

1314 ブレーキ時の異音発生メカニズムの解明

The elucidation of Generating Mechanism of Braking Noise

○樋本 優樹 加藤 英敏 真野 辰哉 大熊 茂 (JR西日本)

嵯峨 信一 長澤 新 中澤 伸一 (鉄道総研)

Yuuki HIMOTO, Hidetoshi KATOU, Tatsuya MANO, Shigeru OKUMA, West Japan Railway Company
Shin-ichi SAGA, Arata NAGASAWA, Shin-ichi NAKAZAWA, Railway Technical Research Institute

So far brake shoes have been improved in order to reduce the unpleasant noise generated during braking. But the improvements have not been always effective. In this paper we elucidate the generating mechanism of braking noise from the whole braking system and propose the most suitable measures for reducing the braking noise.

キーワード：ブレーキ、騒音、ユニットブレーキ

Keywords: brake, noise, unit-brake

1. はじめに

電車がブレーキ時に発する騒音（ブレーキノイズ）に対しては、これまで様々な対策が実施されてきたが、制輪子の改良による手探りの対策実施方法を行うことがほとんどであったため、必ずしも大きな効果として現れるものではなかった。

そこで、本研究では、ブレーキノイズ発生時において、ブレーキ機構全体としての挙動をつかむ事によりブレーキノイズの発生するメカニズムを解明し、最適な改善策を探ること目的に実験や研究を進め、ブレーキ装置に対策を施すことでブレーキノイズ軽減の一定の成果を得た。

2. ブレーキノイズ発生メカニズム検証試験

ブレーキノイズ発生時におけるブレーキ装置各部の振動、ブレーキノイズ及び振動の周波数特性を明らかにするため、走行試験を行った。

振動及び騒音の測定箇所を図1に示す。

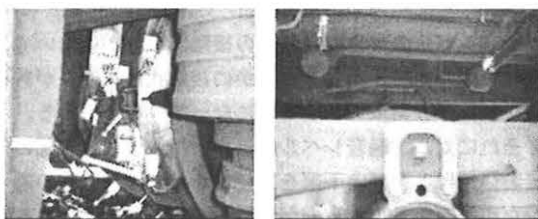


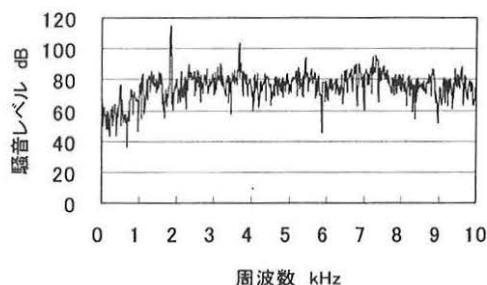
Fig. 1 Measurements position of noise and vibration

振動については、制輪子上下部、シューヘッド下部、ハンガ等、計5箇所測定し、騒音については、ブレーキ装置上部、車輪上部の2箇所測定した。

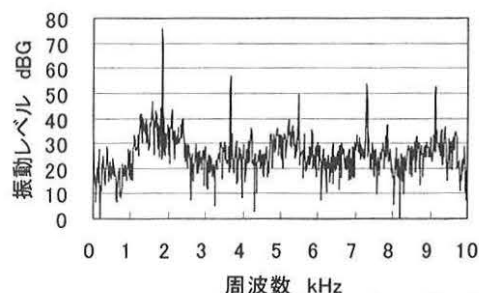
(1) ブレーキノイズの周波数特性

グラフ1、2は、ブレーキノイズ発生時における騒音及びブレーキ装置振動の周波数特性を示したものである。

ブレーキノイズの周波数特性と、ノイズ発生時のシューヘッド付近振動の周波数特性がほぼ一致しており相関性が高いことがわかった。また、ブレーキノイズが発生しなかった場合ブレーキ装置の振動レベルは低く、シューヘッド付近が激しく振動したときだけブレーキノイズが発生した。



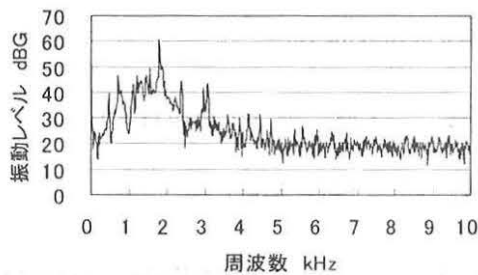
Graph 1 Frequency spectrum of braking noise



