

学位論文 博士（工学）

人間の振動特性と  
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

2011年3月

慶應義塾大学大学院理工学研究科

鈴木 卓馬



# 論文要旨

自動車の乗心地向上、さらには操縦安定性のため、これまでに多くの制御デバイスと制御手法が提案され、実用化されてきた。近年では、更なる性能向上のために、人間の振動特性に関する研究や、路面外乱に対する車両挙動解析などの基礎研究も盛んに行われている。

本論文では、人間の振動特性と、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法を確立することを目的とする。人間の振動特性とは、乗員が着座姿勢において着座位置の振動に対する乗員挙動のダイナミクスを示す。また、車速による車両ダイナミクスの変化とは、車両が走行する際に路面の凹凸によって生じる車両挙動のダイナミクスの車速依存特性を示す。はじめに、着座姿勢の乗員挙動のダイナミクスを考慮した乗員挙動制御の制御系設計を提案し、性能を検証する。次に、路面の凹凸による車両ダイナミクスを考慮した制御系設計を提案し、性能を検証する。さらに、路面の凹凸による車両ダイナミクスが車速によって変わることを考慮した制御系設計を提案し、性能を検証する。

第1章では、本論文に関わる背景と目的を述べた。

第2章では、先行研究で明らかになっている人間の着座姿勢における着座位置の振動に対する頭部の挙動データに基づき、乗員のダイナミクスをモデル化し、アクティブサスペンションを備えた車両モデルと組み合わせ、 $H_{\infty}$ 制御を適用して路面 PSD (Power Spectral Density) 特性を踏まえた外乱包含  $H_{\infty}$ 制御系を設計する。数値シミュレーションにより、従来の制御系よりも乗員の振動を抑制する効果があることを示した。

第3章では、第2章で設計したアクティブサスペンションにおける制御系をセミアクティブサスペンションに適用するため、車両と乗員の共振周波数といった代表的な周波数において、サスペンション速度とセミアクティブダンパの減衰力のリサージュ波形に着目し、速度がゼロ付近において減衰力の急激な変化を抑制し、ジャークを低減する制御系を設計する。数値シミュレーションにより、従来の制御系よりも乗員の振動を抑制する効果があることを示した。

第4章では、路面の凹凸によって発生するサスペンションのストロークおよびタイヤ横力がタイヤ横力変化を生じさせることによるサスペンション特性を踏まえ、車両平面運動も考慮した車両モデルに、車速を一定とした条件において、前後輪の路面入力の間時間差を導入し、前輪2輪から外乱が加わる車両モデルを構築する。本モデルにおいて、アクティブサスペンションを用いて、乗心地のみならず、車両平面方向の挙動を制御量とする外乱包含  $H_{\infty}$ 制御系を設計する。数値シミュレーションにより、従来手法よりも、路面凹凸に対する車両平面運動を抑制する効果があることを示した。

第5章では、第4章で構築した詳細なサスペンションおよび前後輪の路面入力時間差を踏まえた車両モデルを車速に対する LPV (Linear Parameter Varying) 系で再定義し、アクティブサスペンションを用いて、LMI (Linear Matrix Inequality) により車速によるゲインスケジュール型  $H_{\infty}$ 制御系を設計する。数値シミュレーションにより、提案手法を詳細なサスペンション特性を踏まえて、ある車速で最適と設計した制御系と比較し、車速による車両ダイナミクスの変化に対するロバスト性を検証した。

最後に、第6章において、本論文の結論を述べた。



# SUMMARY OF Ph.D. DISSERTATION

Automotive performance has improved from a demand for riding comfort and driving stability. Many research have proposed various control system design methods for active and semi-active suspension systems. In recent year, research on dynamics of human body and vehicle dynamics are actively done. However, there are few research about a suspension control method considering those characteristics.

A purpose of this study is to establish a design method of control system considering dynamics of human body and vehicle dynamics at different vehicle speed for the vehicle suspension. The dynamics of human body means response of seated human due to vibration in seated position. The vehicle dynamics means vertical and lateral motion of the vehicle due to road input. First of all, to consider the dynamics of human body, seated position and vertical motion of the vehicle, "Passenger Control" is proposed. Second, the design method of control system which considers lateral motion of the vehicle due to change of tire side-force is proposed. In addition, the control system considers the characteristic of vehicle motions change depending on the vehicle speed is proposed. Those control performances are verified by some numerical simulations.

The contents of this dissertation are summarized as follows.

Chapter 1 describes the background and the purpose of this study.

In chapter 2, a vehicle and passenger model including the dynamics of human body at seated position is constructed. The disturbance accommodating  $H_\infty$  control which considers both dynamics of human body and power spectral density of road disturbance is proposed. In order to verify the effectiveness of the proposed control system, the numerical simulations are carried out by using a full vehicle model. From numerical simulation, it was confirmed that in nearly the resonance frequency of a passenger's head, the proposed control system is effective in reducing a passenger's vibration better than the general control system.

In chapter 3, the control system for the active suspension designed in Chapter 2 is applied to a semi active suspension. In order to control the jerk which is generated by changing of a damping coefficient rapidly, the robust controller is designed based on Lissajous figure of damping force. From numerical simulation, it was confirmed that the proposed control system reduces the jerk better than general control system.

In chapter 4, to consider suspension characteristic, which is change of tire side force caused by suspension stroke and tire side-force, a vehicle model including lateral motion is constructed. The disturbance accommodating  $H_\infty$  control which considers the vehicle model, and sets the lateral acceleration of the vehicle to one of controlled outputs is proposed. From numerical simulation, it was confirmed that the proposed control system is effective for reducing the lateral motion of the vehicle due to antiphase road disturbance.

In chapter 5, the vehicle model in chapter 4 is defined as the linear parameter varying system taking amount of vehicle speed. The gain-scheduling controller based on the linear matrix inequalities which sets the vertical and lateral acceleration of the vehicle to one of controlled outputs is proposed. From the numerical simulation, the proposed gain-scheduling controller can reduce the vertical and lateral motions caused by road disturbance at a different vehicle speed better than a normal  $H_\infty$  controller.

