

マルチボディダイナミクスによる自動車の運動解析と 6自由度パラレルマニピュレータを用いた走行状態の再現*

上 田 貴 博**

岩 村 誠 人***

Motion Analysis of Vehicles Based on Multibody Dynamics and Reproduction of Motion Data Using a 6 DOF Parallel Manipulator

Takahiro UEDA** and Makoto IWAMURA***

In this paper, we develop a vehicle motion analysis system that can estimate various characteristics of automobile, e.g., ride comfort, at the design stage. Firstly, we build up a detailed automobile mathematical model that can compute vehicle motions for arbitrary system parameters and driving conditions based on multibody dynamics theory. Then the computed motions are reproduced by a 6 DOF parallel manipulator. Some numerical and experimental results are shown to confirm the effectiveness of the proposed system.

Key Words : Multibody Dynamics, Vehicle Dynamics, Parallel Manipulator, Motion Analysis

1. は じ め に

自動車の様々な運動性能を設計段階において正確に予測することができれば、開発に要するコストを削減し、開発期間も短縮することが可能になる。自動車の運動性能における重要な特性の一つに乗心地がある。乗心地は体感による評価が重視されるが、人間の官能評価は定量化が難しいため、従来は実車を制作して人が搭乗し、走行試験により評価が行われることが多かった。しかし、望ましい乗心地特性が得られるまで、設計変更、実車制作、および走行試験を繰り返すと、膨大な費用と時間が必要になるため、設計段階で完成後の乗心地を予測できる方法の確立が望まれている。

本研究では、近年発展が著しいマルチボディダイナミクスの理論に基づく詳細な車両モデルと6自由度パラレルマニピュレータを利用したモーションシミュレータとを併用することにより、実車を用いずに乗心地特性の評価を行うことができるシステムの構築を目指している。本論文では、作成したマルチボディ車両モデル、走行状態を再現するためのモーションシミュレータ、およびそれらを用いた基礎的な実験結果について報告する。提案するシステムの実現可能性について検討し、今後解決すべき課題を明らかにする。

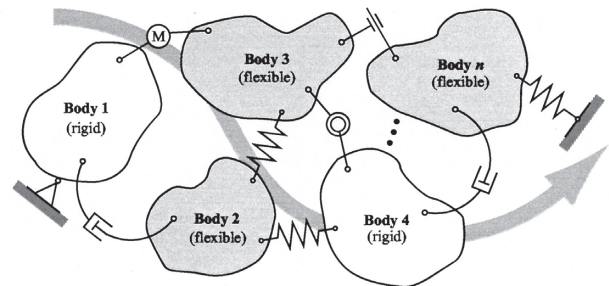


Fig. 1 Multibody system

2. 自動車の運動解析

2.1 マルチボディダイナミクス マルチボディダイナミクスとは、Fig.1に示すように、多数の剛体や柔軟体がジョイントや力要素を介して複雑に連成したシステムの運動方程式を効率的かつシステムティックに導出するための理論である^{(1)~(6)}。今、ボディ*i*の一般化座標を q_i とし、全一般化座標を $q = [q_1^T \ q_2^T \ \dots \ q_n^T]^T$ と定義すると、拘束がない場合の運動方程式は次式のように表せる。

$$M\ddot{q} = Q_v + Q_e - Kq \quad (1)$$

ここで、 M は一般化質量行列、 Q_v は速度2乗慣性力ベクトル、 Q_e は一般化外力ベクトル、 K は一般化剛性行列である。

マルチボディシステムでは、Fig.1に示すように各種のジョイントにより、ボディ間の相対自由度が拘束され

* 平成24年11月22日受付

** 工学研究科機械工学専攻

*** 機械工学科

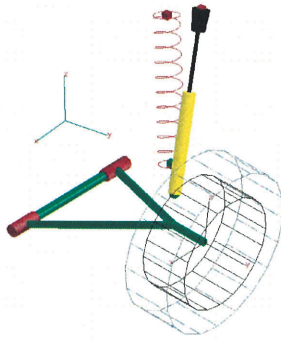


Fig. 2 Rear suspension (swing axle type)

