マルチボディ車両モデルを用いた操舵反力シミュレータのリアリティ向上*

椎葉 太一^{*1}, 竹生田 利正^{*2}, 大脇 芳則^{*2}

Enhancement of Reality in Steering Torque Simulator with Multibody Vehicle Model

Taichi SHIIBA^{*1}, Toshimasa TAKOUDA and Yoshinori OWAKI^{*1} Department of Mechanical Engineering, Meiji University
1-1-1 Higashi-Mita, Tama-ku, Kawasaki, 214-8571 JAPAN

In this paper, the enhancement of the reality in a steering torque simulator with a multibody vehicle model was discussed. From the perspective of the calculation speed, the augmented formulation and the penalty method were investigated as the formulation of the multibody dynamic analysis, and the step size of the real-time analysis was shortened by embedding matrix libraries to the multibody dynamic analysis. In addition, the friction characteristic of the steering rack of an actual vehicle was experimentally evaluated in order to enhance the reality of the developed simulator. The friction model was identified on the basis of the experimental result and was applied to the multibody dynamic analysis. A slalom test was conducted with the developed simulator and was compared with the experiment of an actual vehicle.

Key Words : Driving Simulator, Maneuverability, Multibody Dynamics, Vehicle Dynamics, Real-Time Analysis

1. 緒 言

自動車を運転するドライバは、視覚情報や操舵反力、揺動感覚などの情報を複合的に判断して操作を行っている。そのため、ステアリングホイールから伝わる操舵反力は、人間-車両系を構成する重要な情報の一つであると考えられる⁽¹⁾⁽²⁾。自動車の開発段階において、この操舵反力の特性をドライビングシミュレータを用いて具現化し、直感的な評価を行うことで、開発期間やコストを削減することが提案されている⁽³⁾⁽⁴⁾。ドライビングシミュレータでは、ドライバのステアリング操作に応じて直ちに操舵反力を算出し、アクチュエータへの指令値として与える必要があるため、車両運動および操舵反力のリアルタイム解析が必要となる。

筆者らの研究室では、マルチボディ車両モデルを用いた操舵反力シミュレータを開発している⁽⁵⁾。開発したシミュレータの外観を図1に示す。このシミュレータでは、マルチボディダイナミクス解析を用いて操舵反力を算出している。実際の自動車では、操舵反力の特性はステアリング機構やサスペンションを構成する要素のリンク配置に加え、機械摩擦の影響を受ける。そのため、ステアリング機構の機械摩擦の特性を解析に考慮することで、シミュレータのリアリティを向上できると考えられる。しかしながら、一般に機械摩擦は運動方向の変化に応じて特性が急激に変化するため、解析を不安定にする要因となる。したがって、機械摩擦の特性を考慮して安定した解析を実現するためには、リアルタイム解析の実行周期を向上し、数値積分の時間刻みを小さくする必要がある。

本研究では、操舵反力シミュレータのリアリティを向上させるために、実車の摩擦特性を実験的に同定し、マルチボディ車両モデルにおいて考慮することを試みる。併せて、安定したリアルタイム解析を実現するために、マルチボディダイナミクス解析の定式化手法について検討し、さらに行列演算ライブラリを応用することで、操舵反力解析の実行周期を向上させた。また、実車走行試験とシミュレータによる試験の結果を比較することで、操舵反力シミュレータのリアリティを評価した。

* 原稿受付 2013 年 2 月 14 日

^{*1} 正員, 明治大学理工学部機械工学科 (〒214-8571 神奈川県川崎市多摩区東三田 1-1-1)^{*2} 明治大学大学院理工学研究科

E-mail: shiiba@isc.meiji.ac.jp

Fig. 1 Steering torque simulator

2. マルチボディダイナミクス解析

2.1 本研究で用いた定式化手法

マルチボディダイナミクス解析の定式化手法としては、既にさまざまなアルゴリズムが知られている⁽⁶⁾．本研究では、操舵反力シミュレータに適用するマルチボディダイナミクス解析の定式化手法として、拡大法とペナルティ法を検討した．マルチボディダイナミクス解析のアルゴリズムとして広く用いられている拡大法 (Augmented Formulation) は、運動方程式と拘束条件式の双方が含まれる式を取り扱うことになり、式 (1) で示される微分代数方程式 (DAE) に基づいている⁽⁷⁾．

