

## 多連クロソイド曲線を用いた曲率変化の滑らかな走行路緩和曲線の提案

山本 真<sup>\*1</sup>, 山本 忠<sup>\*1</sup>, 西山 修二<sup>\*2</sup>

## Proposal for a transition curve with smoothly changing curvature using multiple clothoid curve

Makoto YAMAMOTO<sup>\*1</sup>, Tadashi YAMAMOTO<sup>\*1</sup> and Shuji NISHIYAMA<sup>\*2</sup><sup>\*1</sup>Sanei, Co., Ltd.

3-26 Kaminobori-machi, Naka-ku, Hiroshima-shi, Hiroshima 730-0014, Japan

<sup>\*2</sup>Nishiyama Engineering Consultant Office

1-17-5 Hesakakurumegi, Higashi-ku, Hiroshima-shi, Hiroshima 732-0008, Japan

Received: 4 January 2017; Revised: 2 April 2017; Accepted: 24 July 2017

## Abstract

This paper presents theoretical research on an optimum transition curve with smoothly changing curvature using a multiple clothoid curve for improving the occupant ride comfort of automobiles. At the connecting points between an inlet straight line and a circular arc, or between a circular arc and an outlet straight line, vehicles cannot run smoothly owing to the discontinuity of curvature. Especially, the vehicles equipped with a driving support device which assists driver's steering operation or performs steering operation instead of a driver will increase both unstable movement of vehicle and discomforts of occupant. Moreover, the discontinuity of curvature in the connecting points makes the control of advanced accuracy of apparatus difficult. In order to solve such problems, three dimensional vehicle occupant model which is 21 degrees of freedom is assembled, and the multiple clothoid curve is proposed as a new transition curve. The validity of the multiple clothoid curve is shown as compared with the case where it is interpolated by a single clothoid curve or by a non-interpolation. It was found that the influence of the multiple clothoid curve on vehicle movement and ride comfort is superior to those of the single clothoid curve or the non-interpolation. Some results are presented in the form of parametric plots.

**Key words** : Optimum transition curve, Multiple clothoid curve, Lateral acceleration, 3D vehicle occupant model

## 1. 結 言

高速道路や主要幹線道路などのカーブは、カーブに進入する進入直線部、進入クロソイド曲線部、円弧部、脱出クロソイド曲線部および脱出直線部などを有する。道路がこのように構成されていれば、車両は、カーブを滑らかに走行することができ、乗員の不快感を低減することが可能となる (McConnell, 1957)。しかしながら、市街地の交差点などは、進入直線部と円弧部および脱出直線部のみで構成され、進入クロソイド曲線部および脱出クロソイド曲線部を有しない場合が多い。このような場合、進入直線部と円弧部との接続点および円弧部と脱出直線部との接続点で曲率が不連続となり、車両は滑らかに走行することができない (Malcolm, 1979)。特に、運転者のステアリング操作の支援や運転者に代わってステアリング操作を行う運転支援装置を搭載した車両 (伊能他, 2015) は、車両の振動が増幅し不安定となり、乗員の不快感が増すことになる (山門他, 2013)。接続点における曲率の不連続性は、車両に搭載した機器の高精度の制御をむつかしくする。国内において、進入直線部と円弧部および脱出直線部だけで構成されている交差点は、信号を有するものが約 20 万箇所、信号を有しないものが約 80 万箇所存在する (トヨタ自動車, 2007)。交差点などを通過時に、車両の振動を抑制するとともに、乗員の不快感を低減することは緊急の課題である。この課題に対する問題解決として、種々の方法が考案されている。例えば、著者の一人による走行軌道作成装置 (山本, 2016) は、車両が旋回する場合の最適走行路緩和曲線を生成

No.17-00006 [DOI:10.1299/transjsme.17-00006], J-STAGE Advance Publication date : 9 August, 2017

<sup>\*1</sup> 正員, (株)三英技研 (〒730-0014 広島県広島市中区上幟町3-26)<sup>\*2</sup> 正員, 西山技術事務所 (〒732-0008 広島県広島市東区戸坂くるめ木1-17-5)

E-mail of corresponding author: makoto@sanei.co.jp

するために接続点の曲率が滑らかになるように接続することを試みたものである。路面上に曲率変化の滑らかな最適走行路を構成するものである。また、道路パラメータと車両の位置情報に基づいて、線分、円弧、クロソイド曲線等を用いた仮想的デジタル走行軌道を生成する運転支援システムが提案されている(山本, 田村, 2003)。このように種々の方法が提案されているが、定量的に実証, 評価された報告例は見受けられない。

著者らは, 前報(山本他, 2016)で三次元車両-乗員系モデルを構築し, 車両が旋回する場合の最適走行路緩和曲線を構築し, 車両や人体各部に及ぼす影響について示した。接続点に曲率変化の滑らかな新規の緩和曲線(以下多連クロソイド曲線と称す)を考案した。従来の非補間の場合, 単一クロソイド曲線で補間した場合などと新規に提案した手法について比較検討し, その有効性について示した。本報では, 多連クロソイド曲線, 三次元車両-乗員モデルの理論式を詳細に示し, 車両がこれらの緩和曲線を含む経路を走行する場合, 従来の非補間の場合, 単一クロソイド曲線で補間した場合などと比較検討し, 新規に提案する多連クロソイド曲線の有効性について定量的に示す。さらに, 多連クロソイド曲線の性能を左右するパラメータの影響について示す。

本研究で提案する多連クロソイド曲線は, 搬送用ロボットの開発設計において横加速度が大きくなならないような軌道の生成, ジェットコースターの開発設計においては乗員に過度な加速度がかからないようなループの設計, 天井クレーンにおいては吊り荷の安定性を考慮した走行レールの設計などに適用できる可能性を有し, 本研究は新規の緩和曲線の開発という観点から機械工学・工業およびその他の分野において寄与できるものと考えられる。

## 2. 三次元車両-乗員モデル

### 2.1 三次元車両モデル

本報で使用する主な記号の意味は次のとおりとする。

$x, y, z$ : 車体重心の  $x, y, z$  方向変位

$\phi, \theta, \psi$ : 車体重心のロール角, ピッチ角, ヨー角

$z_{mf1}, z_{mf2}, z_{mr3}, z_{mr4}$ : 前輪左, 前輪右, 後輪左, 後輪右のばね下質量の上下変位

$z_e, \theta_e, \phi_e$ : エンジンの上下変位, ピッチ角, ロール角

$x_b, y_b, z_b$ : 乗員胴体部の  $x, y, z$  方向変位

$x_h, y_h, z_h$ : 乗員頭部の  $x, y, z$  方向変位

$f_h, q_h$ : 乗員頭部のロール角, ピッチ角

$F_{xn}, F_{yn}$ : 各タイヤに作用する前後力, 横力

$F_{1fn}, F_{1m}$ : フロント, リアサスペンションの作用力

$F_{2fn}, F_{2m}$ : フロント, リアタイヤの作用力

$F_{3fn}, F_{3m}$ : エンジンと車体間のフロント, リアの作用力

$F_{4fn}, F_{4m}$ : 乗員と車体間のフロント, リアの作用力

$w_{f1}, w_{f2}, w_{r3}, w_{r4}$ : 前輪左, 前輪右, 後輪左, 後輪右のタイヤの上下方向入力変位

$\beta, \beta_n$ : 車体およびタイヤの横すべり角

$\delta_f$ : 前輪操舵入力角

$R$ : 車体重心点の旋回半径

$v$ : 走行速度       $g$ : 重力加速度

添え字

$n=1$ : 前輪左,  $n=2$ : 前輪右,  $n=3$ : 後輪左,  $n=4$ : 後輪右を示す。

新規に提案する多連クロソイド曲線の性能を評価するために, 緩和曲線を含む経路に車両を走行させて, 車両や乗員が受ける加速度により評価する。車両の運動に関しては, 例えば, 車両の平面運動(香村, 大北, 2008), (近藤, 1974)や三次元運動における横方向の運動を取り扱った研究は種々報告されている(小村瀬他, 2010), (高橋他, 2011), (鈴木, 高橋, 2012), (鈴木, 高橋, 2010)。しかし, これらの研究では, 走行路面が車両や乗員に及ぼす影響まで対象としておらず, 今回の課題を解決するために適用可能なモデルとはならない。そこで, 本報では三次元車両-乗員モデルを構築する。基本となる車両(西山, 1993a)や乗員(鈴木, 2011)の基本モデルは種々の実績を有するモデルを適用する。

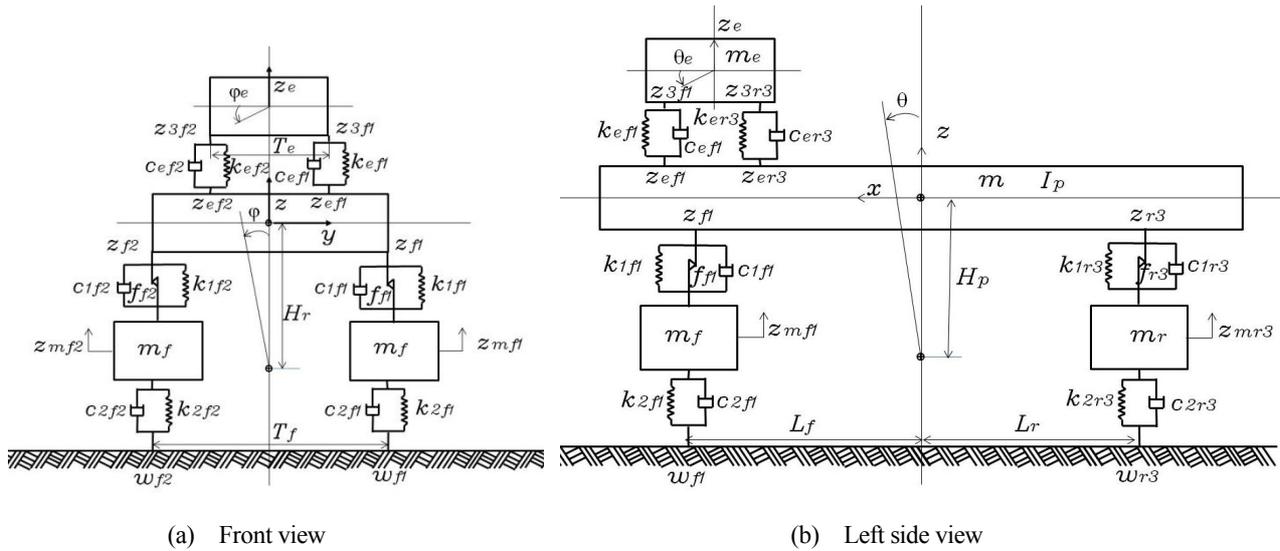


Fig. 1 Front and left side view of three dimensional vehicle model.

図1は、三次元車両モデルを示す。図1(a)は前方から、図1(b)は車両を左側から見たモデルをそれぞれ示す。車両系は、車体、エンジン、フロントとリアのばね下質量で構成されている。車体は上下、左右、前後、ピッチング、ローリングおよびヨーイング運動、エンジンは上下、ピッチングおよびローリング運動、ばね下質量はフロント左右、リア左右の上下運動をそれぞれ考慮し、車両系は13自由度のモデルとする。タイヤは、ばねとダンパーでモデル化する。ばね上質量とばね下質量の間は、ばねとダンパーおよびサスペンション系フリクションを考慮してモデル化する(西山, 1993a)。ピッチング運動の中心は車体重心から下方に  $H_p$  の位置にピッチング中心を設定する。フロントおよびリアの懸架装置の粘性減衰係数は、ピストン速度に依存した非線形特性を考慮する(西山, 1993a)。サスペンション系フリクション力については、作用力をピストン速度の関数で表す(西山, 1993a, 1993b)。車両のローリング運動は車体重心から下方に  $H_r$  の位置にローリング運動の回転中心を設定する。エンジンはトランスミッションを含めたものとし、フロントとリアの左右4か所のエンジンマウント支持点をばねとダンパーでモデル化する(西山, 1993a)。乗員の乗り心地を検討するためには、エンジンの運動を含めた解析が必要である。

車体の  $x$  方向、 $y$  方向および  $z$  方向の運動方程式は次式となる。

$$m\ddot{x} = F_{x1} \cos \delta_f + F_{x2} \cos \delta_f - F_{y1} \sin \delta_f - F_{y2} \sin \delta_f + F_{x3} + F_{x4} - mH_p \ddot{\theta} \tag{1}$$

$$m\ddot{y} = F_{x1} \sin \delta_f + F_{x2} \sin \delta_f + F_{y1} \cos \delta_f + F_{y2} \cos \delta_f + F_{y3} + F_{y4} + mH_r \ddot{\phi} \tag{2}$$

$$m\ddot{z} = F_{1f1} + F_{1f2} + F_{1r3} + F_{1r4} - (F_{3f1} + F_{3f2} + F_{3r3} + F_{3r4}) - F_{4f1} \tag{3}$$