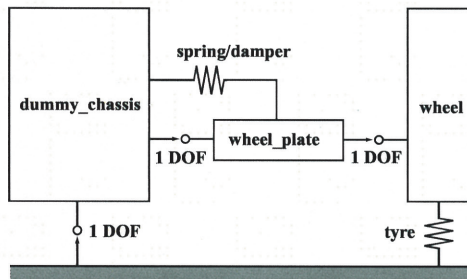


Fig. 3 Kinematic tree/loop chart of swing axle suspension

る。このような拘束は一般に非線形代数方程式

$$C(q, t) = 0 \quad (2)$$

によって記述することができる。式(2)の拘束を考慮した運動方程式は、式(1)に拘束反力を追加した

$$M\ddot{q} = Q_v + Q_e - Kq - C_q^T \lambda \quad (3)$$

の形となる。ここで、 $C_q = \partial C / \partial q$ はヤコビ行列、 λ はラグランジュ乗数ベクトルである。式(2)を2階時間微分して得られる加速度方程式

$$C_q \ddot{q} = -C_{tt} - (C_q \dot{q}) \dot{q} - 2C_{q\dot{q}} \dot{q} \equiv Q_d \quad (4)$$

を式(3)に随伴させることにより、微分代数型運動方程式

$$\begin{bmatrix} M & C_q^T \\ C_q & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{q} \\ \lambda \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} Q_v + Q_e - Kq \\ Q_d \end{bmatrix} \quad (5)$$

を得る。この線形方程式を解くことにより加速度 \ddot{q} が求められ、さらにそれを数値積分することにより、速度 \dot{q} および変位 q が得られる。また、 λ から拘束力を計算することができる。以上の計算を適切な時間間隔で繰り返すことにより、マルチボディシステムのシミュレーションを実行することができる。

マルチボディダイナミクスでは、既に様々なタイプのジョイントについて、拘束方程式 C やそのヤコビ行列 C_q および加速度方程式の右辺ベクトル Q_d が具体的に求め

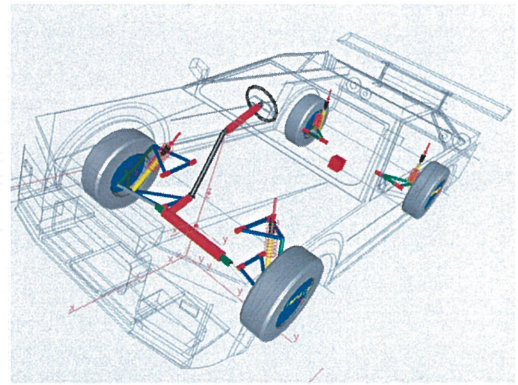


Fig. 4 Multibody vehicle model

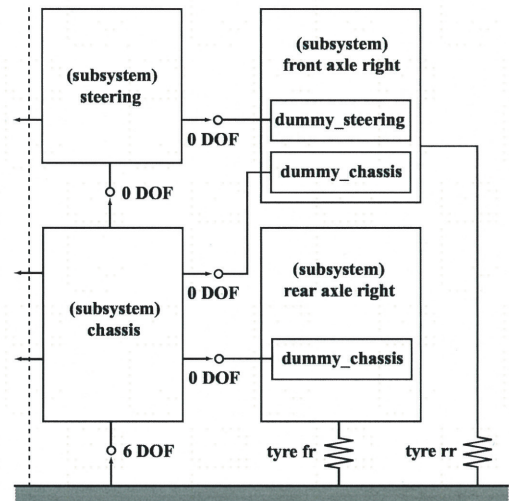


Fig. 5 Kinematic tree/loop chart of full vehicle model

られており、それらを利用することで複雑な系の運動方程式をシステムティックに導出することができる。また、あらかじめサブシステムの運動方程式を求めておき、それらを合成して全体システムの運動方程式を構築することも可能であり、汎用性や再利用性に優れている。

2.2 マルチボディ車両モデル 本研究では、汎用マルチボディダイナミクスコード SIMPACK⁽⁷⁾を用いて、自動車の詳細な動力学モデルを作成することにする。SIMPACK では、式(2)の拘束条件を利用して従属な変数を消去し、さらに運動方程式をリカーシブな形に定式化することによって計算効率を向上させたアルゴリズムが実装されている。

