

3. シミュレーションを用いた車両重量推定の理論検証

固有振動数を用いた車両重量推定について、実車におけるデータ計測及び解析を実施する前に、シミュレーションによる試算を行い、その可能性について検討した。なお、シミュレーションは、はじめに簡易モデルを用いて実施し、その結果を踏まえてより実車に近いモデルによるシミュレーションを実施した。

3.1 簡易モデルによるシミュレーション

はじめに簡易モデルを用いたシミュレーションを実施し、変数として設定した各データの関係性の確認を行った。

3.1.1 シミュレーションモデルの概要

シミュレーションモデルの概要を図 3-1～図 3-3 に示す。

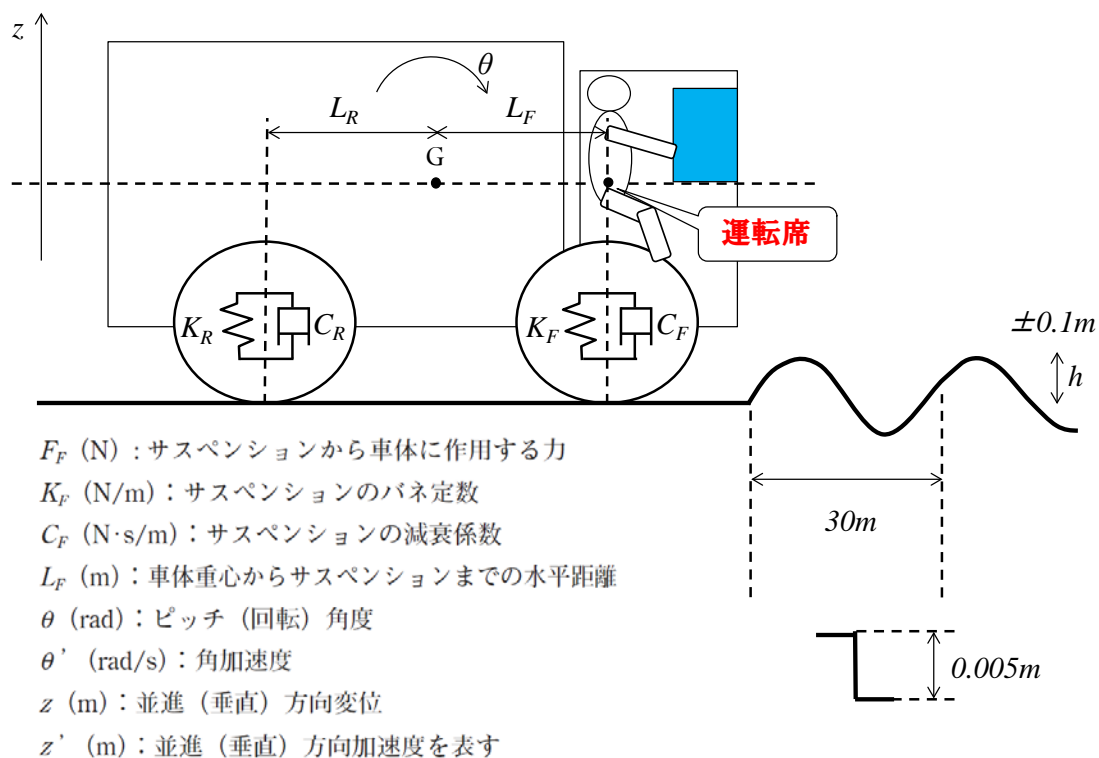


図 3-1 簡易シミュレーションモデルの概要

垂直方向への自由度に対して与える影響

$$F_F = 2K_F(L_F \cdot \theta - z) + 2C_F(L_F \cdot \theta' - z')$$

$$F_R = 2K_R(L_R \cdot \theta - z) + 2C_R(L_R \cdot \theta' - z')$$

サスペンションによるピッチモーメント (N・m)

$$M_F = -L_F \cdot F_F$$

$$M_R = -L_R \cdot F_R$$

これらの間に次の関係式が成り立つ

$$M_b \cdot Z'' = F_F + F_R - M_b \cdot g$$

$$I_{yy} \cdot \theta'' = M_F + M_R \cdot g$$

ここで、

M_b (kg) : 車両重量

g (m/s²) : 重力加速度

I_{yy} (kg・m²) : 車両重心回りの慣性モーメント

図 3-2 簡易シミュレーションモデルの概要

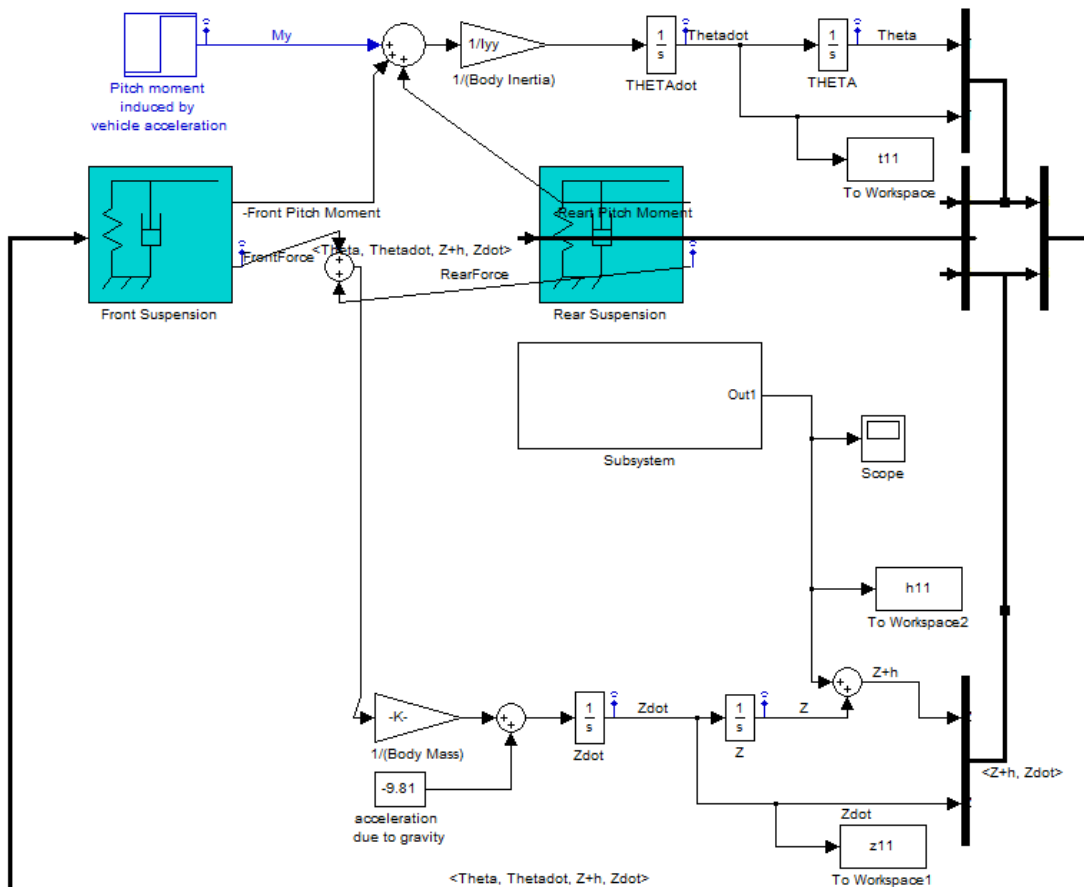


図 3-3 簡易シミュレーションモデル

車両に係る各種パラメータは実存する車両（日野：プロフィア）のデータを基に以下のとおり設定した。なお、実際の車両は前輪と後輪の二軸が存在するが、本モデルでは重量が重心の1点に掛かる形となっている。また、上下加速度の計測位置は、車載器の設置が想定される運転席周りを想定し、前輪の軸直上に設定した。

- $L_f = 4.0$; % front hub displacement from body gravity center (m)
- $L_r = 1.5$; % rear hub displacement from body gravity center (m)
- $I_{yy} = 2100$; % body moment of inertia about y-axis in (kg m^2)
- $k_f = 28000$; % front suspension stiffness in (N/m)
- $k_r = 25000$; % rear suspension stiffness in (N/m)
- $c_f = 2500$; % front suspension damping in (N sec/m)
- $c_r = 2000$; % rear suspension damping in (N sec/m)

3.1.2 分析条件

車両に振動を発生させるための外部入力として、正弦波とステップダウンの2通りを設定した。その上で、車両重量を4パターン、車速を3パターン設定し、各パターンの組合せによる分析を実施した。分析条件を表3-1に示す。なお、ここで使用する簡易モデルでは、外部入力の正弦波とステップダウンは前後輪に同時に入力される。そのため、ステップダウンでは速度の影響を考慮できないため、車速は正弦波のみに対する条件となる。

表 3-1 分析条件

条件	パターン
外部入力	正弦波：振幅±0.1m・波長 30m ステップダウン：-0.005m（幅 0）
車両重量 ^{※1}	11t(0t)・17t(6t)・23t(12t)・29t(18t)
車速 ^{※2}	20km/h、40km/h、60km/h