車体のピッチング運動、ローリング運動およびヨーイング運動の方程式はそれぞれ次式となる。

$$I_p \ddot{\theta} = -(F_{1f1} + F_{1f2}) \cdot L_f + (F_{1r3} + F_{1r4}) \cdot L_r + (F_{3f1} + F_{3f2}) \cdot (L_f + l_{ef}) + (F_{3r3} + F_{3r4}) \cdot (L_f - l_{er}) + mg(H_p \theta) - m(H_p \ddot{x}) + F_{4f1} \cdot P_{1x} \tag{4}$$

$$I_r \ddot{\phi} = (F_{1f1} - F_{1f2}) \cdot T_f / 2 + (F_{1r3} - F_{1r4}) \cdot T_r / 2 - (F_{3f1} + F_{3r3}) \cdot T_e / 2 + (F_{3f2} + F_{3r4}) \cdot T_e / 2 + mg(H_r \phi) + m(H_r \ddot{y}) - F_{4f1} \cdot P_{1y} \tag{5}$$

$$I_y \ddot{\psi} = f_{x1} \sin \delta_f \cdot L_f + f_{x2} \sin \delta_f \cdot L_f + f_{y1} \cos \delta_f \cdot L_f + f_{y2} \cos \delta_f \cdot L_f - f_{y3} \cdot L_r - f_{y4} \cdot L_r \tag{6}$$

エンジンの上下運動、ピッチング運動およびローリング運動の方程式はそれぞれ次式となる。

$$m_e \ddot{z}_e = F_{3f1} + F_{3f2} + F_{3r3} + F_{3r4} \tag{7}$$

$$I_{ep}\ddot{\theta}_e = - (F_{3f1}+F_{3f2}) \cdot (l_{ef} + l_{eg}) + (F_{3r3} + F_{3r4}) \cdot (l_{er} - l_{eg}) \quad (8)$$

$$I_{er}\ddot{\phi}_e = (F_{3f1} + F_{3r3}) \cdot T_e / 2 - (F_{3f2} + F_{3r4}) \cdot T_e / 2 \quad (9)$$

ばね下質量に関しては，フロント左右およびリア左右の上下運動を考慮し，それぞれ次式となる．

$$m_f \ddot{z}_{mfn} = F_{2fn} - F_{1fn} \quad (n = 1, 2) \quad (10a)$$

$$m_r \ddot{z}_{mrn} = F_{2rn} - F_{1rn} \quad (n = 3, 4) \quad (10b)$$

サスペンションの作用力は，フロントおよびリアはそれぞれ次式で表すことができる．

$$F_{1fn} = k_{1fn}(z_{mfn} - z_{fn}) + c_{1fn} \cdot v_{fn} + a_{fn} \cdot \tanh(2v_{fn}/x_p) \quad (v_{fn} = \dot{z}_{mfn} - \dot{z}_{fn}) \quad (n = 1, 2) \quad (11a)$$

$$F_{1rn} = k_{1rn}(z_{mrn} - z_{rn}) + c_{1rn} \cdot v_{rn} + a_{rn} \cdot \tanh(2v_{rn}/x_p) \quad (v_{rn} = \dot{z}_{mrn} - \dot{z}_{rn}) \quad (n = 3, 4) \quad (11b)$$

ここに， $c_{1fn}$ ， $c_{1rn}$ はサスペンションの粘性減衰係数を示す．また式(11)の第3項は，サスペンション系フリクション力を示し， $a_{fn} = 107.8N$ ， $a_{rn} = 73.5N$ ， $x_p = 0.01m/s$ とする．(西山，1993a，1993b)

タイヤの作用力として，フロントおよびリアは次式となる．

$$F_{2fn} = k_{2fn}(w_{fn} - z_{mfn}) + c_{2fn}(\dot{w}_{fn} - \dot{z}_{mfn}) \quad (n = 1, 2) \quad (12a)$$

$$F_{2rn} = k_{2rn}(w_{rn} - z_{mrn}) + c_{2rn}(\dot{w}_{rn} - \dot{z}_{mrn}) \quad (n = 3, 4) \quad (12b)$$

エンジンと車体を連結するエンジンマウントでのフロントおよびリアの作用力は次式とする．

$$F_{3fn} = k_{3fn}(z_{efn} - z_{3fn}) + c_{efn}(\dot{z}_{efn} - \dot{z}_{3fn}) \quad (n = 1, 2) \quad (13a)$$

$$F_{3rn} = k_{3rn}(z_{ern} - z_{3rn}) + c_{ern}(\dot{z}_{ern} - \dot{z}_{3rn}) \quad (n = 3, 4) \quad (13b)$$

ここで， $E_1$ ， $D_1$ ， $E_2$ ， $D_2$ を導入する．これらは次式で定義する．

$$E_1 = F_{x1} \cos \delta_f + F_{x2} \cos \delta_f - F_{y1} \sin \delta_f - F_{y2} \sin \delta_f + F_{x3} + F_{x4} \quad (14)$$

$$D_1 = F_{x1} \sin \delta_f + F_{x2} \sin \delta_f + F_{y1} \cos \delta_f + F_{y2} \cos \delta_f + F_{y3} + F_{y4} \quad (15)$$

$$E_2 = - (F_{1f1} + F_{1f2}) \cdot L_f + (F_{1r3} + F_{1r4}) \cdot L_r + (F_{3f1} + F_{3f2}) \cdot (L_f + l_{ef}) + (F_{3r3} + F_{3r4}) \cdot (L_f - l_{er}) + F_{4f1} \cdot P_{1x} \quad (16)$$

$$D_2 = (F_{1f1} - F_{1f2}) \cdot T_f / 2 + (F_{1r3} - F_{1r4}) \cdot T_r / 2 - (F_{3f1} + F_{3r3}) \cdot T_e / 2 + (F_{3f2} + F_{3r4}) \cdot T_e / 2 - F_{4f1} \cdot P_{1y} \quad (17)$$

すると $\ddot{x}$ ， $\ddot{y}$ ， $\ddot{\theta}$ ， $\ddot{\phi}$ は次式で表すことができる．

$$\ddot{x} = \{E_1 + mH_p \cdot (E_2 + mgH_p \theta) / I_p\} / \{m \cdot (1 - m \cdot H_p^2 / I_p)\} \quad (18)$$

$$\ddot{y} = \{D_1 + mH_r \cdot (D_2 + mgH_r \phi) / I_r\} / \{m \cdot (1 - m \cdot H_r^2 / I_r)\} \quad (19)$$

$$\ddot{\theta} = \{E_2 + mgH_p \theta - H_p E_1\} / \{I_p - m \cdot H_p^2\} \quad (20)$$

$$\ddot{\phi} = \{D_2 + mgH_r \phi + H_r D_1\} / \{I_r - m \cdot H_r^2\} \quad (21)$$

サスペンションの車体側支持点のフロントおよびリアの座標は次式となる.

$$z_{fn} = z - L_f \sin \theta + (-1)^{n+1} \cdot 1/2 \cdot T_f \sin \phi \quad (n = 1, 2) \quad (22a)$$

$$z_{rn} = z + L_r \sin \theta + (-1)^{n-1} \cdot 1/2 \cdot T_r \sin \phi \quad (n = 3, 4) \quad (22b)$$

エンジン支持点の車体側のフロントおよびリアの座標は次式であらわすことができる.

$$z_{efn} = z - (L_f + l_{ef}) \sin \theta + (-1)^{n+1} \cdot 1/2 \cdot T_e \sin \phi \quad (n = 1, 2) \quad (23a)$$

$$z_{ern} = z - (L_f - l_{er}) \sin \theta + (-1)^{n-1} \cdot 1/2 \cdot T_e \sin \phi \quad (n = 3, 4) \quad (23b)$$

エンジン側支持点のフロントおよびリアの座標は次式となる.

$$z_{3fn} = z_e - (l_{ef} + l_{eg}) \sin \theta_e + (-1)^{n+1} \cdot 1/2 \cdot T_e \sin \phi_e \quad (n = 1, 2) \quad (24a)$$

$$z_{3rn} = z_e + (l_{er} - l_{eg}) \sin \theta_e + (-1)^{n-1} \cdot 1/2 \cdot T_e \sin \phi_e \quad (n = 3, 4) \quad (24b)$$

本報では、車両が旋回するときの横力を精度よく算出するために、車両のタイヤモデルはMagic Formulaタイヤモデル (Pacejka, 2002) を適用する. Magic Formulaタイヤモデルでは、タイヤに働く前後力、横力はタイヤのスリップ比、横すべり角、接地荷重に依存する. タイヤサイズは195/65 R15 リムサイズ6Jとし、小文字パラメータの値 (Cabrera et al., 2004), (自動車技術会編, 1996) を適用する.

旋回半径と操舵角、横滑り角の関係を求めると次のようになる.

図2は、上方から見た車両モデルを示す. 車体の前後運動、左右運動、ヨーイング運動、車体重心の横滑り角、各タイヤに作用する横滑り角、前後力、横力などを示す. 旋回半径と車体および前後左右輪の関係について示すモデルである (近藤, 1974).

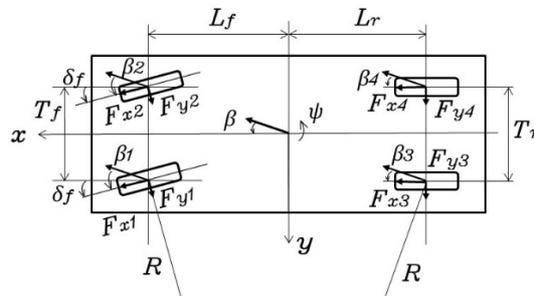


Fig. 2 Geometry of a turning vehicle.

前輪および後輪の横滑り角は、それぞれ次式であらわすことができる (近藤, 1974).

$$\beta_1 = \delta_f - \tan^{-1} \left\{ (L_f - R \sin \beta) / (R \cos \beta - T_f / 2) \right\} \cong \delta_f + \beta - L_f / R \cong \beta_2 \quad (25a)$$

$$\beta_3 = \delta_f - \tan^{-1} \left\{ (L_r - R \sin \beta) / (R \cos \beta - T_r / 2) \right\} \cong \beta - L_r / R \cong \beta_4 \quad (25b)$$

遠心力と横力の釣り合いから、

$$M_t \cdot v^2 / R = 2K_f \beta_1 + 2K_r \beta_3 + dC_y / d\beta \cdot \beta \cdot \rho / 2 \cdot Sv^2 \quad (26)$$

$$2K_r \beta_3 L_r - 2K_f \beta_1 L_f + dC_m / d\beta \cdot \beta \cdot \rho / 2 \cdot Sv^2 (L_f + L_r) = 0 \quad (27)$$

式(26), 式(27)に  $\beta_1$ ,  $\beta_3$  を代入し、これらを整理すると、 $\beta$  および  $\delta_f$  は次式となる.

$$\beta = 1/R \cdot \frac{M_t v^2 \cdot L_f / (L_f + L_r) - 114.6 K_r L_r}{\{dC_y / d\beta \cdot L_f / (L_f + L_r) + dC_m / d\beta\} \rho / 2 \cdot Sv^2 + 2K_r} \quad (28)$$

$$\delta_f = 57.3 / R \cdot (L_f + K_r L_r / K_f L_f \cdot L_r) - \beta (1 - K_r L_r / K_f L_f) + 1 / 2 K_f \cdot (L_f + L_r) / L_f \cdot dC_m / d\beta \cdot \beta \cdot \rho / 2 \cdot Sv^2 \quad (29)$$

表 1 は、本報で使用する車両系の記号の説明と計算諸元を示す (西山, 1993a, 1993b).

Table 1 Vehicle specifications.

