レールダンパーによる制振効果について

北川 敏樹\* (鉄道総合技術研究所)

Reducing rail vibration by a tuned mass damper Toshiki Kitagawa\*(Railway Technical Research Institute)

Rolling noise is the main source of railway noise for a wide speed range. Rolling noise is generated by vibration of the wheel and rail. In order to reduce rail vibration and noise, tuned mass dampers have been used increasingly. The dampers consist of mass and resilient layers, which form mass-spring system. In this paper, vibratory characteristics of the rail installed with the damper are examined through field tests.

キーワード:鉄道騒音、転動音、レール振動、制振

## 1. はじめに

鉄道騒音は、軌道や車両を構成する様々な要素から発生 する。我が国では一般的な平地の直線ロングレール区間を 電車が走行する場合、在来鉄道騒音は主に主電動機ファン 音と転動音から構成される。図1は、転動音の発生メカニ ズムを示したものである。転動音は、車輪・レール面上の ミクロンオーダーの凹凸に起因した加振力により車輪とレ ールが振動することによって発生する。在来鉄道騒音にお ける代表的な評価点である近接側軌道中心から12.5m離れ た点の騒音に対する2つの音の寄与は、内扇型ファン等を 搭載した最新車両の場合では、主電機ファン音に比べて転 動音の寄与が大きい<sup>1)</sup>。したがって、今後、在来鉄道沿線に おいて騒音を低減するためには、転動音に重点をおいた対 策を進めていくことが必要である。

転動音を構成する音源のうち、レール放射音に対する低 減策としてレールダンパーの設置が行われている<sup>2</sup>。本報告 では、2章でレールダンパーの概要を説明し、3章ではイ ンパルスハンマーを用いた衝撃加振試験からレールダンパ ーが軌道の振動特性に及ぼす影響を確かめる。また、レー

ル、レールダンパー をモデル化し、レー ルダンパーが軌道の 振動に与える効果を 考察する。5章で、 レールダンパーをレ ールに取付けた区間 を車両が走行した場 合に、レールダンパ



図1 転動音の発生メカニズム

### ーによるレールの制振効果を整理する。

# 2. レールダンパーの概要

図2は、レールダンパーの構成を示したものである<sup>2)</sup>。レ ールダンパーAは、3層(拘束層+粘弾性層+磁性固着層) で構成され、レール底部およびウェブ部に取り付ける。ま た、レールダンパーBは、レールウェブ部両側にゴムを圧着 固定させる構造である。



(a) レールダンパーA (b) レールダンパーB 図2 レールダンパー

### 3. 衝撃加振試験における試験概要と結果

〈3・1〉試験概要 レールダンパーA、Bを、総研内試験線のスラブ軌道(60kg レール)における 30m 範囲の片側レールに設置した。表1は、レールダンパーの試験条件である。レール底部、ウェブ部にレールダンパーAを取り付けた。また、レールダンパーBは、レール締結間隔内に1個(B-1条件)または2個(B-2条件)を設置する条件で実施した。

振動加速度計はレール底部裏面の中央(上下方向)、頭部 側面(左右方向)に設置した。衝撃加振試験では、無荷重 条件下にあるレール頭部を上下、左右方向にインパルスハ



ンマーで衝撃加振し、加振力 F に対するレールの周波数応 答(アクセレランス: a=a/F、a:加速度)を測定した。ま た、レール長手方向に加振点位置を移動させ、振動加速度 計を設置した測定断面において加振に対する振動伝達関数 を測定し、上下、左右方向でのレール振動の距離減衰率を 整理した<sup>3)</sup>。

〈3・2〉 加振点におけるレール振動の周波数応答 図 3(a)、(b)は、レールダンパーA を設置した条件で、上下方向にレールを衝撃加振した場合における加振点での上下方向のレールの周波数応答である。レールダンパーA を設置したすべての試験条件での結果は、レールダンパーA を設置しない条件での結果とほぼ同じである。レールダンパーAが加振点でのレールの周波数応答に与える影響は小さい。図 3(c)は、レールダンパーB における結果である。レールダンパーB の場合においても、試験条件に依らず、加振点でのレールの周波数応答はレールダンパーがない条件での結果と概ね同じである。

また、ここでは示していないが、左右方向に加振した場 合においても、レールダンパーA、Bともに、試験条件に依 らず、加振点での周波数応答はレールダンパーがない条件 とほぼ同じであった。

〈3·3〉レール振動の距離減衰率 図4は、各条件における上下方向のレール振動に関する距離減衰率を示したものである。レール底部まわりにレールダンパーを設置したA·1、A·2条件における結果を以下に整理する(図4(a))。

- (1) 1000Hz以下では、レール振動の距離減衰率はレールダ
- ンパーがない条件での結果とほぼ同じである。
- (2) 1000Hz以上では、レール振動の距離減衰率が大きくなる傾向にあり、レールダンパーによって遠方へ伝搬される波の成分が抑制されている。特に、5000Hz付近におけるレール振動の距離減衰率が大きい。

