

論文 固有振動数測定によるレール軸力変化の簡易な推定法の提案

浦川 文寛¹

¹正会員 (公財) 鉄道総合技術研究所 鉄道力学研究部 (〒185-8540 東京都国分寺市光町2-8-38)

E-mail:urakawa.fumihiro.07@rtri.or.jp

ロングレールの軸力を、定量的かつ簡易に測定するため、レールに作用する軸力によりその固有振動数に変化する性質を利用して軸力を推定する手法の開発を進めてきた。しかしながら、固有振動数は軸力だけでなく、軌道パッドの温度とレール頭部の摩耗によっても変化し、これらが軸力推定誤差の原因となっていた。本稿では、これらの固有振動数の変化を、現場で簡易に測定可能な軌道パッドの温度（またはレール底部温度）、レール頭頂面中心摩耗、および側摩耗から推定し、補正する手法を開発した。さらに、実軌道にてレール温度の上昇に伴う軸力の変化を測定し、推定値と比較したところ、早朝から昼間にかけてのレール軸力変化を、60kgレール・5N形締結では100kN、50kgNレール・eクリップでは80kNの精度で推定することができた。

Key Words : rail axial force measurement, natural frequency, field test, rail wear, temperature dependency of rail pad

1. はじめに

主要な鉄道路線の多くで、レール同士を溶接してつなげて継目をなくしたロングレールが用いられている。ロングレールは走行安定性、騒音の低減、乗り心地の向上などの多くの利点を持つ反面、継目部でのレール伸縮を吸収する機能がなくなるため、温度変化によりレール長手方向の軸力が不可避免的に発生する。ロングレールの圧縮の軸力は軌道座屈、引張の軸力はレール破断を引き起こす可能性があるため、これらの値を把握し、適切に管理する必要がある。

ロングレールの軸力を精度よく測定するため、様々な方法が提案されている。これらの方法は、軸力の変化を測定する方法と、絶対値を測定する方法に分類できる。前者については、ひずみ測定による方法が古くから検討されてきた¹⁾³⁾。これは、レールにひずみゲージ等のセンサを設置し、レールの軸応力を定点で測定するものである。可搬式の装置を用いた手法としては、例えば、磁気弾性効果⁴⁾⁵⁾や、音弾性効果⁶⁾⁷⁾、X線⁸⁾を利用してレールの軸ひずみを測定する方法がある。これらの方法は、レールの残留応力や金属組織の影響を受けるといった課題がある。また、音弾性効果とX線による方法については、レール表面の処理方法や機器の取り付け精度が測定精度へおよぼす影響が大きいと、測定時には相当な

時間と作業者の高い熟練度が要求される。

軸力の絶対値を測定する代表的な方法としては、レールを吊り上げた際の反力を測定する向上法がある。この手法で測定できるのは引張の軸力に限定される。さらに、欧州で開発された VERSE⁹⁾を例に挙げると、測定時に30mに渡ってレール締結装置を緩解するといった大掛かりな作業が必要である。レールの固有振動から軸力を推定する手法¹⁰⁾¹²⁾は、大掛かりな作業や測定機器を必要とせず、かつ比較的短時間で測定できるといった利点がある。しかしながら、レールの固有振動は軸力だけでなく、軌道の様々な条件によって大きく変化するため、十分な精度が得られていない。

筆者はレールの固有振動から軸力を推定する手法の実用化を目指し、文献¹²⁾にて、レールの固有振動に影響するいくつかの軌道条件に関する補正法を提案した。しかし、提案した手法を実軌道に適用したところ、軸力の絶対値の推定については軌道の不確定なばらつきを完全には取り除けず、特定の箇所では200kNを超える誤差が生じていた。一方、軸力の変化量については比較的精度良く推定することができたが、補正計算のためには、現場軌道の締結間隔やレール頭部摩耗形状等を軌道の有限要素モデルで正確に再現し、振動解析を行わなければならないと、実用面での課題があった。そこで、本稿では、固有振動によるレール軸力の変化を推定する際の軌道条件の

補正について、現場での使用を考慮し、有限要素法による振動解析を必要としない簡易な手法を提案する。さらに、提案した手法の精度検証のため、実軌道4現場にてレール軸力の変化を測定し、推定値と比較する。

2. 固有振動によるレール軸力の推定方法

(1) 軸力推定法の概要

レール締結位置を節、レール締結間中心を腹とするレールの水平方向の pinned-pinned モード (図-1) と呼ばれる振動モードは、まくらぎ、道床等の物性値の影響が小さく、かつ軸力に対する固有振動数の感度が高いため、軸力の推定にはこのモードの固有振動数を用いる (以降、特に指定が無い場合、「固有振動数」はレールの水平方向の pinned-pinned を指すものとする)。図-1 に示す通り、軸力の推定は、現場にてレール頭部のインパルス加振を行い、その加速度応答の周波数分析より固有振動数を測定し、固有振動数と軸力の関係を参照して軸力を推定するものである。固有振動数の測定に必要な機器はインパルスハンマー、加速度センサ、FFT アナライザであり、測定時間は1箇所当り1分程度である。

