

# 鉄まくらぎ分岐器のまくらぎ間隔拡大に関する研究

上浦正樹<sup>1</sup>・三枝長生<sup>2</sup>・茂木重六<sup>3</sup>・白井幸彦<sup>4</sup>

<sup>1</sup>正会員 工博 北海学園大学工学部（〒064-0926 札幌市中央区南26条西11丁目1-1）

<sup>2</sup>正会員 工博 日本貨物鉄道（株） ロジスチック総本部（〒102-0072 東京都千代田区飯田橋3丁目13-1）

<sup>3</sup>株 峰 製作所（〒101-0047 東京都千代田区内神田2丁目16-11）

<sup>4</sup>フェロー 工修 北海道旅客鉄道（株） 開発事業本部（〒060-8644 札幌市中央区北11条西15丁目1-1）

分岐器は短い区間で線路を分岐する必要からレールへの乗り移りや欠線部など車両衝撃に対して一般軌道に比べ厳しい条件にある。そのためまくらぎ間隔は一般軌道に比較して狭いが、その設計基準が明確ではない。そこで本研究では分岐器の合理的なまくらぎ間隔を定めるために、側線分岐器において施工精度が高くまくらぎ応力の測定が容易な鉄まくらぎを使用して、まくらぎ間隔の拡大限度を一般軌道の基準とほぼ同等の範囲で定めた。この有効性を検討するため有限弾性支承モデルと連続はりモデルによりレールのたわみとまくらぎ応力を推定した。またこの分岐器を設計して現場に敷設し、実車試験を行った。これから推定値と現場試験の結果でほぼ妥当な関係が得られ、本研究の有用性が確認できた。

**Key Words:** turnout, sleeper spacing, lead rail, limited beam model on the elastic support, steel sleeper

## 1. はじめに

鉄道の軌道はレール、まくらぎ、道床で構成し、車両の荷重を支え、路盤へ荷重を分散して伝達する機能を有している。鉄道の軌道保守において、レール継目などのレールの不連続箇所は車両走行時に衝撃が大きく軌道狂いを誘発し、軌道の弱点箇所となっている。分岐器は駅構内において車両の走行ルートを変更するための重要な軌道設備であるが、分岐機能を果たすために分岐器内の短い区間に数多くの不連続箇所である継目や欠線などを有している。また分岐機能を果たすために短い区間に急曲線が設置せざるを得ない点がある。よって分岐器では通過する列車の衝撃荷重を緩和するためや急曲線で発生する横圧に対向するため、まくらぎの本数を一般区間よりも多くして道床にかかる荷重の分散を図っている。

このように分岐器は使用しているまくらぎの本数とレール締結装置が一般区間の軌道よりはるかに多くの設備されているが、この設計基準は明確でない。本研究は分岐器のまくらぎの材質にばらつきの少な

くまくらぎ応力測定の容易な鉄まくらぎを使用して経済設計とするためにまくらぎ本数を少なくする可能性とその検証を行うものである。なお対象とする分岐器は50N片開き側線用分岐器である。

## 2. 鉄まくらぎの研究の背景

分岐器に対し加工しやすい材料として従来から木まくらぎが使用されてきた。しかし木まくらぎは腐朽することから、交換周期がP Cまくらぎなどと比べかなり短い。このような背景から分岐器に交換周期の長いものとしてガラス繊維と硬質発泡ウレタンの複合材料である合成まくらぎが導入されつつある。この材料は重さや加工しやすさが木まくらぎと比べほぼ同等であるが、価格が鉄まくらぎの2.5倍以上するため、経済的な面で難点を有している。一方鉄まくらぎは加工性がよく、腐朽しにくい材料であることから本研究の対象とした。鉄まくらぎ分岐器に関する研究は、国鉄において進められ最終的には

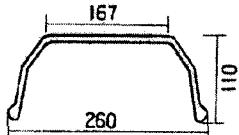


図-1 鉄まくらぎの断面

表-1鉄まくらぎの諸元

降伏点 (N/mm <sup>2</sup> )	引張り強さ (N/mm <sup>2</sup> )	断面係数
325 以上	490 ~ 610	59.22(mm <sup>3</sup> )

