

正 [機] ○村田 香 (鉄道総研) 正 [機] 長倉 清 (鉄道総研) 正 [機] 北川敏樹 (鉄道総研)

正 [機] 田中慎一郎 (鉄道総研) 正 [機] 川口二俊 (鉄道総研)

An investigation of impact noise due to rail joints

Kaoru MURATA, Kiyoshi NAGAKURA, Toshiki KITAGAWA, Shin'ichiro TANAKA, Tsugutoshi KAWAGUCHI.

Railway Technical Research Institute 2-8-38, Hikari-cho, Kokubunji City, Tokyo

Impact noise occurs when a train passes through the section of discontinuous rail. It is one of the sources of the environmental problem of railway traffic. In this paper, the contribution of wheels, rails and sleepers on the total impact noise is estimated when wheels pass a rail joint using data of static tests and running tests conducted on a test track. Furthermore, the predicted results of the impact noise which is derived from the above-mentioned estimation are compared with the measured results. From these noise spectra, it is confirmed that the prediction agree well with the measurements except for 100-160Hz and 630Hz bands.

Keywords : rail, wheel, sleeper, rail joint, impact noise, running test, static test

1. はじめに

転動音の予測ではその発生原理に基づいて欧州の TWINS モデルが構築され、有効性が確かめられている¹⁾。このモデルを衝撃的な騒音に拡張するときの基礎データ取得を目的とし、列車がレール継目部を通過する場合の走行試験を実施した。走行試験では在来線車両の車輪とレール継目部に加速度計を仮設して振動加速度を測定するとともにレール近傍音も測定した。あわせて軌道の振動特性を把握するための衝撃加振試験を行った^{2),3)}。それらの結果を用い、車輪が継目部を通過するときのレール、車輪、まくらぎから放射される騒音の音源別寄与度を推定した。

2. 試験概要

2.1 走行試験

車輪が継目部を通過するときの振動を把握するため、車輪、レールに加速度計を仮設し、走行試験を実施した。使用車両は鉄道総研が所有する R291 形試験車両で、NA 形波打車輪のタイヤ部およびウェブ部の、図 1 に示した箇所に加速度ピックアップを仮設した。その出力を車軸に堅固に固定したテレメータまで配線した。加速度信号はテレメータから発信された無線を介して受信アンテナで受信され、車内の受信器を通じてデータレコーダに収録される (サンプリング周波数=24kHz)。なお、テレメータの仕様により、本測定では 5kHz が測

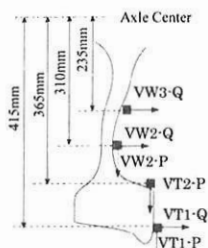


Fig.1 Measurement points (Wheel)

定の上限周波数である²⁾。

地上側の測定は鉄道総研が所有する試験軌道 (50kgN レール、木まくらぎ、バラスト軌道) で実施した。対象とする継目は 2 本のまくらぎによってレールが支持され

ているカケ継目であり、高さ方向の段差は 1.3mm、幅は 5.6mm である。なお、頭頂面の高い側のレールを上位側、低い側を下位側と表し、上位側から下位側に車両が通過する場合を Step-down、下位側から上位側に通過する場合を Step-up と定義する。測定項目はレール継目部端部の上下方向振動加速度とレール近傍音であり、振動加速

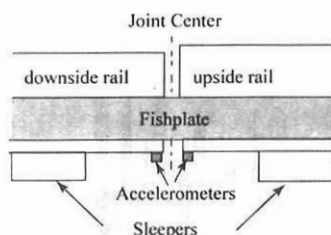


Fig.2 Measurement points (Rail)

度は上位側と下位側の

レール底部裏面中央にピックアップを設置し、レール近傍音は加速度計を設置したレールから 2m 離れ、レールレベルから 40cm 高さの地点において普通騒音計を用いて測定した。継目部の加速度計設置

状況を図 2 に示す。

列車速度は 20km/h と 35km/h、走行方向は Step-down、Step-up の双方向で計 4 条件を設定した。本論文では列車速度 35km/h、Step-down の結果について述べる。

