

IV-253 軌道パッドの応力解析

(財) 鉄道総合技術研究所 正会員 阿部 則次

(財) 鉄道総合技術研究所 正会員 長藤 敬晴

1. まえがき

軌道パッドは二重弾性レール締結装置のレール下に挿入し、レール圧力の緩衝、レールふく進抵抗力の保持および電気絶縁性の確保等を目的として使用されている。しかし、近年、列車の高速化に伴って軌道破壊の増大および鉄道沿線に於ける振動および騒音が社会問題となっている。この対策として、レール支持ばね係数を低下させることが有効であると考えられ、その最も経済的手段がレール締結装置の軌道パッドのばね定数を低下させる方法である。軌道パッドのばね定数は材質および溝形状によって決定されるが、低ばね定数化する場合に歪増加に伴う応力状態の把握が重要な課題となる。しかしながら、現在の軌道パッドの溝形状の設計は製造者に任せられ、経験と試行錯誤に頼られているのが現状である。ここでは、この軌道パッドの溝形状を合理的に設計することを目的として有限要素法を用いた軌道パッドの応力解析を試みた。

2. 解析方法

一般的な軌道パッドの横断面は、両端部を除き上溝と下溝が周期的に等間隔に設けられている。本来は軌道パッド全体について解析することが望ましいが、解析プログラムの容量の制約がある。ここでは、軌道パッドのレール長さ方向の応力状態は均一であり、レール直角方向(軌道パッドの横断面)の応力は平面歪であり、また、レール直角方向について、中央に関して対称であると仮定した。このため全体の1/2モデルについて粗い要素分割で代表的な形状について解析を行い。その後、部分モデルについて密な要素分割で種々の形状について解析を行った。

ここで、材料定数は材質がSBRであるため、ヤング率を6.0 MPa、ポアソン比を0.499と仮定した。

(1) 1/2モデル解析

1/2モデルは4節点平面歪要素とし、図1に示すように、123個の要素に分割した。拘束条件は下面の鉛直方向変形を、また対称性から右端面の水平方向変形を0mmに拘束した。上下面の左右方向の変形は摩擦係数等を考慮する必要はあるが、ここでは、上溝の中心位置の下面の節点と下溝の中心位置の上面の節点のそれぞれ水平方向変形を0mmに拘束した。荷重は上面に面圧として負荷することが望ましいが、上面を直線的に変形させるために、上面の各節点に1mmの強制変位を与え、計算された鉛直方向反力を載荷荷重とみなした。この載荷荷重を強制変位で除した値を静ばね定数とした。

(2) 部分モデル解析

部分モデルも4節点平面歪要素とし、図3に示すように260個の要素に分割した。拘束条件等は、対称性から両端面を水平方向に拘束した以外、1/2モデルと同様である。

3. 解析結果

(1) 1/2モデル解析結果

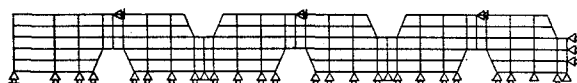
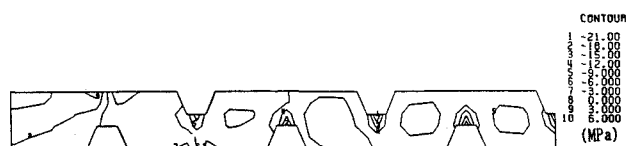


図1 1/2モデルの形状と要素分割

図2 1/2モデルの鉛直方向応力の等応力線図(σ_y)

1/2モデル解析の結果、鉛直反力から求めた静ばね定数は86.2MN/mであった。この値は、実物軌道パッドの公称静ばね定数90MN/mに非常に近似した値である。また、図2に示す鉛直方向応力（ σ_y ）の等応力線図において、応力値は左側の端部以外はほぼ周期的な応力状態を示し、更に、軌道パッドの中央部分は最も酷しい状態を示した。以下に述べる、部分モデルの解析はこの中央部分の解析に相当する。

