

都市鉄道の騒音発生に関する研究

STUDIES OF NOISE GENERATION OF URBAN RAILWAY

松本 嘉 司*・小 沢 康 人**・渡 辺 義 則***

By Yoshiji MATSUMOTO, Yasuto OZAWA and Yoshinori WATANABE

1. 緒 言

新幹線騒音が大きな社会問題になり、それに対する環境基準が設けられるようになってきた¹⁾。都市鉄道の騒音についても同じことがいえるが、都市鉄道が都市生活に深い関係をもっているだけに、それに対する対応の仕方は今後の問題点の1つであると考えられる。本研究は、このような社会的背景のもとに、都市鉄道の1つである東京都営6号線を対象として、鉄道騒音について研究を行ったものである。鉄道騒音の音源としては、車輛、軌道、構造物の3つのものが考えられるが、鉄道騒音の性質を解明するためには、まず、その個々の音源がどのような影響を与えるかを明らかにし、さらにそれらの音源の特性を究明することが必要である。このためには、① 対象とする鉄道騒音の現状を把握すること、② 鉄道騒音で卓越する周波数領域について、これを構成する主音源(必ずしも1つではない)を明らかにすること、③ 主音源のスペクトルはいかなる因子に依存して変化するのかということ进行分析すること(定性的解明)、④ 主音源の発音機構を定量化して示すこと、のようなことが必要であって、①~③は鉄道騒音を個々の音源の問題に帰着させるまでの段階のものであり、④は最終的な目的である。本研究では、この①~③の問題を解明するために、軌道構造および列車速度に着目して一連の研究を試みたものである。

2. 鉄道騒音の周波数特性

都営6号線の西台・高島平間のコンクリート高架橋区間で、列車走行時の騒音について、まず騒音測定を行っ

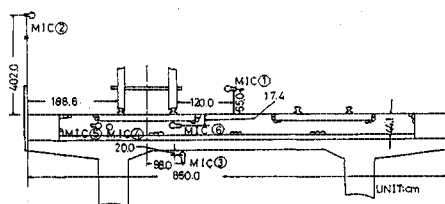


図-1 騒音の測定位置概図

た。測定現場は25mごとにレール継目をもつ直線の砂利道床区間であり、列車速度は約50km/hである。騒音の測定は図-1に示す位置にマイクロホンを行なったが、これは鉄道騒音の周波数特性が場所によって異なることを考慮したからである。図-2, 3は測定結果を示すもので、レール継目部とその中間部における騒音波形を1/3オクターブ周波数分析(C特性)したものである。継目部および中間部の各測点の騒音は、いずれも全体的には周波数構成が類似して、 $f_{c1/3}=50\sim63$, $100\sim160$, $400\sim500$ Hzの成分が卓越している。特徴がある点は、高架下の騒音では $f_{c1/3}=50\sim63$ Hzの低周波成分のレベルが大きく、軌道上の騒音では $f_{c1/3}=400\sim500$ Hzが大きくなっていることである。しかし、聴感に近いといわれるA特性では、C特性で卓越していた低周波成分のレベルが小さくなり、継目部でも中間部でも、 $f_{c1/3}=500$ Hz付近の中周波領域の成分が卓越してくる(図-13, 17参照)。すなわち、これらの成分が都市鉄道の騒音レベル(dBA)を決定するものである。したがって、防音ということから考えると、この周波数領域に着目することが必要である。

以上の結果を図-4に示す新幹線騒音(砂利道床、コンクリート桁区間)と比較すると、両者において、防音の対象にすべき周波数領域が異なっていることがわかる。すなわち、卓越している周波数領域は、新幹線の騒音(約200km/h)では $f_{c1/3}=2\sim3.15$ kHzと1kHzの成分であり、都営6号線の騒音(約50km/h)では $f_{c1/3}$

* 正会員 工博 東京大学教授 工学部土木工学科

** 正会員 東京都交通局工務部長

*** 正会員 工博 九州工業大学講師 開発土木工学科

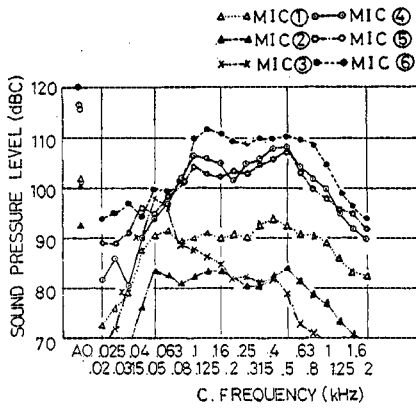


図-3 地下鉄の騒音の周波数分析 (中間部, TRACK 1)

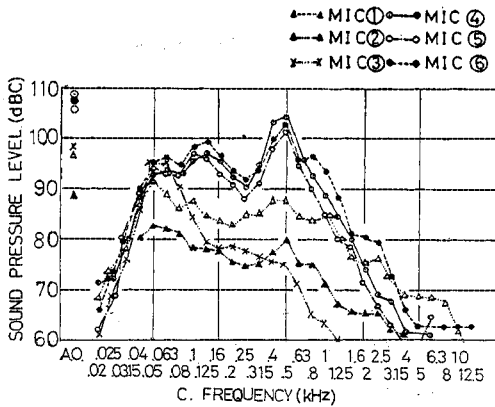


図-2 地下鉄の騒音の周波数分析 (継目部, TRACK 1)

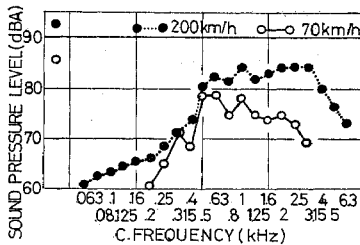


図-4 新幹線騒音の周波数分析 (防音壁なし, 測点は測定側の軌道中心からの水平距離 15 m, 高さ 1.6 m)

=500 Hz 付近の成分である。また、新幹線でも徐行時(約 70 km/h)の騒音では、 $f_{c1/3} = 500 \text{ Hz} \sim 1 \text{ kHz}$ の成分が一番優勢になる。このように列車速度は騒音の性質に密接な関係をもっているが、この高速で走行する新幹線騒音についてはこれまでにかなりの研究成果^{2),3)}が発表されている。しかし、低速で走行する都市鉄道の騒音に対しては、研究成果が比較的少なく、また、列車速度の影響が大きいことから考えて、新幹線騒音の研究結果

をそのままの形では適用することはできない。

3. 軌道振動の理論的考察

鉄道騒音は軌道振動に関連しているものと考えられるので、在来の軌道を改造して鉄道騒音の変化を調べる実験を行う前に、軌道振動について考察した。前節で示したように都市鉄道の騒音(A特性)は500 Hz付近の中周波領域の成分が一番卓越するので、軌道振動についても、中周波領域における特性を大きく変化させる因子に注目して、検討した結果について示すことにする。

