

富山県土木部 正会員 ○田中孝義
金沢工業大学 正会員 本田秀行

1. まえがき 走行車両によって道路橋の伸縮継手部に生じる衝撃力は、橋梁設計、環境交通振動、維持管理、使用性など多くの問題を検討する場合の重要な因子となっている。また、道路構造令の許容車両総重量が25tf車に改訂されたことに伴い、継手部付近の床版の損傷や破損などを含め、上述の諸問題がさらに大きな問題提示となることも予測される。しかし、継手部での衝撃力の特性評価に関する検討例は以外に少ない。

そこで、本研究では、総重量25tf車の3次元車両モデルの走行によって伸縮継手部に生じる衝撃力の動的応答解析を行い、継手部における車両各部の動的応答特性、輪荷重、衝撃効果として定義した動的係数、輪荷重や動的係数に対する確率論的評価、要因分析から動的特性に及ぼす路面性状の影響にも検討を加えた。

2. 走行車両による動的応答解析 解析に用いた3次元11自由度車両振動系モデル¹⁾を図-1に示す。車両モデルの諸元は文献1)を基にした。車重は総重量25tf、車速は20 m/s (72km/h)である。

走行路面として、伸縮継手部3mの前に、車両の過渡振動の影響を除去するために40mのアプローチ路面と、継手部の通過後に40mの橋梁路面の合計83mの路面を考えた。路面周波数 Ω が $0.05 < \Omega \leq 5$ c/mの範囲において、アプローチの路面は $S_r(\Omega) = 0.01 \Omega^{-2}$ 、橋面性状は $S_r(\Omega) = 0.0107 \Omega^{-1.94}$ のスペクトル密度²⁾を用いた。なお、 $\Omega \leq 0.05$ c/m以下では平坦なスペクトルとした。伸縮継手部の凹凸は、本田ら³⁾による140の道路橋、407伸縮継手部実態調査で得た凹凸値を用いた。この継手部凹凸については、最大凹凸値 Y_{max} や局所的な凹凸形状としてのパターンA、B、Cなども分類している³⁾。なお、83mの走行路面に対しては、タイヤの接地長を20cmと仮定し、10cm間隔での凹凸値3個づつを移動平均して平滑化している。

車両の運動方程式として、エネルギー法から、11連立2階微分方程式を誘導した。その過程で、 $\ddot{z}_s$ 、 $\ddot{\theta}_p$ 、 $\ddot{\theta}_r$ の3者の慣性連成項を無視せずに解析している。数値積分はニューマークの β 法を用いて、積分時間間隔0.005秒、収束精度1/1000で数値計算を行った。

数値計算の一例として、車両各部の動的応答例を示したのが図-2である。図中の $\ddot{z}_s$ と $\ddot{z}_{13}$ はばね上とばね下部後輪後軸のパウシング振動、 θ_p と θ_s はばね上と左側トラニオン部のピッチング振動を示している。図-3は、前輪と後輪後軸左側の輪荷重 P_1 と P_5 、その箇所における動的係数 I_1 と I_5 の応答例を示している。ここで、輪荷重は静的輪荷重と動的輪荷重の和であり、動的係数は静的輪荷重に対する動的輪荷重の比の絶対値で定義している。輪荷重は継手凹凸部で瞬間的に過大な衝撃力となり、後輪部の P_5 では継手凹凸部を通過後も大きな接地力として床版に作用することが認められる。

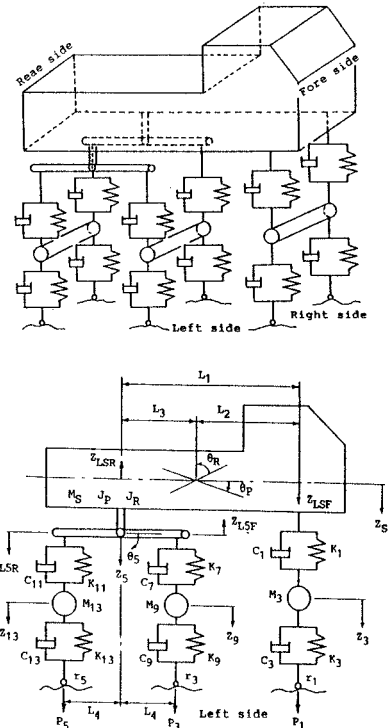


図-1 3次元車両モデルの一部

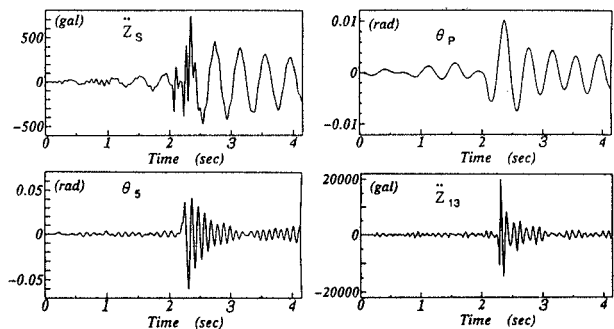


図-2 走行車両各部の動的応答例

3. 衝撃力特性 図-4は、継手部の最大凹凸値 Y_{max} と継手部を走行中に車両の後輪部に生じた輪荷重の最大値 P_{max} の関係を示している。いま、計算個数407に対する両者の相関係数は $r=0.738$ で大きい値ではない。これは、ばね下部では Y_{max} の影響が顕著で相関も強いが、後輪ばね上部は凹凸形状やピッチング振動の影響も受けることによって Y_{max} との直接的な相関が弱いことに起因している。

