

単一走行車両による地盤振動のシミュレーション*

SIMULATION OF GROUND VIBRATION DUE TO A SINGLE
MOVING VEHICLE

北村 泰 寿**・森 誠 一 郎***

By Yasutoshi KITAMURA and Seiichiro MORI

1. ま え が き

道路交通振動の影響を予測する問題は、騒音・排ガスなどの各種自動車公害とともに、近年その重要性を増してきている。このような問題に対処するため、著者の一人は道路交通振動を予測するための一つの手法をすでに報告したり。しかるに、その計算手法は一車両による沿道の振動を複数車両の場合にいかに関り合わせていくかに重点を置いており、一車両による振動を表わす式は実測データを考慮して半実験的に決定している。したがって、一車両による振動の発生、伝播機構に関する検討は前報の手法を確立していくうえで不可欠なことであろうと考えられる。一方、道路交通振動の軽減対策という面から考えると、交通量、車種混合等の影響を調べる場合を別にすれば、一車両による沿道の振動を調べることによって軽減対策を考えていくことは可能であると考えられる。このような観点から、本研究では、路面の凹凸特性、自動車の振動特性、地盤の振動伝達特性等に道路交通振動として適当と考えられるモデル化を行い、一車両による沿道の地盤振動をシミュレーションする一つの手法を示した。そして、この手法を用いて、種々の要因の影響について若干の検討を行った。なお、本研究の理論的背景としては、古くから研究が行われている走行車両による橋梁の動的応答に関する解析手法が基礎となっている。

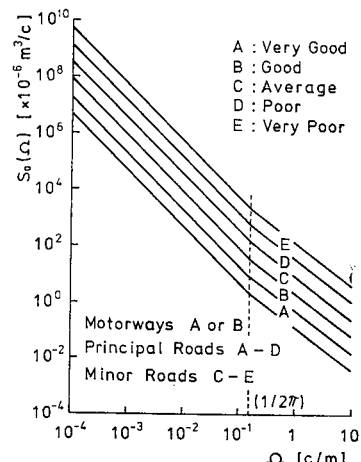
路面の凹凸を通過する自動車の接地荷重の変動によって、沿道地盤に振動が発生するものとする。その際、接地荷重を求めるための車両の振動モデルとしては、種々の振動成分が考えられるが、本研究では鉛直振動のみを行う 2 自由度の質点系にモデル化する。一方、路面の

凹凸は平均値 0 の定常確率過程と見なして得られるパワースペクトル密度関数を利用する。さらに、左右両輪が通過する軌跡の凹凸特性間の相関（以下、道路横断面の相関と略す）についても考慮する。次に、車両の走行速度は波動の伝播速度に比べて十分小さいので、固定した位置で走行中の不規則な接地荷重の変動を地盤に及ぼしていると仮定する。そして、地盤の振動伝達特性については、半無限弾性体の表面で鉛直方向に正弦波点加振しているときの表面変位を求める理論解を利用する。

以上の解析において、式の展開はすべてフーリエ変換した形で整理し、最後にフーリエ逆変換して地盤振動の時系列を求めるといった計算手法を用いた。

2. 路面凹凸のフーリエスペクトル

路面の凹凸特性の表現方法としては、路面を定常確率過程と見なして、数多くの実測データから得られるパワースペクトル密度が広く利用されている。現在、ISO においても統一規格を検討中であり、その規格案³⁾は図一



図一 路面凹凸のパワースペクトル密度

* 第 31 回および第 32 回年次学術講演会において一部発表

** 正会員 工修 神戸大学助手 工学部土木工学教室

*** 学生会員 神戸大学大学院修士課程学生

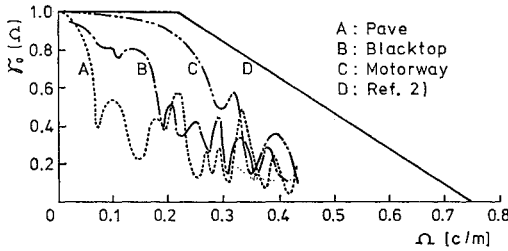


図-2 路面凹凸のコヒーレンス関数

1, 2 に示されるようなものである。

図-1 のパワースペクトル密度関数は次式のような 2 本の折線で近似化されており、さらに凹凸の程度は 5 段階に分類されている。

$$\left. \begin{aligned} S_0(\varrho) &= S_0(\varrho_0) (\varrho/\varrho_0)^{-2.0} \quad \varrho \leq \varrho_0 \\ S_0(\varrho) &= S_0(\varrho_0) (\varrho/\varrho_0)^{-1.5} \quad \varrho \geq \varrho_0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 ϱ : 路面周波数 (c/m), ϱ_0 : 基準の路面周波数 (1/2 π c/m), $S_0(\varrho)$, $S_0(\varrho_0)$: 路面凹凸のパワースペクトル密度 (m^3/c)

なお、図-1 の $S_0(\varrho_0)$ の値としては、次のように与えられている。

- A (極良) : $2 \sim 8 \times 10^{-6}$
- B (良) : $8 \sim 32 \times 10^{-6}$
- C (普通) : $32 \sim 128 \times 10^{-6}$
- D (悪) : $128 \sim 512 \times 10^{-6}$
- E (極悪) : $512 \sim 2048 \times 10^{-6}$

一方、図-2 のコヒーレンス関数 $r_0(\varrho)$ は道路横断面の相関を示したものである。この相関を考慮した路面凹凸のシミュレーション手法が、車体振動実験の入力データを作成するために、Dodds らによって提案されている³⁾。本研究においても、道路横断面の相関を考慮した路面凹凸のフーリエスペクトルを求めるために、Dodds らの方法を利用する。この方法は複数確率過程の間に相関性のある場合のシミュレーション理論とよばれるもので、以下に簡単に説明しておく。

クロススペクトル密度関数 $S_{ml}(\omega)$; $m, l: 1, 2, \dots, M$ を有する平均値 0 の定常確率 ガウス過程 $x_m(t)$ は、次式を用いてシミュレーションすることができる⁴⁾。

$$x_m(t) = \sum_{j=1}^m \int_{-\infty}^{\infty} h_{mj}(\tau) \cdot n_j(t-\tau) d\tau \quad (m=1, 2, \dots, M) \dots\dots (2)$$