Symbol	Definition	Value	Units	Symbol	Definition	Value	Units
$m$	Mass of sprung (without engine)	1320	kg	$c_{2r4}$	Damping of tyre (rear right)	490	Ns/m
$m_{f1}$	Mass of unsprung (front left)	42	kg	$I_r$	Moment of inertia (rolling)	640	kgm <sup>2</sup>
$m_{f2}$	Mass of unsprung (front right)	42	kg	$I_y$	Moment of inertia (yawing)	2072	kgm <sup>2</sup>
$m_{r3}$	Mass of unsprung (rear left)	39	kg	$h_p$	Pitching moment arm	0.300	m
$m_{r4}$	Mass of unsprung (rear right)	39	kg	$h_r$	Rolling moment arm	0.080	m
$I_p$	Moment of inertia (pitching)	2218.720	kgm <sup>2</sup>	$h_g$	Height of center of gravity	0.490	m
$L_0$	Wheel base	2.68	m	Engine			
$L_f$	Length from center to front	1.309	m	$m_e$	Mass of sprung	290	kg
$L_r$	Length from center to rear	1.371	m	$I_{ep}$	Moment of inertia (pitching)	40	kgm <sup>2</sup>
$k_{1f1}$	Stiffness of suspension (front left)	24010	N/m	$I_{er}$	Moment of inertia (rolling)	39.840	kgm <sup>2</sup>
$k_{1f2}$	Stiffness of suspension (front right)	24010	N/m	$k_{ef1}$	Stiffness of engine mount (front left)	285000	N/m
$k_{1r3}$	Stiffness of suspension (rear left)	22834	N/m	$k_{ef2}$	Stiffness of engine mount (front right)	285000	N/m
$k_{1r4}$	Stiffness of suspension (rear right)	22834	N/m	$k_{er3}$	Stiffness of engine mount (rear left)	75000	N/m
$T_f$	Tread (front)	1.455	m	$k_{er4}$	Stiffness of engine mount (rear right)	75000	N/m
$T_r$	Tread (rear)	1.455	m	$T_e$	Tread engine mount	0.240	m
$k_{2f1}$	Stiffness of tyre (front left)	196000	N/m	$l_{er}$	Length from front to rear mount	0.930	m
$k_{2f2}$	Stiffness of tyre (front right)	196000	N/m	$l_{ef}$	Length front to front mount	0.005	m
$k_{2r3}$	Stiffness of tyre (rear left)	196000	N/m	$l_{eg}$	Length from front to engine center	0.165	m
$k_{2r4}$	Stiffness of tyre (rear right)	196000	N/m	$c_{ef1}$	Damping of engine mount (front left)	2100	Ns/m
$c_{2f1}$	Damping of tyre (front left)	490	Ns/m	$c_{ef2}$	Damping of engine mount (front right)	2100	Ns/m
$c_{2f2}$	Damping of tyre (front right)	490	Ns/m	$c_{er3}$	Damping of engine mount (rear left)	80	Ns/m
$c_{2r3}$	Damping of tyre (rear left)	490	Ns/m	$c_{er4}$	Damping of engine mount (rear right)	80	Ns/m

表 2 は、旋回半径と操舵角, 横滑り角の関係を求める理論式に用いた記号の意味と値および単位を示す (近藤, 1974).

Table 2 Specifications of vehicle turning.

Symbol	Definition	Value	Units
$Mt$	Total mass of vehicle and passenger	1824.5	kg
$K_r$	Cornering power (rear)	9269.4	N/rad
$K_f$	Cornering power (front)	8426.7	N/rad
$dC_y/d\beta$	Coefficient of aerodynamic lateral force	0.03	1/deg
$dC_m/d\beta$	Coefficient of aerodynamic moment	-0.03	1/deg
$\rho$	Density of air	1.225	kg/m <sup>3</sup>
$S$	Cross-sectional area	2.16	m <sup>2</sup>

### 2・2 三次元乗員モデル

図 3 は乗員モデル (鈴木, 2011) を示す. 図 3(a)が前面から, また図 3(b)が左側面から見たモデルを示す. 乗員は胴体部と頭部の運動を対象とする. 胴体部および頭部は慣性を有し, 頭部と胴体部の上下方向はばねとダンパーで接続する. 胴体部は着座位置の点  $P_s$  との間に, 前後, 左右および上下のばねとダンパーを持つ支持点を考慮する. 頭部も胴体部に対して, 上下, 前後, 左右の運動と点  $P_r$  回りにローリングおよび点  $P_p$  回りにピッチング運動を有するモデルとする. 自動車の旋回運動を考慮した解析では乗員の左右方向の運動を可能とするモデ

ルが必要である。本報では、胴体部下部の支持点位置を変えることにより、前部左側座席、前部右側座席、後部左側座席、後部右側座席など各位置における応答が算出可能なシステムとする。乗員モデルの設置位置は前席左を1、前席右を2、後席左を3、後席右を4とする。理論式はNo.1, 2, 3, 4各位置での理論式を誘導している。

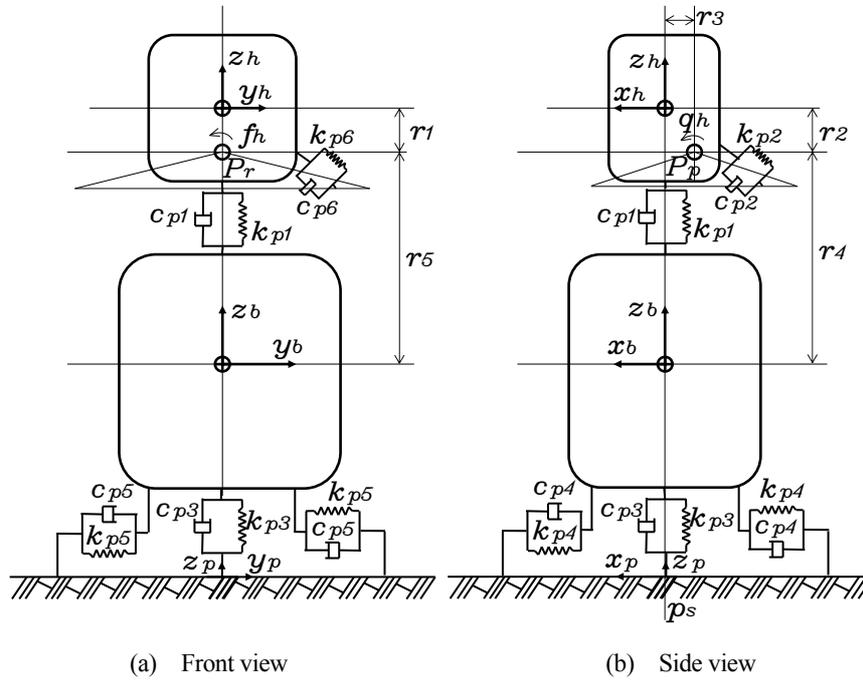


Fig. 3 Front and side view of occupant model.

数値解析ではNo.1における計算結果を示す。各座席位置の座標は、車体の上下、左右、前後、ピッチングおよびローリング運動により乗員の設置位置の座標が変化する。乗員位置の座標は、それぞれ次式となる。

$$x_{pn} = x_{cg} + (H_p + P_{nz})\theta \quad y_{pn} = y_{cg} - (H_r + P_{nz})\phi \quad z_{pn} = z_{cg} + P_{ny}\phi - P_{nx}\theta \quad (n = 1, 3) \quad (30a)$$

$$x_{pn} = x_{cg} + (H_p + P_{nz})\theta \quad y_{pn} = y_{cg} - (H_r + P_{nz})\phi \quad z_{pn} = z_{cg} - P_{ny}\phi - P_{nx}\theta \quad (n = 2, 4) \quad (30b)$$

ここで、 $(P_{nx}, P_{ny}, P_{nz})$  ( $n = 1, \dots, 4$ )は車体重心から乗員位置の  $x, y, z$  方向の距離を示す。乗員胴体部の運動方程式は次式となる。

$$(m_b + m_h)\ddot{x}_b = 2k_{p4}(x_p - x_b) + 2c_{p4}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) + (-c_{p2} \cdot \dot{q}_h - k_{p2} \cdot q_h)/r_4 \quad (31)$$

$$(m_b + m_h)\ddot{y}_b = 2k_{p5}(y_p - y_b) + 2c_{p5}(\dot{y}_p - \dot{y}_b) - (-c_{p6} \cdot \dot{f}_h - k_{p6} \cdot f_h)/r_5 \quad (32)$$

$$m_b\ddot{z}_b = k_{p3}(z_p - z_b) + c_{p3}(\dot{z}_p - \dot{z}_b) - k_{p1}(z_b - z_h) - c_{p1}(\dot{z}_b - \dot{z}_h) - (-c_{p2} \cdot \dot{q}_h - k_{p2} \cdot q_h)/r_3 \quad (33)$$

乗員頭部の運動方程式は次のとおり。

$$m_h\ddot{x}_h = (-c_{p2} \cdot \dot{q}_h - k_{p2} \cdot q_h)/r_2 + m_h/(m_b + m_h) \cdot \{2k_{p4}(z_p - x_b) + 2c_{p4}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) + (-c_{p2} \cdot \dot{q}_h - k_{p2} \cdot q_h)/r_4\} \quad (34)$$

$$m_h\ddot{y}_h = (-c_{p6} \cdot \dot{f}_h - k_{p6} \cdot f_h)/r_1 + m_h/(m_b + m_h) \cdot \{2k_{p5}(y_p - y_b) + 2c_{p5}(\dot{y}_p - \dot{y}_b) - (-c_{p6} \cdot \dot{f}_h - k_{p6} \cdot f_h)/r_5\} \quad (35)$$

$$m_h\ddot{z}_h = k_{p1}(z_b - z_h) + c_{p1}(\dot{z}_b - \dot{z}_h) - (-c_{p2} \cdot \dot{q}_h - k_{p2} \cdot q_h)/r_3 \quad (36)$$

乗員頭部のピッチング運動およびローリング運動の方程式は次式となる。

$$I_{hr}\ddot{f}_h = -c_{p6} \cdot \dot{f}_h - k_{p6} \cdot f_h + m_h / (m_b + m_h) \cdot r_1 \{ 2k_{p5}(y_p - y_b) + 2c_{p5}(\dot{y}_p - \dot{y}_b) - (-c_{p6} \cdot \dot{f}_h - k_{p6} \cdot f_h) / r_5 \} \quad (37)$$

$$I_{hp}\ddot{q}_h = -c_{p2} \cdot \dot{q}_h - k_{p2} \cdot q_h + \{ k_{p1}(z_b - z_h) + c_{p1}(\dot{z}_b - \dot{z}_h) \} r_3 - m_h / (m_b + m_h) \cdot r_2 \{ 2k_{p4}(x_p - x_b) + 2c_{p4}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) + (-c_{p2} \cdot \dot{q}_h - k_{p2} \cdot q_h) / r_4 \} \quad (38)$$

本報では着座位置の変位に対して乗員の運動が理解しやすいモデルとし、脚部は簡単化するために省略した。

表 3 は、本報で使用する乗員モデルの記号の定義、値および単位等を示す (鈴木, 2011)。

Table 3 Specifications of occupant.

Symbol	Definition	Value	Units	Symbol	Definition	Value	Units
$m_b$	Mass of body	45	kg	$c_{p3}$	Damping seat suspension (z-direction)	1120	N/(rad/s)
$m_h$	Mass of head	7.5	kg	$c_{p4}$	Damping seat suspension (x-direction)	600	N/(rad/s)
$I_{hr}$	Moment of inertia for head rolling	$8.3 \times 10^{-2}$	$\text{kgm}^2$	$c_{p5}$	Damping seat suspension (y-direction)	400	N/(rad/s)
$I_{hp}$	Moment of inertia for head pitching	$5.5 \times 10^{-2}$	$\text{kgm}^2$	$c_{p6}$	Damping of rolling for neck	1.20	Nm/(rad/s)
$k_{p1}$	Stiffness of neck	40000	N/m	$r_{p1}$	Vertical length from head center to rolling center	0.10	m
$k_{p2}$	Stiffness of pitching for neck	15	Nm/rad	$r_{p2}$	Vertical length from head center to pitching center	0.10	m
$k_{p3}$	Stiffness seat suspension (z-direction)	96000	N/m	$r_{p3}$	Horizontal length from head center to pitching center	0.05	m
$k_{p4}$	Stiffness seat suspension (x-direction)	22500	N/m	$r_{p4}$	Vertical length from body center to pitching center	0.20	m
$k_{p5}$	Stiffness seat suspension (y-direction)	2000	N/m	$r_{p5}$	Vertical length from body center to rolling center	0.30	m
$k_{p6}$	Stiffness of rolling for neck	20	Nm/rad	$P_{1x}$	x-coordinate of passenger 1 from vehicle center	0.20	m
$c_{p1}$	Damping of neck	2000	N/(rad/s)	$P_{1y}$	y-coordinate of passenger 1 from vehicle center	0.40	m
$c_{p2}$	Damping of pitching for neck	0.9	Nm/(rad/s)	$P_{1z}$	z-coordinate of passenger 1 from vehicle center	0.03	m

走行中、車両に発生する荷重で大きな影響を与えるものとして路面があり、路面系としては、システム検証のために正弦波路面を考慮する。正弦波路面は  $t = 0$  で路面変位  $z(x)$  および路面変位の時間微分  $\dot{z}(x)$  が 0 となるように次式とする (西山, 1993a)。

$$z(x) = \frac{a}{2} \left\{ 1 - \cos\left(\frac{2\pi x}{l_s}\right) \right\} \quad (39)$$

ここに、 $a$  : 全振幅  $l_s$  : 波長  $x$  : 走行距離

式 (39) を使用して過渡応答特性を検討する。また、式 (39) で路面の周期的変位を入力して周波数応答特性を調べる。さらに、次章以降の検討においては、路面の凹凸 (西山, 1993a) を考慮する。振動系を支配する運動方程式は連立 21 元の 2 階常微分方程式の初期値問題である。変数変換により 42 元 1 階連立微分方程式として数値解析する。解法として Runge-Kutta-Gill 法により時間ステップ毎の各変数とその微係数の値を求める。計算きざみ幅は 0.001 秒とし、数値計算は倍精度で行う。

表 4 は、数値解析の流れを示す。表の上段から下段へと実行される。計算システムは、入力部、解析部、データ処理部、統計解析部および出力部から構成されている。実行項目に関連した表や式等も示す。入力部では、走行速度、車両諸元、乗員諸元、Magic Formula 小文字パラメータ、計算刻み幅、計算繰り返し回数、初期条件、その他懸架装置の粘性減衰係数、路面の凹凸データなど数値解析に必要な計算諸元や初期条件等を入力する。解析部では、車両の位置決定、路面の凹凸の補間、前後左右 4 輪の座標決定、車両各位置の変位および変位速度の算出、懸架装置のピストン速度の計算、懸架装置の粘性減衰係数、サスペンション系フリクション、作用力の計算 (サスペンション、タイヤ、エンジンマウント)、走行路の曲率  $1/R$  の計算、車体の横すべり角の計算、各タイヤの横すべり角の計算、前輪操舵入力角、各タイヤに作用する前後力や横力の計算を事前実施し、42 元 1 階連立微分方程式を解析する。統計処理部では、加速度、加加速度の統計処理を行う。そして、出力部では、ファイル出力、プリント出力を行う。

図 4 は、走行速度  $v = 1 \text{ m/s}$  とし極低速の場合において、式 (39) で示される一波長正弦波突起 ( $a = 0.1 \text{ m}$ ,  $l_s = 2.0 \text{ m}$ ) を車両の左側前後輪、左右両輪および右側前後輪が乗り越える場合についての検討結果の一例を示す。この場合は路面の凹凸は考慮しない。乗員頭部の前後、左右および上下方向変位の時間的変化を示す。図 4 (a) は、突起を左側前後 2 輪で乗り越えた場合の計算結果を示す。

Table 4 Flow of numerical analysis.