Chapter 6 is the conclusion of this dissertation.



# 目次

<b>第1章 序論</b> .....	<b>1</b>
1.1 背景 .....	1
1.1.1 サスペンション .....	1
1.1.2 自動車における制御サスペンション .....	2
1.1.3 研究事例 .....	4
1.1.3.1 制御サスペンションによる乗心地向上 .....	4
1.1.3.2 セミアクティブサスによる振動抑制 .....	5
1.1.3.3 制御サスペンションによる乗心地と操縦安定性の両立 .....	6
1.1.3.4 エネルギー回生 .....	6
1.1.3.5 人間の振動特性 .....	6
1.1.3.6 詳細なサスペンション特性を考慮した制御系設計 .....	7
1.1.3.7 車速による車両ダイナミクスの変化 .....	8
1.2 本論文の目的 .....	8
1.3 本論文の構成 .....	9
<b>第2章 人間の振動特性を考慮したアクティブサスペンションによる制御系設計</b> .....	<b>12</b>
2.1 緒言 .....	12
2.2 モデリング .....	13
2.2.1 車両のモデル化 .....	13
2.2.2 乗員モデル .....	15
2.2.3 車両-乗員モデル .....	19
2.3 制御理論 .....	20
2.3.1 $H_\infty$ 制御 .....	20
2.3.1.1 $H_\infty$ 制御問題の定式化 <sup>(161)(162)(163)</sup> .....	20
2.3.1.2 標準 $H_\infty$ 制御器の導出 <sup>(161)~(165)</sup> .....	22
2.3.1.3 非標準 $H_\infty$ 制御器の導出 <sup>(163)</sup> .....	24
2.3.2 外乱包含制御 .....	25
2.3.3 外乱包含 $H_\infty$ 制御 .....	26
2.4 制御系設計 .....	28
2.4.1 外乱包含 $H_\infty$ 制御を用いた制御系設計 .....	28
2.4.2 上下加速度重みの設定 .....	30
2.5 数値シミュレーション .....	31
2.5.1 計算条件と走行条件 .....	31

2.5.2	従来手法との比較.....	32
2.5.3	乗員のダイナミクスが異なる場合の応答.....	38
2.6	結言.....	41
<b>第3章</b>	<b>減衰力のリサージュ図形に着目したセミアクティブサスペンションによる 制御系設計.....</b>	<b>42</b>
3.1	緒言.....	42
3.2	制御系設計.....	44
3.2.1	外乱包含 $H_{\infty}$ 制御の適用.....	44
3.2.2	周波数重みの設定.....	46
3.2.3	上下加速度重みに対する応答の比較.....	46
3.3	数値シミュレーション.....	52
3.3.1	ランダム路面での従来手法との比較.....	52
3.3.2	フルアクティブの乗員挙動制御との比較.....	54
3.4	結言.....	57
<b>第4章</b>	<b>路面入力に対する車両の平面運動を考慮したアクティブサスペンションの 制御系設計.....</b>	<b>58</b>
4.1	緒言.....	58
4.2	モデリング.....	60
4.2.1	サスペンション特性を踏まえた車両モデル.....	60
4.2.2	路面ロール入力による車両応答.....	65
4.3	制御系設計.....	66
4.3.1	路面に対する後輪への路面入力むだ時間の近似.....	66
4.3.2	外乱包含 $H_{\infty}$ 制御を用いた制御系設計.....	68
4.3.3	周波数重みの設定.....	70
4.4	数値シミュレーション.....	73
4.4.1	計算条件と走行条件.....	73
4.4.2	単一周波数路面での応答.....	73
4.4.3	左右輪の路面が同位相のランダム路面.....	75
4.4.4	左右輪の路面が逆位相のランダム路面.....	75
4.5	結言.....	76
<b>第5章</b>	<b>車速による車両ダイナミクスの変化を考慮したアクティブサスペンション の制御系設計.....</b>	<b>77</b>
5.1	緒言.....	77
5.2	制御理論.....	79
5.2.1	線形パラメータ変動系.....	79
5.2.2	ゲインスケジュールド $H_{\infty}$ 制御 <sup>(187)(188)</sup> .....	79



5.2.3	ゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御の導出 <sup>(184)(188)</sup> .....	81
5.3	制御系設計 .....	83
5.3.1	前輪への路面外乱に対する後輪へ入力のむだ時間の近似 .....	83
5.3.2	車速をパラメータとするゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御の設計 .....	83
5.3.3	周波数重みの検討 .....	86
5.4	数値シミュレーション .....	91
5.4.1	数値計算条件および走行条件 .....	91
5.4.2	単一周波数での応答 .....	92
5.4.3	ランダム路での応答 .....	92
5.5	結言 .....	99
<b>第6章</b>	<b>結論 .....</b>	<b>100</b>
	<b>謝辞 .....</b>	<b>103</b>
	<b>参考文献 .....</b>	<b>104</b>
	<b>付録 .....</b>	<b>111</b>
付録 A	各モデルの詳細 .....	111
A.1	車両モデル .....	111
A.2	乗員モデル .....	112
A.3	車両-乗員モデル .....	113
A.4	タイヤ横力発生モデルを含む車両モデル .....	113
付録 B	複素コーナリングパワーの導出 .....	114
	<b>著者論文目録 .....</b>	<b>115</b>