ここで、 $h_{mj}(\tau)$: Kernal, $n_j(t)$: 単位パワースペクトル密度を有するホワイトノイズで、 $n_i(t)$ と $n_j(t)$ は $i \neq j$ のとき互いに独立

式 (2) の両辺をフーリエ変換すると、次式のように書き直される。

$$X_m(\omega) = \sum_{j=1}^m H_{mj}(\omega) \cdot N_j(\omega) \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 $X_m(\omega)$, $H_{mj}(\omega)$, $N_j(\omega)$: それぞれ $x_m(t)$,

$h_{mj}(t)$, $n_j(t)$ のフーリエ変換

しかるに、 $H_{mj}(\omega)$ と $S_{ml}(\omega)$ の関係は次式のように与えられている⁴⁾。

$$S_{ml}(\omega) = \sum_{j=1}^l \overline{H_{mj}(\omega)} \cdot H_{lj}(\omega) \quad (l \leq m) \dots\dots (4)$$

ここで、 $\overline{H_{mj}(\omega)}$: $H_{mj}(\omega)$ の共役複素数

いま、道路横断面の相関を考慮したときの路面凹凸を取り扱う場合は $m=1, 2$ となる。式 (4) から、Kernal のフーリエ変換を求めると次式のようなになる⁵⁾。

$$\left. \begin{aligned} H_{11}(\omega) &= \sqrt{S_{11}(\omega)} \\ H_{21}(\omega) &= S_{12}(\omega) / \sqrt{S_{11}(\omega)} \\ H_{22}(\omega) &= \sqrt{S_{22}(\omega) - |S_{12}(\omega)|^2 / S_{11}(\omega)} \end{aligned} \right\} \dots\dots (5)$$

さらに、コヒーレンス関数 $r_{12}(\omega)$ が与えられている場合、クロススペクトル密度関数 $S_{12}(\omega)$ は次式のように与えられる。

$$S_{12}(\omega) = r_{12}(\omega) \sqrt{S_{11}(\omega) \cdot S_{22}(\omega)} e^{-i\varphi_{12}(\omega)} \dots\dots (6)$$

したがって、式 (5), (6) から、Kernal のフーリエ変換は $S_{11}(\omega)$, $S_{22}(\omega)$ と $r_{12}(\omega)$ を用いて、次式のように書き直される。

$$\left. \begin{aligned} H_{11}(\omega) &= \sqrt{S_{11}(\omega)} \\ H_{21}(\omega) &= r_{12}(\omega) \sqrt{S_{22}(\omega)} e^{-i\varphi_{12}(\omega)} \\ H_{22}(\omega) &= \sqrt{S_{22}(\omega) \{1 - r_{12}(\omega)^2\}} \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

次に、式 (3) において、単位パワースペクトル密度を有するホワイトノイズのフーリエ変換が必要となる。

このため、次のように考えてホワイトノイズのフーリエ変換を求める。いま、発生させる時系列として、 $0 < t < T$ なる部分を考えるとき、ホワイトノイズ $n_j(t)$ も $0 < t < T$ で値をもち、その他の範囲では 0 であると考える。この場合、 $n_j(t)$ のフーリエ変換 $N_j(\omega)$ とパワースペクトル密度関数 $S_n(\omega)$ は次式で関係づけられている。

$$|N_j(\omega)| = \sqrt{T \cdot S_n(\omega) / 2} \dots\dots\dots (8)$$

しかるに、 $S_n(\omega) = 1$ であるので、 $N_j(\omega)$ は次式のように表わされる。

$$N_j(\omega) = |N_j(\omega)| e^{-i\alpha_j(\omega)} = \sqrt{T/2} e^{-i\alpha_j(\omega)} \dots\dots\dots (9)$$

ここで、 $\alpha_j(\omega) : -\pi \leq \alpha_j \leq \pi$ の範囲に分布するランダム変数

式 (3), (7) および (9) から、道路横断面の相関を考慮したときの路面凹凸のフーリエスペクトルは次式のように得られる。なお、次式で添字 L は左車輪、添字 R は右車輪を意味する。

$$X_L(\omega) = \sqrt{T/2} \cdot \sqrt{S_L(\omega)} e^{-i\alpha_L(\omega)} \dots\dots\dots (10)$$

$$X_R(\omega) = \sqrt{T/2} [r_{LR}(\omega) \sqrt{S_R(\omega)} e^{-i\alpha_L(\omega)} \cdot e^{-i\varphi_{LR}(\omega)} + \sqrt{S_R(\omega) \{1 - r_{LR}(\omega)^2\}} e^{-i\alpha_R(\omega)}] \dots\dots (11)$$

しかるに、図-1, 2 で示される ISO の規格案は、いず

れも空間座標に対応する路面周波数 Ω に対して与えられている。また、両輪軌跡の路面凹凸のパワースペクトル密度関数 $S_L(\omega)$ と $S_R(\omega)$ の関係およびクロススペクトル密度関数 $S_{LR}(\omega)$ における位相角 $\varphi_{LR}(\omega)$ に関する情報は与えられていない。

前者の問題、すなわち路面周波数 Ω から時間座標に対応する円振動数 ω への変換に対しては次のように考える。車両の走行速度を一定速度 v_0 (m/s) とすると、空間座標での波長 λ と時間座標での周期 T_0 との関係は $\lambda=v_0T_0$ となるので、 Ω と ω の関係は次式のようになる。

$$\Omega=1/\lambda=\omega/2\pi v_0 \dots\dots\dots(12)$$

なお、パワースペクトル密度関数については、スペクトル密度の換算を考慮しなければならない。結局、式(12)の関係を用いて、円振動数 ω に対するパワースペクトル密度関数 $S(\omega)$ およびコヒーレンス関数 $r(\omega)$ は、図-1.2 に示す $S_0(\Omega)$ 、 $r_0(\Omega)$ から次式のような変換によって得られる。

$$\left. \begin{aligned} S(\omega) &= S_0(\omega/2\pi v_0)/2\pi v_0 \\ r(\omega) &= r_0(\omega/2\pi v_0) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(13)$$

