

鉄道線路の軌道および路盤に生ずる振動の解析

STUDY ON VIBRATIONS INDUCED IN RAILWAY TRACK
AND ROADBED

小野 一良*・山田 幹雄**

By Kazuyoshi ONO and Mikio YAMADA

1. ま え が き

これまでに列車通過時に鉄道線路に生ずる振動および騒音について、多数の論文が発表されてきた。線路の振動に関しては、線路構造物および軌道の保守上の問題としてだけでなく、それ自体が鉄道線路の沿線において公害の原因となり、また騒音の発生源としても問題になる。本論文では主として軌道の保守上の立場より、どのような振動が最も大きな振動のエネルギーをもつかについて研究を進めた。

これまでに発表された論文の多くには、軌道の振動に関する理論的解析と測定結果とが示されている。軌道に生ずる振動の原因としては、レール継目部またはレール面の傷など軌道に欠陥がある場合と車輪踏面のフラットのように車両に欠陥がある場合とが挙げられる。レール、まくらぎまたは路盤に振動計のピックアップを取り付ければ、これらの振動計は振動の記録を描くが、この振動の発生原因については2つの説がある。その1つは、車輪踏面およびレール頭頂面の凹凸による強制振動とみなしてよい部分である^{1),2)}。他の1つは、路盤を含めて軌道を1つの振動体系とみなして、外力によってその固有振動が誘起されると考えるのである^{3)~9),11),13)}。この固有振動数または衝撃に対する応答を計算するために、軌道を種々のモデルに仮定している。最も多く用いられているモデルはレール、まくらぎ、道床および路盤をそれぞれ1個の集中した質量に置き換え、車輪の下でこれらが間にばねを挟んで上下に重ねられているとする^{2)~4)}。このような体系には自由度に相当する固有振動が存在し、それらの振動数はこれらの質量および間に挟まれたばねの剛さに左右される。しかし、長さ方向にも深さ方向にも無限に連続な構造物とみなされる軌道およ

び路盤から、どれだけの質量を振動部として取り出したらいいかについて確かな根拠がない。また、レールの長さを有限として、弾性床上のはりの振動を論じた場合もある⁵⁾。いずれにしてもこのようなモデルによれば、振動のエネルギーの逸散を計算の中に考慮することができない。

次に多く用いられているモデルとしては、軌道を長さ方向に無限に延びた構造物と仮定し、レール面に直接振動力が加えられた場合¹⁾、衝撃が加えられた場合⁶⁾、車輪を通して振動力が加えられた場合^{7)~9)}または車輪を通して衝撃力が加えられた場合^{10),11)}が解かれている。これらの解法にはレールの長さ方向に振動のエネルギーが伝播することが考慮されているが、路盤の下方に振動のエネルギーが伝播することを考慮に入れた解法はほとんど見当たらない¹²⁾。

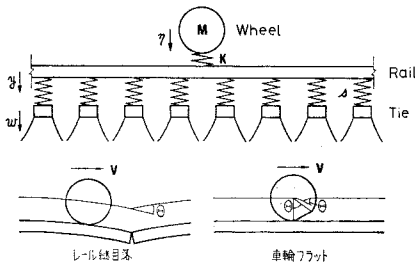
この論文においては、鉄道線路を長さ方向にも下方向にも無限に長く延びた構造物と考え、線路の長さ方向および路盤の下方への振動の伝播を考慮に入れてレール面が衝撃を受けたのちの振動を解き、以上の疑問を解明しようと試みた。

次に、列車通過時の振動の測定に関して、これまでの研究では、軌道および路盤の各部に加速度測定用のピックアップを取り付けてその振動加速度を取り出して周波数分析を行い、あるいは騒音計の記録とあわせておのおの周波数についてその発生源を探究している^{3),9),11),13)}。しかし、この論文においては、軌道および路盤の劣化はこれに加えられる振動のエネルギーに最も大きな関連をもつという考えにより、振動速度測定用のピックアップを用いて直接振動速度を取り出し、これについて周波数分析を行ってその大きさを比較した。

2. 軌道および路盤の振動に関する理論式

* 正会員 工博 金沢工業大学教授 土木工学科
** 学生員 工修 金沢工業大学大学院博士課程土木工学専攻

著者の1人は、かつて構造物に衝撃が加えられた場合



図一 鉄道線路の動力学的モデル

に構造物に生ずる振動振幅を求める方法として、ラグランジュの運動方程式より運動エネルギーと運動速度との間に存在する1つの関係式を導き、これを文献10)で発表した。そこでは、1つの体系に発生する互いに直交するいくつかの運動または多数の固有振動について、衝撃の作用時における運動エネルギーをそれぞれ T_1, T_2, T_3, \dots とし、衝撃の作用点が衝撃の方向にもつ初速度をそれぞれ V_1, V_2, V_3, \dots としたとき、衝撃の大きさ P について

$$\frac{2T_1}{V_1} = \frac{2T_2}{V_2} = \frac{2T_3}{V_3} = \dots = P \quad (1)$$

の関係が成り立つことを示した。この法則を軌道および路盤の振動に適用するにあたり、軌道および路盤を図一1に示すようなモデルと仮定した。台車および車体は比較的軟らかいばねで支持されているので、その振動数は軌道に生ずるたわみ運動および振動の振動数に比べてはるかに低い。したがって、車軸に上から作用する圧力の変動は無視した。

図一1に示すように、レール面または車輪踏面に不整があれば、車輪重心の進行方向に急な勾配変化を生じ、レール面に衝撃を加える。車輪の走行速度を V とし、勾配変化を $\tan \theta$ とすれば、車輪がレールに突き当たる速度は $V \tan \theta$ となる。これを V_0 とし、車輪の質量を M とすれば衝撃の大きさは

$$P = MV \tan \theta = MV_0 \quad (2)$$

となる。図一1は列車速度の低い場合を示したが、列車速度が高くなれば、車輪のもつ慣性によって式(2)の θ の値は順次小さくなることに注意する必要がある。車輪がレール面に打撃を加えれば、それらの接触面にはいくらかの弾性変形を生ずると考えられ、その変形を接触圧力に比例すると仮定してばね定数を K と置く^{14), 15)}。