※1 カッコ内は積載物の重量。18tは重量超過の状態。

※2 速度は正弦波の外部入力に対する条件

また、外乱（ノイズ）が含まれる状態で外部入力を行わないよう、図3-4に示すような安定状態になった段階で外部入力を発生させるようにした。

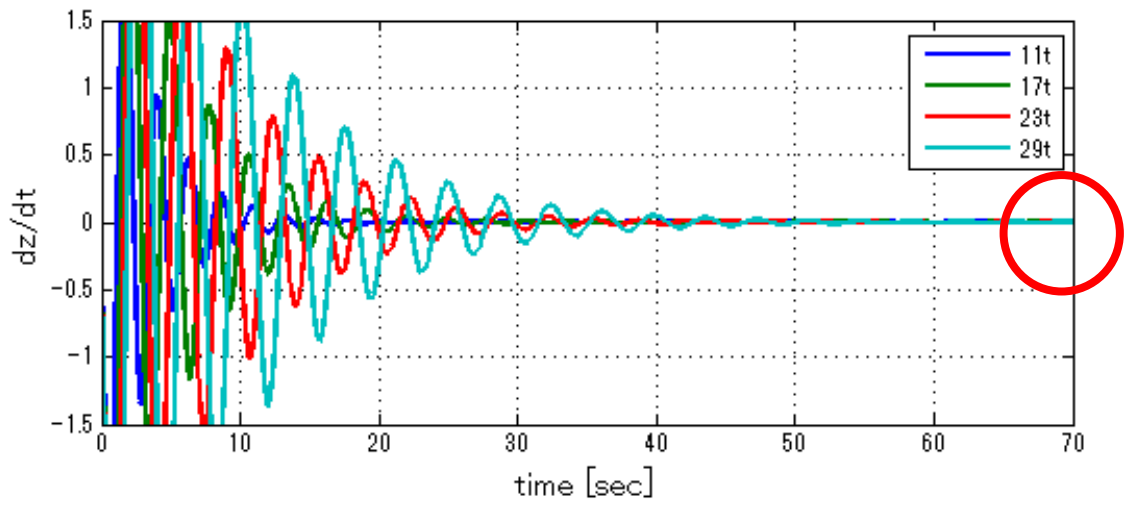
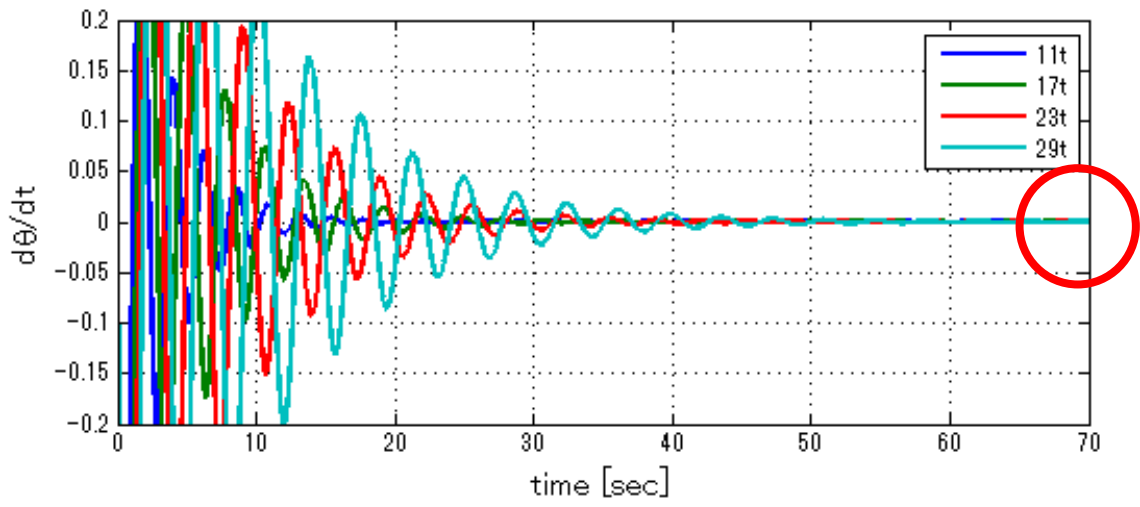


図 3-4 外部入力が発生タイミング

3.1.3 シミュレーション結果

シミュレーションを行った結果を図 3-5～図 3-8 に示す。外部入力に関しては、正弦波よりもステップダウンの方が、車両重量の違いによる上下加速度の違いが分かりやすい形で出現した。

