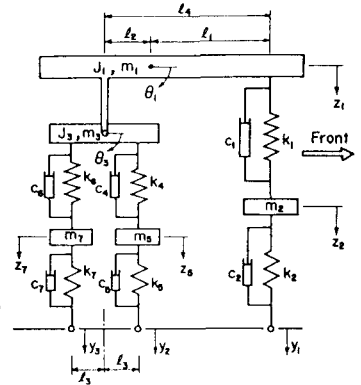


金沢工業大学 正会員 ○本田 秀行
金沢大学工学部 正会員 小堀 為雄

1. まえがき 最近、橋梁上を走行する自動車の乗心地や伸縮装置部に生じる瞬間的な自動車の衝撃力などが検討され始められており、従来の衝撃問題のような橋梁応答の最大値で動的挙動を評価する方法に加え、時系列による振動波形そのものも検討されるようになってきた。このことから、橋梁のモデル以外に、自動車自体の振動系モデルが解析上の重要な因子となってきた。

そこで、本研究では、実際の大型ダンプトラック車を考慮して、その振動系モデルを前・後軸のバウシングとピッチング振動、後輪2軸のバウシングおよびトラニオン部でのピッチング振動をもつ6自由度系として解析した。そして、その振動系モデルに対する動的応答の評価や運動方程式の解析で誘導される慣性連成の挙動に関する検討などを試みた。

2. 動的応答解析 図-1に後輪2軸の大型ダンプトラック車を想定した6自由度の振動系モデルを示す。この場合の振動系モデルの運動方程式は、エネルギー法を適用して整理すると、次式のように誘導される。図-1 6自由度系自動車モデル



$$(m_1+m_3)\ddot{z}_1-m_3l_2\ddot{\theta}_1+k_1(z_1+l_1\theta_1-z_2)+k_4(z_1-l_2\theta_1+l_3\theta_3-z_5)+k_6(z_1-l_2\theta_1-l_3\theta_3-z_7)+c_1(\dot{z}_1+l_1\dot{\theta}_1-\dot{z}_2)+c_4(\dot{z}_1-l_2\dot{\theta}_1+l_3\dot{\theta}_3-\dot{z}_5)+c_6(\dot{z}_1-l_2\dot{\theta}_1-l_3\dot{\theta}_3-\dot{z}_7)=0 \quad (1)$$

$$(J_1+m_3l_2^2)\ddot{\theta}_1-m_3l_2\ddot{z}_1+l_1k_1(z_1+l_1\theta_1-z_2)-l_2[k_4(z_1-l_2\theta_1+l_3\theta_3-z_5)+k_6(z_1-l_2\theta_1-l_3\theta_3-z_7)]+l_1c_1(\dot{z}_1+l_1\dot{\theta}_1-\dot{z}_2)-l_2[c_4(\dot{z}_1-l_2\dot{\theta}_1+l_3\dot{\theta}_3-\dot{z}_5)+c_6(\dot{z}_1-l_2\dot{\theta}_1-l_3\dot{\theta}_3-\dot{z}_7)]=0 \quad (2)$$

$$J_3\ddot{\theta}_3+l_3[k_4(z_1-l_2\theta_1+l_3\theta_3-z_5)-k_6(z_1-l_2\theta_1-l_3\theta_3-z_7)]+l_3[c_4(\dot{z}_1-l_2\dot{\theta}_1+l_3\dot{\theta}_3-\dot{z}_5)-c_6(\dot{z}_1-l_2\dot{\theta}_1-l_3\dot{\theta}_3-\dot{z}_7)]=0 \quad (3)$$

$$m_2\ddot{z}_2-k_1(z_1+l_1\theta_1-z_2)+k_2(z_2-y_1)-c_1(\dot{z}_1+l_1\dot{\theta}_1-\dot{z}_2)+c_2(\dot{z}_2-\dot{y}_1)=0 \quad (4)$$

$$m_5\ddot{z}_5-k_4(z_1-l_2\theta_1+l_3\theta_3-z_5)+k_5(z_5-y_2)-c_4(\dot{z}_1-l_2\dot{\theta}_1+l_3\dot{\theta}_3-\dot{z}_5)+c_5(\dot{z}_2-\dot{y}_2)=0 \quad (5)$$

$$m_7\ddot{z}_7-k_6(z_1-l_2\theta_1-l_3\theta_3-z_7)+k_7(z_7-y_3)-c_6(\dot{z}_1-l_2\dot{\theta}_1-l_3\dot{\theta}_3-\dot{z}_7)+c_7(\dot{z}_7-\dot{y}_3)=0 \quad (6)$$