重分岐器下部構造改良研究報告書<sup>1)</sup>としてまとめられた。この研究はまくらぎ断面や形状の決定などの成果があったが、その後に製鉄所のヤードを除けば導入の実績は皆無に近く研究は進まなかった。鉄まくらぎ分岐器は、工場加工が可能で施工精度が高くかつ比較的安価である。鉄まくらぎ(一般鋼製型)の断面形状は図-1に示すように中空構造であり、その質量は木まくらぎとほぼ同じで一般区間で使用される鉄まくらぎは55kgである。また材質はSM490Sである。JR貨物では1988年から鉄まくらぎ分岐器の導入を進め、側線での鉄まくらぎ分岐器の可能性の検討がなされた<sup>2)</sup>。本研究は、側線に適応した分岐器の開発のため行われた各種鉄まくらぎ分岐器の開発のうち、まくらぎ間隔の拡大に関する研究である。

### 3. まくらぎ間隔の拡大と検討項目

本研究の対象である50N8番片開き側線用分岐器の最大まくらぎ間隔は550mmである。まくらぎ間隔拡大の検討では中間部と継目部に分けて行い、まくらぎ間隔の拡大限度を一般軌道の基準とほぼ同等の範囲で定めた。

#### a) 中間部

普通鉄道の本線で使用している最大のまくらぎ間隔は、普通鉄道構造規則告示の別表第一（第四条の二関連）によると設計通過トン数が年間500万トン以下で設計最高速度が70km/h以下の線区に相当し25mあたり34本である<sup>3)</sup>。また、側線における曲線部のまくらぎ本数は25mあたり34本である。軌道整備心得ではまくらぎ34本での最大まくらぎ間隔は760mmである。まくらぎ間隔の拡大限度を定めるにあたり、木まくらぎ(幅230mm)が一般的であることから、鉄まくらぎ(幅260mm)の場合は木まくらぎの内側間の距離と同じとして、その差(30mm)を加えて790mmを最大まくらぎ間隔とした。

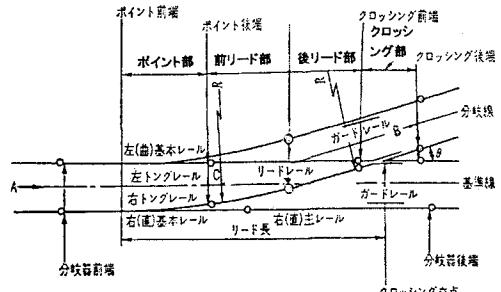


図-2 分岐器各部の名称

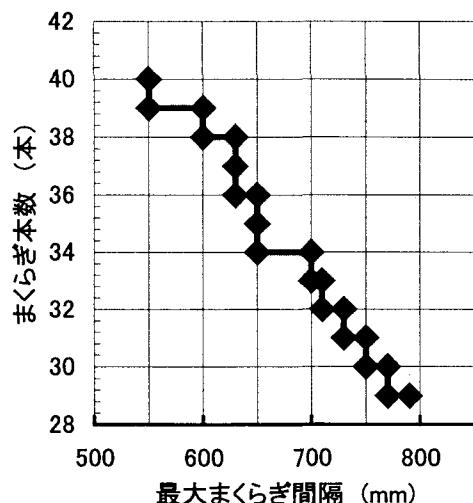


図-3 最大まくらぎ間隔と本数の関係

表-2 最大まくらぎ間隔の設定法

	ポイント部	前リード部	後リード部	クロッシング部
改良前*	450 /530	450/550	450/520	450/520
合計 40本		14本	9本	8本
改良後*	600/770	550/710	600/790	600/710
合計 29本		10本	7本	6本

\*最小間隔/最大間隔(mm)

#### b) 継目部

分岐器で用いられている最大まくらぎ間隔はフロントロッド（分岐器転換装置の一部）の設置ができるよう広げられており、600mmとなっている。この長まくらぎの接地面積は0.85 m<sup>2</sup>である。一方鉄ま