1) 正弦波

① 車速 20km/h

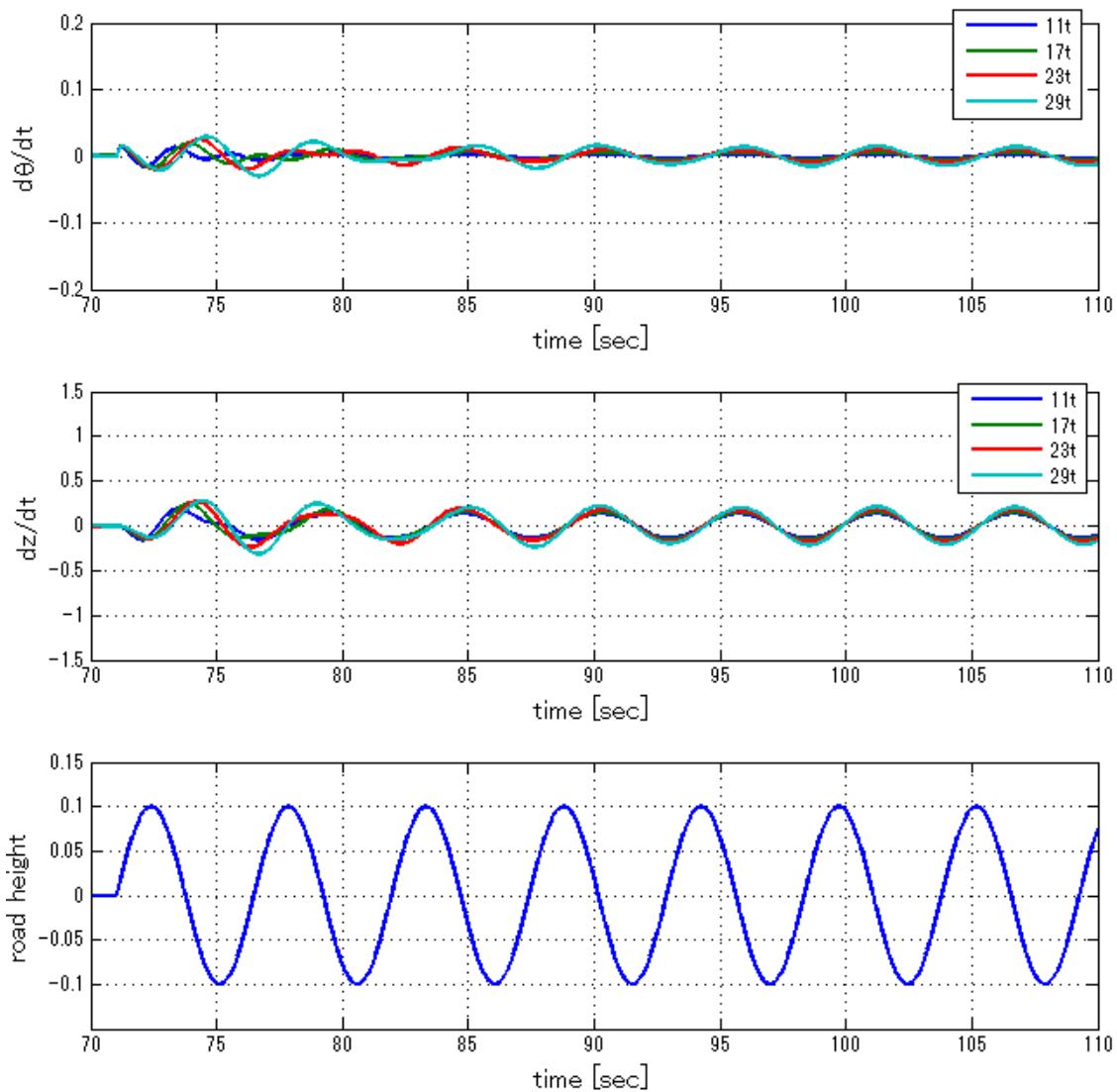


図 3-5 シミュレーション結果（正弦波・車速 20km/h）

② 車速 40km/h

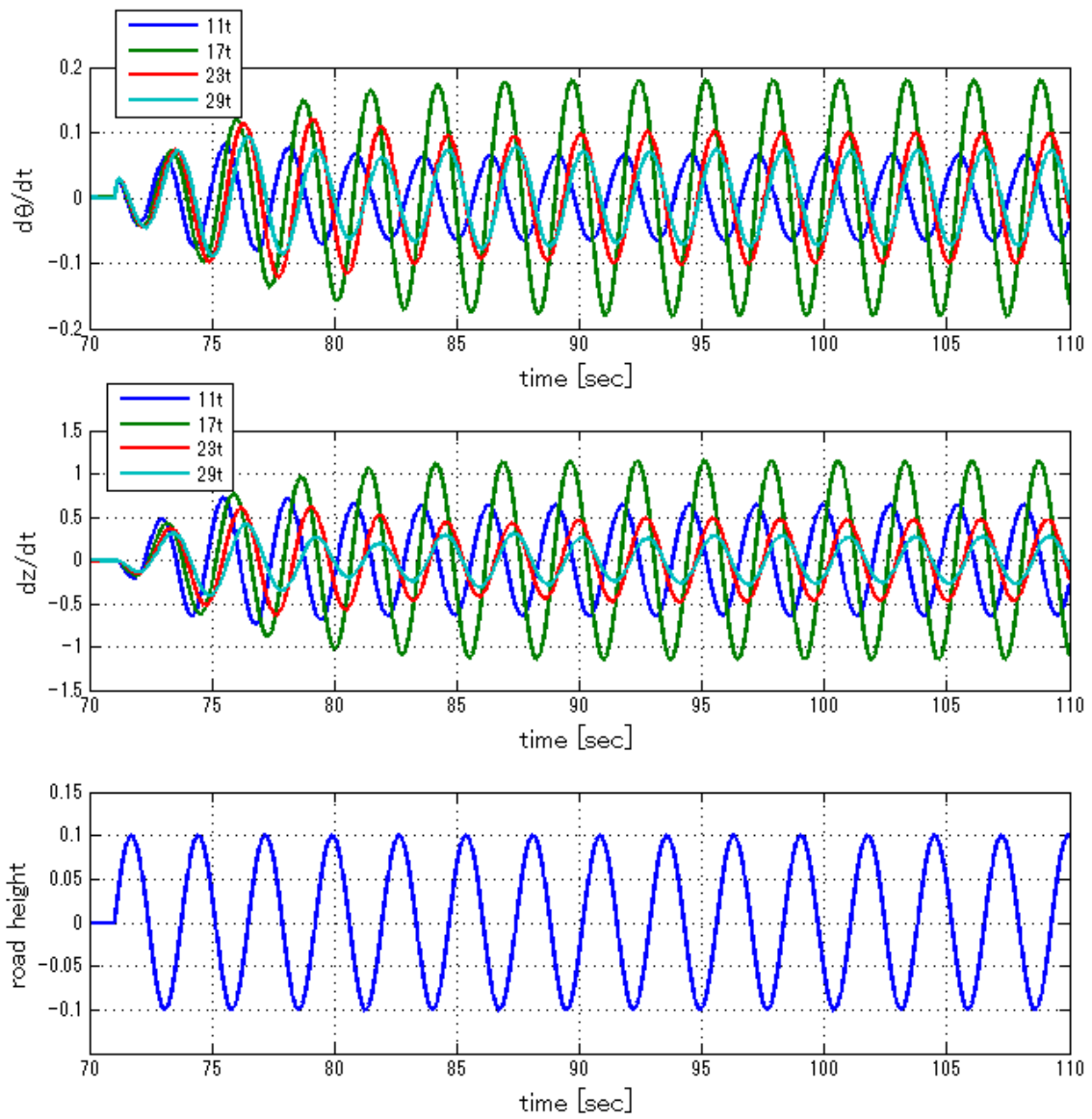


図 3-6 シミュレーション結果 (正弦波・車速 40km/h)

③ 車速 60km/h

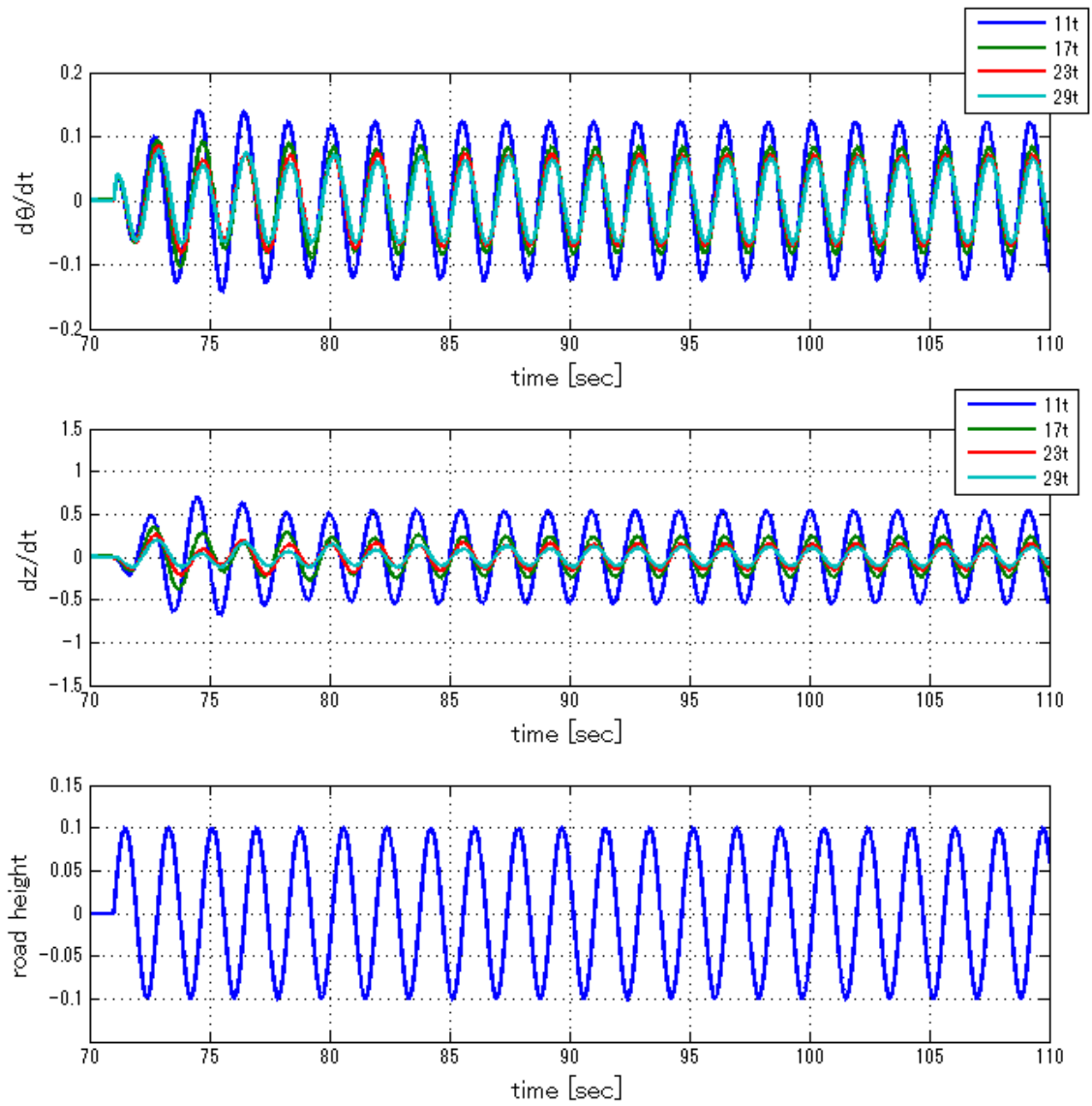


図 3-7 シミュレーション結果 (正弦波・車速 60km/h)

