

営業走行車両における車軸の応力測定と強度評価

(その2: 実働応力の解明と分析)

○酒井 宏樹 山村 佳成 (住友金属)

荻野 智久 岩本 厚 砥上 靖弘 (東京地下鉄)

橋本 通孝 (住友金属テクノロジー)

Measurement of Stress and Strength Assessment on Axle In-Service

(Part 2: Clarification and Analyses of Actual Stress)

○Hiroki Sakai, Yoshinari Yamamura, (Sumitomo Metal Industries, LTD.)

Tomohisa Ogino, Atsushi Iwamoto, Yasuhiro Togami, (Tokyo Metro Co., LTD.)

Michitaka Hashimoto, (Sumitomo Metal Technology, INC.)

Since the actual stress on railway axles in-service has not been measured ever, the effect of running conditions on the stress has not been clarified. The authors carried out field measurements in trial running and in-service for four months in Tokyo Metro. In this report, the actual bending stress in-service is clarified. In addition, the effect of running conditions such as load by passengers or curve negotiation on axle stress is analyzed.

キーワード: 鉄道車両, 輪軸, 車軸, 応力頻度分布

Key Words: railway vehicle, wheelset, axle, stress histogram

1. はじめに

鉄道車両用車軸に発生する応力(以下, 単に「車軸応力」と呼ぶ)の測定はこれまで, 新車性能試験など限られた走行条件で実施されてきた。そのため, 営業運用上での実働車軸応力は測定されておらず, 走行条件, 乗車率等の要因が車軸応力に与える影響を解明できていなかった。また, 過去に走行試験で測定された車軸応力データのほとんどは国鉄時代の在来線や新幹線のものであり, 地下鉄線での応力測定例は少なかった。そこで著者らは, 東京地下鉄において, 試運転列車での応力測定および, 国内で初めて営業走行車両において長期間, 応力を測定し, 車軸の実働応力を明らかにするとともに, 走行条件が応力に及ぼす影響を分析した。

国内では車軸の折損事故は皆無であり, 現在の使われ方に問題はないが, 車軸に発生している実働応力を把握するとともに, 同応力への影響因子を解明することで, より最適な設計・検修の検討にも活用されることが期待される。

2. 車軸応力と疲労

鉄道車両用車軸には走行時, 軸箱を介して車軸のジャーナル上に負荷する荷重とレールからの反力, および, 横圧が作用することで曲げモーメントが発生する。そのため車軸には, 車輪1回転ごとに1サイクルの両振り応力が発生し, 回転曲げ疲労負荷を受ける。図1に, 車軸にかかる力の概略と, 輪重・横圧, 車軸応力の実測波形を例示する。

乗車率に応じた輪重の増加や, 曲線通過時の横圧により車軸曲げ応力が増加するが, その実態は十分に解明されていない。したがって, 走行条件が応力に及ぼす影響や, 実際の営業走行で発生する応力の実態は十分に解明されていないのが現状である。

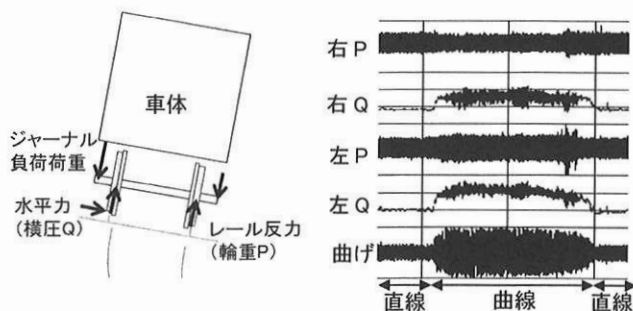


図1 車軸にかかる力と波形例

3. 試験の概要

3.1 車軸応力測定の概要

走行条件（軌道条件、速度、乗車率、営業運用）が車軸応力に与える影響を評価するため、試運転列車での一定荷重条件（空車および積車）および営業車両での測定を実施した。従来の測定用輪軸は軸端への加工が必要であり、営業車両には使用できないので、一般の輪軸で測定できるように、テレメータによる計測システムを構築した²⁾。営業車両については運用の割り当てを制限せず、通常運用での応力を収集した。