まず、ステアリング、アンチロールバー、前後輪サスペンション、ブレーキ等、自動車を構成する各要素のモデルを個別に準備し、サブシステム化する。例として、後輪サスペンションのモデルを Fig. 2 に、その機構図を Fig. 3 に示す。その後、各サブシステムを自由度0のジョイントで剛結することにより、全体の車両モデルを構築する。作成した車両モデルを Fig. 4 に、その機構図(右半

分のみ) を Fig. 5 に示す. 今回はサスペンション形式を, 前輪がダブルウィッシュボーン式, 後輪がスイングアクスル式としたが, その他の形式の場合でも同様の方法でモデル化が可能である. 本車両モデルの総座標数は $N = 50$, 拘束条件数は $m = 36$ であり, 自由度は $N - m = 14$ となっている. 地面-タイヤ間の力を計算するモデルとしては, Pacejka Similarity を用いる. また, 座席の位置にセンサを設置して, 6 軸方向の変位, 速度, 加速度を計測できるようにしている. 以上の車両モデルを用いることにより, 任意のシステムパラメータ, 任意の走行条件に対して, 車両の運動を詳細に計算することが可能である.

3. モーションシミュレータによる走行状態の再現

本研究では, Fig. 6 に示す 6 自由度パラレルマニピュレータをモーションシミュレータとして利用する. 本装置は, Fig. 7 に示すようにベースに固定された 6 本の直動油圧アクチュエータによりプラットフォームを支え, アクチュエータを伸縮させることにより 6 自由度の運動を発生させることが可能な装置である.

プラットフォームを目標とする位置姿勢に移動させるために必要な各アクチュエータの変位量 $l_i^d (i = 1, \dots, 6)$ を求める逆運動学問題について考える. 6 本のアクチュエータが全て中立点にある状態を基準姿勢とし, この状態においてプラットフォームの中心に Fig. 7 に示すように絶対座標系 $O-XYZ$ を設置する. また, 基準姿勢において絶対座標系と一致し, プラットフォームに固定され一緒に移動する座標系 $O'-xyz$ を定義する. プラットフォームの目標位置姿勢は, 移動座標系の原点の位置 $\mathbf{R} = [x \ y \ z]^T$ と各軸回りの角度 $\boldsymbol{\theta} = [\alpha \ \beta \ \gamma]^T$ によって指定することができる (Fig. 8 参照). 各軸に関する回転行列は次式

$$\mathbf{A}_\alpha = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \alpha & \sin \alpha \\ 0 & -\sin \alpha & \cos \alpha \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\mathbf{A}_\beta = \begin{bmatrix} \cos \beta & 0 & -\sin \beta \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \beta & 0 & \cos \beta \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\mathbf{A}_\gamma = \begin{bmatrix} \cos \gamma & \sin \gamma & 0 \\ -\sin \gamma & \cos \gamma & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

のようになり, 3 つの回転を合成することにより, 移動座標系 $O'-xyz$ から絶対座標系 $O-XYZ$ への座標変換行列が $\mathbf{A} = \mathbf{A}_\alpha^T \mathbf{A}_\beta^T \mathbf{A}_\gamma^T$ のように求められる. i 番目のアクチュエータのベース側取付点を B_i , 初期状態, 目標状態におけるプラットフォーム側取付点をそれぞれ P_i^0, P_i とすると, Fig. 8 より, 絶対座標系 $O-XYZ$ からみた P_i の

