹介したに過ぎない。今後の研究の進展に伴って上記に述べた一般結論として述べたことも多少の訂正を要するに至るかも知れないが、このような実験的解析法が乗心地改善の極めて有効な手段であることは違いないと信ずる。

本研究の大部分は株式会社岡村製作所の依頼研究費によって行われ、一部分は科研費および校費をもって行われた。実験には筆者等の外に富田文治君、藤城清治君、千葉工大学生柴原吉彦君、神洋介君等も協力している。また、住江製作所、本所平尾、互理研究室には実験車を貸与された。特に平尾教授、互理助教授および大和田助教授はこの研究に助言を与えられた。本稿を終るに際し関係各位に感謝の意を表する。(1955.1.20)

文 献

- 1) 松平精, 松井哲; 機械学会誌, Vol. 55, No. 403, 1952/8.
- 2) 高橋安人, 平尾収, 互理厚; 生産研究, Vol. 6, No. 3, 1954/8.
- 3) R, N, Janeway, S. A. E., J, 1948/8
- 4) 植村益次; トヨタ技術, 第6巻, 第8号, 昭28/8.
- 5) 高橋安人; Roc. of 3rd Nat. Cong. for Ap. Mech.

次 号 予 告 (3月号)

巻 頭 言	退官にあたって.....	友田 宜孝
研究解説	電量滴定法と連続分析法.....	高橋 武雄 仁木 栄次
	イオン交換装置について.....	山本 寛
	土質力学的にみた河川堤防破壊の問題点.....	三木 五三郎
研究速報	ゲルマニウム蒸着膜の電気伝導度について.....	中田 一郎
	位相検波器を用いたコンダクタンスの測定法.....	根岸 勝雄
	パイプの曲げ加工に伴う残留応力.....	日比野 文雄
	ニトロベンゼンの合成および重合.....	浅原 照三 三好 淑子
	アントラセン分子における塩素原子の安定性.....	白井 玲子 永井 芳男

正 誤 表 (1月号)

頁 段	行	種 別	正	誤
1	下12	本文	思う(1)に	思う。(1)に
"	4	"	したい。	したい,
3	左 下5	"	$r_a$	$r_i$
13	" 上22	"	diffusion distance	life time
22	"	(5)式	訂正 $G_1(r) = -(rF')/r,$ $G_2(r) = [r\{(rF')/r\}]/r. ....$ $G_m(r) = -(rG'_{m-1})/r,$ $G_0(r) = F(r), m=1, 2, .... (5)$	
"	" 下22	本文	$\frac{\partial \varphi}{\partial z^2}$	$\frac{\partial \varphi}{\partial z_2}$
"	右 下15	"	げよう	げる
23	左 下11	"	半径を8 cm, そ	半径 8cm
"	" 下9	"	隙を	そ隙