3.2 車軸応力の測定位置

曲げ応力は、車軸にとって条件がより厳しいと考えられる軸位で測定することとした。すなわち、

- (a) 測定対象の路線では、朝ラッシュ時間帯に郊外から都心へ向かう列車の乗車率が高い
- (b) 車両内で、進行方向第 1 軸目となる軸位が曲線通過時に横圧が高い
- (c) 車両の自重は、付随車よりも動力車が大きいことから、これらを満足する軸位として、中間車両の都心寄り車端側の M 輪軸を選定した。

ひずみゲージにより直接測定できる車軸中央平行部に加え、圧入部である車輪座の応力を解明するために、図 2 に示すように中央平行部で 3 断面（a～c 点）の応力を測定した。3 断面のうち 2 断面の出力から、曲げモーメントの勾配を逐一計算して反 G 側の車輪座に外挿することで、当該部の動的応力を連続的に得られる。なお、試運転時に a 点と c 点から計算で求めた b 点の応力波形と、b 点の実測波形が一致することを確認し（図 3）、この方法が直接測定できない断面の応力を求めるのに有効であることを確認している。

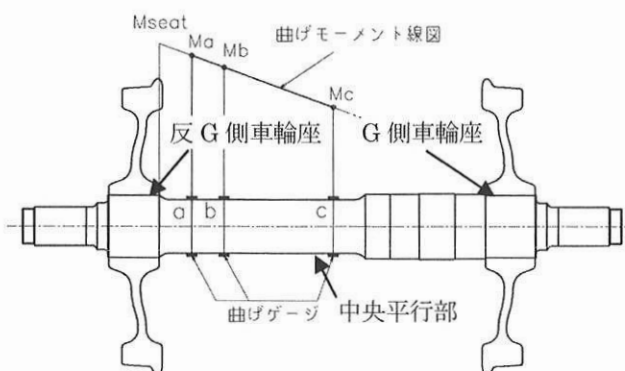


図 2 車軸応力測定位置

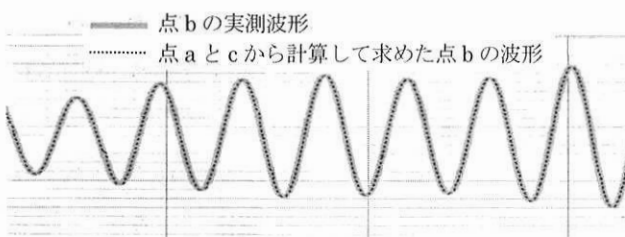


図 3 モーメント計算結果の確認

4. 曲げ応力の解析方法

車軸曲げ応力波形を頻度解析した。解析要領は次の通りとした。

- (a) 計数法は Max-Min 法とする（図 3）。膨大なデータをソフトにより自動処理するが、波形と照合してノイズによる著大値は除去する。
- (b) 走行条件によるわずかな違いを検証できるよう、階差を 0.5MPa とする。

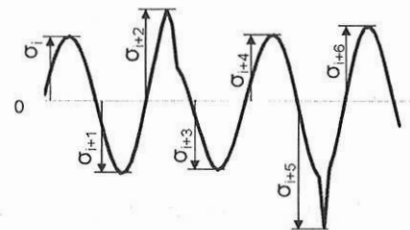


図 3 Max-Min 法による頻度の計数

5. 測定結果と評価

5.1 営業走行での車軸の実働応力の長期測定結果

営業走行における 4 ヶ月間、総走行距離 35,000km の応力データを頻度解析した結果を図 4 に示す。また、比較のため、一定荷重（空車・積車）の走行試験の結果も示す。測定の結果、以下のことがわかった。

- (a) 営業走行での最頻出応力値は、空車一定荷重のものとはほぼ同じである。これまでの測定結果では、最頻出応力値は静的曲げ応力とはほぼ同値であり、営業車両は空車に近い荷重条件での走行距離が長いと考えられる。
- (b) 営業走行で発生する最大応力値は、最頻出応力値の 4.5 倍であるが、発生頻度としては高くない。