Part	Proceeding items	Reasons
Input part	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Vehicle speed</li> <li>• Vehicle specifications</li> <li>• Passenger specifications</li> <li>• Magic Formula parameter</li> <li>• Time step</li> <li>• Number of cycles</li> <li>• Initial condition of variables</li> </ul>	Table 1, Table 2 Table 3
Analysis part	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Determinate vehicle position</li> <li>• Interpolate surface roughness of a road</li> <li>• Determinate coordinate of four wheels</li> <li>• Calculate displacement and velocity at supporting point</li> <li>• Calculate piston speed of suspension</li> <li>• Calculate viscous damping coefficient of suspension</li> <li>• Calculate forces acting on suspension, engine mount and tire</li> <li>• Calculate suspension friction</li> <li>• Calculate curvature <math>1/R</math></li> <li>• Calculate <math>\beta</math></li> <li>• Calculate <math>\beta_1, \beta_2, \beta_3</math> and <math>\beta_4</math></li> <li>• Calculate front wheel steering angle</li> <li>• Calculate of <math>F_x</math> and <math>F_y</math></li> <li>• Numerical computation 42 simultaneous ordinary differential equations</li> </ul>	Eqs.(22)~(24)  Eqs.(11)~(13)  Eqs.(40),(41)  Eq.(25) Eq.(29)  Eqs.(1)~(10) Eqs.(31)~(38)
Data processing part	• Calculate displacement, velocity, acceleration and jerk of each variable	
Statistical processing part	• Statistical processing of acceleration and jerk (minimum, maximum, root mean square)	
Output part	<ul style="list-style-type: none"> <li>• File output</li> <li>• Print output</li> </ul>	

前輪が突起に乗り上がると乗員頭部の上下方向変位は上昇し、前輪が突起を乗り越えると一旦降下する。その後、後輪が突起に乗り上がり始めると、頭部は再び上昇し、後輪が突起を通過すると、頭部は降下し始める。その後は、減衰していく。前後方向および左右方向変位は認められない。図 4(b)は、左右両輪が同時に突起を乗り越えた場合の計算結果を示す。前輪が突起に乗り上がると乗員頭部の上下方向変位は上昇し、前輪が突起を乗り越えると一旦降下する。その後、後輪が突起に乗り上がり始めると、頭部は再び上昇し、後輪が突起を通過すると、頭部は降下し始める。その後は、減衰していく。前後方向および左右方向変位はほとんど認められない。図 4(c)は、突起を右側前後 2 輪で乗り越えた場合の計算結果を示す。前輪が突起に乗り上がると乗員頭部の上下方向変位は上昇し、前輪が突起を乗り越えると一旦降下する。

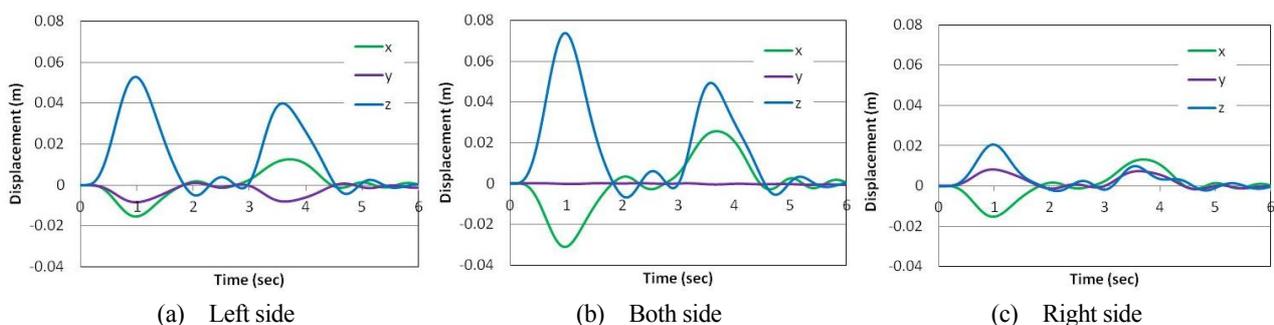


Fig. 4 Time history of displacement for occupant head.

その後、後輪が突起に乗り上がり始めると、頭部は再び上昇し、後輪が突起を通過すると、頭部は降下し始める。その後は、減衰していく。前後方向および左右方向については、微小な変位が認められた。乗員位置はNo.1のため右側前後輪乗り越しの場合は図4(a)と比較してピーク値が小さくなる。その他、過渡応答、周波数応答特性など種々の検証を実施し有効性を確認した。以上のように本報で構築した三次元車両-乗員モデルは三次元の詳細な検討が可能であり実用に供する精度を有するモデルであるといえる。本モデルを次章以降の検討に適用する。

### 3. 緩和曲線

#### 3・1 接続点の緩和曲線

図5はA点からB、Cを経てD点への経路を示す。AB間は直線部、BC間は半径Rの円の4分の1の円弧部、CD間は直線部とする。AB間の距離を $L_1$ 、BC間の距離を $L_2+L_3$ 、CD間の距離を $L_4$ とすると、図5で示す経路を曲率で示すと図6となる。横軸は距離、縦軸は曲率を示す。半径Rの曲率は $1/R=2D_d$ とする。直線と円弧を接続した点、すなわちB点およびC点では曲率は0から $2D_d$ と不連続に急変する。このB点やC点を車両などが通過すると、曲率の不連続性から自由度の高い機構を持つ機械製品は制御が難しくなる。さらに無駄なエネルギーの消費となり、乗り物では乗り心地を阻害することになる(蘭他, 2010), (渋谷他, 2012)。図6に示すようにB点およびC点において曲率が不連続に鉛直に変化する場合を非補間(Non-interpolation)と称す。

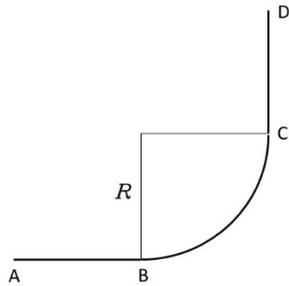


Fig. 5 Traveling route.

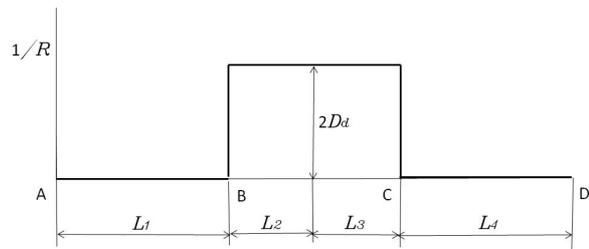


Fig. 6 Curvature of traveling route for non-interpolation.

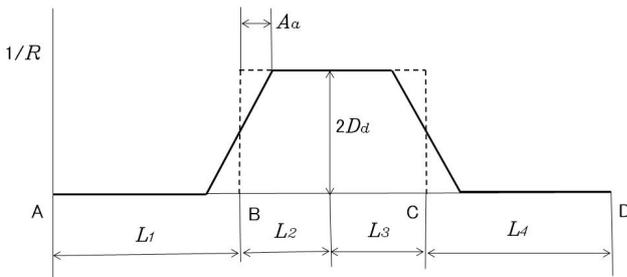


Fig. 7 Curvature of traveling route for single clothoid curve.

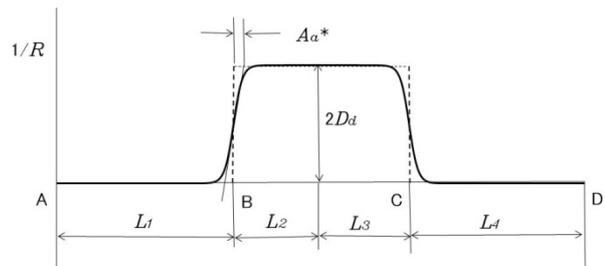


Fig. 8 Curvature of traveling route for multiple clothoid curve.

図7は、図6の不連続部を緩和するためにB点およびC点の前後を一次関数で補間した場合である。図に示すように距離を $L_1, L_2, L_3, L_4$ とし、B点、C点の一次関数を $Y_1$ および $Y_2$ とおく。曲率を $1/R=2D_d$ とし、一次関数の傾きの大小を決めるパラメータ $A_a$ を導入する。すると、次に示す関係式が成立する。

$$Y_1 = \frac{D_d}{A_a} X + D_d - \frac{D_d}{A_a} L_1, \quad Y_2 = -\frac{D_d}{A_a} X + \frac{D_d}{A_a} (L_1 + L_2 + L_3 + A_a) \quad (40)$$

ここに、 $D_d = 1/(2R)$ ,  $A_a = K(L_2 + L_3)$ ,  $R = 2(L_2 + L_3)/\pi$

$K$ は一次関数の勾配を表す値である。図7に示すようにB点およびC点において曲率を直線で補間する場合を単一クロソイド曲線(Single clothoid curve)と称す。

図8は、B点やC点での曲率の不連続性を解消するために、曲率を0から $2D_d$ までを連続的に変化するように工夫したものである。図8において $A_a^*$ はB点あるいはC点において関数の接線の勾配の大小を表すパラメータ

である。  $A_a^*$  が大きいほど接線の勾配は小さくなる。  $X_l$  は移動距離を示す。 図に示すように距離を  $L_1, L_2, L_3, L_4$  とおくと、 B 点および C 点の関数を  $Y$  とおくと、 曲率を  $1/R=2D_a$  とすると、 次式で表すことができる。

$$Y = D_d + D_d \tanh\left(\frac{2}{A_a^*} X\right) \tag{41}$$

ここに、  $0 \leq X_l < L_1 + L_2$  の場合は  $X = X_l - L_1$ ,  $L_1 + L_2 \leq X_l < L_1 + L_2 + L_3 + L_4$  の場合は  $X = -(X_l - (L_1 + L_2 + L_3))$ ,  $A_a^* = K^*(L_2 + L_3)$  とする。 式 (40) (41) における  $A_a, A_a^*$  は勾配を決定するパラメータであり、  $K, K^*$  を勾配係数とする。 また、 式 (41) で示される表示方法は、 本研究において新規に提案する関数表示である。 式 (41) は解析的に微積分可能な関数であり、 関連した物理量が解析的に求めることができる。 図8に示すようにB点およびC点において曲率が滑らかで連続的に変化する場合を多連クロソイド曲線 (Multiple clothoid curve) と称す。 シミュレーション解析では、 種々の特性を関数表示することが望まれる。 曲率曲線の不連続性を解消するために直線と円弧、 円弧と円弧、 円弧と直線を接続する接続点にこの関数を緩和曲線として挿入すれば走行経路の曲率の不連続性が解消でき種々の効果が期待できる。 また、 緩和曲線を含む走行経路を車両が走行する場合の走行経路の追従性についても検討した結果、 極めて良好であった。

### 3・2 緩和曲線の比較

図 5 において 旋回半径  $R=50$  m, 進入直線部  $12.5\pi$  m, 円弧部  $25\pi$  m, 脱出直線部  $12.5\pi$  m, 走行速度  $v=40$  km/h, 路面の凹凸を考慮、 接続点の多連クロソイド曲線の勾配係数を  $K^* = 0.3$  の場合について、 接続点の三種すなわち非補間、 単一クロソイド曲線および多連クロソイド曲線について比較する。 多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*=0.3$  は、 勾配を一致するためには、 単一クロソイド曲線の場合では勾配係数  $K=0.16$  となる。 旋回半径が変わっても、 単一クロソイド曲線の場合と多連クロソイド曲線の場合の勾配係数比  $K/K^*$  は一定である。