# 目次

Fig. 1.1	Suspension <sup>(4)</sup> .....	2
Fig. 1.2	Classification of ride comfort <sup>(6)</sup> .....	2
Fig. 1.3	Classification of controlled suspension.....	3
Fig. 1.4	Controlled suspension device .....	3
Fig. 1.5	Frequency response from road displacement to vertical acceleration of vehicle body.....	5
Fig. 1.6	The content of Ph. D. dissertation.....	10
Fig. 2.1	Vehicle model .....	14
Fig. 2.2	Passenger model .....	16
Fig. 2.3	Transfer function from seat to head (Translational motion, dot: Experiment <sup>(86)</sup> , Line: Model). 18	
Fig. 2.4	Transfer function from seat to head (Rotational motion, dot: Experiment <sup>(85)</sup> , Line: Model).....	18
Fig. 2.5	Vehicle-passenger model .....	19
Fig. 2.6	Generalized Plant.....	21
Fig. 2.7	$H_\infty$ norm of $G_{zw}(s)$ .....	21
Fig. 2.8	PSD of road surface <sup>(193)</sup> .....	26
Fig. 2.9	Generalized plant .....	27
Fig. 2.10	Generalized plant for “Passenger Control” .....	29
Fig. 2.11	Frequency weights for controlled value .....	29
Fig. 2.12	Sensitivity curve of vertical vibration (ISO-2631) <sup>(111)</sup> .....	29
Fig. 2.13	PSD of road surface profile <sup>(171)</sup> .....	32
Fig. 2.14	Road displacement.....	32
Fig. 2.15	Lissajous figure (Lateral and vertical acceleration).....	34
Fig. 2.16	Vehicle and passenger’s behavior (Vertical acceleration, unit:m/s <sup>2</sup> ).....	35
Fig. 2.17	Actuating force.....	35
Fig. 2.18	Power spectral density .....	36
Fig. 2.19	RMS value of vertical acceleration.....	37
Fig. 2.20	Resonance frequency of head due to vertical vibration (15 subjects) <sup>(192)</sup> .....	39
Fig. 2.21	Frequency response from seat to the head .....	39
Fig. 2.22	PSD of vertical acceleration (Passenger 1’s head).....	40
Fig. 2.23	RMS value of vertical acceleration of passenger 1’s head.....	40
Fig. 3.1	Lissajous figure of control input at a single frequency.....	43
Fig. 3.2	Vehicle model .....	44
Fig. 3.3	Control system of semi-active suspension.....	45
Fig. 3.4	Semi-active dumper model .....	45
Fig. 3.5	Peak to peak value of the vertical acceleration and the vertical jerk .....	48
Fig. 3.6	Lissajous figure of suspension velocity and damping force of “Vehicle CoG Control” .....	49
Fig. 3.7	Lissajous figure of suspension velocity and damping force of “Seat Position Control” .....	50
Fig. 3.8	Lissajous figure of suspension velocity and damping force of “Passenger Control” .....	51
Fig. 3.9	Sum of peak to peak value of the vertical acceleration of passenger 1’s head .....	52
Fig. 3.10	PSD value of vertical acceleration.....	53
Fig. 3.11	Time history of passenger 1’s seat jerk .....	53
Fig. 3.12	Time history of passenger 1’s head jerk.....	54
Fig. 3.13	RMS value of vertical acceleration and actuating force .....	55
Fig. 3.14	PSD value of vertical acceleration.....	56

Fig. 3.15	Lissajous figure (Front-left suspension)	56
Fig. 4.1	Toe change and scuff caused by roll motion	59
Fig. 4.2	Toe change and scuff caused by tire side force	59
Fig. 4.3	Vehicle model	61
Fig. 4.4	Tire motion caused by bounce motion	62
Fig. 4.5	Imaginary link of suspension	62
Fig. 4.6	Tire motion caused by tire side force	63
Fig. 4.7	Vehicle response caused by antiphase road disturbance	65
Fig. 4.8	Approximation of time delay of road disturbances from front to rear wheels	67
Fig. 4.9	Vehicle response of vehicle model which includes the Pade approximation	67
Fig. 4.10	Generalized plant	69
Fig. 4.11	Frequency weight	69
Fig. 4.12	Lateral acceleration (Rear view)	69
Fig. 4.13	Sensitivity curve of lateral vibration (ISO-2631) <sup>(111)</sup>	70
Fig. 4.14	PSD of road surface profile <sup>(171)</sup>	71
Fig. 4.15	Road displacement	72
Fig. 4.16	RMS value changed by evaluation function of lateral acceleration	72
Fig. 4.17	Road displacement (Case 1)	73
Fig. 4.18	Time history of vertical and lateral acceleration (Case 1)	74
Fig. 4.19	Time history of lateral acceleration (Case 1)	74
Fig. 4.20	PSD of Vertical acceleration (Case 2)	75
Fig. 4.21	PSD of Lateral acceleration (Case 3)	75
Fig. 5.1	Contour diagram of vehicle motion due to road input (Gain characteristic of transfer function)	78
Fig. 5.2	Gain-schedule control system	81
Fig. 5.3	Approximation of time delay of road disturbances from front to rear wheels	83
Fig. 5.4	Generalized plant of proposed method	85
Fig. 5.5	Frequency weights $W_i(s)$	85
Fig. 5.6	Sensitivity curve of vibration (ISO-2631) <sup>(111)</sup>	86
Fig. 5.7	PSD of road surface profile <sup>(171)</sup>	87
Fig. 5.8	Road displacement of front-left wheel	88
Fig. 5.9	Contour diagram of RMS value of accelerations ( $V = 20$ km/h, unit : $m/s^2$ )	88
Fig. 5.10	Contour diagram of RMS value of accelerations ( $V = 70$ km/h, unit : $m/s^2$ )	89
Fig. 5.11	Contour diagram of RMS value of accelerations ( $V = 120$ km/h, unit : $m/s^2$ )	89
Fig. 5.12	Frequency weight of $K_{w1}$ and $K_{w2}$	90
Fig. 5.13	Gain diagram of LTI vertex controllers (Front-left speed to front-left actuating force)	90
Fig. 5.14	Time history of road case 1 (Vehicle response, $V = 70$ km/h)	93
Fig. 5.15	Time history of road case 1 (Vehicle response, $V = 120$ km/h)	94
Fig. 5.16	Actuating force of road case 1 ( $V = 70$ km/h)	95
Fig. 5.17	PSD of acceleration ( $V = 70$ km/h)	96
Fig. 5.18	PSD of acceleration ( $V = 120$ km/h)	97
Fig. 5.19	RMS of acceleration (Each speed and sum of 3 conditions)	98