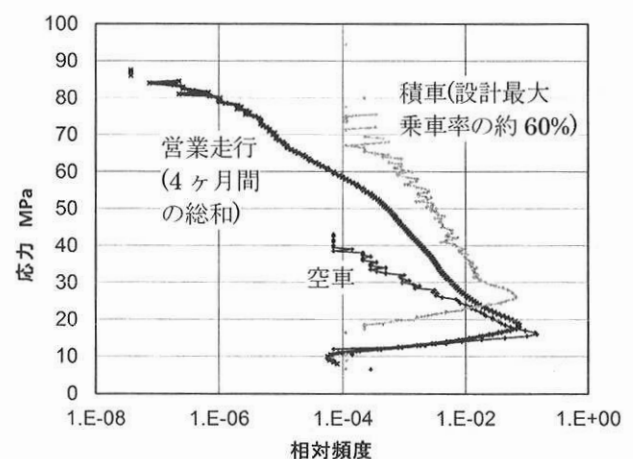


図 4 営業走行における実働応力の頻度分布

5.2 営業走行で発生する応力の特徴

営業運用においては、ラッシュ時間帯は乗車率が高く、それ以外の時間帯は乗車率は高くない。そのため、実働応力にも差異が生じる。図 5 に、ラッシュ運用に充当された日と、充当されなかった日の応力頻度分布の比較を示す。

測定した路線ではラッシュ時、郊外から都心の他線への乗換駅までは高乗車率で走行し、それ以降と折り返し運用

では乗車率は高くない。ラッシュ運用に充当された日の応力頻度分布において、18MPa 付近で頻度が極大となっているのは、都心の乗換駅で乗客を下りたあとの走行によるものである。また、30MPa 付近でも頻度が極大となっているのは、郊外から都心に向けて高乗車率（静的曲げ応力が常時高い状態）で運用したことによる。図6に、朝ラッシュ時間運用の片道分を郊外から都心の乗換駅、と乗換駅から終着駅に区切って解析した結果を示す。

ラッシュ運用に充当されない場合や一定荷重条件では、頻度の極大値は1つであり、営業走行で特有の実働応力を把握することができた。

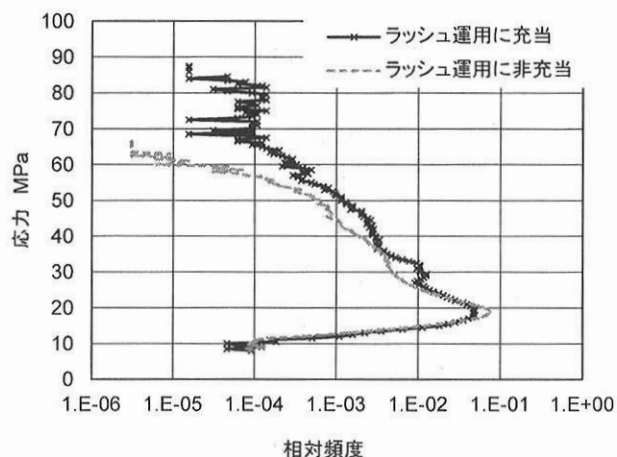


図5 運用による実働応力の違い

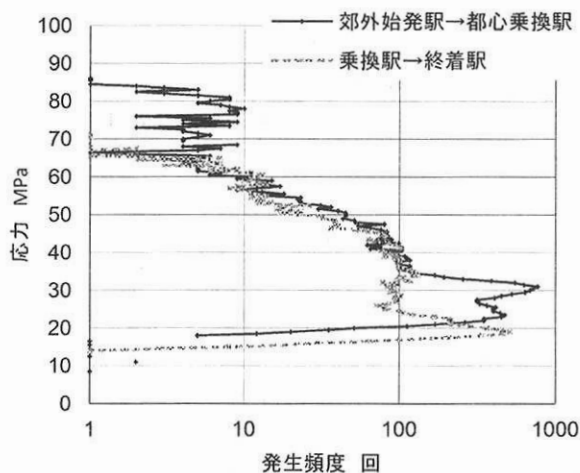


図6 区間による応力頻度分布の違い

5.3 車輪座の実働応力

3.2 節に述べた方法により求めた車輪座の応力を頻度解析した結果を図7に示す。比較のため、中央平行部の応力に、車輪座との断面係数比を乗じる従来の方法による車輪座応力も示した。静的曲げ応力に近い応力値では両者が一致するが、高い応力ほど乖離が大きくなり、最大応力としては3MPa (1.05倍) の違いとなった。この差異は、横圧を受けながら走行する場合に、車軸の曲げモーメントに勾配が生じることによる。今回初めて実施した測定方法によ