一方のレールに衝撃が加われば、その影響は反対側のレールにも到達するが、これ以後は軌道の幅の半分をとり、片側のレールを考慮して振動の解析を行う。あるいは、両側のレールに同時に同一の大きさの衝撃が加わると考えてもよい。まくらぎの長さの半分についてその底面積を R_0 とし、これより下方に伝達された圧力は、深さ z の道床中または路盤中において

$$R = R_0 \exp(2\varphi z) \quad (3)$$

の面積内に均等に分散されると仮定する。一般に、道床砂利は列車荷重により路盤内に圧入され、道床と路盤との間に明らかな境界面は認められない。したがって、これらを連続した構造とみなして φ の値を一定とした。列車通過時に路盤中に土圧計を埋め込んで測定した結果、およびブーシネスクの式を考慮に入れた結果、 φ は $1 \sim 3 \text{ m}^{-1}$ の範囲内にあると推定される。まくらぎの曲げを無視し、まくらぎ底面より深さ z において式(3)に示す面積内に含まれる道床または路盤の沈下量を w とする。式(3)に示す範囲内に含まれる道床および路盤は一般に強く締め固められており、この部分の圧縮に対する弾性係数を一定と仮定してこれを k と置けば、深さ z における圧力 p は次式で与えられる。測定結果によれば、 k の値は路盤内の圧力によって変動があるが¹²⁾、ここでは一定と仮定する。

$$p = -k \frac{\partial w}{\partial z} \quad (4)$$

道床および路盤の単位体積質量を ρ と置けば、この上下方向の運動に関して次式が成立する。

$$R \rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = -\frac{\partial}{\partial z} (Rp) \quad (5)$$

式(5)に式(3),(4)を代入すれば、

$$\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = k \left(2\varphi \frac{\partial w}{\partial z} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) \quad (6)$$

レールは、一般に一定の間隔 a で配置されたまくらぎによって支持されるのであるが、今後はレールはまくらぎより連続して支持されると仮定して、

$$b = R_0/a \quad (7)$$

と置く。レールのたわみを y とし、まくらぎの変位を w_0 とし、レールの単位長さ当たりの軌道パッドの弾性定数を s とすれば、レールは単位長さ当たりまくらぎより $s(y-w_0)$ の反力を受ける。まくらぎ自体の圧縮を無視すれば、

$$w_0 = w_{z=0} \quad (8)$$

と置くことができる。また、まくらぎの質量をレールの単位長さ当たりに換算して m と置けば、まくらぎの上下運動に関して次式が導かれる。

$$m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = s(y-w) - bp \quad (9)$$

ただし、上式における w および p は $z=0$ における値とする。

レールは弾性床上の長さ無限のはりと考えられるので、レールの剛性を EI とし、単位長さ当たりの質量を r と置けば、次の微分方程式が導かれる。

$$EI \frac{\partial^4 y}{\partial x^4} + s(y-w) + r \frac{\partial^2 y}{\partial t^2} = 0 \quad (10)$$

上式における w も $z=0$ での値である。

レール、まくらぎ、道床および路盤の運動を表わす式として (6), (9), (10) の3式が得られたが、 $t=0$ において車輪によってレール面に衝撃が加えられた場合の軌道の運動を解くために、 y および w を次のように置く。

$$y = A \exp(\lambda x) \sin \omega t \dots\dots\dots(11)$$

$$w = B \exp(\lambda x + \mu z) \sin \omega t \dots\dots\dots(12)$$

これらの式における ω は円振動数を表わし、したがって実数となる。また、 λ および μ は ω によって決まる係数であり、実数となる場合も複素数となる場合もある。同様に、衝撃を加えたのちの車輪の上下運動を次式で表わす。

$$\eta = C \sin \omega t \dots\dots\dots(13)$$

式 (12) を式 (6) に代入すれば、次式が導かれる。

$$-\rho \omega^2 = k(2\varphi\mu + \mu^2) \dots\dots\dots(14)$$

道床および路盤内を伝播する縦波の速度は次式で示され、

$$c = (k/\rho)^{1/2} \dots\dots\dots(15)$$

これを式 (14) に代入すれば、次式が得られる。

$$\omega^2 = -c^2(2\varphi\mu + \mu^2) \dots\dots\dots(16)$$

式 (11), (12) を式 (9), (10) に代入することによって次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} -m\omega^2 B &= s(A-B) + bk\mu B \\ EI\lambda^4 A + s(A-B) - r\omega^2 A &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(17)$$

上式は A と B との関係を示す式であり、またこれより A, B を消去すれば次式が導かれる。

$$\frac{1}{s} + \frac{1}{EI\lambda^4 - r\omega^2} - \frac{1}{m\omega^2 + bk\mu} = 0 \dots\dots\dots(18)$$

衝撃の作用点を $x=0$ として、これがレール中間部である場合とレール継目部である場合とを取り扱う。ただし、レール継目部においては継目板の作用を完全に無視して、片側のレールのみによって衝撃に抵抗すると仮定する。レール中間部を $n=2$ とし、レール継目部を $n=1$ で表わす。 $x \geq 0$ となる部分についてのみ論ずることとすれば、 $x=0$ における境界条件として次式が得られる。

$$\left. \begin{aligned} n=2 \text{ のとき } \partial y / \partial x &= 0 \\ n=1 \text{ のとき } \partial^2 y / \partial x^2 &= 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots(19)$$

$$-M \frac{d^2 \eta}{dt^2} = K(\eta - y) = nEI \frac{\partial^2 y}{\partial x^2} \dots\dots\dots(20)$$

式 (20) は A と C との関連を示す式であり、またこれより A, C を消去すれば ω と λ との関連を示す式が導かれる。初期条件としては式 (1) が使用されるのであるが、この式における運動エネルギー T は、 $t=0$ として次式より計算することができる。

$$\begin{aligned} 2T &= M \left(\frac{d\eta}{dt} \right)^2 + nr \int_0^\infty \left(\frac{\partial y}{\partial t} \right)^2 dx \\ &+ nm \int_0^\infty \left(\frac{\partial w_0}{\partial t} \right)^2 dx + \frac{n\rho}{a} \int_0^\infty R \int_0^\infty \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx dz \end{aligned} \dots\dots\dots(21)$$

