

# 自動車の振動騒音について

Vibration and Noise of an Automobile

宣 理 厚\*

Atsushi WATARI

自動車の振動騒音源とし最近の問題である、ウィンドアップ振動およびロードノイズについて、それらの現象と扱いかたを解説した。

## 1. まえがき

わが国の自動車工業は、その生産量が世界の第 2 位を占めるといふ飛躍的な増加を示して、世間の注目を浴びているが、その質的なあるいは性能的な面の進歩はどうであろうか。狭い国土に低い国民所得、車両寸法やエンジンの大きさに対する諸種の規制および悪い道路ならびに交通環境などのもとに、乗用車の大きさとしてはいわゆる 2000 cc 級以下の大きさの車が国産車の大勢を占めるようになった。これらの車の性能を、それと同程度の大きさの外国車と比べて単的に評価すると、いわゆる動力性能や振動騒音性能の面で、他に優るとも劣らない状態に達しているといえよう。

このうち振動騒音の面で見ると、過去 5 年間に振動乗心地は数倍の良さに、車室内騒音の点では、たとえば図 1 に示す某車の例のように、約 10 ホーン (A 特性\*\*) の音の大きさの低下を示しており、エンジンのほかに大きい米国車に匹敵するものも現われてきている。このような進歩は、上に述べた悪条件を克服したわが国自動車技術陣のなみなみならぬ努力の成果といえよう。ここ

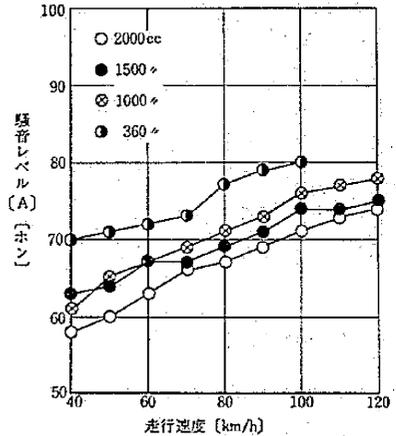


図 2

に最近の国産乗用車の車内騒音の現状として、各級の代表的な例を示すと図 2\*\*\* のようになり、少なくとも同じクラスの外国車に比べて静粛なことが推察できるであろう。

一般に自動車の振動には、車体などいわゆるばね上質量、懸架ばね、車輪などのばね下質量およびタイヤの組み合わせ、あるいはエンジンと防振支持ゴムの組み合わせなど、有限自由度のばね一質量系としての振動のほか、車体各部の弾性振動あるいは動力伝達軸系のねじりおよび曲げ振動など、無限自由度の振動が考えられる。これらのうち自動車の乗心地におもな影響を与えるものは、ばね上質量ならびにばね下質量の振動および車体の弾性振動などであるが、前者は主として起伏ある路面の走行が原因であり、後者は路面の走行とエンジンその他回転部分の回転によるものである。最近自動車の性能向上と高速走行とに応じて、いわば剛体力学系としての乗心地の問題はかなり研究され、その向上には著しいものがあるが、一方従来他の振動騒音にかくされていた振動や騒音が注目されるようになってきた。これらは車体や車室内空気などのいわば連続体としての振動によるもので、その有力な現象として駆動軸系の振動や、いわゆるロードノイズおよびシェイクの問題がある。とくに駆動軸系では、いわゆるウィンドアップ振動が最近の問題であったが、この種の振動は駆動軸系のねじりと曲げの振動が連成する複雑な現象である。

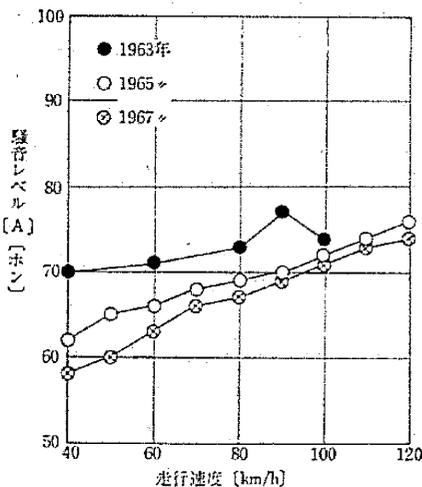


図 1

\* 東京大学生産技術研究所第 2 部  
 \*\* Fletcher-Munson による等聴感曲線では、ほぼ 40 ホーン の大きさの曲線に相当する音の大きさのレベル。  
 \*\*\* 図 1 および図 2 は通産省機械試験所テストコース (村山) で測定したものである。