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} & \Phi_r^T & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & 4\mathbf{G}^T \mathbf{J}' \mathbf{G} & \Phi_p^T & \Phi_p^{pT} \\ \Phi_r & \Phi_p & \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \Phi_p^p & \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{\mathbf{r}} \\ \ddot{\mathbf{p}} \\ \boldsymbol{\lambda} \\ \boldsymbol{\lambda}^p \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \mathbf{F}^A \\ 2\mathbf{G}^T \mathbf{n}'^A + 8\dot{\mathbf{G}}^T \mathbf{J}' \dot{\mathbf{G}} \mathbf{p} \\ \boldsymbol{\gamma} \\ \boldsymbol{\gamma}^p \end{bmatrix} \quad (1)$$

ここで、 $\mathbf{M}$ は質量行列、 $\mathbf{J}'$ は慣性テンソル、 $\mathbf{r}$ はボディの重心位置、 $\mathbf{p}$ はオイラーパラメータ、 $\boldsymbol{\lambda}$ 、 $\boldsymbol{\lambda}^p$ はラグランジュ未定乗数、 Φ_r 、 Φ_p は拘束条件式のヤコビ行列、 $\boldsymbol{\gamma}$ 、 $\boldsymbol{\gamma}^p$ は拘束条件式の加速度方程式、 $\mathbf{G}$ はオイラーパラメータにより定義される係数行列、 $\mathbf{F}^A$ は外力、 $\mathbf{n}'^A$ はトルクを表している．拡大法における DAE の係数行列の大きさは、マルチボディシステムの一般化座標の数 nc に拘束条件式の次数 nh を加えた $(nc + nh) \times (nc + nh)$ のサイズとなる．

ペナルティ法 (Penalty Method) は、式 (2) のような常微分方程式 (ODE) で表され⁽⁸⁾、拘束条件を違反した際に違反した量に応じた力をペナルティとして運動方程式に付加したものである．

$$(\mathbf{M} + \Phi_q^T \boldsymbol{\alpha} \Phi_q) \ddot{\mathbf{q}} + \Phi_q^T \boldsymbol{\lambda} = \mathbf{Q}(\mathbf{q}, \dot{\mathbf{q}}) - \Phi_q^T \boldsymbol{\alpha} \boldsymbol{\gamma} \quad (2)$$

ここで $\mathbf{q}$ は一般化座標、 Φ_q は拘束条件式のヤコビ行列、 $\boldsymbol{\alpha}$ はペナルティ係数、 $\mathbf{Q}$ は一般化力である．違反した拘束に対する力のゲイン $\boldsymbol{\alpha}$ はペナルティファクタと呼ばれ、一般的に他の行列係数と比較して大きい値が用いられる．そのため、ペナルティ法の ODE は数値的悪条件に陥りやすく、安定して解析を実行するためには数値積分の時間刻みを小さく設定する必要がある．ペナルティ法における ODE の係数行列の大きさは一般化座標の数 nc のみで表され、 $nc \times nc$ となる．

いずれの定式化手法においても、マルチボディダイナミクス解析のフローチャートは図 2 のようになる．また操舵反力の算出は、式 (1) および式 (2) に含まれるラグランジュ未定乗数 $\boldsymbol{\lambda}$ を用いて、式 (3) に示す逆動力学解析に基づき拘束力 $\mathbf{F}^c$ として算出される．