上式の最後の項に式 (3) および (12) を代入するときには $\int_0^\infty \exp\{2(\varphi + \mu)z\} dz$ なる積分が現われ、 $\varphi + \mu$ の実数部が正となればこの積分値は無限大となる。しかし、衝撃の大きさが有限であり、衝撃の作用点の初速が有限であるときには、式 (1) に示されるように振動エネルギーが無限大となることはない。したがって、 $\mu + \varphi$ の実数部は負となる必要がある。さらに、式 (16) における ω^2 を実数とするためには、 μ は次のいずれかの値を採らなくてはならない。

$$\text{Im}(\mu) = 0, \quad -2\varphi \leq \mu < -\varphi \dots\dots\dots(22)$$

$$\mu = -\varphi + i\psi \dots\dots\dots(23)$$

ただし、 ψ は任意の実数とする。

$\mu = -2\varphi$ とおけば、式 (16) により ω^2 は 0 となり、式 (18) によって λ^4 は負の実数として得られる。 μ をこれより順次増加すれば λ^4 も増加し、 λ^4 が 0 に達する前、かつ μ が $-\varphi$ に達する前に式 (19), (20) に示す境界条件を満足する λ が得られたときには、静的なたわみに似た振動形をもつ振動の発生することが可能となる。これを第1種の振動とよぶことにする。しかし、 μ が $-\varphi$ に達しても境界条件を満足する λ が得られない場合もあり、このときには第1種の振動は成立しない。

次に、 μ が $-\varphi$ に達する前に λ^4 が 0 となる場合があり、これより μ を増加すれば λ^4 は正となる。この場合には、レールの長さ方向に伝播する進行波を含む解が誘導され、これを第2種の振動とよぶ。第2種の振動においては、 μ を固定させないである範囲内に変動させても式 (19), (20) の境界条件を満足させることができる。したがって、第2種の振動では振動数の範囲は決められても、固定した振動数または固定した進行波の速度は存在しない。 μ が $-\varphi$ に達しても λ^4 が正とならない場合があり、このときには第2種の振動は発生しない。

式 (23) を満足する μ に対しては、式 (18) より求めた λ^4 は複素数となる。この場合には、路盤の下方に伝播する進行波を含む解が導かれ、これを第3種の振動とよぶことにする。この場合には、 ψ の値をいくらにしても境界条件を満足させる解が得られる。したがって、第3種の振動では円振動数の下限は φc となり、上限は無限大となるまで任意の振動数の振動が可能となる。

初期条件として、車輪がレールに V_0 の速度で突き当たり、そのままレールに密着してともに上下運動をする場合には、式 (1) を用いてその振動振幅を求めることができる。第1種の振動に対しては、この方法で簡単にその振幅が決定される。しかし、第2種または第3種の振動において、 μ をその変動範囲内の一定値に固定させるときには進行波が含まれるため、式 (21) よりその運動エネルギーを計算すると無限大となる。大きさ有限の

衝撃によってこのような振動を発生させることは不可能である。しかし、 μ を固定せず式 (11), (12), (13) における A, B, C を μ の関数と考えて、これらの式を μ による積分の形に変形する。ただし、 A, B, C の間は先に述べた関係で結ばれており、その一つを $F(\mu)$ で代表する。 μ に許された変域内のある値 μ_0 を中心とした微小幅 $\Delta\mu$ だけ変動させれば、運動エネルギーは $F(\mu_0)$ の2乗と $\Delta\mu$ に比例した数値として得られる。

また、衝撃の作用点における初速は $F(\mu_0)$ の1乗と $\Delta\mu$ に比例した数値となる。これらの数値を式 (1) に代入することによって、 $F(\mu_0)$ の形が決定される。 μ_0 の値を $\Delta\mu$ ずつ変えてこの操作を μ の全変域について行い、これを集計すれば第2種または第3種の振動の全体の形がつかめることになる。これよりわかるように、第2種または第3種の振動はともに多数の振動の集合であり、式の上からは一定の振動数は存在しない。

以上に3種類の振動の概要を述べたが、車輪がレール面に衝撃を加えたときには、車輪、軌道および路盤はこれら3種類の振動を合成した振動を生ずることになる。場合によっては、第1種または第2種の振動の欠けることもあるが、路盤の質量を考慮する限り、第3種の振動は必ず存在する。車輪に対しては合成した振動を H とし、レールに対しては Y とし、道床および路盤に対しては W とするとき、衝撃の作用点には集中した質量がなく、かつレールとの間に定数 K なるばねが存在するので、次の関係が成立しなくてはならない。

$$(dH/dt)_{t=0} = V_0, (\partial Y/\partial t)_{t=0} = 0 \dots\dots\dots(24)$$

また、路盤中に伝播する縦波の速度は c であり、この波が到達するまでは道床および路盤は静止の状態にある。したがって、次式の成立することが推定される。

$ct \leq z$ において、

$$W=0, \partial W/\partial t=0, \partial^2 W/\partial t^2=0 \dots\dots\dots(25)$$

式 (24), (25) を理論的に証明することは困難であるが、多数の数値計算によってこの関係の成立が確認された。

車輪とレールとの間の圧力 P_{w-r} 、単位長さ当たりのレールとまくらぎとの間の圧力 P_{r-t} 、道床または路盤中の単位面積当たりの圧力 P_b は次式によって計算される。

$$P_{w-r} = -M \frac{d^2 H}{dt^2} = K\{H - (Y)_{x=0}\} \\ = nEI \left(\frac{\partial^3 Y}{\partial x^3} \right)_{x=0} \dots\dots\dots(26)$$

$$P_{r-t} = s\{Y - (W)_{z=0}\} \dots\dots\dots(27)$$

$$P_b = -k(\partial W/\partial z) \dots\dots\dots(28)$$

次に、軌道および路盤の質量を考慮しない場合の振動を基本振動とよび、上述の計算式と比較することにする。基本振動においては、第1種の振動しか生じない。

式 (14) において $\rho=0$ とおけば $\mu=-2\varphi$ となり、式 (18), (19), (20) において $r=0, m=0$ として求めた ω を ω^* とすれば、車輪の振動振幅は V_0/ω^* となる。また、車輪の加速度振幅は $V_0\omega^*$ となり、この値を基本加速度として、次章の計算例の基本として使用する。

3. 計算例

表-1 に示す数値を用いて、前章に示した過程に従い計算を行った。これらの数値は、実際の軌道および路盤にもあり得る数値である。当初の車輪がレールに突き当たった速度を 100 cm/s とし、これが第1, 2, 3種の振動にどのように配分されるかについて計算した結果を表-2 に示した。この数値は、それぞれの振動に配分される振動エネルギーの比とみることができる。この表で振動速度が0となっている箇所は、その振動が生じないことを示している。これらの振動の和として車輪、レールおよびまくらぎに生ずる上下振動を計算したが、いずれも当初に急激な変動はあるが、その後はほぼ一定の振動数で振動を繰り返すことが判明した。表-2 には当初の急激な変動部分を除き、その後の振動の最高点または最低点の間隔より振動数を算出した結果を示してある。また、軌道の質量をすべて無視した場合の振動数も基本振動数として書き加えた。表-1 および表-2 によれば、軌道パッドが軟らかく、かつ路盤が硬いときには第1種、第2種、第3種の振動を発生し、逆に軌道パッドが硬く、路盤が軟らかいときには第3種の振動のみとなる。この中間の場合には、第1種と第3種の振動が発生

