

IV-258 レール曲上げの力学

日本機械保線Ⅸ 正員 佐藤吉彦

1. 要 旨 新幹線のような高速鉄道においては、走行安全、軌道保守周期そして騒音・振動の低減の立場からレール頭頂面の凹凸を管理することが重要で、具体的な作業としてはレール頭頂面の削正そしてレールの曲上げが行われてきた。レールの曲上げは従来熱間の作業として行われて来たが、計測しながら速やかにこれを行うために冷間にこれを行うことが希望された。このようなものとしては、外国ではオランダにおけるストレート¹⁾とイギリスにおけるラスティック²⁾、一方わが国では鉄道総合技術研究所における試験がある³⁾が、外国におけるものはレール折損対策としてオンレールで連続的にこれをおこなう特殊車両として構成され、鉄道総研における場合もオンレールの架体のうゑに構成されその特性と効果の確認を主として行われたものである。一方新幹線の場合には、開業当初に徹底して溶接箇所を削正整正していることもあり、要整正箇所は離散的にしか存在しないことから、門扉から持ち込みができる可搬のものが希望された。このようなものとして作ったのが、図1に示す可搬計測式のレール曲上げ装置である。この装置は、支間1mの三角トラスの本体の一端をジャッキで持ち上げ、その中央の吊上げ部に懸架したフックでレール頭部の顎を掴んで曲上げるもので、下部には曲上げ量を計測するための装置がある。この装置を設計する際には、レールを降伏させて曲上げるために1000 kN程度の非常に大きな力を要するにもかかわらず小型可搬可能とするために、力学の基本に戻って現象を解明し限界的な設計を検討することを必要としたので、これらの点について報告する。

2. レール曲上げの弾性理論 まず、レール曲上げの基本について、これを図2に示すような中央部が空中に浮いた弾性床上の梁としてこれを解析した。計算は60 kgレールについて行うものとし、レールの支持ばね係数 k は 5000 N/cm^2 とした。降伏条件としたレール応力 60 kN/cm^2 を生ずる荷重 1044 kN のときのレールの変形形状を、標準とした $l = 50 \text{ cm}$ 、 $L = 203 \text{ cm}$ (3締結)の場合について示したのが図3である。これによればレールは必ずしも自重により弾性支床部分で抑制されていないが、全体の形状は妥当と考えられる。また、曲上げによるレールの浮上は12~3 mmになるので、まくらぎ下に小石等が入らないためには3締結程度締結を解き、まくらぎの浮上を避ける必要があると考えられた。また、実測の結果によれば、レール頭部を引上げる方がレール底部を引上げるより10%程度小さい荷重で降伏を生じた。

3. レール顎部の把握 レール頭部を把握する方法についてはヒンジをもった鉗として上部に楔を入れるとか、この上部を引上げることにより自動的に開口を

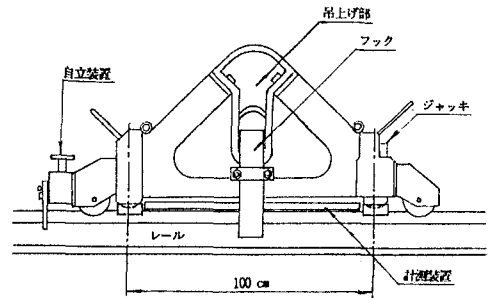


図1 可搬計測式レール曲上げ装置

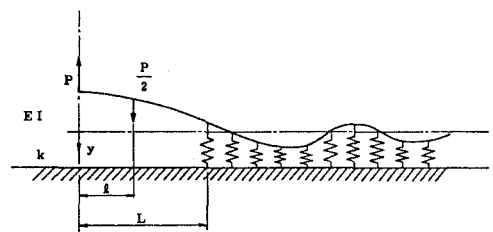


図2 レール曲上げの理論モデル

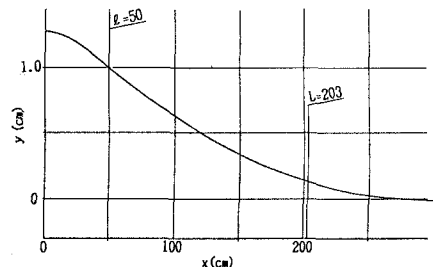


図3 レールの変形形状

防止するとか、繫材を入れる等幾つかの案が考えられたが、重量と使用できる空間の問題を考えると何れも成立せず、最終的にはこの頸部の勾配が $1/4$ で静摩擦係数に近いことから図4に示すようにレールを引き上げるフックの上部の支点を極力中心に近付けることによりこの力の傾きを 0.18 まで小さくして摩擦力でこれがレールから外れるのを防ぎ、さらに摩擦力を確保するために事前にレール頭部頸下を研磨し、油・水等で潤滑されないようにして置き、念のためこれを繫材で緊締しておくこととした。繫材に掛かって来る力を測定した結果では、何れも 40 kN 程度以内でこの様な考え方をしても問題のないことが明らかにされた。