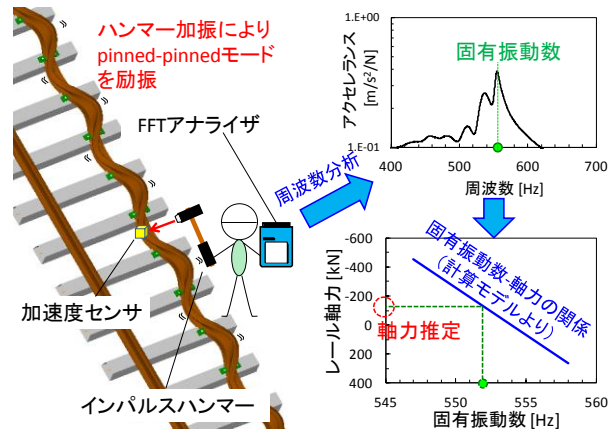


図-1 固有振動数によるレール軸力推定法の概略

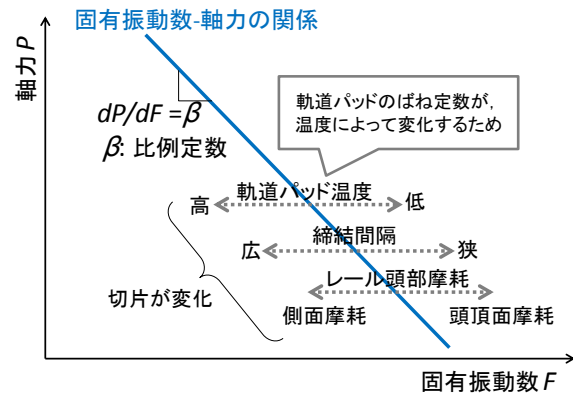


図-2 固有振動数-軸力の関係

(2) 軌道条件を考慮した軸力の変化量の推定方法

ある状態の軸力 P_0 を基準とし、そこからの変化量 $P - P_0$ を、同じ位置で測定した固有振動数の変化量 $F - F_0$ より推定するものである。既往の研究¹³⁾により、図-2 の様に固有振動数と軸力の間には比例関係が成り立ち、かつ、軌道パッドの温度 (軌道パッドのばね定数の温度依存性による)、締結間隔、レール頭部摩耗により固有振動数-軸力の関係の切片が変化するが、傾き β は一定値をとることが分かっている。軌道パッドの温度、締結間隔、レール頭部摩耗が変わらなければ、 $F - F_0$ に比例定数 β を乗ずることで、軸力の変化量 $P - P_0$ を推定できる。しかしながら、軌道パッドの温度は外気温や日射により常に変化し、レール頭部摩耗も1年間で数ミリ程度の進行が見られる箇所もあるため、これらに関する補正が必要となる。そこで、図-3 の様に、固有振動数、軌道パッドの温度、レール頭部摩耗が $(F_0, t_0, w_0) \rightarrow (F, t, w)$ と変化した場合は、レールの温度、頭部摩耗による固有振動数の変化を考慮し、式(1)より軸力の変化量 $P - P_0$ を推定する。

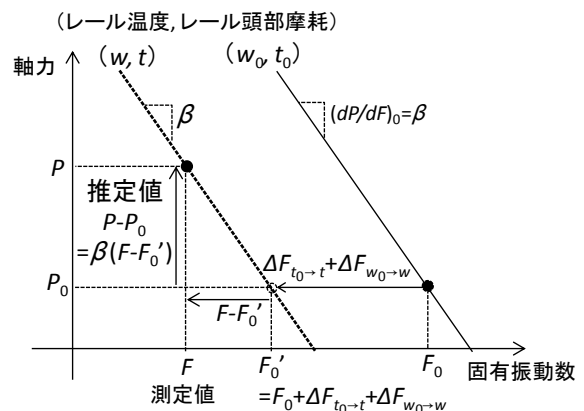


図-3 軸力の変化量の推定方法

3. 軌道パッドの温度・レール頭部摩耗に関する補正法およびパラメータの算出

文献 12)では、軌道パッドのばね定数の温度依存性、現場軌道のレール頭部摩耗形状と締結間隔を考慮でき、かつ任意の軸力作用下での振動解析を実施可能な、軌道の有限要素モデルを作成した。本章では、この軌道の有限要素モデルを使用した振動解析結果を基に、式(1)における軌道パッドの温度とレール頭部摩耗による固有振動数の変化 $\Delta F_{t_0 \to t}$ 、 $\Delta F_{w_0 \to w}$ を、現場で簡易に取得できる

$$P - P_0 = \beta(F - F_0') \quad (1)$$

$$F_0' = F_0 + \Delta F_{t_0 \to t} + \Delta F_{w_0 \to w}$$

ここで、 β は固有振動数-軸力の関係の勾配、 $\Delta F_{t_0 \to t}$ 、 $\Delta F_{w_0 \to w}$ は軌道パッドの温度とレール頭部摩耗の変化に伴う固有振動数の変化であり、これらの算出方法は次章で述べる。

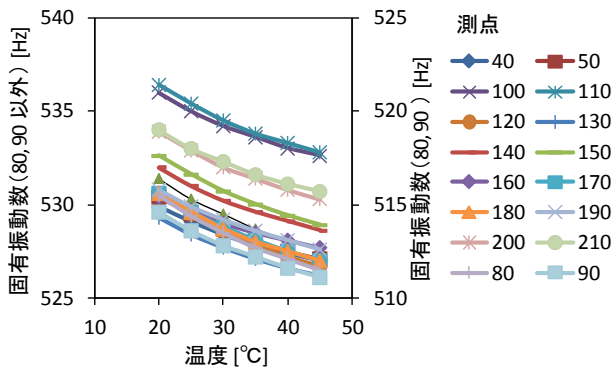


図4 軌道パッドの温度による固有振動数の変化

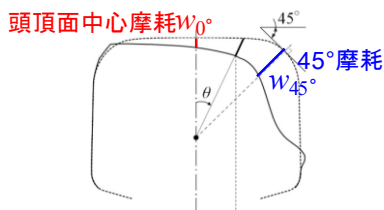
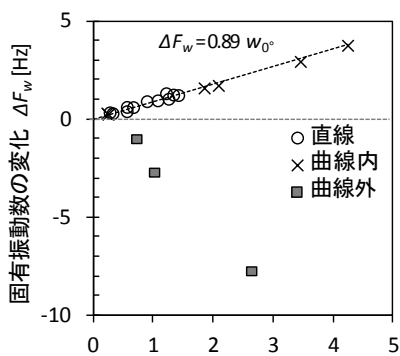
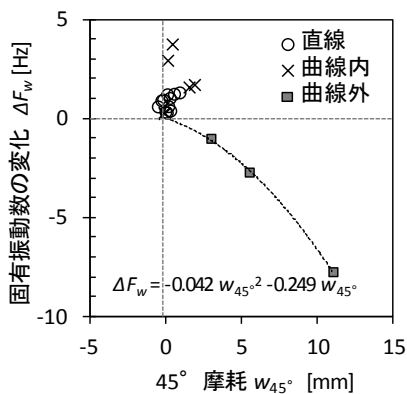