表-1 計算に用いた数値

場 合		A	B	C	D	E
M	kg	560	=	=	=	=
V_0	cm/s	100	=	=	=	=
K	GN/m	1.237	=	=	=	=
r	kg/m	50.4	=	=	=	=
E	GPa	206	=	=	=	=
J	cm ⁴	1960	=	=	=	=
s	MN/m ²	89	=	=	148	208
m	kg/m	121.2	=	=	=	=
b	m	0.40	=	=	=	0.60
φ	m ⁻¹	3.0	2.0	1.0	=	=
k	MPa	588	294	=	=	=
ρ	kg/m ³	1800	=	=	=	=

注) 表中の=は左の欄の数値に等しいことを示す

表-2 振動速度および振動数

		A	B	C	D	E
第1種振動の初速度	cm/s	92.6	91.0	77.0	58.9	0
第2種振動の初速度	cm/s	0.5	0	0	0	0
第3種振動の初速度	cm/s	6.9	9.0	23.0	41.1	100.0
振 動 数	s ⁻¹	65.4	62.3	56.8	60.8	67.3
基 本 振 動 数	s ⁻¹	67.9	65.3	62.0	69.8	78.9
基 本 加 速 度	m/s ²	427	410	390	439	496

することが示される。第1種の振動は式の形から一定の振動数をもつ振動であることがわかるが、第2種、第3種の振動は振動数が連続的に変わる多数の振動の和の形となっているので、見掛け上一定の振動数を持つとは考えられない。この点に関してさらに考察するために、第3種の振動のみからなる E の場合について、車輪およびその下にあるレールとまくらぎについて振動速度および振動加速度の変動を計算して、図-2 および 3 に示した。図-2 に示すように、車輪が突き当たった直後にはレールには急激な運動の変化を生ずるが、その後は車輪とともに上下振動を繰り返す。また、図-3 によれば、衝撃の直後におけるレールの加速度は基本振動の加速度振幅の 9.2 倍にも達している。

図-4 には、種々の深さの道床および路盤内に生ずる振動加速度が示されている。ここに示した加速度は比較の便宜上加速度値に $\exp(\varphi z)$ を乗じ、基本加速度との比として表わしている。図に示すように、深さ z の位置

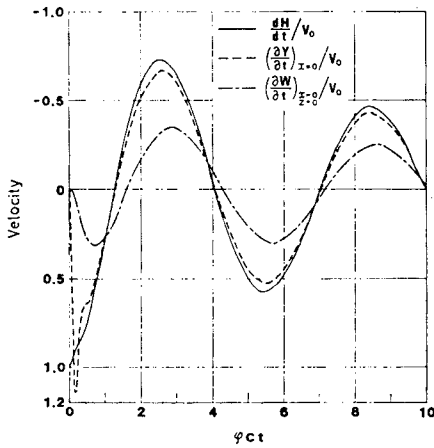


図-2 車輪、レールおよびまくらぎに生ずる振動速度

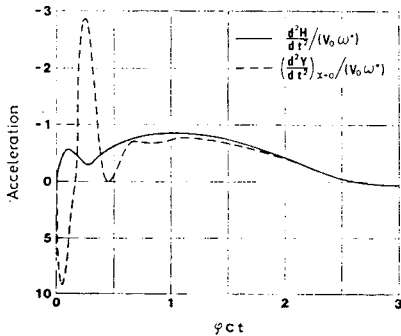


図-3 車輪およびレールに生ずる振動加速度 (ただし $V_0\omega^*=496 \text{ m/s}^2$)

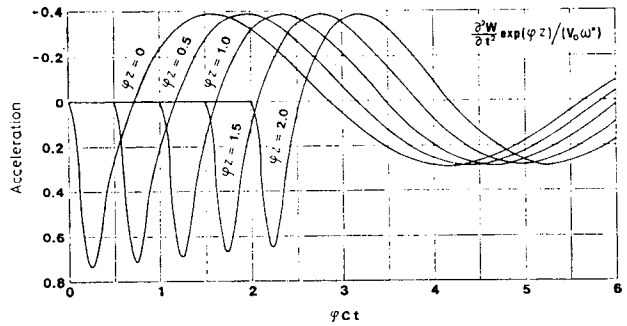


図-4 種々の深さの路盤内に生ずる振動加速度 (ただし、 $V_0\omega^*=496 \text{ m/s}^2$)

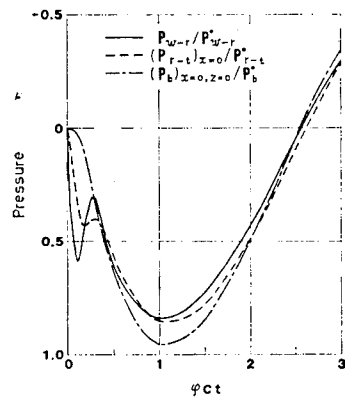


図-5 車輪とレール間、レールとまくらぎ間およびまくらぎと道床間の圧力変動 (ただし、 $P^*_{w-r}=278 \text{ kN}$, $P^*_{r-t}=234 \text{ kN/m}$, $P^*_b=391 \text{ kN/m}^2$)

では衝撃の作用後 $t=z/c$ までは静止を続け、 $t=z/c$ において急に運動を始め、その後ほぼ一定の振動数で振動を続けることになる。

図-5 には車輪とレールの間、レールとまくらぎの間および道床砂利の表面における圧力の変動が、基本振動の場合の圧力変動との比として示されている。車輪がレール面に突き当たった直後に、車輪とレールの間およびレールとまくらぎの間に急激な圧力変動がみられる。

図-5 には示されていないが、 P_{w-r}/P^*_{w-r} の負の最大値は -0.569 となり、これは P_{w-r} が -158 kN となることを示している。この大きさは、48 系モハ型電車の車輪がレール面を押している圧力のほぼ 3 倍に相当し、この前に車輪がレール面を離れて飛び上がることになる。当初の速度を $V_0=30 \text{ cm/s}$ とすれば、車輪はレール面を離れることなく、以上の計算結果は引き続いて適用できる。

