

高速車両用台車の台車枠応力発生メカニズムに関する基礎研究 (第 2 報)

上林 賢治郎 (JR 東海) ○大道 正彦 (JR 東海)
岩崎 克行 (日立) 中野 龍一 (日立)

A study on stress of truck frame for Shinkansen trains(The second report)

Kenjiro KANBAYASHI , Masahiko Ohmichi (Central Japan Railway Company)
Katsuyuki IWASAKI , Ryouichi NAKANO (Hitachi)

In order to clarify the cause of the stress which arose in the high speed running of truck frame, we carried out vibration test of the truck . In the test, we excited car truck parts (ex.wheel ,bearing box) by various methods, and we succeeded in inducing proper oscillation. In these tests, the correlation of acceleration and stress of the truck frame in the proper oscillation condition was grasped. In this paper, Method and facility about vibration test of truck are reported in first. In continuing, correlation of acceleration-generation stress of each truck frame part in the proper oscillation condition and for inducing proper oscillation of truck frame .

キーワード：台車枠、応力、固有振動モード

Keyword : truck frame, stress, proper oscillation mode

1. はじめに

筆者らはこれまで、新幹線電車用台車枠の信頼性向上のための研究を一貫して行ってきた。その内容については J-Rail2003、2006 において報告してきた。

現在の台車枠を設計する際の強度評価は、JIS E 4207 「鉄道車両—台車—台車枠設計通則」によっており、設計時にこの規格に定められた各種動的荷重の最大値により見積もられた合成応力で応力限度線図により評価している。さらに設計製作された台車枠は実車走行試験により得られた実働応力の最大値で評価される。このため実車走行試験において予期されぬ応力が発生すると設計変更を余儀なくされる場合もある。

第 1 報にて筆者らは台車枠の固有振動モードを明らかにするため、台車下部からのアクチュエータによる加振を行う振動試験を実施し、固有振動が誘起されることを確認した。また振動試験の結果より固有振動時の相関関係について検討を進め、一定の成果を得ることができた。

本報告では、当社所有の車両走行試験装置を使用し、実軌道走行状態を考慮した軌条輪加振を行い、その時の台車枠の挙動を確認したので、その結果について報告する。

2. 実働応力

横はりに丸パイプを使用した H 型構造を有するボルスタレス台車用台車枠では、幾つの特徴ある固有振動モードを持ち、この固有振動数の近傍で台車枠が加振されると台車枠の溶接部に連続した応力が発生し、台車枠の強度に影響を与える場合がある。Fig.1 に現車走行試験で横ハリの主電動機受に発生した周期的な応力の測定例を示す。この

ような応力は許容値以下ではあるが特定の区間でのみ発生している。

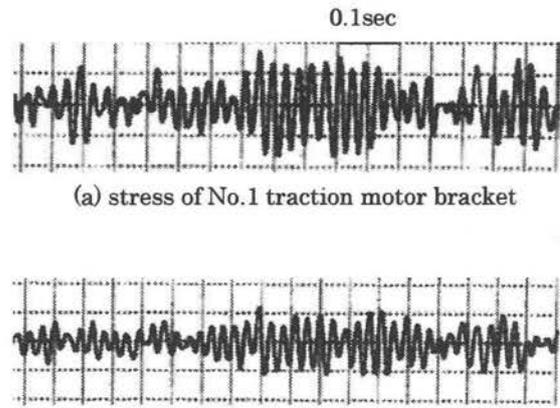


Fig.1 Time series waveform

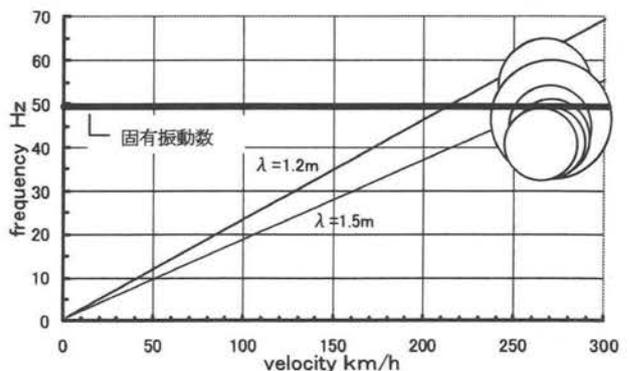


Fig.2 Relationship between train velocity and frequency and stress of traction motor bracket