図5 摩耗の定義



(a) ΔF_w vs. w_0



(b) ΔF_w vs. w_{45}

図6 摩耗による固有振動数の変化 ΔF_w と w_0, w_{45} との関係

データから推定し、補正する手法を提案する。さらに、軸力推定に必要な固有振動数・軸力の関係の勾配 β 、および軌道パッドの温度とレール頭部摩耗に関する補正計算に使用するパラメータを算出する。

(1) 軌道パッドの温度に関する補正

実軌道にて測定した締結間隔（測点1から測点250まで連続した250締結の締結間隔を測定）とレール頭部摩耗形状を軌道の有限要素モデルに入力し、軌道パッドの

温度を 20°C から 45°C まで 5°C 毎に変化させた際の軸力ゼロにおける固有振動数を図4の通り算出したところ、締結間隔のばらつきにより固有振動数は場所毎に異なるものの、軌道パッドの温度による固有振動数の変化量はあまり変わらないことが分かった。この結果より、固有振動数 F が軌道パッドの温度 t の双曲線関数 $a/(t+b)+C$ で表わせるとすると、式(1)のレール温度が t_0 から t に変化した際の固有振動数の変化 $\Delta F_{t_0 \rightarrow t}$ の推定式は次式となる。

$$\Delta F_{t_0 \rightarrow t} = a \left(\frac{1}{t+b} - \frac{1}{t_0+b} \right) \quad (2)$$

ここで、 a 、 b ：軌道パッドの温度に関する補正パラメータ（定数）である。実軌道での温度測定より、軌道パッドの温度と、まくらぎ直上のレール底部温度は概ね等しいので、式(2)の t には、まくらぎ直上のレール底部温度を使用しても問題はない。

(2) レール頭部摩耗に関する補正

文献 12)で提案した、レール軸力の推定に関するレール頭部摩耗の影響の補正法では、測定したレール断面の詳細な摩耗形状を軌道の有限要素モデルに入力して振動解析を行い、摩耗による固有振動数の変化を算出する必要があった。ここでは、現場で使用することを考慮し、摩耗定規で測定可能なレール頭頂面中心摩耗 w_0 と 45°摩耗 w_{45} (図-5) から、レール頭部摩耗による固有振動数の変化を簡易に予測し、補正する手法を提案する。

実軌道で測定した 20 断面のレール頭部摩耗形状を軌道の有限要素モデルに入力し、摩耗による固有振動数の変化をそれぞれ求めた。さらに、摩耗形状より頭頂面中心摩耗 w_0 と 45°摩耗 w_{45} を読み取り、表-1にまとめた。ここで、表-1の 45°摩耗が負となる条件が見られるが、これはレールフローにより局部的に断面が増加したためである。表-1より、主に頭頂面が摩耗する直線と曲線内軌では、摩耗により固有振動数が上昇し、頭部側面が摩耗する曲線外軌では、固有振動数が低下することが分かる。図-6(a),(b)に、摩耗による固有振動数の変化 ΔF_w と、頭頂面中心摩耗 w_0 および 45°摩耗 w_{45} との関係をそれぞれ示す。 w_0 は主に頭頂面摩耗の程度を表わす指標として使用されており、頭頂面が摩耗する直線と曲線内軌については、 w_0 に比例して固有振動数が上昇する傾向が読み取れる(図-6(a))。曲線外軌にて w_0 の増加に伴い固有振動数が低下するのは、頭頂面中心と同時に頭部側面が摩耗しているためと考えられる。一方、 w_{45} は頭部側面の摩耗の程度を表わす指標であり、頭部側面が摩耗する曲線外軌の固有振動数の変化 ΔF_w は、 w_{45} の 2 次関数図と相関性が高いことが分かった(図-6(b))。以上の結果より、レール頭頂面の摩耗による固有振動数の上昇を w_0 の 1 次関数で、頭部側面の摩耗による固有振動数の低下を w_{45} の 2 次関数で表すことができる考え、両者

表-1 レール頭部摩耗による固有振動数の変化 (60kg レール)

ID	線形	レール	レール頭部摩耗[mm]		摩耗による固有振動数の変化 ΔF_w [Hz]		
			頭頂面中心 w_{0°	45°摩耗 w_{45°	振動解析 ①	式(4) ②	①-②
w1	直線	60kg	0.90	-0.33	0.94	0.94	0.01
w2	直線	60kg	1.08	-0.21	0.98	1.09	0.11
w3	直線	60kg	1.26	0.22	1.06	1.14	0.08
w4	直線	60kg	1.42	0.05	1.25	1.35	0.10
w5	曲線内軌(R2000)	60kg	1.86	1.50	1.62	1.22	-0.39
w6	曲線内軌(R2000)	60kg	0.23	-0.15	0.33	0.27	-0.07
w7	曲線内軌(R2000)	60kg	0.25	-0.14	0.27	0.28	0.01
w8	曲線内軌(R2000)	60kg	2.09	1.85	1.74	1.28	-0.46
w9	直線	60kg	0.33	0.03	0.33	0.31	-0.02
w10	直線	60kg	0.28	-0.06	0.37	0.28	-0.08
w11	直線	60kg	0.57	0.12	0.65	0.51	-0.14
w12	直線	60kg	0.57	0.26	0.43	0.46	0.04
w13	直線	60kg	0.67	-0.56	0.63	0.78	0.14
w14	曲線外軌(R320)	60kg	1.02	5.46	-2.68	-2.34	0.34
w15	曲線内軌(R320)	60kg	4.25	0.39	3.79	3.94	0.15
w16	曲線外軌(R400)	60kg	0.73	2.93	-0.98	-0.64	0.34
w17	曲線内軌(R400)	60kg	3.46	0.08	2.97	3.28	0.32
w18	直線	60kg	1.22	0.86	1.34	0.88	-0.46
w19	曲線外	60kg	2.64	10.97	-7.72	-7.80	-0.09
w20	直線	60kg	1.34	0.50	1.28	1.13	-0.15