以上の計算例で示したように、式の上では一定の振動数をもつ振動とは考えられない第3種の振動でも、計算結果は図-2 に示すようなほぼ一定の振動数をもつ振

動の形となっている。

上に述べた計算例はレール中間部に対して行い、 $n=2$ とした。 $n=1$ とした場合の振動数は表-2に示す数値のほぼ1/2となった。 $n=1$ は継目板の作用をまったく無視した計算であり、実際には継目板の効果もあり、また継目部のまくらぎ間隔が狭く、大盤まくらぎの使用される場合が多い。次章で述べる測定結果によってもレール継目部と中間部との差は振動振幅の大小だけであり、振動数の差はあまり認められなかった。したがって、レール継目部においても中間部と同様の諸定数を用い、また中間部と同様の計算方法を適用して差し支えないと考えられる。

4. 現場測定および分析結果

以上の計算式を確かめ、また振動の実態を知るために現場測定を行った。現場は北陸線東金沢～森本駅間の平坦な直線区間の下り線で、施工基面は線路両側の田面より1.5mの高さにあった。50kgNレールが敷設され、PC3号5型まくらぎが66cm間隔に配置されている。軌道パッドの厚さは6mmで、ばね定数は公称110t/cm(108MN/m)となっている。レール継目の下には210×30×14cmの大盤まくらぎが使用されている。継目遊間は測定期間中10～11mmに保たれていた。

ここを通過する列車としては、主として交直両用の48系電車、七尾線に向かうキハ28、58型ディーゼル動車、その他EF70型機関車に牽引された旅客、貨物列車である。通過速度は65～80km/hのものが多かった。

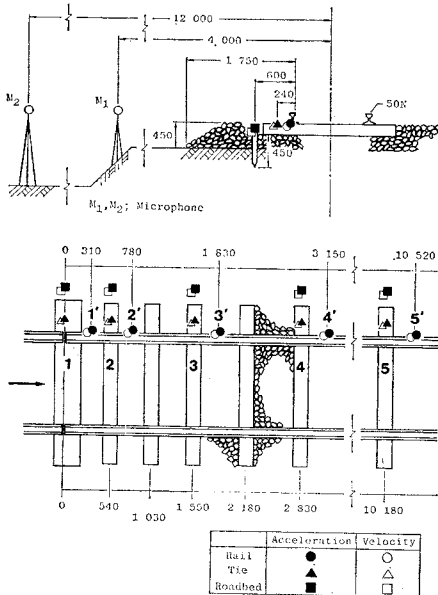


図-6 測定計器配置図

レール、まくらぎおよび路盤に振動計ピックアップを取り付けたが、そのときの配置を図-6に示した。レールにピックアップを取り付ける際にはアンチクリーパーを使用し、またまくらぎよりわずかに離れた路盤中へ長さ60cmの杭を打ち込み、その上にピックアップを固定した。軌間中央より4mと12mの距離にマイクロホンを設置し、列車通過中の騒音を測定した。測定計器としては、振動加速度計(圧電式ピックアップ使用、最

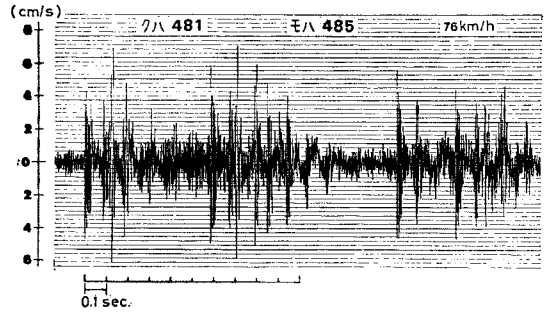


図-7 レールに生ずる振動速度(測定点4)

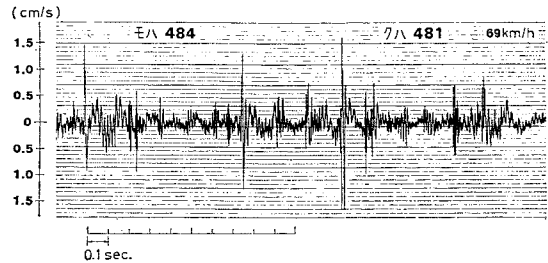


図-8 まくらぎに生ずる振動速度(測定点5)

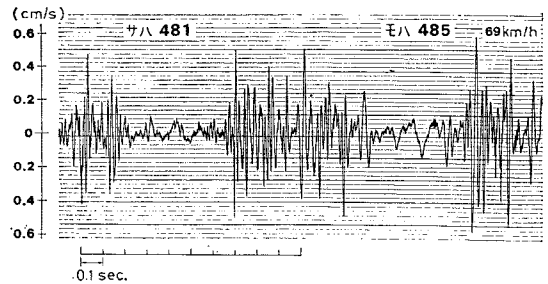


図-9 路盤に生ずる振動速度(測定点5)

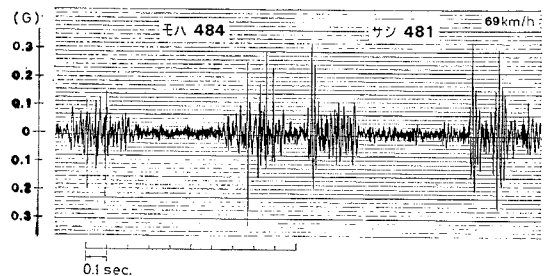


図-10 路盤に生ずる振動加速度(測定点5)

大測定レンジ 100 G, 共振点約 20 kHz, 周波数範囲 5~10 000 Hz), 振動速度計 (動電式ピックアップ使用, 最大測定レンジ 30 cm/s, 共振点約 7.5 Hz, 周波数範囲 8~1 000 Hz), 精密騒音計 (音場用コンデンサマイクロホン使用, 周波数範囲 20~16 000 Hz, 測定時の周波数補正回路は C 特性 また 時定数は Fast を使用) を用いた. これらの計器による振動および騒音は同軸形データレコーダーに記録し, その波形をオシログラフに描かせ, あるいは周波数分析器によって分析を行った. 周波数分析としては, 1/3 オクターブ分析と 1/12 オクターブ分析とを行ったが, これらの積分平均化時間はそれぞれ 0.2 秒および 0.1 秒とした.