一般にwindアップ振動は後車軸の回転振動であるが、最終的な現象として後車軸管と懸架ばねとからなる系の行なう回転振動で、たとえば車軸懸架方式の車では、それが懸架ばね取付部を介して車体を加振し、車内騒音の原因をなすものである。一方ロードノイズは路面の継目など微妙な外乱によって、タイヤの振動さらに懸架機構各部の弾性振動を誘発し、それらが車体各部を加振して車内騒音の原因となるものである。また、シェークはタイヤの不釣合によってばね下共振を誘発し、それと比較的固有振動数の近いエンジンの振動、あるいは車体の曲げ振動を大きく発達させて、車内騒音の一原因となるものである。ここでは、これらの振動特にwindアップ振動を中心にして、その取り扱いかたや振動の性質を説明しよう。

2. windアップの振動源

windアップ振動は後車軸の回転振動と定義されているが、一般的にはエンジンの変動トルクによって加振される。

エンジン—変速機—プロペラ軸—減速機—後車軸系のねじりおよび曲げの連成振動で、問題となる現象として、後車軸管と懸架ばねとからなる回転振動系が車体振動を加振し、さらに車室内空気の振動を成長させて、車内騒音の原因になることである。したがってwindアップの振動源はエンジンの発生するトルク変動である。

一般に自動車用エンジンの大部分は4サイクルの往復機関であるため、不釣合の慣性力や慣性偶力、あるいはクランク回転力の反作用としてのモーメントがエンジン取付部を介して車体に伝達され、一方エンジンの発生するトルクは周期的に変動して、動力伝達軸系の回転振動を加振する。これらの力およびモーメントはいずれもエンジンの回転数  $N$  [rpm] を基本として、その整数倍の振動数をもった周期的成分を有するので、車体その他の部分はエンジンによって、その回転の整数倍の振動数をもった力およびモーメントによって加振されることになる。とくに自動車の場合はこれらのうちトルク変動による加振の影響が大きく、たとえば4シリンダの場合  $N/30$  [c/s]、6シリンダの場合  $N/20$  [c/s] などの振動数をもった成分による影響が大きい。一方高速走行する場合はエンジンの回転そのものによる、 $N/60$  [c/s] の振動数の成分がきわめて顕著になってくる。したがってエンジンとしては、動的な釣合わせおよび変動トルクの振幅を小さくすることが必要である。

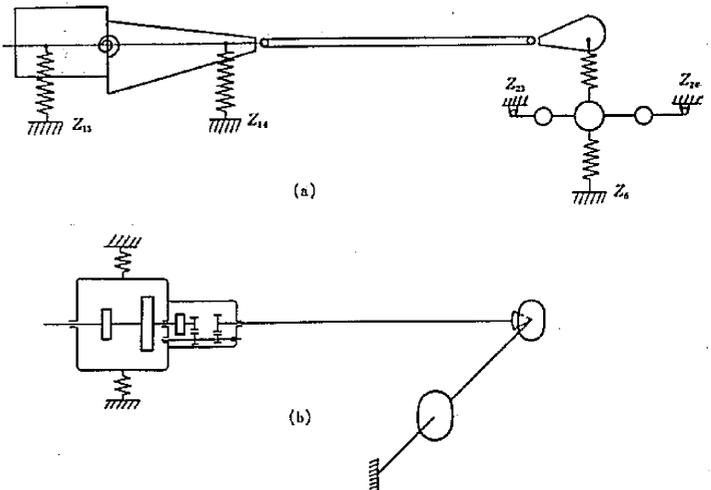


図 3

3. windアップの扱いかた

すでに述べたようにwindアップは図3に示すようなエンジン、プロペラ軸および後車軸系の連成振動であるが、後輪が車軸懸架方式の場合について、これを解析すると、図3(a)に示すような

エンジン—プロペラ軸—後車軸系の、車の上下軸と前後軸を含む鉛直面内の振動と、図3(b)に示すような

エンジン回転部(フライホイール)—減速機—後車軸—後車輪

の回転振動とが減速機のところで、後車軸管および後車軸のそれぞれの前後軸および左右軸まわりの回転運動が等しいという連成条件で連成するものと考えることができる\*。いまこの系をプロペラ軸の前後のユニバーサル