(2) 部分モデル解析結果

部分モデルの解析結果の一例として、変形図、鉛直方向応力（ σ_y ）、水平方向応力（ σ_x ）およびせん断応力（ τ ）の等応力線図を図4に示す。

部分モデルの垂直方向および水平方向応力は全て溝底部の隅角部に、それぞれ 6.4MPa、5.6MPaの圧縮応力が分布し、引張応力は現れていない。また、せん断応力の最大値 2.4MPa も溝底部の隅角部に発生していた。

4. 考 察

部分モデルの解析結果によると、1/2 モデルに最も近い形状のモデルの静的ばね定数は65.4MN/mとなり、密な要素分割により、鉛直反力が小さくなり、静ばね定数が小さくなっている。これは、材料定数の仮定に問題があり、今後の解析において、正確な材料定数を測定することが重要である。特に、ポアソン比は0.5 に非常に近い値を用いているため、変形量に大きく影響を与えているものと考えられる。また、部分モデルの解析結果から推定すると、軌道パッドの損傷は引張応力に影響されず、溝底部の隅角部のせん断応力に起因するものと考えられる。現行の軌道パッドはこの溝底部の隅角部に種々の曲面を採用し、この部分の応力集中を緩和するよう考慮されている。

今後は材料定数を正確に把握し、軌道パッドに要求される静ばね定数と許容応力値を満たす溝形状の設計に役立てたいと考えている。

5. まとめ

以上のように、軌道パッドの静ばね定数および応力解析に有限要素法を適用出来る見通しが得られた。この解析結果からせん断応力等の最大値は全て溝底部の隅角部に発生し、軌道パッドの損傷は溝底部の隅角部のせん断応力に起因するものと推定され、損傷実態を説明することができた。

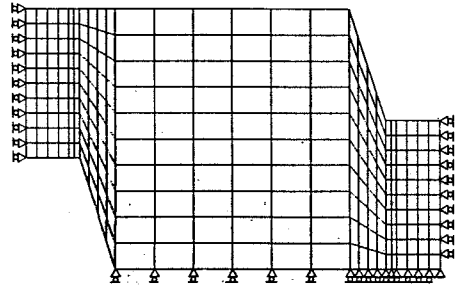
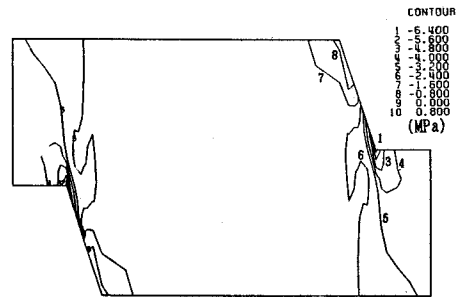
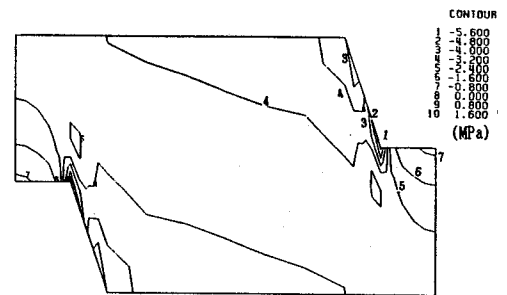


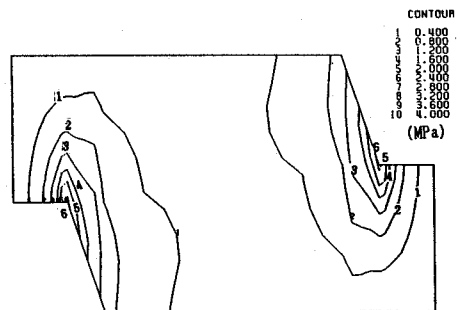
図2 部分モデルの形状と要素分割



(a) 水平方向応力の等応力線図（ σ_x ）



(b) 鉛直方向応力の等応力線図（ σ_y ）



(c) せん断応力の等応力線図（ τ ）

図4 部分モデルの解析結果の例