2.2 衝撃加振試験

インパルスハンマ (Dytran 社製 5800B4、測定周波数範囲~4.25kHz、以下小ハンマ) で継目部のレール頭頂部を加振し、上下方向の加振点応答を測定した。あわせて、上下方向のレール振動の距離減衰を調査した。調査は継目部から両方向にむかって約 6m ずつを対象とし、上位側へ 16 点、下位側へ 15 点にわたり加振した。加振点の位置 (下位側) を表 1 に示す。なお、加速度計設置点は走行試験と同様、継目部端部のレール底部裏面中央である。加えて、まくらぎの振動特性を調査するため、レールを加振したときのまくらぎの応答を調査した。対象としたまくらぎは継目からもっとも近い上位側、下位側の 2 箇所で、まくらぎ中央一点に加速度計を設置した。まくらぎの振動特性については小ハンマに加え、Dytran

社製 5803A インパルスハンマ(測定周波数範囲~350Hz, 以下大ハンマ)を用いて加振した。打撃は6回平均で1セットとし、加振点応答については2セット実施した。

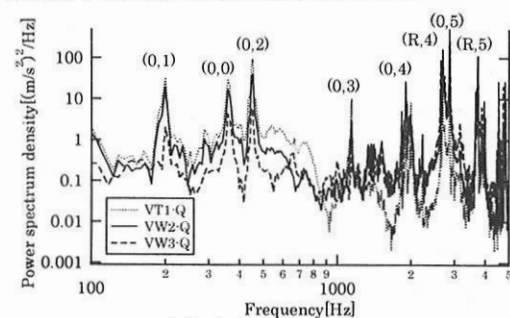
Table 1 Excitation positions of the impact test (distance from a joint, downside direction)

position No.	No.1	No.2	No.3	No.4	No.5
distance(m)	0.01	0.11	0.21	0.34	0.46
position No.	No.6	No.7	No.8	No.9	No.10
distance(m)	0.60	0.73	1.10	1.47	1.86
position No.	No.11	No.12	No.13	No.14	No.15
distance(m)	2.25	2.64	3.37	4.72	5.95

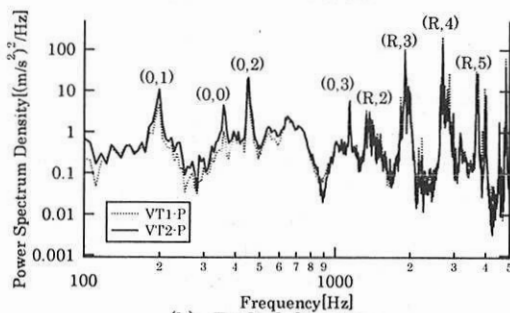
3. 測定結果

3.1 走行試験

速度 35km/h の Step-down 走行時の車輪の加速度 PSD (パワースペクトル密度) を軸方向振動, 径方向振動ごとに図 3 に, レールの加速度 PSD を図 4 に示す。車輪振動は 4 列車アンサンブル平均, レールは 5 列車アンサンブル平均の結果である。観測点数は 4096 点とし, 観測時間は 0.17[s] である ($\Delta f = 1/(4096/24000) = 5.9[\text{Hz}]$)。この観測時間は車輪が継目部を通過してから車輪振動, レール振動ともに十分減衰が確認できる時間である。また加速度 PSD とは車輪が継目部を通過したときの 0.17 秒間の平均値を意味する。図 3 より, 車輪振動は各測定点とも図中に示した振動モード(R は面内振動を意味する)に応じた周波数において鋭いピークを有する²⁾。一方, 図 4 より, レール振動は 1kHz より高い周波数帯では下位側より上位側の振動加速度の方が小さい。



(a) Axial direction



(b) Radial direction

Fig.3 Acceleration of the wheel (Step-down, Train speed:35km/h)

3.2 衝撃加振試験

レール衝撃加振試験による加振点応答とアクセラランスの距離減衰状況を図 5 に, まくらぎの応答を図 6 に示す。なお, 図 5, 6 ともにいずれも継目部の下位側を加振した場合の結果である。