Graph 2 Frequency spectrum of brake shoe vibration

ブレーキノイズがブレーキ装置の振動によって引き起こされているならば、その2 kHz 付近の周波数帯は、ブレーキ装置が共振しやすい周波数帯であると考えられ、下記のブレーキ装置打撃試験においてそれを確認した。

グラフ3はブレーキ作動中のブレーキ装置を金属ハンマで加振した時のブレーキ装置振動の周波数特性を示したものである。



Graph 3 Frequency response of foundation brake gear

ブレーキ作動中のブレーキ装置全体を一つの系とした場合、この試験において得られるピーク周波数が、系の固有振動数であると考えられ、ブレーキ装置が加振された場合のブレーキ装置振動の周波数帯域は得られた固有振動数に近くなることが推定される。

(2) ブレーキノイズ発生時の制輪子の挙動

ブレーキノイズ発生時の制輪子上部と下部の振動を図2に示す。

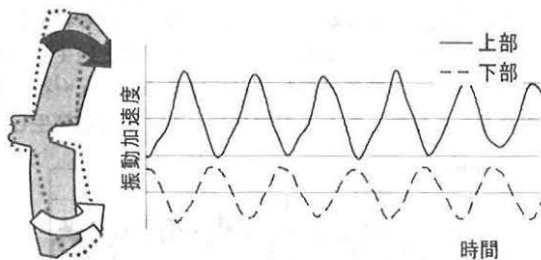


Fig. 2 Behavior of brake shoe when braking noise occurs

制輪子の上部と下部を比較すると上部の方が大きく振動しており、また振動の位相が逆向きである。従ってこの時、制輪子は下寄りを中心にレール方向に首振り運動をしていると考えられる。

その原因として、制輪子背板とシューヘッドの接触状態が不安定である為、制輪子の拘束力が不足していることが推定される。

現行のシューヘッドについては、制輪子を面で押さえる構造になっているが、制輪子とシューヘッドの接触面の曲率が一致していない、又は制輪子背板に凹凸がある場合等には、接触面が定まらず、拘束力が不安定になる可能性がある。

3. 制輪子背板状態調査

制輪子の拘束状態が、ブレーキノイズの発生に対して、どのような影響を及ぼしているかを確認するため、制輪子背板とシューヘッドの接触状態を調査し、過去に実施した営業線での騒音測定データとの相関性について検討した。

接触状態は、制輪子背板面を156エリアに区分けし、各々

のエリアにおけるシューヘッドとの接触状態を、接触痕などから判断し接触、非接触の2段階で評価した。制輪子サンプル数は騒音レベル大、小それぞれ30個ずつとした。

図3、4は調査データを、営業線の騒音測定データを基に、騒音レベルの大きいものと小さいものに分けて統計し、それぞれの接触状態の分布を表したものである。

図中の白い部分は接触頻度が少なく、色の濃い部分は接触頻度が多いことを表している。

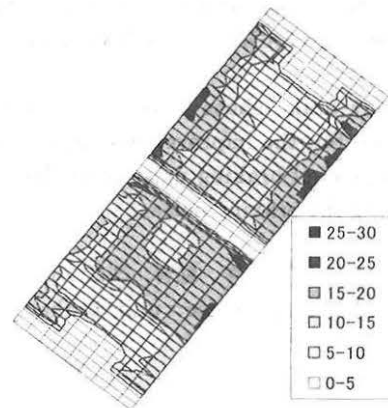


Fig. 3 Contact of brake shoe for brake shoe head (Braking noise is noisy)

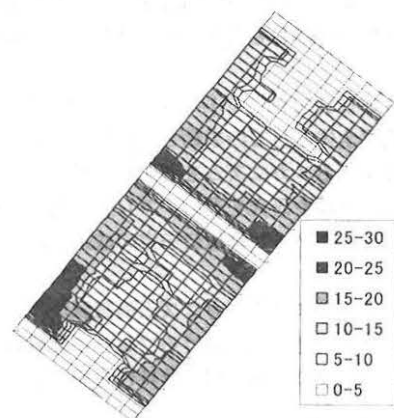


Fig. 4 Contact of brake shoe for brake shoe head (Braking noise is silent)