(1) レール中間部の振動モデル

軌道振動の理論モデルとしては、図-5に示すようにレールを弾性床の上のりとする連続弾性モデルが考えられる。実際の軌道振動は複雑であり、連続弾性モデルで完全に表現できるものではないが、レール支持体がレールを含む軌道全体の振動特性に及ぼす影響は大きいので、その意味で枕木・道床のばね機構を考慮した連続弾性モデルは、実際の軌道振動の性質を表わしてくれるものと考えられる。従来は、軌道の動力学的な検討にこの振動モデルが用いられていたが⁴⁾、ここでは木枕木を単純なばねと考え、その質量をレールあるいは道床に付け加えるということを行っていた。最近ではコンクリート枕木が数多く使用されてきているので、ここでは枕木を1つの質量をもつばねと考えて理論式を導くことを

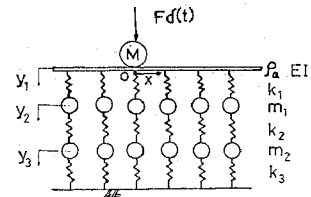


図-5 レール中間部の振動モデル

表-1 記号

ρ_a : 単位長当りのレール質量 mass of rail	$f_{c0/1}$: 1/3 オクターブ中心周波数 1/3 octave midband frequency
m_1 : 同枕木質量 mass of sleeper	f : 周波数 ($\omega = 2\pi f$) frequency
m_2 : 同道床質量 mass of ballast	F : 外力 external force
k_1 : 同レールパッドばね定数 spring constant of rail pad	M : ばね下質量 mass under spring
k_2 : 同枕木下のばね定数 spring constant under sleeper	EI : レール曲げ剛性 bending stiffness of rail
k_3 : 同道床のばね定数 spring constant of ballast	M_n : 曲げモーメント bending moment
$S(f)$: パワースペクトル密度 power spectral density	S_n : せん断力 shear
	θ_n : たわみ角 deflection angle

考えてみた。すなわち、軌道構造に次のような仮定を置いて理論式を導いた。① 列車走行によって軌道に固有振動が生じる。② レールは無限長のはりであり、レール・枕木・道床の質量および弾性はおおのレール長手方向に一様に連続分布し、ばねは線形性を有する。いま、荷重載荷点を原点にして水平方向に x 座標をとり、レール、枕木、道床の変位をそれぞれ $y_1, y_2, y_3(x, t)$ とすると、運動方程式は次のように表わされる。

$$\left. \begin{aligned} EI \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + \{\rho_a + M\delta(x)\} \cdot \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + k_1(y_1 - y_2) \\ = F\delta(x)\delta(t) \\ m_1 \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} + k_1(y_2 - y_1) + k_2(y_2 - y_3) = 0 \\ m_2 \frac{\partial^2 y_3}{\partial t^2} + k_2(y_3 - y_2) + k_3 \cdot y_3 = 0 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (1)$$

ただし、 $\delta(x)$ はデルタ関数

時間 $t=0$ ではレール、枕木、道床は静止していたと考えて、式(1)を t に関してラプラス変換した後、さらに x に関してフーリエ変換する。なお、関数は偶関数の部分のみをとり、 $x = \pm \infty$ において変位、たわみ角、モーメント、せん断力は零と考える。すなわち、

$$\left. \begin{aligned} \overline{y_1}(\tau, P) = \begin{cases} K/(\tau^4 + 4\mu^4) & (Q > 0) \\ K/(\tau^4 - 4r^4) & (Q < 0) \end{cases} \\ \text{ただし、} \\ Q(P) = \frac{1}{EI} \left\{ \rho_a P^2 + k \left(1 - \frac{k_1 B}{AB - k_2^2} \right) \right\} \\ K = \frac{1}{\sqrt{2\pi} EI} \{ F - MP^2 \overline{y_1}(0, P) \} \\ \overline{y_1}(\tau, P) = \sqrt{\frac{2}{\pi}} \int_0^\infty \overline{y_1}(x, P) \cos \tau x dx \\ \mu(P) = \sqrt[4]{Q/4} \quad (Q > 0), \quad r(P) = \sqrt[4]{-Q/4} \quad (Q < 0) \\ A = m_1 P^2 + k_1 + k_2, \quad B = m_2 P^2 + k_2 + k_3 \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (2)$$

を得る。さらに式(2)をコサインフーリエ逆変換すると、荷重載荷点 $x=0$ では、

$$\overline{y_1}(0, P) = \begin{cases} F/(8EI\mu^3 + MP^2) & (Q > 0) \\ F/(-8\sqrt{2}EI\tau^3 + MP^2) & (Q < 0) \end{cases} \dots\dots\dots (3)$$

となる。また、式(1)から

$$\left. \begin{aligned} \overline{y_2}(x, P) = \frac{k_1 B}{AB - k_2^2} \cdot \overline{y_1}(x, P) \\ \overline{y_3}(x, P) = \frac{k_1 k_2}{AB - k_2^2} \cdot \overline{y_1}(x, P) \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

ただし、

$$\overline{y_i}(x, P) = \int_0^\infty y_i(x, t) e^{-Pt} dt$$

$$AB - k_2^2 \neq 0, \quad B \neq 0$$

となる。各変位の周波数応答関数は $P = j\omega$ を代入して求める。

表-2 理論計算の諸元

CASE		S.C. OF RAILPAD (t/cm)	W. OF SLEEPER (kgW)	S.C. UNDER SLEEPER (t/cm)	W. OF BALLAST (kgW)	S.C. OF BALLAST (t/cm)
1	A	100	50	30	260	300
	B			60		
	C			100		
	D			300		
2	A	100	50	300	260	300
	B		150			
	C		250			
3	A	100	150	30	260	300
	B			60		
	C			100		
	D			300		
4	A	100	150	300	260	300
	B				780	
	C				1300	
5	A	100	150	300	260	60
	B				260	100
	C					300
6	A	30	150	300	260	300
	B	60				
	C	100				
	D	300				

* SPRING CONSTANT ** WEIGHT

これらの関係式を用いて表-2の諸条件について計算すると、表-3に示す道床加速度の共振周波数を得る。これより次のことが推察できる。500 Hz 付近の中周波領域における軌道の周波数特性に影響を与える重要な因子は、枕木の重量と枕木下の弾性である。枕木の重量を増し、より弾性的にすることによって、軌道振動の共振点をより低い周波数領域に移動することができる。鉄道騒音が軌道振動に関連しているとすれば、このことは重要な推論である。つまり、騒音におけるA特性的なフィルターを考えると、軌道の振動周波数を低くすることによって、騒音レベルを低減できる可能性があることを示唆している。これに対してレールパッドのばね定数を小さくしても、中周波領域における軌道の周波数特性の変化を大きく期待することはできないし、道床のばね定数および重量はあまり重要な因子ではないものと思われる。

(2) レール継目部の振動モデル

レールの継目部は断面剛性の著しく小さい継目板で接合されているだけであるので、同一の断面剛性をもつ連続ばりと仮定する連続弾性モデルでは、継目部の軌道振動を十分に表わすことができない。本節では継目部の軌