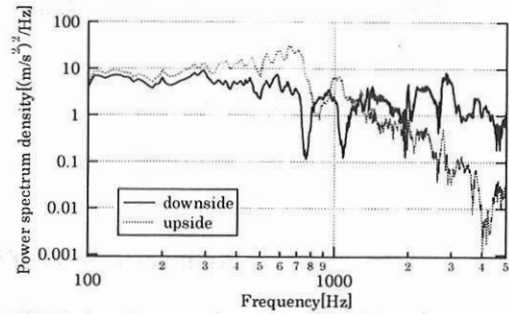


Fig.4 Acceleration of the rail (vertical direction) (Step-down, Train speed:35km/h)

図 6 より, 周波数によって大ハンマと小ハンマでアクセラランスの値が異なる場合がある。大ハンマではまくらぎを振動させるだけの加振力は十分得られるが, 力が安定して出力される周波数の上限が限られているのに対し, 小ハンマでは低い周波数においてまくらぎを加振するだけの十分な力が得られない。そこで, 大ハンマの力の出力信号の減衰状況から判断し, 200Hz より低い周波数域では大ハンマ, それ以上の周波数域では小ハンマによる加振の結果を採用する。

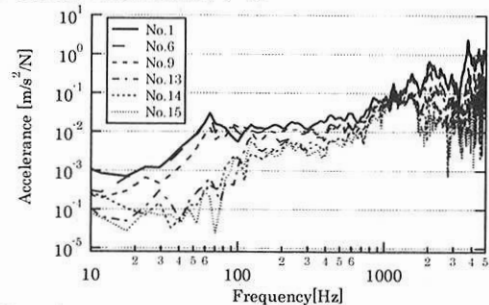


Fig.5 Attenuation of the rail acceleration (downside)

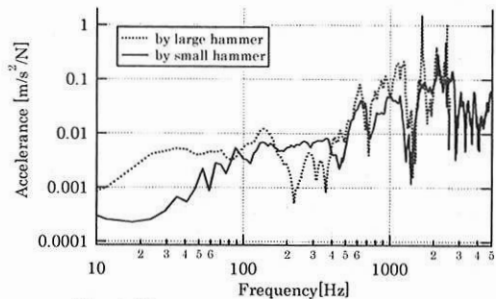


Fig.6 Sleeper response by rail excitation

4. 音源別寄与度

車輪が継目部を通過するときの車輪, レール, まくらぎの音源別寄与度を評価するために, それぞれの音響パワーを推定する。ここで, 音響パワーとは車輪が継目部を通過するときを生じる音響エネルギーを通過時間 (0.17[s]) で除した値である。

音響パワーを W とすると,

$$W = \rho c_0 \sum_i (v_i^2 S_i \Omega_i) \dots \dots \dots (1)$$

ρ : 空気の密度 ($=1.2[\text{kg/m}^3]$), c_0 : 空気中の音速 ($=340[\text{m/s}]$), v_i : 各振動面の平均振動速度, S_i : 各振動面の面積, Ω_i : 各振動面の音響放射効率

である。そこで, 車輪, レール, まくらぎの各振動面の平均振動速度を前節までに試験で求めた結果を用いて次節以降で導出する代表振動速度で近似するとともに, 各振動部の面積, 音響放射効率を算出し, 式(1)を用いて音響パワーを推定する。

4.1 代表振動速度

(1) 車輪

車輪の形状を鑑み、軸方向振動についてはタイヤ部、ウェブ部の両方からの放射を考え、径方向振動についてはタイヤ部からの放射のみを考える。そこで、ウェブ部軸方向振動については図7に基づいて2箇所に分割し、内側部(Web_inside)はVW3-Q、外側部(Web_outside)はVW2-Qを代表点とする。タイヤ部軸方向振動については、測定点が一箇所であるため、VT1-Qを代表点とみなす。タイヤ部径方向振動については内側部(Tire_inside)はVT2-P、外側部(Tire_outside)はVT1-Pを代表点とする。なお、各点の振動速度は走行試験で得られた振動加速度から算出する。

