

正 [機] ○間々田 祥吾 (鉄道総研) 鈴木 実 (鉄道総研)

正 [機] 佐藤 大悟 (鉄道総研) 栞田 吉弘 (鉄道総研)

渡辺 信行 (鉄道総研) 正 [機] 朝比奈 峰之 (鉄道総研)

Detection Method of Damage of Single Link Rubber by Impact Test

Shogo Mamada, Railway Technical Research Institute, Hikari-Cho 2-8-38, Kokubunji-shi, Tokyo

Minoru Suzuki, Railway Technical Research Institute

Daigo Sato, Railway Technical Research Institute

Yoshihiro Masuda, Railway Technical Research Institute

Nobuyuki Watanabe, Railway Technical Research Institute

Mineyuki Asahina, Railway Technical Research Institute

Function of single link that is a component of a train to connect bogie with carbody is to transmit acceleration and deceleration force from a bogie to a carbody. Also single link rubber is used as a buffer of acceleration and deceleration force. It needs to be detected by the regular maintenance, because damage of the rubber potentially influences the transfer force. However, the degree of damage cannot be estimated by visual inspection, and single link is unsuitable material test because it is heavy, then an easy method to detect degree of damage is required. Accordingly, in consideration of elastic mechanism of single link rubber, we found out that degree of damage is estimated by measurement of resonance frequency in impact test.

Keywords : single link rubber, detectable method, elastic mechanism, impact test

1. はじめに

台車と車体をつなぐ一本リンクは台車の加速力および減速力を車体に伝達する重要な部品である。この一本リンクには台車の加減速力や微振動を直接車体に伝達させないため、取付け部にゴム部品（以下、一本リンクゴムとする）が使用されている。一本リンクゴムは台車-車体間の振動伝達を制御するため、適正な弾性を保持する必要がある¹⁾。一方、一般にゴム部品は長期間の使用に伴って劣化し、硬化または軟化することが知られている²⁾。特に顕著に劣化してゴム部品に損傷が発生した場合には、振動伝達だけでなく車両走行に影響することも想定されるため、損傷を早期に発見する必要がある。一方で、一本リンクゴムの損傷の程度を外観調査だけで評価することは難しいため、損傷発見の観点から、外観調査に替わる一本リンクゴムの評価手法が必要である。

外観調査以外のゴム部品の損傷発見手法としては、弾性の観点からゴムの代表的な指標であるばね定数の変化を観測する手法がある。一般的にゴムのばね定数は材料試験機を用いて測定されるが、一本リンクゴムのようにゴムが装置の部品として組み込まれている場合、測定するために装置全体を試験機に設置する必要がある。一本リンクは30kg程度の重量物であるため、材料試験機を用いてばね定数の測定を行うには時間と労力が必要であり、検修現場等で数多くの一本リンクゴムのばね定数を測定することは困難である。

そこで、一本リンクゴムのばね定数を簡易に推定する方法として、衝撃加振試験を適用することを検討した。衝撃加振試験は振動体の振動特性を評価する代表的な試験方法の一つであり、本試験であれば、一本リンクを台車に取付けたままでの試験が可能である。本報告では、衝撃加振試験によって一本リンクゴムのばね定数を求める方法の検討結果を述べるとともに、その方法により求めたばね定数の妥当性および損傷判定の可能性について検討した結果について報告する。

2. 一本リンクの概要

一本リンクの概略図を図1に示す。図1に示すように、一本リンクは2本の心棒とそれを連結する本体から構成されている。心棒と本体間にゴムが挿入されており、両部材間を振動絶縁する。以下、一本リンクゴムのうち、台車側に取付けるものを台車側ゴム、車体側に取付けるものを車体側ゴムとする。

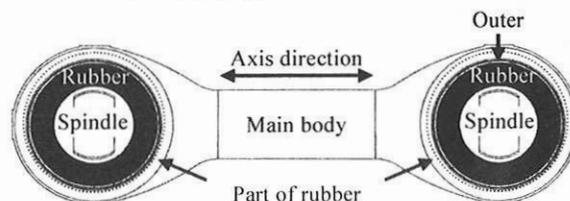


Fig.1 Schema of single link

今回使用した一本リンクの設計図面に記載されている諸元は以下の通りである。

- 重量：一本リンク本体 (12.8kg)，心棒 (7kg)，ゴム (0.62kg)，外筒 (0.74kg)
 - ばね定数：7.85~9.81MN/m (材料試験機によって測定)
- ここで，設計図面のばね定数は，軸方向に静的に圧縮荷重を 20.6kN および 2.45kN を載荷した際の変位量の差から求める。