表-3 軌道の諸定数の変化と道床加速度の共振周波数

CASE	RESONANCE FREQUENCY (Hz)			
	50	100	600	
1	A	42 ○	175 △	363 ●
	B	50 ○	178 △	403 ●
	C	55 ○	180 181 △	453 ●
	D	62 ○	184 186 △	649 ●
2	A	62 ○	184 186 △	649 ●
	B	62 ○	172 175 △	400 ●
	C	61 ○	160 163 334 △	●
3	A	40 ○	173 217 △	●
	B	48 ○	174 243 △	●
	C	54 ○	174 △	275 ●
	D	62 ○	172 175 △	400 ●
4	A	62 ○	172 175 ○	400 ●
	B	59 ○	106 111 △	375 ●
	C	57 ○	83 91 △ ×	371 ●
5	A	44 ○	105 116 △	395 ●
	B	51 ○	119 127 △ ×	396 ●
	C	62 ○	172 175 △	400 ●
6	A	45 ○	155 △	378 ●
	B	55 ○	163 164 △	387 ●
	C	62 ○	172 175 △	400 ●
	D	72 ○	199 205 △ ×	468 ●

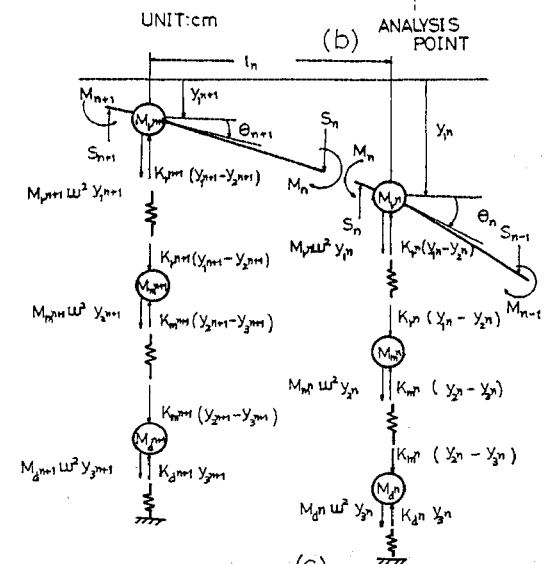
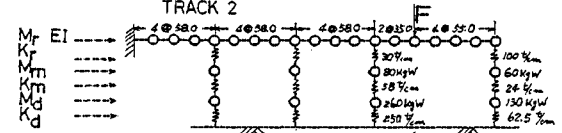
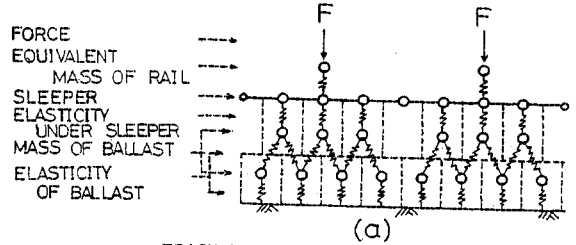


図-6 レール継目の振動モデル

M_i, M_m, M_d および y_i, y_m, y_d とし、レール支持体としてのレールパッド・枕木・道床のおおののばね定数を K_r, K_m, K_d とし、 l_i を2つの質点 (M_i と M_{i+1}) の間隔とする。なお、 $i=1, \dots, n, n+1, \dots, e$ であり、 $i=1$ は自由端、 $i=e$ は固定端を示す。図-6(c)に示した力学的なつり合いから、 $i=n$ と $i=n+1$ について

$$\begin{bmatrix} y_1 \\ \theta \\ S \\ M_{n+1} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & -l_n & 1/2 \tau_n & \beta_n \\ 0 & 1 & -\beta_n & -\alpha_n \\ C_{n+1} & -l_n C_{n+1} & 1/2 \tau_n C_{n+1} + 1 & \beta_n C_{n+1} \\ 0 & 0 & l_n & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ \theta \\ S \\ M_n \end{bmatrix}$$

ただし、 $\alpha_n = l_n/EI$, $\beta_n = l_n^2/2EI$, $\tau_n = l_n^3/3EI$,
 $C_{n+1} = M_{n+1}\omega^2 - K_{n+1} + D_{n+1}$
 $D_{n+1} = 1 - K_{n+1}/[-M_{n+1}\omega^2 + K_{n+1} + K_m - K_m^2/n+1/(-M_{n+1}\omega^2 + K_m + K_d)]$
(5)

という伝達マトリックスを得る。

道振動をレールの不連続性を考えてモデル化し、剛性マトリックス法を利用して軌道の周波数応答を計算する方法を示す。すなわち、ここでの振動モデルは、① 車輪がレールの継目部を通過することによって軌道に固有振動が生じる。② 図-6(a)に示すように、枕木は弾性的に支持されたはりとする。また、道床部分は図-6(a)の点線の部分を1つの質点と考え、そこでの力はばね方向にのみ伝わるものとする。③ レールの換算質量としては、図-6(b)に示すように所定の枕木間隔で弾性支持されているレールの変位を伝達マトリックスで解き、各周波数ごとにその換算質量を算出する。この場合の伝達マトリックスは式(5)で表わされる。いま、レール・枕木・道床のおおのの質量ならびに変位を、それぞれ

4. 弾性軌道における実験

(1) 実験の概要

前章で示した理論的な考察によれば、軌道構造に弾性を与えることによって軌道振動の性状を変化させ、騒音特性をよい方向に改善できるかもしれないことがわかった。このことを実験的に確かめるため、都営6号線の在来の軌道区間の一部分を弾性度の高い軌道に改造し、そこでの列車走行時の騒音および軌道振動を測定して、振動モデルによる計算値に対して実験的な検討を行ってみた。

実験を行ったのは都営6号線西台・高島平間の高架橋区間で、そこでの軌道は図-1に示すような通常のバラスト道床である。以下これを実験の基準構造と考へて、TRACK 1と呼ぶことにする。前章の理論によれば、枕木重量を重くし、かつ枕木下のばね定数を小さくすることによって、軌道振動の周波数特性を効果的に変化させることを示している。このような軌道構造を具体的に設計するため、レール中間部について枕木下のばね定数を変えて計算を行って見た。図-7はその結果を示したもので、道床の振動加速度の中周波領域での共振周波数と枕木下の弾性との関係を与えたものである。この計算結果に基づいて、在来の普通軌道の50m区間を次のように改造した。すなわち、その区間に用いていた在来の100 t/cmのレールパットを30 t/cmのものに取替え、さらにコンクリート枕木下にはばね定数30 t/cmの枕木パット（合成ゴム製）を挿入して軌道に弾性を与えることを行った。この改造工事は数日にわたり、入念に施工が行われたものであるが、これを基準構造（TRACK 1）に対してTRACK 2とし、弾性軌道と呼ぶことにする。図-8はTRACK 2の一般図で、TRACK 1、TRACK

