

IV-269

レールフランジが転動音に及ぼす影響に関する基礎的検討

鉄道総合技術研究所 正員 須永 陽一
 鉄道総合技術研究所 正員 井手寅三郎
 鉄道総合技術研究所 正員 阿部 則次
 鉄道総合技術研究所 正員 松尾浩一郎

1. はじめに

新幹線の高速度化のためには鉄道騒音の適正な抑制は必須となっており、空力騒音や集電系騒音ばかりでなく、転動音もより一層の低減が要求されている。新幹線の転動音は車輪に比べレールから発生する音の寄与が大きく、これにはレールの剛性や断面形状が影響すると想定されている¹⁾。そこで、転動音低減に有効なレール断面形状を提案するため、レールフランジに着目し、フランジ幅を変えた数種類のレールを試作し、インパルス加振試験による基礎的な検討を行った。以下に、この結果について報告する。

2. 試験の概要

試験に用いたレール形状は60kgレールを標準に、表1に示す70～145mmのフランジ寸法の6種類とし、5種類のレールを試作した。レール高さは標準60kgレール174mmと80Sレールをもとに切削加工した159mmを用い、レール長さは10mとした。また、インパルス加振試験は力計を取り付けたインパルスハンマーを用い、レールを衝撃加振することにより、騒音に影響する10kHz程度までの高周波領域までほぼ一定の加振力を付加し、レールの周波数応答を求めるものである。

3. 試験結果

(1) インパルス加振によるレール振動の比較

新幹線の転動音に影響の大きい周波数領域は、図1に示すように一般に800～1000Hzとなっているので¹⁾、この周波数領域を主に低減させる必要がある。また、レールフランジ端部の振動速度と線路から2m離れの騒音の周波数特性は類似しているため、レールフランジが騒音の発生に影響していると考えられている。

そこで、インパルス加振によるNo.1の標準60kgレールの周波数応答関数を求めると図2に示す結果が得られた。図は、レール底部とフランジ端部の上下方向のアクセラランス（励振力に対する振動加速度の比）をボード線図で表したものであり、レールフランジのアクセラランスは、図1の結果と同様にレール底部より1000Hz以上の周波数で大きくなる。また、5600Hzの周波数にピークが生じ、固有振動であることがわかる。レール底部のアクセラランスには明確なピークがないので、5600Hzがレールフランジにより構成される固有振動とも考えられるが、このような高周波領域に着目した詳細な分析を経て結論を得たい。

さらに、レール高さが174mmのNo.1～3の3種類のレールについて、レールフランジ端部のアクセラランスを比較すると図3の結果となる。図でNo.2の110mm幅

表1 試験に用いたレール断面寸法（mm）

No.	高さ	フランジ幅	フランジ厚	腹部厚	頭部幅	レール安定指数
1	174	145	30	16.5	65	1.20
2	174	110	30	16.5	65	1.58
3	174	70	30	16.5	65	2.49
4	159	127	34	15	65	1.25
5	159	110	34	15	65	1.45
6	159	70	34	15	65	2.27

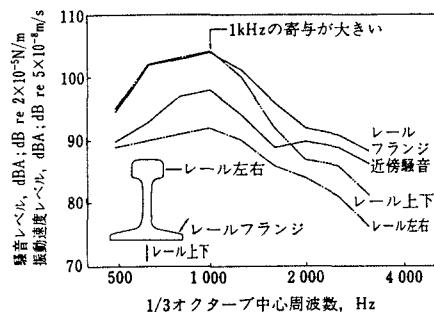


図1 レール断面各部位の振動速度と近傍騒音の周波数分析結果（走行速度；200km/h）

は7900Hzに、No.3の70mm幅は9300Hzに固有振動が生じたものの、転動音の寄与の大きい800～1000Hzの周波数ではフランジ幅を変えた影響はほとんど認められなかった。