## 表目次

Table 2.1	Specification of vehicle model .....	14
Table 2.2	Earlier study of seated human model <sup>(85)(89)(95)</sup> .....	16
Table 2.3	Specification of passenger model .....	19
Table 2.4	Controlled value of each method .....	31
Table 2.5	Generalized plant to design the controller and simulation model .....	31
Table 3.1	Generalized plant to design the controller and simulation model .....	45
Table 3.2	Road displacement .....	47
Table 3.3	Controlled value of each method .....	47
Table 3.4	Specifications of each method .....	55
Table 4.1	Modeling of suspension characteristics .....	61
Table 4.2	Specification of suspension characteristics .....	65
Table 4.3	Controlled value of each method .....	71
Table 4.4	Generalized plant to design the controller and simulation model .....	71
Table 4.5	Driving condition .....	73
Table 5.1	Controller .....	91
Table 5.2	Generalized plant to design the controller and simulation model .....	91
Table 5.3	Driving condition .....	91

# Nomenclature

Symbol	Definition	Units	Symbol	Definition	Units
$M_b$	Mass of sprung (Vehicle body)	kg	$m_b$	Mass of passenger's head	kg
$M_t$	Mass of unsprung (Tire and wheel)	kg	$m_h$	Mass of passenger's body	kg
$I_r$	Moment of Inertia of vehicle rolling	kg m <sup>2</sup>	$I_{hr}$	Moment of Inertia of passenger's head (Rolling)	kg m <sup>2</sup>
$I_p$	Moment of Inertia of vehicle pitching	kgm <sup>2</sup>	$I_{hp}$	Moment of Inertia of passenger's head (Pitching)	kg m <sup>2</sup>
$I_y$	Moment of Inertia of vehicle yawing	kgm <sup>2</sup>	$k_{pi} (i = 1, 3, 4, 6)$	Each stiffness in passenger model (Fig. 2.2)	N/m
$K_{f,r}$	Stiffness of Suspension (Front, Rear)	N/m	$c_{pi} (i = 1, 3, 4, 6)$	Each damping in passenger model (Fig. 2.2)	N/m/s
$C_{f,r}$	Damping of Suspension (Front, Rear)	N/m/s	$k_{pi} (i = 2, 5)$	Each stiffness in passenger model (Fig. 2.2)	Nm/rad
$T_{f,r}$	Tread (Front, Rear)	m	$c_{pi} (i = 2, 5)$	Each damping in passenger model (Fig. 2.2)	Nm/rad/s
$g$	Acceleration of gravity	m <sup>2</sup> /s	$r_i (i = 1, \dots, 5)$	Each distance in passenger model (Fig. 2.2)	m
$H_r$	Rolling moment arm	m	$x_{pi} (i = 1, 2)$	Longitudinal displacement of seated position (Passenger 1, 2)	m
$H_p$	Pitching moment arm	m	$y_{pi} (i = 1, 2)$	Lateral displacement of seated position (Passenger 1, 2)	m
$L_{f,r}$	Distance from to CoG. of vehicle to each axis (Front, Rear)	m	$z_{pi} (i = 1, 2)$	Vertical displacement of seated position (Passenger 1, 2)	m
$L$	Wheelbase	m	$x_{bi} (i = 1, 2)$	Longitudinal displacement of passenger's body (Passenger 1, 2)	m
$F_i (i = 1, \dots, 4)$	Actuating force of active suspension (Each wheel)	N	$y_{bi} (i = 1, 2)$	Lateral displacement of passenger's body (Passenger 1, 2)	m
$F_{di} (i = 1, \dots, 4)$	Damping force of semi-active suspension (Each wheel)	N	$z_{bi} (i = 1, 2)$	Vertical displacement of passenger's body (Passenger 1, 2)	m
$Fli (i = 1, \dots, 4)$	Actuator force command (Each wheel, Fig. 3.3)	N	$x_{hi} (i = 1, 2)$	Longitudinal displacement of passenger's head (Passenger 1, 2)	m
$f$	Body roll angle	rad	$y_{hi} (i = 1, 2)$	Lateral displacement of passenger's head (Passenger 1, 2)	m
$q$	Body yaw angle	rad	$z_{hi} (i = 1, 2)$	Vertical displacement of passenger's head (Passenger 1, 2)	m
$z_{ri} (i = 1, \dots, 4)$	Vertical displacement of road (Each wheel)	m	$f_{hi} (i = 1, 2)$	Roll angle of passenger's head (Passenger 1, 2)	rad

Symbol	Definition	Units	Symbol	Definition	Units
$z_{ui} (i = 1, \dots, 4)$	Vertical displacement of unsprung (Each wheel)	m	$q_{hi} (i = 1, 2)$	Pitch angle of passenger's head (Passenger 1, 2)	rad
$z_{si} (i = 1, \dots, 4)$	Suspension stroke (Each wheel)	m	$a_i (i = 1, 2)$	Tire slip angle (Each tire, Appendix B)	rad
$z_{ti} (i = 1, \dots, 4)$	Tire deformation (Each wheel)	m	$b$	Slip angle (Vehicle)	rad
$p_{xi} (i = 1, \dots, 4)$	Distance from to CoG. of vehicle to each seat position (Longitudinal direction)	m	$g$	Yaw rate (Vehicle)	rad/s
$p_{yi} (i = 1, \dots, 4)$	Distance from to CoG. of vehicle to each seat position (Lateral direction)	m	$V$	Vehicle speed	m/s
$p_{zi} (i = 1, \dots, 4)$	Distance from to CoG. of vehicle to each seat position (Vertical direction)	m	$K_{Cf,r}$	Cornering stiffness (Front, Rear)	N/rad
$F_{yi} (i = 1, \dots, 4)$	Tire side force (Each wheel)	N	$K_{sf,r}$	Stroke steer coefficient (Front,Rear)	rad/m
$h_{cg}$	Height of CoG. of vehicle body	m	$K_{SFf,r}$	Compliance steer coefficient (Front, Rear)	rad/N
$h_{r,f,r}$	Height of roll center (Front, Rear)	m	$K_{PFf,r}$	Lateral suspension stiffness (Front, Rear)	m/N
$\ddot{x}_{CG}$	Lateral acceleration of CoG. of vehicle body	m/s <sup>2</sup>	$t$	Time lag of front to rear wheel	s
$\ddot{x}_{RC}$	Lateral acceleration of roll center of vehicle body	m/s <sup>2</sup>			