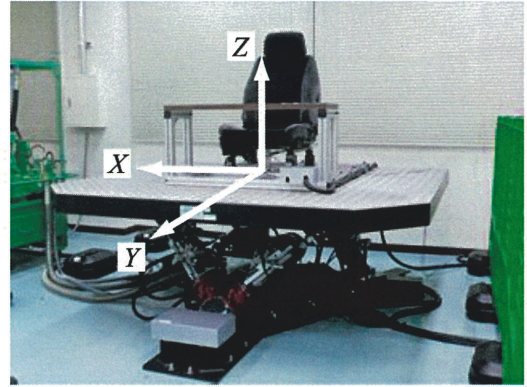


Fig. 6 6 DOF parallel manipulator

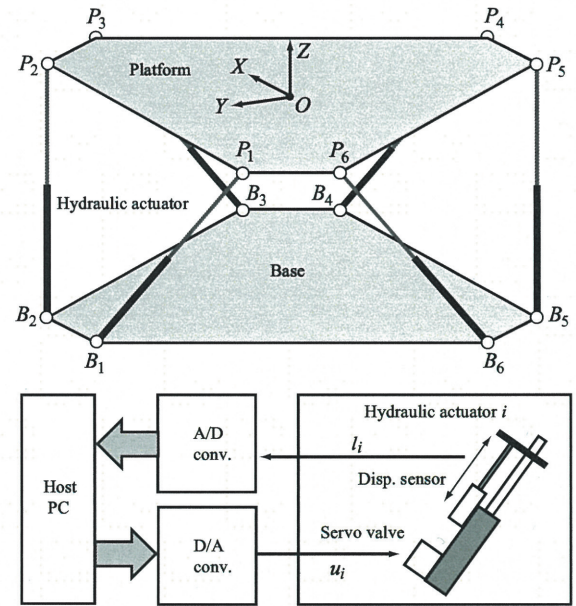


Fig. 7 Schematic diagram and control system

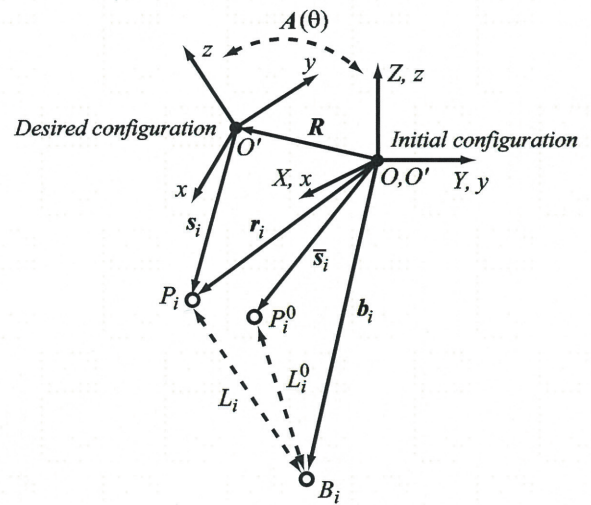


Fig. 8 Platform translation and rotation

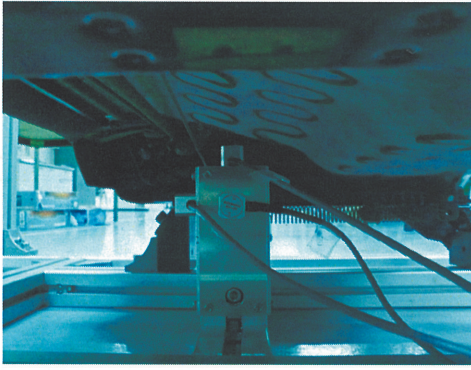


Fig. 9 Acceleration sensor

位置ベクトル \mathbf{r}_i は次式により計算することができる。

$$\mathbf{r}_i = \mathbf{R} + \mathbf{s}_i, \mathbf{s}_i = A\bar{\mathbf{s}}_i \quad (9)$$

ここで、 $\bar{\mathbf{s}}_i$ は O から P_i^0 までのベクトル、 \mathbf{s}_i は移動後の O' から P_i までのベクトルである。このとき、目標アクチュエータ変位量 l_i^d は次式により求められる。

$$l_i^d = L_i - L_i^0, L_i = \|\mathbf{r}_i - \mathbf{b}_i\|, L_i^0 = \|\bar{\mathbf{s}}_i - \mathbf{b}_i\| \quad (10)$$