3. 衝撃加振試験によるばね定数の算出

3.1 衝撃加振試験の概要

衝撃加振試験は，加振力の大きさと周波数特性が測定できるインパルスハンマで測定部位を打撃した際の振動の伝達経路における各部位の振動応答 (振動加速度) を測定する試験である。インパルスハンマで打撃することで加振が適正であるか評価できる。

3.2 試験方法

試験を実施する際，一本リンクは鉄道総研内に留置されている台車に取り付けたが，検修現場での適用を想定して台車単体状態とし，一本リンクの一端は台車に取り付け，車体側は自由端とした。

加振力はインパルスハンマGK-3100 (株式会社小野測器製)，振動加速度は振動加速度ピックアップPV-95 (リオン(株)製) で測定した。加振点および振動加速度の測定点 (V1~V3) を図2に示す。加振点は台車枠と台車側心棒を連結する取付けボルトとし，加振方向は車両の加減速方向と同じ，一本リンクの取付けボルトの軸方向とした。振動加速度の測定点は加振点と反対側の取付けボルト (V1)，一本リンク本体 (V2) および車体側心棒 (V3) とした。

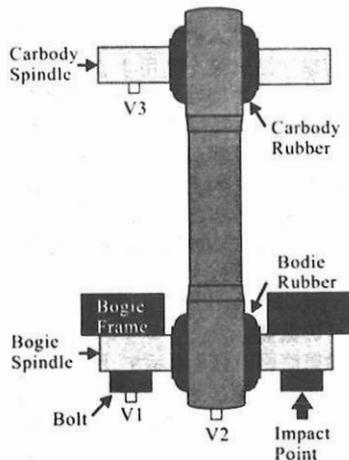


Fig.2 Impact and measurement points

3.3 ばね定数の算出方法

V1~V3の振動加速度の測定結果を周波数分析した上でレベル化し，周波数ごとに式(1)を用いて各測定点の値のレベル差 (以下，振動伝達量とする) を求めた。

$$L_{vij} = 20 \log \alpha_{vi} - 20 \log \alpha_{vj} = 20 \log \frac{\alpha_{vi}}{\alpha_{vj}} \quad (1)$$

ここで， L_{vij} は測定点*Vi*-*Vj*間の振動伝達量(dB)， α_{vi} は測定点*Vi*における振動加速度(m/s^2)， α_{vj} は測定点*Vj*における振動加速度(m/s^2)である。

衝撃加振試験結果の1例として，新品の一本リンクの振動伝達スペクトル (L_{vij} の周波数特性) を図3に示す。

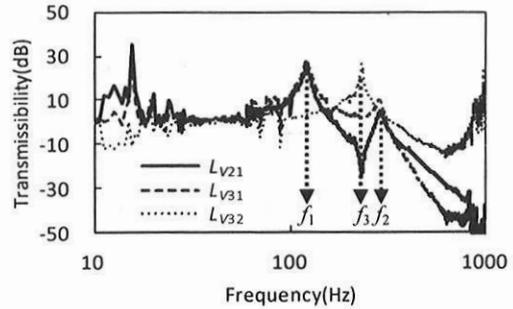


Fig.3 Transmissibility($L_{v21}, L_{v31}, L_{v32}$) of new single link

V2-V1間の振動伝達スペクトル L_{v21} では，100Hz~1kHzの範囲に明確なピーク (共振点) が2つ (周波数の低い順に f_1, f_2) 発生し，その間に谷のピーク (反共振点) が1つ (f_3) 発生する。V3-V1間の振動伝達スペクトル L_{v31} ではV2-V1間の振動伝達スペクトルの共振点 (f_1, f_2) と同じ周波数に2つの共振点が発生する。また，V3-V2間の振動伝達スペクトル L_{v32} ではV2-V1間の振動伝達スペクトルでは反共振点 (f_3) であった周波数付近に共振点が発生する。

次に，一本リンクの振動特性を解析する。一本リンクの物理状態から，図4に示す振動モデルが仮定できる²⁾。

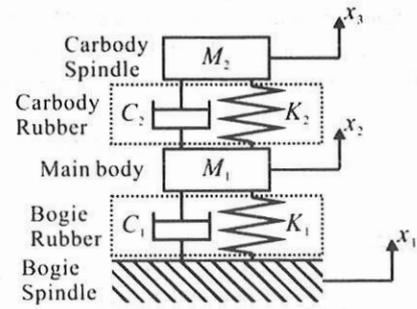


Fig.4 Vibration model

図の記号は以下の諸要素を意味する。

- x_{1-3} : 測定点V1~3の変位(m)
- M_1 : 外筒×2+本体の質量(kg)
- M_2 : 車体側心棒の質量(kg)
- K_1 : 台車側ゴムのばね定数(N/m)
- K_2 : 車体側ゴムのばね定数(N/m)
- C_1 : 台車側ゴムの減衰定数(Ns/m)
- C_2 : 車体側ゴムの減衰定数(Ns/m)

