

高層型機械式駐車装置における駐車車両の地震応答

齋藤年正*, 田野 博**

Earthquake Response of Vehicles Parked in a Mechanical Multi-storey Parking Facility

Toshimasa SAITOU and Hiroshi TANO

During an earthquake, vehicles (passenger cars) parked in mechanical parking garages built on skyscrapers vibrate more in response to the earthquake than do vehicles parked on the ground. In such cases, a vehicle mounted on a pallet and receiving a large seismic response transferred through the building will perform a left-right lateral movement on the pallet. Once the force of the lateral movement exceeds a certain measurement, the pallet will crash into the stopper installed in the parking garage, and the resulting impact will be transmitted to the garage structure. This paper had attempts to define numerically the magnitude of this impact, using seismic response simulation calculations.

Keywords: parking garage, seismic response, seismic design, dynamic simulation, passenger cars

1. 緒言

近年、市街地に高層マンションなどの建築物が建設されるに伴い、建築物内にエレベータ式の機械式駐車装置が併設される場合が多くなっている。またこれとは別に、エレベータ式の独立高層型駐車装置の個別建設も多く見受けられる。このような駐車装置では、従来の低層型にはみられなかった高層型特有の地震遭遇時の現象、例えば駐車装置内の車両が地震に遭遇し、パレット上に搭載された車両が左右に振動を繰り返しながら、車両あるいは車両搬送用パレットが落下するというようなトラブルの発生が懸念されている。

高層化の流れの中で駐車装置の安全・安心設計を確立するためには、駐車車両の地震遭遇時の挙動を明らかにし、地震に対する対策を講じる必要がある。本報では、高層型機械式駐車装置に駐車している一般的な乗用車を対象とした駐車車両について、地震遭遇時の動的挙動について検討を試みた。特に着目した点は、パレット上に駐車した車両が、地震応答により駐車装置のストップあるいは構造体に衝突し、この時発生する衝突荷重の大きさである。この衝突荷重を明らかにすることができるならば、設計上の指針が得られることになる。

2. 架構上の駐車車両とパレットの振動モデル

高層型機械式立体駐車装置の例を図1に示す。図1は屋外に建設される独立建屋式の立体駐車装置であるが、これとは別に建屋構造物を高層マンションなどの躯体内に建設する場合も多く見受けられる。この駐車装置はパレット上に搭載された車両が、エレベータにより目的階に搬送され、さらにパレット上の車両が横移動で車庫内に搬送される機構になっている。

地震によりパレット上の車両が水平横方向に運動し、その運動がはなはだしく大きくなると、車両がストップに衝突を繰り返した後ストップを破壊したり、あるいは何らかの原因によりエレベータの通路に転落するというような危険が発生する。

* 機械工学科 **NHTS 株

本報では車両の転落につながる運動を対象とするために、図2に示すような車両の前後方向（フロント・リア方向）の運動ならびに車両の上下方向の運動,更に車両のピッチングとローリング運動はここでは検討の対象から省いている. 対象とする運動は、図3、図4に示すように、パレットと車両の水平振動ならびに鉛直軸回りの平面内回転運動（ヨーイング）と、ばね下の左右方向振動を考慮の対象としている.

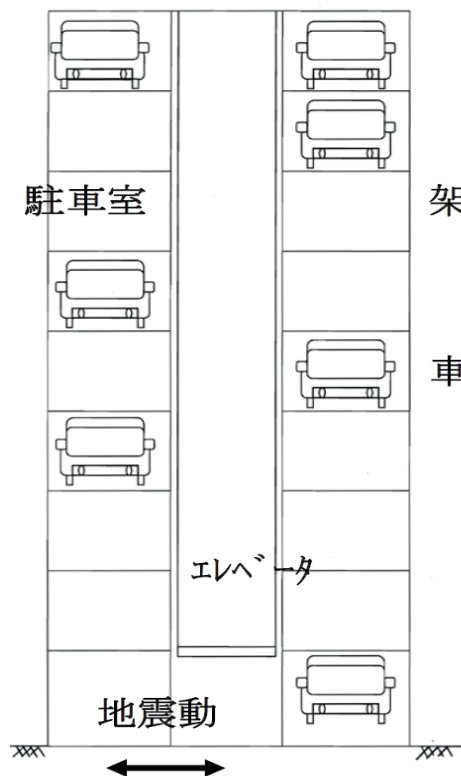


図1 高層型機械式立体駐車装置

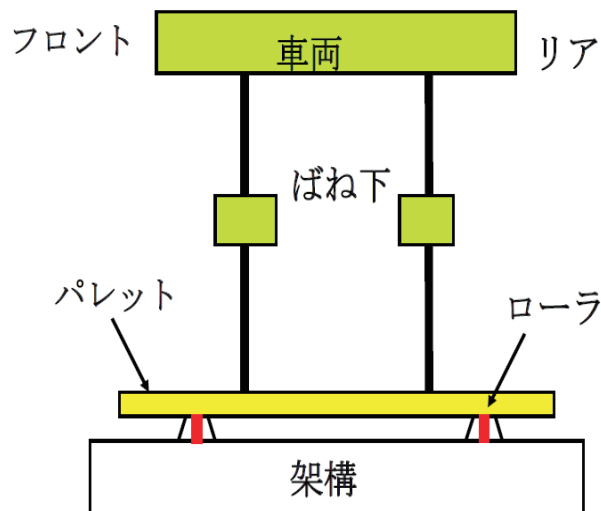


図2 振動モデル図(側面)

