

コンクリート道床軌道の振動およびレール の波状摩耗について

VIBRATIONS OF THE RAILWAY TRACK IN THE SOLID BED
AND DEVELOPMENT OF THE CORRUGATE WEAR IN THE RAILS

小野一良*・伊藤義男**
By Kazuyoshi Ono and Yoshio Ito

1. 緒 言

コンクリート道床軌道においてはしばしばレールに波状摩耗を発生することが知られている。本論文においてはトンネル内のコンクリート道床軌道のレールに発生した波状摩耗について種々の調査をなし、これに統いてその原因探求のため試験軌道においてなした研究結果および理論的解析を述べた。

コンクリート道床軌道の構造としては昭和 35 年に北陸トンネルが建設されるまではほとんど木短まくらぎがコンクリート道床内に埋込まれ、レールはこの上にタイプレートをはさんで締結されていた¹⁾。木短まくらぎはしばしばコンクリートより縁が切れて浮きを生ずる欠点があり、波状摩耗の発生もこれと何らかの関連があると想像される。P C まくらぎの発達とともにコンクリート道床においてもコンクリートブロックまくらぎが使用され、道床とまくらぎを鉄筋で連結することによってまくらぎの浮きを生ずることがなくなった。北陸トンネルにおいては開通後 9 年間経過した今日においても波状摩耗の発生がない。

深坂トンネルにおいてはタイプレートの下に厚さ 5 mm の軌道パッドが使用されているが、北陸トンネルにおいては厚さ 12 mm の軌道パッドが使用されている。このような軌道パッドの弾性の差が波状摩

耗の防止に効果があるとも考えられるが、当初深坂トンネルの一部においてわく型タイプレートとともに十分に厚い軌道パッドが使用されていたにもかかわらず波状摩耗を発生した。よって軌道パッドの弾性の差だけでは説明がつかない。もう一つ考えられることは木短まくらぎ

は含水比の変化または材質の差によってその堅さが一定でなく、これが波状摩耗の端緒になったとも考えられるが、これらの問題について実験および理論によって考察を加えることにした。

2. 波状摩耗を生じたレールにおける振動 の測定

北陸線近江塩津・新疋田間の深坂トンネルは昭和 32 年 10 月 1 日に開通し、昭和 41 年 3 月までは上下列車とともにこのトンネルを通過していた。延長 5170 m の大部分が木短まくらぎを埋込んだコンクリート道床となっている。建設当初のコンクリート道床軌道の構造は図-1, 2 に示すほか下記のとおりであった²⁾。

レール : 50 kg PS レール、ガス圧接により長さ 200 m に溶接されていた。

まくらぎ : ひのき材、防腐剤注入、150 × 250 × 600 mm,

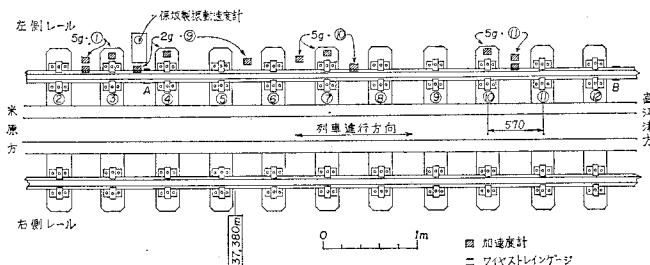


図-1 深坂トンネル内測定箇所付近平面図（昭和 41 年）

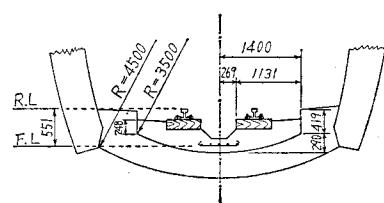


図-2 深坂トンネル（上り線）内コンクリート道床

* 正会員 工博 金沢大学教授 工学部土木工学科

** 正会員 金沢大学技官 工学部土木工学科

まくらぎ間隔 570 mm。

タイププレート：米原方の 2485 m にはわく型タイププレートが用いられていた。わく型タイププレートとは C 型タイププレートの中央部に 127×160 mm の穴を穿ち、ここに軌道パッドを挿入したものである。直江津方 2485 m には C 型タイププレートに厚さ 5 mm のレールパッドと厚さ 5 mm のタイパッドとが併用されていた（図-3 参照）。

運転状況としては開通当初の昭和 33 年には 1900 万トン、昭和 37 年には 2600 万トン、昭和 41 年には 3800 万トンの通過量があった。当時の機関車は ED 70 形式、軸重 15.5 t、列車速度最高 90 km/h、平均 64 km/h となっていた。

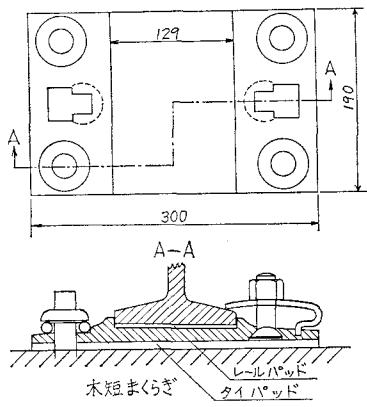


図-3 C 型タイププレート

このコンクリート道床区間のレールには昭和 35、36 年頃から波状摩耗が発生し始め、これとともに多数のまくらぎがコンクリート道床から縁が切れるにいたった。このような浮きまくらぎをコンクリート道床に締結するために昭和 36 年以降数回にわたってアンカーボルトでまくらぎをコンクリート道床に締結し、またはコンクリート道床とまくらぎとの隙間にライナーを圧入した。まくらぎ表面の摩滅によってレール面に不陸を生じたところではまくらぎと軌道パッドとの間に厚さ 1~5 mm の鋼板が挿入された。

昭和 38 年 3 月には波状摩耗の進行のため深坂トンネルの米原方の半分の延長が 50 kg N レールを用いて交換され、またわく型タイププレートはコンクリート道床用 I 型（参考文献³⁾、図-2 参照）に交換された。これは構造上図-3 に示した C 型タイププレートとほぼ同形である。直江津方の半分の延長は昭和 41 年 4 月に交換されたが、この交換に先立って昭和 41 年 3 月に主としてワイヤストレ

インゲージを用いて列車通過時に波状摩耗レールに生ずる曲げ応力を測定した。

(1) 昭和 41 年測定結果

曲げ応力測定箇所前後のレール面の摩耗状態をダイヤルゲージを用いて詳細に測定したが、その結果を 図-4 に示した。この図によれば左右レールともに深さ 0.5~0.6 mm の波状摩耗を発生していることが認められる。いずれも波長が 30~50 cm となっているが、2 または 3 波長ごとに深い谷が認められる。

図-4 に示すごとく波状摩耗の最も激しいところで谷から山にかけて 7 cm 間隔にレール底部両側面にワイヤストレインゲージを貼り付けて列車通過時にレールに生ずる曲げ応力を測定した。またコンクリート道床上に振動計を据え付けてコンクリート道床に生ずる振動を測定した。振動計は可動コイル型であって振動速度に比例する記録が得られる。