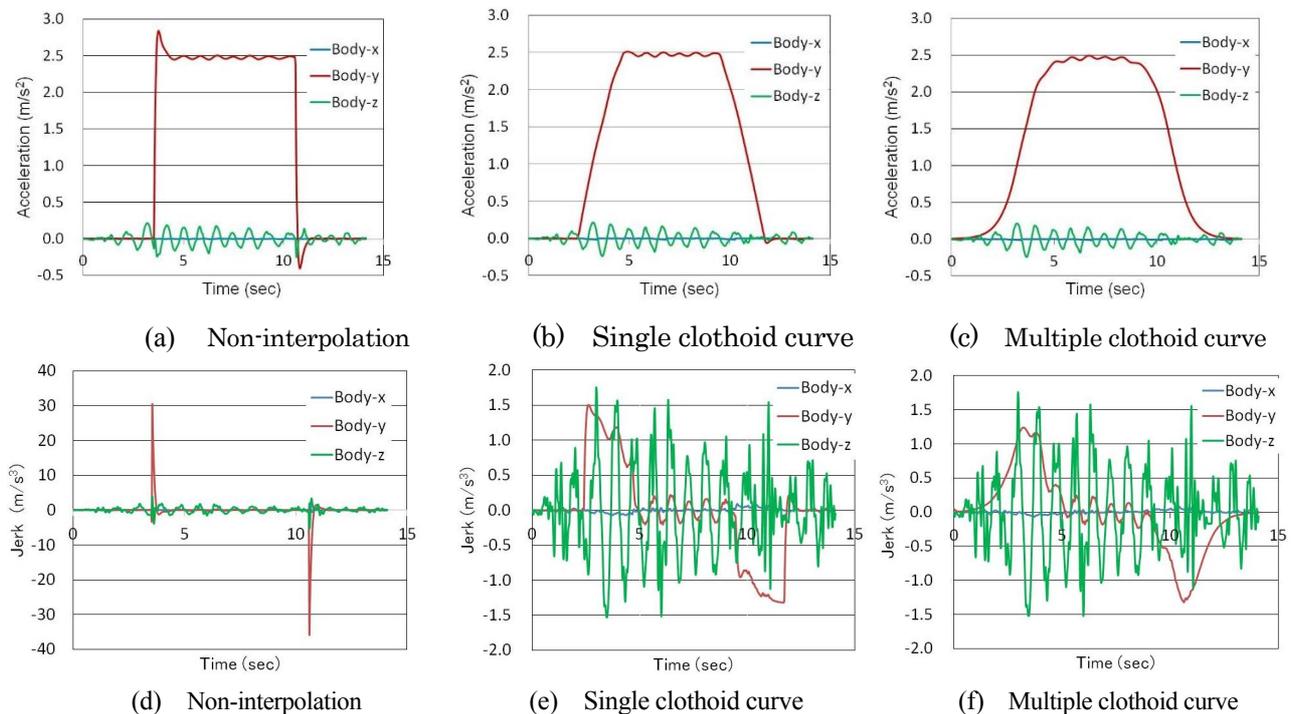


Fig. 9 Comparison of numerical results of acceleration and jerk for body among three types of transition curve.

図 9 は、 経路を走行した時の乗員胴体部加速度と加加速度の時間的変化を、 三種の緩和曲線での比較を示す。 図の上段は加速度、 下段は加加速度を示す。 図 9(a), (d) は非補間の場合、 図 9(b), (e) は単一クロソイド曲線の場合、 図 9(c), (f) は多連クロソイド曲線の場合である。 非補間の場合は接続点において、 特に  $y$  方向加速度においてピーク値が発生する。 さらに、 加加速度については大きいピーク値が生じる。 この原因はこれらの点は直線と円弧の接続点となり曲率が不連続に変化し微分値が大きい値となるためである。 単一クロソイド曲線の場合も特

に直線部と単一クロソイド曲線部の接続点において変化率が大きい。一方、多連クロソイド曲線の場合は、領域全般にわたって滑らかに変化している。図 9(e), (f)を比較すると多連クロソイド曲線の場合は、 $y$  方向加加速度が滑らかに変化する。

図 10 は、経路を走行した時の頭部のピッチ角とロール角加速度と加加速度の時間的变化を示す。直線から円弧への接続点、および円弧から直線への接続点を通過するときに非補間の場合はロール角加速度と加加速度が大きくなる。頭部ピッチ角加速度と加加速度は特に顕著な特性は確認できない。

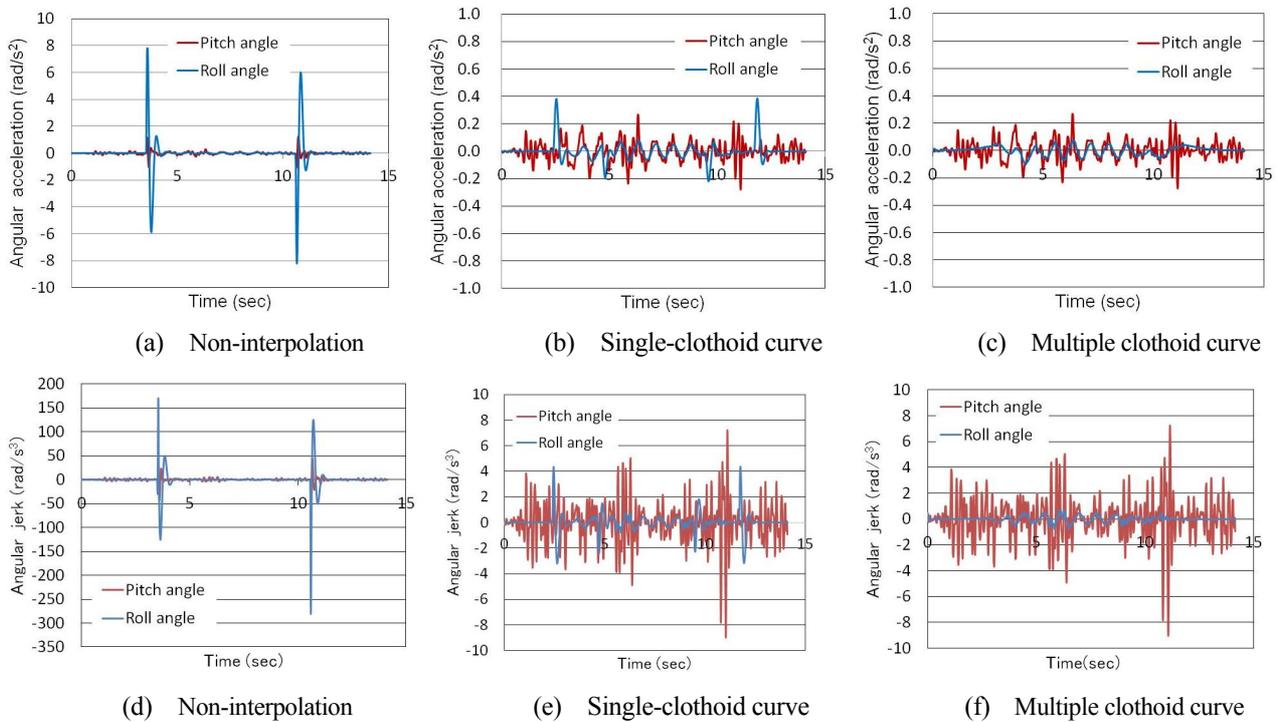


Fig. 10 Comparison of numerical results of rotational acceleration and jerk for head among three types of transition curve.

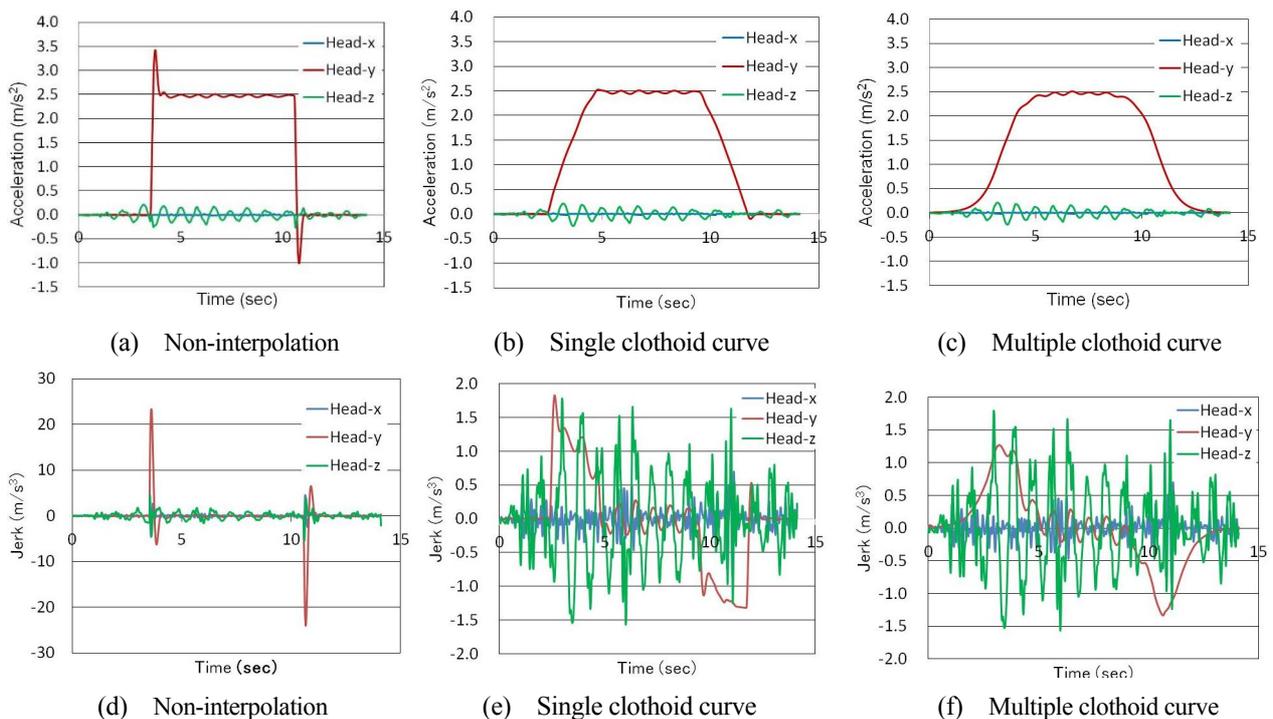


Fig. 11 Comparison of numerical results of acceleration and jerk for head among three types of transition curve.

単一クロソイド曲線の場合も値は小さいが接続点近傍において、ピーク値が観測される。多連クロソイド曲線の場合はこのような現象は見受けられない。図 10(e), (f)を比較すると、多連クロソイド曲線の場合はロール角加速度が極めて小さい。

図 11 は、経路を走行した時の乗員頭部加速度と加加速度の時間的变化を示す。直線と円弧の接続点における頭部横方向加速度と加加速度が大きくなる。非補間の場合は特に接続点に進入時と脱出時にピーク値が見受けられる。単一クロソイド曲線の場合および多連クロソイド曲線の場合については、胴体部の場合と同様の特性を示した。図 9, 11 における上下方向変位は路面の凹凸に起因したものと考えられる。また前後方向の微小な変位は路面の凹凸による車体のピッチング運動と旋回運動における車体のローリングおよびヨーイング運動が車体の前後方向の運動を誘発し、その影響によるものと考えられる。非補間の場合はピーク値が大きい値となるが、数値解析では計算刻み幅によって値は変動するので値自体には重要な情報は有していない。

以上より、緩和曲線が非補間の場合より単一クロソイド曲線による補間、さらに今回提案した多連クロソイド曲線による補間の方が顕著に優位性を認めることができる。

### 3・3 走行速度の影響

図 5 の走行経路において、旋回半径  $R=40\text{ m}$ ，進入直線部  $AB=10\pi\text{ m}$ ，円弧部  $BC=20\pi\text{ m}$ ，脱出直線部  $CD=10\pi\text{ m}$ ，路面の凹凸を考慮，接続点の勾配係数を多連クロソイド曲線の場合は勾配係数  $K^*=0.3$ ，両曲線間の勾配を一致するためには，単一クロソイド曲線の場合は勾配係数  $K=0.16$  として，走行速度が  $v=40, 50, 60\text{ km/h}$  の場合について，接続点の三種の緩和曲線について比較する。出力値は車両が A 点を進入し D 点を脱出するまでの各時刻の値の rms (root mean square) 値で評価する。