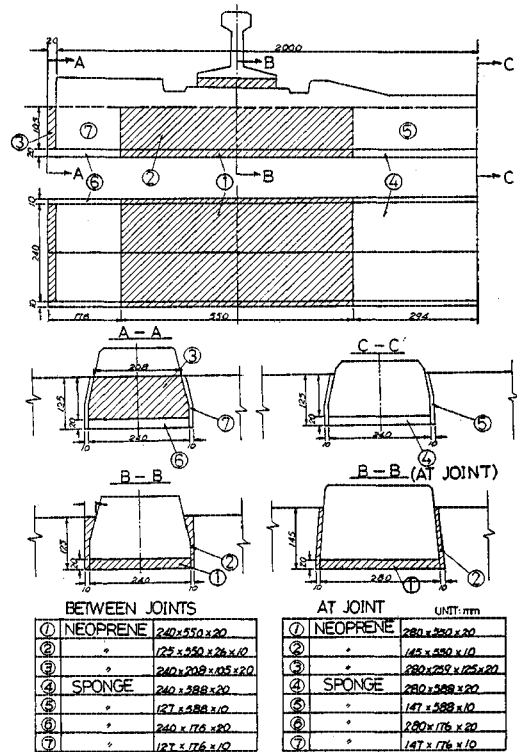


図-8 TRACK 2の一般図

表-4 TRACK 1, TRACK 2の中間部の構造諸元

	W. OF * SLEEPER (kgW)	S.C. OF ** RAILPAD (t/cm)	S.C. OF SLEEPER PAD (t/cm)	INTERVAL BETWEEN SLEEPERS (cm)
TRACK 1	160	100	—	58
TRACK 2	160	30	30	58

* WEIGHT ** SPRING CONSTANT

2の構造諸元は表-4に示すような値のものである。このうち、TRACK 1の枕木はコンクリート床上に道床バラストを敷いて支持されているが、このような状態での枕木下のばね定数は、従来の測定結果⁵⁾より約250 t/cm程度と推定することができるので、計算にはこの値を用いて行った。表-4の値によって、図-7から共振周波数を求めるとTRACK 1で約370 Hz、TRACK 2で約190 Hzである。

レール継目部では、継目衝撃音を軽減することを考えて、従来のかけ継をやめて、継目部に継目用PC枕木を用いた支え継とし、レールと枕木間には200 t/cmの硬質のレールパットを敷き、さらに枕木下にはばね定数25 t/cmの合成ゴム製の枕木パットを敷いて継目部に弾性を与えた。これを継目部でのTRACK 2と呼び、従来のかけ継構造（継目部の両側は50 kgWの木枕木）の継目部をTRACK 1と呼ぶことにする。表-5は継目部

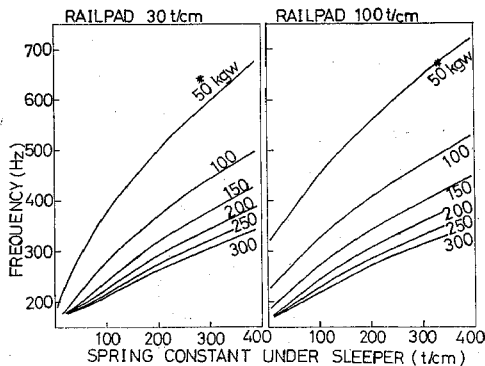


図-7 枕木下のばね定数による共振周波数の変化
(* 枕木1本当りの重量, ** 表-2の●印の共振周波数)

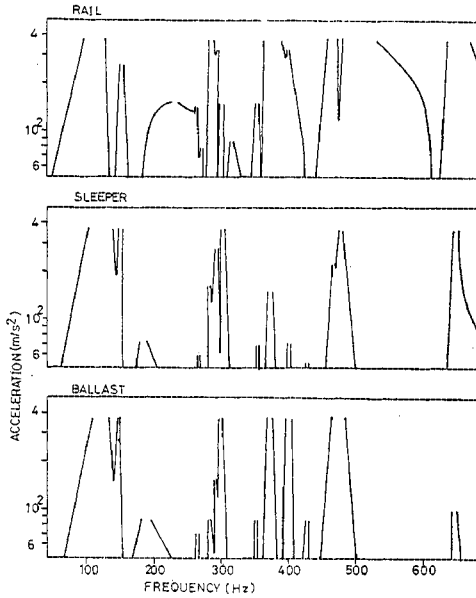


図-9 軌道各部の周波数応答曲線 (TRACK 1, F=1 ton)

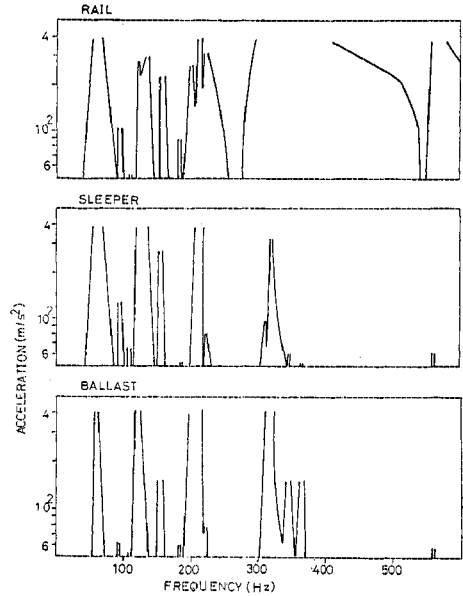


図-10 軌道各部の周波数応答曲線 (TRACK 2, F=1 ton)

表-5 TRACK 1, TRACK 2 の継目部の構造諸元

		W.*OF SLEEPER (kgw)	S.C.**OF RAILPAD (t/cm)	S.C. OF SLEEPER PAD(t/cm)	ARRANGEMENT OF SLEEPERS (cm)
TRACK 1	1	50***	--	--	+19+42+ 58 + 58 +
	2	160	100	--	1 ② 2 2
TRACK 2	1	240	200	25	+ 55 +35+58+58+
	2	160	30	30	1 ② 2 2 2

*WEIGHT **SPRING CONSTANT ***WOODEN
 ○: THE NOISES AND VIBRATIONS WERE MEASURED AT THIS POSITION

の諸元を示したものである。継目部における共振周波数を前章の継目部の振動モデルを用いて計算した結果を示すと図-9, 10 に示すようになる。図-10 を図-9 と比較すれば、共振周波数が全体として低周波領域に移行しており、継目部においても枕木下に弾性を与えたことによって、振動特性が変化することを示している。上述のように改造した弾性軌道に、都営6号線の電車列車を走行させて騒音と軌道振動を測定し、改造前の軌道状態での測定値と比較して検討を行った。騒音の測定は、図-1 の位置にマイクロホン置いて行い、軌道振動の測定はレール・枕木・道床の垂直加速度を加速度計を用いて行った。データの分析には騒音には主として1/3オクターブ分析を、また、軌道振動には高速フーリエ変換による定周波数幅分析 ($\Delta f \approx 5$ Hz) を用いた。