ただし、 \mathbf{b}_i は O から B_i までのベクトル、 L_i, L_i^0 はそれぞれ B_i と P_i, P_i^0 間の距離である。

6本のアクチュエータにはそれぞれ変位センサが取り付けられており、現在の変位量 l_i を計測することができる。今回、変位制御には以下の単純な位置比例制御則

$$u_i = k_p(l_i - l_i^d) \quad (11)$$

を用いている。ここで k_p はフィードバックゲインである。

Fig. 6 に示すようにプラットフォームの中央に座席シートを設置し、シート下部に Fig. 9 に示すように1軸加速度センサを3つ直交させて配置する。これにより座席位置の並進3自由度の加速度を計測することができる。提案する乗心地評価システムでは、まず2章で説明した自動車の詳細な動力学モデルを用いて、走行時の運動を正確に計算する。そして、計算された走行状態をモーションシミュレータによって忠実に再現し、搭乗した人間が乗心地を体感によって評価する。これにより、実車を用いずに完成後の乗心地を評価することが可能になる。

4. 実験結果および考察

提案するシステムによって、乗心地の評価が可能であるためには、①構築した車両モデルによって実車の運動を正確に計算できる、②計算された運動状態をモーションシミュレータによって正確に再現できる、必要がある。本章では、②を検証するために行った基礎的な実験結果を示す。乗心地は様々な要因に影響を受けるが、最も影

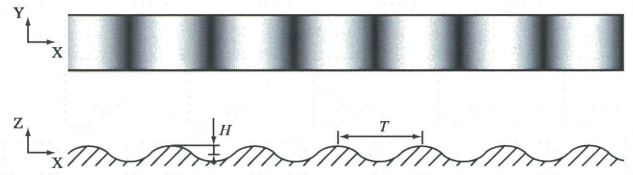


Fig. 10 Sinusoidal road surface

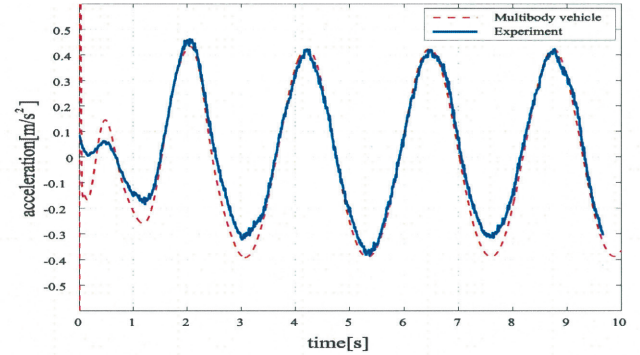


Fig. 11 Z-axis acceleration (Case1)

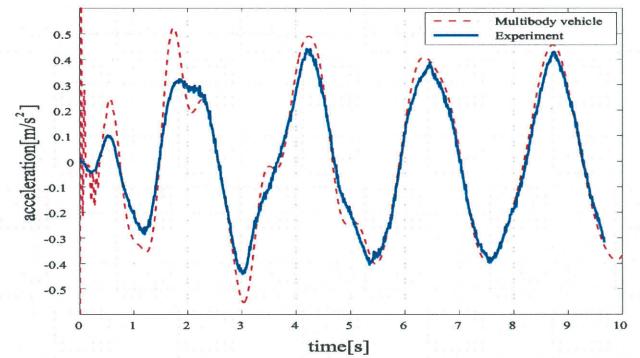


Fig. 12 Z-axis acceleration (Case2)

響するのは車体の動揺や衝撃で、乗員が受ける加速度である⁽⁸⁾。ここでは、特に上下方向Z軸の加速度に注目して評価を行う。以下では、前輪サスペンションのばね定数を k_f 、粘性減衰係数を c_f 、後輪サスペンションのばね定数を k_r 、粘性減衰係数を c_r とする。

4.1 正弦波状路面の走行 まず、Fig. 10 に示す振幅 $H = 0.06$ [m]、角振動数 $\omega = 2\pi/T = 0.5$ [rad/m] の正弦波凹凸路面を車速 20 [km/h] で走行する場合を考える。サスペンション諸元は以下のように設定する。

$$\text{Case1 : } k_f = 30000 \text{ [N/m]}, \quad c_f = 5500 \text{ [Ns/m]}$$

$$k_r = 65000 \text{ [N/m]}, \quad c_r = 3000 \text{ [Ns/m]}$$

$$\text{Case2 : } k_f = 30000 \text{ [N/m]}, \quad c_f = 550 \text{ [Ns/m]}$$

$$k_r = 65000 \text{ [N/m]}, \quad c_r = 300 \text{ [Ns/m]}$$

マルチボディ車両モデルによって計算された加速度とモーションシミュレータによって実現された加速度の比較を Fig. 11, 12 に示す。加速度センサの値にはローパス