2) ステップダウン

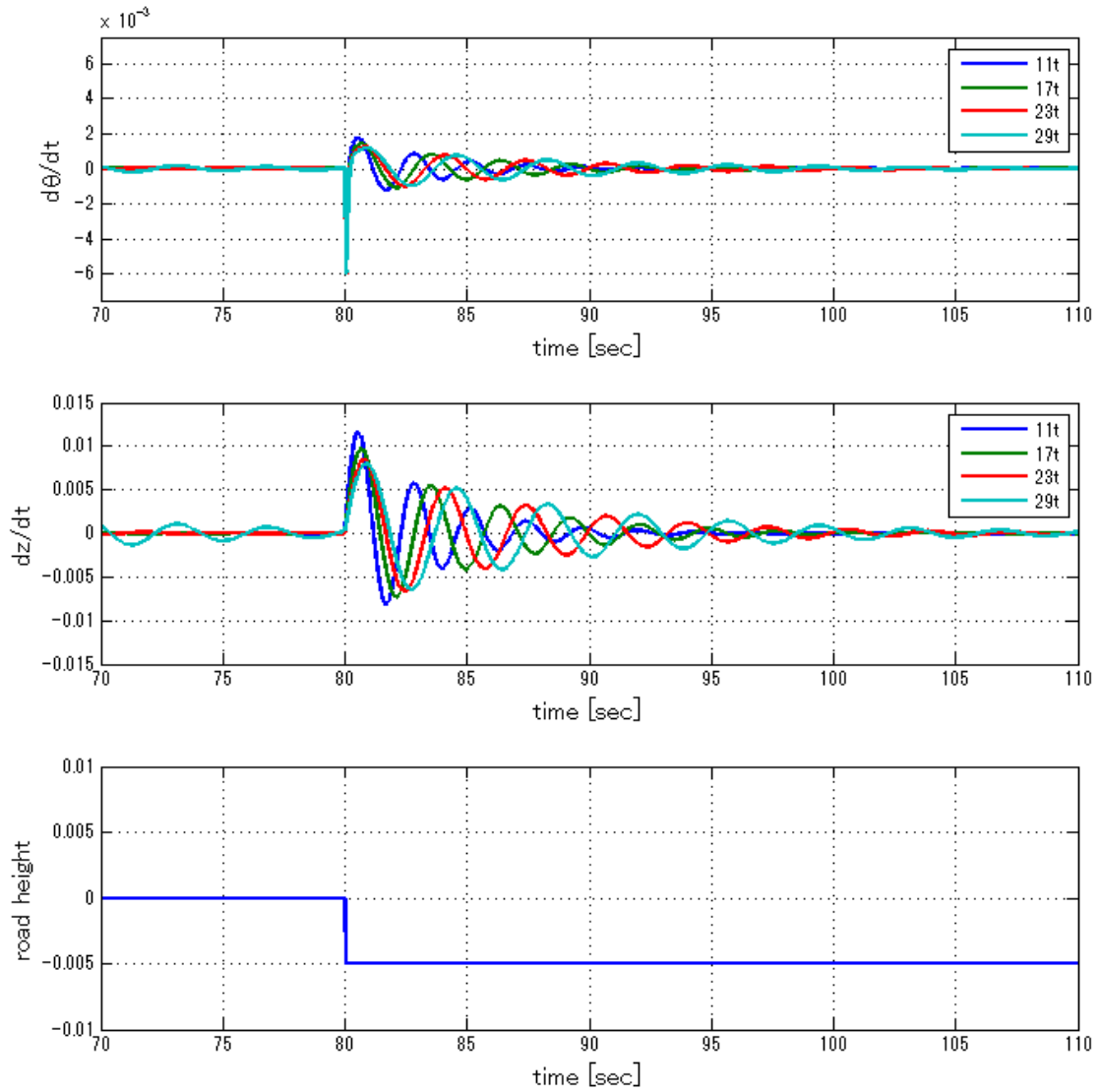


図 3-8 シミュレーション結果 (ステップダウン)

3.2 詳細シミュレーション

簡易モデルによるシミュレーション結果を踏まえ、詳細シミュレーションを実施し、より多くの変数設定等を行い、変数として設定した各データの関係性の確認を行った。

3.2.1 シミュレーションモデルの概要

シミュレーションモデルの概要を図 3-9～図 3-12 に示す。

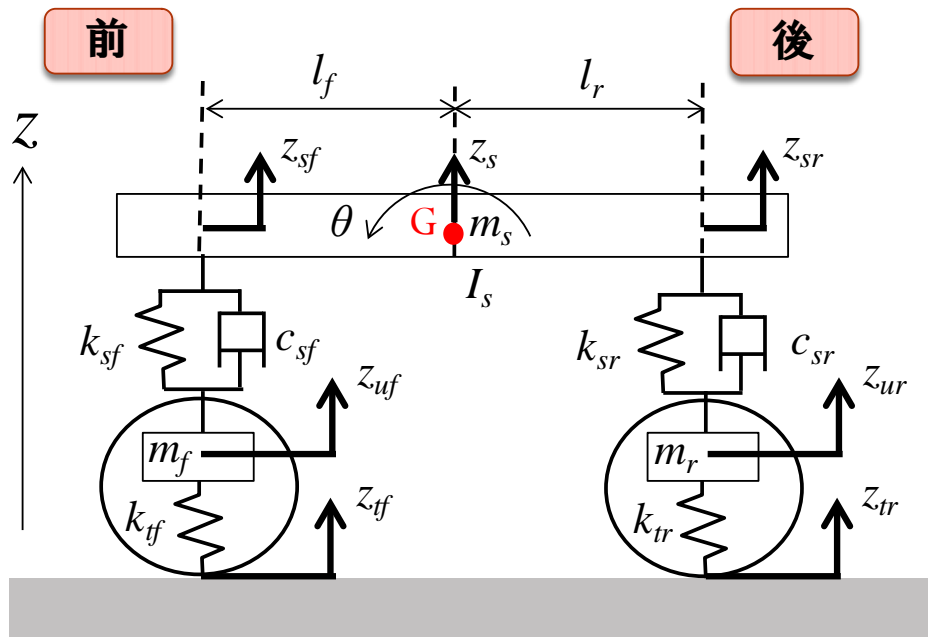


図 3-9 シミュレーションのモデル構造

変数	内容
m_s	ばね上質量
$m_f \cdot m_r$	前後軸のばね下質量
$k_{sf} \cdot k_{sr}$	前後軸の懸架ばね定数
$c_{sf} \cdot c_{sr}$	前後軸の懸架減衰係数
$k_{yf} \cdot k_{yr}$	前後軸のタイヤばね定数
$z_{yf} \cdot z_{yr}$	前後軸のタイヤ接地面変位
$z_{uf} \cdot z_{ur}$	前後軸のばね下質量変位
z_s	ばね上質量の重心位置変位
$z_{sf} \cdot z_{sr}$	前後軸の変位
I_s	ばね上慣性モーメント
θ	ばね上ピッチング角

図 3-10 シミュレーションのモデル構造

ばね上の垂直運動のつりあい式

$$m_s \ddot{z}_s = -C_{sf}(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) - C_{sr}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) - k_{sf}(z_{sf} - z_{ur}) - k_{sr}(z_{sf} - z_{ur})$$

ばね上のピッチング運動のつりあい式

$$I_s \ddot{\theta} = l_f \{c_{sf}(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) + k_{sf}(z_{sf} - z_{uf})\} - l_r \{c_{sr}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) + k_{sr}(z_{sr} - z_{ur})\}$$

前後軸のばね下運動のつりあい式

(前軸)

$$m_{uf} \ddot{z}_{uf} = c_{sf}(\dot{z}_{sf} - \dot{z}_{uf}) + k_{sf}(z_{sf} - z_{uf}) - k_{tf}(z_{uf} - z_{tf})$$

(後軸)

$$m_{ur} \ddot{z}_{ur} = c_{sr}(\dot{z}_{sr} - \dot{z}_{ur}) + k_{sr}(z_{sr} - z_{ur}) - k_{tr}(z_{ur} - z_{tr})$$

その他

$$z_{sf} = z_s - l_{sf} \theta$$

$$z_{sr} = z_s + l_{sr} \theta$$

< 状態方程式 >

$$\begin{bmatrix} \dot{z}_s \\ \ddot{z}_s \\ \dot{\theta} \\ \ddot{\theta} \\ \dot{z}_{uf} \\ \ddot{z}_{uf} \\ \dot{z}_{ur} \\ \ddot{z}_{ur} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ A_{10} & A_{11} & A_{20} & A_{21} & A_{30} & A_{31} & A_{40} & A_{41} \\ 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ B_{10} & B_{11} & B_{20} & B_{21} & B_{30} & B_{31} & B_{40} & B_{41} \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ C_{10} & C_{11} & C_{20} & C_{21} & C_{30} & C_{31} & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ D_{10} & D_{11} & D_{20} & D_{21} & 0 & 0 & D_{40} & D_{41} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_s \\ \dot{z}_s \\ \theta \\ \dot{\theta} \\ z_{uf} \\ \dot{z}_{uf} \\ z_{ur} \\ \dot{z}_{ur} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ C_{60} & 0 \\ 0 & 0 \\ 0 & C_{60} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} z_{tf} \\ z_{tr} \end{bmatrix}$$