図 12 は、車体重心，乗員胴体部と頭部横方向加速度と加加速度について示す。また，直線区間と円弧区間の接続点の緩和曲線が非補間の場合 (Non)，単一クロソイド曲線の場合 (Single)，多連クロソイド曲線の場合 (Multiple) について比較している。図 12(a), (b), (c) ともに共通した傾向を示す。走行速度が増加すると加速度は様に増加する傾向を示す。各走行速度において緩和曲線が非補間の場合が三者の中で一番加速度は高くなる。次いで単一クロソイド曲線，そして多連クロソイド曲線の場合が一番小さい値となる。一般に，走行速度が大きくなると各部の加速度 rms 値が大きくなる。緩和曲線が非補間の場合はすべての速度において高い値を示した。緩和曲線が非補間の場合の車体重心，乗員胴体部，乗員頭部横方向加速度 rms 値を 1 とすると， $v=40\text{ km/h}$  の時は，緩和曲線が単一クロソイド曲線の場合は，車体は 0.89，乗員は 0.87~0.89 となる。また，緩和曲線が多連クロソイド曲線の場合は，車体は 0.85，乗員は 0.83~0.84 となる。

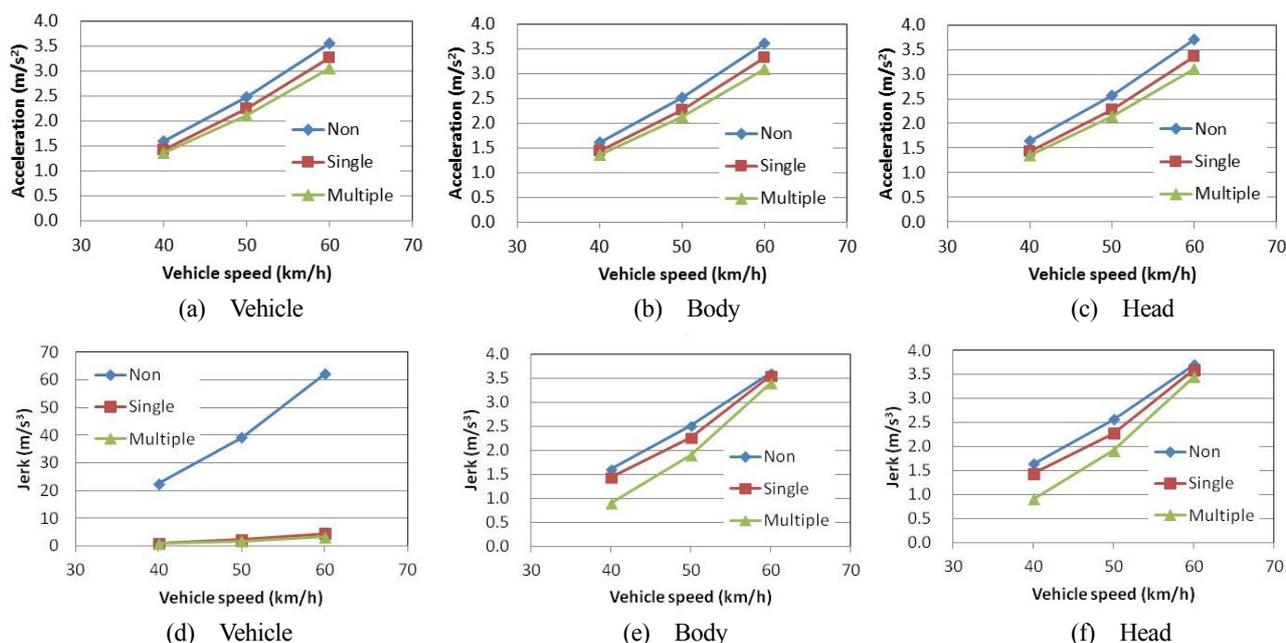


Fig. 12 Effect of vehicle speed on vehicle and occupant acceleration and jerk.

$v = 50 \text{ km/h}$  の時は、緩和曲線が単一クロソイド曲線の場合は、車体は 0.90, 乗員は 0.89~0.90 となる。また、緩和曲線が多連クロソイド曲線の場合は、車体は 0.85, 乗員は 0.84~0.85 となる。 $v = 60 \text{ km/h}$  の時は、緩和曲線が単一クロソイド曲線の場合は、車体は 0.92, 乗員は 0.90~0.92 となる。また、緩和曲線が多連クロソイド曲線の場合は、車体は 0.86, 乗員は 0.84~0.85 となる。従って、走行速度が 40~60 km/h に対して、緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は、車体は 8~11 %, 乗員は 8~13 %, 加速度 rms 値は低減した。一方、緩和曲線が多連クロソイド曲線とした場合は、車体は 14~15 %, 乗員は 15~17 %, 加速度 rms 値は低減した。種々の走行速度において、多連クロソイド曲線の優位性が認められる。

図 12(d), (e), (f)は、車体重心, 乗員胴体部と頭部の横方向加加速度について示す。図 12(d)は、車体重心の横方向加加速度を示す。非補間の場合は特に大きい値を示した。接続点の不連続のために接続点においてピーク値が発生し, rms 値も増大する。図 12(e), (f)は乗員胴体部と頭部の横方向加加速度を示す。非補間の場合の各部の加加速度を基準とすると  $v = 40 \text{ km/h}$  のとき, 単一クロソイド曲線の場合, 車体は 0.046, 乗員は 0.88~0.89, 多連クロソイド曲線の場合, 車体は 0.039, 乗員は 0.55~0.56 となる。走行速度が  $v = 50 \text{ km/h}$  のとき, 単一クロソイド曲線の場合, 車体は 0.057, 乗員は 0.89~0.90, 多連クロソイド曲線の場合, 車体は 0.047, 乗員は 0.75 となる。 $v = 60 \text{ km/h}$  のとき, 単一クロソイド曲線の場合, 車体は 0.073, 乗員は 0.97~0.98, 多連クロソイド曲線の場合, 車体は 0.055, 乗員は 0.93 となる。加加速度については, 非補間の場合の車体の値が顕著に大きい値を示した。この原因は, 直線と円弧の接続点は曲率が不連続に変化し, これらの点での微分値が大きい値をとるためである。乗員に関しては, 非補間の場合の各部の加加速度を基準とすると緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は,  $v = 40 \text{ km/h}$  のとき 11~12%,  $v = 50 \text{ km/h}$  のとき 10~11%,  $v = 60 \text{ km/h}$  のとき 2~3%, 緩和曲線が多連クロソイド曲線とした場合は,  $v = 40 \text{ km/h}$  のとき 44~45%,  $v = 50 \text{ km/h}$  のとき 25%,  $v = 60 \text{ km/h}$  のとき 7%, 加加速度 rms 値は低減した。加加速度に関しても多連クロソイド曲線の方が良好な値であった。自動車の乗り心地を左右する要因として, 加速度の他に加加速度が上回ると乗員にとって不快感につながる可能性を示している (前田他, 2015), (山岸他, 2003), (王他, 2000)。

### 3・4 旋回半径の影響

図 13 は, 旋回半径が異なる三種の場合の走行経路を示す。AB は進入直線部, BC は円弧部, CD は脱出直線部とする。旋回半径は  $R_1 = 30 \text{ m}$ ,  $R_2 = 40 \text{ m}$ ,  $R_3 = 50 \text{ m}$  とする。図 13(a), (b), (c)の A 点から D 点までの走行距離は同一とする。出力値は車両が A 点に進入し D 点を脱出するまでの各時刻における値の rms 値で評価する。勾配係数は単一クロソイド曲線の場合は勾配係数  $K = 0.16$ , 多連クロソイド曲線の場合は勾配係数  $K^* = 0.3$  とする。走行速度は  $v = 40 \text{ km/h}$  とし, 路面の凹凸を考慮する。

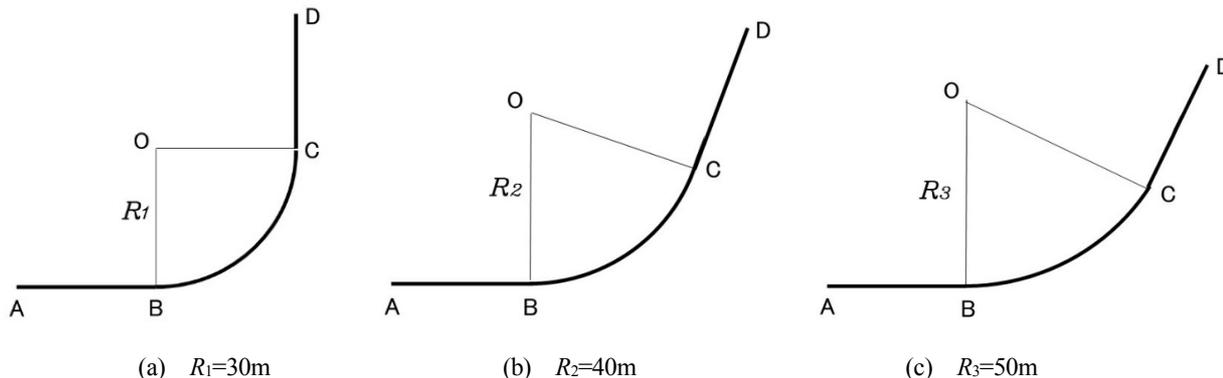


Fig. 13 Traveling route ( $R_1 = 30\text{m}$ ,  $R_2 = 40\text{m}$ ,  $R_3 = 50\text{m}$ ,  $AB = 7.5 \pi \text{ m}$ ,  $BC = 15 \pi \text{ m}$ ,  $CD = 7.5 \pi \text{ m}$ ).

図 14 は, 旋回半径が横方向加速度と加加速度に及ぼす影響について示す。車体重心, 乗員胴体部と頭部横方向加速度と加加速度について比較している。また, 直線区間と円弧区間の接続点を緩和曲線が非補間の場合, 単一クロソイド曲線とした場合, 多連クロソイド曲線とした場合について比較している。旋回半径  $R$  が大きくなると各部の加速度 rms 値は小さくなる。緩和曲線が非補間の場合はすべての場合において高い値を示した。緩和曲線

が非補間の場合の車体重心，胴体部，頭部横方向加速度 rms 値を 1 とすると， $R=30\text{ m}$  の時は，緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は，車体は 0.9，乗員は 0.88～0.90 となる．また，緩和曲線を多連クロソイド曲線とした場合は，車体は 0.85，乗員は 0.83～0.85 となる．

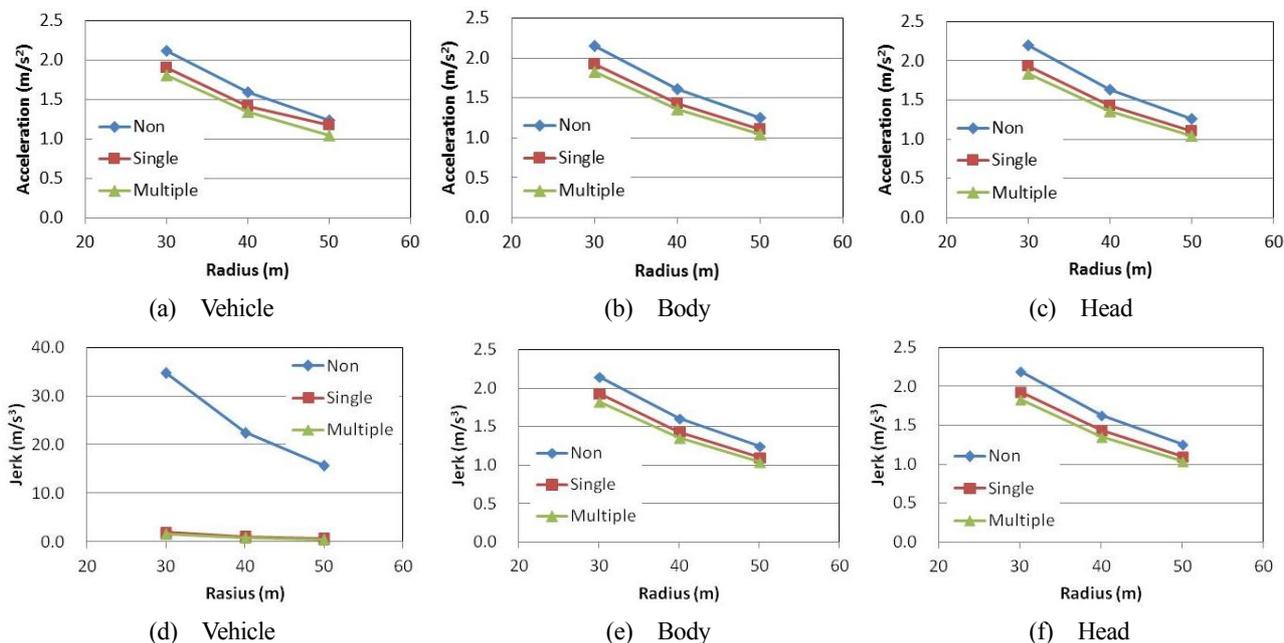


Fig. 14 Effect of radius on vehicle and occupant acceleration and jerk.