Fig.1 の例では波長約 1.2m の軌道不整があり、これが加振源となり主電動機を上下に加振し、主電動機受部に応力を発生させている可能性がある。Fig.2 にキャンベル線図 (丸解析) を示す。これは横軸に列車速度、縦軸に主電動機受部発生応力の周波数を、応力振幅を円の大きさで表している。低速走行時のデータはないが、約 50Hz 近傍に側バリ逆相、横バリ曲げの固有モードがあり、加振周波数に近くなっているため振動しやすくなっているものと考えられる。設計上は考えられる加振周波数と台車枠の固有振動数が接近しないようにする必要があるが、あらゆる加振周波数に対して対処することは困難なため、現車走行試験を実施する前段の設計段階で走行時に発生する動的応力のモードを予想することが益々重要となってきた。

3. 実験による台車特性の検証

3.1 打撃試験

筆者らは台車枠の固有振動モードを正確に推定するため、諸元の異なる台車枠の打撃試験を繰返し実施すると共に計算結果の繰返しにより精度を向上してきた。Table.1 に打撃試験結果とはり要素とばね要素でモデル化した FEM 計算結果を示す。供試台車は本研究のために試作したもので、打撃試験は完成台車の状態で実車相当の荷重を荷重し、また過去に実施した知見として車体-台車間ヨーダンパ、一本リンクの結合による影響は小さいため、取外した状態で実施している。計算結果に対して試験結果は周波数は完全には合致しないがモードはほぼ一致しており、台車の固有振動モードはほぼ把握できている。

強度上問題になる主電動機受部の応力の振動数は 50Hz 近傍で、両結果からモードは側バリの逆相ピッチングによる横バリの上下同相曲げに起因して発生するものである。

Table.1 calculation and experimental results

mode	calculation (Hz)	hammering test(Hz)
rolling	10.8	10.0
piching	12.5	12.5
reversed phase piching of side frame	41.1	33
reverse phase piching of side frame(with bending mode of beam)	53.7	50.5
piching of side frame	67.8	59.5

3.2 車両走行模擬試験

(1) 模擬試験概要

台車振動時の応力、各部加速度の発生状況を調べるために車両走行試験装置の軌条輪上に完成台車を載せ、試験を実施した。本試験装置は、軌条輪により車輪を回転させ走行状態を模擬することが可能であり、この軌条輪が上下に動作することで台車へ上下振動を与えることが可能である。

試験装置の概観を Fig.3 に試験条件を Fig.4 に示す。

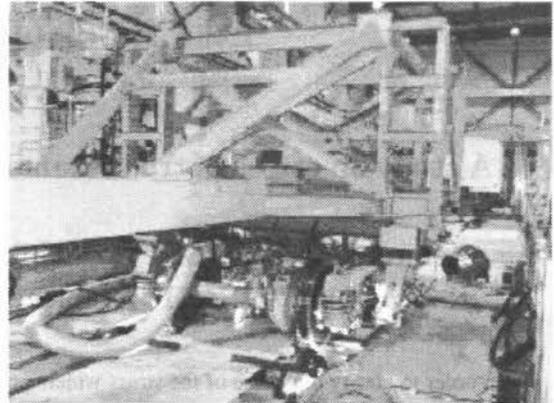
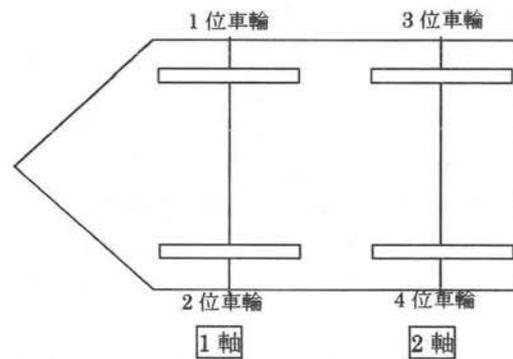


Fig.3 vibration test of truck

【試験条件】

- ・加振条件 : 半車体
- ・負荷荷重 : 8.5 トン (空気バネ負荷荷重)
- ・加振方法 : 軌条輪による車輪上下加振
- ・加振周波数 : 5→60Hz ヘリニアスイープ
- ・振幅 : ±0.25,0.49,0.735,1,1.5,2,2.5,3m/s²
- ・加振位置 : 上下、ロール (1 軸単独、1・2 軸同時)
- ・走行速度 : 10km/h
- ・加速度計 : 38 箇所 (Fig.5 の通り)
- ・応力測定 : 15 箇所 (Fig.6、7 の通り)