ここで、上式(1),(2)の右辺第2項には、 $-m_3l_2\ddot{\theta}_1$ 、 $-m_3l_2\ddot{z}_1$ の慣性連成項が解析結果として含まれているが、既往の研究ではこの項が省略される場合もあることから、この慣性連成項が省略できるか否かに対する基礎的な検討を加える。まず、表-2を基に式(1),(2)を改めると次式を得る。

$$M(1-m_3^2l_2^2/MJ)\ddot{z}_1+(A_1+B_1)+m_3l_2/J(A_2+B_2)=0 \quad (7)$$

$$J(1-m_3^2l_2^2/MJ)\ddot{\theta}_1+(A_2+B_2)+m_3l_2/M(A_1+B_1)=0 \quad (8)$$

ここで、上式(7),(8)に対して、次式(9),(10),(11)に示す近似が成立するならば、式(1),(2)に示した慣性連成項を省略することが可能である。

$$m_3^2l_2^2/MJ \ll 1 \quad (9)$$

$$m_3l_2/J|A_2+B_2| \ll |A_1+B_1| \quad (10)$$

$$m_3l_2/M|A_1+B_1| \ll |A_2+B_2| \quad (11)$$

する。これら式(12)、

$$M\ddot{z}_1(1-m_3/M \cdot l_2\ddot{\theta}_1/\ddot{z}_1)+(A_1+B_1)=0 \quad (12)$$

$$J\ddot{\theta}_1(1-m_3l_2^2/J \cdot \ddot{z}_1/l_2\ddot{\theta}_1)+(A_2+B_2)=0 \quad (13)$$

$$M/m_3 \gg |l_2\ddot{\theta}_1/\ddot{z}_1| \gg m_3l_2^2/J \quad (14)$$

に示す近似が成立するならば、その慣性連成

表-1 記号の対応

記号	対応記号
M	$m_1 + m_3$
J	$J_1 + J_3$
A_1	ばね定数Kによる力
B_1	減衰係数Cによる力
A_2	ばね定数Kによるモーメント
B_2	減衰係数Cによるモーメント

表-2 自動車諸元と検討

m_1	16.84 (kgf·s ² /cm)
m_3	0.42 (kgf·s ² /cm)
l_2	97.3 (cm)
J_1	5.0 × 10 ⁵ (kgf·s ² ·cm)
$M=m_1+m_3$	17.26 (kgf·s ² /cm)
$J=J_1+m_3l_2^2$	5.04 × 10 ⁵ (kgf·s ² ·cm)
$m_3^2l_2^2/(MJ)$	0.00019
m_3l_2/J	8.11 × 10 ⁻⁵ (cm ⁻¹)
m_3l_2/M	2.37 (cm)
M/m_3	41.10
$m_3l_2^2/J$	0.0079

項は省略することが可能である。

3. 数値計算 以上の慣性連成項に対する検討のために、図-1に示した自動車モデルが単独走行する場合の動的応答解析を行った。運動方程式の数値積分はNewmarkの β 法を用い、積分時間間隔を0.005秒、走行速度は40km/hとした。

図-2に走行路面を示す。この路面凹凸は、局部的に路面不整が認められるように、路面状態が<普通>と<悪い>の境界スペクトル¹⁾を用いてサンプリングしたものである。

表-2に数値計算に用いた自動車諸元の一部と検討に対する数値を示す。この表での $m_3^2 l_2^2 / (MJ)$ 値は0.00019となり、式(9)の近似は実用上成立するものと思われる。

式(10),(11),(14)に対する動的応答の一例を示したのが図-3~7である。図-3と4を比較すると、時間的な応答に変動が見られるが、両者の最大値は約1%程度であることから、実用上、式(10)は満足されよう。同様に、図-5と6を比較した場合、最大値的には両者は約2%程度であり、実用上、式(11)も成立するものと思われる。