図に示したモデルの振動を調和振動と仮定し，減衰定数 (C_1, C_2) が十分小さいものとして無視すると運動方程式は次式となる。

$$\begin{bmatrix} -M_1\omega^2 + K_1 + K_2 & -K_2 \\ -K_2 & -M_2\omega^2 + K_2 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_2 \\ x_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_1 \\ 0 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_1 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (1)$$

ここで， ω は角周波数(rad/s)である。

式(1)より，V2-V1間，V3-V1間およびV3-V2間の振動伝達量， $X_2/X_1, X_3/X_1$ および X_3/X_2 は次式で与えられる。

$$\frac{X_2}{X_1} = \frac{K_1(-M_2\omega^2 + K_2)}{(-M_1\omega^2 + K_1 + K_2)(-M_2\omega^2 + K_2) - K_2^2} \quad (2)$$

$$\frac{X_3}{X_1} = \frac{K_1 K_2}{(-M_1\omega^2 + K_1 + K_2)(-M_2\omega^2 + K_2) - K_2^2} \quad (3)$$

$$\frac{X_3}{X_2} = \frac{K_2}{-M_2\omega^2 + K_2} \quad (4)$$

式(2)~(4)で分母を0とする周波数が各振動伝達スペクトルの共振周波数, 分子を0とする周波数が反共振周波数となる。したがって, V3-V2間の振動伝達スペクトルの共振角周波数 ω_3 は式(4)より, 次式を満足する。

$$K_2 = M_2 \omega_3^2 \quad (5)$$

式(5)の ω_3 に, V3-V2間の振動伝達スペクトルの実測値から求めた共振周波数 $f_3=222.5\text{Hz}$ ($\omega_3 = 2\pi f_3 = 1398\text{rad/s}$) および $M_2=7\text{kg}$ を代入すると, $K_2=13.7\text{MN/m}$ と求められる。

次に, V2-V1間およびV3-V1間の振動伝達スペクトルの共振周波数 ω_1, ω_2 は次式の解により与えられる。

$$(-M_1 \omega^2 + K_1 + K_2)(-M_2 \omega^2 + K_2) - K_2^2 = M_1 M_2 \omega^4 - (K_1 M_2 + K_2 M_2 + K_2 M_1) \omega^2 + K_1 K_2 = 0 \quad (6)$$

式(6)の解の二乗 ω_1^2, ω_2^2 を足し合わせて変形すると以下の式となる。

$$K_1 = \frac{M_1 M_2 (\omega_1^2 + \omega_2^2) - K_2 M_2 - K_2 M_1}{M_2} \quad (7)$$

式(7)の ω_1, ω_2 に, V2-V1間およびV3-V1間の振動伝達スペクトルの実測値から求めた共振周波数 f_1, f_2 ($\omega_1=766\text{rad/s}, \omega_2=1806\text{rad/s}$), $M_1=14.28\text{kg}, M_2=7\text{kg}$ および先に求めた $K_2=13.7\text{MN/m}$ を代入すると $K_1=13.4\text{MN/m}$ と求められる。

算出した K_1, K_2 および各共振周波数における振動ピーク値から求めた C_1, C_2 を運動方程式の減衰定数を無視せずに導いた振動伝達量の式に代入して求めた結果と試験結果の比較を図5に示す。