り、輪座の応力を精度よく評価できることがわかった。

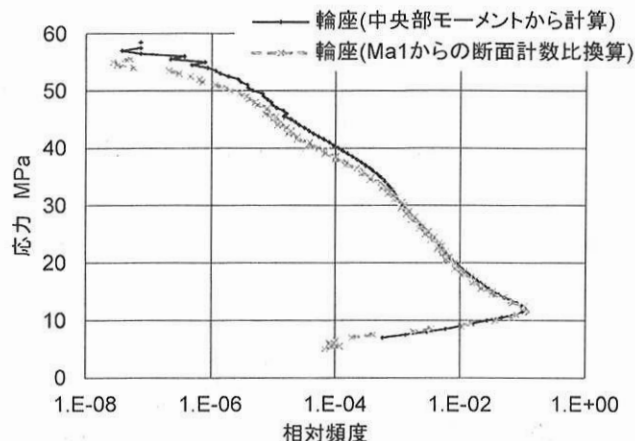


図7 車輪座の実働応力頻度分布

5.4 各種要因が車軸応力の動的挙動に与える影響

車軸応力の動的挙動に与える要因を詳しく検証するため、一定荷重条件での試験結果を分析した。

(1) 乗車率

ジャーナル部に負荷する荷重は軸重（正確には、軸重からばね下質量を除いた荷重）と比例するので、乗車率は静的曲げ応力に直接的に影響する。過去に動的応力への影響が調査されたことはなかったが、一定荷重条件で同じ区間を同じランカープで走行した場合の応力頻度分布を、それぞれの荷重条件での静的曲げ応力 σ_{st} で正規化したところ、図8に示すように両者は一致することが確認でき、軸重（乗車率）と動的応力は線形関係であることがわかった。したがって、実使用条件下で、車軸応力に最も影響が大きいのは乗車率であると考えられる。

(2) 曲線

曲線通過時に生じる横圧により、車軸の曲げモーメントは増加する。例として R200m 曲線通過時の波形を図9に示す。曲線通過中、継続的に高い応力が発生し続けていることがわかる。曲線ごとに曲げ応力振幅の平均（以下、「応力の平均値と呼ぶ」）を整理すると、図10に示すように曲線半径が小さいほど動的応力は高いことがわかった。

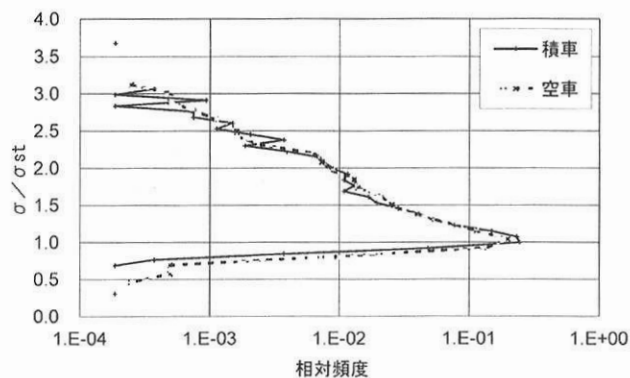


図8 荷重条件の影響

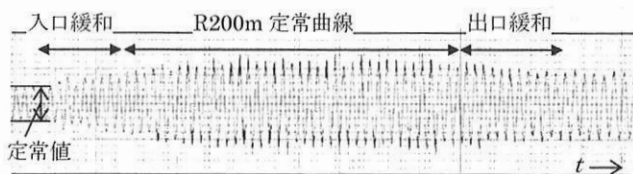


図 9 R200m 曲線通過時の曲げ応力波形例

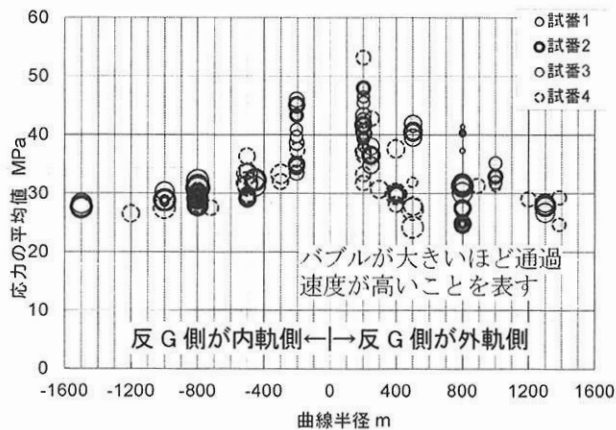


図 10 曲線半径と曲げ応力の関係 (積車)