加振形態	1位車輪	2位車輪	3位車輪	4位車輪
1軸上下	加振	加振	—	—
1軸ロール	加振 (+)	加振 (-)	—	—
1, 2軸上下	加振	加振	加振	加振
1, 2軸ロール	加振 (+)	加振 (-)	加振	加振

Fig.4 vibration test form

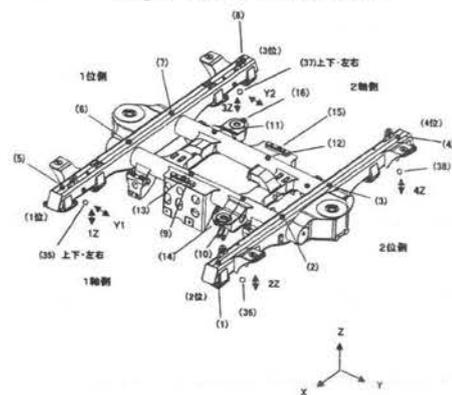


Fig.5 measurement place of acceleration on truck frame

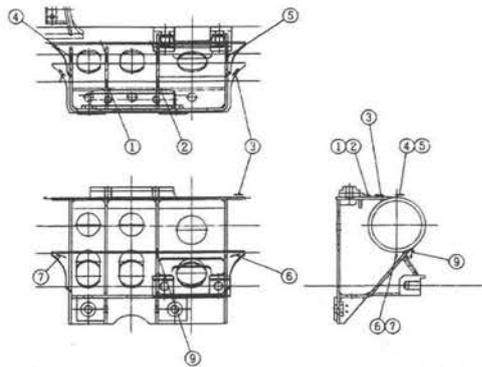


Fig.6 stress measurement points of truck frame (around bracket of No.1 traction motor)

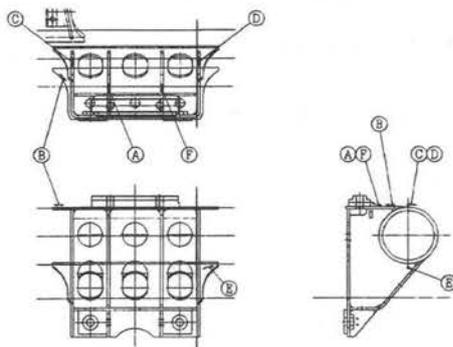


Fig.7 stress measurement points of truck frame (around bracket of No.2 traction motor)

(2)加振試験

本試験装置により、供試台車に対して軌条輪加振により台車に上下加振を与える試験を実施した。加振周波数を5Hz から 60Hz までスイープ加振させ、その時の台車各部の応力、加速度を測定した。Fig.8 にスイープ加振時の主電動機上下振動加速度及び主電動機受応力を示す。加振振幅が一定にも関わらず、主電動機加速度や応力の応答が大きくなっている周波数があり、特定の周波数帯で特徴的な振動モードが誘起されていることが分かる。

さらに Fig.8 より得られた波形をパワースペクトル解析した結果を Fig.9、Fig.10 にそれぞれ示す。Fig.9 は主電動機受応力、Fig.10 は主電動機上下振動加速度である。主電動機の上下振動加速度には 8,11,32,50,59Hz にピークが見られ、これらと同じ周波数域で主電動機受部の応力にもピークが認められる。

実際の車両では低速度域では応力値は大きくなく、実用上問題となるレベルではないが、高速域においては比較的大きな応力が発生するので、パワースペクトルがピークを持つ加振周波数 50Hz 付近における振動モードについて調査した。Fig.11 に 50Hz 加振時における台車枠の振動モード解析結果の一部を示す。各ピーク周波数における同モード解析結果も踏まえ、加振周波数 50z 付近では、側ばりが逆相ピッチングすることにより横バリに曲げモードが誘起され、それによって主電動機受部が上下に加振され、応力が発生することが判明した。