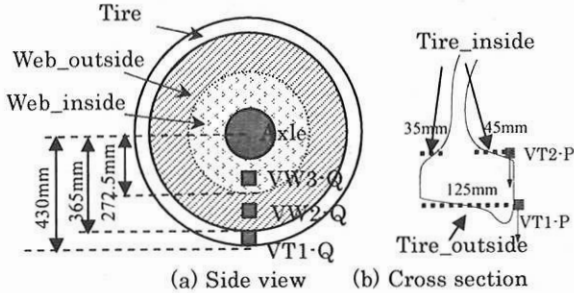


Fig.7 Radiating surfaces of the wheel

(2) レール

3.1 節に示した走行試験による継目部の振動加速度の測定結果と3.2節の衝撃加振試験で測定したアクセラランスに基づいて各位置での振動速度を算出する。ここで、各測定点間で区切られた部分を振動分割面とし、両端の速度の二乗平均値を当該面の代表振動速度とする。なお、レールについては衝撃力は主に上下方向であることを考慮して鉛直方向の振動のみを対象とし、水平方向の振動は考慮しない。列車速度 35km/h, Step-down 走行時のレール各部の振動速度の算出結果を図8に示す。

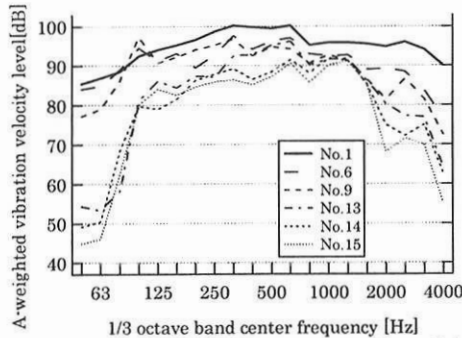


Fig.8 Vibration velocity of the measuring points of the rail (Step-down, Train speed:35km/h)

(3) まくらぎ

レールと同様、3.2節に記載した衝撃加振試験の結果から求めたアクセラランスに基づいて継目部にもっとも近いまくらぎの振動速度を算出する。本衝撃加振試験ではまくらぎの振動は継目部にもっとも近い位置しか測定値が存在しない。そこで、 n 番目のまくらぎの振動速度 v_{sn} を次のように推定する。いま、レール継目部を加振したときのレール加振点の周波数応答関数を frf_r 、継目からもっとも近いまくらぎの周波数応答関数を frf_s 、もっとも近いまくらぎ敷設地点のレールの周波数応答関数を frf_l 、 n 番目のまくらぎの敷設地点のレールの周波数応答関数を frf_n とし、列車が通過したときの継目部のレール

振動速度を v_r とする。そのときの n 番目のまくらぎの振動速度 v_{sn} を

$$v_{sn} = v_r * (frf_s / frf_r) * (frf_n / frf_l)$$

と考える。対象とするまくらぎは衝撃加振試験を行ったレール加振位置に含まれる範囲とし、継目部下位側に7本、上位側に8本である。なお、締結直上の frf_n を測定していない箇所については締結部両隣の frf_n の算術平均を求め、レール締結部の周波数応答関数と考える。

以上の方法で算出されたまくらぎの振動速度(列車速度 35km/h, Step-down)を図9に示す。図9の凡例に示したカッコ内の数字は各まくらぎの継目からの距離を示す。代表振動速度の位置は測定地点であるまくらぎ中心の一点とする。

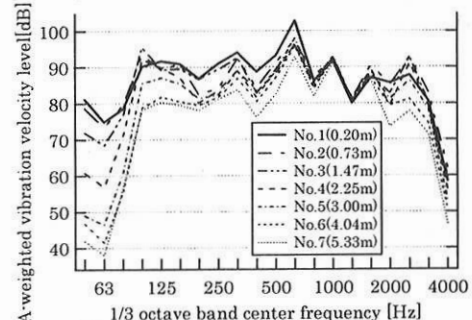


Fig.9 Vibration velocity of the sleeper (Step-down, Trainspeed:35km/h)