$R=40\text{ m}$  の時は，緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は，車体は 0.89，乗員は 0.88～0.89 となる．また，緩和曲線を多連クロソイド曲線とした場合は，車体は 0.85，乗員は 0.83～0.84 となる． $R=50\text{ m}$  の時は，緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は，車体は 0.95，乗員は 0.88～0.89 となる．また，緩和曲線を多連クロソイド曲線とした場合は，車体は 0.84，乗員は 0.83～0.84 となる．以上より，旋回半径が 30～50m に対して，緩和曲線が非補間の場合の加速度 rms 値に比較して，緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は，車体は 5～11%，乗員は 10～12% 加速度 rms 値は低減した．一方，緩和曲線を多連クロソイド曲線とした場合は，車体は 15～16%，乗員は 15～17%，加速度 rms 値は低減した．種々の旋回半径において，多連クロソイド曲線の優位性が認められる．

図 14(d), (e), (f) は加加速度の値を示す．非補間の場合の車両重心，胴体部，頭部の加加速度 rms 値を基準とすると  $R=30\text{ m}$  のとき，単一クロソイド曲線の場合，車体は 0.056，乗員は 0.88～0.89，多連クロソイド曲線の場合，車体は 0.047，乗員は 0.83～0.85 となる． $R=40\text{ m}$  のとき，単一クロソイド曲線の場合，車体は 0.046，乗員は 0.88～0.89，多連クロソイド曲線の場合，車体は 0.039，乗員は 0.83～0.84 となる． $R=50\text{ m}$  のとき，単一クロソイド曲線の場合，車体は 0.040，乗員は 0.88～0.89，多連クロソイド曲線の場合，車体は 0.035，乗員は 0.83～0.84 となる．加加速度については，非補間の場合の車体の値が顕著に大きい値を示した．この原因は，直線と円弧の接続点は曲率が不連続に変化し，これらの点での微分値が大きい値となるためである．乗員に関しては，非補間の場合の胴体部，頭部の加加速度 rms 値を基準とすると，緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は， $R=30\text{ m}$  のとき 11～12%， $R=40\text{ m}$  のとき 11～12%， $R=50\text{ m}$  のとき 11～12%，全体で約 11～12% 程度，緩和曲線を多連クロソイド曲線とした場合は， $R=30\text{ m}$  のとき 15～17%， $R=40\text{ m}$  のとき 16～17%， $R=50\text{ m}$  のとき 16～17%，全体では約 15～17% 程度，加加速度 rms 値は低減する．加加速度に関しても，多連クロソイド曲線の場合の計算結果が良好であり優位性が認められる．

#### 4. 多連クロソイド曲線の勾配係数

第 3 章では多連クロソイド曲線を定義し緩和曲線が非補間の場合，単一クロソイド曲線の場合と比較検討し，

多連クロソイド曲線の場合が優れていることを示した。本章では多連クロソイド曲線を適用するに当たって、特性に影響を及ぼすと考えられる勾配係数と走行速度が車両-乗員系に及ぼす影響について検討する。

#### 4・1 勾配係数の影響

図5の走行経路において、旋回半径  $R = 50$  m, 進入直線部  $AB=12.5\pi$  m, 円弧部  $BC=25\pi$  m, 脱出直線部  $CD=12.5\pi$  m, 路面の凹凸を考慮, 走行速度  $v=50$  km/h の場合において, 多連クロソイド曲線を用いて接続点を接続した場合, 多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*$  の値を 0.1 から 0.3 に変化させた場合の影響について検討する。

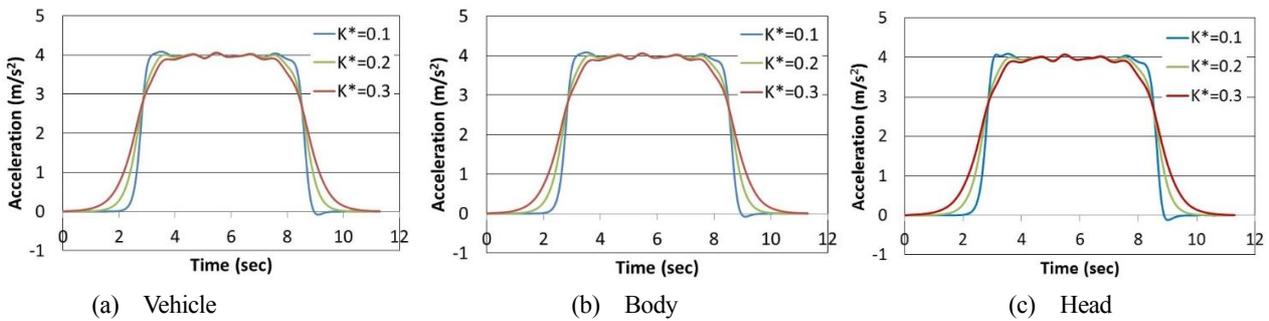


Fig.15 Time history of acceleration of vehicle and occupant for different  $K^*$ .

図15は, 多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*$  が車体重心, 乗員の胴体部, 頭部横方向加速度に及ぼす影響について示す。車両が走行を開始して終点に到達するまでの時刻歴を示す。勾配係数  $K^*$  の値が大きくなると多連クロソイド曲線の勾配が小さくなり, 車体重心, 乗員の胴体部および頭部横方向加速度にその影響が表れている。以上のように, 多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*$  は  $0 < K^* < 0.5$  の範囲で大きい値が望ましいと考えられる。

図16は, 多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*$  が車体重心, 乗員の胴体部, 頭部横方向加速度と加加速度に及ぼす影響について示す。出力値は車両が図5に示す走行経路において, A点を進入しD点を脱出するまでの各時刻の値のrms値を示す。車両および乗員ともに勾配係数が大きくなると横方向加速度rms値は減少する。

図16(b)は, 多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*$  が車体重心, 乗員の胴体部, 頭部の横方向加加速度に及ぼす影響について示す。各部ともに勾配係数  $K^*$  が増加すると加加速度は低下する。

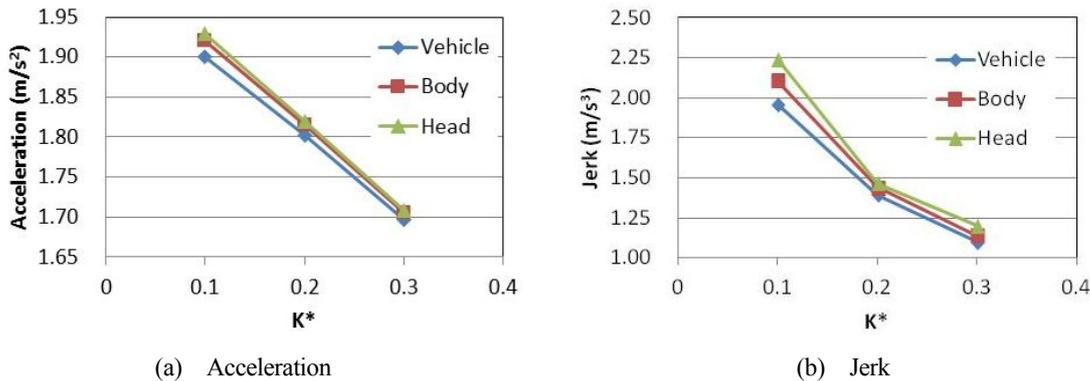


Fig.16 Effect of  $K^*$  on acceleration of vehicle and occupant lateral direction for different vehicle speeds.

#### 4・2 勾配係数と走行速度の影響

図5の走行経路において, 旋回半径  $R = 40$  m, 進入直線部  $AB=10\pi$  m, 円弧部  $BC=20\pi$  m, 脱出直線部  $CD=10\pi$  m, 路面の凹凸を考慮, 走行速度  $v=40, 50, 60$  km/h の場合において, 多連クロソイド曲線を用いて接続点を接続した場合, 多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*$  の値を 0.1 から 0.3 に変化させた場合の影響について検討する。出力値は車両がA点を進入しD点を脱出するまでの各時刻の値のrms値で評価する。

図 17 は、多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*$  が車体重心、乗員の胴体部、頭部横方向加速度と加加速度に及ぼす影響について走行速度が種々の場合についての結果を示す。走行速度が大きくなると各部の加速度と加加速度は大きくなるが、いずれの走行速度においても勾配係数  $K^*$  が大きくなると車両および乗員の横方向加速度と加加速度は低下する。多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*$  は車両の乗り心地性能を決定する主要な要因と考えられる。

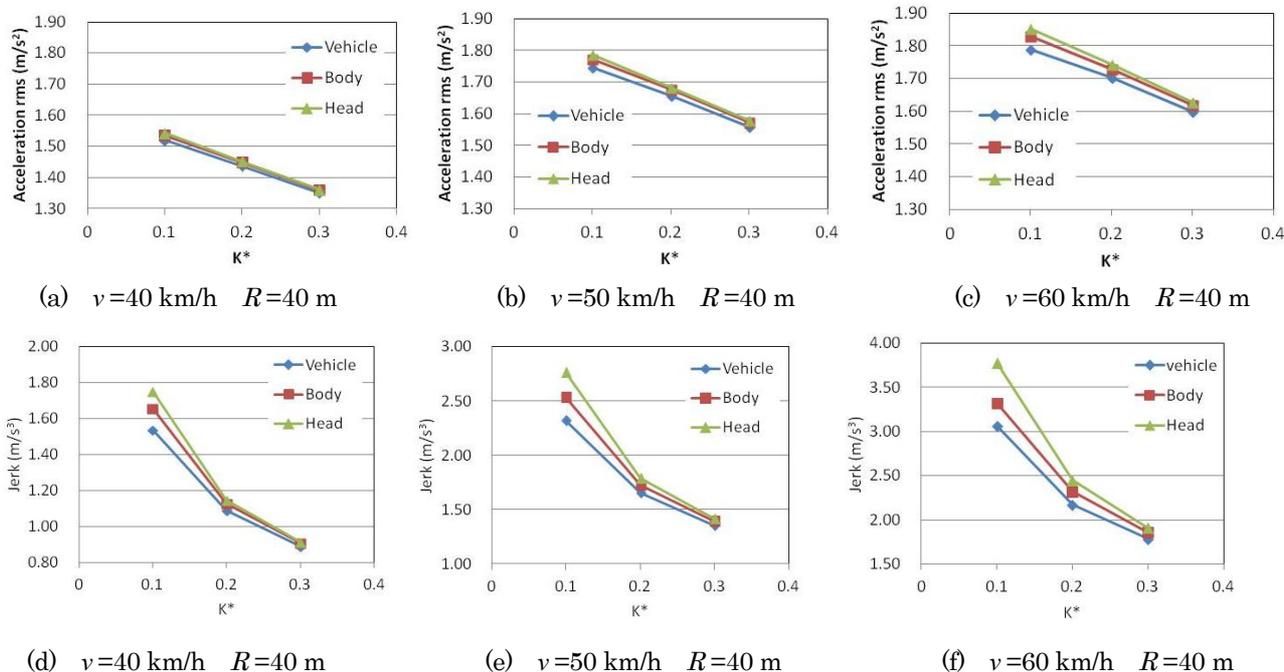


Fig.17 Effect of  $K^*$  on acceleration and jerk of vehicle and occupant lateral direction for different vehicle speeds.