(3) 分岐器

分岐器通過時の波形を図 11 に示す。当該箇所は R500m の曲線上にあり、波状摩耗も観察された場所である。高い応力が発生しているが、継続的なものではなく、全線に対する頻度としては少ない。

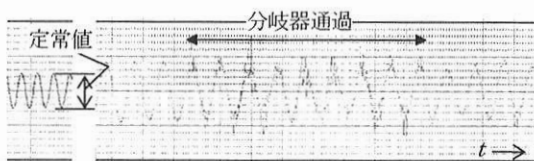


図 11 波状摩耗を有する分岐器通過時の曲げ応力波形例

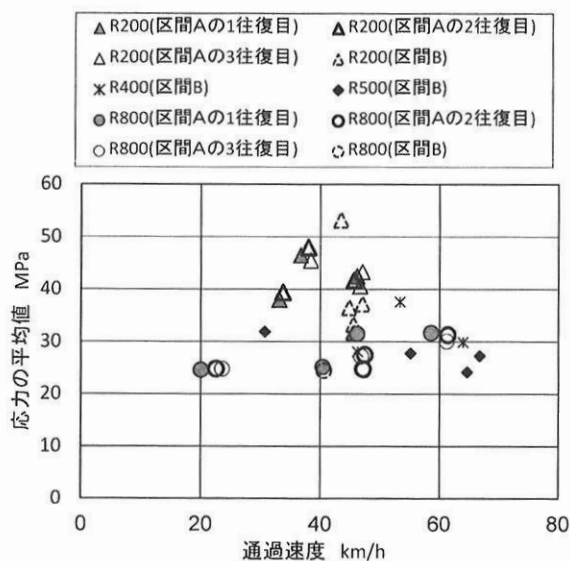


図 12 各曲線半径における通過速度と曲げ応力

(4) 走行速度

曲線半径ごとに通過速度と応力の関係を調査した結果を図 12 に示す。R800m では高速度ほど応力が高くなる傾向が確認できたが、それ以外では明確な相関が得られなかった。地下鉄線は走行速度がもともと低く、車軸曲げ応力に与える影響としては速度よりも曲線半径が支配的といえる。

6. まとめ

国内で初めての営業走行車両における長期の車軸曲げ応力測定および、一定荷重での走行試験で得たデータを分析した結果、以下の知見を得た。

- (1) 空車および積車の一定荷重の走行試験では得られない、長期の営業走行での車軸応力を明らかにした。
- (2) 一定荷重での試験結果より、応力頻度分布は乗車率に比例することがわかった。したがって、実使用条件下で車軸応力に最も影響が大きいのは乗車率であることがわかった。
- (4) 小曲線ほど応力が高いことを確認した。同一半径の曲線においては、R800m では応力が速度に依存する結果が得られたが、そのほかの曲線半径では速度と応力に明確な関係が見られなかった。車軸応力に与える影響としては、速度よりも曲線半径が支配的といえる。
- (5) 分岐器通過時には、頻度は少ないが高い応力が発生する。

営業走行での応力頻度分布が明らかになったことで、実働応力に対する強度評価や、疲労損傷度計算による形状設計、き裂進展計算による最適な検修周期の検討に应用が期待される。

参 考 文 献

- 1) 例えば、中村宏、田中真一、小西正一：実働応力と疲れ強さ（その 10、車軸の曲げ応力ひん度）、日本機械学会論文集 34-268, 1968.
- 2) 橋本通孝、荻野智久、岩本厚、砥上靖弘、山村佳成、酒井宏樹、寺嶋真人：営業走行車両における車軸の応力測定と強度評価（その 1：無人・自動計測システムの開発）、第 18 回鉄道技術・政策連合シンポジウム(J-RAIL2011)講演論文集, 2011.