レールウェブまわりにレールダンパーを取り付けたA-3、 A-4条件の結果(図4(a))では、1600Hz付近を中心とした周 波数域でレール振動の距離減衰率がやや大きくなり、レー ル底部まわりに設置した条件(A-1、A-2)とは異なる周波 数域でレールに対する制振効果が生じる。これは、レール ダンパーAにおいて粘弾性層部のバネ剛性が圧縮、せん断方 向によって異なり、A-3、A-4条件では、拘束層のマスが粘



図3 上下方向に加振した場合での加振点の周波数応答

弾性層部のせん断方向に作用するバネに共振したことによ って生じた制振効果であると考えられる。また、A-5、A-6 条件における結果(図4(b))では、レール底部とレールウェ ブまわりにレールダンパーを設置した場合の結果を重ね合 わせたものになる傾向を示す(例えば、A-6条件におけるレ ール振動の距離減衰率は、A-2条件とA-4条件の結果を合わ せたものに近い)。A-5、A-6条件の場合では、構成されたレ ールダンパーが異なる2つの共振周波数を含んでいるの で、各共振周波数で制振効果が現れたと考えられる。B-1、 B-2条件(図4(c))では、600Hz付近においてレールダンパー によるレール振動の制振効果が現れる。しかし、レールダ ンパーBはレールダンパーAに比べてレール振動の距離減衰 率に及ぼす影響が小さい。

### 4. レールダンパーがレール振動に与える影響

レールダンパーがレール振動に与える影響を簡単な力学モ



(c) B-1、B-2条件 図4 各条件における上下方向のレール振動の距離減衰率

デルを用いて整理する。

〈4・1〉加振点におけるレールの周波数応答 図5は、レール とレールダンパーを模式的に示したものである。レールダンパー を、粘弾性層に対応するバネと拘束層に対応するマスでモ デル化する。レールダンパーをレールに対応する無限長の 梁上に設置(x=0)し、また力Fをx=0に作用させる。レー ルに生じる変位 ux=0は、力Fとレールダンパーの設置点で の相互作用による力Pの重ね合わせから次式で与えられる。

$$u_{r=0} = F\alpha_r + P\alpha_r \tag{1}$$

ここで、α,は無荷重状態におけるレールの加振点でのレセプ タンス(=変位/力)である。レールダンパー・レール間での 相互作用による力 P に関しては、次に示す関係がある。

$$P = -\frac{u_{x=0}}{\alpha} \tag{2}$$

ここで、aはレールダンパーを構成するバネとマスから成る



図うレール・レールタンハーから成るモノ

剛性の逆数であり、次の式で与えられる。

$$\alpha = \frac{1}{K} - \frac{1}{m\omega^2} \tag{3}$$

ここで、Kは粘弾性層のバネ剛性、mは拘束層に対応するマスの質量である。(1)~(3)式から力Fと相互作用力Pの関係が求められ、レールダンパー設置条件下での加振点におけるレールの周波数応答a'x=0はaとarから次式で与えられる。

$$\alpha_{x=0}' = \frac{u_{x=0}}{F} = \frac{\alpha \alpha_r}{\alpha + \alpha_r}$$
(4)

(4)式のうち a, を評価するために、レールを無限長の Euler 梁で模擬し、これをバネ-マス-バネ系から成る支持体で離散 的に配置したモデルを使用する<sup>4)</sup>。この支持体は、軌道パッ ド、スラブとスラブマットに対応する。また、レールは 60kg レールとした。レールダンパーに関しては、レールダンパ ーA の A-1 条件を対象とした。レールダンパーのマス部分 の質量 m は、レールダンパーA の拘束層に対応する質量を 与えた。バネの剛性 K は、3.2 節でのレール振動の距離減衰 率(図 4(a)参照)における周波数ピークが 5000Hz 付近であ ることから、これに対応するように与え、またその損失係 数を図 4(a)が示す傾向に合うように 0.01 とした。

図6は、レール、レールダンパーのレセプタンスである。 レールダンパーの共振周波数まわり以外では、a>>a,であ り、(4)式からa'<sub>2=0</sub>≈a,になる。よって、加振点での周波数応 答は主にレールの振動特性で決定され、レールダンパーが 加振点でのレールの周波数応答に与える影響は小さくな る。モデルが示す傾向は、衝撃加振試験の結果に符合する。 (4・2) レール振動の距離減衰 図7は、レールを伝わる 波とレールダンパーの関係を示した模式図である。図4よ り、500Hz以上の周波数域では、レールダンパーがない条件 におけるレール振動の距離減衰が小さいことから、支持体