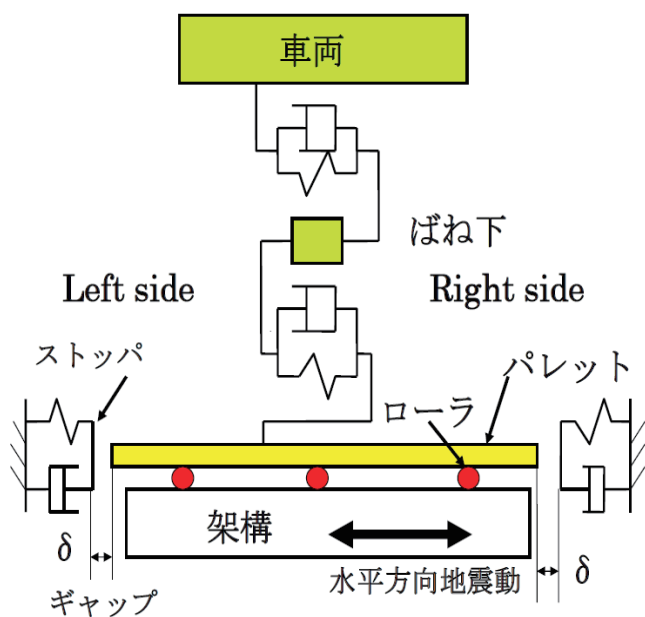


図3 振動モデル図(正面)

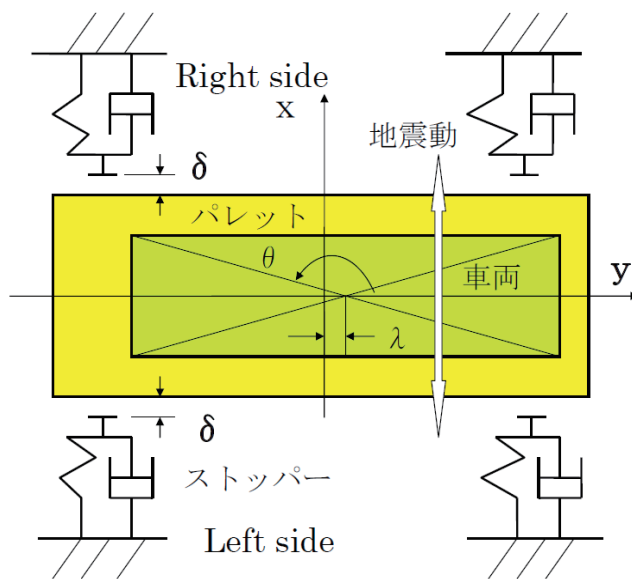


図4 振動モデル図(平面)

ばね上, ばね下に設けたシャシ・スプリング, アクスル・スプリングなどのばね定数は左右の対称性を考慮し, まとめて一つの質量, ばね, 減衰でモデル化している. 但しフロント部とリア部における質量, ばね, 減衰はそれぞれ個別に考慮している. パレットは架構に設けられた回転ローラ上にあるため, 水平地震動を受けるとストッパに衝突するまでローラの回転摩擦に抗しながら自由に架構上を運動する.

パレットは並進と回転の2自由度, 車体は左右方向並進と回転運動(ヨーイング)の2自由度, ばね下は並進2自由度の合計6自由度としてモデル化する. なお, パレットと駐車装置の架構に設けられたストッパ間にはギャップが存在し, 地震動が小さい場合にはパレットはこのギャップ内で並進, 回転運動を行う. 地震動が大きくなると車両はストッパに対して衝突, 離反を繰り返しながら左右に振動する. このようなモデル化に対して運動方程式を導出している.

3. 運動方程式

3.1 パレットの並進運動

以下に示す運動方程式は, 全ての箇所でパレットがストッパに接触しているという条件で導いている. 数値計算では運動変位の大きさに関する判定条件によりギャップの有無を判定し, 適宜運動方程式を変更している.