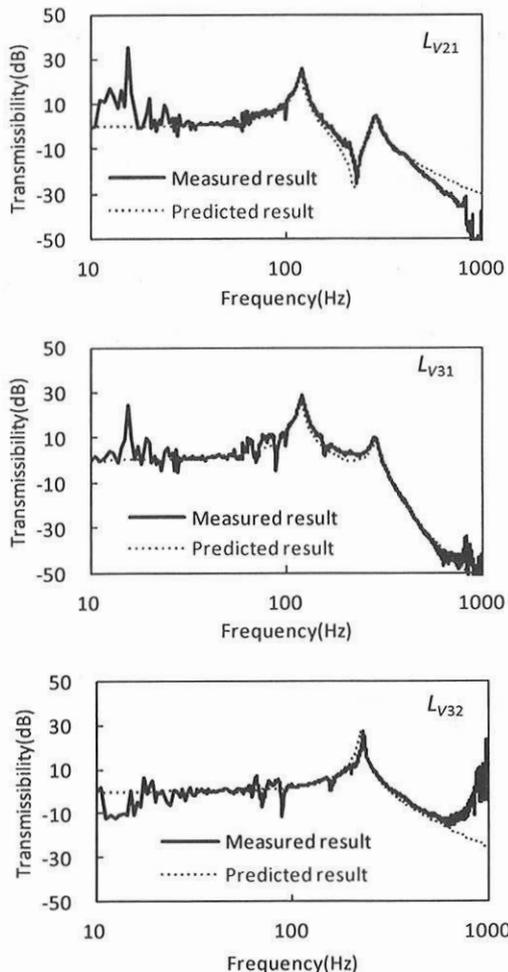


Fig.5 Measured and predicted results of Transmissibility

試験結果と計算結果は良く一致することから, 仮定した振動モデルは妥当なものと考えられる。以下, 衝撃加振試験により算出したばね定数の妥当性を判断するため, 材料試験機を用いた試験で算出したばね定数と比較する。

4. 材料試験機を用いた試験によるばね定数の算出

4.1 試験方法

材料試験機を用いた試験 (以下, 材料試験とする) の試験方法を以下に示す。

2つの一本リンクゴムが組み込まれた一本リンクを専用のジグを用いて万能材料試験機AG-300KNIS ((株)島津製作所製)に固定した。その後, -25kN (圧縮) $\sim 25\text{kN}$ (引張) の荷重範囲で軸方向に載荷速度 6mm/min で載荷して変位および荷重を測定し, 荷重-変位曲線から以下の式を用いてばね定数を求めた。

$$K = \frac{F_2 - F_1}{\delta_2 - \delta_1} \quad (13)$$

ここで, K は静的ばね定数(MN/m), F_2 および F_1 はばね定数算出の上限荷重 (-2.45kN) および下限荷重 (-20.6kN), δ_2 および δ_1 は F_2 および F_1 の際の変位(mm)である。

4.2 試験結果

試験結果の例として新品の一本リンクの荷重-変位曲線を図7に示す。

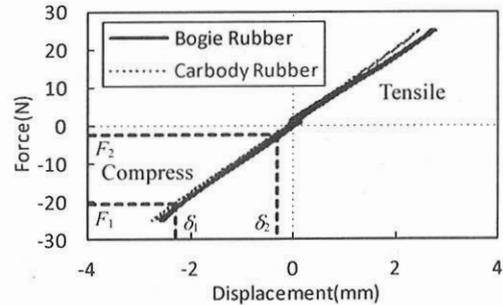


Fig.6 Force-displacement curve of new single link

結果より, 新品の一本リンクゴムのばね定数は台車側ゴムが 9.7MN/m , 車体側ゴムが 9.4MN/m と求められた。

4. 衝撃加振試験により測定したばね定数と材料試験で測定したばね定数との比較

衝撃加振試験により求めたばね定数 K_i と材料試験で求めたばね定数 K_m を比較するため, 試験品に新品に加えて使用品を用いた。比較結果を図7に示す。

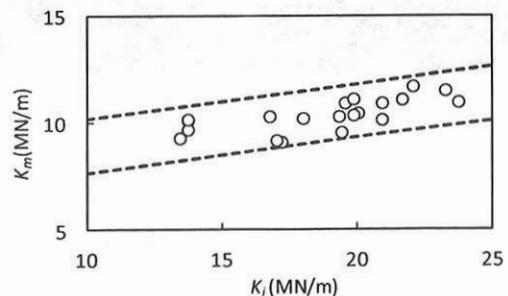


Fig.7 Comparison of K_m with K_i

K_i は K_m に対して最大で約 2 倍程度大きな値となっている。これは、 K_i が動的ばね定数であるのに対して、 K_m が静的ばね定数であるためと考えられる。一般的なゴム材料の場合、動的ばね定数を静的ばね定数で割った値である動倍率は 1 よりも大きく、1~3 程度であることが多い³⁾。また、 K_i と K_m は図中の点線の範囲内に収まっており、それぞれの結果には相関がある。この相関性および動倍率を考慮すると衝撃加振試験により求めたばね定数は合理的で妥当な値と考えられる。