次に、後者の問題に対する取り扱いについては、Dodds らの研究⁶⁾によれば次のようである。両輪軌跡の路面凹凸の実測データから、

$$S_R(\Omega)=S_L(\Omega) \dots\dots\dots(14)$$

であることが確かめられている。この関係は、路面凹凸は等質であるという仮定が成り立つことを示唆している。そこで、地表面の凹凸を等質な2次元定常確率ガウス過程と仮定すると、両輪軌跡の路面凹凸の相互相関関数は偶関数であることが導かれる。なお、このことについても Dodds らは実測データについて確かめている。したがって、相互相関関数が偶関数であることから、クロススペクトル密度関数 $S_{LR}(\Omega)$ は実数となる。つまり位相角 $\varphi_{LR}(\Omega)$ は、

$$\varphi_{LR}(\Omega)=0 \dots\dots\dots(15)$$

となる。

以上、式(12)~(15)の関係式を用いると、式(10)、(11)は改めて次式のように書き直される。

$$X_L(\omega)=\sqrt{T/2} \cdot \sqrt{S_0(\Omega)/2\pi v_0} e^{-i\alpha_L(\omega)} \dots(16)$$

$$\begin{aligned} X_R(\omega) &= \sqrt{T/2} [r_0(\Omega) \sqrt{S_0(\Omega)/2\pi v_0} e^{-i\alpha_R(\omega)} \\ &+ \sqrt{\{1-r_0(\Omega)^2\} S_0(\Omega)/2\pi v_0} e^{-i\alpha_R(\omega)}] \end{aligned} \dots\dots\dots(17)$$

ただし、 $\Omega=\omega/2\pi v_0$ である。

なお、道路横断面の相関を考慮しないときの路面凹凸のフーリエスペクトルは式(17)において $r_0(\Omega)=0$ とおけば得られる。

3. 地盤振動のシミュレーション式

走行する自動車の鉛直方向の振動成分には、直線振動としての鉛直振動、回転振動としてのローリング、ピッチングおよび車体の弾性振動などが考えられる。しかし、本研究では取り扱いを簡単にするために、地盤の鉛直振動に与える影響の大きい後輪の鉛直振動(直線振動)のみを考える。さらに、左車輪の振動系と右車輪の振動系は独立した振動系とする。また、車両をモデル化するに際して、懸架部およびタイヤ部のばね定数、減衰力および積荷の振動特性などに種々の問題点がある⁷⁾。これらについては、懸架部、タイヤ部のばね定数は線型で、減衰力は振動速度に比例し、積荷はばね上質量(車体)への付加質量として取り扱う。

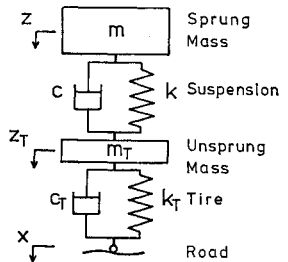


図-3 車両の振動モデル

車両の振動モデルを

図-3 に示すような2自由度系と考えると、運動方程式は次式となる。

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{z}+c(\dot{z}-\dot{z}_T)+k(z-z_T) &= 0 \\ m_T\ddot{z}_T-c(\dot{z}-\dot{z}_T)+c_T(\dot{z}_T-\dot{x}) \\ -k(z-z_T)+k_T(z_T-x) &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots(18)$$

ここで、 m 、 m_T :ばね上、ばね下質量、 k 、 c :懸架部のばね定数、減衰係数、 k_T 、 c_T :タイヤ部のばね定数、減衰係数、 z 、 z_T :ばね上、ばね下質点の絶対変位、 x :路面の凹凸

上式から、接地荷重 $P(t)$ は路面に対して下向きを正とすると、次式として得られる。

$$P(t)=- (m\ddot{z}+m_T\ddot{z}_T) \dots\dots\dots(19)$$

式(18)、(19)の両辺をフーリエ変換すると、次のように書き直される。

$$\left. \begin{aligned} (-\omega^2 m+i\omega c+k)Z-(i\omega c+k)Z_T &= 0 \\ -(i\omega c+k)Z+(-\omega^2 m_T+i\omega c+i\omega c_T+k+k_T)Z_T \\ &= (i\omega c_T+k_T)X \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(20)$$

$$Q(\omega)=\omega^2(mZ+m_TZ_T) \dots\dots\dots(21)$$

ここで、 $Z(\omega)$ 、 $Z_T(\omega)$ 、 $X(\omega)$ 、 $Q(\omega)$:それぞれ $z(t)$ 、 $z_T(t)$ 、 $x(t)$ 、 $P(t)$ のフーリエ変換

式(20)から、 $Z(\omega)$ 、 $Z_T(\omega)$ を $X(\omega)$ で表わし式(21)に代入すると、接地荷重のフーリエスペクトル $Q(\omega)$ は次式の形で表わすことができる。

$$\begin{aligned} Q(\omega) &= H_p(\omega) \cdot X(\omega) \\ &= |H_p(\omega)| \cdot e^{-i\varphi_p(\omega)} \cdot X(\omega) \dots\dots\dots(22) \end{aligned}$$

ここで、 $H_p(\omega)$ ：接地荷重の周波数応答関数

左右両輪の接地荷重のフーリエスペクトルは前節で得られた路面凹凸のフーリエスペクトル $X_L(\omega), X_R(\omega)$ を式 (22) の $X(\omega)$ の代わりに用いて求めることができる。

次に、車両の走行速度は波動の伝播速度に比べて十分小さいので車両の走行効果は無視し、固定した位置で走行中の不規則な振動を地盤に及ぼしていると仮定する。すなわち、地盤振動の測定点に最接近した位置で車両が振動し、地盤に動荷重を与えていると考える。この場合、地表面での正弦波点加振による地表面各点における地盤振動の周波数応答関数が必要となる。しかし、一般に地盤の地質構造は複雑で、理論的にも実験的にも地盤振動の周波数応答関数を求めることは非常に困難である。このため、本研究では、まず研究の第一段階として、地盤は等方等質の半無限弾性体であるとして取り扱う。この場合、半無限弾性体の表面で鉛直方向に正弦波点加振しているときの波動伝播問題を取り扱った Lamb の解⁹⁾ が利用できる。