$$\mathbf{F}^c = -\Phi_q^T \boldsymbol{\lambda} \quad (3)$$

Fig. 2 Flowchart for multibody dynamic analysis

2.2 行列演算ライブラリ

マルチボディダイナミクス解析では、多くの行列演算が必要となるため、行列演算ライブラリを利用することで計算時間を短縮することが可能である。行列演算ライブラリは既に様々なものが開発されているが、代表的な系統としては、LAPACK 系行列演算ライブラリとスパース系行列演算ライブラリが挙げられる。LAPACK 系行列演算ライブラリは、内部で BLAS(Basic Linear Algebra Subprograms) を読み込み、CPU や OS に最適化されたコードを用いて高速な演算を実現している。また、スパース系行列演算ライブラリは、行列の要素の多くがゼロとなるスパース行列を対象としたライブラリであり、行列の非ゼロ要素をインデックス化することでメモリサイズと計算量を削減し、計算速度を向上している。解析の種類や計算実行環境に応じて、行列演算ライブラリのパフォーマンスは異なってくる。筆者らは過去の研究⁽⁹⁾で、LAPACK 系の行列演算ライブラリである CLAPACK および CPPLAPACK と、スパース系行列演算ライブラリである KLU および SuperLU を用いて、xPC Target 環境において本研究で用いるものと同じ程度の規模の車両モデルを解析した結果、CLAPACK を利用した場合がもっとも計算速度が速いことを確認している。このため、本研究では行列演算ライブラリとして CLAPACK を用いることとした。

2.3 多重振り子モデルを用いた計算時間の評価

操舵反力シミュレータでは、ドライバの操作に応じた操舵反力を直ちにフィードバックするために、リアルタイム解析が必要となる。本研究では、リアルタイム解析を実行する環境として、MathWorks 社の xPC Target を使用している。また、このシステムではアナログ入出力やカウンタ入力などの各種 I/O ボードを利用することが可能である。今回の研究では、リアルタイム解析用の PC として、CPU が Intel Core i5 680 (3.6 GHz) のものを用いた。

操舵反力シミュレータにおける評価に先立ち、このリアルタイム解析環境を利用して、図 3 に示す 3 次元の多重振り子モデルに対し、拡大法とペナルティ法のそれぞれの定式化手法を用いた際の計算時間を評価した。この多重振り子モデルでは、それぞれの振り子は剛体として定義されており、剛体間はボールジョイントで拘束されている。振り子の数を N としたとき、式 (1) および式 (2) の係数行列のサイズは、拡大法では $11N + 14$ となり、ペナルティ法では $7N + 7$ となる。このモデルを用いて、振り子数 N を増加させた際の計算時間の変化を比較した。数値積分法として Adams-Bashforth-Moulton 法を使用し、時間刻みを 2 ms として 1 ステップあたりの計算時間を計測した。併せて、行列演算ライブラリの効果を評価するために、行列演算ライブラリを使用せずに LU 分解のアルゴリズムを用いて解析を実行した場合と、行列演算ライブラリを使用した場合について評価を行った。

行列演算ライブラリを使用しない場合と CLAPACK を使用した場合について、振り子の数と 1 ステップの計算に要した最大の計算時間の関係を図 4 に示す。図 4 より、行列演算ライブラリを使用することで、拡大法とペナルティ法の双方で計算時間を短縮できており、また行列演算ライブラリを使用しない場合はペナルティ法は拡大法に比べて計算時間が短い、CLAPACK を使用した場合はその関係が逆転するという結果が得られた。

この結果について考察するため、同じマルチボディ解析プログラムを Windows XP 環境において実行し、各ブ

ロセスにおける計算時間を評価した．なお，Windows XP はリアルタイム OS ではないため，計算時間には多少のばらつきが生じる．このため，ここでは平均の計算時間を用いて評価することにした．振り子の数を $N = 6$ とした際の各プロセスにおける計算時間を，表 1 に示す．行列演算ライブラリを使用しない場合，拡大法は DAE の求解のプロセスに多くの計算時間を費やしているが，CLAPACK を用いることでこのプロセスの計算時間が大幅に短縮されていることが分かる．一方ペナルティ法では，ODE を算出するプロセスの計算時間は拡大法と比較して長い，係数行列のサイズが小さいため，行列演算ライブラリを使用しない場合でも ODE の求解に要する時間は短かった．このプロセスも CLAPACK により短縮されたものの，拡大法と比較すると時間短縮の効果が少なかったため，逆転現象が生じたことが示されている．