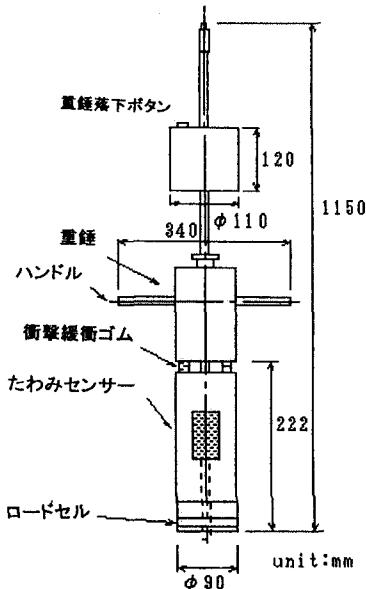


図-4 小型FWDの概要

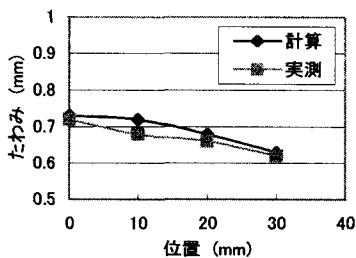


図-5 実測と計算でのたわみの比較

くらぎの面積は  $0.96 \text{ m}^2$  で  $600\text{mm}$  を最大としても十分に対応が可能であると判断した。

#### 4. まくらぎ間隔の拡大の方法

まくらぎ間隔を拡大するためのシミュレーションを行った結果、以下の方法を開発した。

- ① 分岐器内を4区間（ポイント部、前リード部、後リード部、クロッシング部）に分けた（図-2）。ここではリード部の継ぎ目（図では-0-で表示）の前後で前リード部と後リード部に分割した。線形や継ぎ位置を変えずに、1本まくらぎを抜き取る段階ごとにまくらぎ位置を確定する。そのためには区間ごとに継ぎのまくらぎ間隔を変えずに中間で平均し、まくらぎ間隔の平均が

$790\text{mm}$  を越えない範囲ならば、抜き取り前後のまくらぎにおいて間隔の平均の差をとる。平均の差が最も小さい区間をその段階として採用し、まくらぎ平均値が  $790\text{mm}$  を越える場合はその他の区まくらぎ位置を確定する間で同様に行う。

- ② 4区間で全ての区間が最大まくらぎである  $790\text{mm}$  にほぼ到達し、次のまくらぎを抜き取るときは、中間のまくらぎ間隔が  $790\text{mm}$  を越えるとき、各区間の継目間隔を  $50\text{ mm}$  拡大し、①と同じようにまくらぎ位置を確定する。

このようにして定めた結果を図-3に示す。なお、最終段階ではまくらぎ1本を抜くことによって限度値を越えることから、限界に最も近い値として29本が定まった（表-2）。以下では最大まくらぎ間隔  $790\text{mm}$  における部材応力の検討を行う。

#### 5. まくらぎ間隔拡大による部材のたわみと応力増加の算定

##### (1) 鉄まくらぎの曲げ剛性の推定

長手方向において鉄まくらぎを有限のはりとして取り扱う。曲げ剛性を求めるることはまくらぎの応力を理論解析で求める上で重要であるが、鉄まくらぎの断面は中空で複雑な形状をしており、直接計算で求めることが困難である。そこで実際のたわみ測定とたわみの理論曲線とを比較する逆解析手法によりまくらぎ剛性を推定する。実測では室内試験でアムスラーなどの静的載荷装置により載荷することは可能であるが、本研究では、どこでも容易に載荷できる小型FWD（図-4）を用いた。その方法は鉄まくらぎの両端を単純支持し、中央に小型FWDを載荷し載荷点直下のたわみセンサーと移動センサーにより鉄まくらぎ全体のたわみの実測値を求めるものである。次に曲げ剛性を仮定してたわみ量を式(1)により算定する。この実測値と算定値を比較しその差が最小となる曲げ剛性をそのまくらぎの剛性とする。なお小型FWDは最大で  $10\text{kN}$  の載荷が可能である。変位は載荷点直下とその他の移動可能な1点で測定し、はりのたわみ形状を推定する。なおこの装置の測定範囲は  $0.002\text{mm} \sim 2.00\text{mm}$  である。

$$y = \frac{P}{48EI} (3L^2X - 4X^3) \quad (1)$$

$y$  : たわみ量( $\text{mm}$ ),  $P$  : 荷重( $\text{N}$ ),  $EI$  : まくらぎ剛性: ( $\text{Nm}^2$ ),  $L$  : 支間長( $\text{mm}$ )