左側レールにおける測定記録を 図-5, 6 に示した。これらの記録は右より左に記録されている。各ゲージともに車輪の静的荷重によって生ずる曲げ応力の上に多数の波が重なっており、電車の 1 台車の 2 個の車軸の間に 6 個の波が認められる。車軸間隔は 210 cm であるから 1 波長は 35 cm となる。これは 図-4 に示された波状摩耗の波長にほぼ一致する。図-5 は下り電車通過時の測定記録であるが、ゲージ 11, 12 では曲げ応力の最高点で頭が二つに割れている。これは車輪通過時に負の衝撃が作用したことを示している。これに反し 17, 18 および 19, 20 のゲージでは車輪荷重による静的曲げ応力の最高点と衝撃による曲げ応力の最大との位相が一致したことが認められる。図-4 によれば下り列車に対してはゲージ 11, 12 は波状摩耗の山の下り坂であり、ゲージ 17, 18 は上り坂の終端に近く、19, 20 は山の頂上である。図-6 は上りディーゼル動車通過時の測定記録であるが、ゲージ 11, 12 で正の衝撃が加わり、ゲージ 17, 18, 19, 20 の位置で負の衝撃が加わり、図-5 に示した下り列車の場合と反対である。これも波状摩耗の山の下り坂で負の衝撃を生じ、上り坂で正の衝撃を生ずることを表わしている。

同じく右側レールにおける測定記録例を 図-7, 8, 9 に

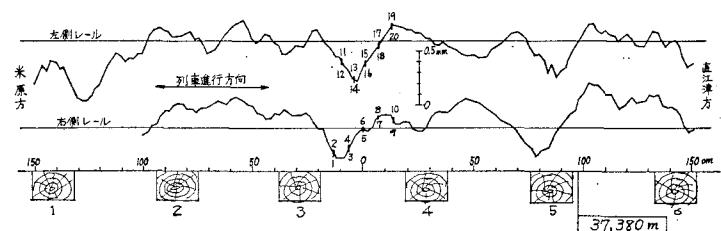


図-4 深坂トンネル内のレールに生じた波状摩耗（昭和 41 年）

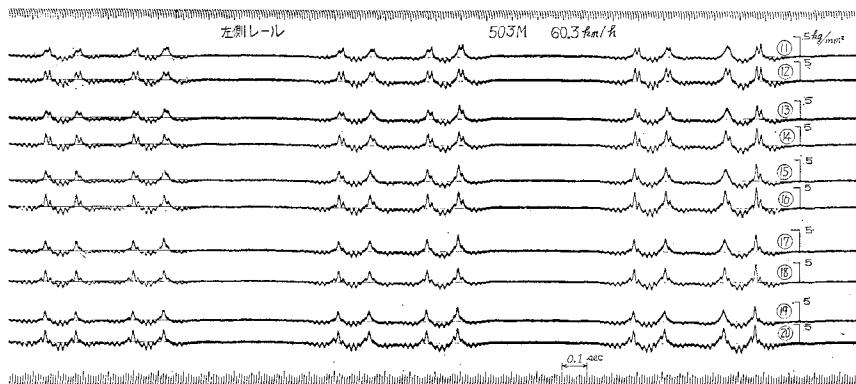


図-5 下り電車通過時においてレール底部に生ずる曲げ応力

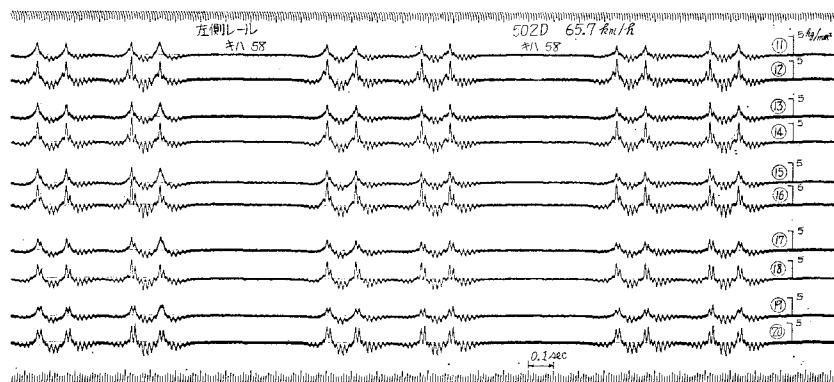


図-6 上りディーゼル動車通過時においてレール底部に生ずる曲げ応力

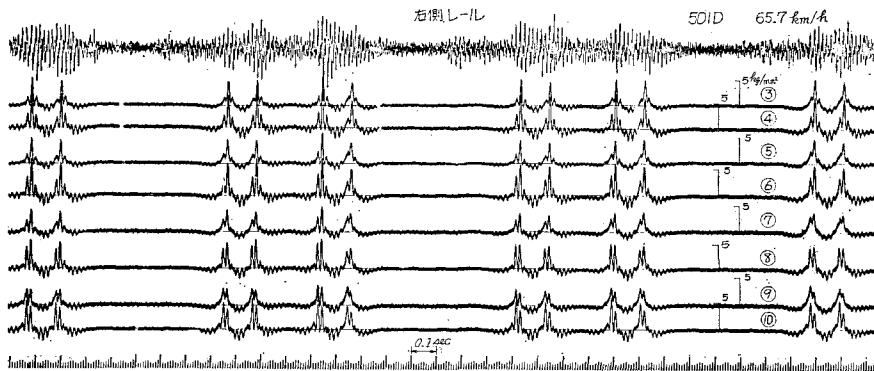


図-7 下りディーゼル動車通過時においてレール底部に生ずる曲げ応力

示した。これらの記録の最上段には軌間外側のまくらぎ間ににおいてコンクリート道床の振動を測定した結果もあわせて示した。いずれも下り列車通過時の記録であり、ゲージ3, 4において正の衝撃が作用し、ゲージ9, 10において負の衝撃が作用することが認められる。図-7によれば道床に据付けた振動速度計の記録においても車輪が波状摩耗の山を一つ越すごとに大きな波があらわれている。しかし台車の中間においては振動速度は小さく

なるが、非常に高い周波数の振動が発生することが認められる。このような振動は波状摩耗のない場合にも生じ、さきの論文³⁾にも示したようにレール面と車輪踏面との接触部に存在する微小な凹凸によって生じたものと推定される。