(2) レール継目部における測定結果

普通軌道区間と弾性軌道区間での軌道各部の振動加速度の測定結果を対比して示すと図-11 のようになる。

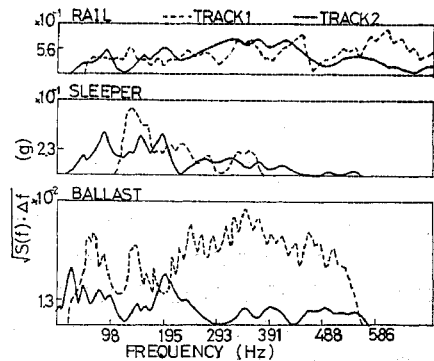


図-11 軌道各部の振動加速度の周波数分析 (継目部)

これはレール継目部より約 60 cm の位置での測定値を定周波数幅で分析した結果である。レール継目部に生じている軌道各部の振動性状は、軌道に弾性を与えることによって明らかに変化している。すなわち、普通軌道では 500 Hz 以上の高周波領域までの振動成分が存在するが、弾性軌道での卓越周期はレールでは 300~400 Hz、枕木・道床では 200 Hz 以下になっている。

軌道周辺の騒音の測定結果のうち、弾性軌道における各測点の騒音 (C特性) の1/3オクターブ分析結果を示すと図-12 のようになる。これと図-2 に示す普通軌道での分析結果とを比較すると、弾性軌道では $f_{c1/3} = 160 \sim 200$ Hz 付近の成分が大きく卓越していることがわかる。これをA特性で測定したものが図-13 であるが、A特性においても、この 160~200 Hz 付近の成分が残り、 $f_{c1/3} = 500$ Hz の成分より優勢になっている。また、

この図から、弾性軌道は高架下の騒音 (MIC ③) には減音効果があるが、高架軌道上の騒音 (MIC ①, ②) には効果が少ないことがわかる。さらに MIC ① で測定した騒音を定周波数幅で分析すると、その結果は 図-14 の

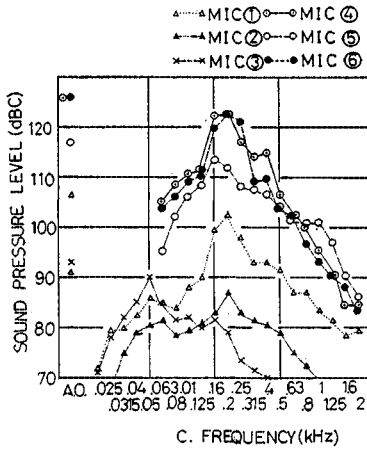


図-12 地下鉄の騒音の周波数分析 (継目部, TRACK 2)

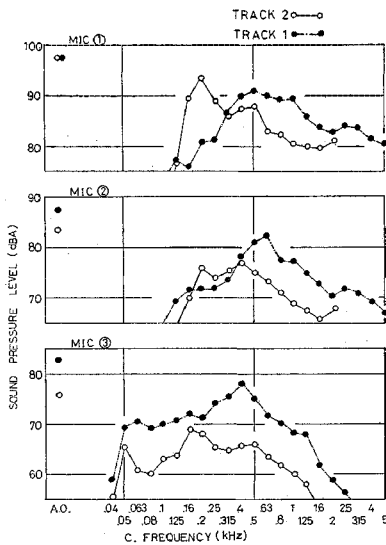


図-13 普通・弾性両軌道の騒音の比較 (継目部, dBA)

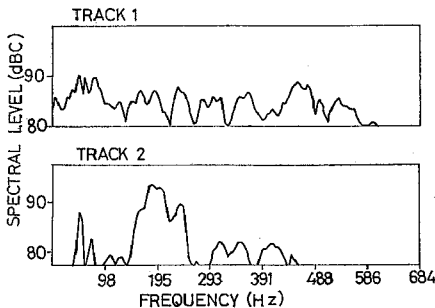


図-14 MIC ① の騒音の周波数分析 (継目部)

ようになる。図-14 を 図-11 と比較すれば、騒音のスペクトルの卓越周波数が軌道の振動加速度のスペクトルに傾向的によく一致していることがわかる。

弾性軌道において測定した騒音の中で卓越している部分の性質を調べるため、その部分をフィルターで濾波して、それぞれの波形を比較してみた。その結果、弾性軌道でもっとも卓越している $f_{c1/3}=160\sim 200$ Hz 付近の音は衝撃音であるが、 $f_{c1/3}=500$ Hz 付近の音は衝撃音と定常的な音が合成された音であり、しかも衝撃音のレベルと定常的な音のレベルに大きな差はないことが認められた。この $f_{c1/3}=160\sim 200$ Hz 付近の音は軌道を弾性的に改造したことによって生じた音で、弾性軌道の音のレベルを支配するものである。また、 $f_{c1/3}=500$ Hz 付近の音を構成する2つの音のうち、定常的な音は後述するように車輛に關係する音であると思われる。同様なことを普通軌道で測定した騒音についても行った。その結果、普通軌道でもっとも卓越している $f_{c1/3}=500$ Hz 付近の音は、衝撃音と定常的な音が合成された音ではあるが、弾性軌道の場合と異なって衝撃音のレベルのほうが定常的な音のレベルより大きく、支配的になっている。また、図-13 より、普通軌道においては $f_{c1/3}=160\sim 200$ Hz 付近の成分が騒音レベルを決める主成分でないことがわかる。これらのことより、衝撃音はおもに軌道に起因するもので、軌道構造を改造することによって変化させることのできる音であり、軌道に弾性を与えたことによって、 $f_{c1/3}=160\sim 200$ Hz 付近に衝撃音が移ったものと考えられる。またC特性の騒音においては、いずれの軌道においても $f_{c1/3}=50$ Hz 付近に1つの卓越する成分が存在している。これは高架下の MIC ③ において特に明瞭であるが、高架下において勢力が大きいことから考えて、高架橋の振動に起因するものと思われる。

(3) レール中間部における測定結果

普通軌道区間と弾性軌道区間での軌道各部の振動加速度を定周波数幅で分析した結果を示すと 図-15 のようになる。この図からわかるように、軌道に弾性を与える

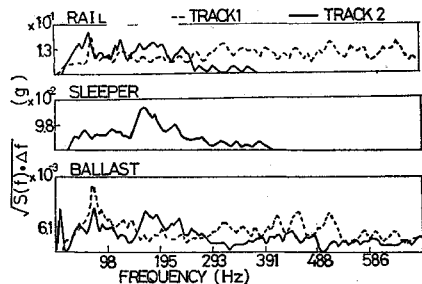


図-15 軌道各部の振動加速度の周波数分析 (中間部)

ことによって軌道振動の性状は明らかに変わってくる。普通軌道ではレールのみならず道床にも約 500 Hz までの周波数領域の振動が生じるが、弾性軌道では、普通軌道で優勢であった 300~500 Hz 付近の周波数成分にかわって、150~200 Hz 付近の成分が卓越してくる。また、レール・枕木・道床の振動スペクトルの形状は、継目部と異なって、同一軌道においては比較よく類似している。