半無限弾性体の表面に原点をとり、原点において鉛直方向に作用する点加振 $Pe^{i\omega t}$ による弾性体表面の任意点の鉛直変位は Lamb によって与えられている。したがって、この式から振動速度 $v(t)$ は次式として得られる。

$$v(t) = -\frac{i\omega P e^{i\omega t}}{2\pi G} \left(\frac{\beta}{r}\right) \int_0^\infty \frac{\zeta \sqrt{\zeta^2 - \eta^2}}{F(\zeta)} J_0(\zeta\beta) d\zeta \quad \dots\dots\dots (23)$$

ここで、 $F(\zeta) = (2\zeta^2 - 1)^2 - 4\zeta^2 \sqrt{\zeta^2 - \eta^2} \sqrt{\zeta^2 - 1}$ (レレ関数)、 $\eta = \sqrt{(1-2\nu)/2(1-\nu)}$ 、 $\beta = \omega r / V_s$ 、 r ：振源距離、 G ：せん断弾性係数、 ω ：加振力の円振動数、 P ：加振力の振幅、 V_s ：横波の伝播速度、 ν ：ポアソン比、 t ：時間、 $J_0(\zeta\beta)$ ：0 次の第1種ベッセル関数

式 (23) から、地盤の振動速度のフーリエスペクトル $V(\omega)$ は次の形で得られる。

$$V(\omega) = H_v(\omega) \cdot Q(\omega) = |H_v(\omega)| e^{-i\varphi_v(\omega)} \cdot Q(\omega) \quad \dots\dots\dots (24)$$

$$H_v(\omega) = -\frac{i\omega}{2\pi G} \left(\frac{\beta}{r}\right) \int_0^\infty \frac{\zeta \sqrt{\zeta^2 - \eta^2}}{F(\zeta)} J_0(\zeta\beta) d\zeta \quad \dots\dots\dots (25)$$

式 (25) における、地盤の振動速度の周波数応答関数 $H_v(\omega)$ の絶対値 $|H_v(\omega)|$ と位相角 $\varphi_v(\omega)$ を $\omega r / V_s$ に対して図示すると 図-4 のように得られる。なお、これらの計算には田治見らが行っている数値計算法⁹⁾ を利用した。

結局、式 (24) に式 (22) から得られる接地荷重のフーリエスペクトルを代入して、地盤の振動速度のフー-

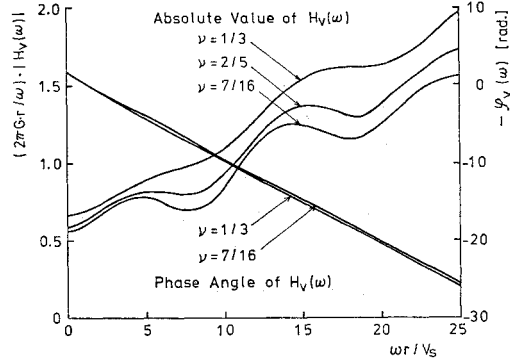


図-4 地盤振動速度の周波数応答関数

リエスペクトルが得られる。これらを改めて書き直すと、左車輪、右車輪に対してそれぞれ次式ようになる。

$$V_L(\omega) = H_{vL}(\omega) \cdot H_{pL}(\omega) \cdot X_L(\omega) \quad (\text{左車輪}) \quad \dots\dots\dots (26)$$

$$V_R(\omega) = H_{vR}(\omega) \cdot H_{pR}(\omega) \cdot X_R(\omega) \quad (\text{右車輪}) \quad \dots\dots\dots (27)$$

ただし、上式において $H_{vL}(\omega), H_{vR}(\omega)$ はそれぞれ左車輪、右車輪から測定点までの距離に対応した地盤振動の周波数応答関数、 $H_{pL}(\omega), H_{pR}(\omega)$ は $H_{pL}(\omega) = H_{pR}(\omega) = H_p(\omega)$ である。

次に、式 (26), (27) で得られた地盤振動のフーリエスペクトルをフーリエ逆変換して、左右両輪から発生する地盤の振動速度の時系列を求める。

$$v_L(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^\infty V_L(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad \dots\dots\dots (28)$$

$$v_R(t) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\infty}^\infty V_R(\omega) e^{i\omega t} d\omega \quad \dots\dots\dots (29)$$

したがって、地表面各点の振動速度 $v(t)$ は左右両輪の影響を重ね合わせて、

$$v(t) = v_L(t) + v_R(t) \quad \dots\dots\dots (30)$$

として得られる。

4. 数値計算における諸条件

数値計算を実行するために設けたいくつかの仮定と用いた諸数値について、以下に簡単に説明しておく。

(1) 路面の凹凸特性

図-1 に示す路面凹凸のパワースペクトル密度関数においては、路面周波数 Ω に対する両側の限界が規定されていない。このため、既往の文献^{10), 11)} と同様に路面周波数に限界を設け、その範囲外のパワースペクトル密度は本研究の計算には影響がないものとして取り扱う。いま、既往の文献に提案されている路面周波数の限界と本研究のそれを比較して示すと 表-1 のようである。