騒音レベルの大きな制輪子の接触部の分布において、上部と下部を比較すると、明らかに接触状態の違いがあるため、制輪子の拘束力が不安定になっているといえる。

それに対し、騒音レベルの小さな制輪子の接触部の分布においては、上部と下部を比較すると、接触状態の違いが少なく、制輪子の拘束力が安定していると考えられる。

4. 改善策の検討

4.1 制輪子のシューヘッドによる拘束力向上

ブレーキノイズ発生時の制輪子は、2項で述べたように、

ある点を中心とした首振り運動を生じている。また、3項において述べたように、ブレーキノイズの大きい制輪子はシューヘッドとの接触状態が不安定であることが確認された。

これらの問題に対する改善策としては、シューヘッド接触面の一部に凹加工を施すことにより、制輪子を点で押さえる構造とすることが考えられる。この場合、できるだけ制輪子の端部を押さえる構造が最善だといえる。

4.2 シューヘッドの質量増加

ブレーキノイズは、ブレーキ装置、特にシューヘッドや制輪子付近の振動に依存しているため、ブレーキノイズを低減させるには、シューヘッド付近の振動を何らかの方法で安定させる必要がある。

この場合の振動は制輪子と車輪間で発生する摩擦振動に起因するものであるが、このような振動を安定させるには、振動系の剛性を上げる、もしくは静止摩擦係数と動摩擦係数の差を小さくすれば良いと言われている。

摩擦係数は材料選定の自由度が低い為、必然的に剛性を上げる方法を考える必要がある。構造的に、剛性を上げるためには、制輪子背板の加工精度や、ピンのユルミや摩耗等の経年劣化しやすい部分が寄与するため、振動を安定させる比較的簡単な方法として、部材の質量を大きくすることが考えられる。