つぎに、式(14)については、表-2の諸元から、その値が0.0079~41.1の範囲内であれば近似が成立する。ところが、図-7を見ると、路面性状が比較的平坦な場合は応答量もその範囲内にあり成立するが、路面不整が顕著な場合にはその範囲を大きく超える傾向がある。したがって、式(14)の成立には路面凹凸の性状が大きく影響しており、その不整の状態によっては近似が成立しない。これは、バウシングとピッチング挙動に関する条件の成立と考えられ、 $\ddot{z}_1 \neq 0$ で $\ddot{\theta}_1 \neq 0$ (ピッチング振動)の時、あるいは $\ddot{z}_1 \neq 0$ で $\ddot{\theta}_1 = 0$ (バウシング振動)の時が生じると式(14)は常に成立しないものと思われる。

4. あとがき 本研究では、運動方程式の解析で誘導される慣性連成項に対する検討を加えた。その結果、式(9),(10),(11)の基に、実用上慣性連成項を省略できよう。しかしながら、路面性状、自動車の諸元(特に慣性モーメント)、走行速度などによっては、 A_1, B_1, A_2, B_2 に含まれる c と k による力やモーメント項が時刻と共に変動し、また $|A_1+B_1|=0$ で $|A_2+B_2|>0$ 、あるいは、 $|A_2+B_2|=0$ で $|A_1+B_1|>0$ も生じるため、式(10),(11)の条件は常に成立するとは言えない場合もある。このことは、自動車に関する運動方程式を一層複雑にする結果となるが、伸縮装置部に生じる自動車の局所的な動的応答問題や自動車の乗心地問題などを検討する場合の自動車モデルに関する基礎的な知見と言えるものと思われる。

<参考文献> 1)本田:土論集 第374号/1-6,1986年。

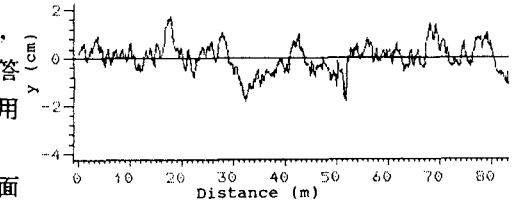


図-2 走行路面凹凸

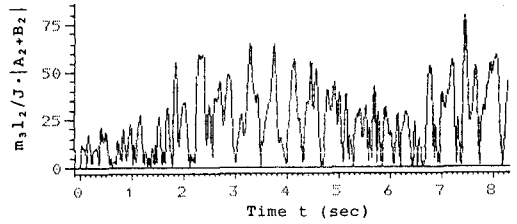


図-3 $m_3 l_2 / J \cdot |A_2 + B_2|$ の応答例

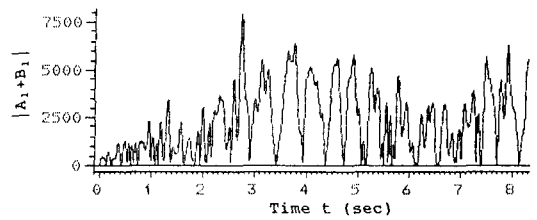


図-4 $|A_1 + B_1|$ の応答例

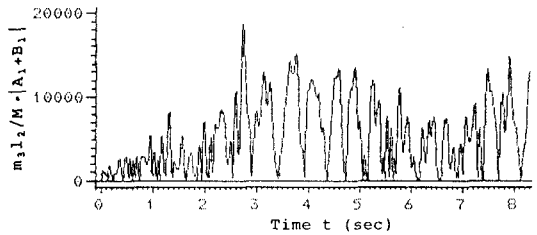


図-5 $m_3 l_2 / M \cdot |A_1 + B_1|$ の応答例

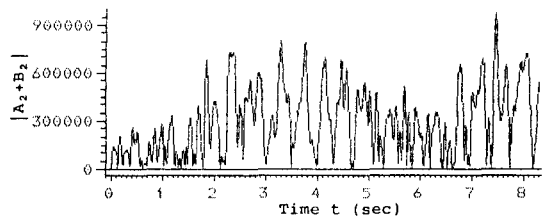


図-6 $|A_2 + B_2|$ の応答例

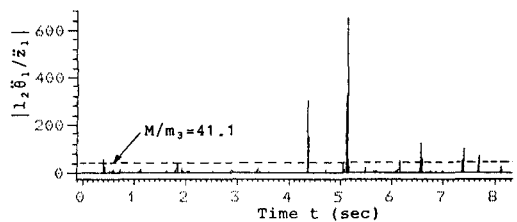


図-7 $|l_2 \ddot{\theta}_1 / \ddot{z}_1|$ の応答例