表-1 路面周波数の範囲

文献	車速	路面周波数 (c/m)	発生する振動数範囲 (Hz)	備考
ISO ²⁾	10~50 m/s (36~180 km/h)	$Q=0.005\sim 4$ (10 m/s: 0.025~4 50 m/s: 0.005~0.8)	$f=0.25\sim 40$	f の範囲を規定
小堀・梶川 ¹⁰⁾	10 m/s (36 km/h)	$Q=0.05\sim 5$	$f_1=1.5\sim 3.5$ (ばね上) $f_2=10\sim 20$ (ばね下)	f の範囲を規定
吉村・彦坂 内容 ¹¹⁾	標準 12 m/s (43 km/h)	$Q \leq 0.01$; $S_0(Q) = \text{一定}$ $Q=0.01\sim 1$ $Q \geq 1$; $S_0(Q)=0$	$f=0\sim 12$	Q の範囲を規定
本研究	10 km/h 30 km/h 50 km/h	$Q \leq 0.01$; $S_0(Q) = \text{一定}$ $Q=0.01\sim 2$ $Q \geq 2$; $S_0(Q)=0$	10 km/h; $f=0\sim 5.6$ 30 km/h; $f=0\sim 16.7$ 50 km/h; $f=0\sim 27.8$	Q の範囲を規定

なお、同表の最高路面周波数の値については、本来その限界は存在しないものであるが、タイヤの接地長と路面凹凸の波長との関係から車両振動への入力源として考えるとき、ある限界が存在すると考えたものである。通常走行において沿道地盤に発生する振動は、軟弱地盤で数 Hz が卓越する場合は除けば、10~20 Hz 付近の振動が卓越している¹²⁾。しかるに、発生する振動数の上限は最高路面周波数に関係している。そこで、通常走行として40~50 km/h を想定するとき、10~20 Hz の振動数範囲を含む路面周波数としては、 $Q=1.4\sim 1.8$ c/m となる。したがって、本研究では、路面周波数 $Q=2.0$ c/m の路面凹凸が車両振動に影響を及ぼす有効な最高路面周波数と仮定したものである。

一方、道路横断面の相関を与えるコヒーレンス関数については、Dodds ら³⁾が路面凹凸のシミュレーションに用いたものを使用する。それは図-2 に示すような直線に近似化したコヒーレンス関数である。

(2) 車両の振動モデル

主として、計算の対象としたのは大型車であるが、比較のため乗用車に対しても若干の計算を行った。表-2 に、計算に用いた車両の後輪全体についての諸元を示す。大型車は文献 13) の値を参照して決めており、一般に8トントラックとよばれるものである。一方、乗用車については適当な文献が得られないため、ここでは表-2 のような値を仮定したものである。いま、同表の諸元に対して、接地荷重の周波数応答関数の絶対値を示したものが図-5 である。なお、同図の周波数応答関数はタイヤ下面を一定振幅で加振した場合の応答特性として定義されるものである。しかるに、実際に道路を走行するときのタイヤ下面の変位は、路面周波数が高くなるにつれ、路面凹凸に追従しなくなる。このため、路面

表-2 車両の諸元

車種	$m \cdot g$ (t)		$m_T \cdot g$ (t)	k (t/m)	k_T (t/m)	c (t·s/m)	c_T (t·s/m)
	積荷時	空荷時					
大型車	8.4	1.5	1.2	280	440	1.20	0.90
乗用車	0.5	—	0.1	4.4	44	0.04	0.06

凹凸の振幅は一定であっても、タイヤ下面への有効な入力振幅は小さくしなければならない。しかし、これらの関係を考慮した接地荷重の周波数応答関数は簡単に求められない。したがって、図-5 に示す接地荷重の周波数応答関数を用いるため、前節で述べたように、最高路面周波数に限界を設けることで便宜的に解決を計った。

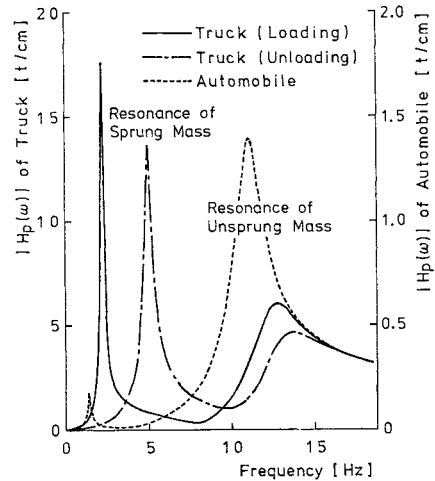


図-5 接地荷重の周波数応答関数の絶対値 (片側車輪)

(3) 地盤の振動伝達特性

本研究のように、一様な半無限弾性地盤を想定した場合、地盤の物理定数としていかなる値を採用するか問題となる。しかし、地盤の複雑な地層構成を考慮して解析することは、F.E.M. 等の数値計算法を用いても現状では非常に困難である。このため、本研究では道路交通振動程度の振動は地表面近くの地盤の影響を大きく受けるであろうと考えて、アスファルト舗装と通常地盤の中間程度を想定し、表-3 に示すような値¹⁴⁾を一例として用いる。したがって、地盤振動の周波数応答関数としては図-4 の $\nu=1/3$ の場合を使用する。

また、地盤振動の測定点は、左車輪の通過位置を 0 m として、5, 10, 15, 20, 25 m の 5 点を考える。一方、右車輪に対しては、車輪間 (一応、2.4 m とする) の距離をそれぞれの測定点の距離に加えた場合の地盤振動の周

表-3 地盤の物理定数

ヤング係数 (kg/cm ²)	ポアソン比	単位体積重 (t/m ³)	横波の速度 (m/s)	縦波の速度 (m/s)	レイレ波の速度 (m/s)
2500	1/3	2.2	200	400	187

表-4 FFT での計算条件

車速 (km/h)	f_{max} (Hz)	Δf (Hz)	Δt (s)	T (s)
10	5.6	0.043	0.090	23.0
30	16.7	0.130	0.030	7.7
50	27.8	0.217	0.018	4.6

(注) $\omega_{max}=2c/m, N=256$

波数応答関数を用いる。

(4) 時系列の計算と整理

地盤の振動速度の時系列は、得られたフーリエスペクトルから FFT を利用して計算する¹⁵⁾。その場合、サンプル数は $N=256$ として、表-4 に示すような条件のもとで時系列を発生させる。なお、同表に示すように車速に対して計算条件が変わっているのは、前述のように路面周波数 ω に限界を設けているためである。また、発生させた時系列の時間長から車両の走行距離は約 64 m となる。したがって、測線と道路の交点から両側に約 30 m の区間に車両が存在する場合を想定したことになる。