図-8, 9は貨物列車通過時の記録であるが、機関車通過時の曲げ応力の記録においては波状摩耗によって生ずる衝撃の影響が明らかに認められるが、これに続く2軸

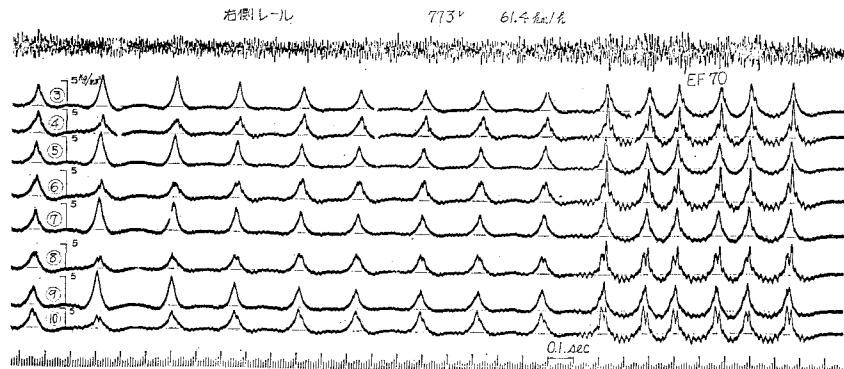


図-8 下り貨物列車通過においてレール底部に生ずる曲げ応力

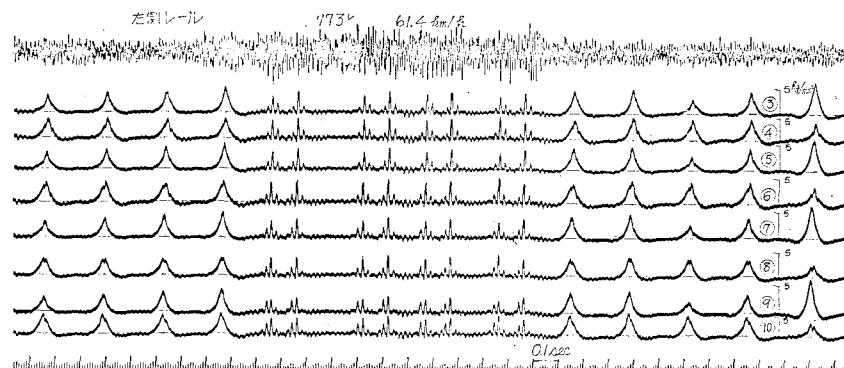


図-9 下り貨物列車通過時においてレール底部に生ずる曲げ応力

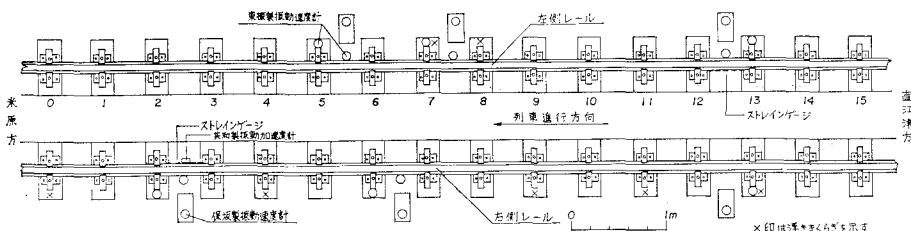


図-10 深坂トンネル内 38,570 m 付近測定箇所平面図 (昭和 43 年)

貨車の記録においては波状摩耗の影響がほとんど認められない。これに反し図-9 の中央部にある 2 軸ボギー貨車においては静的荷重によってレールに生ずる曲げ応力は非常に小さいが、波状摩耗によって生ずる衝撃の影響が顕著にあらわれている。このように軸重の小さな 2 軸ボギー貨車では衝撃が大きく、軸重の大きな 2 軸貨車では衝撃の小さいことはすでに砂利道床軌道において発見し、この理由について述べたことがあるが⁴⁾、軸重が大きい場合には重ね板ばねのおののおのの板ばねの間の摩擦抵抗によって振動が抑制されるためであろうと考えられる。図-9 の最上段に示すとくコンクリート道床に生ずる振動を測定した結果においても 2 軸ボギー貨車の通過時に振動速度が非常に大きくなることが認められる。

(2) 昭和 43 年測定結果

さきに述べたごとく深坂トンネル米原方半分の延長は昭和 38 年 3 月にレール交換を行なったが、その後数年で再び波状摩耗を発生したので昭和 43 年 8 月に列車走行時にレールに生ずる曲げ応力および軌道各部に生ずる振動を測定した。各種計器の配置を 図-10 に示した。この図において ×印をつけたまくらぎはコンクリート道床と縁が切れたためボルトによって道床に締め付けられているが、わずかの浮きは残っているようである。レール面の形状を 図-11, 12 に示したが、最高 0.4 mm に達する波状摩耗を発生していた。機関車通過時にレールに生ずる曲げ応力の測定記録の一例を 図-13 に示した

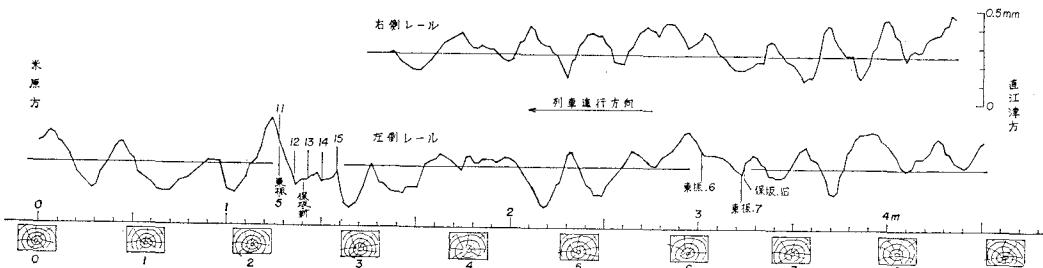


図-11 深坂トンネル内 38,570 m 付近のレールに生じた波状磨耗（昭和 43 年）

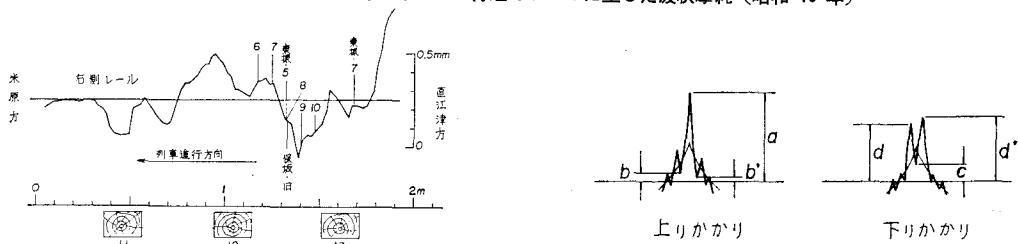


図-12 深坂トンネル内 38,570 m 付近のレールに生じた波状摩耗（昭和 43 年）

図-14 静荷重ならびに衝撃によりレール底部に生ずる曲げ応力

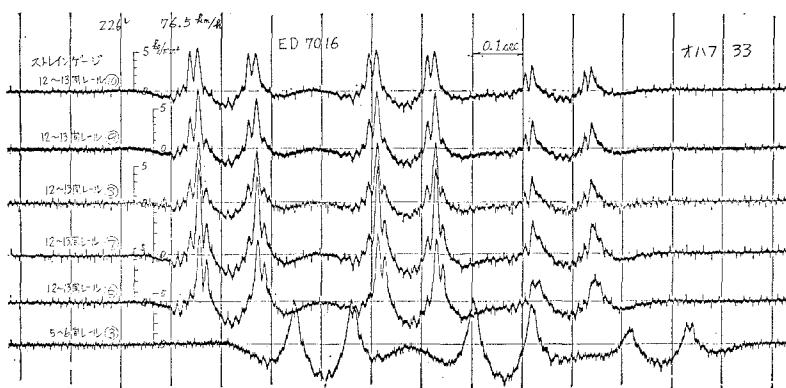


図-13 ED 70 型機関車通過時においてレール底部に生ずる曲げ応力

が、波状摩耗の山および上りかかりにおいて正の衝撃が加わり、谷および下りかかりにおいて負の衝撃の加わることが明らかに認められる。

図-14 はレール底部に生ずる曲げ応力を模式的に書いたものであるが、この図において b と b' とがほぼ等しいときには、 a は静的曲げ応力と正の衝撃による曲げ応力の和と考えられ、 d と d' とがほぼ等しければ c は静的曲げ応力と負の衝撃による曲げ応力の和と考えられる。正負の衝撃の大きさを等しいと仮定すれば静的曲げ応力 S と衝撃による曲げ応力 I とは次式によって求めることができる。