$$A_{10} = -\frac{k_{sf} + k_{sr}}{m_s}$$

$$B_{10} = \frac{l_f k_{sf} - l_r k_{sr}}{I_s}$$

$$C_{10} = \frac{k_{sf}}{m_{uf}}$$

$$D_{10} = \frac{k_{sr}}{m_{ur}}$$

$$A_{11} = -\frac{C_{sf} + C_{sr}}{m_s}$$

$$B_{11} = \frac{l_f C_{sf} - l_r C_{sr}}{I_s}$$

$$C_{11} = \frac{C_{sf}}{m_{uf}}$$

$$D_{11} = \frac{C_{sr}}{m_{ur}}$$

$$A_{20} = \frac{k_{sf} l_f - k_{sr} l_r}{m_s}$$

$$B_{20} = -\frac{l_f^2 k_{sf} + l_r^2 k_{sr}}{I_s}$$

$$C_{20} = -\frac{l_f k_{sf}}{m_{uf}}$$

$$D_{20} = \frac{l_r k_{sr}}{m_{ur}}$$

$$A_{21} = \frac{C_{sf} l_f - C_{sr} l_r}{m_s}$$

$$B_{21} = -\frac{l_f^2 C_{sf} + l_r^2 C_{sr}}{I_s}$$

$$C_{21} = -\frac{l_f C_{sf}}{m_{uf}}$$

$$D_{21} = \frac{l_r C_{sr}}{m_{ur}}$$

$$A_{30} = \frac{k_{sf}}{m_s}$$

$$B_{30} = -\frac{l_{sf} k_{sf}}{I_s}$$

$$C_{30} = -\frac{k_{sf} + k_{tf}}{m_{uf}}$$

$$C_{40} = -\frac{k_{sr} + k_{tr}}{m_{ur}}$$

$$A_{31} = \frac{C_{sf}}{m_s}$$

$$B_{31} = -\frac{l_{sf} C_{sf}}{I_s}$$

$$C_{31} = -\frac{C_{sf}}{m_{uf}}$$

$$C_{41} = -\frac{C_{sr}}{m_{ur}}$$

$$A_{40} = \frac{k_{sr}}{m_s}$$

$$B_{40} = \frac{l_{sr} k_{sr}}{I_s}$$

$$C_{60} = \frac{k_{tf}}{m_{uf}}$$

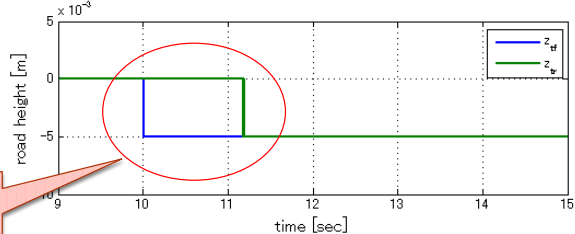
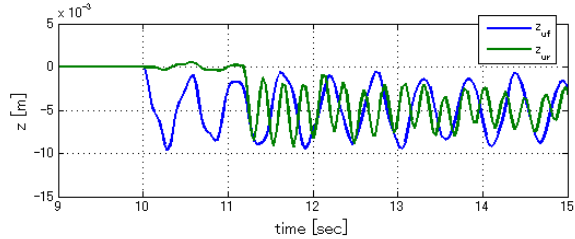
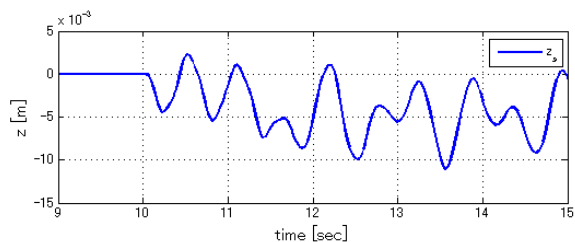
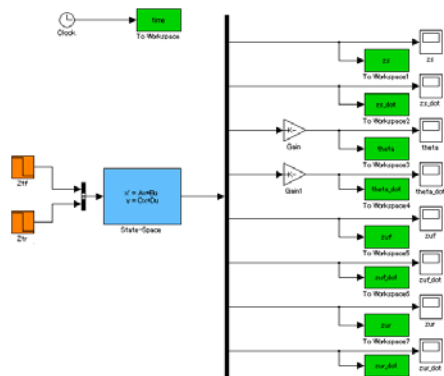
$$D_{60} = \frac{k_{tr}}{m_{ur}}$$

$$A_{41} = \frac{C_{sr}}{m_s}$$

$$B_{41} = \frac{l_{sr} C_{sr}}{I_s}$$

図 3-11 シミュレーションのモデル構造

Simulink



前輪と後輪に対して
独立にSTEP入力

図 3-12 簡易シミュレーションモデル

固有振動数を算出し、車両重量を推定する算出式を図 3-13 に示す。各固有振動数とばね上質量との相関表を作成し、実車に生じる上下加速度とピッチのピーク周波数より車両重量を推定する。

振動モードの固有振動数算出（ばね上の車両モデル）

ばね上の垂直運動のつりあい式

$$m_s \ddot{z}_s + k_{sf} z_{sf} + k_{sr} z_{sr} = 0$$

ばね上のピッチング運動のつりあい式

$$I_s \ddot{\theta} - l_f k_{sf} z_{sf} + k_{sr} z_{sr} = 0$$

補助方程式

$$z_{sf} = z_s - l_{sf} \theta$$

$$z_{sr} = z_s + l_{sr} \theta$$

$$I_s = m_s r^2 \quad r \text{は回転半径}$$

$$\begin{cases} \ddot{z}_s + A z_s + B \theta = 0 \\ \ddot{\theta} + \frac{B}{r^2} z_s + C \theta = 0 \end{cases} \quad \begin{aligned} A &= \frac{k_{sf} + k_{sr}}{m_s} & B &= \frac{l_{sr} k_{sr} - l_f k_{sf}}{m_s} & C &= \frac{l_f^2 k_{sf} + l_{sr}^2 k_{sr}}{m_s r^2} \end{aligned}$$

$$\begin{cases} z_s = z_s \sin \omega t \\ \theta = \theta \sin \omega t \end{cases} \quad \text{とおくと} \quad -z_s \omega^2 \sin \omega t + A z_s \sin \omega t + B \theta \sin \omega t = 0$$

$$\Rightarrow (A - \omega^2) z_s + B \theta = 0$$

$$\Rightarrow \frac{z_s}{\theta} = -\frac{B}{(A - \omega^2)}$$

$$\text{同様に} \quad \frac{z_s}{\theta} = -\frac{r^2 (C - \omega^2)}{B}$$

振動モードの固有振動数

$$B_{20} = -\frac{l_f^2 k_{sf} + l_{sr}^2 k_{sr}}{I_s}$$

$$B_{21} = -\frac{l_f^2 c_{sf} + l_{sr}^2 c_{sr}}{I_s}$$

$$B_{30} = -\frac{l_{sf} k_{sf}}{I_s}$$

$$B_{31} = -\frac{l_{sf} c_{sf}}{I_s}$$

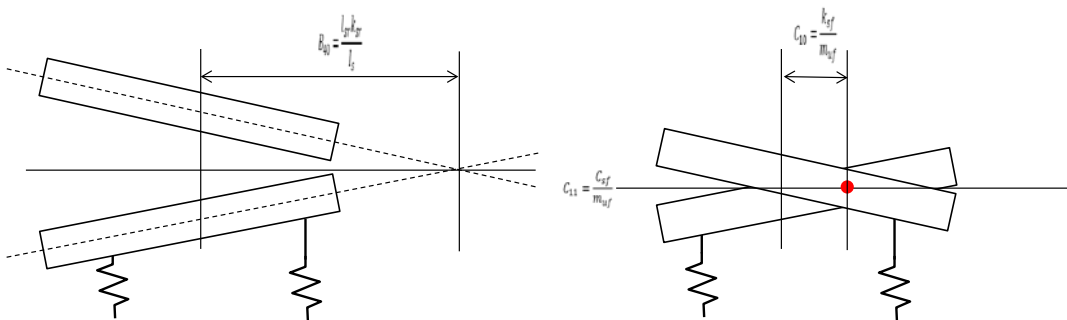


図 3-13 固有振動数の算出

車両に係る各種パラメータは実存する車両（日野：プロフィア）のデータを基に以下のとおり設定した。

- $m_s=11t(0t)$; %重量 [kg]
- $m_f=m_s/2$; %前軸のばね下質量 [kg]
- $m_r=m_s/2$; %後軸のばね下質量 [kg]
- $k_{sf}=28,000$; %前軸の懸架ばね定数 [N/m]
- $k_{sr}=25,000$; %後軸の懸架ばね定数 [N/m]
- $c_{sf}=2,500$; %前軸の懸架減衰係数 [N/m/s]
- $c_{sr}=2,000$; %後軸の懸架減衰係数 [N/m/s]
- $k_{tf}=16,000$; %前軸のタイヤばね定数 [N/m]
- $k_{tr}=25,000$; %後軸のタイヤばね定数 [N/m]
- $I_s=m_s \times r \times r$; %ばね上慣性モーメント [N/m] $r=4.15$
- $l_f=4.393 \pm 1$; %重心から前軸までの距離 [m]
- $l_r=2.162; \pm 1$ %重心から後軸までの距離 [m]

3.2.2 分析条件

車両に振動を発生させるための外部入力として、 -0.005m のステップダウンを設定した。その上で、車両重量を 4 パターン、車速を 3 パターン設定し、各パターンの組合せによる分析を実施した。また、ほかの条件としてばね係数を $\pm 2\%$ 及び $\pm 4\%$ 変化させた場合、重心位置を $\pm 1\text{m}$ 変化させた場合の分析も実施した。分析条件を表 3-2 に示す。

表 3-2 分析条件

条件	パターン
外部入力	ステップダウン： -0.005m (幅 0)
車両重量※	11t(0t)・17t(6t)・23t(12t)・29t(18t)
車速	20km/h、40km/h、60km/h
ばね係数	96%・98%・100%・102%・104%
重心位置	基準値 -1m ・基準値・基準値 $+1\text{m}$