振動の波形をオシログラフに描かせたときの数例を図-7~10 に示した. なお, 50 Hz 程度の振動の存在を明らかにするために, ガルバノメータの固有振動数は 300 Hz とした. 図-7 は, レールに取り付けた動電式ピックアップによる振動速度の記録である. この図より, 低い周波数の振動は車輪の通過時に限って発生するが, 高い周波数の振動は連続的に生ずることが認められる. 図-8 はまくらぎに生ずる振動速度であり, 図-9 は路盤に生ずる振動速度である. これらの図において下方向, すなわちレール, まくらぎ, 路盤と進むに従って高周波振動は順次消失するが, 低周波振動だけは比較的大きく残ることが現われている. 周波数分析においては, 0.2 秒以上継続した振動が分析の対象となるのであるが, 図-7~9 によれば, 低周波振動においてもこの程度の継続時間はあるものとみなされる.

図-10 には路盤に生ずる振動加速度の記録が示されているが, 振動速度の記録 (図-9) に比べて高周波振動が連続して現われている. 特に, 台車と台車との間で著しい.

図-11, 12 は測定点 1, 2, 3, 4, 5 のまくらぎおよび路盤に生じた振動加速度について, 1/3 オクターブ分析を行った結果を示す. 図におけるそれぞれの値は, 各測

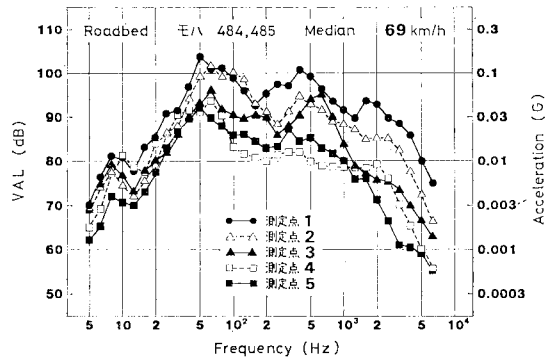


図-12 路盤に生ずる振動加速度の周波数分析 (1/3 オクターブバンド)

定点をほぼ同一の速度で通過した 3 本の特急電車の編成に含まれているモハ型車両の前, 後台車より生じた振動加速度の分析値 36 個の中央値を示している. 図-11 によれば, すべての測定点において 63, 315 または 400, 2 500 Hz に振動加速度の極大値が現われている. また測定点 1, すなわち継目まくらぎでは, 31.5 Hz 以下の低周波数および 1 000 Hz 以上の高周波数で特に大きな振動加速度を生じている. 図-12 より, 路盤においても 50 または 63, 315 または 400 Hz に振動加速度の極大値を示すが, まくらぎに示された 2 500 Hz での極大値は認められない. このような分析結果は, これまでの多くの研究論文においても発表されているが^{1), 9), 11), 13)}, 今回の測定では特に 50 または 63 Hz に極大値が現われたことに特徴がある. この振動数は, 前章の計算例に示した車輪とその下の軌道および路盤とを含めた振動系の固有振動数にほぼ一致する. 315 または 400 Hz の振動はまくらぎの固有振動数と考えられ⁹⁾, この点については後述する. これより高い振動数は, 車輪またはレールの局所的な振動^{9), 9)} および車輪路面とレール面の微細な凹凸によって生じた振動⁹⁾ が合成されたものと考え

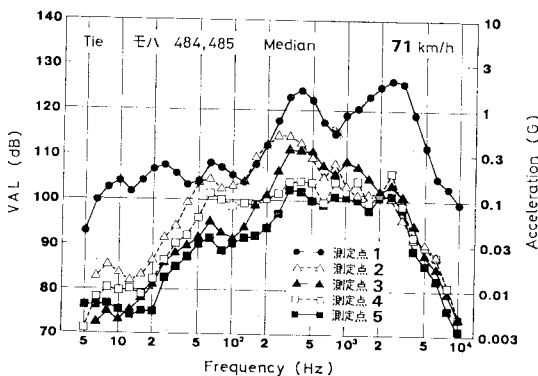


図-11 まくらぎに生ずる振動加速度の周波数分析 (1/3 オクターブバンド)

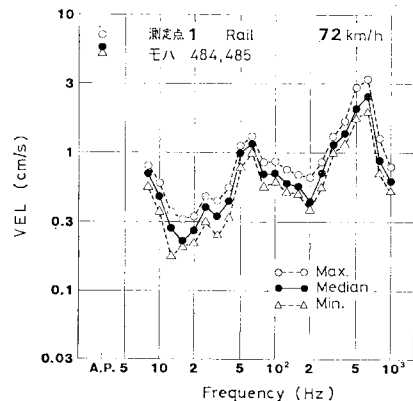


図-13 レールに生ずる振動速度の周波数分析 (1/3 オクターブバンド)

られる。

次に、レールに生じた振動速度について周波数分析を行った結果を図-13に示した。それぞれの値は、36個の分析値の中央値および90%レンジの最大値と最小値とを示している。図より、8, 63, 630 Hzに極大値のあることが認められる。この中で、8 Hzは1台車の前後車輪が測定点上を通過する時間の逆数にほぼ一致し、かつこの振動数は列車速度とともに増加するので、荷重によるたわみ運動を表わすとみてよい。63 Hzは上にも述べたように車輪、軌道、路盤をあわせた固有振動数にほぼ一致するものである。630 Hzの振動の原因について、あとも示すように騒音の分析結果においてもこの付近に極大値が認められた。従来の研究ではこの原因を車両側に帰しており¹⁾、車輪の直径を86 cmとし、モハ型車両の車軸に付けられた大歯車の歯数を77とすれば、速度80 km/hにおいて歯車のかみ合わせは630 Hzとなり、この振動数に一致する。しかし、電動機をもたないクハ型およびサロ型車両の通過時においてもこの付近に極大値が認められ、これだけでは解決されない。

図-14, 15には、5か所の測定点のまくらぎに生じた

振動速度について周波数分析を行った結果を示した。図-14は電動車(モハ 484, 485)通過時の結果であり、図-15はディーゼル動車(キハ 28, 58)通過時の結果である。これらの図と図-11に示した振動加速度の分析結果とを比較した場合、各測定点における分析値の最大が低い振動数の方に移行し、振動加速度の分析においては無視されがちであった低周波振動の重要性が認識される。図-14, 15によれば、いずれも8, 50または63, 315 Hz付近に振動速度の極大値が認められる。さきにも述べたように、8 Hzは車輪間隔によって生ずる振動、50または63 Hzは軌道および路盤の振動、315 Hz付近はまくらぎの固有振動によるものと考えられる。