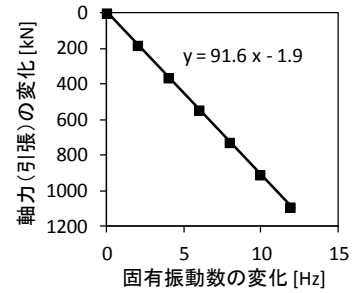


図-7 固有振動数-軸力の関係 (60kg レール・5N形締結)

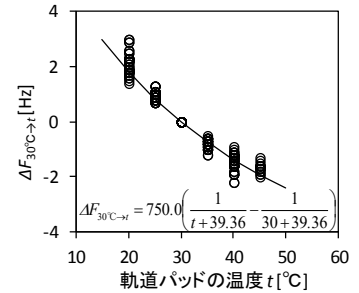
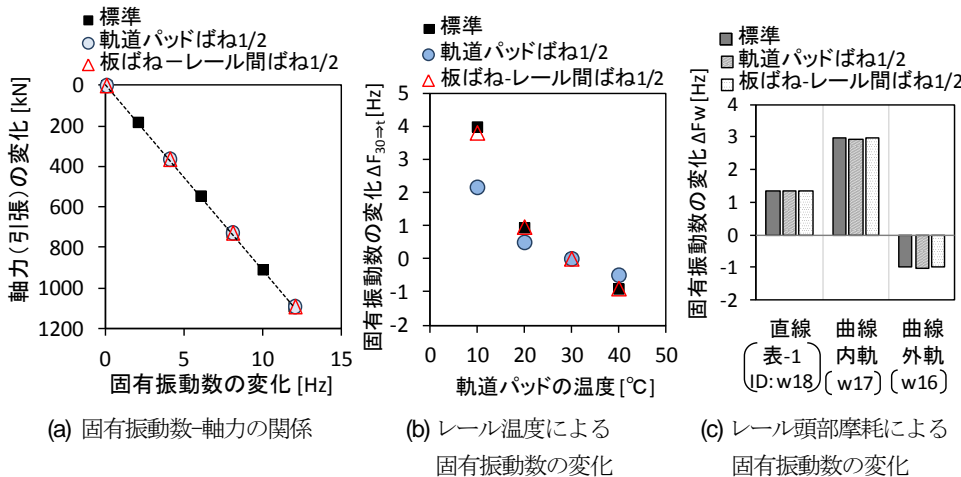


図-8 軌道パッドの温度による固有振動数の変化 (30°Cでの固有振動数を基準)



(a) 固有振動数-軸力の関係

(b) レール温度による固有振動数の変化

(c) レール頭部摩耗による固有振動数の変化

図-9 締結装置部のばね定数変更による軸力推定パラメータの変化

の和からレール頭部の摩耗による固有振動数の変化 ΔF_w を、直線・曲線の別によらず単一の式から予測する式(3)を提案する。さらに、式(3)より、式(1)のレール頭部摩耗が w_0 から w に変化した際の固有振動数の変化 $\Delta F_{w_0 \rightarrow w}$ の推定式(4)が得られる。

$$\Delta F_w = cw_{0^\circ} + dw_{45^\circ} + ew_{45^\circ} \quad (3)$$

$$\Delta F_{w_0 \rightarrow w} = c(w_{0^\circ} - w_{0^\circ}) + d(w_{45^\circ}^2 - w_{45^\circ}^2) + e(w_{45^\circ} - w_{45^\circ}) \quad (4)$$

ここで、 $w_0, w_{45^\circ}(w_{0^\circ}, w_{45^\circ})$: レール頭部摩耗 $w(w_0)$ における頭頂面中心摩耗, 45°摩耗,
 c, d, e : レール頭部摩耗に関する補正パラメータ

表-1 の $\Delta F_w, w_0, w_{45^\circ}$ の関係を式(3)で近似し、レール頭部摩耗に関する補正パラメータ $c=0.955, d=-0.0605, e=-0.278$ を得た。また、これらのパラメータと式(3)を用いて予測した摩耗による固有振動数の変化と、詳細な摩耗形状と振動解析より求めたそれとを表-1 の通り比較す

ると、差は 0.5Hz 以下と非常に小さい。以上の結果より、提案した手法により、レール頭頂面中心摩耗 w_0 と 45°摩耗 w_{45° から、摩耗による固有振動数の変化を、詳細な摩耗形状を用いた振動解析と同程度の精度で予測できる事が確認できた。

(3) 軸力推定および補正計算に必要なパラメータ算出

a) 60kg レール・5N形締結のパラメータ

軌道の有限要素モデルの締結間隔を一律 600mm, レール頭部摩耗をゼロ, レール温度を 20°C に設定し, 任意の軸力を付加した状態で固有振動数を算出した。得られた固有振動数と軸力の関係の線形近似式(図-7)より, 勾配 $\beta=91.6\text{kN/Hz}$ を得た。

図-4 を基に, 軌道パッドの温度 30°C での固有振動数からの変化 $\Delta F_{30^\circ\text{C}\rightarrow t}$ に変換した値を式(2)で近似し, レール温度に関する補正パラメータ $a = 750.0, b = 39.36$ を算出した(図-8)。