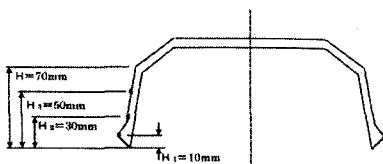


図-6 鉄まくらぎの応力測定位置

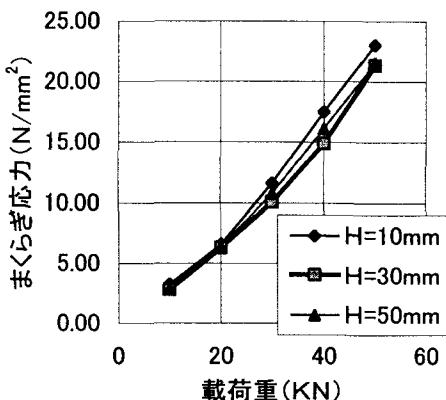


図-7 まくらぎ応力と測定位置の関係

図-5は計算と実測の比較である。また鉄まくらぎ(一般鋼製型)の剛性(EI)は、 $373 \text{ kNm}^2$  となった。

### (2) レールのたわみ及び応力の推定

有限間隔支持の連続ばかりモデルを用いて支間中央に荷重を加えた場合のたわみ量(yy)を次式に示す。

$$yy = \left( \frac{4y^2 + 141y + 91}{24y^2 + 352y + 152} \right) \times \frac{P}{K} \quad (2)$$

ただし yy: たわみ量(mm),  $\gamma = 6EI/L^3K$ (無次元), L: レール支持間隔(mm), P: 荷重(N), K: 1締結部あたりのレール支持ばね係数(N/mm)

本研究では、5(1)で求めた鉄まくらぎのまくらぎ剛性(EI)を用いて式(2)からレールのたわみの計算値を求める。そして実際の分岐器での測定値と比較することで、まくらぎ間隔の拡大の影響を検討することとした。

次に、レールを単純ばかりとする、はり中央のレール曲げ応力  $\sigma$  (MPa) は式(3)で示される。

$$\sigma = \frac{Pa}{4Z} \quad (3)$$

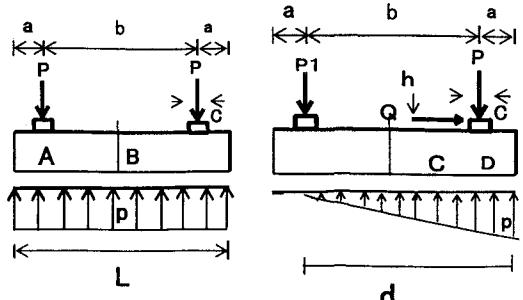


図-8 モデル1

ここで  $P$ : 輪重(kN),  $a$ : まくらぎ間隔(m),  $Z$ : レールの断面係数( $\text{m}^3$ ) とする。

$a=0.8\text{m}, 50\text{N}$  レール ( $Z=2.4 \times 10^{-3} \text{ m}^3$ ) では  $\sigma=81.5 \text{ MPa}$  であり、レールの許容曲げ応力 ( $\sigma=160 \text{ MPa}$ ) よりかなり小さい。これはまくらぎ間隔を現行使用されて範囲を逸脱して設定していないので妥当な結果である。そこで本研究では実際の軌道でレール応力の測定を省略した。

### (3) 鉄まくらぎの支持条件と応力測定

中空の断面構造である鉄まくらぎは下端と上部内から道床バラストによって支持されている。鉄まくらぎで最も厳しい支持条件は上部内側のバラストが十分でなく充されず下端のみで支持される場合である。そこで室内試験で、支持条件が最も厳しい下端支持でまくらぎ上面に載荷し曲げ応力が最も大きな箇所に圧力測定ゲージを設置することとした。よって、図-7に示す3カ所に測定ゲージをはり載荷した。この結果から下端より  $H=10\text{mm}$  で最も応力が大きいことから、この位置で測定することとした。