図-5は、輪荷重 P_{max} の度数分布を示している。正規分布より対数正規分布に適合しているものと思われる。図-6は動的係数の最大値 I_{max} の度数分布を示している。 P_{max} と同様、対数正規分布の方が適合しているものと思われる。

伸縮継手の箇所を0mとし、橋面方向に1m間隔で11mまでの各地点での動的応答量を検討した。その結果、各地点での P_{max} の分布は正規確率紙上で相関の強い直線近似が、一方各地点での I_{max} の分布は対数正規確率紙上で相関の強い直線近似が得られた。

図-7は、継手からの距離における輪荷重の包絡線を示している。図中の実線はその平均値を、破線は平均値に標準偏差を加えた値を表している。継手付近では変動が大きく、距離が離れるに従ってその変動が小さくなっている。また継手から3m、5.5m、8m付近に輪荷重のピーク値が見られ、距離が離れるに従って徐々に値が小さくなっていることが認められる。これは、継手部段差によって生じた車両ばね上部のピッチング振動に起因する挙動と思われる。図-8は動的係数の包絡線であり、図-7と同様な傾向を示している。図-9は継手からの距離における超過確率5%での動的係数 I^* を示している。継手から3mまでは一定の値を示すが、それ以降は輪荷重のピーク地点での影響のため変動しているが下降傾向にあることが分かる。これは、床版設計の衝撃係数に一つの知見を与えるものと思われる。

【参考文献】1)本田・田中：土木学会第49回年次学術講演会，I-577，1994。2)本田他：土木学会論文報告集，No.315，1981。3)本田他：土木学会論文報告集，No.324，1982。

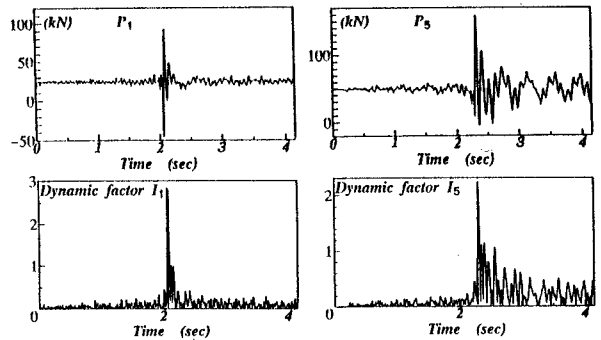


図-3 走行車両の動的応答例

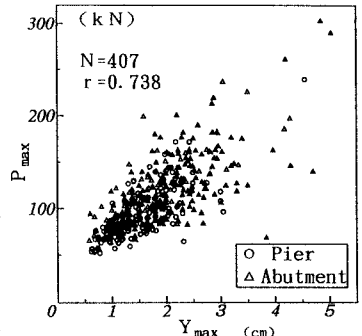


図-4 Y_{max} と P_{max} の関係

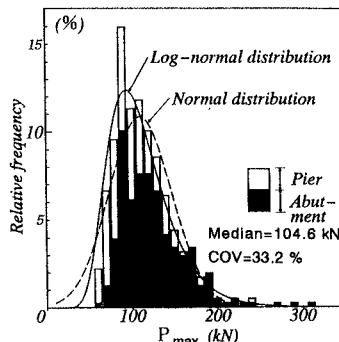


図-5 P_{max} の度数分布

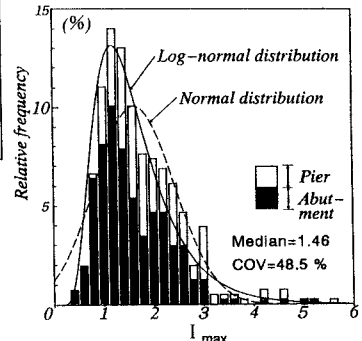


図-6 I_{max} の度数分布

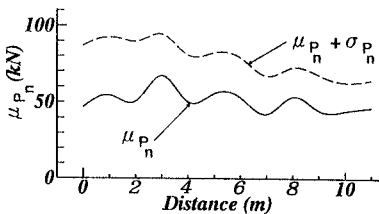


図-7 輪荷重の包絡線

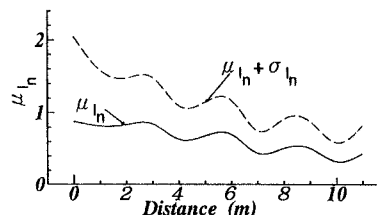


図-8 動的係数の包絡線

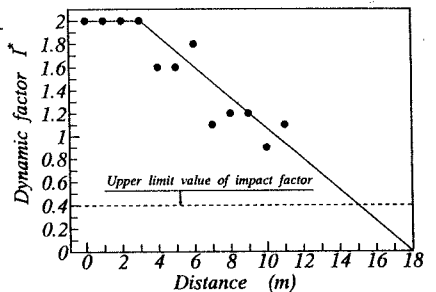


図-9 超過確率5%での動的係数
 I^* は、各距離での動的係数の最大値の超過確率5%の値を示す。