$$\begin{aligned}
 & m_0(\ddot{x}_0 + \ddot{x}_g) + c_1(\dot{x}_0 - l_{0f}\dot{\theta}_0) + c_2(\dot{x}_0 + l_{0r}\dot{\theta}_0) + c_3(\dot{x}_0 - l_{0f}\dot{\theta}_0) + c_4(\dot{x}_0 + l_{0r}\dot{\theta}_0) \\
 & + k_1(x_0 - l_{0f}\theta_0 + \delta_f) + k_2(x_0 + l_{0r}\theta_0 + \delta_f) + k_3(x_0 - l_{0f}\theta_0 - \delta_a) + k_4(x_0 + l_{0r}\theta_0 - \delta_a) \\
 & + c_{1f}\{\dot{x}_0 - (l_f + \lambda)\dot{\theta}_0 - \dot{x}_{1f}\} + c_{1r}\{\dot{x}_0 + (l_r - \lambda)\dot{\theta}_0 - \dot{x}_{1r}\} \\
 & + k_{1f}\{x_0 - (l_f + \lambda)\theta_0 - x_{1f}\} + k_{1r}\{x_0 + (l_r - \lambda)\theta_0 - x_{1r}\} \\
 & + \mu_{1f}\left(m_{1f} + \frac{m_2}{2}\right)g \times \text{sign}\{\dot{x}_0 - (l_f + \lambda)\dot{\theta}_0 - \dot{x}_{1f}\} + \mu_{1r}\left(m_{1r} + \frac{m_2}{2}\right)g \times \text{sign}\{\dot{x}_0 + (l_r - \lambda)\dot{\theta}_0 - \dot{x}_{1r}\} \\
 & + \mu_0(m_0 + m_{1f} + m_{1r} + m_2)g \times \text{sign}(\dot{x}_0) = 0
 \end{aligned} \tag{1}$$

3.2 パレットの回転運動(ヨーイング)

$$\begin{aligned}
 & J_0\ddot{\theta}_0 - c_1l_{0f}(\dot{x}_0 - l_{0f}\dot{\theta}_0) + c_2l_{0r}(\dot{x}_0 + l_{0r}\dot{\theta}_0) - c_3l_{0f}(\dot{x}_0 - l_{0f}\dot{\theta}_0) + c_4l_{0r}(\dot{x}_0 + l_{0r}\dot{\theta}_0) \\
 & - k_1l_{0f}(x_0 - l_{0f}\theta_0 + \delta_f) + k_2l_{0r}(x_0 + l_{0r}\theta_0 + \delta_f) \\
 & - k_3l_{0f}(x_0 - l_{0f}\theta_0 - \delta_a) + k_4l_{0r}(x_0 + l_{0r}\theta_0 - \delta_a) \\
 & - c_{1f}(l_f + \lambda)\{\dot{x}_0 - (l_f + \lambda)\dot{\theta}_0 - \dot{x}_{1f}\} + c_{1r}(l_r - \lambda)\{\dot{x}_0 + (l_r - \lambda)\dot{\theta}_0 - \dot{x}_{1r}\} \\
 & - k_{1f}(l_f + \lambda)\{x_0 - (l_f + \lambda)\theta_0 - x_{1f}\} + k_{1r}(l_r - \lambda)\{x_0 + (l_r - \lambda)\theta_0 - x_{1r}\} \\
 & - \mu_{1f}\left(m_{1f} + \frac{m_2}{2}\right)g(l_f + \lambda) \times \text{sign}\{\dot{x}_0 - (l_f + \lambda)\dot{\theta}_0 - \dot{x}_{1f}\} \\
 & + \mu_{1r}\left(m_{1r} + \frac{m_2}{2}\right)g(l_r - \lambda) \times \text{sign}\{\dot{x}_0 + (l_r - \lambda)\dot{\theta}_0 - \dot{x}_{1r}\} \\
 & - \frac{1}{2}\mu_0l_{0f}(m_0 + m_{1f} + m_{1r} + m_2)g \times \text{sign}(\dot{x}_0 - l_{0f}\dot{\theta}_0)
 \end{aligned}$$

$$+\frac{1}{2}\mu_0 l_{0r}(m_0+m_{1f}+m_{1r}+m_2)g \times \text{sign}(\dot{x}_0+l_{0r}\dot{\theta}_0)=0 \quad (2)$$

3.3 ばね下の運動

$$\begin{aligned} & m_{1f}(\ddot{x}_{1f}+\ddot{x}_g)+c_{1f}[\dot{x}_{1f}-\{\dot{x}_0-(l_f+\lambda)\dot{\theta}_0\}]+c_{2f}\{\dot{x}_{1f}-(\dot{x}_2-l_f\dot{\theta}_2)\} \\ & +k_{1f}[x_{1f}-\{x_0-(l_f+\lambda)\theta_0\}]+k_{2f}\{x_{1f}-(x_2-l_f\theta_2)\} \\ & +\mu_{1f}\left(m_{1f}+\frac{m_2}{2}\right)g \times \text{sign}[\dot{x}_{1f}-\{\dot{x}_0-(l_f+\lambda)\dot{\theta}_0\}] \\ & +\mu_{2f}\left(\frac{m_2}{2}\right)g \times \text{sign}[\dot{x}_{1f}-(\dot{x}_2-l_f\dot{\theta}_2)]=0 \end{aligned} \quad (3)$$

$$\begin{aligned} & m_{1r}(\ddot{x}_{1r}+\ddot{x}_g)+c_{1r}[\dot{x}_{1r}-\{\dot{x}_0+(l_r-\lambda)\dot{\theta}_0\}]+c_{2r}\{\dot{x}_{1r}-(\dot{x}_2+l_r\dot{\theta}_2)\} \\ & +k_{1r}[x_{1r}-\{x_0+(l_r-\lambda)\theta_0\}]+k_{2r}\{x_{1r}-(x_2+l_r\theta_2)\} \\ & +\mu_{1r}\left(m_{1r}+\frac{m_2}{2}\right)g \times \text{sign}[\dot{x}_{1r}-\{\dot{x}_0+(l_r-\lambda)\dot{\theta}_0\}] \\ & +\mu_{2r}\left(\frac{m_2}{2}\right)g \times \text{sign}[\dot{x}_{1r}-(\dot{x}_2+l_r\dot{\theta}_2)]=0 \end{aligned} \quad (4)$$