### (4) まくらぎ応力の推定方法

鉄まくらぎの曲げモーメントに対する変形は木まくらぎとPCまくらぎの中間に位置している<sup>⑤</sup>。そこで鉄まくらぎに発生する応力を推定するため、木まくらぎの設計とPCまくらぎの設計に使用されていたモデル<sup>⑥</sup>をもとに、鉄まくらぎを有限のはりとし道床を弾性体と仮定して連続弹性支承上のはりモデルとして検討した。

モデル1はまくらぎの長手方向で一定の道床反力である(図-8)。木まくらぎの設計でよく用いられる簡易計算法ではこのモデルは最も厳しくやや大き目のまくらぎ作用モーメントが計算される<sup>⑦</sup>。モデル2は道床反力が三角形に分布して作用しその側にレール横圧がかかる場合である(図-9)。この

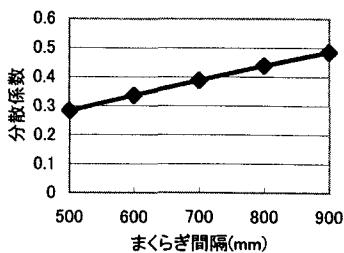


図-10 まくらぎ間隔と分散係数

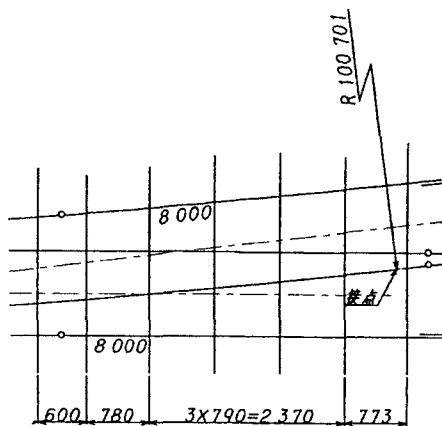


図-11 設計例（後リード部）

モデルはPCまくらぎの設計で最も過酷な条件として使用されている。ここで  $a$ : まくらぎ端部からレール中央までの距離(m),  $b$ : 左右のレール中央間の(4)距離(m),  $c$ : レール底部幅(m),  $d$ : 道床の三角形分布の反力幅(m),  $f$ : 最大引張曲げモーメントの発生位置までの距離(m),  $P, P_1$ : レール圧力(kN),  $p$ : 道床反力(kN/m),  $Q$ : 横圧(kN),  $h$ : まくらぎ上面からレール横圧作用点までの距離(m)とする。

以上から図-8では、最大曲げモーメントの発生する箇所は引張側ではまくらぎ直下のA点であり、圧縮側ではまくらぎ中央のB点である。それぞれの曲げモーメントを求める式を式(4), 式(5)に示す。

$$M_A = \frac{pa^2}{2} - \frac{Pc}{8} \quad (4)$$

$$M_B = \frac{pL^2}{8} - \frac{Pb}{2} \quad (5)$$

次に図-9の条件で最大圧縮側ではC点でありその位置は  $P_1$  の作用点からの距離  $f$  で表す。この地点の曲げ応力を式(6)に示す。また最大引張はまくらぎ直下(D点)であり、その曲げモーメントは式(7)で示される。

$$M_C = \frac{pf^3}{6d} \quad (6)$$

ここで

$$f = \sqrt{\frac{2Pd}{p}} \quad \text{及び} \quad P_1 = \left(\frac{3Pb}{2d} - P\right) + \frac{3Qh}{2d}$$

$$M_D = \frac{1}{6} \left( p \frac{b}{d} + 2p \right) a^2 - \frac{Pc}{8} - \frac{aQh}{L} \quad (7)$$

以上から各部分のそれぞれの条件で曲げモーメント ( $M_I$ : IはA~D) から曲げ応力 ( $\sigma$ ) は、断面係数( $Z$ )を用いて式(8)から算定できる。

$$\sigma_I = \frac{M_I}{Z} \quad (8)$$

## 6. 改良鉄分岐器の設計

### (1) 設計の概要

まくらぎ間隔が拡大するとまくらぎ1本あたりにかかる上下力の分担率(分散係数)が増加する<sup>7)</sup>(図-10)。この影響を確認するために、線形が直線である基準側と、曲線である分岐側の2方向に車両を走行させてレールのたわみやまくらぎ応力を測定し、理論計算との妥当性を検証する。また、従来の設計法による鉄まくらぎ分岐器において同様な車両走行試験を行い、比較することとした。