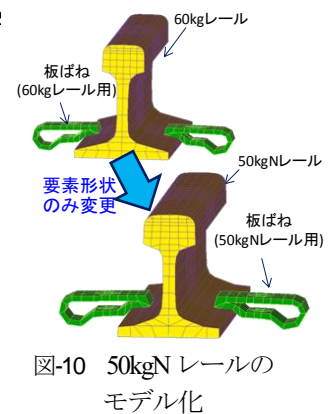


図-10 50kgN レールのモデル化

レール頭部摩擦に関する補正パラメータは前節で算出した $c=0.955$, $d=-0.0605$, $e=-0.278$ を使用する。

b) 締結装置の影響評価

前項で求めた 60kg レール・5N 形締結用のパラメータが、他の締結装置に対しても適用可能であるかを検証するため、軌道パッドのばね定数 k_p と板ばね-レール間ばね定数 k_r を 1/2 に変更し、固有振動数-レール軸力の関係、軌道パッドの温度による固有振動数の変化、レール頭部摩擦による固有振動数の変化を、それぞれ図-9(a),(b),(c) の通り算出した。

図-9(a),(c)より、 k_p , k_r を変更しても、固有振動数-レール軸力の関係の勾配 β 、ならびにレール頭部摩擦による固有振動数の変化はほとんど変わらない。この結果より、締結装置の違いがパラメータ β , c , d , e に及ぼす影響は小さく、前項で求めたこれらのパラメータは、締結装置によらず 60kg レール全般に適用可能と思われる。

一方、図-9(b)より、レール温度による固有振動数の変化量は、軌道パッドのばね定数 k_p によって変化することが分かる。公称のばね定数が異なる軌道パッドを使用する場合は当然だが、公称ばね定数が同じでも締結装置が異なる場合は、軌道パッドのサイズや形状、素材によって微小振動下の動的なばね定数が変化することがある。

表-3 軸力推定および補正計算に使用するパラメータ

項目	記号	60kgレール		50kgNレール	
		5N形締結		eクリップ	
固有振動数-軸力の関係の勾配	β	91.6 kN/Hz		71.7 kN/Hz	
軌道パッドの温度に関する補正パラメータ ※式(2)	a	-	750.0	-	1500
	b	-	39.36	-	60.53
レール頭部摩擦に関する補正パラメータ ※式(4)	c	0.955		1.717	
	d	-0.0605		-0.3394	
	e	-0.278		0.000	

表-4 軸力推定試験の軌道条件等

条件	現場1	現場2	現場3	現場4	
(a) 軌道・試験条件					
レール種別	60kg	60kg	60kg	50kgN	
締結装置	5N形	5N形	5N形	eクリップ	
まくらぎ	PCまくらぎ※	PCまくらぎ	PCまくらぎ	PCまくらぎ	
軌道パッド(新/旧)	新	旧	旧	旧	
線形	R2000m	直線	直線	直線	
軌道構造	バラスト軌道	バラスト軌道	バラスト軌道	バラスト軌道	
下部構造	盛土	盛土	PC桁橋	盛土	
実施時期	2015年8月	2016年10月	2015年9月	2015年12月	
(b) 締結間隔・レール温度・レール頭部摩擦					
締結間隔 (200~300締結)	平均	583.3 mm	567.2 mm	564.8 mm	660.0 mm
	標準偏差	37.0 mm	18.6 mm	26.4 mm	17.0 mm
レール底部温度 (≒軌道パッド温度)	最低	22.4°C	20.7°C	20.9°C	8.6°C
	最高	42.3°C	34.6°C	36.3°C	23.4°C
レール頭部摩擦	W_{0°	0.23 mm	0.57 mm	1.26 mm	3.48 mm
	W_{45°	-0.15 mm	0.12 mm	0.22 mm	2.26 mm

※まくらぎと平行に排水トラフが1箇所敷設されており、それに隣接するまくらぎ2本は木まくらぎ

るため、レール温度に関する補正パラメータ a , b については、締結装置毎に定めるのが良いと思われる。

c) 50kgN レールのパラメータ

前項にて、締結装置の違いが固有振動数-レール軸力の関係の勾配 β および、レール頭部摩擦に関する補正パラメータ c , d , e に及ぼす影響は小さいことが分かった。また、レールはソリッド要素形状を変更することで、種々のレールを容易にモデル化できる。ここでは、解析レールと板ばねのソリッド要素形状のみを 50kgN レールに変更したモデル(図-10)を使用し、本節 a)項と同様の方法で 50kgN レール用の固有振動数-レール軸力の関係の勾配 β 、レール頭部摩擦に関する補正パラメータ c , d , e を求めた。軌道パッドの温度に関する補正パラメータ a , b については、図-10の締結装置の解析パラメータと実物との整合性が確認できていないため、次章で述べる 50kgN レール・eクリップが敷設された軌道での軸力の測定値と推定値が概ね一致するよう定めた。得られたパラメータを、60kg レール用も含めて表-3にまとめる。

4. 実軌道での軸力推定試験

固有振動による軸力推定法の精度検証のため、実軌道4現場にて軸力推定試験を実施し、推定値と実測値を比較する。

(1) 試験概要

試験箇所の軌道条件および試験条件を表4に示す。試験箇所は在来線のロングレール不動区間で、現場4は 50kgN レール・eクリップ、それ以外は 60kg レール・5N 形締結装置が使用されている。現場4は定尺区間の在姿