3.4 ばね上の並進運動

$$\begin{aligned} & m_2(\ddot{x}_2+\ddot{x}_g)+c_{2f}(\dot{x}_2-l_f\dot{\theta}_2-\dot{x}_{1f})+c_{2r}(\dot{x}_2+l_r\dot{\theta}_2-\dot{x}_{1r}) \\ & +k_{2f}(x_2-l_f\theta_2-x_{1f})+k_{2r}(x_2+l_r\theta_2-x_{1r})+\mu_{2f}\left(\frac{m_2}{2}\right)g \times \text{sign}(\dot{x}_2-l_f\dot{\theta}_2-\dot{x}_{1f}) \\ & +\mu_{2r}\left(\frac{m_2}{2}\right)g \times \text{sign}(\dot{x}_2+l_r\dot{\theta}_2-\dot{x}_{1r})=0 \end{aligned} \quad (5)$$

3.5 ばね上の回転運動(ヨーイング)

$$\begin{aligned} & J_2\ddot{\theta}_2-c_{2f}l_f(\dot{x}_2-l_f\dot{\theta}_2-\dot{x}_{1f})+c_{2r}l_r(\dot{x}_2+l_r\dot{\theta}_2-\dot{x}_{1r}) \\ & -k_{2f}l_f(x_2-l_f\theta_2-x_{1f})+k_{2r}l_r(x_2+l_r\theta_2-x_{1r})-\mu_{2f}\left(\frac{m_2}{2}\right)gl_f \times \text{sign}(\dot{x}_2-l_f\dot{\theta}_2-\dot{x}_{1f}) \\ & +\mu_{2r}\left(\frac{m_2}{2}\right)gl_r \times \text{sign}(\dot{x}_2+l_r\dot{\theta}_2-\dot{x}_{1r})=0 \end{aligned} \quad (6)$$

記号の定義を以下に示す.

m_0 : パレット質量, m_{1f}, m_{1r} : ばね下フロント, リア質量, m_2 : ばね上車両質量

J_0 : パレットヨーイング慣性モーメント, J_2 : ばね上車両のヨーイング慣性モーメント

c_1, c_2, c_3, c_4 : ストッパー減衰係数, k_1, k_2, k_3, k_4 : ストッパばね定数
 c_{1f}, c_{1r} : ばね下フロント, リアの減衰係数, c_{2f}, c_{2r} : ばね上フロント, リアの減衰係数
 k_{1f}, k_{1r} : ばね下フロント, リアのばね定数, k_{2f}, k_{2r} : ばね上フロント, リアのばね定数
 l_{0f}, l_{0r} : パレット重心からフロント, リア・ストッパまでの車軸方向距離
 l_f, l_r : 車両重心からフロント, リア・スプリングまでの車軸方向距離
 δ : ギャップ長さ (各ストッパ共通), λ : パレット重心と車体重心間距離
 μ_0 : タイヤとパレット間の摩擦係数, μ_{1f}, μ_{1r} : ばね下フロント, リアの摩擦係数
 μ_{2f}, μ_{2r} : ばね上フロント, リアの摩擦係数, θ_0, θ_2 : パレット, ばね上車体の回転変位
 x_0, x_{1f}, x_{1r}, x_2 : パレット, ばね下フロント, ばね下リア, 車体の並進変位

4. 車両データと適用地震動

4.1 車両データ 車両データは, 市販の小型乗用車 57 種のカタログ調査から平均的な仕様数値を求めた. 表 1, 表 2 に車両データならびにパレットデータを示す. 車体とばね下の固有振動数は文献^{(1), (2)} から固有振動数の実態を調査し, そのような数値になるようにシャシスプリングのばね定数を決定した. 車体の水平方向振動数は上下振動数よりやや高めに設定している.