次に、式 (16)、(17) からわかるように、時系列の計算には乱数を利用しなければならない。一応、乱数の一様性は検定されているものを使用しているが、実際のシミュレーションには乱数をいくつか変えて計算する方が望ましい。また、乱数を変えることは、同じ路面凹凸のパワースペクトル密度をもつ多数の路面を想定していることになる。したがって、本研究ではそれぞれの計算項目について、乱数を変えて 40 回のシミュレーションを行う。そして、各回の時系列から振動速度の最大値を求め、その値によって考察を行う。

5. 数値計算結果および考察

(1) 距離減衰に対する検討

積荷状態の大型車が 50 km/h で走行する場合で、路面凹凸の程度が「普通」と「悪」の間および道路横断面の相関を考慮した場合の地盤振動速度の距離減衰を図-6 に示す。同図には、両輪の影響を合成した場合の地盤振動と比較するために、左車輪のみを考えたときに発生する地盤振動の値も図示してある。5 m 点での振動速度のばらつきは大きく、距離が遠くなるに従ってそのばらつきは小さくなっていく傾向にある。また、同じ路面凹凸のパワースペクトル密度を持つ道路を走行させた場合でも、このようなばらつきを示すということは、規制値等にある程度の幅を持たせなければならないことを示唆している。

次に、図-6 に得られている結果が実測データとどの

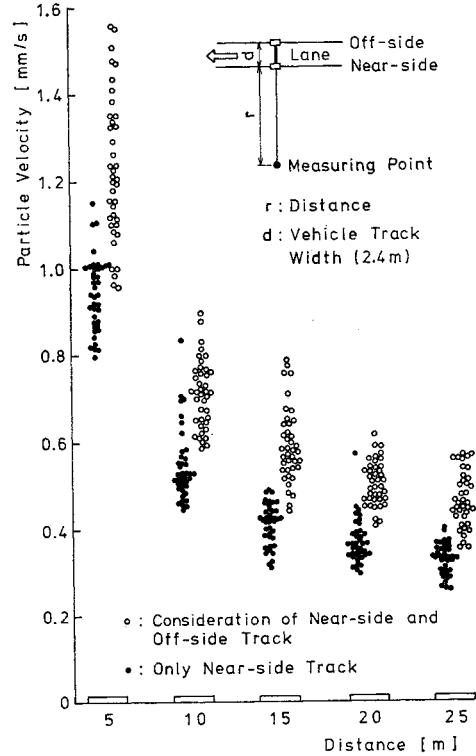


図-6 地盤振動速度の距離減衰

程度合致するかについての検討は重要な問題であるが、路面状態と地盤振動を直接に比較した文献は現在のところ見られない。そこで、一応の比較の意味で、畠山らが大阪市内の沿道で測定した 10 数例のデータをもとに提案している半実験式¹⁶⁾と図-6 の計算結果の平均値を図-7 に示す。なお、畠山らの提案する半実験式は次に

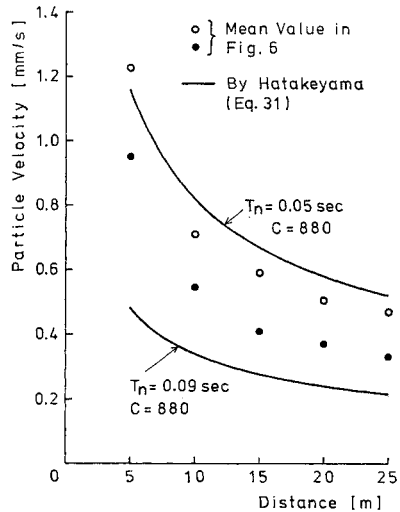


図-7 半実験式とシミュレーション値 (平均値) の比較

示すようなもので、Lamb によって得られている振源距離が遠い場合の解に基づいている。

$$v = CV_R^{-5/2} \omega_n^{3/2} \sqrt{1/r} \dots\dots\dots (31)$$

ここで、 v : 地盤の振動速度 (mm/s), C : 係数 (860~900), V_R : レーレ波の伝播速度 (m/s), ω_n : 地盤に引き起される円振動数 (rad./s), r : 道路からの距離 (m)

上式の ω_n については、 $T_n = 2\pi/\omega_n$ として、畠山らは実測データから $T_n = 0.05 \sim 0.09 \text{ sec}$ 程度であると報告している¹⁷⁾。図-7 の実線は $V_R = 187 \text{ m/s}$ (表-3), $C = 880$ とし、 $T_n = 0.05 \text{ sec}$ と $T_n = 0.09 \text{ sec}$ の場合について式 (31) を示したものである。同図から、実測データの路面状態がわからないため直接の比較はできないが、市内道路の路面程度から推察して、本研究のシミュレーションはほぼ満足のいくものであろうと著者らは考えている。

(2) 種々の影響要因に対する検討

ここでは、地盤振動に対する地盤の物理定数以外の影響要因として、積荷の有無、路面凹凸の程度、車速、車種を取り上げた。計算を行ったケースを表-5 に、10 m 点について計算した結果を図-8 に示す。また、同図の Case 1 は図-6 に得られている 10 m 点の振動

表-5 比較のため計算したケース

Case	車種	積荷	車速 (km/h)	路面の度	横断の関
1	大型車	有	50	B	有
2	大型車	有	50	B	無
3	大型車	無	50	B	有
4	大型車	有	50	A	有
5	大型車	有	30	B	有
6	大型車	有	10	B	有
7	乗用車	一	50	B	有