# 第1章 序論

## 1.1 背景

### 1.1.1 サスペンション

自動車が発明され、量産が始まってから既に100年以上もの年月が経過し、生産台数はやや減少傾向にあるものの<sup>(1)</sup>、自動車の総台数は今もなお増え続けている現状にある<sup>(2)</sup>。自動車は、ユーザーからのニーズに応え、様々な技術革新・開発が行われてきた。自動車のサスペンションは、乗心地性能以外にも、操縦安定性、振動・騒音性能などを左右する自動車を支える重要な部品（システム）であり、他性能とのトレードオフを克服しながら、幅広いユーザーのニーズに応じてきた。

近年では環境問題に対する意識が強まりつつある中、燃費性能に優れるハイブリッド車や電気自動車などに注目が集まっている。それら自動車は、電気モータにより駆動をする自動車であり、化石燃料を駆動エネルギーに変える内燃機関を備える車両に比べ、駆動源からの騒音が小さく静粛性に優れる特徴がある。そのため、「静かな車」は、車外の人にとって認知しづらくなり危険を感じる車両になりかねないという報告がある<sup>(3)</sup>。一方、乗員にとってはこれまで内燃機関などから発生する振動や騒音によって白色ノイズとして埋もれていたものが特徴的な振動や騒音として表れる現象がある。そのため、今後は、振動や騒音といった快適性・静粛性に関するニーズ、さらには心地よいサウンドや乗心地など、より高いレベルのニーズを実現する必要がある。

サスペンションとは、タイヤと車体の間に設けられた懸架装置であり、量産されている自動車のすべてに備えられ、車両レイアウトや車両性能に合わせ様々な形式が実用化されている。図1.1に示すのは前輪および後輪の代表的なサスペンション<sup>(4)</sup>のひとつであり、ばね・ダンパといった振動吸収部品だけでなく、タイヤと車体を連結するサスペンションアームなどから構成される。サスペンションには振動吸収機能以外にも、車体姿勢制御機能、タイヤ姿勢制御機能がある。振動吸収とは、路面の凹凸によって車両が振動するのを抑制する機能であり、車体姿勢制御機能とは、車体の重量を支え、旋回時や制駆動時の車体の姿勢変化を抑制する機能である。また、タイヤ姿勢制御機能により、車輪は操舵や車輪自身の上下方向の動き、走行中の外力などにより車体に対してタイヤの向きをコントロールすることでタイヤの性能を適切に発揮し、タイヤが発生する力を車体に伝えることができる。それらサスペンションの機能を発揮するためにばね・ダンパの仕様やサスペンションのジオメトリ、各サスペンションアームを連結するブッシュの仕様などが詳細に検討され、乗心地と操縦安定性、さらには振動・騒音性能のトレードオフを克服しながら、車両としてそれら性能を実現している。

乗心地性能の現象について、簡単に分類したのが図1.2である。周波数が高くなるに従い、フワフワ、ヒョコヒョコ、ブルブル、ゴツゴツ・ビリビリ振動<sup>(5)</sup>といわれ、低周波域の振幅が大きい領域