次に弾性軌道区間において測定された騒音（C特性）についても、1/3 オクターブ分析を行ったが、その結果は図-16 のようになる。継目部と同様に中間部でも、各測点とも $f_{c1/3}=160\sim 200$ Hz 付近の成分が卓越している。しかし、これをA特性で測定してみると、図-17 に示すように MIC ②（高架上 4 m）と MIC ③（高架下）では $f_{c1/3}=160\sim 200$ Hz の成分が $f_{c1/3}=500$ Hz の成分と同程度のレベルになり、車輛下部に近い測点の MIC ①（軌道上）と MIC ④~⑥（道床内部）では $f_{c1/3}$

=500 Hz 付近の成分がより優勢な成分になっている。全体としてみると高架下の MIC ③ には弾性軌道の効果が認められるが、軌道周辺に対しては軌道を弾性的にした効果が少ない。これらの測定結果を整理してみると、中間部では、普通軌道と同様に弾性軌道においても、 $f_{c1/3}=500$ Hz の成分が騒音レベルを決定する主成分になっている。この部分の性質を調べるため、継目部で行ったように、弾性軌道における 160~200 Hz 付近の成分と 500 Hz 付近の成分とを取り出して分析してみると、前者は主として波形が立っている衝撃音から、後者は主として定常的に振幅が増減する定常音から構成されていることがわかった。この定常音は普通軌道でも $f_{c1/3}=500$ Hz で卓越して、軌道構造に無関係な音源から発生した音であり、車輛側に音源があるものと思われる。また、継目部と異なって定常音が衝撃音と同程度の勢力をもっており、特に MIC ① では、定常音はボギー車の通過する時にレベルが最大になり、騒音レベルを決定する主成分になっている。音源からやや離れた MIC ② の騒音レベルには、レール継目部の衝撃音の影響が大きくなり、定常音と同程度のレベルになっている。

(4) 考 察

弾性軌道で行った騒音と軌道振動の測定結果を、それ以前に実測した普通軌道での結果と比較して考察すると次のようになる。

(i) 前章に示した中間部ならびに継目部の軌道振動のモデルを用いて計算した結果と、軌道各部の振動加速度を周波数分析した結果とを比較すると、計算結果は分析結果にかなり近い値を示している。特に軌道の諸定数がほとんど実測されている弾性軌道の計算においては、道床の中周波領域の共振点は継目部・中間部ともに 200 Hz 付近であること、300~400 Hz の成分はレールでかなり優勢になるが道床には伝達しにくいなど、かなり適確に軌道の周波数特性をシミュレートしている。また、枕木の重量ならびに枕木下の弾性を増せば、継目部・中間部のいずれにおいても、軌道の周波数特性は中周波領域で大きく変化することが振動モデルから推定されたが、このことは実験的にも確かめられた。

(ii) 軌道の騒音が支配的と考えられるレール継目部の騒音と軌道各部の振動加速度とを定周波数幅分析を行った結果よりすれば、騒音のスペクトルの卓越周波数と軌道の振動加速度の卓越周波数とは傾向的にはよく一致している。このことより、軌道の周波数特性を計算すれば、軌道騒音の卓越周波数がある程度は推定することができるものと考えられる。

(iii) 鉄道の騒音（A特性）を支配する主な成分は定常的に振幅が増減する 500 Hz 付近の定常音と、波形の

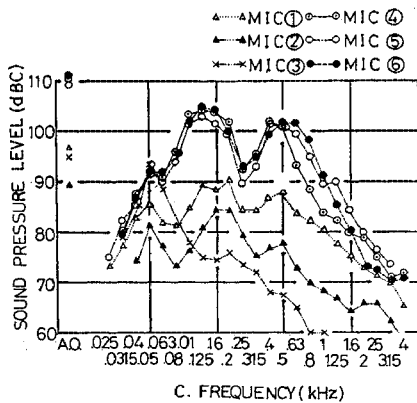


図-16 地下鉄の騒音の周波数分析（中間部，TRACK 2）

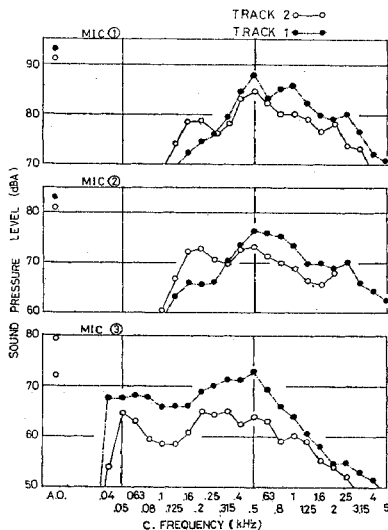


図-17 普通・弾性両軌道の騒音の比較（中間部，dB(A)）

立っている衝撃音とから形成されている。500 Hz 付近の定常音は軌道の構造に無関係に生じており、列車のボギー車の通過とともに勢力が増減する所から判断して車輻側に音源があるものと思われる。また、衝撃音は軌道構造を変えることによって、その周波数特性が変化することから考えて軌道側に音源があると思われる。この衝撃音は、普通軌道では 500 Hz 付近の周波数領域で卓越しているが、軌道構造をより弾性的にすることによって軌道振動の性状は変化し、その卓越周波数は低い領域に移っていく。従来の軌道に対して枕木下に 30 t/cm のばね定数のパットを敷いた場合には、その卓越周波数は 160~200 Hz 程度までに変化する。このことは鉄道騒音を軌道振動から把握しようとする前章で示した理論を肯定するもので、軌道振動の性状を変えることによって騒音を低減させる対策があることを示している。しかし、本研究においては、 $f_{c1/3}=160\sim 200$ Hz の成分のレベルが著しく大きくなったために、衝撃音の卓越周波数をより低い領域に移したことによる減音効果は減少している。減音効果をより大きくするためには、衝撃音の卓越周波数を制御するだけでなく、その成分のレベルをも低減させることが必要である。

5. 列車速度と騒音の関係

前章で示した $f_{c1/3}=500$ Hz 付近の定常的な音は、中間部の車輻直下の測点で優勢であって、しかも軌道構造には無関係であるという性質をもっている。このことより、この音源は車輻側にあるのではないかと考えられるので、以下の 4 種類の条件のもとで騒音および振動の測定を行って検討してみた。

a) 試験列車による測定

試験列車を設定し、前章で示した普通軌道区間と弾性軌道区間とを、夜間に 30 km/h, 50 km/h, 70 km/h の定速で繰り返して走行させ、騒音と軌道振動との測定を行った。騒音測定のマイクロホン位置は図-1 に示す軌道上の MIC ① と軌道内の MIC ④, ⑤, ⑥ である。この

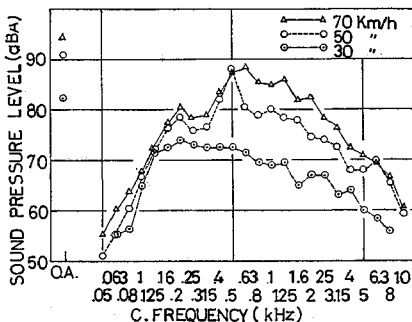


図-18 列車速度による騒音の変化 (中間部, TRACK2)