Fig. 3 Multiple pendulum model

Fig. 4 Elapsed time of multibody dynamic analysis

Table 1 Execution Time ($N = 6$)

Process	without library		with CLAPACK	
	Augmented	Penalty	Augmented	Penalty
Calculate Constraint Equation	6.24	6.23	6.25	6.22
Construct DAE or ODE	10.38	60.02	10.38	57.99
Solve DAE or ODE	137.91	37.27	35.51	18.37
Total Calculation Time	321.75	195.80	98.75	152.80

unit : μs

3. 操舵反力シミュレータ

3.1 操舵反力シミュレータの構成

本研究で用いた操舵反力シミュレータの構成を図5に示す．ドライバのステアリング操作量は，図6に示すACサーボモータに内蔵されたレゾルバにより計測される．計測された操舵角を入力として，マルチボディ車両モデルを用いたリアルタイム解析により，操舵反力を算出する．ここで得られた結果を指令トルクとしてACサーボモータに与えることで，ドライバは操舵反力を体感することが可能となる．

Fig. 5 Steering torque simulator system

Fig. 6 Torque generator

3.2 マルチボディ車両モデル

操舵反力シミュレータでは，図7に示す試験車両を評価対象としている．その諸元を表2に示す．この車両の情報に基づき作成されたマルチボディ車両モデルを図8に示す．この車両モデルは表3に示す8個のボディから構成されている．表3には，併せて各ボディの重心位置が示されている．筆者らの過去の研究において，ステアリング機構のタイロッドやアップパーアームの質量は車両運動に大きな影響を与えないことが確認されているため⁽⁵⁾，アップパーアームとタイロッドを距離拘束として定義することで，車両モデルのボディ数を削減している．また，サスペンションのジオメトリを図9および図10，ならびに表4および表5に示す．このマルチボディ車両モデルにおいて，ドライバのステアリング操作はステアリングラックの駆動拘束として考慮される．

タイヤモデルについては，筆者らの研究室において開発したタイヤ試験機⁽¹⁰⁾の測定結果に基づくモデルを利用している．図11に，対象とする車両において利用されているタイヤの測定結果を示す．このグラフは，3通りの接地荷重条件に対する横力およびセルフアライニングトルクの測定結果である．第5章で述べる評価試験の条件では，走行中のタイヤに生じるスリップ角は ± 1 deg 前後であり，この範囲では横力およびセルフアライニングト

ルクともスリップ角にほぼ比例しているとみなせることから，タイヤモデルとしては次式に示されるように接地荷重依存性を考慮した線形モデルを用いている．

$$F_y = (0.13 \times F_z + 30) \times \alpha - 60 \quad (4)$$

$$M_z = -(6.7 \times 10^{-3} \times F_z + 1.6) \times \alpha + 1.2 \quad (5)$$

ここで， F_y はタイヤ横力 [N]， M_z はセルフアライニングトルク [Nm]， α はスリップ角 [deg]， F_z はタイヤ接地荷重 [N] である．なお，スリップ角がより大きい現象を考慮する際には，Magic Formula モデルなど複雑な特性を表現できるタイヤモデルを利用する必要がある．

Fig. 7 Experimental vehicle

Fig. 8 Multibody vehicle model

Table 2 Experimental Vehicle Specifications.

Parameter	Value
Overall length	2205 mm
Overall height	1100 mm
Wheel base	1865 mm
Tread	1165 mm
Total mass	286 kg
Weight distribution	41.8:58.2
Moment of inertia about yaw axis	123.6 kgm ²

Table 3 Component Mass and Position of the Center of Gravity.