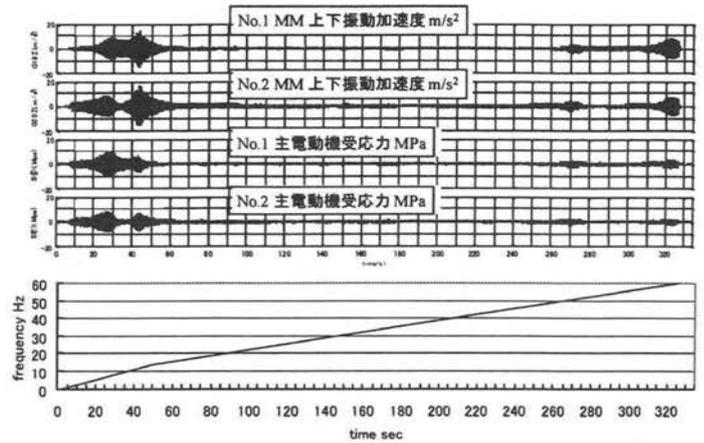


Fig.8 time series waveform(acceleration and stress)

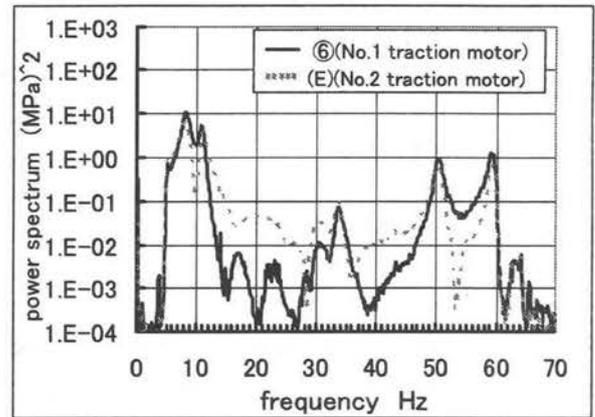


Fig.9 power spectrum(stress of traction motor bracket)

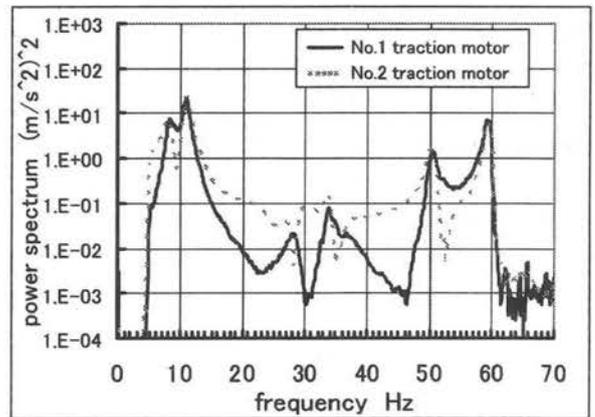


Fig.10 power spectrum(acceleration of traction motor)

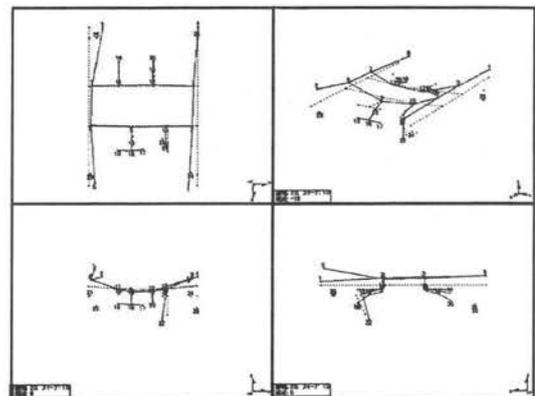


Fig.11 mode of truck frame(50Hz)

また、Table.2 に加振試験により得られた固有振動モード及び固有振動数を示す。打撃試験により得られた固有振動数と振動モードは、加振試験により得られた結果とほぼ同じ結果になっている。

Table.2 result of vibration test

Mode	hammering test	vibration test			
		No.1 vertical	No.1,2 vertical	No.1 rolling	No.1,2 rolling
rolling	10				
Piching	12.5	11	11		11
reversed phase piching of side frame	33	30~34	30~34	30~34	34
reverse phase piching of side frame(with bending mode of beam)	50.5	50	50	50	50
piching of side frame	59.5	60	60	60	60

3.3 応力と加速度の関係

加振試験により得られた主電動機の上下振動加速度と主電動機受部の応力波形から、固有振動時近傍における応力と振動加速度の関係について解析を行った。既存の台車枠で発生している応力は 50Hz 近傍のため、側ばりの逆相ピッチングによる横バリの曲げ振動により主電動機の振動が顕著に現れる固有振動モードについて調査を行った。