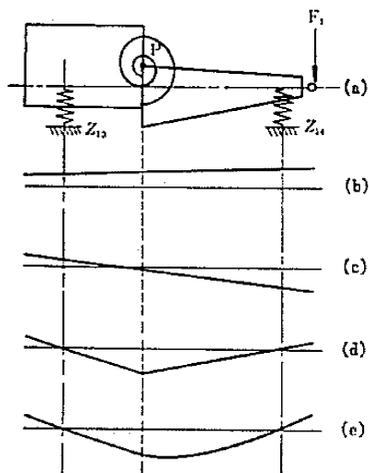


図 4

ジョイントの所で切り離し、それぞれのユニバーサルジョイントでは、上下方向に力を伝えあっていると考える。こうすると分割された系では、  
(1) エンジン上下振動系  
エンジン系は図4(a)に示すように前後を防

\* 当然これらの系は車体を介して連成するが、一応ここではそのことを除外しておく。

振ゴムで支持され、外乱としてユニバーサルジョイントの所で、プロペラ軸から与えられる未知の力  $F_1$  と支持ゴムの取付点で、車体の変位  $Z_{13}$ ,  $Z_{14}$  の作用を受ける系と考えることができる。

この場合、以前はエンジン全体を剛体と考慮して、図4(b), (c)に示すような、いわゆるエンジンの上下振動とピッチング\* (振動数約 10~15 c/s) の2自由度系を仮定して扱ってきたが、高速走行 (100 km/h 以上) にもなると、この系の高次の振動 (約 100 c/s 以上) が問題になってきた。問題になった当初は、エンジン本体とエクステンションハウジングとの結合部の剛性が比較的低く、図4(d)に示すような、エンジン本体とエクステンションハウジングとが、それぞれ剛体として1点Pでピン結合され、そこに回転ばねを有する系として、あたかも折れ曲がり振動の形を仮定して扱うことができた。その後折れ曲がり避けるため結合部の剛性を高めたため、つぎは剛体であるエンジン本体に、エクステンションハウジングが、弾性体として片持支持されるような、ちょうど図4(e)に示す形の振動様式を考えて解析行なってきた。したがってこの系の解析には図4(b), (c), (e)のような規準振動様式を仮定して、この系が未知の外乱として  $F_1$  の力と  $Z_{13}$  および  $Z_{14}$  の車体変位を与えられたときの特性を求めておく。

(2) プロペラ軸上下振動系

プロペラ軸は断面が一様でその振動解析は簡単であるが、その1次振動数 (約 150 c/s 以上) はかなり高く、したがって問題とする実用域では、1次振動だけを考えるとよい。その意味で図5に示すような、1自由度ばね

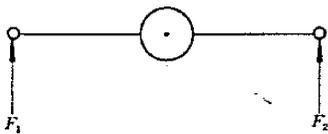


図 5

質量系が前後それぞれのユニバーサルジョイントの所に、それぞれエンジン側の反力  $F_1$  と後部ばね  $F$  の

反力  $F_2$  の作用を受けるものとして解析しておく。

(3) 後車軸管上下振動系

後車軸管は図6に示すように、懸架ばねで車体に取付けられ、タイヤで地面に支持されている。また外乱としてはユニバーサルジョイントの所にプロペラ軸の反力  $F_2$ ,  $F_2$  による後車軸まわり

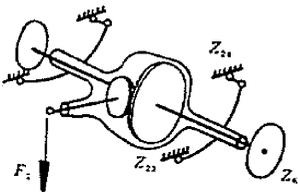
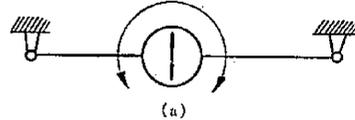


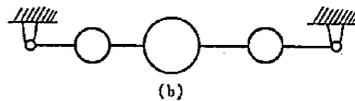
図 6

モーメント、懸架ばね取付部の車体変位  $Z_{23}$  および  $Z_{24}$ 、後輪の路面変位  $Z_{0}^{**}$  およびエンジン変動トルク  $T$  の減速機を介して伝達される成分であるwindアップトルク  $U^{***}$  などが考えられる。この場合後車軸管のねじりを無視することはできるが、曲げ振動は考慮しなければならないので実用域を考慮してその1次振動だけを考えることにする。

懸架ばねは当初図7(a)に示すような集中質量系で、直線ばね定数と回転ばね定数だけを考えたが、実際には

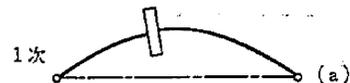


(a)