図-16, 17は、5か所の測定点の路盤に生じた振動速度の周波数分析の結果を示すが、図-12に示した振動加速度の周波数分析および図-14, 15に示したまくらぎの振動速度の周波数分析の結果に比べて、低い振動数が強調され、また高い振動数は急に減衰している。すなわち、50 Hz付近ではまくらぎの振動速度の1/3程度であるが、200 Hz付近においてはまくらぎの振動速度の1/10程度となっている。また路盤においても8, 50

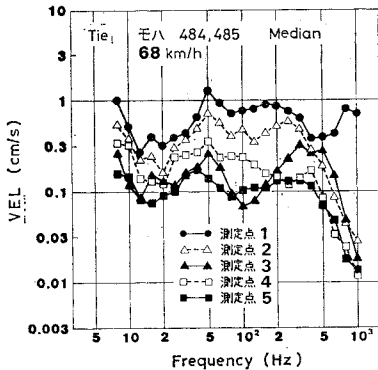


図-14 まくらぎに生ずる振動速度の周波数分析 (1/3 オクターブバンド)

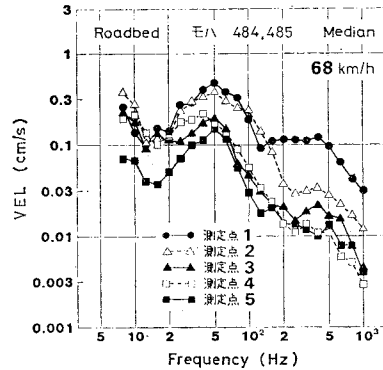


図-16 路盤に生ずる振動速度の周波数分析 (1/3 オクターブバンド)

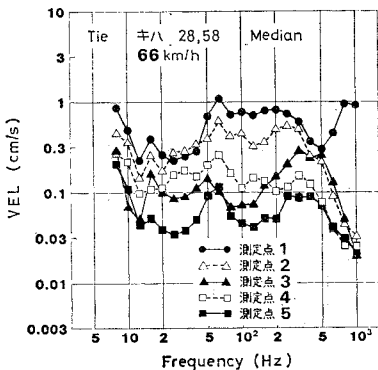


図-15 まくらぎに生ずる振動速度の周波数分析 (1/3 オクターブバンド)

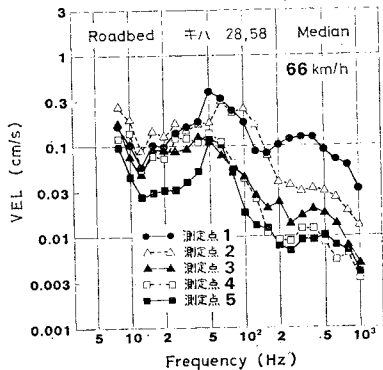


図-17 路盤に生ずる振動速度の周波数分析 (1/3 オクターブバンド)

または 63, 400 Hz 付近に振動速度の極大値が認められる。

以上に示した 図-13~17 をあわせて比較すれば、すべて 50 または 63 Hz に卓越した振動速度が存在し、その大きさはレール、まくらぎにおいて最大で 1 cm/s をわずかに越えており、路盤で 0.4~0.5 cm/s に達している。これに対して、100 Hz 以上の振動速度についてはレール、まくらぎ、路盤の間に相似性が少なく、特にレールに現われた 630 Hz の卓越周波数はまくらぎおよび路盤ではまったく認められない。また 図-11, 12 に示した振動加速度の分析結果においても、まくらぎおよび路盤に 50 または 63 Hz の卓越周波数が認められ、その大きさはいずれも 98~108 dB の間に分布している。このような分析結果は、車輪、軌道、路盤が一体となって前章の計算例で示したような振動をすること、さらに、車両または軌道の局部に生ずる振動あるいはレールと車輪路面の微細な凹凸によって生ずる振動は、すみやかに減衰して路盤には伝達されないことを示している。

次に、まくらぎに生じた振動加速度および振動速度の周波数分析において、315 または 400 Hz の振動が大きく現われたことを上に述べた。この点について、この振動がまくらぎの固有振動であるかどうかを確かめるために、レール取付部の近くで質量 2.7 kg の木製のおもりを 2 m の高さからまくらぎの上に落として、その固有振動を測定した。図-18 に振動速度の周波数分析の結果を示した。この図より 125, 315 または 400 Hz に極大値が認められる。前述の 図-11, 14, 15 によれば、列車通過時のまくらぎ振動には 315 Hz 付近に極大値が現われているが、125 Hz 付近の極大値は明らかでない。しかしいずれにしても、315 Hz 付近の振動はまくらぎを主体とした振動であると考えられる。また、まくらぎが列車荷重で道床に押さえ付けられているときに生じる振動と荷重のないときの振動との間には、いくらかの差があるものと考えられる。

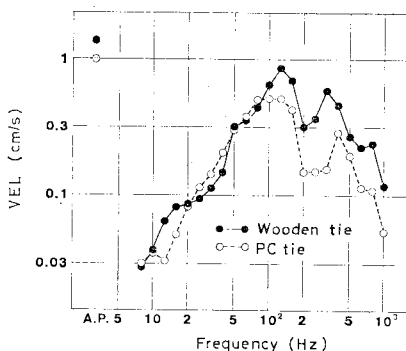


図-18 おもり落下によってまくらぎに生じた振動速度の周波数分析 (1/3 オクターブバンド)

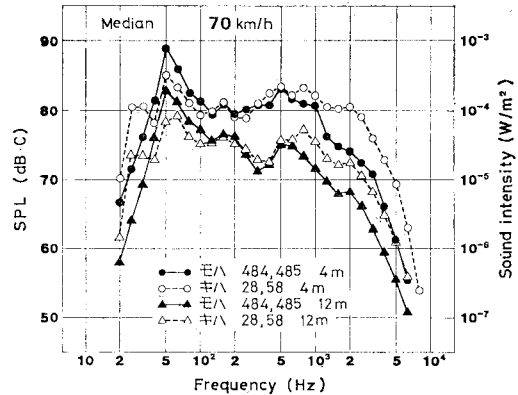


図-19 列車通過時における騒音の周波数分析 (1/3 オクターブバンド)

以上に述べたように、列車通過時に車両および軌道に振動が生ずれば、これが振動源となって騒音を発生する。したがって、騒音の周波数分析においても振動の周波数分析と似通った結果が得られるはずである。このため、軌道と直角方向に 4 m と 12 m の位置にマイクロホンを配置し、列車通過時の騒音を測定した。その周波数分析の結果を 図-19 に示した。図によれば、この分析結果は 50 Hz に卓越周波数が認められ、またその他の周波数においても 図-16, 17 に示した路盤で生じた振動速度の分析結果によく一致している。50 Hz 付近の騒音についてその卓越周波数をさらに精密に知るために、1/12 オクターブ分析を行った。その結果を 図-20 に示したが、53.4 Hz に卓越周波数が認められた。