本研究では、50N8番片開き分岐器を対象に線形を変えずにまくらぎ間隔のみ変更した(改良分岐器)。この設計例のうち後リード部を図-11に示す。締結装置はパンドロール型レール締結装置を用い、まくらぎとは受け金具を溶接する。横圧受け部の溶接強度として最大横圧が鉄まくらぎ1本に全部作用したと仮定して設計した。

### (2) 横圧の検討

PCまくらぎの設計法では、偶発横圧として60kNを用いている。これに分散係数0.5と割り増し係数1.5を掛け合わせて45 kNが設計荷重として使用されている。本研究の改良分岐器ではまくらぎ間隔が拡大しても分散係数が0.5に達しないことから、この値をそのまま用いることとした。

受け金具に作用する力( $P_s$ )では、50Nレールの底面から横圧が作用する点までの距離は139mmであり、横圧によるレールの小返りの支点と受け金具までの距離は127mmである。荷重の割り増し係数 $\gamma_f = 1.1$ <sup>7)</sup>として、受け金具に作用する力( $P_s$ )が次のように定まる。

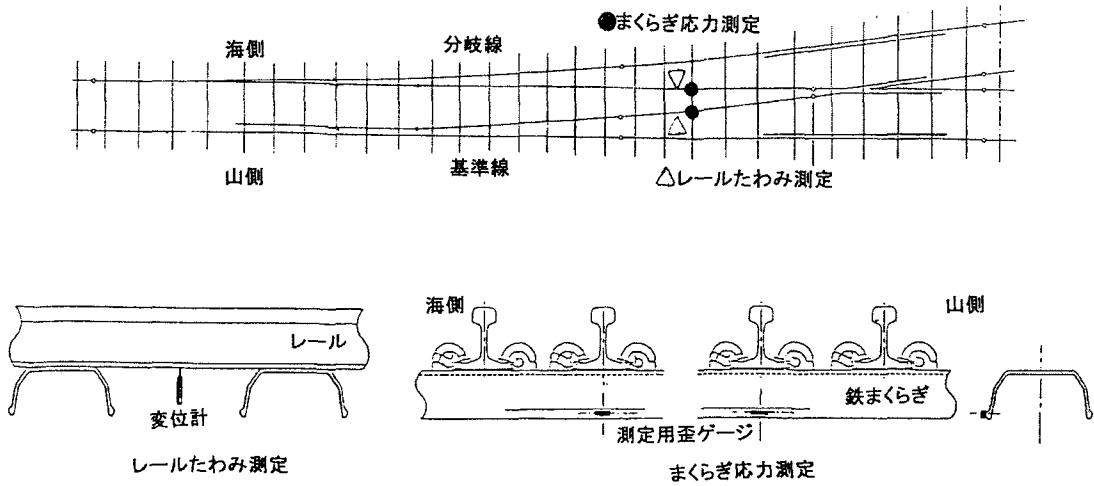


図-12 現場測定の位置と測定項目

$$P_s = 45 \times \frac{139}{127} \times 1.1 = 54 \text{ (kN)} \quad (9)$$

溶接部せん断強度を135MPa<sup>8)</sup>から、材料係数を1.05としてスミ肉溶接(8mm)を用い溶接1箇所あたりの有効面積(840mm<sup>2</sup>)での溶接強度( $P_u$ )を求める。

$$P_u = \frac{135}{1.05} \times 840 = 108 \text{ (kN)} \quad (10)$$

以上から  $P_u \geq P_s$  から有効面積を840mm<sup>2</sup>でスミ肉溶接(8mm)を用いればこの横圧に耐えられることが推定できる。

### (3) 絶縁対策

軌道内に軌道回路があると左右レールの短絡を防ぐために絶縁を必要となる。本研究で設計した分岐器は絶縁が必要となつたが、その方法としては中央絶縁方法を用いた。これはまくらぎの中央付近を切断し、絶縁板(ポリアミド66)をはさみ、レール絶縁継目と同様に絶縁板と同じ材質の絶縁カラーを使用して1200トルクでボルトを締結するものである。また、基準側と分岐側のレールが接近して中央絶縁が不可能な場合はレール下に絶縁材を使用した。