(b)

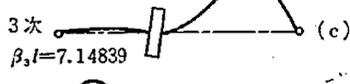
図 7



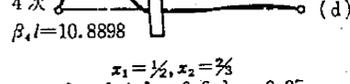
1次  $\beta_1 l = 1.32877$



2次  $\beta_2 l = 3.94183$



3次  $\beta_3 l = 7.14839$



4次  $\beta_4 l = 10.8898$

$$\begin{aligned} x_1 &= \frac{1}{2}, x_2 = \frac{3}{8} \\ \lambda_0 &= 0.4, \lambda_1 = 0.6, \lambda_m = 0.05 \\ W/W_0 &= 25, I/I_0 = 1 \end{aligned}$$

図 8

図8(c), (d)などに示すような高次の振動様式が問題になったため、図7(b)に示すように、懸架ばねの前後それぞれスパンの中央に、集中質量を分布させて解析行なった。その後さらに精度を向上するため、懸架ばねを連続体として、図8(a),(b),(c),(d)などに示すような規準振動様式を仮定して解析を進めている。またこの重ね板ばねの振動計算において、2次振動数まで

は展開法でも良い結果が得られるか、3次および4次振動数を精度よく求めるには板端法を用いる必要がある。

後車軸管系ではこのような計算で後車軸管中心の上下変位、ばね下質量中心の上下変位および後車軸管の回転変位 (ピッチ) などを未知の  $F_2$  や  $T$  などの関数として求めておく。

(4) 後車軸管のロール振動系

上述の系では後車軸管の前後軸まわり回転振動 (ロール) などを上下振動系と分離して扱うことができる。この場合後車軸管のロール角変位および後部ばね下質量のロール角変位とはすでに述べたwindアップトルク  $U$  および車体のロール角や路面変位を外乱として求めることができる。

(5) 駆動軸回転振動系

\* 左右軸まわり回転振動  
 \*\* Windアップだけの解析には不要であるが、シェークのとき必要になる。  
 \*\*\* エンジンのトルクからフライホールおよびピニオンの慣性トルクを引いたもの。

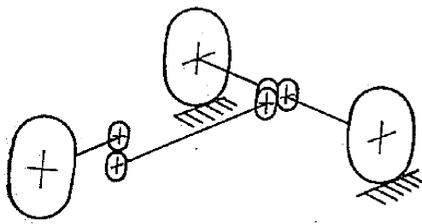


図 9

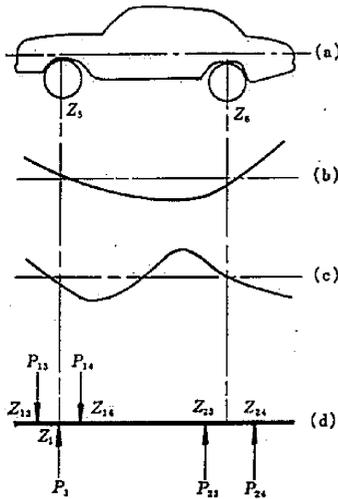


図 10

図 9 に示すようなフライホイール (エンジン回転部分を含む) の慣性モーメント, 後車軸の回転ばね定数および後車軸の慣性モーメントなどからなる 3 自由度系がエンジントルク  $T^*$  したがって Windアップトルク  $U$  の作用を受ける系として扱うことができる。

(6) Windアップ系

このようにして (4) で求めた後車軸管のロール角と (3) で求めたピッチ角および後車軸のロール角とピッチ角などを, すでに述べた (5) で求めた減速機の連成条件に代入すると, まず未知の Windアップトルク  $U$  が未知の力  $F_2$ , 車体の変位  $Z_{23}$  および  $Z_{24}$ , 路面変位  $Z_6$ , 車体ロール角変位の関数として求めることができるが, この場合車体ロール角変位との連成度はきわめて小さいので, 実用上これを省略して差支えない。したがって  $U$  さらに後車軸管系の各変位を  $F_2, Z_{23}, Z_{24}, Z_6$  の関数として求めることができる。つぎにこれらと (1) で求めたエンジン系の関係を (2) のプロペラ軸系の方程式に代入すると, プロペラ軸の慣性力が, したがって未知の力  $F_1$  および  $F_2$  がエンジンの変動トルク  $T$ , 車体変位  $Z_{13}, Z_{14}, Z_{23}, Z_{24}$  および後輪路面変位  $Z_6$  の関数として定められるので, Windアップに関する他の変位をも同様に求めることができる。