Components	Mass [kg]	The center of the gravity		
		x [mm]	y [mm]	z [mm]
Main frame	222.2	0.0	0.0	0.0
Knuckle, front, right	8.4	1349.0	-536.6	-183.2
Knuckle, front, left	8.4	1349.0	536.6	-183.2
Lower arm, right	2.9	1322.0	-406.1	-284.9
Lower arm, left	2.9	1322.6	406.1	-284.9
Steering rack	1.4	1492.0	0.0	-144.6
Knuckle, rear, right	19.9	-473.4	-525.6	-134.9
Knuckle, rear, left	19.9	-473.4	525.6	-134.9

Fig. 9 Front suspension points.

Fig. 10 Rear suspension points.

Table 4 Front suspension points.

point	x [mm]	y [mm]	z [mm]
A	1351.0	501.7	-298.7
B	1151.0	249.2	-280.1
C	1401.0	249.2	-280.1
D	1346.0	464.2	-33.5
E	1151.0	272.2	-66.3
F	1401.0	272.2	-66.3
G	1491.0	216.0	-144.6
S	1448.0	501.2	-149.3
Q	1334.0	419.7	-227.7
R	1276.0	203.1	-62.3

Table 5 Rear suspension points.

point	x [mm]	y [mm]	z [mm]
A	-519.0	527.0	150.3
B	-277.2	261.3	-130.2
C	-238.0	434.0	-98.2
Q	-390.9	411.4	-110.3
R	-390.8	367.5	115.5

Fig. 11 Tire force measured by tire testing machine

3.3 マルチボディ車両モデルによる計算時間の評価

前節で述べた車両モデルを用い、xPC Target 環境においてリアルタイム解析を実行し、計算時間を評価した。多重振り子と同様に、拡大法とペナルティ法のそれぞれに対し、行列演算ライブラリを適用しない場合、および CLAPACK を適用した場合について評価を行った。数値積分法は Adams-Bashforth-Moulton 法を用い、時間刻みは 1 ms とした。数値積分の各ステップに要する計算時間を記録し、平均、最大、最小の計算時間を算出した。計算時間の結果を表 6 に示す。表 6 より、前節の多重振り子モデルの解析と同様に、CLAPACK を適用した拡大法の計算時間が最も短いことを確認できた。この結果を考慮し、以降の操舵反力シミュレータを用いた評価では、CLAPACK を適用した拡大法を用い、リアルタイム解析の実行周期を 0.5 ms とすることにした。

Table 6 Elapsed time of each formulation

Methods	Average	Maximum	Minimum
Augmented, without library	0.8697	0.8748	0.8663
Augmented, with CLAPACK	0.3756	0.3810	0.3689
Penalty, without library	0.5636	0.5666	0.5618
Penalty, with CLAPACK	0.5195	0.5232	0.5179

Unit: ms

4. ステアリング機構の摩擦モデルの同定

摩擦は全ての機械システムに存在し、部品間の力の伝達に影響を及ぼす⁽¹¹⁾。ステアリング機構においても、機械摩擦は操舵反力の特性に大きな影響を与えることが知られている。そこで、筆者らは試験車両のステアリング機構を用いて、摩擦特性を実験的に評価した。ステアリング機構の摩擦特性は回転方向と角速度に依存する。そのため、図 12 に示すようにトルクセンサをステアリングシャフトに取り付け、ステアリングホイールを一定の角速度で操舵した際の摩擦トルクを計測した。なお、評価の際にはタイヤとナックルを連結するタイロッドを取り外し、ステアリングラックにタイロッドの軸力が作用しない状態で計測を行った。ここで得られた計測結果を基に、式 (6) に示す摩擦トルクの数式モデルを同定した。式 (6) における各係数を表 7 に示す。ここで、摩擦トルクの単位は Nm、角速度の単位は deg/s としている。また、計測された摩擦トルクと同定した摩擦モデルにより算出される摩擦トルクを図 13 に示す。この摩擦モデルは 5 種類の多項式で表されている。角速度が $10 \leq |\omega| \leq 180$ deg/s の範囲では、摩擦トルクは最小二乗法に基づいた 5 次の多項式で表現され、各多項式の接点では接線連続性が確保されている。今回の計測において、摩擦トルクを計測する際に、 $|\omega| \leq 10$ deg/s の条件で一定角速度を得ることが出来なかったため、この範囲は直線で繋いだものを使用している。