(2) レール直近の騒音による比較

そこで、インパルス加振時にレールフランジ端部直近で測定した騒音を用い、No.1～3の3種類のレールを比較すると、図4に示すようにほぼ400～8000Hzの周波数全般にわたって約6dBとほぼ一定のレベル差のもとに、No.1(145mm)が最も大きく、以下No.2, No.3の順に小さくなる傾向が認められた。従って、レールフランジ幅が小さくなるほど騒音も小さくなるといえる。この関係を明確にするために、レール種別を安定指数（レール高さ／レール底部幅）で代表し、転動音に影響の大きい800～1000Hzの騒音レベルとの関係を示したのが図5である。図にはレール高さが159mmのNo.4～6のレールの試験結果についても併せて示した。レール高さが174mmおよび159mmの結果とも、レール安定指数にほぼ逆比例して低減し、レールフランジ幅が60kgレールの1/2になると約12dB低減する結果が得られた。

4. まとめ

インパルス加振試験によるレール直近の騒音は、転動音に影響の大きい800～1000Hzの周波数において、レール安定指数にほぼ逆比例して低減し、レールフランジ幅が60kgレールの1/2の場合、騒音レベルは12dB程度低減する結果が得られた。

5. おわりに

上記の結果は、あくまで基礎的な試験により得られた結果であり、走行車両においては加振力や加振のメカニズムが異なることや、レールの曲げ剛性による振動低減等のレール部材に関する検討を行っていないので、実際の低減とは異なる可能性がある。また、レールフランジの変更は走行安全性にも係わるので、これらを含めた総合的な検討が必要となる。

なお、本研究は運輸省の補助金のもとに、「鉄道的高速化及びそれに伴う環境対策に関する技術開発」として進められているものである。

参考文献

- 1) 須永, 金尾, 鉄道総研報告, 8-6, 1994.6

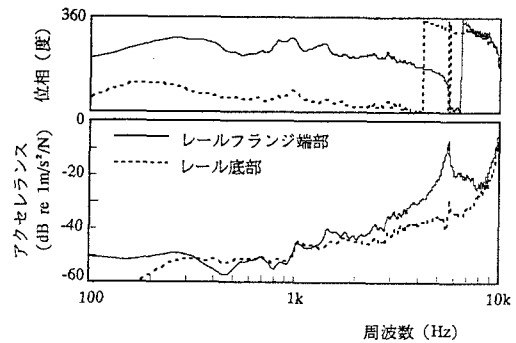


図2 レールNo.1のボード線図

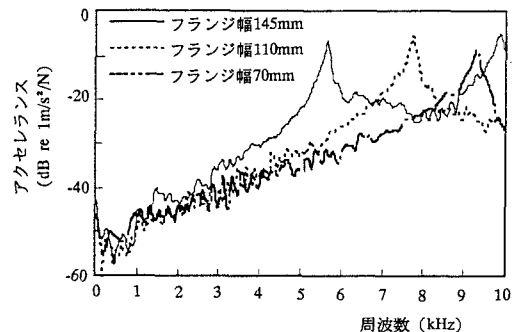


図3 レールNo.1～3の周波数応答関数

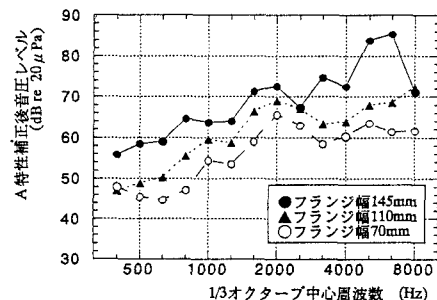


図4 レールNo.1～3の直近騒音の周波数特性

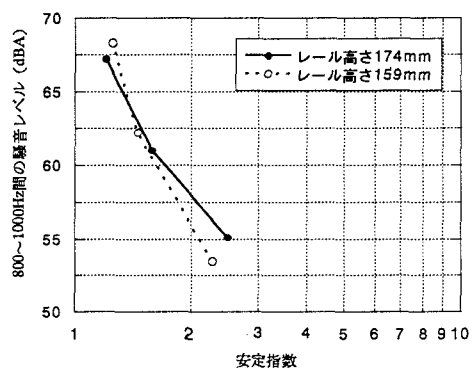


図5 レール安定係数と800～1000Hzの直近騒音レベルの関係