静的曲げ応力と衝撃による曲げ応力との関係を調べた一例を 図-15 に示した。電車および客車においては衝撃による曲げ応力が静的曲げ応力の 100% 程度になる場

じ、その大きさは 5 cm/sec に達するものがある。この基本振動の上にさらに高い周波数の波が重なっていることが認められる。まくらぎに生ずる振動速度はレールに生ずる振動速度の 1/10 以下であってコンクリート道床

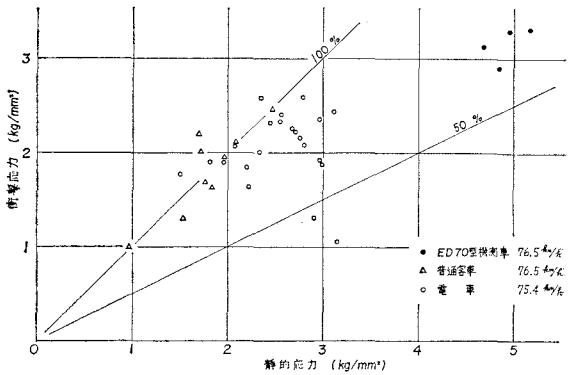


図-15 静荷重による曲げ応力と衝撃による曲げ応力との関係

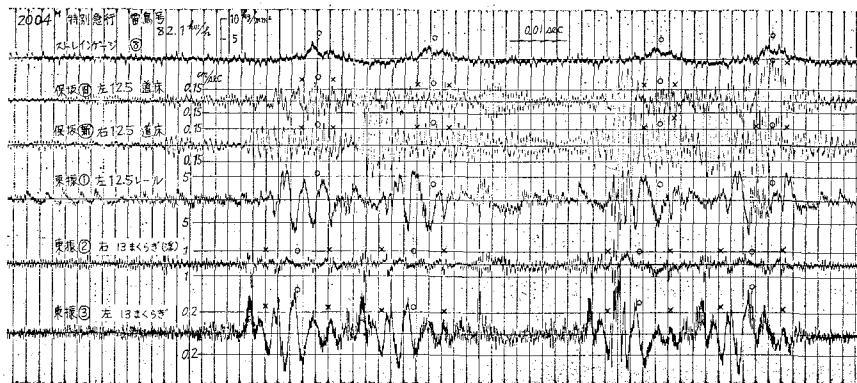


図-16 電車通過時において軌道各部に生ずる振動速度

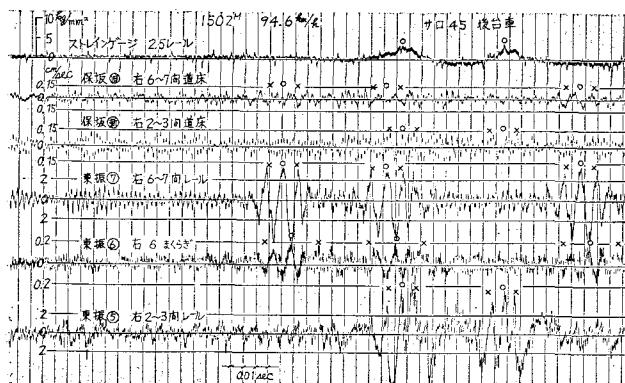


図-17 電車通過時において軌道各部に生ずる振動速度

に密着しているまくらぎにおいては波状摩耗の影響が明らかに認められる。これに反して浮きまくらぎにおいては波状摩耗の影響を直接認ることはできない。しかし振動速度は道床に密着しているまくらぎよりはるかに大きい。まくらぎには列車通過時に非常に高い周波数の振

動が発生しているが、この周波数はガルバノメーターの測定限界に近いためこの振動速度は記録に示されたものよりさらに大きいと想像される。

道床においては列車通過時に 200~400 Hz の振動が誘起され、車輪の直下においては振動速度は大きくなるが、振動数は少なくなる。この振動数は波状摩耗の波長とは直接の関係が認められない。図-9 によればボギー貨車の通過時に波状摩耗の波長にほぼ一致した振動が道床に認められたが、図-16 において明らかでないのはさらに波長の短い凹凸による振動の影響が優先したものと考えられる。

列車速度と振動速度との関係については車両の種別が一定せず、また列車速度が狭い範囲に限られているため不明のものが多いが、その数例を 図-18~22 に示した。図-18 は機関車の各車輪および電車、ディーゼル動車、客車の各台車の通過時にレールに生ずる最大の振動速度を記入した図であって列車速度 70 km/h 以上ではほぼ列車速度に比例して振動速度の増加することが認められる。

図-19 は浮きまくらぎに生ずる振動速度であり、図-20 は固定まくらぎに生ずる振動速度である。これらの図を比較すれば浮きまくらぎにおいては固定まくらぎの 5 倍以上の振動速度となっていることが認められる。しかし同一車種については列車速度がほぼ一定であるため列車速度の影響は明らかではない。

図-21 は浮きまくらぎの近くにおいて道床に生ずる振動速度であり、図-22 は固定まくらぎの近くにおいて道床に生ずる振動速度であるが、浮きまくらぎの近くにおいては道床に生ずる振動速度が 50% 程度大きい。しかしまくらぎにおけるほど大きな差は認められない。固定まくらぎの近くでは道床に生ずる振動速度はまくらぎに生ずる振動速度の 55% 程度であるが、浮きまくら