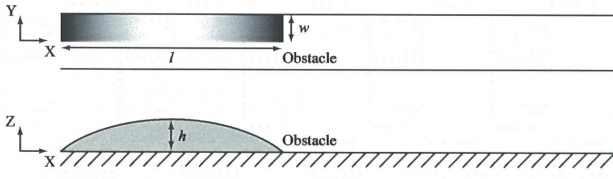


Fig. 13 Sinusoidal obstacle

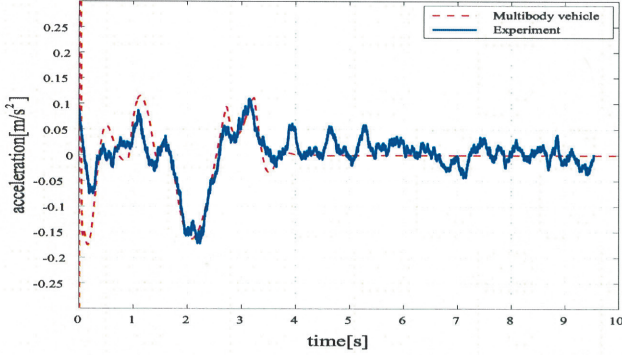


Fig. 14 Z-axis acceleration (Case3)

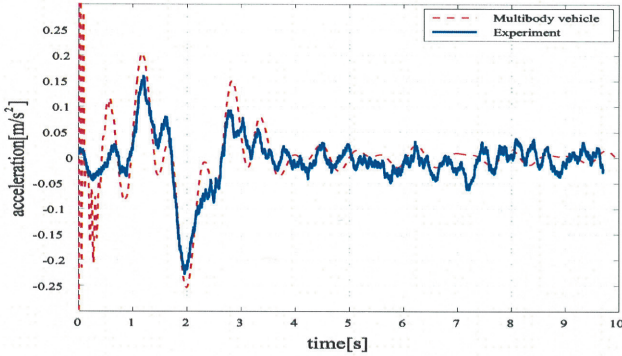


Fig. 15 Z-axis acceleration (Case4)

フィルタをかけている。若干の誤差はあるものの、両者はほぼ一致しており運動が正確に再現できていることが確認できる。

4.2 障害物の乗り越え 次に、Fig. 13 に示すように平らな路面上に長さ $l = 10$ [m]、幅 $w = 3$ [m]、高さ $h = 0.05$ [m] の正弦状障害物があり、車速 20 [km/h] で走行する自動車の片側車輪が障害物を乗り越えるシナリオを考える。サスペンション諸元は以下のように設定する。

- Case3 : $k_f = 30000$ [N/m], $c_f = 5500$ [Ns/m]
 $k_r = 65000$ [N/m], $c_r = 3000$ [Ns/m]
 Case4 : $k_f = 30000$ [N/m], $c_f = 550$ [Ns/m]
 $k_r = 65000$ [N/m], $c_r = 300$ [Ns/m]

車両モデルによって計算された加速度とシミュレータによって実現された加速度の比較を Fig. 14, 15 に示す。両者はよく一致しており、サスペンション諸元の変更による乗心地特性の変化も再現できることが確認できる。

4.3 車両速度変化の影響

次に 4.1 節と同じ振幅 $H = 0.06$ [m]、角振動数 $\omega = 2\pi/T = 0.5$ [rad/m] の正弦波凹凸路面を異なる車両速度 v で走行する場合について検討する。以下では、前輪サスペンションのばね定数を $k_f = 30000$ [N/m]、粘性減衰係数を $c_f = 5500$ [Ns/m]、後輪サスペンションのばね定数を $k_r = 65000$ [N/m]、粘性減衰係数を $c_r = 3000$ [Ns/m] に固定し、車両速度を以下のように変化させることにする。