騒音発生の主たる原因はレール継目部における打撃音であり、したがってこれを点音源とすれば、12 m 離れた地点の音の強さは 4 m 離れた地点の 1/9 になるはずである。しかしながら、図-19 に示した分析結果では 1/3~1/7 程度であり、線音源の要素も多分に含まれることが示された。また、40 Hz から 630 Hz の間では、

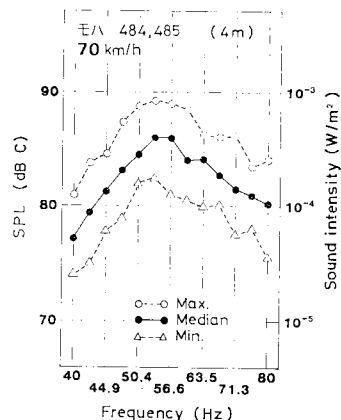


図-20 列車通過時における騒音の周波数分析 (40~80 Hz) (1/12 オクターブバンド)

ディーゼル動車走行時の騒音と電動動車走行時の騒音とはほぼ一致するが、これより低い振動数および高い振動数ではディーゼル動車走行時の騒音の方が大きい。特に、ディーゼル動車に生ずる 25 Hz の騒音はディーゼル機関の回転数に一致し、これが騒音源とみなされる。

5. 結 論

路盤上にある鉄道線路において、レール面または車輪踏面の不整によって軌道に衝撃が加えられたときに、軌道および路盤に生ずる振動を解析するにあたって、振動の波が路盤の下方向に伝播することを考慮に入れた。その結果、車輪および軌道は順次振幅の減少する上下振動を生じ、その振動数は軌道材料の寸法、弾性および路盤の弾性によって異なるが、60 Hz 付近に存在することが示された。この振動は、高周波振動を含めて多数の振動が合成された結果であり、個々の振動を取り出してその振動数および振幅を定めることは不可能である。

この計算結果を確認するために、路盤上の鉄道線路において列車通過時にレール、まくらぎ、路盤に生じた振動加速度および振動速度を測定した。また、線路の近くでそのときの騒音を測定した。これらの振動および騒音について周波数分析を行った結果、以下のことが示された。

(1) 振動が下方向、すなわちレール、まくらぎ、路盤と進むに従って高周波振動は消失し、低周波振動だけが大きく残る。

(2) 振動加速度の分析結果に比べて、振動速度の分析結果はその最大値が低い振動数の方に移行する。

(3) 振動の周波数分析の結果を騒音の分析結果と比較する場合、路盤に生ずる振動速度がそれに最もよく一致する。

騒音は測定点における空気圧の変動を取り出したものであって、その地点を通過する縦波の振動エネルギーを代表しており、また振動速度は振動エネルギーを代表する量である。したがって、これらが近似することは当然のことと考えられる。振動および騒音の周波数分析においては、いずれも 50~63 Hz に卓越周波数が現われた。このような低い振動数の振動に関しては、従来その存在は知られていたが、騒音防止という立場から主としてもっと高い振動数をもつ振動に関心が向けられてきた。しかし、軌道材料の締結を緩めるのも、また道床砂利を崩す

のも外力によって仕事が行なわれた結果であり、この仕事は列車通過時に生ずる軌道の振動のエネルギーが転換されたものである。したがって、線路保守という立場からみれば最もエネルギーの大きい振動、すなわち 50~63 Hz の振動に関して対策を立てる必要があると考えられる。

謝 辞：現場測定にあたりご協力をいただいた金沢鉄道管理局の諸氏に対し、深謝の意を表します。また、データの整理に協力してくれた金沢工業大学土木工学科卒業研究生諸君に感謝いたします。

参 考 文 献

- 1) 佐藤吉彦：軌道高周波振動の理論解析，鉄道技術研究報告，No. 1013（施設編第 453 号），1976。
- 2) 佐藤吉彦・小菅俊一：輪重変動の立場から見たレール頭頂面凹凸の評価法，鉄道技術研究報告，No. 1198（施設編第 520 号），1981。
- 3) 佐藤吉彦：軌道に生ずる高周波振動とその考察，土木学会論文集，第 77 号，1961。
- 4) 黒田定明：まくらぎ下パッドの効果に関する理論的一考察（4 質点モデルによる検討），鉄道線路，Vol. 23，1975。
- 5) Artur, Adler: Über Statik und Dynamik (Schwingungen) des Oberbaues, Organ für die Fortschritte des Eisenbahnwesens, 90. Jahrgang Heft 3, 1935。
- 6) 角 知憲：都市鉄道の継目衝撃音の発生機構に関する研究，土木学会論文報告集，第 321 号，1982。
- 7) 佐藤 裕：軌道の動力学的強さ，鉄道業務研究資料，第 12 巻第 10・11 号，1955。
- 8) 佐藤 裕：軌道構造と振動との関係についての理論的考察，鉄道業務研究資料，第 13 巻第 8 号，1956。
- 9) 松浦義満・梶 容郎：車輪とレールの相互作用による振動と騒音に関する実験的研究，土木学会論文報告集，第 278 号，1978。
- 10) 小野一良：運動エネルギーの分配に関する法則，土木学会論文集，第 33 号，1956。
- 11) 松本嘉司・小沢康人・渡辺義則：都市鉄道の騒音発生に関する研究，土木学会論文報告集，第 262 号，1977。
- 12) 小野一良・伊藤義男：衝撃に対する砂利道床軌道の応答について，土木学会論文報告集，第 249 号，1976。
- 13) 軌道破壊理論ワーキング・グループ：軌道破壊過程の研究（上）・（下）（軌道保守システムの研究），鉄道線路，Vol. 29，1981。
- 14) Gössl, N.: Die Hertzsche Fläche zwischen Rad und Schiene bei Zugkraftbeaufschlagung und ihre Auswirkung auf die ausnutzbare Haftung, Eisenbahntechnische Rundschau, Heft 4, 1955。
- 15) Gössl, N.: Einfluß der elastischen Eigenschaften der Berührungsstelle zwischen Rad und Schiene und Radsatzes auf das Schlingern der Fahrzeuge, Eisenbahntechnische Rundschau, Heft 6, 1956。

(1982.9.6・受付)