表 1 車両データ

名 称	数 値	単 位
車両重量	1,500	(kgf)
車体ヨーイング慣性モーメント	16,500	(kg・cm・s ²)
車体ローリング慣性モーメント	2,480	(kg・cm・s ²)
前後輪車軸間距離	2,680	(mm)
ホイールベース	1,470	(mm)
車体重心とフロント車軸間距離	1,150	(mm)
ローリング回転半径	100	(mm)
車体固有振動数 ⁽¹⁾	1～2	(Hz)
ばね下固有振動数 ⁽¹⁾	10～15	(Hz)
シャシ部の減衰比	0.1～0.8	
タイヤ部の減衰比	0.1～0.8	

表 2 パレット・データ

名 称	数 値	単 位
重量	389	(kgf)
ヨーイング慣性モーメント	11,100	(kg・cm・s ²)
ストッパばね定数	1,600～6,000	(kgf/cm)

4.2 適用地震動 適用する地震動波形は 1 波だけを選別して適用し, その結果をもって評価することは適切でないと考えられたため, 本報では従来から適用されている方法として, 短周期ならびに長周期地震動の中から複数波を選択し適用することとした. 適用した地震動波形はエルセントロ (1940NS), JR 鷹取 (1995NS), 神戸海洋 (1995NS), タフト (1952EW), 東京 101, 八戸 (1968NS) の 6 波である.

最大加速度を 100gal とした地震動波形の加速度応答スペクトルを図 5 に示す. 0.2~0.5 秒付近にスペクトルのピーク値を有する短周期地震波はエルセントロ, タフト, 神戸海洋などの地震波が相当する. また 0.8~1.3 秒にスペクトルのピーク値を有する長周期地震波には JR 鷹取, 八戸の地震波が相当する. なお, JR 鷹取ならびに八戸の地震波は短周期ならびに長周期の両方にもピーク値を有している.

以上に示した 6 種の地震波を適用することにより, 0.5 秒前後の短周期地震動ならびに 1 秒前後の長周期地震動の両者について考慮できるようにした.

計測された地震動波形の最大加速度の大きさは, それぞれの地震動波形により異なるため, 各地震動波形に対する応答値を比較する場合には, 6 波の地震動の最大加速度を 100gal もしくは 300gal になるように修正して応答計算を行なった. なお, 振動系の減衰比はすべての地震動について 0.05 としている.

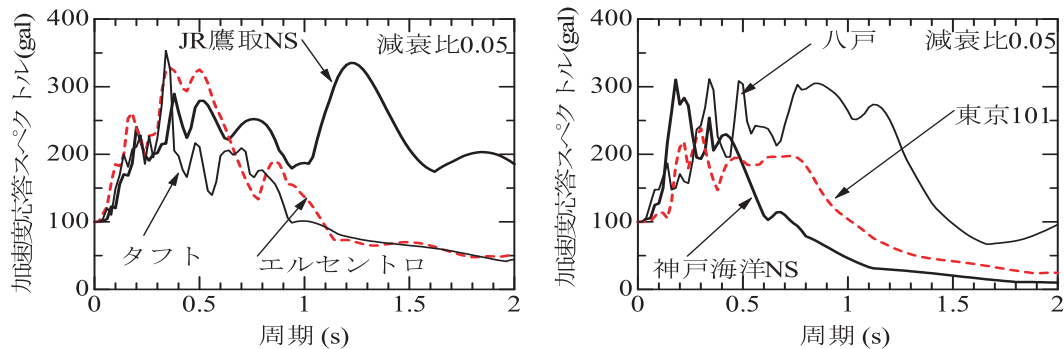


図 5 地震波の水平方向加速度応答スペクトル

5. 数値シミュレーション

5.1 パレットならびに車体の振動応答 前述した運動方程式を用いて数値計算を試みた. 6 波の中からここでは JR 鷹取 (NS) 地震波の例について示す. この地震波は図 5 に示したように, 短周期ならびに長周期の二つの領域にピーク値を有している. なお高層型機械式駐車装置は車両の駐車位置が地表面ではなく, 地表面からある高さにある架構部材の上に位置しているため, 受ける地震動は架構の影響を受けた地震動となる. したがって, 地震応答計算では架構の応答を含めた構造物の地震動として考える必要があるが, ここではそのような架構の影響を無視し, 車両が直接 JR 鷹取地震動を受けるとしている. 最大地震動加速度を 300gal とし, この地震動に対してギャップ長さが 0 と 5cm に対する応答例を図 6, 図 7 に示す.