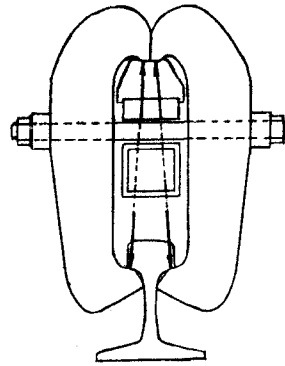


図4 レールの引上げ力

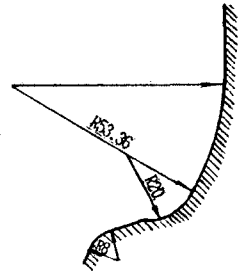


図5 フックの下首部

4. 吊上げ部の設計 レールフックは常にレールに対して直角に当たらないとレールに喰い込むこととなるので、フック上部の受台となるコマは自由に回転できるものとしたが、この場合ジャッキによる本体トラスの一端のこう上とともに、コマを受ける吊上げ部が傾斜しこの部分がレールの引き上げ力の水平成分による横力を受けることとなる。そこで、これについては計算に基づき作業に先だてて予めジャッキ側を予想こう上量の 0.828 倍だけ下がるようにすることにより、この曲上げによる横力が左右等しくなるようにすることができた。これにより、この横力はこのような処置を取らない場合の 0.172 倍となりこれを行わない場合に較べてその値を著しく軽減することができ、問題がなくなることが明らかにされた。

5. フックの設計 フックについてはこれを移動の際に取り外し取り付けを行うので、極力軽量にすることが重要である。そこで、これには形状が特殊であることも考えて、鍛造による特殊鋼を用いることとした。さらに、実測の結果上下首部の応力が大きいことが明らかにされたので、これを図5に示すようにフック先端から離れ曲げモーメントの大きくなるところで大きな円弧となるように 2 心円とすることにより十分応力を下げることができた。

6. 設計応力に対する検討 このように重量制限が厳しい器具を設計する場合には通常の許容応力によるのではなく、その載荷回数を考えた疲労設計を行う必要がある。本機の場合、 1 ヶ所 3 回載荷し一年に 500 箇所作業をすることとして 10 年で $15,000$ 回というのが一つの目安となる。この場合、低サイクル疲労に対する強度の推定式のひとつに $\sigma_f = \sigma_f(N_f)^{-0.09}$ があるので、これにASME Codeで定める回数で 20 倍の安全率をみて許容応力を修正グッドマン線の考え方で求めると、 50Mn 鋼に対しては片振りの場合 244 N/mm^2 、 90Mn 鋼の場合 438 N/mm^2 となる⁴⁾。さらに、クラック発生の変形について調べた結果、 10^6 回の載荷の場合全振幅で 5.077×10^{-6} が許されることが明らかにされた。この装置については、工場出荷に先立って組立て試験を兼ねて予想される荷重より 10% 大きな荷重を掛けて、パウシンガー効果により以後この範囲の線型性を保てるようにして出荷することとした。また、キレツ発生の際の繰返し数の分断破壊する繰返し数に対する比率が、平滑材で $0.3 \sim 0.6$ 、切欠材で $0.1 \sim 0.4$ となっていることから現場の作業に先立って器具の点検を十分行うことが破壊の防止に極めて有効であることが示された。

7. むすび 以上のような経過を経て設計された装置は、定地試験 5 回、工場試験 3 回、現地試験 1 回を経て、現在実用に供されている。

文 献 1) C. ESWELD (1986.12), Rail International. 2) P. L. McMichael (1987.3), Railway Gazette International. 3) 佐藤正男, 高木喜内, 斉藤八郎 (1989.8), 新線路 4) 金属材料・疲労強度の設計資料 (1983), 日本機械学会。