図-11 右側軸振動数の測定



図-12 ひずみゲージによる軸力測定、熱電対によるレール底部温度測定

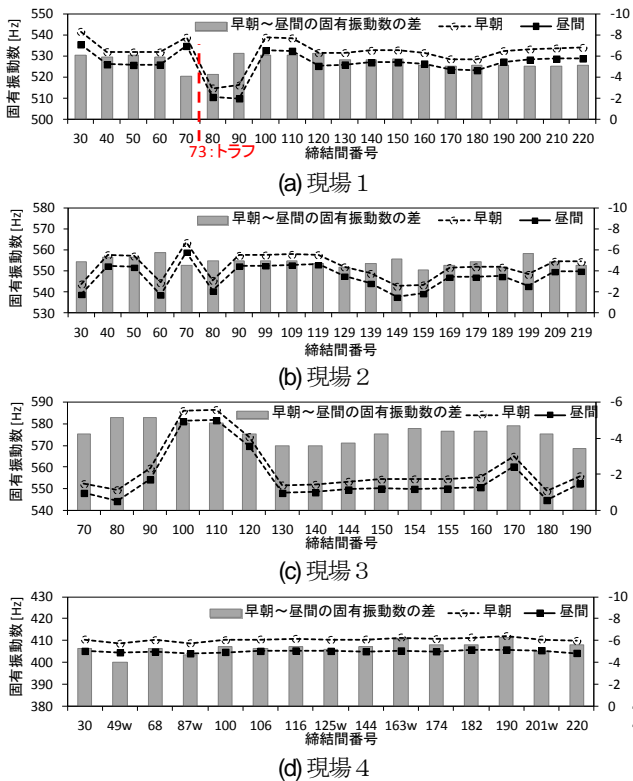


図-13 固有振動数の測定結果

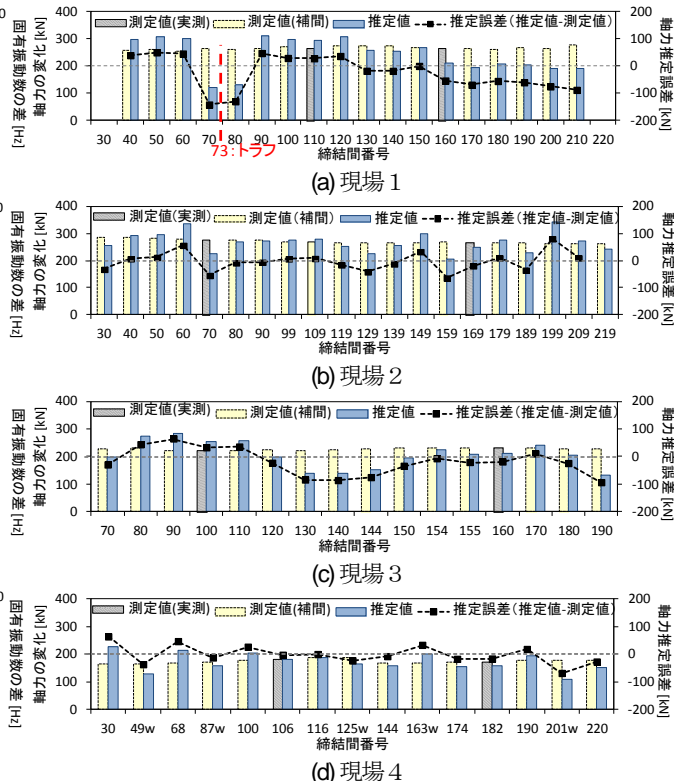


図-14 軸力の推定結果

レールをテルミット溶接で繋げてロングレール化したため、おおよそ 25m 間隔で継ぎ目板用の孔が残っている。まくらぎは基本的に PC まくらぎだが、現場 1 の締結間番号 73 (測定区間の始点の締結間中央を 1 とし、終点に向かって 1 締結毎に ID を割り当てた。以降「S73」と表記する。) では排水用のトラフが線路を横断する形で 1 箇所敷設されており、トラフに隣接するまくらぎ 2 本のみ木まくらぎが使用されていた。軌道パッドについて、現場 1 では、試験直前にレール交換が行われており、軌道パッドも新品に交換されている。

図-11 に示す様に、締結間中央のレール頭部側面をインパルスハンマーで小返り方向に加振し、その際のレールの加速度応答のピーク周波数を FFT アナライザで取得して固有振動数を測定した。測点は 1 現場当り 15~20 箇所程度としたが、現場 4 以外は概ね 10 締結間隔で測点を定めた。現場 4 については溶接および継ぎ目板用の孔の影響を調べるため、溶接箇所近傍とその中間地点を測点に選んだ。レール軸力は測定区間の代表点 2 箇所のレール腹部 (中立軸) にひずみゲージを貼り付け (図-12)、ひずみの測定値 ε にレールの断面積 A (60kg レール: 7750mm^2 , 50kgN レール: 6420mm^2) と縦弾性率 E (206kN/mm^2) を乗じて求めた。これら試験を早朝から昼間にかけて 6 回実施し (早朝 2 回, 昼間 4 回), レール温度の上昇に伴う固有振動数とレール軸力の変化を測定した。また、前章で述べた補正計算に必要なレール底部温度 (≒軌道パッドの温度) を熱電対 (図-12)、レール頭部摩耗形状をミニプロフレール断面形状計測器

(日鉄住金物産社製) を用い、ひずみゲージ設置箇所付近の 2 箇所測定した。また、固有振動数への影響が強い締結間隔も測定した。レール温度の最低・最高温度、レール頭部摩耗の頭頂面中心摩耗 w_{0P} と 45° 摩耗 w_{45} 、締結間隔の平均値と標準偏差を、それぞれ表-4(b)に記載する。

(2) 試験結果

a) レール軸力の変化量の推定結果

現場 1~現場 4 について、早朝、ならびに昼間のレール温度が最も高くなった日中の時間帯における固有振動数を測定し (図-13)、早朝→昼間の固有振動数の差、および軌道パッドの温度・レール頭部摩耗に関する補正値を式(1)に代入し、早朝→昼間のレール軸力の変化量 $P-P_0$ を図-14 の通り推定し、ひずみゲージによるレール軸力の測定値と比較した。ここで、図-14 中の”測定値(実測)”とは、ひずみゲージを用いて測定した代表点 2 箇所の軸力の測定値である。”測定値(補間)”とは、試験区間ではレール軸力が概ね一様に分布すると仮定し、代表点 2 箇所以外の固有振動数測定箇所での軸力を、固有振動数の測定時刻における 2 箇所の測定値(実測)から補間した値である。ひずみゲージの 2 測点間については、2 測点からの距離の逆数を重みとした 2 箇所の測定値(実測)の重み付き平均を、2 測点外については、各測点から近い箇所での測定値(実測)を、測定値(補間)として参照した。60kg レール・5N 形締結の条件 (現場 1~3) では、早朝→昼間の間でレール温度は 15~20°C 上昇し