4.2 振動面積

(1) 車輪

軸方向振動に関しては、図7(a)に基づきタイヤ(Tire)、ウェブ内側(Web_inside)、ウェブ外側(Web_outside)の面積を算出する。ただし、ウェブは表と裏で振動するものとし、図7(a)で表示された面積を2倍する。径方向の振動に関しては図7(b)の破線で示したタイヤ内側(Tire_inside)、タイヤ外側(Tire_outside)が振動するものとする。

(2) レール

50kgN レールの断面を図10に示す。レールは上下方向の振動のみを考慮し、図10の破線で表示した箇所が振動するものとする。また、長手方向は各測定点間で区切られた部分を計算し、振動分割面の面積を算出した。

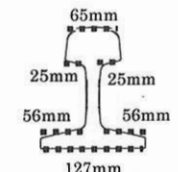


Fig.10 Radiating surfaces of the rail

(3) まくらぎ

まくらぎは幅 0.2m、長さ 2m であるが、片側のレールで加振されるのは半分の 1m 分と考える。かつ、レールが設置されている 0.127m 分は放射面積から除き、0.2m × 0.873m の矩形を放射面積とする。

4.3 音響放射効率

(1) 車輪

車輪の音響放射効率は振動モードごとに異なるが、車輪の各振動モードの固有振動数と文献1)に示された車輪の放射効率を勘案すると、0 節円 1 節直径の振動モード以外は固有振動数が 300Hz 以上であり、音響放射効率はほぼ1であるとみなすことができる。そこで、400Hz 帯以上の周波数帯では音響放射効率を1とし、315Hz 帯以下では文献1)に示された0 節円 1 節直径の振動モードの音響放射効率を用いることとする。

(2) レール

レールの放射効率にレールと地面との関係をどう考えるかによって異なるが、本手法では地面の影響を無視した場合を採用する。その値は文献 1) を参考にして定める。(3) まくらぎ

まくらぎの音響放射効率は、長さ 1m、幅 0.2m のまくらぎがバッフルに固定されているものとする。音響放射効率の値 Ω については文献 1) を参考にして以下のように定める。

$$50 \sim 160 \text{ Hz 帯} : \Omega = 2\pi a L f^2 / c_0^2$$

$$200 \sim 500 \text{ Hz 帯} : \Omega = 2.8 a f / c_0$$

$$630 \text{ Hz 帯} : 1$$

ただし、 L : まくらぎ長さ (=1m)、 a : まくらぎ幅 (=0.2m)
 f : 周波数、 c_0 : 空気中の音速 (=340[m/s]) である。

(1)~(3) のそれぞれの音響放射効率の値を図 11 にまとめる。

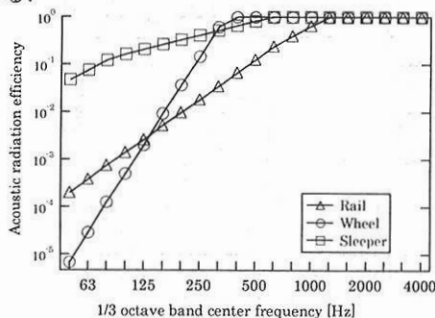


Fig.11 Acoustic radiation efficiency

4.4 音響パワーレベルの寄与度推定結果

前節までの結果を式(1)に代入し、車両速度 35km/h、走行方向が Step-down の場合の 1 車軸通過あたりの A 特性音響パワーレベルをレール、車輪、まくらぎごとに算出して図 12 にまとめて示す。