- Case5 : $v = 20$ [km/h]
 Case6 : $v = 30$ [km/h]
 Case7 : $v = 40$ [km/h]

マルチボディ車両モデルによって計算された加速度とモーションシミュレータによって実現された加速度の比較を Fig. 16 から Fig. 18 に示す。車両速度が増加するにつれて、車体上下加速度の振動数も増加し、実験による加速度の振幅は車両モデルにより計算された目標加速度の振幅よりも小さくなっていることが見て取れる。

4.4 路面角振動数変化の影響

最後に、振幅 $H = 0.06$ [m] の正弦波凹凸路面の路面角振動数が変化する場合について検討する。以下では、車両速度を $v = 40$ [km/h]、前輪サスペンションのばね定数を $k_f = 30000$ [N/m]、粘性減衰係数を $c_f = 5500$ [Ns/m]、後輪サスペンションのばね定数を $k_r = 65000$ [N/m]、粘性減衰係数を $c_r = 3000$ [Ns/m] に固定し、路面角振動数を以下のように変化させることにする。

- Case 8 : $\omega = 0.5$ [rad/m]
 Case 9 : $\omega = 1.0$ [rad/m]
 Case10 : $\omega = 1.5$ [rad/m]

車両モデルによって計算された加速度とシミュレータによって実現された加速度の比較を Fig. 19 から Fig. 21 に示す。図より、 $\omega = 1.0$ [rad/m] までは両者はほぼ一致しており運動が正確に再現できていることが確認できる。しかし、路面角振動数が $\omega = 1.5$ [rad/m] となり、車体上下加速度の振動数が増加すると 4.3 節の場合と同様に加速度の振幅は目標値に追従できなくなっている。

5. お わ り に

本論文では、マルチボディ車両モデルとパラレルマニピュレータを用いたモーションシミュレータにより、実車を用いずに乗心地特性の評価を行うことができるシステムについて検討した。その結果、低振動数領域であれば、サスペンション諸元の変更等による乗心地特性の変化も再現することができ、システムの実現可能性を示すことができた。しかし、車体上下方向の振動数が増加するにつれてモーションシミュレータの追従性が悪化する問題が明らかになった。乗心地評価のためには、10[Hz]

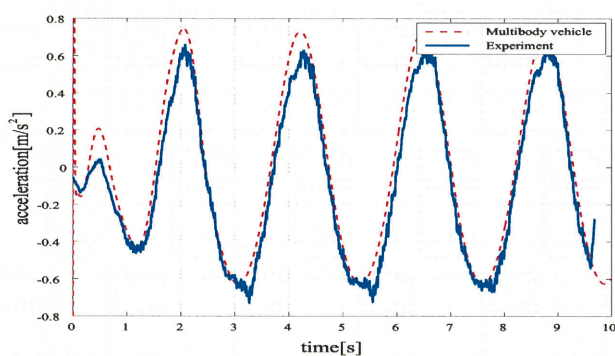


Fig. 16 Z-axis acceleration (Case5)

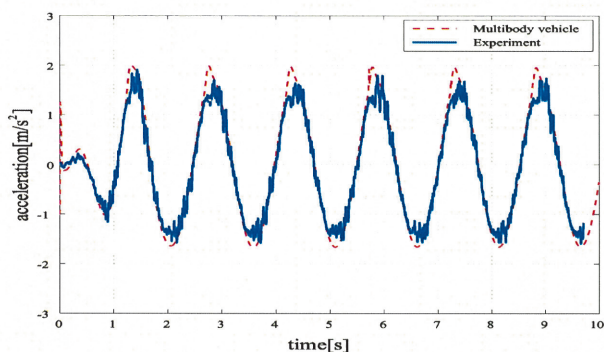


Fig. 17 Z-axis acceleration (Case6)