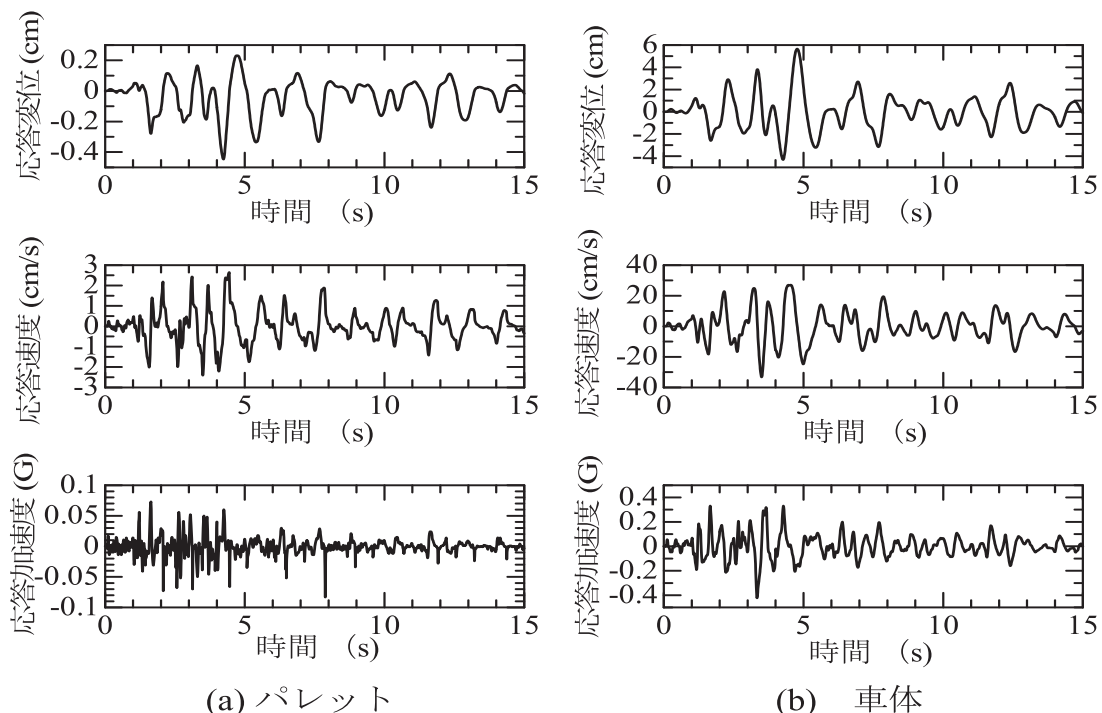


図 6 ギャップ 0 (cm) に対する動的挙動 (JR 鷹取 Max300gal)

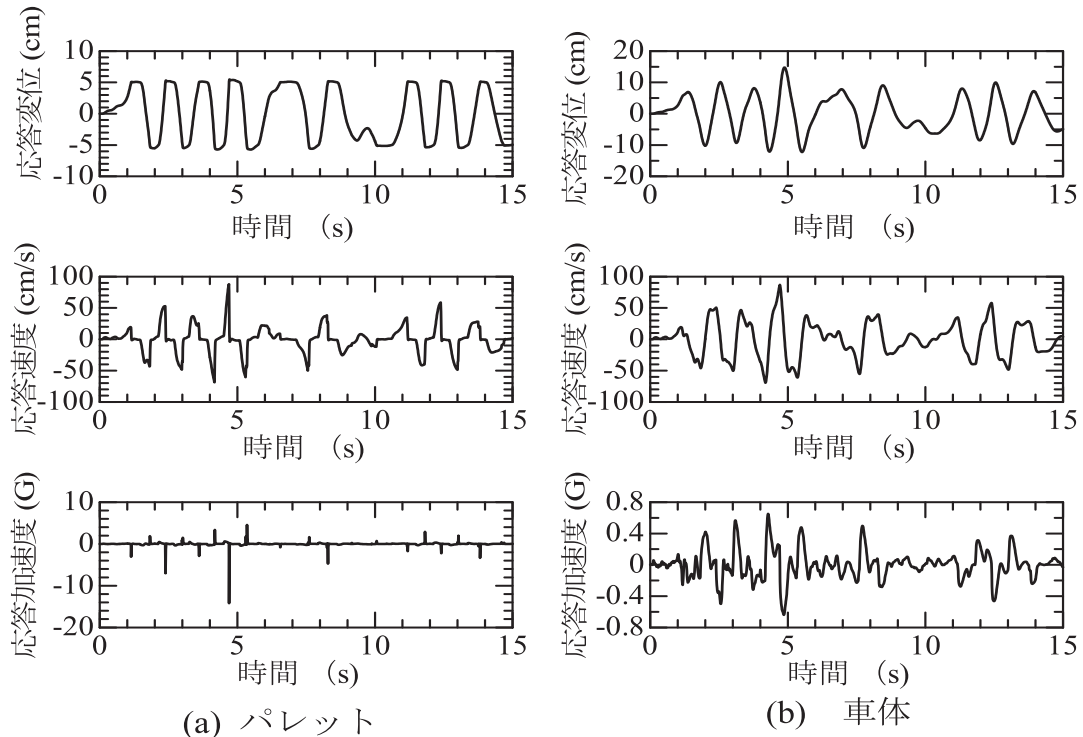


図7 ギャップ 5(cm)に対する動的挙動(JR 鷹取 Max300gal)

ギャップを無視するとパレットの応答変位、応答速度、応答加速度は滑らかな応答曲線を示す。しかし、ギャップが存在すると、パレットはこのギャップの中で衝突を繰り返しながら並進往復運動を行なうため、図7から明らかなようにパレットがストッパーに衝突するとパレットにはピークの立った加速度が発生する。しかし、車体の応答はばね上、ばね下のスプリングにより緩衝されるため、比較的滑らかな応答をしている。なお、車体の応答変位はパレットがギャップ内で並進運動する際の応答変位 ± 5 (cm)が付加されるため、比較的大きな数値になっている。