全身振動の基準 (ISO, 1985) では Y 軸 (横方向) の疲労・作業能率減退を考慮した限界基準は、振動の暴露時間が 60 s では加速度 rms 値が 2.0 m/s<sup>2</sup> である。走行速度が 40, 50, 60 km/h の場合に走行経路に要する所要時間はそれぞれ 11.3, 9.0, 7.5 s であり、これらの時間が振動の暴露時間となり 60 s よりはるかに短い時間である。加速度 rms 値が一番高くなる図 19(c)  $v=60$  km/h  $R=40$ m で  $K^*=0.1$  の場合でも加速度 rms 値は 1.80 m/s<sup>2</sup> 前後であり、ISO 2631 の基準値を下回っている。振動乗り心地の観点からも多連クロソイド曲線の実用性が期待できる。

## 5. 結 言

緩和曲線として、新規に多連クロソイド曲線を提案し、その有効性について検討した。本研究で明らかになった事柄は次のとおりである。

- (1) 走行路での緩和曲線として、新規の多連クロソイド曲線を提案し、一つの特殊関数で表示した。そして、曲線の勾配を決定するパラメータとして勾配係数  $K^*$  を定義した。
- (2) 走行速度が 40~60 km/h に対して、緩和曲線が非補間の場合の車体重心、乗員胴体部および頭部横方向加速度 rms 値を基準として、緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は、車体は 8~11 %, 乗員は 8~13 %, 加速度 rms 値は低減した。一方、緩和曲線を多連クロソイド曲線とした場合は、車体は 14~15 %, 乗員は 15~17 %, 加速度 rms 値は低減した。また、非補間の場合の乗員各部の加加速度 rms 値を基準とすると、緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は、2~12%加加速度 rms 値は低減した。一方、緩和曲線を多連クロソイド曲線とした場合は、7~45%加加速度 rms 値は低減した。
- (3) 旋回半径が 30~50 m に対して、緩和曲線が非補間の場合の車体重心、乗員胴体部および頭部横方向加速度 rms 値を基準として、緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は、車体は 5~11 %, 乗員は 10~12 %, 加速度 rms 値は低減した。一方、緩和曲線を多連クロソイド曲線とした場合は、車体は 15~16 %, 乗員は 15~17 %, 加速度 rms 値は低減した。また、非補間の場合の胴体部、頭部の加加速度 rms 値を基準とする

と、緩和曲線を単一クロソイド曲線とした場合は、11~12%加加速度 rms 値は低減した。一方、緩和曲線を多連クロソイド曲線とした場合は、15~17%加加速度 rms 値は低減した。

- (4) 多連クロソイド曲線の勾配係数  $K^*$  の影響について示した。勾配係数  $K^*$  が大きくなる車体重心、乗員胴体部および頭部横方向加速度と加加速度 rms 値は小さくなる。走行速度が変化しても同様の傾向を示した。勾配係数  $K^*$  は多連クロソイド曲線の性能を左右する要因である。

今後の課題として、自動車が左右に旋回する時に、走行速度、その他走行環境から最適な走行経路の抽出が必要となる。種々の走行経路として、三次元空間における最適走行路緩和曲線の開発も必要である。また、多連クロソイド曲線を使用して実際の交差点における最適走行路の生成、レーンチェンジ、追い越し等については次報で報告する。本報で示した新規の緩和曲線に関する研究結果は自動車分野のみにとどまらない。溶接、塗装、接着剤塗布などの NC 制御用ロボットの最適経路の作成、船舶・航空機の運航経路の生成、機械要素の運動の軌道設計、工作機械の工具軌跡や工作物の輪郭形状の表現など適用分野は幅広いと考えている。本研究で開発した技術は種々の分野で寄与できる可能性が期待できる。

## 文 献

- Cabrera, J.A., Ortiz, A., Carabias, E. and Simon, A., An alternative method to determine the magic tyre model parameters using genetic algorithms, *Vehicle System Dynamics*, Vol.41, No.2 (2004), pp.109-127.
- 伊能寛, 深尾隆則, 戸塚誠司, 岡藤勇希, オプティカル・フロー・モデルを利用した操舵制御システムの開発, *デンソーテクニカルレビュー*, Vol.20 (2015), pp.123-130.
- ISO 2631/1, Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements (1985), pp.1-17.
- 小村瀬領司, 鈴木卓馬, 高橋正樹, 可変剛性スタビライザを有する自動車用セミアクティブサスペンションの統合制御, *日本機械学会論文集C編*, Vol.76, No.761 (2010), pp.84-92.
- 近藤政市, 基礎自動車工学 前期編 (1974), pp.212-232, 養賢堂.
- 香村伸吾, 大北剛史, 路面入力に対するロール・左右方向の車両挙動解析, *自動車技術会論文集*, Vol.39, No.4 (2008), pp.23-29.
- 蘭豊礼, 玉井博文, 牧野洋, 三連クロソイドによる自由点列補間, *精密工学会誌*, Vol.76, No.10 (2010), pp.1194-1199.
- 前田健太, 児島隆生, 横山篤, 市街地での自動運転に向けた速度制御手法の開発, *自動車技術会2015秋季大会学術講演会予稿集* (2015), pp.1273-1278.
- Malcolm, C. G., 運転者 - 車両 - 道路の相互関係に関する研究, *IATSS review*, Vol.5, No.4 (1979), pp.267-277.
- McConnell, A., Motion sensitivity as a guide to road design, *SAE Transaction* Vol.65 (1957), pp.493-507.
- 西山修二, 車両 - 乗員系連成振動シミュレーションシステムの開発 (第1報, 理論解析およびシステム検証), *日本機械学会論文集C編*, Vol.59, No.568 (1993a), pp.3613-3621.
- 西山修二, 自動車 - 乗員系の連成振動を考慮した乗員の上下・左右振動解析, *日本機械学会論文集C編*, Vol.59, No.567 (1993b), pp.3239-3246.
- Pacejka, H. B., *Tire and vehicle dynamics*, 3rd ed. (2002), pp.172-215, Butterworth-Heinemann.
- 自動車技術会編, 自動車の運動性能向上技術4 (1996), pp.9-15, 朝倉書店.
- 渋谷大, 臼井深, 三浦憲二郎, クロソイド曲線を用いた曲率変化の滑らかな軌道生成 (動作計画と制御の新展開), *ロボティクス・メカトロニクス講演会講演概要集* (2012), 2A1-B01, pp.1-4.
- 鈴木卓馬, 人間の振動特性と走行速度による車両ダイナミクスの変化を考慮した自動車用サスペンションの制御系設計, *慶応義塾大学* (2011), pp.15-41.
- 鈴木卓馬, 高橋正樹, 路面入力に対する車両の平面運動を考慮した自動車用アクティブサスペンションの制御系設計, *日本機械学会論文集C編*, Vol.76, No.772 (2010), pp.3558-3566.
- 鈴木卓馬, 高橋正樹, 車速による車両ダイナミクスの変化を考慮した自動車用サスペンションの制御系設計, *日本機械学会論文集C編*, Vol.78, No.786 (2012), pp.446-461.
- 高橋正樹, 小瀬村 領司, 平岡翔一, 鈴木卓馬, 可変剛性スタビライザを有するセミアクティブサスペンション

システム (第2報, 車両のロール剛性配分制御), 日本機械学会論文集C編, Vol.77, No.784 (2011), pp.4434–4447.  
トヨタ自動車, インフラ協調安全システム普及シナリオ (2007), available from <[http://www.soumu.go.jp/main\\_tsusin/policyreports/joho\\_tsusin/denpa\\_riyou/pdf/070322\\_1\\_s4.pdf](http://www.soumu.go.jp/main_tsusin/policyreports/joho_tsusin/denpa_riyou/pdf/070322_1_s4.pdf)>, (参照日 2016年6月8日).  
山岸義忠, 猪岡光, 王鋒, 車輛旋回時の乗り心地についての研究, 人間工学, Vol.39, No.4 (2003), pp.162–168.  
山門誠, 長塚敬一郎, 高橋絢也, 車両横加加速度に基づくヨーモーメント制御手法の検討 (第2報)–2輪車モデルを用いた解析による本質的理解の試み, 自動車技術会論文集, Vol.44, No.6 (2013), pp.1383–1390.  
山本真, 走行軌道作成装置, 方法およびプログラム並びに運転支援システム, 特願 2016-570363 (2016).  
山本忠, 田村覚, 運転支援システム, 運転支援方法及び運転支援プログラム, 特許第4125569 (2003).  
山本真, 山本忠, 大崎新太郎, 柳澤哲二, 佐藤直人, 西山修二, 三次元車両–乗員系モデルによる最適走行路緩和と曲線に関する研究 (特殊関数による多連クロソイド曲線), 日本機械学会2016年度年次大会 (2016), pp.1–5.  
王鋒, 佐川貢一, 猪岡光, 自動車の加減速と乗り心地の関係に関する研究, 人間工学, Vol.36, No.4 (2000), pp.191–200.

## References

- Cabrera, J.A., Ortiz, A., Carabias, E. and Simon, A., An alternative method to determine the magic tyre model parameters using genetic algorithms, *Vehicle System Dynamics*, Vol.41, No.2 (2004), pp.109–127.
- Inou, H., Fukao, T., Totsuka, S. and Okafuji, Y., Development of steering control system based on optical flow model, *Denso technical review*, Vol.20 (2015), pp.123–130 (in Japanese).
- ISO 2631/1, Evaluation of human exposure to whole-body vibration - Part 1: General requirements (1985), pp.1–17.
- Komurase, R., Suzuki, T. and Takahashi, M., Integrated control design for vehicle semi-active suspension system with variable stiffness stabilizer, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.76, No.761 (2012), pp.84–92 (in Japanese).
- Kondo, M., *Fundamentals of automobile engineering*, Vol.1 (1974), pp.212–232, Yokendo (in Japanese).
- Koumura, S. and Ohkita, T., Analysis of roll and lateral vehicle behavior by road input, *Journal of Automobile Engineering*, Vol.39, No.4 (2008), pp.23–29 (in Japanese).
- Lan, F., Tamai, H. and Makino, H., Interpolation of arbitrary point sequence by triple clothoid curves, *Japan Society for Precision Engineering* Vol.76, No.10 (2010), pp.1194–1199 (in Japanese).
- Maeda, K., Kojima, T. and Yokoyama, A., Development of velocity control for automated driving in city area, *Society of Automotive Engineers of Japan, Inc.* (2015), *JSAE Annual Congress (autumn)*, pp.1273–1278 (in Japanese).
- Malcolm, C. G., Some studies of driver-vehicle- roadway interaction, *IATSS review*, Vol.5, No.4 (1979), pp.267–277 (in Japanese).
- McConnell, A., Motion sensitivity as a guide to road design, *SAE Transaction* Vol.65 (1957), pp.493–507.
- Nishiyama, S., Development of simulation system on vehicle-occupant dynamic interaction (1st report, theoretical and system verification), *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.59, No.568 (1993a), pp.3631–3621 (in Japanese).
- Nishiyama, S., Vertical and lateral vibration analysis of vehicle-occupant dynamic interaction with simulation system, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C*, Vol.59, No.567 (1993b), pp.3239–3246 (in Japanese).
- Pacejka, H. B., *Tire and vehicle dynamics*, 3rd ed. (2002), pp.172–215, Butterworth-Heinemann.
- Society of Automotive Engineers of Japan, *The automobile movement performance improvement technology 4*(1996), pp.9–15, Asakura Publishing (in Japanese).
- Shibuya, D., Usui, S. and Miura, K., Robot trajectory generation with smoothly changing curvature using the clothoid curve, *Robomec* (2012), 2A1-B01, pp.1–4 (in Japanese).
- Suzuki, T., The control system design of the suspension for cars in consideration of change of the vehicles dynamics by man's oscillation characteristic and speed, *Keio Gijuku University* (2011), pp.15–41 (in Japanese).
- Suzuki, T. and Takahashi, M., Active suspension control considering lateral vehicle dynamics due to road input, *Transactions*

Makoto Yamamoto, Tadashi Yamamoto and Nishiyama, Transactions of the JSME (in Japanese), Vol.83, No.852 (2017)

of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.76, No.772 (2010), pp.3558–3566 (in Japanese).

Suzuki, T. and Takahashi, M., Active suspension control considering lateral vehicle dynamics due to road input at different vehicle speed, Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.78, No.786 (2012), pp.446–461 (in Japanese).

Takahashi, M., Komurase, R., Hiraoka, S. and Suzuki, T., Motion and vibration control for vehicle semi-active suspension system with variable stiffness stabilizer (Second report, Roll stiffness distribution control for vehicle), Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers, Series C, Vol.77, No.784 (2011), pp.4434–4447 (in Japanese).

Toyota Motor, Infrastructure cooperation safe system Spread scenario (2007), available from <[http://www.soumu.go.jp/main\\_tsusin/policyreports/joho\\_tsusin/denpa\\_riyou/pdf/070322\\_1\\_s4.pdf](http://www.soumu.go.jp/main_tsusin/policyreports/joho_tsusin/denpa_riyou/pdf/070322_1_s4.pdf)>, (accessed on 8 June, 2016) (in Japanese).

Yamagishi, Y., Inooka, H. and Wang, F., A study of ride comfort during the turning of a car, Journal of Human Engineering, Vol.39, No.4 (2003), pp.162–168 (in Japanese).

Yamakado, M., Nagatsuka, K. and Takahashi, J., Study on yaw-moment control method based on vehicle lateral jerk information (second report) -Deep understanding of mechanism through the analysis using bicycle methods -, Journal of Automobile Engineering, Vol.44, No.6 (2013), pp.1383–1390 (in Japanese).

Yamamoto, M., Run orbital creation equipment, a method, a program, driving support equipment system, Japanese patent applications No. 2016-570363 (2016) (in Japanese).

Yamamoto, T. and Tamura, S., The method of steering assist and driving assist program, Japanese patent disclosure No. 4125569 (2003) (in Japanese).

Yamamoto, M., Yamamoto, T., Osaki, S., Yanagisawa, T., Sato, N. and Nishiyama, S., Research on the transition curve by a three dimensional vehicle occupant model (The multiple clothoid curve by a hyperbolic tangent function), Japan Society of Mechanical Engineers annual meeting 2016 (2016), pp.1–5(in Japanese).

Wang, F, Sagawa, K. and Inooka, H., A study of the relationship between the longitudinal acceleration / deceleration of automobiles and ride comfort, Journal of Human Engineering, Vol.36, No.4 (2000), pp.191–200 (in Japanese).