5. 衝撃加振試験によるゴムの損傷判定

衝撃加振試験により求めた一本リンクゴムのばね定数の経年変化を図8に示す。

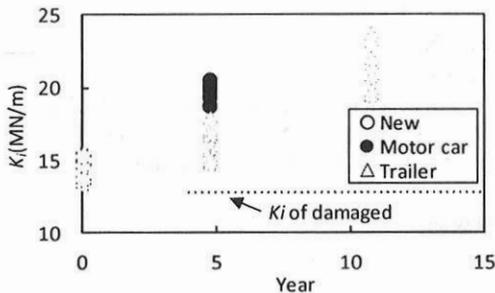


Fig.8 Changes of K_i of single link rubber

新品と比較すると、概してM車（電動車）、T車（付随車）使用品ともに経年によってばね定数が増加している。特にM車使用品でばね定数の増加が大きい。M車では荷重条件が厳しく経年によって劣化し硬化する程度も大きいためと考えられる。

一方、使用品（使用期間が不明）の中には、図中の赤い点線のように新品以下のばね定数を示すものがあった。この使用品に対して材料試験を実施した結果、ばね定数が 7MN/m であった。さらに、無負荷の状態では判別できなかったが、材料試験によって荷重を加えると、心棒の近傍に深い損傷が発見された。材料試験での使用品の状況を図9に示す。

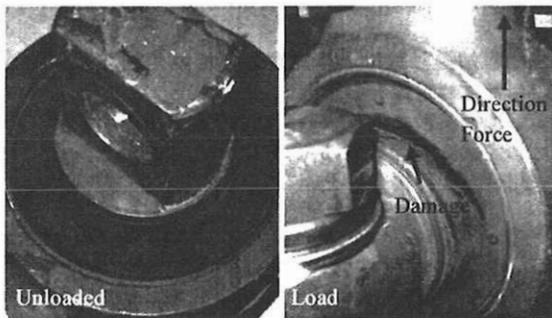


Fig.9 Photo of damaged rubber at material test

この使用品でばね定数が低い要因は、ゴムの損傷によるものと考えられる。損傷によってばね定数が低下する理由を以下に示す。

図10のように、一本リンクゴムのばね定数は、圧縮に対する復元力のばね定数と引張に対する復元力のばね定数を加算したものである。ゴムに損傷が発生すると圧縮

に対する復元力の変化は小さいが、引張に対する復元力が低下し、引張に対する復元力のばね定数が低下して一本リンクゴムのばね定数が低下する。

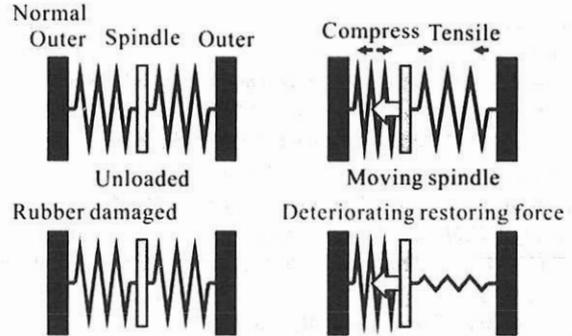


Fig.10 Schema of deteriorating restoring force by damaged

ここで、損傷のあった使用品のばね定数を図7に当てはめると、点線の範囲内から外れる。これは、損傷が発生した場合には動倍率も変化するためと考えられる。

6. まとめ

一本リンクゴムの劣化評価および早期の損傷判定を目的として、検修作業において簡易的にばね定数を算出する方法として衝撃加振試験を用いる方法を検討した結果、以下の知見を得た。

- (1) 衝撃加振試験の結果から一本リンクゴムのばね定数を算出する方法を得た。
- (2) 材料試験で求めたばね定数と衝撃加振試験により求めたばね定数を比較した結果、衝撃加振試験により求めたばね定数が大きい値を示したが、動倍率を加味すると合理的な範囲であり、両者間に良好な相関が確認され、衝撃加振試験によりばね定数を算出する方法は妥当であると判断される。
- (3) 大きな損傷のあるゴムでは、衝撃加振試験により求めたばね定数で新品よりも低い値を示したことから、衝撃加振試験でも損傷の有無の判断が可能と考えられる。

以上、無負荷状態では検出が困難な大きな損傷のある一本リンクゴムの衝撃加振試験によって検出できる可能性を見出した。衝撃加振試験は材料試験よりも労力、効率の面で有利な点が多く、今後さらに試験精度を向上させて同試験によるばね定数算出法を整備することによって、検修現場で有効な劣化判定法が構成できると考えられる。

文献

- 1) 富岡隆弘, 鈴木康文: 鉄道総研報告, Vol.14, No.5, pp.33-38, 2000
- 2) 安田仁彦: モード解析と動的設計, コロナ社, p.48, 1993
- 3) 日本ゴム協会編: ゴム技術の基礎, 日本ゴム協会, p.88, 1999