※カッコ内は積載物の重量。18t は重量超過の状態。

また、外乱（ノイズ）が含まれる状態で外部入力を行わないよう安定状態になった段階（10 秒後）で外部入力を発生させるようにした。

3.2.3 シミュレーション結果

シミュレーションの実施結果について、設定条件別の結果を図 3-14～図 3-19 に示す。

1) 積載重量を変数としたケース

① 車速 20km/h

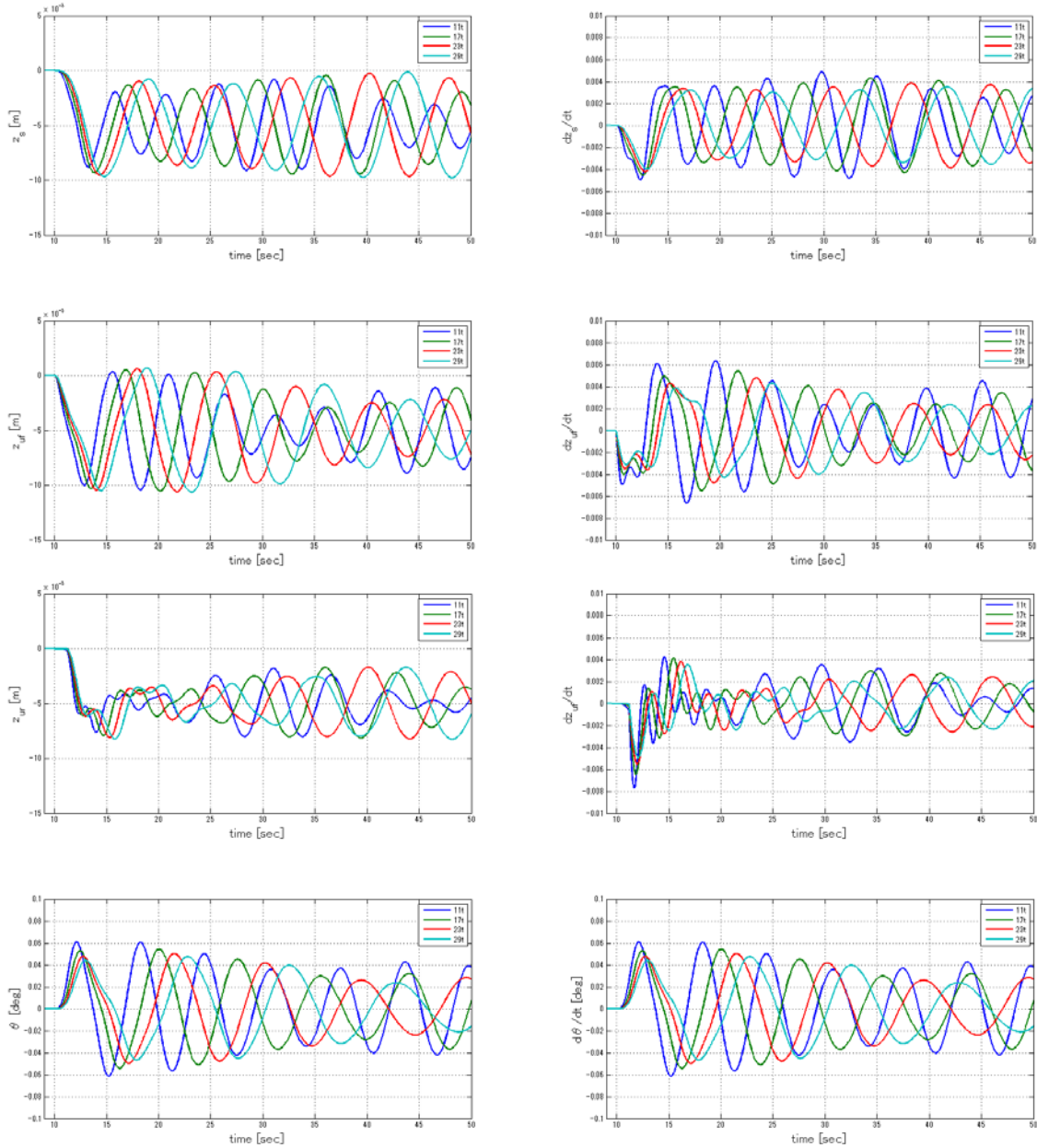


図 3-14 シミュレーション結果 (変数：重量、車速 20km/h)

② 車速 40km/h

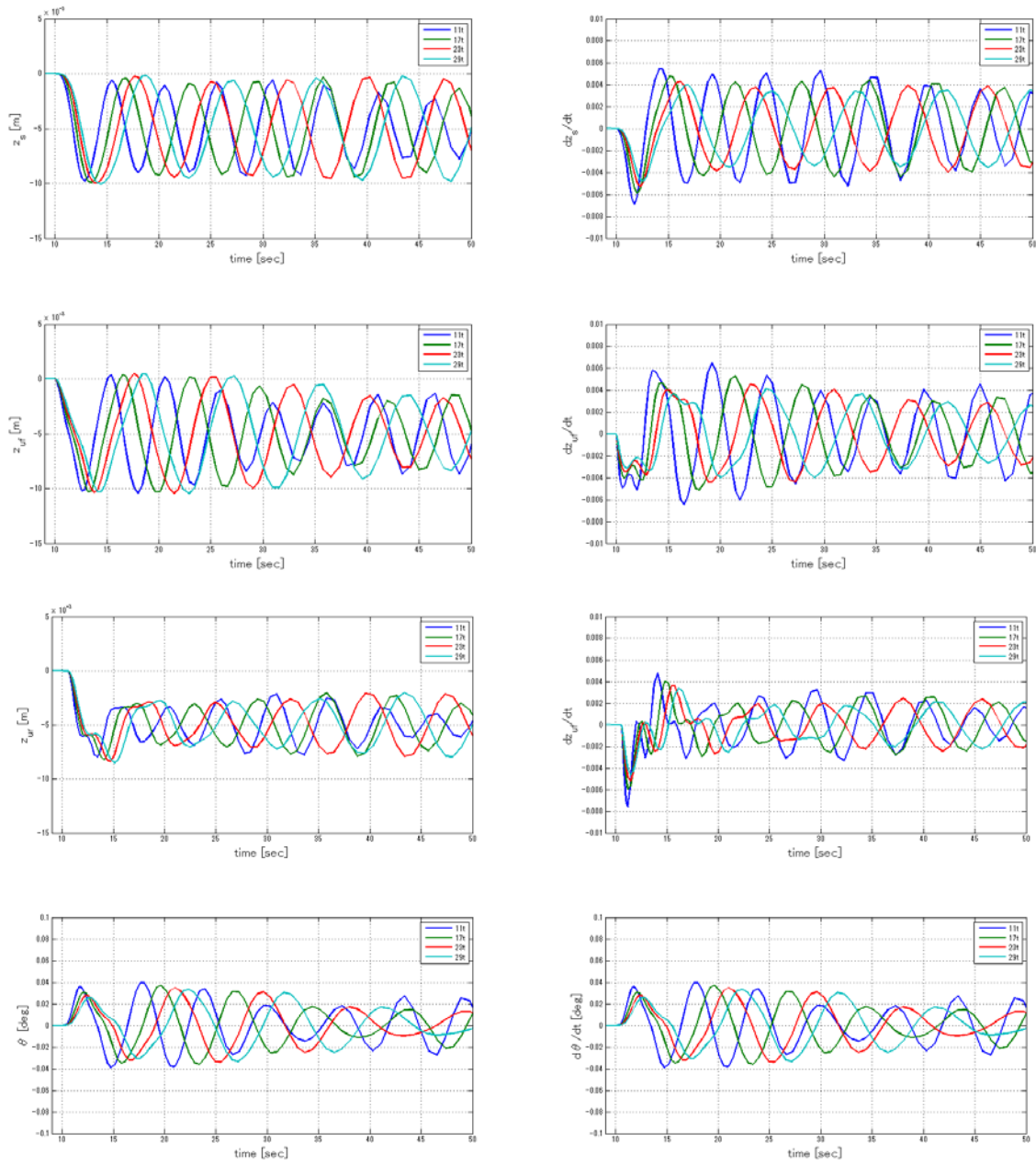


図 3-15 シミュレーション結果 (変数: 重量、車速 40km/h)