\* このトルクの反作用として, エンジンがロールし, そのため車体をねじり, その結果が (4) 後車軸管ロール系と連成するか, 後述のように Windアップに限りこの連成度は小さいので省略する。

\*\* 車体の曲げ振動は考慮していない。

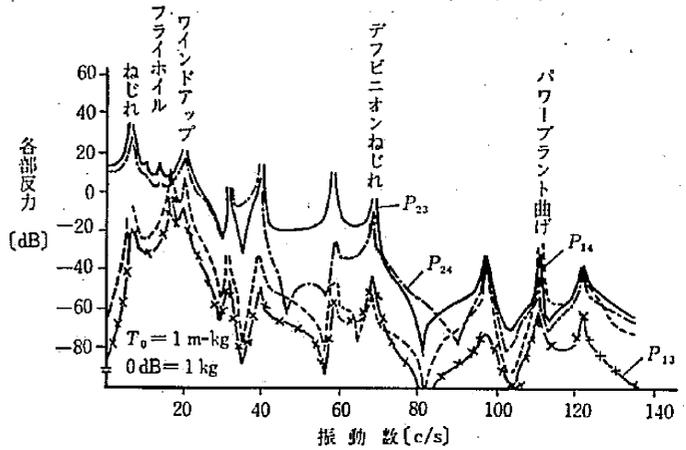


図 11

(7) 車体曲げ振動

Windアップを問題にする実用域 (走行速度 150 km/h 以下, 約 150 c/s 以下) では車体の弾性振動として曲げの 1 次および 2 次までを考えるとよい。図 10 に示すように車体の 1 次および 2 次の曲げ振動についてはマトリックス法を用いた計算で, 十分な精度をもってその規準振動の振動様式を求めることができる。したがってこの場合, 車体を図 10 (b), (c) に示すような規準振動様式をもった不均一断面のはりと考え, 図 10 (d) に示すように, エンジン防振ゴム支持点  $Z_{13}, Z_{14}$ , 前方懸架ばね (コイル) 取付点  $Z_1$ , 後方懸架ばね (板ばね) 取付点  $Z_{23}, Z_{24}$  に, それぞれのばね力  $P_{13}, P_{14}, P_1, P_{23}, P_{24}$  が作用するものとして解析すると, 車体の上下変位  $y$  を

$$y = aT + bZ_5 + cZ_6$$

のように, エンジントルク  $T$  および路面変位  $Z_5, Z_6$  の関数として求めることができ, 結局系全体のエンジントルクおよび路面変位に対する伝達関数を決定することができる。このようにして求めた Windアップによる車体への伝達力  $P_{13}, P_{14}, P_{23}, P_{24}$  などの計算例を図 11\*\* に示すが, 図を見るとトルク変動のためにいろんな共振が発生し, それが車体側の振動数と近い位置にある場合, とくに騒音のピークとして問題になってくる。

現在 Windアップについて系全体を含めた振動特性を, 実用域内で十分な精度をもって解析することができるようになったため, それに関係する特性を変えることによって, 振動および騒音の低減をはかることができるとともに, 設計面でその推定を行なうことができるようになってきている。

4. シェーク

一般にシェークは車体の低振動数域での弾性振動をいうが, 走行中のタイヤの不約合によってばね下振動 (約 10~15 c/s) の共振を誘発し, それと比較的に固有振動数の近いエンジンの上下振動あるいはピッチング, また

は車体の 1 次曲げ振動を成長させて、車内振動および騒音の原因となるものである。米国車のような大型車では、車体の 1 次曲げ振動数が低いために、この現象が問題となるが、国産の中型以下の車では 1 次曲げ振動数がかなり高く (約 25 c/s 以上)、車体の 1 次曲げ共振は問題にならない。したがって国産車の場合はエンジンの振動が問題になってくる。この扱いはすでに述べたウィンドアップ系の解析で路面変位  $Z_0$ ,  $Z_6$  の代わりにタイヤの不釣合力を用い、エンジンには振動源として不釣合力性を考慮して行なうとよい。

5. ロードノイズ

ロードノイズとは路面の平滑状態によって、タイヤに振動または衝撃が加えられるために発生する車室内の不快感騒音で、いわゆるコモリ音や機関騒音と異なり、したがって惰行の時でも発生する。このようなロードノイズを細かく観測すると、