表-5 軸力の推定誤差の統計処理

試験条件	標本数 <i>n</i>	平均値 <i>u</i> [kN]	標準偏差 <i>σ</i> [kN]	2σ 区間 [kN]	
				<i>u</i> -2σ	<i>u</i> +2σ
現場1~3 (60kgレール・5N形締結)	228	-0.57	49.6	-99.9	98.7
現場4 (50kgNレール・eクリップ)	77	-8.42	34.1	-76.6	59.7

(表-4(b))，これに伴い固有振動数は 3~6Hz 減少し (図-13(a),(b),(c))，レールに作用する圧縮の軸力は 200kN 前後増加した (図-14(a),(b),(c))．図-14 より，軸力の変化量の推定値を測定値と比較すると，現場1の S70 と S80 では，推定誤差 (推定値-測定値) が 140kN と，他と比較して大きな誤差が生じた．これについては，付近の S73 に敷設されたトラフと木まくらぎが原因と思われる，これら2測点を除くと，誤差 100kN 以下の精度で軸力の変化を推定できた．軌道パッドは乾燥・湿潤，載荷・除荷，および紫外線等で徐々に硬化・変形するためこれによる推定精度の低下が懸念されていたが¹²⁾，今回の試験では，新しい軌道パッドの場合 (現場1) と高経年の軌道パッドの場合 (現場2, 3) との間で推定精度に大きな差は生じなかった．

50kgN レール・eクリップの条件 (現場4) については，早朝→昼間でのレール温度上昇によるレール軸力変化を 80kN 以下の精度で推定できた (図-14(d))．なお，図-13(d)，図-14(d)における締結番号の横の添え字“w”はレール溶接箇所を示している．溶接箇所近傍では，レール溶接時の熱影響と冷間矯正により残留応力が発生する．また，溶接の余盛りと，当該箇所については継目用の孔によりレールの断面形状が異なるが，図-14(d)より，溶接箇所と中間部との間で，固有振動数や軸力の推定値はほぼ変わらない．これは，本軸力推定法で測定しているレール振動は，加振点から数メートルから十数メートルに亘るレールの共振であり，溶接箇所近傍での局所的な残留応力や断面形状の変化のレール振動への影響は小さいためと思われる．

b) レール軸力の推定精度に関する分析

現場1~4の全6回の試験結果について，早朝の軸力を基準値 P_0 として軸力の変化量 $P-P_0$ を推定した．また，推定誤差の確率分布が正規分布に従うと仮定し，推定誤算の平均値 u と標準偏差 σ から，2σ 区間 ($u-2\sigma \sim u+2\sigma$) を表-5の通り算出した．ここで，2σ 区間とは，推定誤差の95%がこの範囲内に収まる，つまり，これ以上の推定誤差が発生する確率が5%となる区間を表わしており，本稿では2σ 区間より本軸力推定法の精度を評価する．図-15には，レール軸力の変化量の測定値と推定値の比較を示す．図中の“vs.補間”は前述の測定値(補間)と，“vs.実測”は測定値(実測)と推定値との比較を示している．

表-5より，60kgレール・5N形締結 (現場1~3) の2σ 区間は-99.9kN~98.7kN であり，また図-15(a)より，トラフ設置箇所等の特異な条件を除くと，推定値は概ね2σ 区間に収まっていることから，60kgレール・5N形締

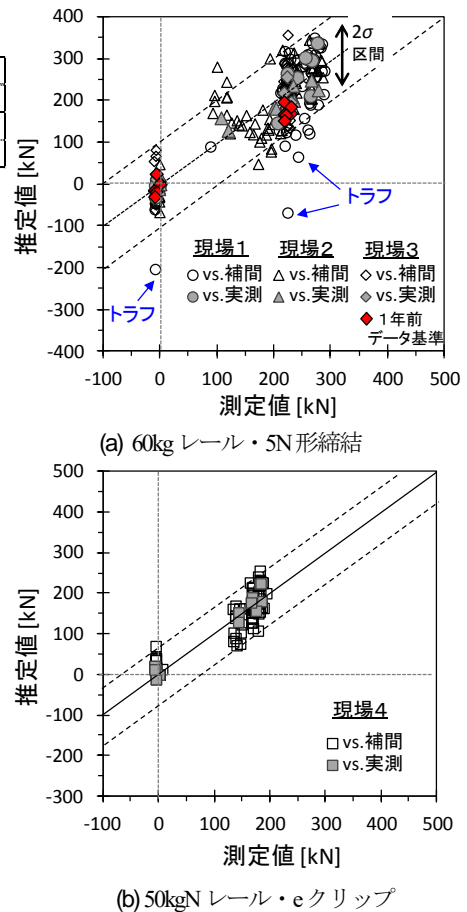


図-15 レール軸力の変化量の推定値と測定値の比較

結の条件での軸力の変化量の推定精度は約 100kN といえる．また，現場3の S150, S155 については，1年前 (2014年9月) にも同様の測定を行っており，その際に測定した軸力と固有振動数を基準として推定した軸力の変化量も，2σ 区間に収まっている (図-15(a))．この結果より，定期的に固有振動数を測定して，著大な軸力の発生を検知する，あるいはロングレール交換や設定替え直後の，軸力が既知の条件からの固有振動数によりレール軸力の絶対値を推定する方法により，レールの軸力管理が可能であることが確認できた．