③ 車速 60km/h

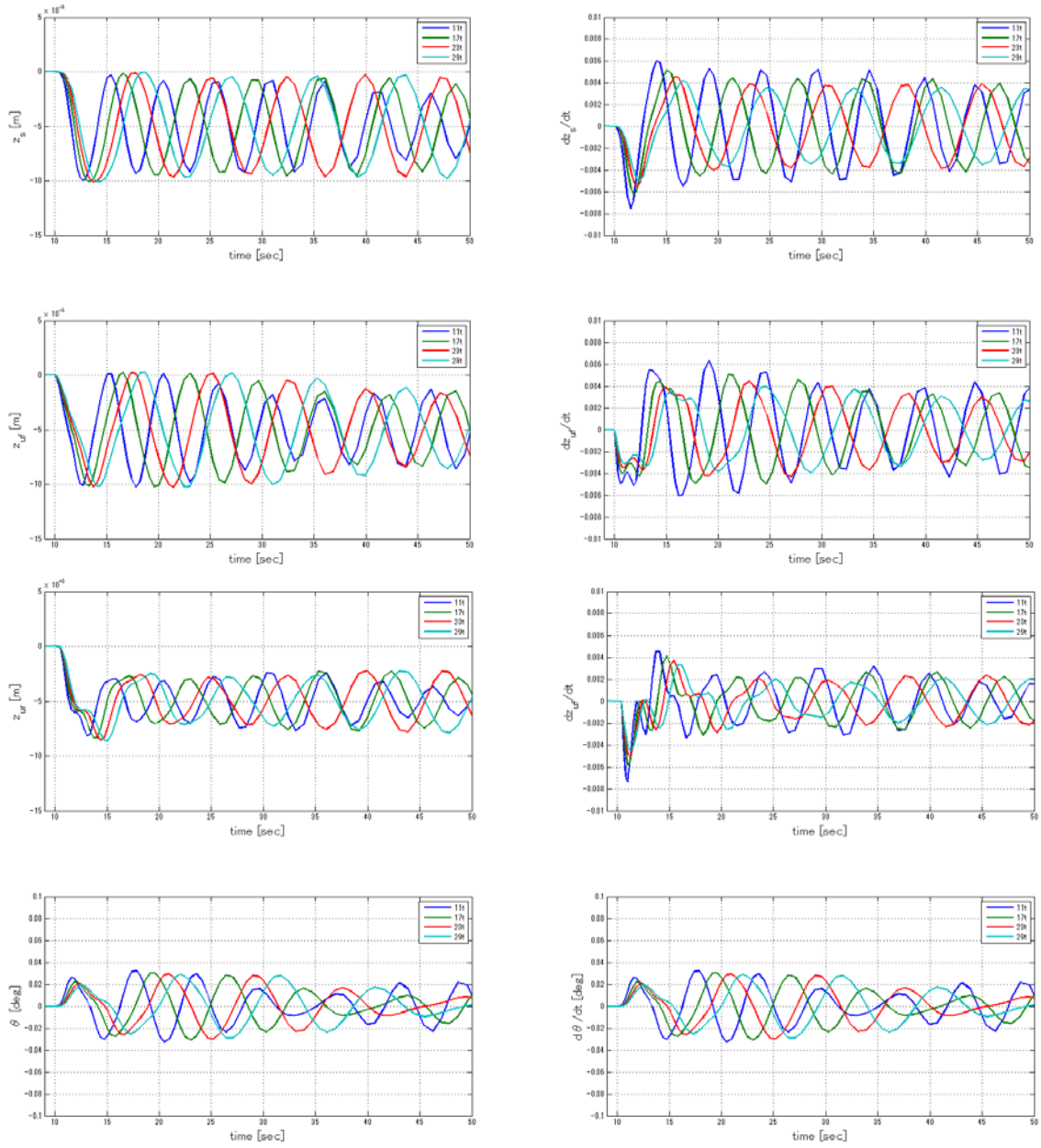


図 3-16 シミュレーション結果 (変数：重量、車速 60km/h)

シミュレーションの結果、積載重量と固有振動数の関係は表 3-3 に示すとおり、積載重量が重くなるほど固有振動数が小さくなる傾向が確認された。

表 3-3 積載重量と固有振動数の関係

積載重量	固有振動数 (Hz)
11t	0.5038
17t	0.4053
23t	0.3484
29t	0.3103

2) ばね定数を変数としたケース

① 車速 20km/h

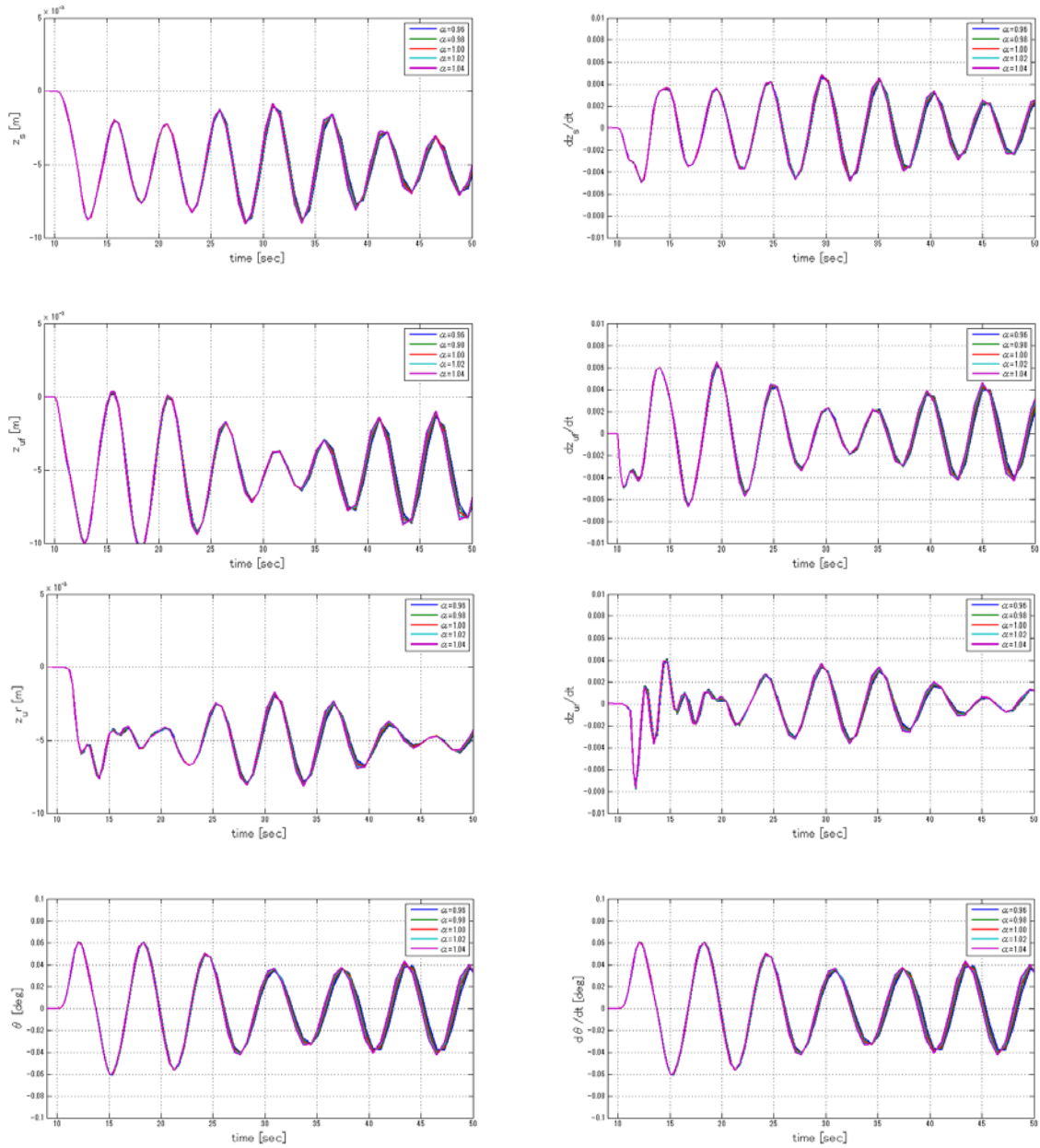


図 3-17 シミュレーション結果 (変数：ばね定数、車速 20km/h)