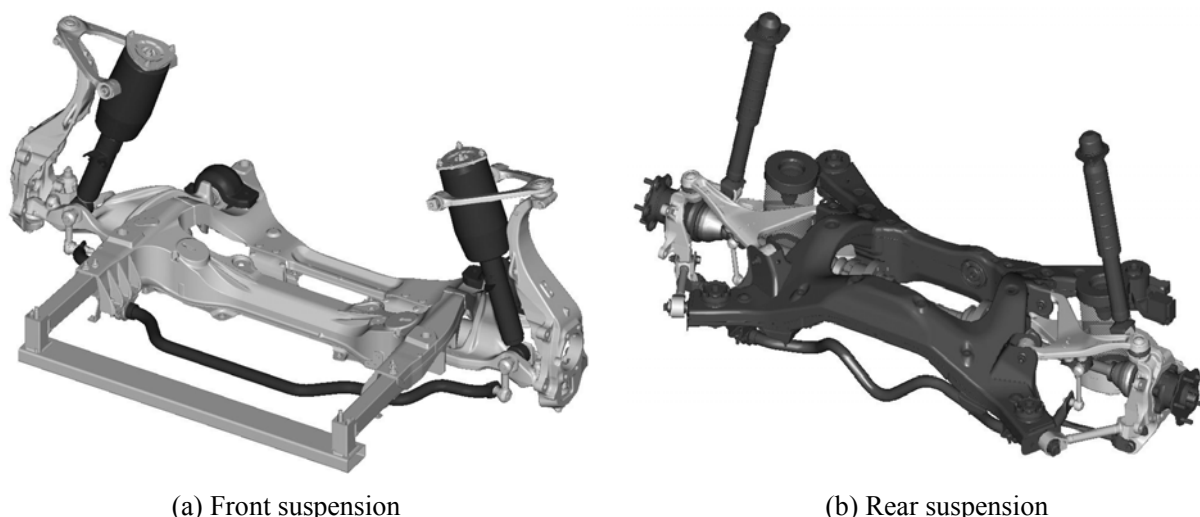


Fig. 1.1 Suspension<sup>(4)</sup>

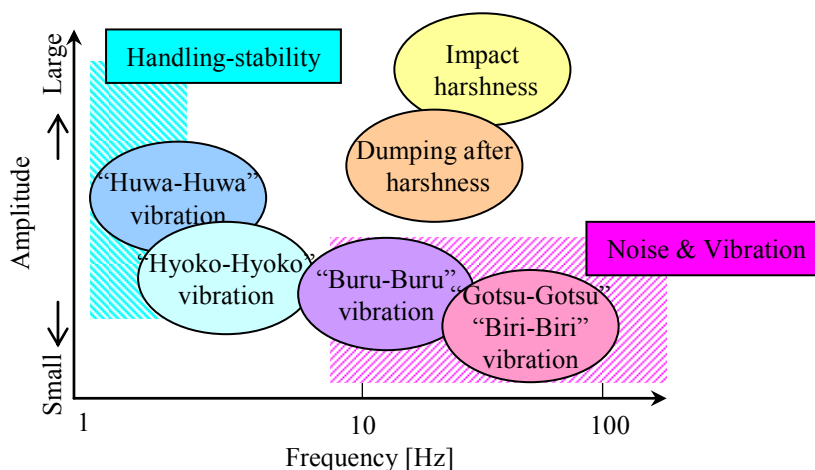


Fig. 1.2 Classification of ride comfort<sup>(6)</sup>

では操縦安定性と重なり、高周波の振幅が小さい領域では騒音・振動性能が伴う現象と重なっており、一般的に乗心地性能とそれらはトレードオフの関係にある。例えば、一般的に乗心地性能からはダンパの減衰力を下げたく、操縦安定性からは減衰力を高めたいという相反する設計要求が生じる。このような課題は一例であり、様々なトレードオフを克服するために、メカニカルなサスペンション構造によって克服する方法や、制御サスペンションによって克服するなど様々な方法が提案され、多くが実用化されてきた<sup>(12)(13)(14)(17)(18)(29)(30)(44)(45)(46)(194)(195)</sup>。

### 1.1.2 自動車における制御サスペンション

乗心地性能、操縦安定性さらに騒音・振動性能のトレードオフを克服し、それら性能を高めることができるサスペンションに制御サスペンションがある。図1.3に制御サスペンションの分類を示す。制御サスペンションには、懸架装置自らが力を発生しタイヤ（ばね下）と車体（ばね上）間の相対変位を自在に変更することができるアクティブサスペンション（以後、アクティブサス）、懸架装置のダンパの減衰力を自在に変更することができるセミアクティブサスペンション（以後、セミア