## 7. 現場敷設と測定結果

### (1) 現場敷設

熊本駅構内で各荷役ホームに分岐する位置に改良分岐器を敷設した(1990年2月)。車両走行試験は供用開始後3か月経てから行った。試験に使用した機関車(DE10)の質量は $65 \times 10^3 \text{ kg}$ で軸数は5軸であり、

表-3 レールのたわみの推定値と実測値の比較

	基本側 (A)	標準偏差	分岐側 (B)	標準偏差
推定値	1.3mm	—	1.2mm	—
実測値	1.9mm	0.45mm	1.4mm	0.06mm

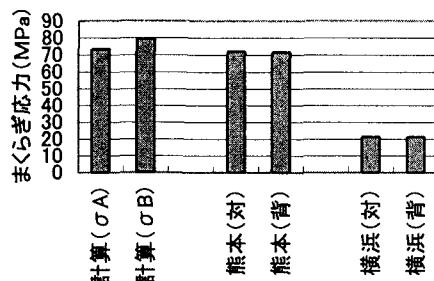


図-13 まくらぎ応力(基本側)の比較

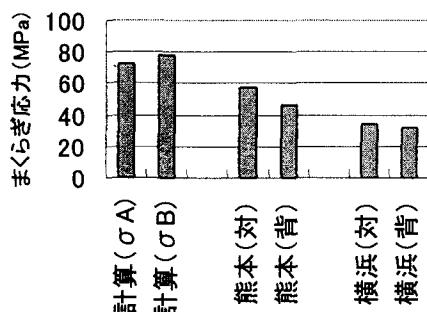


図-14 まくらぎ応力(分岐側)の比較

最大輪重は130kNであった。試験項目は、レールたわみとレール直下の鉄まくらぎ応力で、測定箇所は後リード部で本分岐器の中で最大まくらぎ間隔の箇所を対象とした(図-12)。試験回数は基準側、分岐側のそれぞれ運転方向で対向と背向ごとに10回ずつを行い、これを平均して代表値とした。

比較試験では分岐器の形式は同じで良好に整備されており、まくらぎ本数のみ一般の分岐器と同じ鉄まくらぎ分岐器(横浜羽沢駅構内、敷設1989年3月)で車両走行を行った。試験に使用した機関車(DE11)は5軸で質量 $70 \times 10^3$  kgであり、最大輪重は140kNであった。測定項目は鉄まくらぎ応力で測定項目、回数とも改良分岐器の場合と同じとした。

## (2) レールのたわみ量

鉄まくらぎの応力解析で導かれた式(2)に基づき、現場の条件に従い基本側と分岐側のそれぞれで計算した推定値及び実測値を比較した。この結果を表-3に示す。軌道の静力学<sup>5)</sup>では、一般軌道(単位支持ばね係数 $k=40\text{N/mm}^2$ 程度)で、1.5mm程度のレールのたわみ量が計算されている。本研究の改良分岐器ではレールのたわみは推定値や実測値はともに2mm程度である。以上から走行上も分岐器材料としても問題はないものと考えられる。

## (3) まくらぎ応力

試験に使用した機関車の輪重(130kN)を用いて、PCまくらぎの応力解析で、導かれた式(8)に基づき解析を行った。また基本側レールと分岐側レールのそれぞれに分けて解析し安全側に考えて相互の影響を無視することとした。このとき使用する鉄まくらぎの長さは、全長を用いると過小にまくらぎ応力を評価することとなるので、まくらぎ端とレール中心間の最小距離(428mm)の2倍と、レール中心間距離の和とした。まくらぎ支持条件は図-8のモデル1で求めたまくらぎ応力を計算( $\sigma_A$ )とし、図-9のモデル2で求めたまくらぎ応力を計算( $\sigma_B$ )とした。この結果のうち基本側を図-13、分岐側を図-14に示す。この図で(対)は対向を、(背)は背向を示す。これから基準側と分岐側とも実験値は、計算値による推定値より小さい。これはまくらぎの長さを実際より短く仮定した影響が現れていると考えできる。また改良分岐器(熊本)の方が一般分岐器(横浜)より大きいが、これはまくらぎ間隔の拡大によりまくらぎ応力が増加したものである。これらの計算値や実測値はいずれも鉄まくらぎの許容応力(210kN)より