② 車速 40km/h

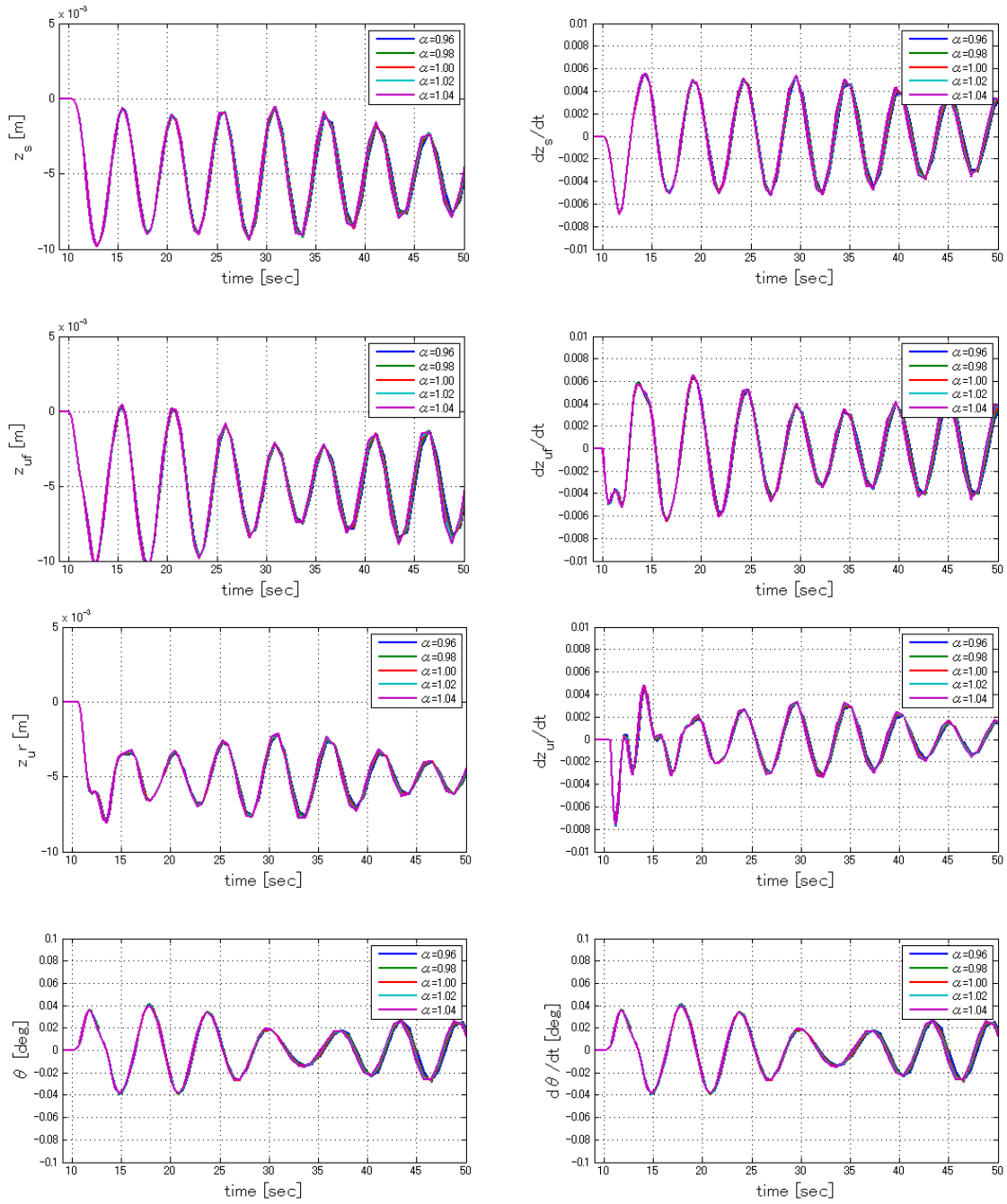


図 3-18 シミュレーション結果 (変数: ばね定数、車速 40km/h)

③ 車速 60km/h

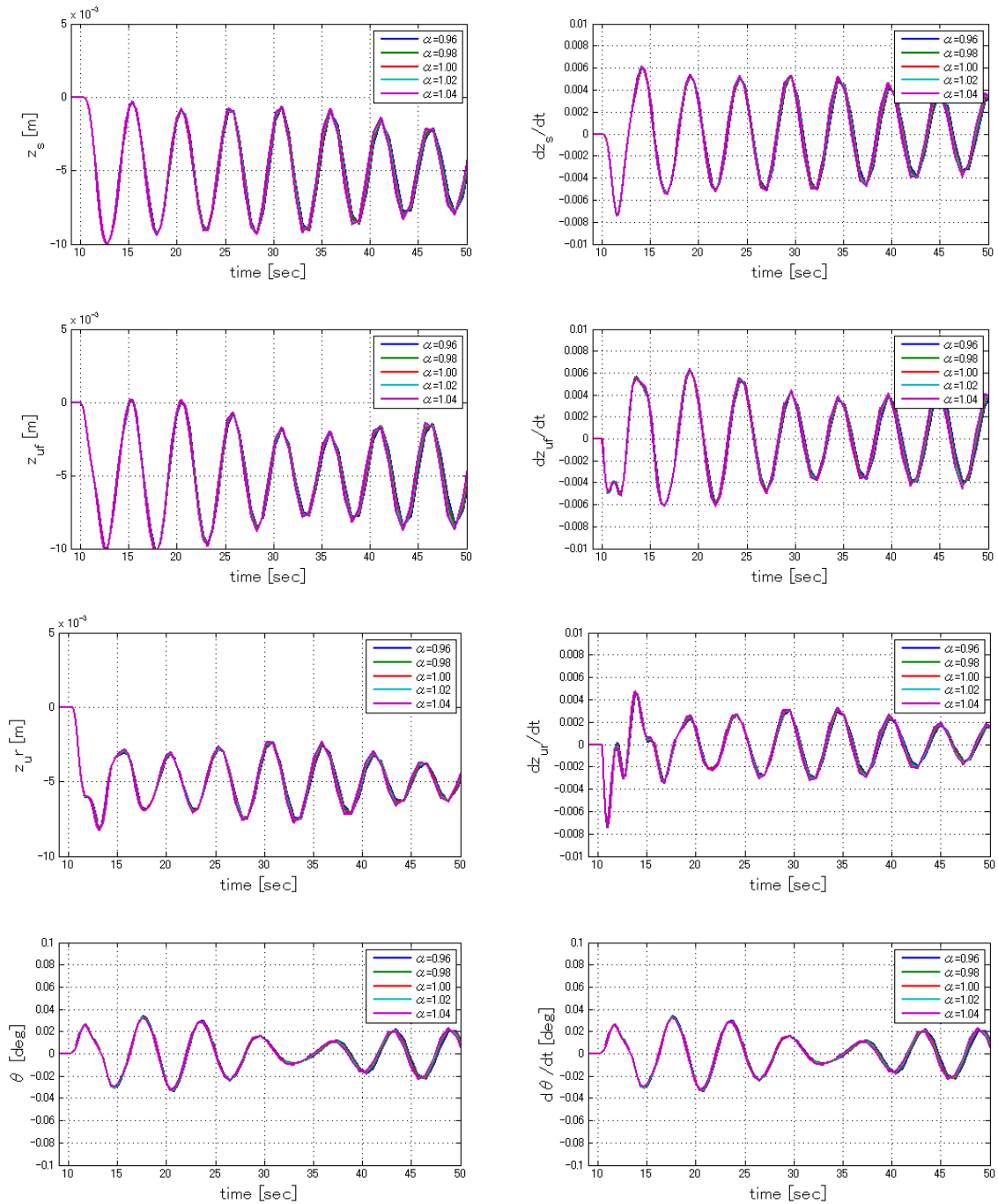


図 3-19 シミュレーション結果 (変数: ばね定数、車速 60km/h)

シミュレーションの結果、表 3-4 に示すとおり、ばね定数の値の大きさと固有振動数には正の相関関係が確認された。しかし、積載重量と固有振動数の関係と比較し、固有振動数の変化の幅は小さいことが確認された。

表 3-4 積載重量・ばね定数と固有振動数の関係

積載重量	固有振動数 (Hz)				
	96%	98%	100%	102%	104%
11t	0.4937	0.4988	0.5038	0.5089	0.5138
17t	0.3971	0.4012	0.4053	0.4093	0.4133
23t	0.3414	0.3449	0.3484	0.3519	0.3553
29t	0.3040	0.3072	0.3103	0.3134	0.3165

3) バウンシングとピッチングの固有振動数の算出

① ばね定数を変数としたケース

シミュレーションの結果、表 3-5 と表 3-6 に示すとおり、ばね定数の値の大きさとバウンシングとピッチングの固有振動数には正の相関関係が確認された。しかし、積載重量と固有振動数の関係と比較し、±4%のばね定数の変化の影響による固有振動数の変化の幅は小さいことが確認された。

表 3-5 積載重量・ばね定数とバウンシング固有振動数の関係

積載重量	ω 1 固有振動数 (Hz)				
	96%	98%	100%	102%	104%
11t	0.3755	0.3794	0.3832	0.3870	0.3908
17t	0.3020	0.3052	0.3083	0.3113	0.3144
23t	0.2597	0.2624	0.2650	0.2677	0.2703
29t	0.2313	0.2337	0.2360	0.2384	0.2407

表 3-6 積載重量・ばね定数とピッチング固有振動数の関係

積載重量	ω 2 固有振動数 (Hz)				
	96%	98%	100%	102%	104%
11t	0.2460	0.2486	0.2511	0.2536	0.2561
17t	0.1979	0.2000	0.2020	0.2040	0.2060
23t	0.1702	0.1719	0.1737	0.1754	0.1771
29t	0.1515	0.1531	0.1547	0.1562	0.1577

② 重心位置を変数としたケース

シミュレーションの結果、表 3-7 と表 3-8 に示すとおり、重心位置を基準値に対して±1m で変化させた場合、積載重量とバウンシングとピッチングの固有振動数には正の相関関係が確認された。重心位置を基準値に対して+1m とした場合は、基準値と比較してバウンシングの固有振動数が大きく、ピッチングの固有振動数が小さくなることが確認された。また、重心位置を基準値に対して-1m とした場合は、基準値と比較してバウンシングの固有振動数が小さく、ピッチングの固有振動数が大きくなることが確認された。

表 3-7 重心位置・ばね定数とバウンシング固有振動数の関係

積載重量	ω 1 固有振動数 (Hz)		
	基準値+1m	基準値	基準値-1m
11t	0.4307	0.3832	0.3517
17t	0.3465	0.3083	0.2829
23t	0.2979	0.2650	0.2432
29t	0.2653	0.2360	0.2166

表 3-8 重心位置・ばね定数とピッチング固有振動数の関係

積載重量	ω 2 固有振動数 (Hz)		
	基準値+1m	基準値	基準値-1m
11t	0.2234	0.2511	0.2736
17t	0.1797	0.2020	0.2201
23t	0.1545	0.1737	0.1892
29t	0.1376	0.1547	0.1685

3.3 シミュレーション結果のまとめ

シミュレーションモデルを用いて、車両重量と固有振動数の関係进行分析した。その結果、数%程度のばね定数の変化が推定精度に大きな影響を与える可能性は低いことが確認されるとともに、重心位置が前後どちらの位置にあっても重量が大きくなるほど固有振動数は低くなる傾向が確認された。ただし、重心位置が変化する方向によって、基準値の重心位置の固有振動数と比較してバウンシングとピッチングの固有振動数の変化の傾向が異なることが確認された。