50kgN レール・eクリップの条件 (現場4) についても，推定値は概ね2σ 区間に収まっており，表5の2σ 区間より，推定精度は 80kN 程度と思われる．60kgレールの100kN と 50kgNレールの80kN は，レール温度に換算すると約 5°C に相当する．50kgNレール・eクリップの条件のデータ数は少なく，また，レール温度に関するパラメータは前述の通り，軸力の推定値と測定値が概ね合うように調整しているため，現場4で得られた精度で一般的に測定できるか，他の現場でも同様の試験を実施して確認する必要がある．

5. おわりに

固有振動数の測定によるレール軸力推定法の精度向上

および実用化を目的とし、推定誤差の原因となる軌道パッドの温度とレール頭部摩耗による固有振動数の変化を、現場で簡易に取得可能な情報から推定し、補正する手法を開発した。さらに、本軸力推定法の有効性と精度を検証するため、バラスト軌道ロングレール不動区間にてレール温度の上昇に伴うレール軸力と固有振動数の変化を測定し、両者を比較した。得られた知見を以下に示す。

①軌道パッドの温度による固有振動数の変化とレール頭部摩耗による変化を、軌道の有限要素モデルでそれぞれ算出した。また、前者は軌道パッドの温度の双曲線関数で、後者はレール頭頂面中心摩耗の1次関数と45°摩耗の2次関数の和で、それぞれ表わすことができることが分かった。この結果より、軌道パッドの温度とレール頭部摩耗による固有振動数の変化を、現場で測定した軌道パッドの温度（またはまくらぎ直上のレール底部温度）、レール頭頂面中心摩耗、および45°摩耗から推定し、軸力推定値を補正することとした。

②数値計算を通じ、提案した手法、および軸力推定に使用するパラメータの種々の軌道への適用可能性を示した。

③測定値と推定値の比較から、早朝から昼間にかけてのレール軸力変化を、60kgレール・5N形締結では100kN、50kgNレール・eクリップでは80kNの推定精度で評価可能である。また、1年前からのレール軸力の変化についても同程度の精度で推定することができた。

④レール溶接箇所における局所的な残留応力とレール断面形状の変化が、軸力推定精度に及ぼす影響は小さい。

参考文献

- 1) 伊地知堅一：ロングレール作業，鉄道現業社，pp.216-219, 1963.
- 2) 小木曾清高，矢作秀之，高橋克之：レール軸力センサーを用いたロングレール管理の検討，鉄道工学シ

- ンポジウム論文集，No. 18，pp.81-86，2014.
- 3) Yoon, H.-J., Song, K.-Y., Kim, J.-S. and Kim, D.-S. : Longitudinal strain monitoring of rail using a distributed fiber sensor based on brillouin, NDT&E International, Vol.44, pp.637-644, 2011.
- 4) A. Hayes and G. Eckold : MAPS-SFT A NEW APPROACH TO THE MANAGEMENT OF STRESS FREE TEMPERATURE IN CWR, RAILWAY ENGINEERING -2009, 2009.
- 5) A. Wegner : Stress-Free temperature monitoring using different measuring technologies - experiences and assessment : Proceedings of 10th International Heavy Haul Association Conference, New Delhi, India February 2013.
- 6) Egle, D. M. and Bray, D. E. : Measurement of acoustoelastic and third - order elastic constants for rail steel, The Journal of the Acoustical Society of America, Vol.60, No.3, pp.741-744, 1976.
- 7) 戸田 裕己，小玉 尊守，村田 頼信：音弾性によるロングレールの軸応力測定 - 第2報 改良形装置による新敷設レールの軸応力の経月変化測定 - ，非破壊検査，Vol.57, No.9, pp.441-447, 2008.
- 8) 兼松義一，松井元英：可搬型X線回折装置によるレール軸力評価に向けた基礎検討，鉄道総研報告，Vol. 30, No. 6, pp.17-23, 2012.
- 9) C. Lemmon, R. J Gostling : The non-destructive measurement of stress-free temperature in continuous welded rail, World Congress on Railway Research(WCRR)99, 1999.
- 10) 相川明，阿部和久，清水紗希，坂井宏隆：固有振動数変化を利用したレール軸力測定方法の基礎検討，鉄道総研報告，Vol. 26, No. 8, pp.35-40, 2012.
- 11) Beliveau, J.-G., "Resonant frequencies of lateral vibrations of rail in compression," Canadian Society for Civil Engineering, Vol.4, pp.389-398, 1997.
- 12) 浦川文寛，阿部和久，高橋寛：軌道の状態を考慮した固有振動によるロングレール軸力測定の検討，鉄道工学シンポジウム論文集，No. 20, pp.1-8, 2016.
- 13) 浦川文寛，阿部和久，高橋寛：固有振動に着目したレール軸力測定手法の精度向上，鉄道総研報告，Vol.29, No.8, 2015

(2017.4.7 受付)

SIMPLE MEASURING METHOD OF THE CHANGE IN THE CWR AXIAL FORCE BASED ON THE NATURAL FREQUENCY

Fumihiko URAKAWA

In order to measure the axial force of a CWR quantitatively in a simple manner, a method of estimating the axial force based on the change in the natural frequency according to the axial force is developed. However, the accuracy of this method is insufficient because it is not only the axial force but the temperature of the rail pad, which has an effect on the rail support stiffness, and the rail wear that affect the natural frequency of the rail. In this paper, changes in the natural frequency caused by these factors were corrected based on the temperature of the rail pad (or rail base) and the rail wear of the side surface and upper surface. Furthermore, we measured change in the axial force of the CWR by changing the rail temperature in four actual tracks and compared the values measured with the values estimated of the axial force to verify the estimation accuracy of the axial force. These results confirmed that using the method proposed we could estimate the change in the rail axial force from early morning to the day with precision of 100 kN in the case of JIS-60 kg rail & 5N type fastener, 80 kN in the case of JIS-50 kgN rail & pandrol e-Clip.