小さく、実用上の問題はないと考えられる。

## 8. 結論

本研究は、まず分岐器の単位長さあたりのまくらぎ本数が一般軌道と比べ多いがその基準が明確になっていないことに着目した。また工場加工が可能で施工精度が高くかつ比較的安価な材料として鉄まくらぎに注目し、まくらぎ間隔の限度を一般軌道の基準とほぼ同等の範囲で定め、分岐器のまくらぎ配置がこの範囲に収めるようにまくらぎ間隔を拡大する方法を開発した。また、この方法により側線用分岐器によりまくらぎ本数を求めた。この鉄まくらぎ分岐器を現場敷設した場合の検討を行うため複雑な断面を有する鉄まくらぎの曲げ剛性を小型FWDを用いて推定し、有限間隔支持の連続はりモデルと連続弾性支承上のはりモデルにより最大まくらぎ間隔の箇所での車両通過時のレールのたわみとまくらぎ応力を算定した。

また、実際に分岐器の線形を変えずにまくらぎ間隔を拡大して設計し駅構内に敷設した鉄まくらぎ分岐器上を機関車(DC)により走行試験を行い、同様な条件で実施した一般鉄まくらぎ分岐器と比較した。

以下に本研究で開発した鉄まくらぎ分岐器(50N8番片開き側線用分岐器)に関する結論をまとめる。

- 1) 当該分岐器のまくらぎ間隔は中間部で790mm、継目部で600mmまで拡大可能である。これによりまくらぎ本数は従来の40本から29本まで減少できる。
- 2) 鉄まくらぎ(一般鋼製型)の曲げ剛性は $373\text{kNm}^2$ である。
- 3) 機関車走行時もレールのたわみは推定値や実測値はともに2mm程度で走行上も分岐器材料としても問題はない。
- 4) 鉄まくらぎ応力は計算値や実測値とも許容応力を満足している。

以上から、本研究で開発した分岐器は実用上問題がないことを確認した。

## 参考文献

- 1) 日本鉄道施設協会編：重分岐器下部構造改良報告書、1983.3.
- 2) 上浦正樹：鉄まくらぎ分岐器の取り組み、新線路、pp.25-27,1990.8.
- 3) 運輸省鉄道局監修：注解鉄道六法(平成11年版),第一法規, pp.959-956, 1999.10.
- 4) 佐藤吉彦,細川岳洋：レール支持間隔とレール支持長さが列車走行時のレールの変形に及ぼす影響に関する検

- 討,鉄道技術研究所速報, pp.1-5, 1982.2
- 5) 佐藤吉彦, 梅原利之 : 線路工学, 本鉄道施設協会, pp.422-425, 1997.2
- 6) Masaki Kamiura : Effective Method involving the installing of steel sleepers, Fifth International Heavy Haul Railway Conf. Pp.397-402, 1993.5
- 7) 佐藤裕 : 軌道力学, 鉄道現業社, pp.10-14, 1964.11.
- 8) 鉄道総合技術研究所編 : 鉄道構造物設計標準・同解説  
鋼・合成構造物, 丸善株, pp.91-92, 1992.10.

(2000.5.1 受付)

## A STUDY ON PITCH EXPANTION OF TURNOUT USING STEEL SLEEPER

Masaki KAMIURA, Yoshimichi SAEGUSA, Juroku MOTEKI and Yukihiko USUI

As comparing to plain track, turnouts are under severe condition such as impact wheel loads and so on, the number of sleepers designed in turnout is larger than that in plain track in the same interval. But no design standards has been made according to decide the pitch of sleepers in turnout. In this study, the rail deflections and steel sleeper, the limited beam model on the elastic support theory evaluated stresses of this turnout. Using the turnouts designed by this way and constructed in railway yards the deflections and stresses were measured under condition of a running locomotive. The results were within allowable limits and it was confirmed the improved turnout could be used in operating lines.