

IV-4 レールの締結装置に関する動力学的研究

東京大学工学部 正 買 工博 八十島義之助
学生員 修士 〇松浦義満
鹿島建設土木部 正 買 富田守雄

実際の敷設軌道において発生するレールの振動の周波数は数十サイクルから数千サイクルもの拡範囲に及んでいるようである。こうした振動は軌道破壊の大きな原因の一つとなっており、これを遮断する機能を有することはレール締結装置の一つの使命である。今回の研究はこうしたレールの振動に対する弾性締結装置の挙動を検討することをその目的とした。

この研究に使用した実験装置は図-1に示すが如き締結装置1個分の部分模型である。振動はレールに鉛直方向の衝撃を加えることによって発生させ、振動の観測は右図に示すようにレール、枕木及び基礎で行った。実験では衝撃力、レール圧(余圧とも云う)及びスプリングクリップ締結力等によるレール、枕木及び基礎の振動性状の変化の様子を観測し、これらの資料に基き弾性締結装置の緩衝効果を検討したのである。

1) ゴムパッドの動力学的性質

ゴムパッドの力学模型として図-2に示すようなフォークト要素を採用すれば、この力学系に対しては次の微分方程式が成立する。但しこの場合 S は応力を表し、 δ は歪を表す。

$$S = G r + u \frac{dr}{dt} \dots \dots \dots (1)$$

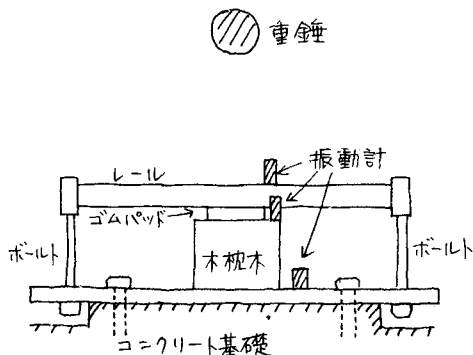
この方程式における G 及び η を実験に使用したゴムパッド (ばね常数: 40 kg/cm) について測定したところ、 $G: 3.2 \times 10^4 \text{ kg/cm}$, $\eta: 1.45 \times 10^5 \text{ kg sec/cm}$ という値を得た。

次に(1)式の r の代りに $r_0 e^{i\omega t}$ を用いると応力 S は

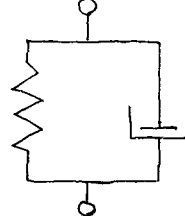
$$S = G \sqrt{1 + \omega^2 \tau^2} r_0 e^{i(\omega t + \delta)} \quad (\text{ただし } \tan \delta = \omega \tau, \tau = \frac{\eta}{G}) \quad \cdots \cdots (2)$$

となる。(2)式において応力 S は歪 r と同じ周波数で動くが、位相は ϕ だけ歪より進むことがわかる。この(2)式は一方から他方へ伝達される力の方程式であり、強制歪 $r = r_0 e^{i\omega t}$ による伝達応力 S の振幅 f は周波数 ω の函数となり、その大きさは

圖-1
實驗裝置一般圖



四-2
フォクト要素



$$f = G \sqrt{1 + \omega^2 \tau^2} \cdot r_0 \dots (3)$$

である。(2)式及び(3)式に前記の G 及び τ の値を適用すると図-3に示すような $f \sim \omega$ 、及び $\delta \sim \omega$ の関係図が得られる。

上記の方程式及び図-3から判断すると、パッドはその挙動において周波数 ω が重要な役割を演じ、 ω が極めて小さい範囲ではパッドは理想的弾性体に近い挙動をするけれども ω が大きくなるにつれて粘性的要素が優勢になり純粘性液体と同じ挙動を示すようになる。

2) 枕木の粘弾性

実験に使用した木枕木の粘弾性的挙動についてもパッドの場合と同様な考察をした。この枕木については弾性係数 $G: 71.0 \text{ ton/cm}$ 、粘性係数 $\tau: 4.04 \times 10^5 \text{ kg} \cdot \text{sec/cm}$ であった。

3) レールの振動

図-1に示す実験模型におけるレールの衝撃による振動は単純上下振動と曲げ振動を合成したものであるが、理論計算の結果曲げ振動の振巾が、上下振動の振巾より遙かに大きいことがわかった。このことは実験の結果とよく合致した。

4) 実験の結果

図-4は予圧を変えた場合のレール、枕木、基礎の振動を測定した結果である。ここでは予圧の加え方に問題を残しているために考察をさける。

図-5は一定重量の重錘の高さを変えてレールに衝撃を与えた場合の結果である。衝突の瞬間の重錘の速度が大きくなればレールに高次の振動が発生するために図のような結果が生ずる。

図-6はクリップの締結力を変えた場合の結果である。レールの振動に変化が見られるがこれは理論的に証明できる。

図-3
伝達応力及び位相角
の周波数依存性