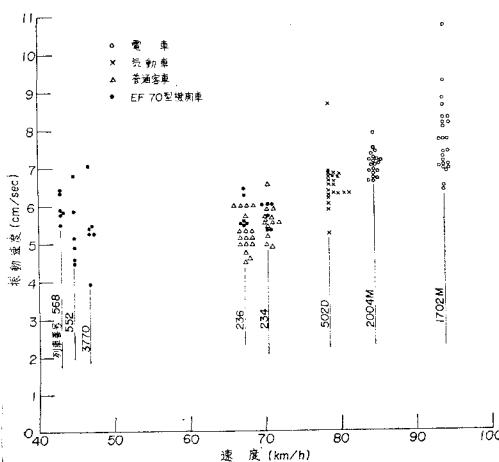


図-18 レールに生ずる振動速度

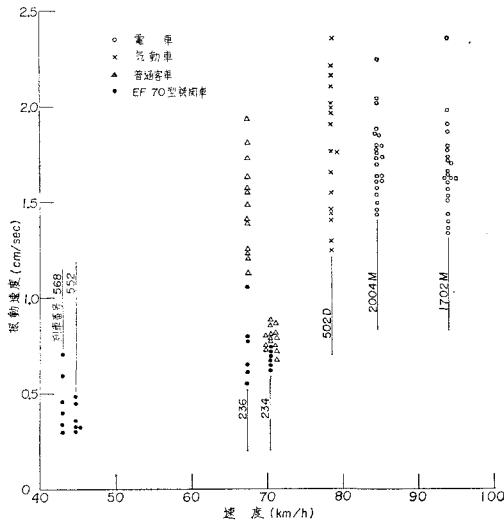


図-19 浮きまくらぎに生ずる振動速度

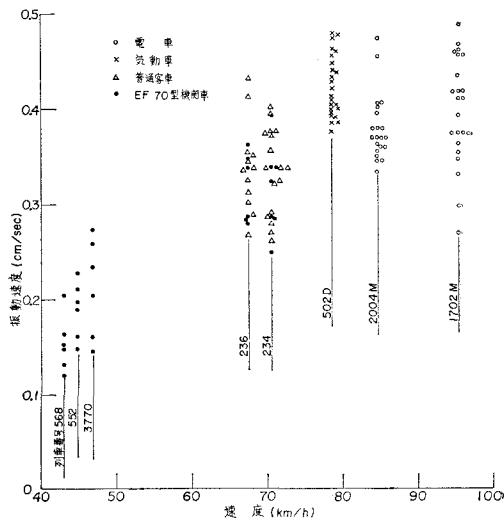


図-20 固定まくらぎに生ずる振動速度

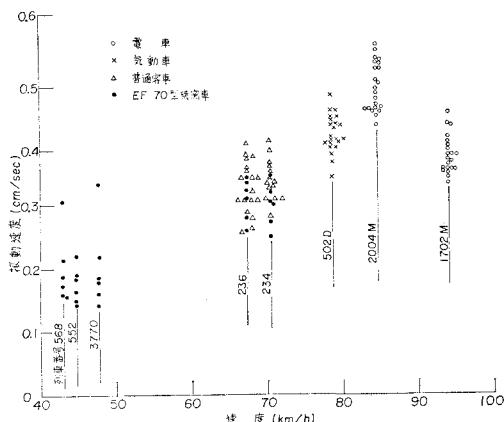


図-21 浮きまくらぎ近くの道床に生ずる振動速度

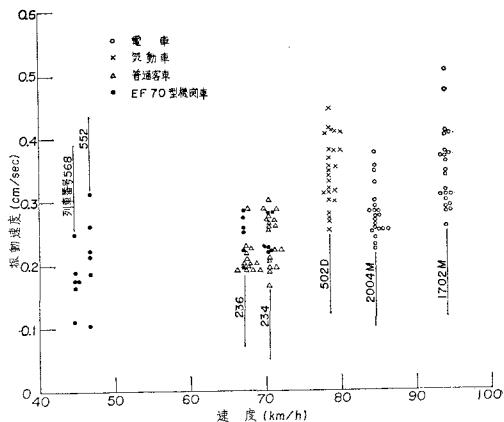


図-22 固定まくらぎ近くの道床に生ずる振動速度

ぎにおいては 15% 程度である。これは浮きまくらぎが道床より離れて振動していることを示している。

3. 試験軌道における振動の測定

工学部構内に 図-23, 24 に示すとおり延長 6 m の試験軌道を敷設した。試験軌道に使用した軌道材料の品質形状は次のとおりであった。

レール: 50 kg N レール, 長さ 6 m.

タイプレート: コンクリート道床用 I 型.

ばねクリップ: 幅 65 mm, 厚さ 6 mm.

レールパッド: 材質第 2 種, 幅 125 mm,
長さ 190 mm, 厚さ 5 mm, 溝あり,
ばね定数 116 t/cm.

タイパッド: 材質第 2 種, 幅 190 mm, 長さ
300 mm, 厚さ 5 mm, 溝あり, ばね
定数 245 t/cm.

まくらぎ: ぶな材短まくらぎ, 幅 250 mm, 長さ 550 mm, 厚さ 150 mm, ばね定数 88.8 t/cm.

おのののまくらぎは 2 本のアンカーボルトによってコンクリート道床に締結されている。写真-1 にコンクリート道床打設前の軌道を示した。上記のレールパッド, タイパッドおよびまくらぎのばね定数は単独材料と

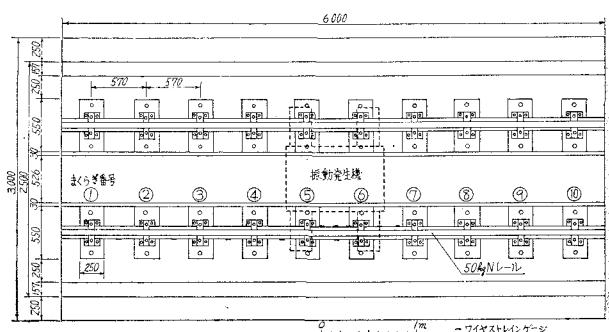


図-23 試験軌道平面図

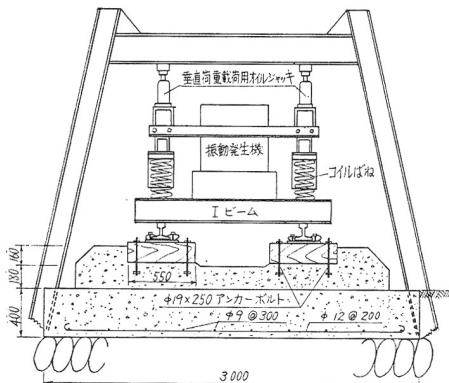


図-24 試験軌道および垂直荷重載荷装置

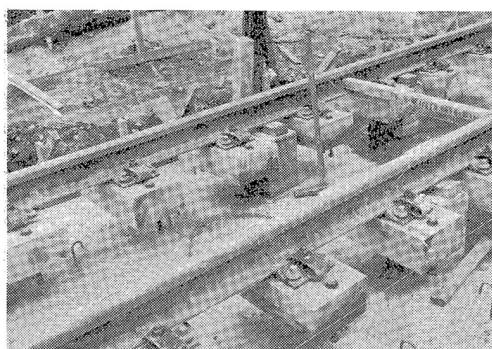


写真-1 コンクリート打設前の試験軌道

して圧縮試験を行ない、1~5tの間の変形量より求めた数値である。これより総合のばね定数を計算すれば41.7 t/cmとなる。しかし実際にはレールパッドはレールとタイプレートの間に挟まれて2個のねじクリップおよびボルトによって締め付けられ、タイパッドはタイプレートとまくらぎの間に挟まれて4本のねじくぎによって締め付けられている。よってまくらぎの上にタイパッド、タイプレート、レールパッド、レールを順に重ねてねじくぎ、ボルトおよびねじクリップによって規定のトルクで締結した後圧縮試験を行なったが、その結果は総合のば