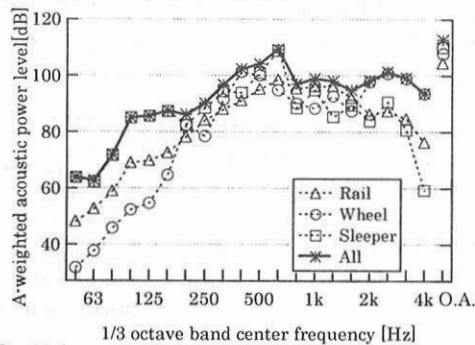


Fig.12 Acoustic power level of the rail, wheel and sleeper

図 12 より、200Hz 帯以下ではまくらぎの寄与がもっとも大きく、特に 100Hz 帯から 200Hz 帯では支配的である。200~315Hz 帯はまくらぎがやや大きく、400Hz 帯では車輪の寄与が大きい。630Hz 帯では再びまくらぎの寄与が大きい、800~1.6kHz 帯ではレールの寄与がやや大きい。そして 2kHz 帯以上の周波数帯では車輪からの寄与が支配的である。オーバーオールでは、まくらぎ > 車輪 > レールの順になる。本測定で用いられた木まくらぎは質量が小さいことに加え軌道バッドを介さずにレールと直結しているため大きく振動したものと考えられる。

5. レール近傍音との比較

図 12 で示したそれぞれの音響パワーレベルを用いて、走行試験のレール近傍音測定地点における音圧レベルを

求める。地面の影響を考えて半自由音場を仮定する。車輪は点音源とみなし、レールおよびまくらぎについては振動面を点音源列として各振動面からの音圧の総和を計算した。それぞれ近接側と遠隔側を考慮する。この手法による計算結果を、加速度計を設置した車輪が通過した時のレール近傍音の実測結果と比較して図 13 に示す。

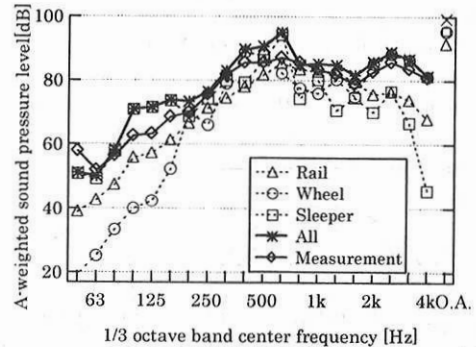


Fig.13 Sound pressure level while wheels pass a joint

図 13 より、実測と予測を比較すると、100Hz 帯から 160Hz 帯にわたり、予測よりも実測の値の方が小さい。一方、200Hz 帯よりも高い周波数帯についてはおおむね一致の傾向が見られるが、630Hz 帯では実測より予測が大きい。これらはまくらぎによる寄与度を過大に評価したためである。本推定ではまくらぎの平均振動速度をまくらぎ中央一点で代表しているが、平均値はもっと小さい可能性があり、まくらぎ振動の推定精度が不十分であったことが原因と考えられる。一方、予測計算には車体による遮蔽効果が含まれておらず、その影響も考えられる。

6. 結論

レール継目部を車両が通過するときのレール、車輪の振動加速度の実測結果とレールの衝撃加振試験結果から車輪が継目部を通過するときのレール、車輪、まくらぎの音源別寄与度を推定した。その結果、以下の結論を導くことができる。

- (1) 継目部通過時の車輪、レール、まくらぎの音源別寄与度は、オーバーオールではまくらぎ > 車輪 > レールの順になった。
- (2) 1/3 オクターブバンド中心周波数で 315Hz 帯以下および 630Hz 帯ではまくらぎの寄与が大きく、800~1.6kHz 帯ではレールの寄与が大きい。車輪は 400Hz および 2kHz 帯以上の周波数帯で寄与が大きい。
- (3) 各部位の振動から音圧を推定した結果とレール近傍音の実測結果を比較したところ、実測と推定結果の傾向は概ね一致した。ただし、100~160Hz 帯および 630Hz 帯で実測より推定結果の方が過大評価となった。これはまくらぎ振動の推定方法の精度が不十分であった可能性がある。

参考文献

- 1) David Thompson : Railway Noise and Vibration, ELSEVIER, 2008
- 2) 田中慎一郎, 川口二俊, 村田香, 長倉清 : レール継目衝撃音に係る車輪・軌道の振動特性評価—車輪編—J-Rail 2011 講演論文集, p.541-544, 2011
- 3) 川口二俊, 田中慎一郎, 村田香, 長倉清 : レール継目衝撃音に係る車輪・軌道の振動特性評価—軌道編—J-Rail 2011 講演論文集, p.545-548, 2011