(1) 砂利道や粗い表面のアスファルト路などのように不規則な路面凹凸によって発生する連続的な騒音。

(2) コンクリート舗装路の継ぎ目やセンターラインのマークなどを乗り越えたときに発生する過渡的な騒音。

(3) 敷石道を走行するときのように一定間隔で発生する衝撃によって強制される騒音。

などに分類することができる。自動車の性能向上とともに自動車各部から発生する騒音が低下してきたこと、自動車の軽量化などによってこの問題がクローズアップしてきたといえよう。

ロードノイズはタイヤに与えられる振動および衝撃によって発生し、タイヤから車輪、車軸管、懸架装置を介してフレームおよび車体に振動が伝達され、終局的には車室内の音源となる。したがって、この外乱は前輪からも後輪からも伝達されるが、どちらの影響が大きいかにについては個々の自動車によって異なり、現用車種についても前輪の衝撃の影響の大きいもの、前後輪同程度のもの、後輪の影響の大きいものなど区々である。またロードノイズのおもな振動数は車速の影響をあまり受けず、そのスペクトルの形状も車速とあまり関係をもたない。すなわちロードノイズでは振動数成分がほぼ 100~200 c/s の間に集中しており、これからは自動車系の何らかの固有振動数に対応する。したがって以下では関連する各部の固有振動特性を調べて見よう。

(1) タイヤの固有振動

一般にタイヤに衝撃を与えてタイヤの固有振動数を求めて見ると、現用のものではトレッド面で 100~

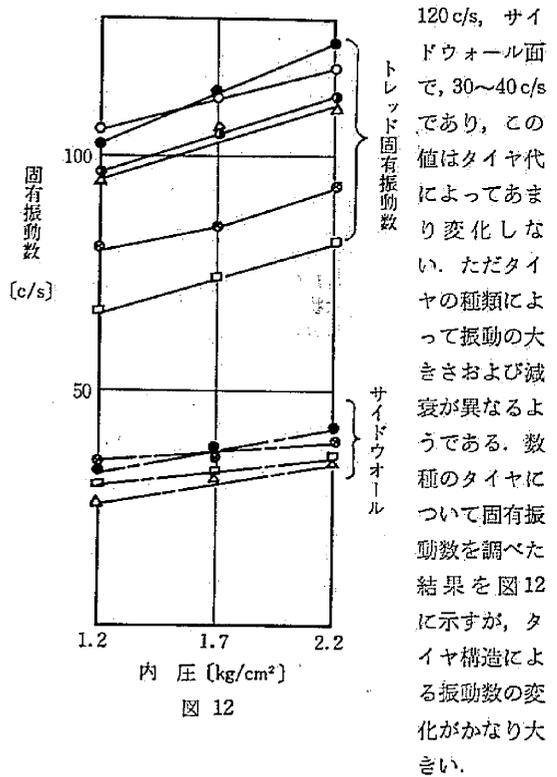


図 12

(2) 懸架ばねの固有振動

ロードノイズに対して懸架ばねは懸架ばね単体の弾性振動を行なう。したがって重ねばねの場合は一端固定 (Uボルトの位置) 他端ピン支持の梁の曲げ振動として扱うことができ、前後スパンが別々の固有振動特性を示す。またコイルばねでは一端固定、他端自由の振動として扱うことができる。現用国産車についてこれらの値を調べて見ると

- コイルばね 1次 50~70 c/s
- 板ばね 1次 30~50 c/s (後)
- 60~90 c/s (前)

の間にあるが、場合によっては 2 次振動数が問題になることもありうるようである。

(3) フレームの固有振動

フレームの固有振動としてはねじり振動と曲げ振動とが考えられる。その振動数については車種によっていろいろであるが、ロードノイズに対して (p. 31 へつづく)

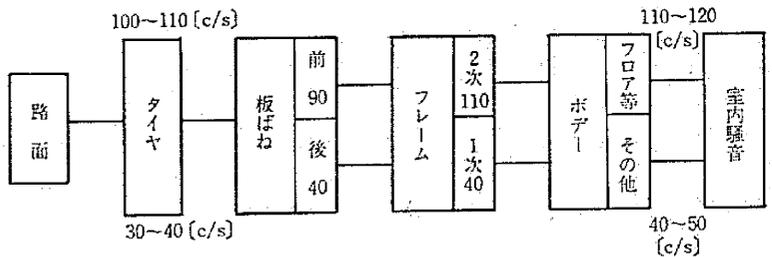


図 13