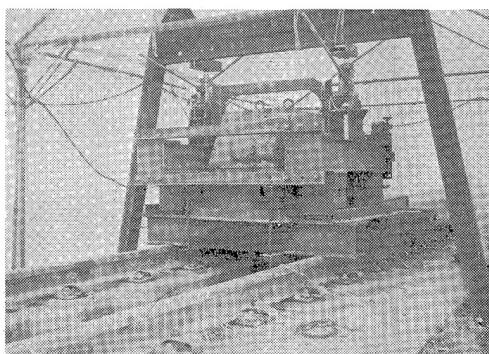


写真-2 試験軌道および振動発生機

ね定数として67.8 t/cm
が得られた³⁾。

図-23, 24 および写真-2に示すごとく、この試験軌道の中央に2本のIビームを渡して振動発生機を載せた。振動発生機の構造としては図-25に示すごとく、2個の偏心荷重をつけた2枚の円板が反対方向に回転することによって上下方向の振動力を発生することになっている。起振力は振動発生機の回転数の2乗に比例し、回転数1800 rpm (30 Hz)、偏心角10°において924 kgとなり、偏心角20°において1841 kgとなる。

実際の鉄道線路においては1車軸あたり4~16tの荷重がばねを通して車軸に加わり、この車軸がレール面を走行するときに軌道に振動を加えるのであるから今回の実験においても試験軌道の片側レール当り2, 4および6tの荷重を2個のコイルばねを通してジャッキで加えることにした。これらのコイルばねのばね定数は830 kg/cmとなっていた。

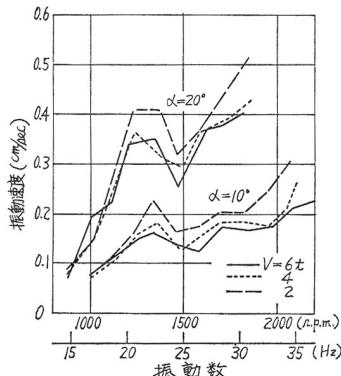


図-26 振動発生機の下における道床の振動速度

振動発生機の直下において軌間外方のコンクリート道床上に可動コイル型振動速度計を据えつけて道床の振動速度と回転数との関係を測定したが、その結果を図-26に示した。この図によれば偏心角20°の場合の振動速度は偏心角10°の場合の約2倍となり、振動発生機の起振力に比例している。いずれも垂直荷重が6, 4, 2tと減るに従って振動速度がいくらか増加することが認められる。偏心角10°の場合には回転数が1350 rpm(22.5 Hz)のときに、20°の場合には1250~1350 rpmのときに共振を生じ、このときに振動速度が特に大きくなっている。偏心角20°のときには1450 rpm付近に極小点があり、偏心角10°のときにはこれよりいくらか大きいところに極小点があり、その後再び増加している。

次に振動発生機からの距離と振動の大きさとの関係を

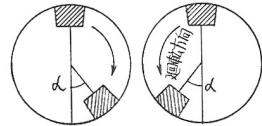


図-25 振動発生機の構造

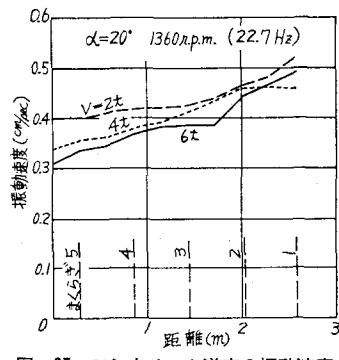


図-27 コンクリート道床の振動速度

調べるため振動発生機の回転数を一定に保ったまま振動速度計をコンクリート道床上を順次移動して測定した。振動発生機の偏心角を 20° とし、回転数を共振振動数近くの 1360 rpm (22.7 Hz) に保ち、垂直荷重を 2, 4 および 6 t としたときの測定結果を 図-27 に示した。この図によれば振動発生機より遠ざかるに従って道床の振動速度がいくらか増加することが認められる。また垂直荷重が少ないとほど振動が大きく出ている。このように軌道の中央点より両端における振動が大きくなることに関しては次章において理論的に考察を加える。

4. 試験軌道に関する理論的解析

コンクリート道床の振動に対する性質を知るために理論的考察を行なった。レールパッドおよびタイパッドとともにレールとコンクリート道床との間に挟まれたばねと考えられ、またコンクリート道床と基礎コンクリートは下の路盤上に弾性的に支持されたはりと考えることができる。コンクリート道床は基礎コンクリート上に密着して打設され、この間は多数の鉄筋で連絡が保たれているのでこの間にすべりを生ずることがない。よってこれらを一体の構造物と見ることができ、以後コンクリートスラブと呼ぶこととする。この下の路盤は基礎コンクリートから受けた荷重を下に行くほど広い面積に分散し、かつ路盤の質量は分散して存在し、上下振動をするとには慣性による抵抗を持つと考えられる。これらのばねはその伸縮に際して内部摩擦を伴うのでコンクリート道

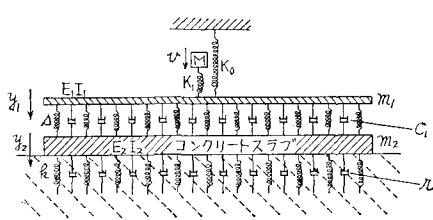


図-28 試験軌道を支持するばね体系

床上の軌道を 図-28 に示すような振動体系と見なしして計算を行なうことができる。この計算を行なう場合に次の符号を用いた。

E_1 : レール鋼の弾性係数

E_2 : コンクリートの弾性係数

I_1 : 両側レールの断面 2 次モーメントの合計

I_2 : コンクリートスラブの断面 2 次モーメント

m_1 : 両側レールをあわせた単位長さ当りの重量

m_2 : コンクリートスラブの単位長さ当りの重量

s : 軌道パッドの単位軌道延長当りのばね定数

c_1 : 軌道パッドはその変形の速度に比例する内部摩擦を持つと仮定し、圧縮の速度 1 cm/sec に対し軌道の単位長さ当りの抵抗

k : 路盤を構成する土の圧縮変形に対する弾性係数

r : 路盤の圧縮に対する内部摩擦が変形の速度に比例すると仮定するとき単位体積当り 1 sec^{-1} の変形速度に対する内部摩擦

ρ : 路盤の単位体積当りの重量

c_2 : コンクリートは変形（伸びまたは縮み）の速度に比例した内部摩擦を伴うと仮定し、変形の速度 1 sec^{-1} に対し単位体積のコンクリート中に生ずる内部摩擦

M : 振動発生機の重量

K_0 : 試験軌道に垂直荷重を加えるとき垂直荷重と軌道との間に挿入された 4 個のコイルばねのばね定数の和

K_1 : 振動発生機を軌道に載せるために軌道上に渡されたはりのばね定数

b_0 : コンクリートスラブの幅

$2l$: 試験軌道の延長

試験軌道の中央に振動発生機を置き、この点を原点としてレール方向に x 軸をとる。レールのたわみを y_1 、コンクリートスラブのたわみを y_2 とするとき次の微分方程式が導かれる。

$$E_1 I_1 \frac{\partial^4 y_1}{\partial x^4} + \frac{m_1}{g} \frac{\partial^2 y_1}{\partial t^2} + c_1 \left(\frac{\partial y_1}{\partial t} - \frac{\partial y_2}{\partial t} \right) + s(y_1 - y_2) = 0 \quad (2)$$

$$E_2 I_2 \frac{\partial^4 y_2}{\partial x^4} + c_2 I_2 \frac{\partial^2 y_2}{\partial x^4 \partial t} + \frac{m_2}{g} \frac{\partial^2 y_2}{\partial t^2} - c_1 \left(\frac{\partial y_1}{\partial t} - \frac{\partial y_2}{\partial t} \right) - s(y_1 - y_2) + u = 0 \quad (3)$$