(注) A: 「極良」と「良」の境
B: 「普通」と「悪」の境

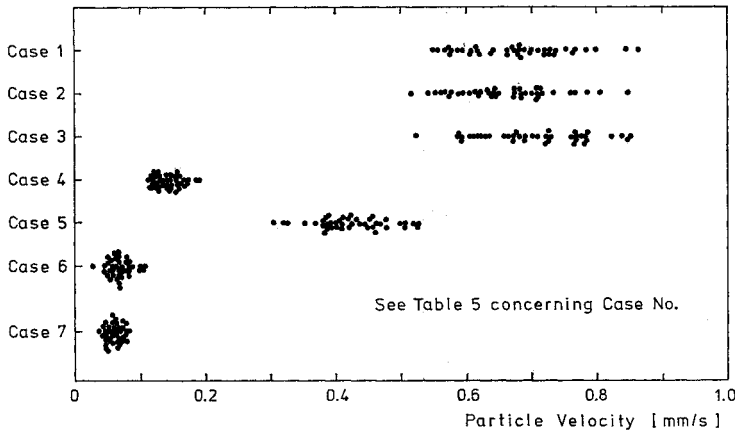


図-8 10 m 点における地盤振動速度の比較

速度の値を改めて図示したもので、ここでの比較の基準とした。まず、各種要因の比較に先立ち、道路横断面の相関を考慮しない場合 (式 (17) において、 $r_0(\theta) = 0$ の場合) を調べたものが Case 2 である。Case 2 を Case 1 と比較して、道路横断面の相関は本研究のようなシミュレーションでは考慮しなくてもよいことを示している。なお、本研究では左右両輪を独立した振動系として取り扱っており、車両のローリング振動については考えていない。このため、車両のローリング振動成分を考慮すれば、この相関の影響はある程度生じるものと考えられる。また、道路横断面の相関は、図-2 および 図-5 から明らかなように、車速が 50 km/h 程度以下であれば、ばね上振動に影響を与える。したがって、地盤振動として変位を考える場合には低振動数成分が強調されてくるために、この相関の効果は無視できなくなる場合が生じるものと思われる。

次に、Case 3 は空荷の場合についての計算結果であるが、Case 1 と比較してばね上質量の増減は地盤振動にほとんど影響を及ぼさないことがわかる。これは実測データにおける傾向¹⁸⁾とも一致しており、また、図-5 の接地荷重の周波数応答関数において、ばね下振動成分がほとんど影響を受けていないことから納得のいく結果である。Case 4 は、路面凹凸の程度として「極良」と「良」の間を採用した場合で、路面状態がよくなれば地盤振動は大幅に小さくなることを示している。Case 5, 6 は車速の影響を調べたもので、車速が遅くなれば地盤振動はかなり減少することがわかる。しかし、この場合の結果には路面周波数に限界を設けた影響が含まれており、計算上の問題は残るが、一応の傾向は示していると考えられる。一方、Case 7 は乗用車に対するものであり、車両の諸数値のみを変更して、ほかは大型車の条件を用いたときの結果である。このため、参考程度と考えるなければならないが、一応の傾向として乗用

車による地盤振動は大型車のそれと比べて相当小さくなることがわかる。

6. あとがき

本研究でのシミュレーションはいくつかの仮定を含んでおり、まだまだ検討を要する点が多い。路面凹凸の程度は ISO において制定される動きがあり、近い将来には路面の取り扱いに、一応の基準ができることになる。一方、自動車の振動に関しては、そのデータの公表も不十分

で、この点が本研究のようなシミュレーションを行っていくうえで一つの障害となっている。また、地盤の振動伝達特性に関しては、解析上の困難が多いことと、地盤の物理定数の決定が結果に影響を与えることも否定できない。したがって、これらの諸点から本研究での計算結果が、走行車両による沿道の地盤振動を完全に説明しているとは著者らも考えていない。しかし、本研究での考え方は、走行車両による沿道の振動を予測するための有効な方法の一つであろうとは考えられる。

以上の状況をふまえて、本研究で得られた結果を要約すると次のようである。

(1) 両輪が通過する軌跡の路面凹凸間の相関は、一応考慮しなくても結果に大きな差異は与えないと考えられる。

(2) 地盤の振動速度に対する積載重量の影響はほとんど見られない。これは実測データの傾向とも一致する。

(3) 路面凹凸の程度は、発生する地盤振動に大きな影響を与えている。したがって、路面の改良は地盤振動の軽減に有効な手段といえる。

(4) 地盤の振動速度に対する車速の制限は路面凹凸の改良ほど顕著でないが、地盤振動の軽減に効果がある。

(5) 乗用車によって発生する地盤振動は大型車によって発生する地盤振動に比べて相当小さい。

最後に、この研究を行うにあたり、日頃ご助言とご支援を賜わっている神戸大学 桜井春輔教授に深く感謝します。また、路面凹凸に関する ISO の資料を提供いただいた、いすゞ自動車(株)の稲生 武氏に紙面を借り感謝の意を表します。

付 録

振動レベルの計算について

本文では、地盤振動に関する整理は振動速度で行った。しかし、実務の面から振動レベルへの換算が必要となる場合が生じる。このため、ここでは振動レベルを求める方法について簡単に説明しておく。振動規制法施行細則および JIS C 1510 によれば、振動レベルは次のように定義されている。

$$VL = 20 \log(a/a_0) \dots\dots\dots (A.1)$$

ここで、VL：振動レベル (dB)、a：測定した加速度の実効値 (m/s²)、a₀：基準加速度の実効値 (m/s²)
 なお、a₀ は鉛直振動の感覚補正を対象とした場合、振動数を f(Hz) として次の値をとる。

$$\left. \begin{aligned} 1 \leq f \leq 4 & \quad a_0 = 2 \times 10^{-5} f^{-1/2} \\ 4 \leq f \leq 8 & \quad a_0 = 10^{-5} \\ 8 \leq f \leq 90 & \quad a_0 = 0.125 \times 10^{-5} f \end{aligned} \right\} \dots\dots (A.2)$$