測定結果のうち、車輻側の音源の影響が強く表われていると思われる弾性軌道区間の MIC ① の騒音について、1/3 オクターブ周波数分析を行ってみた。その結果は図-18 のようになる。これより、速度増加とともに $f_{c1/3}=500$ Hz 以上の成分のレベルが増加して行くことがわかる。ここでは弾性軌道での測定結果を示したが、普通軌道でもほぼ同様の結果を得ており、高速になれば高周波成分が卓越してくることを示している。このことは、図-4 に示す新幹線騒音についても認められる所で、鉄道騒音に対処するときには、列車速度は最も重要な条件の 1 つであると考えられる。

b) 営業列車による測定

営業中の列車がホームに進入する直前には、その列車速度は時々刻々に変化する。この場合の騒音についても試験列車の場合と同じようにして測定し、列車速度と騒音の関係を求めてみた。図-19 は、弾性軌道における MIC ④ での測定結果を列車速度との関係で示したものである。この図からわかるように、卓越する周波数と列車速度との間には一定の関係があり、列車速度とともにその卓越周波数がより高い領域に移っていく。また、騒音レベルは列車速度とともに増大し、30 km/h と 50 km/h で約 10 dB の差が生じている。

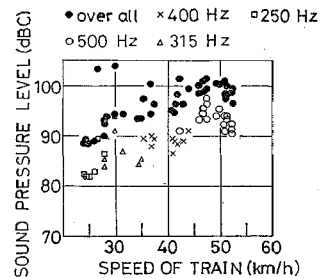


図-19 列車速度による卓越周波数の変化 (MIC ④: レールから 95 cm, 高さ 37 cm)

c) 車内での測定

試験列車による軌道側の騒音測定とともに、その車内にもマイクロホンを設置して、騒音の測定を行った。この場合には、試験列車を定速および加速状態の運転を行って、主電動機付近の音を主として測定したもので、マイクロホンの設置位置は図-20 (a) に示してある。この車内騒音の測定は、窓はすべて閉じて外部の音が入らないようにして行ったもので、定速運転の騒音測定結果を 1/3 オクターブ周波数分析した結果を示すと図-21 のようになる。この場合の列車速度は約 50 km/h である。この速度において卓越する周波数領域は、車外の測定では $f_{c1/3}=500$ Hz 付近の音であったが、この値は車内騒音の卓越周波数ともよく一致し、そのレベルは主電

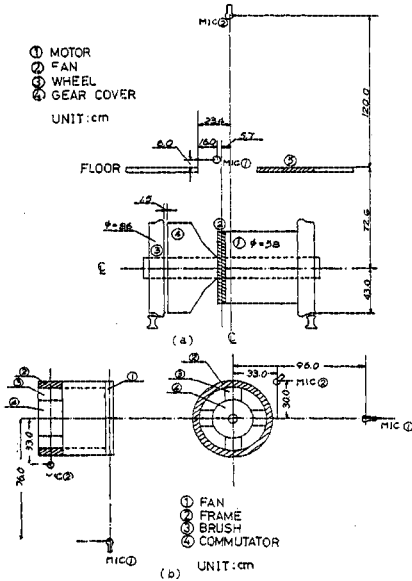


図-20 騒音の測定位置概図

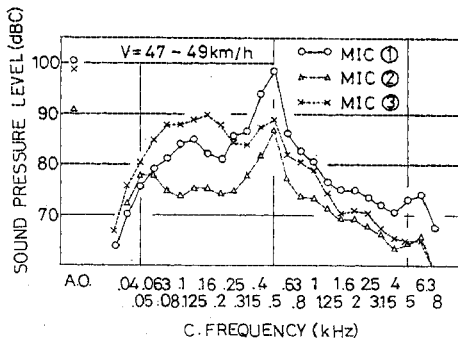


図-21 地下鉄の車内騒音の周波数分析 (MIC ③ は車窓から車外につきだしている)

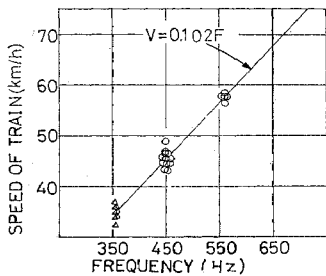


図-22 列車速度による卓越周波数の変化 (車内 MIC ①)

動機に最も近い MIC ① で一番大きくなっている。また、列車は必ずレールの継目部分を通過するが、MIC ① の $f_{c1/3}=500$ Hz 騒音波形には軌道の衝撃音の影響が現われなかった。これは衝撃音が発生する場所より MIC ① に近い所はかなり優勢な音源があり、MIC ① はその音を測定していることを示している。この場合の 500

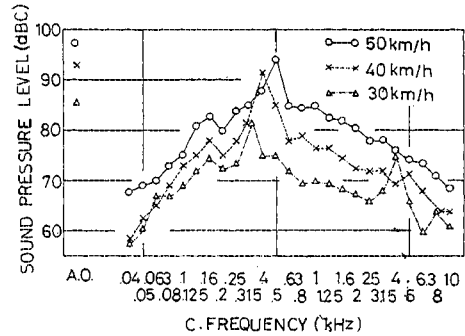


図-23 列車速度による主電動機の音の変化 (MIC ①)

Hz 付近の周波数領域における卓越周波数と列車速度との関係を整理すると 図-22 のようになる。図-22 は、この卓越周波数 F (Hz) を列車速度 V (km/h) の関数 $F \approx 10 V$ として表わすことができることを示している。しかも、この関係は 図-19 の関係にかなりよく一致している。

d) 主電動機での測定

主電動機を車輛より取りはずして定置し、無負荷状態で運転させ、マイクロホンを 図-20 (b) に示す位置において、そのときの騒音を測定した。この場合の MIC ① で測定した騒音を 1/3 オクターブ周波数分析した結果を示すと 図-23 のようになる。この図からわかるように、列車速度(主電動機の回転数)とともに卓越周波数は変化しており、列車の走行時における車輛内外での測定結果と同一の傾向が得られている。なお、これと車内で測定した MIC ① 騒音(図-21)とを比較すると、車内騒音の方が $f_{c1/3}=500$ Hz (速度 50 km/h) で 4.5 dB, $f_{c1/3}=400$ Hz (速度 40 km/h) で 2.5 dB ほどレベルが大きい。これは列車走行時における軌道面からの反射の影響もでているものと思われる。