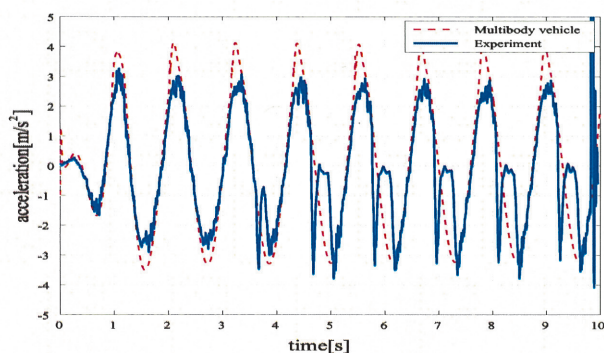


Fig. 18 Z-axis acceleration (Case7)

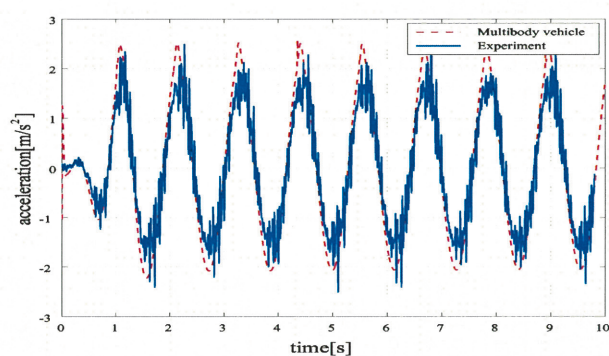


Fig. 19 Z-axis acceleration (Case8)

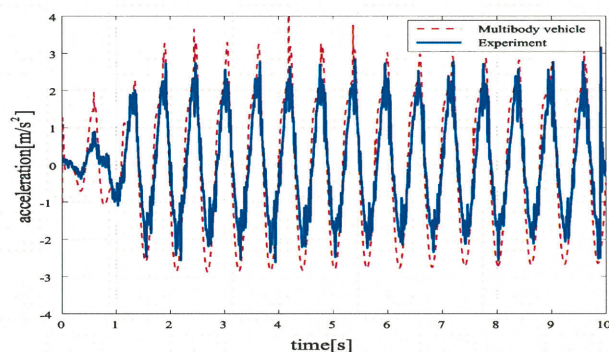


Fig. 20 Z-axis acceleration (Case9)

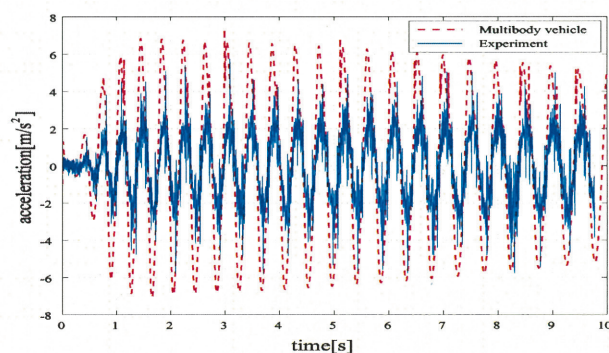


Fig. 21 Z-axis acceleration (Case10)

程度まで再現できることが望ましい。現在は運動学のみを考慮した式(11)の単純な位置比例制御則によりモーションシミュレータを制御しているが、今後は動力学も考慮した制御を行い追従性を向上させていく予定である。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、岩崎伸祐君、有田健吾君、永利文明君、山内翔太君、上野聡之君、梶原俊吾君のご協力を得たことを付記し、謝意を表します。

文 献

- (1) W. Schiehlen. Multibody System Dynamics: Roots and Perspectives. *Multibody System Dynamics*, **1**, 149-188, 1997.
- (2) W. Schiehlen. Computational Dynamics: Theory and Applications of Multibody Systems. *European Journal of Mechanics A/Solids*, **25**, 566-594, 2006.
- (3) 清水信行, 今西悦二郎. マルチボディダイナミクス(1) 基礎理論, コロナ社, 2006.
- (4) A.A. Shabana. *Dynamics of Multibody Systems*, 3rd Ed., Cambridge University Press, 2005.
- (5) P.E. Nikravesh. *Planar Multibody Dynamics*, CRC Press, 2007.
- (6) R. Featherstone. *Rigid Body Dynamics Algorithms*, Springer, 2008.
- (7) *SIMPACK Reference Guide*, INTEC GmbH, 2009.
- (8) 自動車技術ハンドブック I-基礎・理論編, 自動車技術会, 1990.