4.2 ギャップの大きさと衝突荷重 JR 鷹取地震波に対する衝突荷重の時刻暦線図を図8、図9に示す。

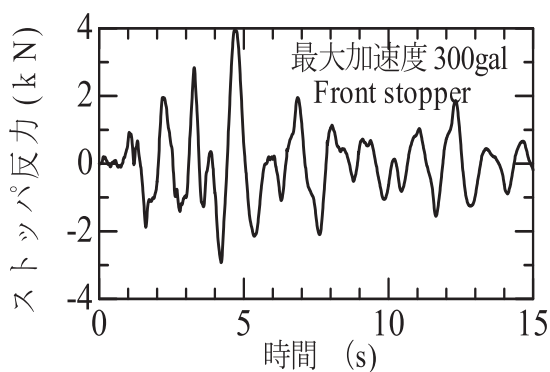


図8 ストッパ反力(ギャップ 0cm)

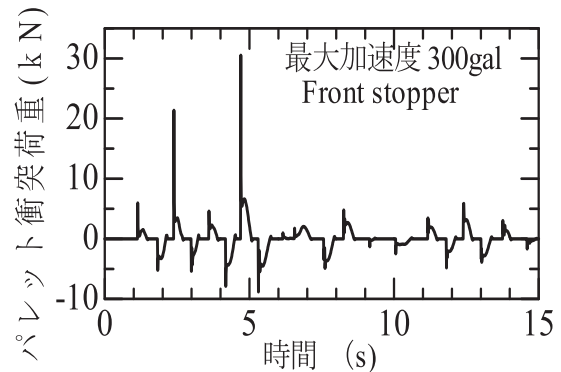


図9 パレット衝突荷重(ギャップ 5cm)

ギャップが0(cm)の場合には衝突が発生しないため、パレットからストッパに伝達される荷重反力は図8に示すように滑らかな時刻暦荷重曲線となり、反力荷重は高々4kN程度の比較的小さい値になる。

しかし、ギャップが5(cm)になると、パレットはストッパに衝突した後、ストッパから離反するため、荷重の時刻暦線図は図9に示すように断続的な時刻暦線図になる。また衝突荷重は衝撃的であるため、荷重時刻暦線図は鋭いピークを示し、衝突荷重の大きさは最大30kNにも達するような、大きな数値になる。先に取上げた6種類の地震波に対して、地震動継続時間中に発生する最大ピーク荷重とギャップ長さの関係を求めると図10、図11になる。

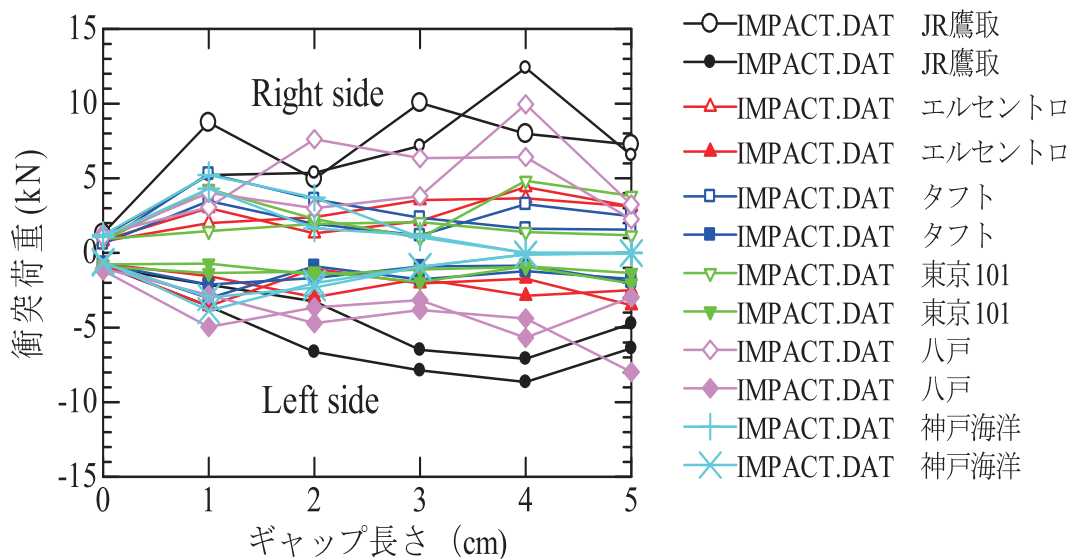


図 10 ギャップ長さとパレット衝突荷重 (最大加速度 100gal)