以上の4種類の車輛内外での測定結果から考えると、高架軌道上(車外)で生じている $f_{c1/3}=500$ Hz の定常的な音は、車内の主電動機付近の騒音が伝播してきたもので、ここに鉄道騒音の1つの音源があることを示している。また、この主電動機と車輛を結合しているギヤーは大歯車 99 枚、小歯車 16 枚の歯数を持ち、車輪は直径 86~78 cm であるので、全歯のかみあいごとに発生する騒音⁶⁾を考えると、列車速度 V (km/h) と卓越周波数 F (Hz) の間には $V=0.093 \sim 0.088 F$ のような関係がある。なお、この主電動機では 1450 rpm の回転数が 34 km/h の列車速度に相当する。この関係も 図-19, 22 に示した関係に近く、主電動機のほかにギヤーも音源の1つである可能性が強い。その他、回転に起因する音源としては車輪、タイヤフラットなども考えられ、車輛側からでる定常音は主電動機、ギヤー、車輪などから総合的に発生しているものと思われる。

6. 結 語

本研究は、都市鉄道騒音の発生機構を解明するために、軌道構造および列車速度に着目して一連の研究を試みたものである。まず軌道振動について考察し、その結果に基づいて東京都営6号線の高架区間の軌道を50mにわたって改造して、そこでの測定結果について検討を行った。次に軌道側の測定のほかに、列車速度と車輦内部、主電動機等の騒音との関係を調べて、車輦側の音源についても検討を加えた。本研究で得られた結果を整理して示すと次のようになる。

(1) 電車列車が50 km/h程度の速度で走行する場合に生ずる騒音(A特性)は、500 Hz付近に優勢な成分を持っている。この500 Hz付近の成分は、軌道側に音源があると考えられる衝撃音と、車輦側の主電動機付近に音源があると考えられる定常音とから構成されており、レール継目部では前者が支配的であり、レール中間部では両者は同程度の影響をもっている。

(2) 軌道衝撃音は軌道振動に起因するものと考えられる。軌道振動の共振周波数については、3.で示したようなレール・枕木・道床をばねと質量に置換えた振動モデルによって計算することができるが、この結果は実測値に近い値を示している。また、実測された軌道振動の卓越周波数は騒音の卓越周波数と傾向的によく一致している。このことより、軌道の共振周波数を3.で示した振動モデルによって計算することによって、騒音の卓越周波数を推定することができるものと考えられる。

(3) 3.で示した理論によれば、軌道構造をより弾性的にすることによって、振動の卓越周波数をより低い領域に移すことができる。このことは、A特性的なフィルターを考えると、騒音レベルを低減させることにつながってくる。従来の軌道に対して枕木下にばね定数30 t/cm程度の弾性パットを敷いた弾性軌道での実測値によれば、衝撃音の卓越周波数は500 Hz付近より160~200 Hz付近に移っており、これらのことを実証している。しかし、160~200 Hzの成分のレベルが著しく大きくなったために、衝撃音の卓越周波数をより低い領域に移したことによる減音効果は減少している。減音効果をより大きくするためには、衝撃音の卓越周波数を制御するだけでなく、その成分のレベルをも低減させることが必要である。

(4) 500 Hz付近の卓越周波数に含まれる定常音は車輦の回転部分に起因するものと考えられる。これは、車輦の走行速度 V (km/h)にもなってその卓越周波数 F (Hz)が変化することからも推測される($F \propto 10V$)ことであるが、車内騒音の測定、定置した主電動機におけ

る騒音測定などからも実証されている。この定常音は弾性軌道とした場合の騒音レベルを支配するもので、レールの継目部をなくした場合には、軌道構造に対策を立てると同時に、車輦側の音源に対する対策も必要になるものと考えられる。

(5) 軌道の枕木下に弾性を与えた弾性軌道は、高架下の騒音に対しては有効な対策と考えられ、実測結果からも騒音レベルが8 dBA程度低減している。

以上、都営6号線での測定結果に基づいて考察したことを述べてきたが、都営6号線は全車輦とも同型車で保守状態も良好であり、線路の保守もよく行われている。一般の都市鉄道にはいろいろな車輦の列車が走行しているので、本論文で示したような分析がむずかしい場合もあり、特に速度が速くなれば、その騒音源としても、ここで考えたような場所以外の部分、たとえば車体の振動音、パンタグラフの集電摩擦音なども考察しなければならないものと思われる。

鉄道騒音のように、非定常的騒音で衝撃的成分を含み、データの再現性が保証されないものの測定・分析・評価の方法については、さまざまに議論されているところである。近年、多く設けられている各種の騒音規制では、測定器の仕様や読み取り方法などについて定めている所もあるが、ここに述べた研究は、物理的な騒音の発生機構に焦点を絞っているので、次のような独自の測定・評価の方法を定めて、測定を行ったものである。

① 騒音測定はIEC規格の精密騒音計(RIÖN A 51, 電測 A-11)を用い、振動測定は圧電型加速度計(固有振動数22 kHz)を用いてデータレコーダ(TEAC R 200 DR方式)に収録する。

② データ処理は、AD変換・FFT分析のほかは1/3オクターブ分析器(RIÖN SA 57)を介して高速度レベルレコーダ(RIÖN LR 01)に出力する。この時、パンの応動特性はFastとする(応動特性はJIS指示騒音計と同じ)。

③ レベルレコーダ出力は、1列車通過中のデータのうち、高い方から4番目のピーク値を機械的に採用し、3列車の平均をとることを原則とする。都営6号線においてはデータの再現性が比較的良好であった。たとえば、継目部で測定した騒音を周波数分析し、同一列車の全車輪(12個)のレベルを各周波数について整理すると、変動の全幅はほとんど5 dB以下であること、また、4番目ピーク値が上位半数の平均値的なレベルであることなどが認められた。したがってこのピーク値が騒音の最大レベルの平均値的な値を示すものであるとみなした。また、同一箇所でも3~5列車の騒音を測定し、全列車の平均値的な最大レベルを各周波数について整理すると、変動の全幅はほとんど5 dB以下であったので、測

定回数は原則として3回とした。

最後に、本研究を行うにあたっては東京都交通局ならびに東京大学交通研究室の多くの方々にご協力をいただいたことを記し、感謝の意を表する次第である。

参 考 文 献

- 1) 環境庁告示第46号：新幹線騒音に係る環境基準について，昭和50年7月29日。
- 2) 荒井昌昭・井川敏之介・塚本京一・智野定弥：鉄道車輛の走行による車外騒音の軽減の研究，鉄道技術研究報告No. 81 1967-1。
- 3) Arai, M. and Y. Ban : Noise Control for Shinkansen Railways, Proceeding of Inter-noise 75, p. 69~76, 1975.
- 4) 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8号 pp. 200~224, 1956.
- 5) 佐藤 裕：軌道の動力学的強さ，鉄道業務研究資料 第12巻 10・11号，pp. 226~278, 1955.
- 6) 日本音響材料協会編：騒音対策ハンドブック，技報堂，1965.
- 7) 松本嘉司・渡辺義則：列車走行による騒音と軌道振動の実測例，環境汚染制御，pp. 337~344, 1974.
- 8) Lyon, R.H. : Transportation Noise, Grozier Publishing, 1973, 一松本嘉司他訳：交通騒音，技報堂，1976.
- 9) 守田 栄：騒音と騒音防止，オーム社，1972.
- 10) 小橋 豊：音と音波，裳華房，1969.

(1976.7.26・受付)