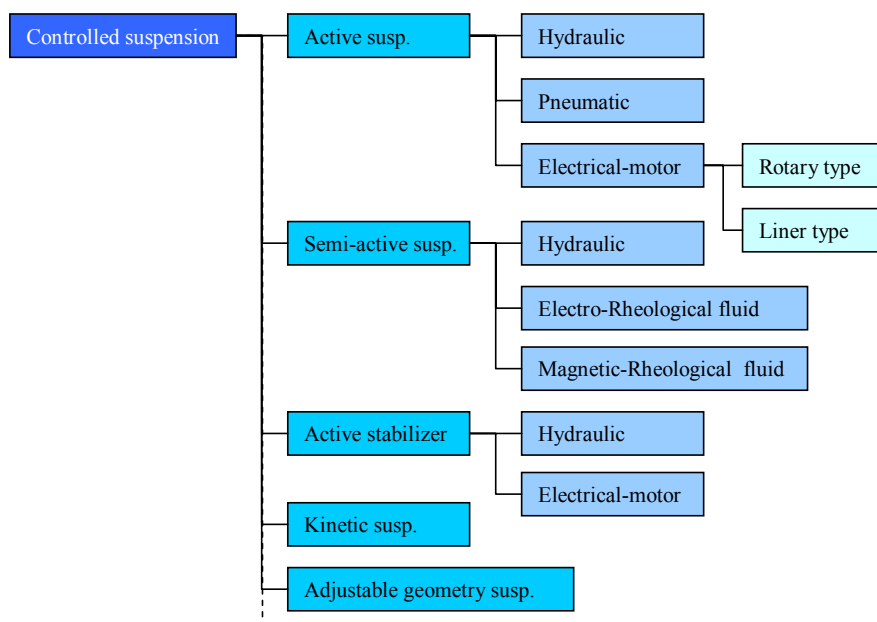


Fig. 1.3 Classification of controlled suspension

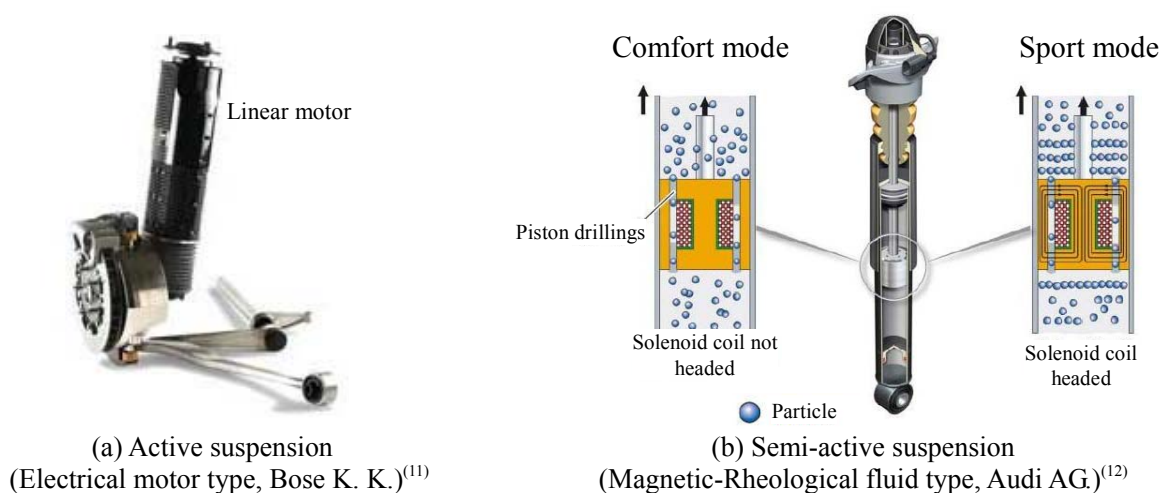


Fig. 1.4 Controlled suspension device

クティブサス), 左右輪の懸架装置の相対変位差に作用するスタビライザの剛性を自在に変更できるアクティブスタビライザ (以後, アクティブスタビ), 懸架装置のダンパの油圧回路を連結し, 各輪のサスペンションの動きに拘束力を作用させる連結式サスペンション (Kinetic suspension)<sup>(7)(8)</sup>, さらにはサスペンションのリンク取り付け位置を自在に変えるジオメトリ可変サスペンション (Adjustable geometry suspension)<sup>(9)(10)</sup>などがある. そのうち, アクティブサス, セミアクティブサス, アクティブスタビは, 更に細かく分類ができる. アクティブサスは, 1950年代から開発が始まり<sup>(194)</sup>, 1980年代初めに車高を調整するシステムが生産車に適用され<sup>(195)</sup>, これまでに油圧式, 空圧式, 電気モータ式が提案されている. 近年は, 油圧式に比べ高応答な図1.4(a)に示す電気モータを利用したアクティブサスのシステムがいくつか提案されている<sup>(11)(14)(15)(28)(64)(66)-(74)(196)</sup>. 一方, 実用化の観点からはアクティブサスに比べ, セミアクティブサスの方が多く採用され, 油圧のダンパの減衰力を調整する形式<sup>(194)(195)</sup>, ダンパに電気粘性流体 (ER 流体: Electrorheological-Reological Fluid) を用いたり, 図1.4(b)に示すような磁性流体 (MR 流体: Magnetrical-Reological Fluid) を用いた形式<sup>(12)</sup>が提案, 実用

化されている。さらに、アクティブスタビは、油圧によって剛性を変更する形式<sup>(13)</sup>や、電気モータによって剛性を変更するタイプ<sup>(14)</sup>などが実用化されるなど、近年、様々な形式が提案され<sup>(15)</sup>、実用化されている。

以上のような、制御サスペンション装置を用いて、様々な要求に対応する制御手法がこれまでに提案されてきた。次節では、上記の制御装置を用いた制御手法に関する過去の研究事例を述べる。

### 1.1.3 研究事例

#### 1.1.3.1 制御サスペンションによる乗心地向上

サスペンションの制御として最も広く知られているのが、スカイフック制御である。図1.5に示すのは一輪の車両モデルにおいて、路面入力に対するばね上の加速度の周波数応答であり、図1.5(a)はコンベンショナルなサスペンションにおいてメカニカルなダンパを強くした場合の応答、図1.5(b)はフルアクティブサスで理想的なスカイフック制御を実現した場合の応答である。メカダンパを強くした場合、ばね上およびばね下の共振周波数域の振動を抑制する効果があるが、ブルブル振動といわれる5Hz 前後の振動は悪化する問題があるのに対して、理想的なスカイフック制御は、ブルブル振動の増加を生じず、ばね上の共振周波数帯域の振動を抑制する効果があることが知られており、赤津はばね上共振での路面に対するばね上の振動伝達比は、スカイフックダンパの減衰比を適切に設定すれば、1以下になることを示している<sup>(16)</sup>。1980年代に空圧アクティブサス（エアサス）を用いてスカイフック制御が適用され<sup>(17)</sup>、1980年代終わりには油圧アクティブサス（油圧アクティブ）により実現されている<sup>(18)</sup>。

また、車体の振動に対してフィードバックを行うスカイフック制御に対して、車輪が通過する路面情報をフィードフォワードするプレビュー制御がある。プレビュー制御は、大きく2つに分類され、車両が通過する前の路面情報を用いる方式と、前輪が通過した路面情報を後輪のアクティブサスが用いる方式がある。

川越らは一輪モデルにおいては前者、ハーフビークルモデルにおいては後者の方式を用いて、最適プレビュー制御を解析的に導き、プレビュー制御の効果を出すには最低限0.1秒先のプレビューが必要であると結果を示し<sup>(19)</sup>、藤岡らは有限時間の最適制御問題にあてはめ、制御器を導出し、プレビュー制御の効果は1.5秒で飽和する結果を示した<sup>(20)</sup>。永井らは制御器の導出に  $H_\infty$  制御を適用し、LQG 制御でプレビュー制御を行った場合よりも良い結果を示し<sup>(21)</sup>、Thompson らも最適制御を基本とした制御則をいくつも提案している<sup>(22)(23)</sup>。

一方、前輪が通過した路面情報を後輪のアクティブサスが用いる方式においては、赤津らは前輪のばね下の動きから路面の凹凸を推測し、後輪が通過するタイミングに路面からの伝達力を相殺する予見制御を提案し、実車においてもその有効性を示している<sup>(16)(24)</sup>。永井らが非線形ニューラルネットワークにより後輪の路面外乱を推定し、それを補償する手法<sup>(25)</sup>や、荒木らは予見最適アルゴリズム<sup>(26)</sup>を適用し、Zhang らは前後輪の路面入力むだ時間を Pade 近似し、それをモデルに考慮したカルマンフィルタを設計し、最適制御を適用した手法<sup>(27)</sup>を提案している。また、電動アクティブサスペンションに適用し、乗心地向上と消費電力低減を実現した報告もある<sup>(28)</sup>。実用化の観点からは、路面と車体の相対変位から路面の粗さにより減衰力を切り替える方式<sup>(29)</sup>や、同様のセンシングにより路面入力作用する前に減衰力を切り替えて乗心地を向上させる方式<sup>(30)</sup>が実用化されているが、より詳細に路面の凹凸をセンシングし制御に利用する手法は、路面情報のセンシングの難しさから、まだ実用化されていないのが現状である。

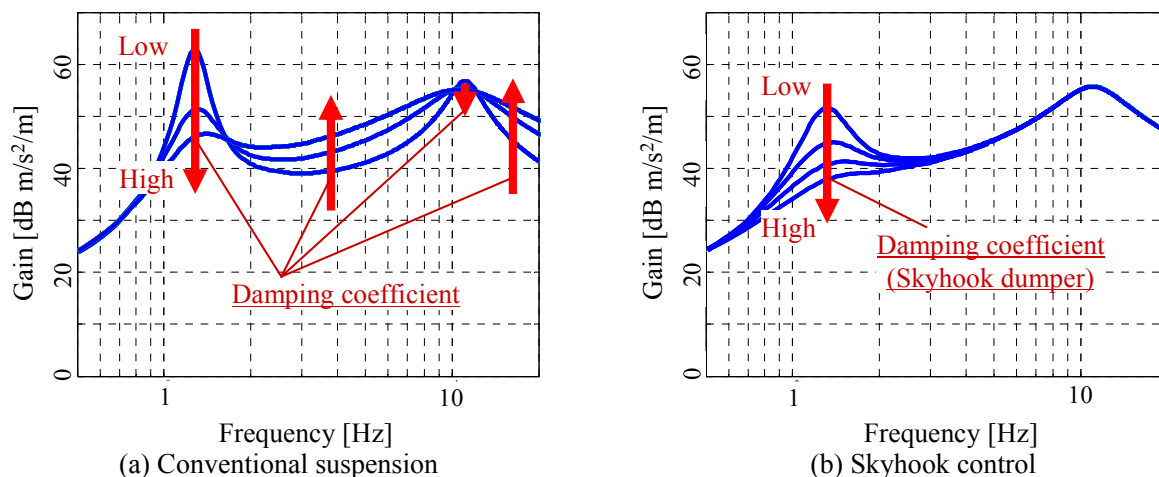


Fig. 1.5 Frequency response from road displacement to vertical acceleration of vehicle body