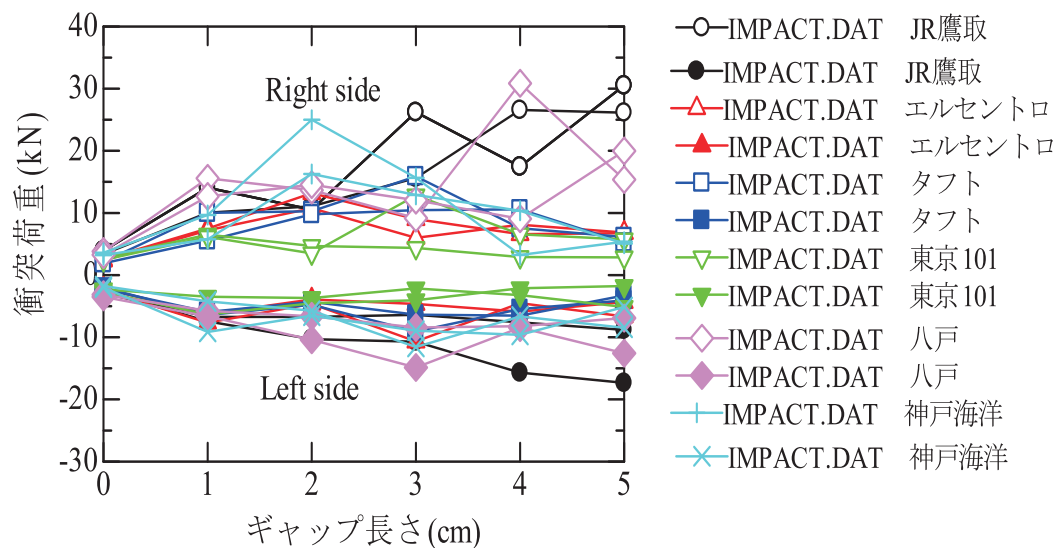


図 11 ギャップ長さとパレット衝突荷重 (最大加速度 300gal)

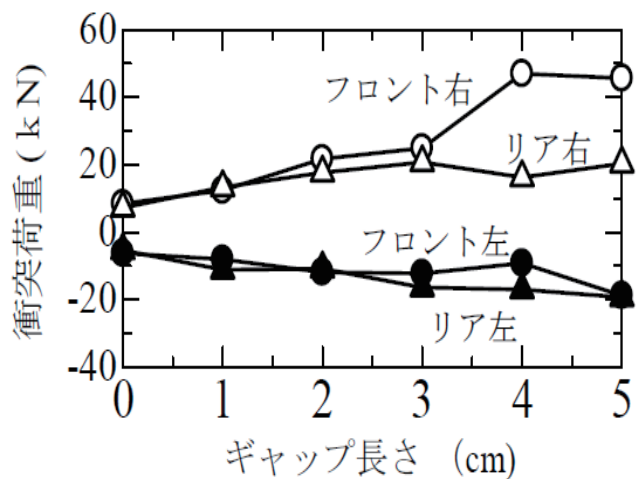


図 12 ギャップ長さと衝突荷重(JR 鷹取, 最大加速度 642gal)

振動系の動特性と地震動のスペクトル特性に応じて最大荷重は様々な大きさになる。計算に取上げた地震動の中でも、JR 鷹取(NS)地震動に対する衝突荷重値が他の地震動に比べると大きな数値になり、同様に八戸地震動に対する衝突荷重も、他の地震動に比べると大きな荷重になる。JR 鷹取と八戸地震動の共通点をみると、図 5 に示したように、両者は 0.5 秒付近と、1～1.5 秒付近に応答スペクトルのピーク値を有する地震動である。車両の上下、水平の固有振動数も 0.5～1 秒前後の固有周期を有するため、JR 鷹取あるいは八戸に類似するようなスペクトル特性を有する地震動に対しては、衝突荷重が大きくなる傾向を示す。したがって、過去の地震動記録の中で JR 鷹取あるいは八戸地震動に類似したスペクトル特性が見られる地震動の場合には、その地域に建設される高層型立体駐車装置に対しては注意すべき点として指摘することができよう。

JR 鷹取 (NS) の実地震波形 (最大加速度 642gal) を適用して衝突荷重を求めると図 12 の結果を得る。非線形計算であるため、ギャップ長さと衝突荷重の大きさは比例関係にはないが、ギャップ長さが 5cm 以下である場合には、ほぼギャップ長さに応じて衝突荷重が大きくなる傾向を示す。衝突荷重を小さくするためには、ギャップ長さをできるだけ小さくする設計が望まれる。

なお高層型駐車装置では建物そのものも地震動を受けて応答するため、車両の受ける地震動の大きさは地上の地震動に比べると建物の振動特性の影響を受ける。このような場合には建物の地震動を別途計算して、車両が駐車している階の振動レベルを用いた応答計算で評価する必要がある。更に詳細な設計検討を行なう場合には追加すべき検討項目であることを付け加える。

5. 結言

搬送パレット上の車両が、地震動を受けてストッパへ衝突する際に発生する衝突荷重の大きさについて、ギャップ長さと代表的地震動との関係から明らかにした。理想的にはパレットとストッパ間にギャップが存在しないような構造であることが望まれる。

パレット搬送機構の観点からギャップをなくすことが機構上無理である場合には、衝突荷重を低く抑えるためにギャップ長さをできるだけ小さくする努力とともに、衝撃緩和の観点からストッパの剛性を低く抑え、さらに減衰が有効に作用する緩衝構造にするなどの工夫が必要であろう。

参考文献

- (1) 自動車技術ハンドブック, 1 基礎・理論編, 自動車技術会, (2005), p349
- (2) 自動車技術ハンドブック, 5 設計(シャシ)編, 自動車技術会, (2005), p19

(平成 22 年 3 月 31 日受理)