$$T_f = \begin{cases} a_1\omega + a_0 & (\omega \leq -180) \\ b_5\omega^5 + b_4\omega^4 + b_3\omega^3 + b_2\omega^2 + b_1\omega + b_0 & (-180 < \omega \leq -10) \\ c_1\omega & (-10 < \omega \leq 10) \\ d_5\omega^5 + d_4\omega^4 + d_3\omega^3 + d_2\omega^2 + d_1\omega + d_0 & (10 < \omega \leq 180) \\ e_1\omega + e_0 & (180 \leq \omega) \end{cases} \quad (6)$$

Table 7 Parameter of friction model

a_1	2.88×10^{-4}	a_0	-1.75×10^{-1}
b_5	1.09×10^{-11}	b_4	-8.46×10^{-9}
b_2	-3.04×10^{-4}	b_3	2.41×10^{-6}
b_1	1.57×10^{-2}	b_0	-2.54×10^{-2}
c_1	1.03×10^{-2}		
d_5	1.72×10^{-11}	d_4	-1.21×10^{-9}
d_3	3.10×10^{-6}	d_2	-3.51×10^{-4}
d_1	1.64×10^{-2}	d_0	2.88×10^{-2}
e_1	3.05×10^{-4}	e_0	1.75×10^{-1}

Fig. 12 Environment of measurement

Fig. 13 Measurement and friction model

なお今回の評価では、ステアリング機構全体の摩擦トルクを同定しているが、個々の部品の特性の影響を評価するためには、それぞれの部品について摩擦特性を把握することが望ましい。さらに、タイロッドに作用する負荷が変化した際には、同定した摩擦モデルが変化することもあると考えられる。試験装置の制約により今回はこれらの評価を行うことができなかったが、摩擦は非常に複雑な現象であるため、今後もモデルの精度向上の余地があると考えている。

5. 実車走行試験と操舵反力シミュレータにおける操舵反力特性の評価

前章で同定した摩擦モデルを、操舵反力シミュレータにおけるマルチボディダイナミクス解析に適用した。なお、同定した摩擦モデルは、マルチボディダイナミクス解析においては外力項として考慮されるため、計算時間にはほぼ影響しないことを確認している。操舵反力シミュレータにおいて実現される反力特性の妥当性を評価するため、実車による走行試験と操舵反力シミュレータによる試験の比較を行った。車速を 15 km/h とし、図 14 の上段に示すような正弦波状のステアリング操舵を入力として与えた際の操舵反力の結果を、時系列データおよびリサージュ波形として図 14 の中段および下段に示す。なお操舵反力シミュレータの結果は、マルチボディダイナミクス解析により算出された操舵反力の値を示している。また、前章で述べた摩擦モデルの効果を検証するため、操舵反力シミュレータの結果においては摩擦モデルを考慮しない場合についても結果を示している。実車走行試験と操舵反力シミュレータの結果を比較すると、双方の操舵反力特性がよく一致しており、また同定した摩擦モデルを操舵反力解析に適用することで、操舵反力特性の再現性が向上することが示されている。併せて、操舵反力シミュレータにおいて、今回設定した 0.5 ms という時間刻みで、安定したリアルタイム解析を実行できることが確認できた。

なお、マルチボディダイナミクス解析の安定性については、普遍的な議論を行うことは容易ではない。解析の安定性は、対象とするシステムの固有周波数に依存し、併せてシステムに対する入力の特性によっても変化する。安定性の向上のためには、陰解法の数値積分法を用いることが有効であるが、その場合は数値減衰の程度についても配慮する必要がある。いずれの数値積分法を用いる場合においても、時間刻みを小さく設定することは、解析の安定性向上を図る上で最初に取りべきアプローチである。また、今回の研究では絶対座標系を用いて車両モデルを記述した場合についてのみ検討を行っており、相対座標系を利用した再帰的なアルゴリズムについては検討を行っていない。相対座標系を利用した場合は一般化座標の数が減少するため、行列演算ライブラリの選択についても結果が異なることが考えられる。リアルタイム解析の解析効率を向上させるためには、対象とするシステムの特性や、一般化座標の記述方法と定式化手法に配慮したうえで、解析を実行する計算環境やその環境に適した行列演算ライブラリを選択することが重要である。