上式における u は路盤からコンクリートスラブの単位長さ当たりに作用する上向きの圧力とする。コンクリートスラブより下方の深さ z における路盤のたわみを w とし、この位置における圧力を p とすれば次式が導かれる。

路盤の圧縮に対する弾性係数、路盤の内部摩擦の係数のごとくその大きさの不明のものも多い。これらの係数に對しては種々の値を仮定して計算を行ない、その計算値が測定値にもっとも近くなるように選んだ。またコンクリートスラブの曲げ振動に対する内部摩擦の大きさは別途にコンクリートのはりを用いて自由振動の減衰過程を測定し、これより c_2 の値を決定した。振動発生機とレールとの間にわたされたはりのばね定数 K_1 は $160\,000 \text{ kg/cm}$ であったが、振動数が高くなると計算上このばねに起因する振動が発生し、これは実際の線路と対比する上に不合理であるから便宜上無限大とした。しかし実験で到達した $2\,400 \text{ rpm}$ 以下ではこの影響はほとんど認められない。

$E_1 = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2$, $E_2 = 2.5 \times 10^5 \text{ kg/cm}^2$, $I_1 = 3\,920 \text{ cm}^4$, $I_2 = 4.8 \times 10^6 \text{ cm}^4$, $m_1 = 1.0 \text{ kg/cm}$, $m_2 = 80 \text{ kg/cm}$, $s = 1\,500 \text{ kg/cm}^2$, $c_1 = 0.2 \text{ kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}^2$, $k = 500 \text{ kg/cm}^2$, $r = 0.18 \text{ kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}^2$, $\rho = 0.0018 \text{ kg/cm}^3$, $\varphi = 0.009 \text{ cm}^{-1}$, $c_2 = 100 \text{ kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}^2$, $M = 1\,850 \text{ kg}$, $K_0 = 3\,320 \text{ kg/cm}$, $K_1 = \infty$, $b_0 = 200 \text{ cm}$, $2l = 600 \text{ cm}$.

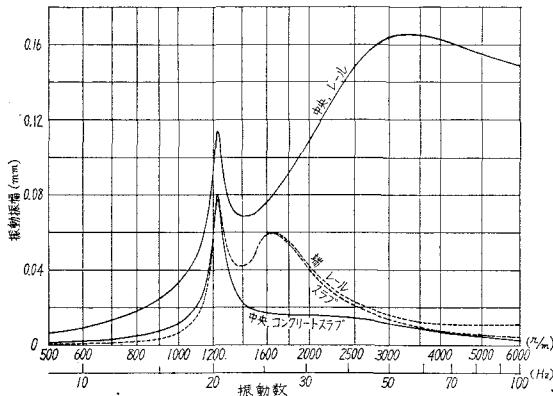


図-29 レールおよびコンクリートスラブの振動振幅と振動数との関係（理論計算）

振動発生機の回転数とレールおよびコンクリート道床の振動振幅との関係を計算した結果を図-29に示した。この図によれば $1\,250 \text{ rpm}$ において中央点におけるレールおよびコンクリートスラブの振動振幅が極大となっている。このときの振動数は図-25に示すごとく実験で得られた共振振動数にはほぼ一致し、このときの振動振幅もほぼ一致するが、これはこのように路盤の弾性係数その他を仮定したためである。中央点におけるレールの振動振幅は $1\,400 \text{ rpm}$ 付近で極小となるが、再び増加して $3\,400 \text{ rpm}$ (56.7 Hz)で再び極大に達する。これを第3の共振点と呼ぶことにする。中央点におけるコンクリートスラブにはこのような2度目の極大値ではなく単調に減少する。端部におけるレールおよび道床の振動振幅は $1\,250 \text{ rpm}$ において第1の極大となり、次に $1\,680 \text{ rpm}$

(28.0 Hz)において第2の極大が存在し、これを第2の共振点と呼ぶ。これらの共振振動数はどのような条件に支配されるかを知るため k , E_2 , s などのばね定数を種々変えて共振振動数を計算した。その結果によれば第1の共振振動数は路盤土の弾性係数の平方根に比例して変化することが判明し、路盤の上でコンクリート道床軌道全体が一体となって上下振動であると想像される。

軌道の両端においては第2の共振点の存在が認められるが、コンクリートの弾性係数を増加するときには第2の共振振動数はこの平方根に比例して増加することを知った。よって第2の共振点はコンクリートスラブの曲げ振動をあらわすと想像される。第3の共振点はレールのみにあらわれる所以コンクリート道床上におけるレールの振動であると考えられ、計算によって共振振動数はタイパッドのばね定数の平方根にほぼ比例して変化することが判明した。

これらの共振振動数が真の共振点であれば内部摩擦およびその他の摩擦抵抗すべてを0としたときに振動振幅が無限大となるはずであるが、表-1に示すごとく r , c_1 , c_2 なる内部摩擦すべてを0としても振動振幅は有限値にとどまり、無限大にはならない。これは振動発生機によって加えた振動のエネルギーが路盤中に逸散するためと考えられる。よって厳密に考えればこれらの振動数を共振振動数と呼ぶことはできない。

表-1 共振周波数においてレールに生ずる振動振幅

r	c_1	c_2	I (中央)	II (端)	III (中央)
$\text{kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}^2$	$\text{kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}^2$	$\text{kg}\cdot\text{sec}/\text{cm}^2$	cm	cm	cm
0.18	0.2	100	0.0113	0.0060	0.0165
0	0	0	0.0183	0.0080	0.0166

さきに第2の共振点はコンクリートスラブの曲げ振動であろうと述べたが、この点を明らかにするため第1および第2の共振点の前後においてレールおよびコンクリートスラブに生ずる振動の形状を計算して図-30に示した。この図は振動発生機の回転数を $1\,000$, $1\,500$, $2\,000 \text{ rpm}$ としたときのレールおよびコンクリートスラブの振動形状であり、実線は中央点が最大振幅をとったときの振動形を示し、点線はこれより $1/4$ 周期前の形状である。 $1\,000 \text{ rpm}$ のときには中央点が最大の振幅となるが、 $1\,500 \text{ rpm}$ すなわち第1の共振点と第2の共振点の間ではコンクリートスラブの振動振幅は両端に行くほど大きくなり、さきに実験で得られた結果(図-27)とほぼ一致する。次に $2\,000 \text{ rpm}$ になればコンクリートスラブの中央点の変位が最大値に達したとき両端部は反対方向に移動しており、両端自由のはりの振動形状に類似する。

コンクリートスラブにはさらに高次の振動形状が存在

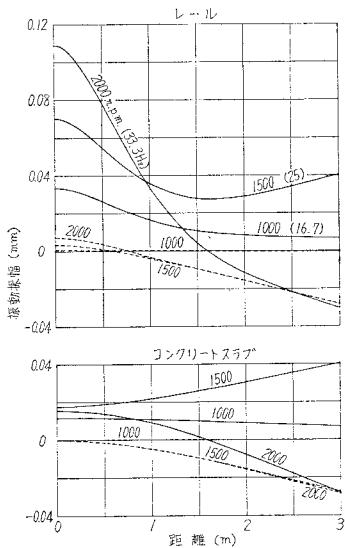


図-30 レールおよびコンクリートスラブの振動振幅
(理論計算)