次に、振動レベルを求める方法として次の 2 通りが考えられる。

(1) 本文の式 (25) で得られている地盤振動速度の周波数応答関数の代わりに、加速度の周波数応答関数を用いる。そして、式 (A.1) の補正を行う。

(2) 本文の式 (25) で得られる地盤振動速度の周波数応答関数はそのまま用いる。このため、式 (A.1) の補正を振動速度に対して行えるように変形する。

ここでは、本文の式 (23) 以降の取り扱いをそのまま残すため、上記 (2) の方法について説明する。

いま、振動数 f(Hz) の正弦振動を考えると、振動速度 v(mm/s) は次式によって 加速度実効値 a(m/s²) に換算できる。

$$a = 2 \pi f v \times 10^{-3} / \sqrt{2} \dots\dots\dots (A.3)$$

したがって、式 (A.1) は式 (A.2)、(A.3) を用いて次のように書き直される。

$$\left. \begin{aligned} 1 \leq f \leq 4 & \quad VL = 20 \log(50 \sqrt{2} \pi \cdot v f^{3/2}) \\ 4 \leq f \leq 8 & \quad VL = 20 \log(100 \sqrt{2} \pi \cdot v f) \\ 8 \leq f \leq 90 & \quad VL = 20 \log(800 \sqrt{2} \pi \cdot v) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (A.4)$$

たとえば、式 (A.4) を v=1 mm/s に対して図示すると、付図に示すような対数フィルターが得られる。これは、振動速度を振動レベルに換算するために必要な振幅特性を示すものである。一方、位相特性に関しては、

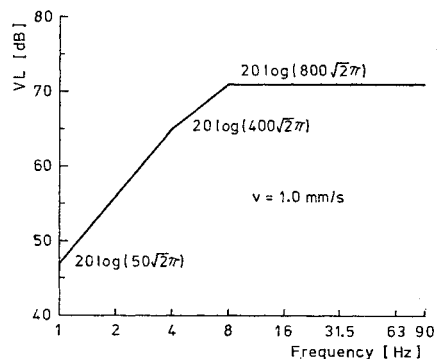
JIS C 1510 はなんらその定義を与えていない。ここでは、この位相特性に関して次のように取り扱うことにする。フィルターを通すことによって、各周波数間で時間のずれが生じてはならない。つまり、位相角 φ_{VL} は、

$$\varphi_{VL} = C\omega \quad (C: \text{一定}) \dots\dots\dots (A.5)$$

となる。したがって、振動速度を振動レベルに換算するための周波数応答関数 H_{VL}(ω) は次式となる。

$$H_{VL}(\omega) = |H_{VL}(\omega)| e^{-iC\omega} \dots\dots\dots (A.6)$$

上式の |H_{VL}(ω)| が式 (A.4) に与えられている振幅特性となっている。なお、式 (A.5) の C は通常小さい



付図 振動速度から振動レベルを求めるフィルター (v=1 mm/s の場合)

値となっており、 ω の小さい範囲では $\phi_{VL} \doteq 0$ とみなし得る。結局、式 (A.6) で得られる周波数応答関数を本文の式 (26), (27) の振動速度のフーリエスペクトルにかけて、振動レベルのフーリエスペクトルを求める。そして、本文の式 (28) 以降の処理を行い、時系列の最大値を求めれば所要の振動レベル値となる。

なお、実際の測定においては、JIS C 1510 に定めるように振動レベル計の指針特性は 1 秒となっている。このため、指針の動特性を数量化する必要があり、この点が問題点として残る。

参 考 文 献

- 1) 北村泰寿：道路交通による沿道の地盤振動のシミュレーション，土木学会論文報告集，No. 260, pp. 101~108, 1977.4.
- 2) ISO: Proposals for Generalized Road Inputs to Vehicles, Draft International Standard, ISO/DIS 2631, pp. 1~17, 1972.
- 3) Styles, D.D. & Dodds, C.J.: Simulation of Random Environments for Structural Dynamics Testing, Experimental Mechanics, pp. 416~424, 1976.11.
- 4) 星谷 勝：確率論手法による振動解析，鹿島出版会，pp. 78~93, 1974.
- 5) Borgman, L.E.: Ocean Wave Simulation for Engineering Design, Journal of Waterways and Harbors Division, ASCE, Vol. 95, WW 4, pp. 557~581, 1969. 11.
- 6) Dodds, C.J. & Robson, J.D.: The Description of Road Surface Roughness, Journal of Sound and Vibration, No. 31 (2), pp. 175~183, 1973.2.
- 7) 稲生 武：大型車の振動と問題点，自動車技術，Vol. 28, No. 4, pp. 283~295, 1974.4.
- 8) Lamb, H.: On the Propagation of Tremors over the Surface of an Elastic Solid, Philosophical Transactions of the Royal Society, London, Series A, Vol. 203, pp. 1~42, 1904.
- 9) 野嶋 治・田治見 宏・市川修三：建物と地盤の相互作用に関する基礎的研究，竹中技術研究所報告，No. 9, pp. 38~50, 1973.1.
- 10) 小堀為雄・梶川康男：単一動荷重に対する道路橋の振動感覚，土木学会論文報告集，No. 248, pp. 11~23, 1976. 4.
- 11) 吉村虎蔵・彦坂 熙・内谷 保：単一走行車両による道路橋の非定常ランダム応答の解析，土木学会論文報告集，No. 258, pp. 35~44, 1977.2.
- 12) 市原 薫・枝村俊郎：道路施設工学，森北出版，pp. 318~319, 1976.
- 13) 山田善一・小堀為雄：活荷重に対する道路橋の動的応答一衝撃係数一に関する考察，土木学会論文集，No. 148, pp. 40~50, 1967.12.
- 14) 木下勝弘・又木義浩：自動車による振動公害予測と対策，竹中技術研究所報告，No. 12, pp. 29~48, 1974.8.
- 15) 大崎順彦：地震動のスペクトル解析入門，鹿島出版会，pp. 43~111, 1976.
- 16) 畠山直隆・早川 清：自動車による騒音・振動の特性と環境問題（振動の部），土木学会関西支部「騒音・振動に関する環境問題」講習会テキスト，pp. 29~39, 1976.9.
- 17) 畠山直隆・今井宏典・中辻 昇：自動車による振動の予測と対策，土木学会関西支部「騒音・振動公害」講習会テキスト，pp. 99~114, 1974.6.
- 18) たとえば，建設省土木研究所：道路交通による沿道地盤の振動調査，土木研究所資料，第 888 号，pp. 1~111, 1974.3.

(1977.6.10・受付)