5. 改善策の効果確認試験

5.1 試験概要

前項の検討結果を基に、2通りの対策品を準備し、その効果を確認することとした。

(1) シューヘッド押さえ面の凹加工

制輪子接触状態の不安定さを解消し、拘束力を向上させる為、シューヘッドの押さえ面に凹加工を施した。

対策品の形状を図5に示す

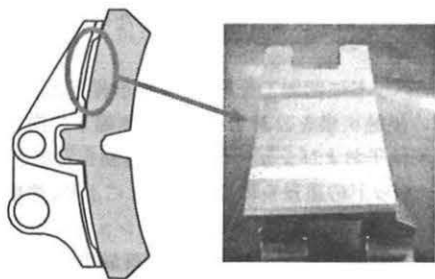


Fig. 5 Shoe head which was made to become dented

(2) シューヘッドの質量アップ

シューヘッドの質量を簡易に増加させるため、今回は重りを取り付ける方法を採用した。取り付け位置、重りの質量に付いては、現車でのスペース上の制約から、反フラン

ジ側下部、質量 3kg とした。

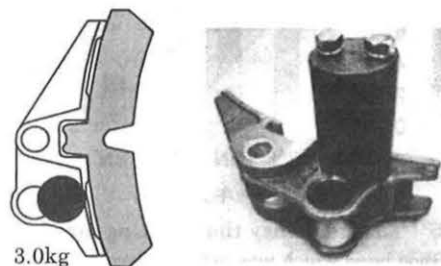


Fig. 6 Shoe head that a weight is installed

試験車の概要を図7に示す。

No 1 位台車は、現行、凹加工、凹加工+質量増のシューヘッドを試験ごとに取替え、No 2 位台車は、常に現行のシューヘッドとした。

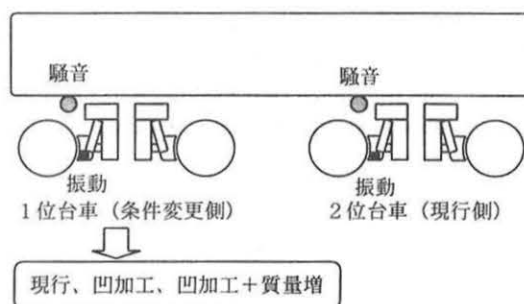


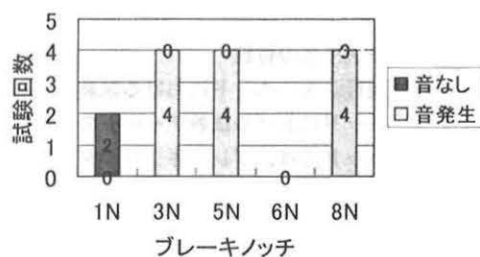
Fig. 7 Test car

5.2 試験結果

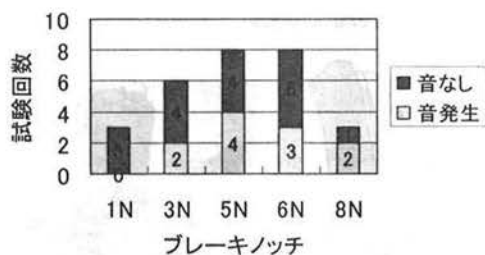
(1) ブレーキノイズ発生頻度

No 1 位台車側 (条件変更側) のブレーキノイズ発生頻度をグラフ4、5、6に示す。

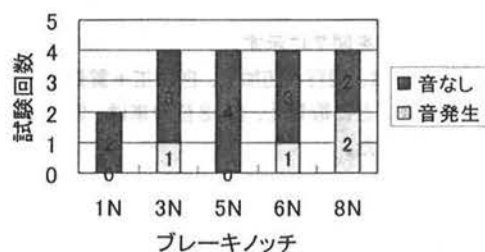
現行のシューヘッドにおいて、ブレーキ 3N 以上のブレーキノイズ発生率が 100% であるが、凹加工を施すことにより 44% まで下がり、更に重りを取り付けることにより 25% まで下がっている。



Graph 4 The frequency that braking noise occurred (Shoe head now in use)



Graph 5 The frequency that braking noise occurred (Shoe head which was made to become dented)

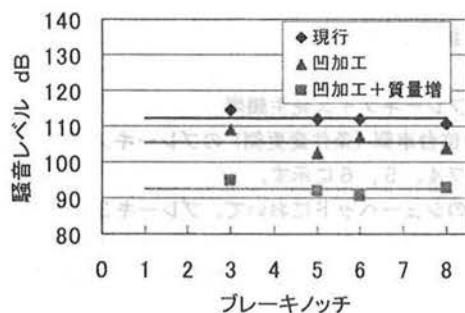


Graph 6 The frequency that braking noise occurred (Shoe head that a weight is installed)

(2) ブレーキノイズの騒音レベル

図14は、ブレーキノイズが発生した試験におけるノイズのピーク値を、ノッチ毎に平均したものである。

更に全ノッチの平均値を現行、凹加工、凹加工+質量増と比較すると、凹加工では 6.6dB、凹加工+質量増では 19.6dB の騒音レベルの低減が確認された。



Graph 7 Maximum braking noise

(3) ブレーキノイズの特性

図8、9に現行シューヘッドにおける試験チャートと、凹加工シューヘッドにおける試験チャートの一例を示す。

現行シューヘッドでは、ブレーキシリンダ圧力の上昇とともにノイズが発生し、そのまま停止まで持続しているのに対して、凹加工を施したシューヘッドでは、ブレーキノイズは一時的に発生するがすぐに低下する傾向に変化している。

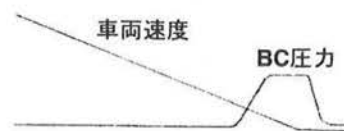


Fig. 8 Character of the braking noise (Shoe head now in use)



Fig. 9 Character of the braking noise (Shoe head which was made to become dented)

6. まとめ

今回の研究において、ブレーキノイズは摩擦振動に起因するブレーキ装置の振動が主原因であることがわかった。その結果をもとに、振動を軽減させるために下記の改善案を得た。

- (1) シューヘッドに凹加工を施し、制輪子背板とシューヘッド間の接触状態を改善することで制輪子の拘束力を増し、制輪子およびシューヘッドの運動を安定させる。
- (2) シューヘッドの重量を増加することにより、摩擦振動により入力された力の伝達を現行のシューヘッドを使用した場合に比べ低下させ、振動を軽減する。

上記2点について現車試験を実施し一定の効果を確認できた。

今後は、これらの改善策を実際の営業車両に反映させ、効果の長期的なトレースを行っていく予定である。