Fig. 14 Slalom test results

6. 結 言

本研究では、操舵反力シミュレータのリアリティを向上させるために、実車のステアリング機構の摩擦特性をマルチボディ車両モデルにおいて考慮することを試みた。摩擦特性は強い非線形性を持つため、安定したリアルタイム解析を実現するうえで、リアルタイム解析の実行周期を短くすることが重要である。そこで、計算時間という観点から、マルチボディダイナミクス解析の定式化手法と行列演算ライブラリの適用について検討を行った。拡大法とペナルティ法の2種類の定式化手法を比較したところ、拡大法に行列演算ライブラリのCLAPACKを適用することにより、良好なパフォーマンスが得られることを確認した。併せて、実車のステアリング機構の摩擦特性を実験的に同定し、同定した摩擦モデルを操舵反力シミュレータのマルチボディ車両モデルに適用した。実車走行試験と操舵反力シミュレータによる試験結果を比較することで、実車に近い操舵反力特性が再現できたことを確認した。

文 献

- (1) Katzourakis, D., Abbink, D., Happee, R., and Holweg, E., “Steering Force Feedback for Human-Machine-Interface Automotive Experiments”, *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, Vol. 60, No. 1 (2011), pp. 32–42.
- (2) 瀬川雅也, 藤戸晴彦, 中野史郎, 小竹元基, 永井正夫, “ステアリング HIL シミュレータの開発 (第2報ステアリング操舵性能の定量的評価)”, 日本機械学会第10回交通・物流部門大会講演論文集, (2005), pp. 113–116.
- (3) Chiew, Y., Abdul Jalil, M., and Hussein, M., “Motion Cues Visualisation of a Motion Base for Driving Simulator”, *Robotics and Biomimetics*, (2008), pp. 1497–1502.
- (4) Jung, K., and Jun, C., “A driving simulator as a virtual reality tool”, *Robotics and Automation*, Vol. 1, (2011), pp. 71–76.
- (5) Shiiba, T., and Murata, W., “Experimental Validation of Steering Torque Feedback Simulator through Vehicle Running Test”, *The Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 23, No. 4 (2008), pp. 954–959.
- (6) 日本機械学会編, 数値積分法の基礎と応用, (2003), コロナ社.
- (7) Haug, E. J., *Computer Aided Kinematics and Dynamics of Mechanical System*, Allyn and Bacon, (1989), p. 44.
- (8) Cuadrado, J., Cardenal, J., and Bayo, E., “Modeling and Solution Methods for Efficient Real-Time Simulation of Multibody Dynamics”, *Multibody System Dynamics I*, (1997), pp. 259–280.
- (9) Shiiba, T., and Naoya, M., “Efficiency evaluation of the real-time multibody analysis with matrix libraries”, *5th Asian Conference on Multibody Dynamics*, (2010).
- (10) 椎葉太一, 河内亮, 森田恵介, “リアルタイム車両運動解析を用いたタイヤ-サスペンション特性評価システムの開発”, 日本機械学会論文集C編, Vol. 76, No. 766 (2010), pp. 1576–1581.
- (11) Bazaei, A., and Moallem, M., “Prestiction Friction Modeling and Position Control in an Actuated Rotary Arm”, *IEEE Transactions on Instrumentation and Measurement*, Vol. 59, No. 1 (2010), pp. 131–139.
- (12) Wang, Y., Wang, D., and Chai, T., “Extraction and Adaptation of Fuzzy Rules for Friction Modeling and Control Compensation”, *IEEE Transactions on Fuzzy Systems*, Vol. 19, No. 4 (2011), pp. 682–693.