図6レール、レールダンパーのレセプタンス

の影響は小さく、レール振動は遠方に伝搬される。したが って、レールとレールダンパーのみで構成されるモデルで よいと考えられる。レールダンパー設置点(x=0)における 変位uは、入射波の変位Aiとダンパーがレールに及ぼす力P<sub>D</sub> による変位の重ね合わせから、次式で与えられる(a,:レー ルのレセプタンス、a:レールダンパーのレセプタンス)。

$$u_{x=0} = A_i + P_D \alpha_r \tag{5}$$

また、レールダンパー設置点での変位の連続性から(6)式 が得られ、(5)、(6)式から力 P<sub>D</sub>が求まる。

$$u_{x=0} = -P_D \alpha \tag{6}$$

$$P_D = -A_i \left(\frac{1}{\alpha_r + \alpha}\right) \tag{7}$$

レールを無限長の Euler 梁とすると、x=0 で力  $P_D$ によって 生じる-方向へ反射する伝搬波の変位成分 A,は以下の式で 整理される 4。

$$A_r = \frac{-jP_D}{4EIk^3} = \frac{j\alpha_r}{(1+j)}P_D = \frac{-j\alpha_r}{(1+j)}\left(\frac{A_i}{\alpha_r + \alpha}\right)$$
(8)

ここで、E は弾性係数、I は断面二次モーメント、k は波数 である。(8)式から、レールダンパーを介して+方向へ伝搬さ れる振動エネルギーの透過率 t は次式で表される。

$$\tau = 1 - \left| \frac{A_r}{A_i} \right|^2 = 1 - \frac{1}{2} \left| \frac{\alpha_r}{\alpha_r + \alpha} \right|^2 = 1 - \frac{1}{2} \left| \frac{\alpha_r / \alpha}{\alpha_r / \alpha + 1} \right|^2 \tag{9}$$

(9)式から、レールを伝搬する波に対してレールダンパーが 及ぼす作用は、arとaの関係から評価される。A-1条件の場 合(図6)では、レールダンパーの共振周波数以外ではa>>ar であり、レールダンパーがレール振動の距離減衰率に与え る影響は小さくなる。また、a<<arとなるレールダンパーの 共振周波数付近では、レールダンパーはレールを伝搬する 振動を強く抑える効果を持つことになる。これらの傾向も 実験結果と一致する。



### 5. 車両走行時のレールダンパーの制振効果

衝撃加振試験における結果からレールに対する制振効果 の高い A-6 条件を選び、40km/h でモーターカーを走行させ、 レール振動を計測し、レールダンパーがない条件での結果 と比較した。振動加速度計はレール底部裏面の中央に設置 した。計測データに対して FFT による周波数分析を行い、 モーターカーの車輪が振動計直上を通過した後から 5m の 範囲内にある時間 T 内のレール振動加速度を時間積分した 後に時間 T で平均化し、1/3 オクターブバンド別に整理した。

図8は、40km/h 走行時での上下方向のレール振動の結果 である。1000Hz以上の周波数域で、レールダンパーの設置 によってレール振動が小さくなる傾向である。また、3000 ~4000Hz付近におけるレール振動の距離減衰率が大きい。 これらは、衝撃加振試験におけるレール振動の距離減衰率 での傾向を概ね反映したものである。また、転動音におい てレール放射音の寄与が大きい 500~2000Hz ではレールダ ンパーがレール振動を 3~5dB 程度小さくし、レール放射音 の低減に対して有効であると予想される。



図 8 モーターカー走行時におけるレール振動加速度の時間積 分値(上下方向、40km/h、通過直後から 5m の範囲内)

#### 6. まとめ

レール放射音に対する低減策としてレールダンパーをレ ールまわりに設置し、インパルスハンマーを用いた衝撃加 振試験、モーターカーによる走行試験から軌道の振動特性 に関する調査を行った。その結果、(1)加振点におけるレー ル振動の周波数応答は、レールダンパーの有無によって変 化しないこと、(2)レールダンパーは、主に1000Hz以上の周 波数域においてレール振動の距離減衰率を大きくするこ と、(3)レール振動の距離減衰率はレールダンパーの取り付 け位置によって異なること、(4)レールダンパーの効果をバ ネ-マスモデルで表すことができることを明らかにした。

 北川敏樹, D.J. Thompson:車輪・レール間騒音の予測手法 TWINS の実験的検証, 鉄道総研報告, Vol.18, No.11, 2004.11

献

文

- (2) 瀧川光伸,本卓也:レールによる転動音低減手法の研究,日本機械 学会交通・物流部門大会講演論文集,pp. 281-282 (2003)
- (3) D.J. Thompson, C.J.C. Jones, T.X. Wu, G. France: The influence of the non-linear stiffness behaviour of rail pads on the track component of rolling noise. *Proc. Instn. Mech. Engrs.*, Vol.213, Part F, pp. 233-241 (1999)
- (4) D.J. Thompson : Railway noise and vibration, Elsevier Science, (2009)