すると想像される。図-29 には 6 000 rpm までの計算結果しか示されていないが、さらに高い回転数について振動振幅を計算した結果によれば 10 000 rpm 以上において軌道の中央および両端に何回も極大値があらわることを知った。しかしこのような計算に意義があるかと考へると実際のコンクリート道床軌道においては道床コンクリートの打継目には必ず路盤コンクリートの打継目があるとは限らない。よってコンクリートスラブが両端自由なはりとして振動することはまずないと考えてよい。

5. 考 察

さきに述べたごとく深坂トンネル内のレールには波長 30~50 cm の波状摩耗が発生したが、列車が 70~90 km/h で走行するときには波状摩耗に起因してレールに 50 Hz 程度の振動力が加えられる。この振動力は客車および特に軸重の軽いボギー貨車通過時に著しく、静荷重の 100 % に達する場合が多い。この振動力によって波状摩耗がますます進行するであろうことは容易に推定される。しからばこの 50 Hz という周期は何によって定まり、また当初波状摩耗はいかなる原因で発生するかとの疑問が残る。試験軌道における実験によれば軌道上に重量 1 800 kg の振動発生機を載せて種々の振動数の起振力を加えたときに 22 Hz で共振状態となることが判明した。理論的計算によればこの共振周波数は主として路盤の弾性係数の平方根に比例することが証明されるのでトンネル内のコンクリート道床下の路盤を構成する材料の圧縮に対する弾性係数が実験に用いた路盤の弾性係数の 5 倍すなわち 2500 kg/cm^2 程度になれば 50 Hz の共

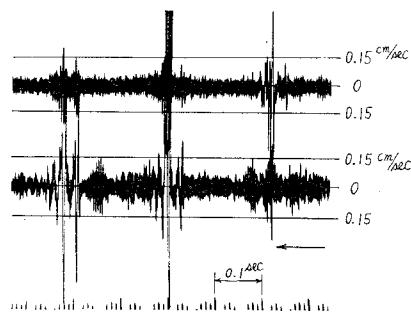


図-31 コンクリート道床に生ずる振動速度 566 列車, 42.2 km/h

振振動数になることは明らかである。しからば波状摩耗を生じていないときに深坂トンネル内を列車が通過するときにこのような共振振動数の存在が確かめられたかというとさきの報告³⁾ に示したようにレールまたは道床に振動速度計または加速度計を取り付けていたのではレール面または車輪踏面の不整に起因する高い周波数の振動が優先するので低い振動数の存在は出てこないのが通例である。しかし特にレールに強い衝撃を加えたとき、たとえば平坦部を有する車輪の通過時におけるコンクリート道床の振動記録においては 図-31 に示すごとく高い振動数の振動に重なって低周波振動が認められる場合がある。これは振動速度計の記録であるが、振動変位計を用いればさらに明らかになったと考えられる。

次に波状摩耗発生の端緒は何かということであるが、まくらぎ面の摩滅または浮きまくらぎの発生によって列車走行時におけるレールのたわみが一様でなく、このため車輪がレールに強く当たるところと弱く当たるところを生ずる。また 図-12 の右端におけるレール面が特に高いのはレール溶接部であり、溶接によってレール面に硬度の変化を生じたためと考えられる。これらの原因によってレール面に凹凸が発生すればこの箇所を車輪が通過するときの衝撃によってコンクリート道床軌道に振動を発生し、つぎからつぎへと波状摩耗が伝播すると想像される。高山線におけるレールの波状摩耗を調査したときにもレール継目部の前後に限ってわずかながら波状摩耗の発生していることが認められた。

波状摩耗発生の原因是以上に限らず、主として曲線区間に発生するとの報告もあるが、わずかでもレール面に凹凸を生ずればこれが原因となってますます進展するものようである。

6. 結 論

レールの波状摩耗発生の原因として昔から軌道または車輪の振動説とレールの材質説とがあり、それぞれの根拠をもって主張されている^{5)~10)}。特に道床が堅い場合

に波状摩耗が発生し易いといわれ、本論文においてはトンネル内のコンクリート道床区間に発生した波状摩耗について振動その他の測定を行ない、試験軌道について行なった振動試験および理論的解析を加えてその原因を探究した。

コンクリート道床内に木短まくらぎを埋込んだ場合にはまくらぎとタイプレート接触部の摩滅、まくらぎのコンクリート道床からの分離、まくらぎ材質の劣化およびレール溶接部におけるレール面の硬度変化などによって車輪走行面に不陸を生じ、これが原因となってレール面に衝撃を加える。この衝撃によって軌道に振動を発生するが、コンクリート道床は砂利道床にくらべて振動を減衰する能力が少ない。よってレールの延長方向にも深さの方向にも波状摩耗が発達すると考えられる。すなわちコンクリート道床に対しては軌道の振動説によって波状摩耗の発生がほぼ説明できると考えられる。

終りに試験軌道の敷設ならびに現場測定において金沢鉄道管理局保線課ならびに敦賀保線区の方々から多大のご援助を受け、また参考文献については鉄道技術研究所軌道材料研究室の御紹介を受けたことを述べ、ここに厚く感謝の意を表します。なお測定、整理ならびに理論的計算に当っては当時在学した多数の学生諸君の協力を受

けたが、ここにあわせて感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 北岡寛太郎：これまでの直結軌道一ずい道内の直結—鉄道線路、第15卷、第5号、昭42-5
 - 2) 飯野義夫：深坂ずい道および北陸ずい道の保守、鉄道線路、第15卷、第5号、昭42-5
 - 3) 小野一良・伊藤義男：コンクリート道床軌道に使用された軌道パッドの効果について、土木学会論文報告集、第192号、昭46-8
 - 4) 小野一良：波状摩耗レールが走行車両より受ける衝撃、土木学会論文集、第24号、昭30-4
 - 5) 加藤八洲夫：レール波状摩耗について、鉄道線路第6卷、第2号、昭33-2
 - 6) N.C. Vogan, Luis Prieto Delgado : Experience obtained concerning the undulatory wear of rails, Bulletin of the International Railway Congress Association, May, June 1958
 - 7) 宮原和雄：レールの波状摩耗に関する各國の資料、鉄道線路、第7卷、第2号、昭34-2
 - 8) Fritz Birmann : Schienennrifteln, ihre Erforschung und Verhütung, VDI Zeitschrift, Bd. 100, Nr. 26 u. 30, Sept., Okt. 1958
 - 9) 佐藤 裕・山本陽一：レールの波状摩耗、その研究と対策、鉄道技術研究所速報、No. 59-90、昭34-3
 - 10) 佐藤 裕：レールの波状摩耗に関する研究、鉄道線路、第9卷、第4,5号、昭36-4,5
- 註 7) は 6) の論文の紹介
9), 10) は 8) の論文の紹介

(1972.1.8・受付)