Fig.6、7 に示す各応力測定点について主電動機上下加速度の位相を考慮しながら主電動機に上下振動加速度が付加したことにより主電動機受の各部に発生した応力について整理した。その一例として Fig.12 に測定点 No⑥(1 軸側 MM)の結果を、Fig.13 に測定点 E(2 軸側 MM)の結果を示す。いずれの場合も主電動機上下振動加速度の増大に伴い主電動機受部応力も大きくなっており、その関係は直線で近似することができる。また、他の測定点の応力についても同様に主電動機上下振動加速度と比例関係にあることを確認している。1 軸側と 2 軸側の傾向が異なるのは牽引装置受の有無からくる構造上の違いに起因しているものと推定される。

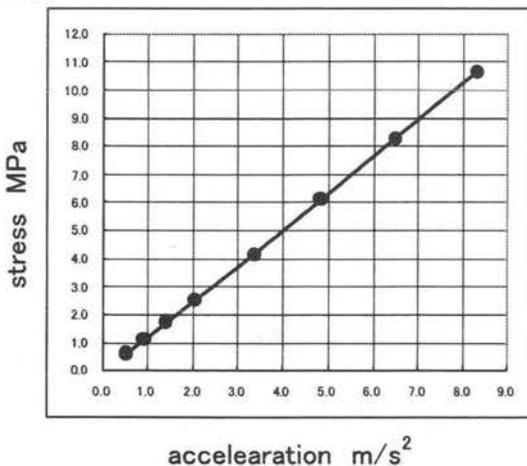


Fig.12 relationship between acceleration and stress of No.1 traction motor and stress

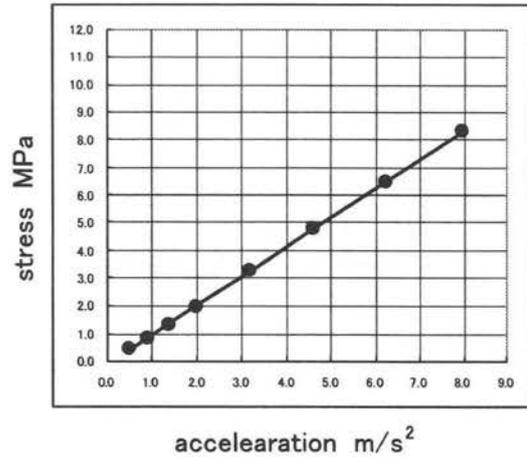


Fig.13 relationship between acceleration and stress of No.2 traction motor and stress

以上の検討結果より、特定の固有振動モードにおける主電動機受応力と主電動機上下振動加速度との相関関係を把握することができた。固有振動時の台車枠の挙動については、打撃試験により把握することができるが、応力レベルについては実際に走行するまでは把握が困難であった。しかし、本試験装置により台車の軌条輪加振試験を行うことにより、本線走行時の台車枠の挙動を把握することが可能となり、動的応力を予想するための指針を得ることができた。

5. まとめ

本研究では、台車設計において重要となる動的応力の推定をするにあたり、軌道の不整により固有振動モードが誘起された際の応力の発生状況について研究を進めている。

本研究のために用いた試験装置では実軌道を模擬し、軌条輪による台車加振を行うことができることから、様々な加振周波数における台車枠の挙動を調査することができる。

既存車で発生している約 50Hz 近傍の応力は、台車枠の側ばりが逆相ピッチングし、その影響で横ばりの上下曲げモードが発生し、主電動機受が上下に加振されることにより発生するものである。このモードにおける主電動機上下振動加速度と主電動機受応力には比例関係が認められることから、主電動機に発生する上下振動加速度の最大値が推定できれば、台車枠の動的応力の最大値を推定することが可能となる。実軌道条件を軌条輪加振により完全に再現することは条件的にも限界があるため、今後は加振試験と共に FEM 解析による動的応力の推測についても検討を進めていく計画である。

6. 参考文献

- 1) 上林賢治郎:新幹線電車用台車枠の信頼性向上について, J-Rail2003, 2003
- 2) 上林賢治郎, 大塚智宏, 平石元実, 中村実: 高速車両用台車の台車枠応力発生メカニズムに関する基礎研究, J-Rail2006, 2006