### 1.1.3.2 セミアクティブサスによる振動抑制

セミアクティブサスは、フルアクティブサスに比べ、消費するエネルギーが遥かに小さく、パッシブサスペンションに比べ振動抑制が可能であること<sup>(197)</sup>から、セミアクティブサスを適用した車両が多く開発、生産されてきた。しかし、セミアクティブサスは双線形システムであるため、アクティブサスのような線形システムのようにサスペンション速度によらず、常に推力（減衰力）を発生することが不可能である。そのため、サスペンション速度がゼロ付近では、急激な減衰力の変化が生じ、ばね下の共振が抑えられず不安定なハンチング現象が発生したり、車体のジャークが大きくなったりするなど、セミアクティブサスを実車適用するための課題がある。

このような問題に対して、Karnoppらはスカイフック制御をセミアクティブサスに適用し、近似スカイフック制御則<sup>(31)</sup>を提案している。Millerらはばね上の加速度のみならずジャークの低減をも狙った制御則<sup>(32)</sup>を提案し、永井らは減衰係数を連続的に切り替えオンオフ型の不安定性を緩和した連続系制御則<sup>(33)</sup>を提案し、Yiらはスカイフック制御およびグランドフック制御のフィードバックゲインをニューラルネットワークで設計する手法<sup>(34)</sup>を提案している。また、三平らは非線形 $H_{\infty}$ 制御をセミアクティブサスへ応用し、制御則を導き、線形 $H_{\infty}$ 制御を用いた場合に比べて制御効果が高いこと<sup>(35)</sup>を示し、実用化している<sup>(45)(46)</sup>。吉田らは双線形 $H_{\infty}$ 制御をフルビークルの車両モデルに適用している<sup>(36)</sup>。横山らはモデル追従型制御理論に基づいたスライディングモード制御器<sup>(37)</sup>やニューラルネットワークを用いて制御器<sup>(38)</sup>を設計し、西村らはセミアクティブダンパを線形パラメータ変動(LPV: Linear Parameter Varying)系でモデル化したゲインスケジューリング制御<sup>(39)(40)</sup>、深尾らはセミアクティブダンパの非線形性も考慮するためバックステッピング法を用いた制御則<sup>(41)</sup>をそれぞれ提案している。さらに、Sergioらは近似スカイフック制御則に加えて、ばね上の上下加速度をフィードバックする制御を行うことでブルブル領域の振動低減を実現し<sup>(42)</sup>、Stamatらはさらなるジャーク低減を目指し、Karnoppらの近似スカイフック制御則に時間ベースの推力調整則を加えた手法<sup>(43)</sup>を提案するなど、多くの手法が提案されている<sup>(198)(199)(200)</sup>。また、実車適用の観点からは、平井らがKarnoppらの手法を改良した制御則を商品化<sup>(44)</sup>したり、非線形 $H_{\infty}$ 制御を採用した報告<sup>(45)(46)</sup>もあるが、その制御則の多くは一輪の車両モデルを前提にした方式が多く、4輪の車両モデルを用いた制御系設計を提案する例は数少ない。

### 1.1.3.3 制御サスペンションによる乗心地と操縦安定性の両立

乗心地と操縦安定性の両立に関しても研究開発が行われてきた。操舵に対する車両の運動性能の向上として、ロール角制御<sup>(47)</sup>、前後剛性配分制御<sup>(18)(48)(201)(202)</sup>、ピッチ角制御<sup>(49)(50)</sup>、が古くから提案され、路面入力に対する各輪の輪荷重変化を低減し、車両の挙動を低減する接地荷重制御<sup>(51)(52)(53)</sup>などもある。また、ロールとピッチ角の位相差に関する実車実験から前下がりロールかつロールとピッチの位相差をゼロに近づける方が、ロール感が良いという先行研究<sup>(54)(55)</sup>を元にロールとピッチの位相を制御した手法もある<sup>(56)</sup>。

制御サスペンションと他の制御システムの統合制御に関しては、ブレーキの協調制御により限界性能を向上させた報告<sup>(57)</sup>や、ABS (Antilock Brake System) との統合制御により制動性能を向上させた報告<sup>(58)</sup>や、ブレーキとの統合制御により緊急時にブレーキによるロールオーバーのリスクの回避を狙った報告<sup>(59)</sup>や、ハンドリング性能を向上させた報告<sup>(60)</sup>や、車両横運動に連携して加速度を制御する G-Vectoring 制御<sup>(203)</sup>との統合制御を実現した報告<sup>(204)(205)</sup>もある。一方、操舵系とサスペンションの制御に関しては、前輪操舵角のアクティブ制御との統合制御<sup>(61)(62)</sup>や、4WS (4 Wheel Steering) との制御<sup>(194)(206)</sup>や、電動パワーステアリングとアクティブスタビライザとの統合制御<sup>(63)</sup>についても報告がある。

### 1.1.3.4 エネルギー回生

アクティブサスによる車両運動の制御以外に、路面不整による振動エネルギーを回生する研究も行われている。岡田らは小型の直動モータを用いてシミュレーションと実機実験により、加えられる振動の周波数が系の固有値よりも高ければ、アクティブな制振のために消費するエネルギーよりも多くの振動エネルギーを回生できることを示し<sup>(64)</sup>、則次らはセミアクティブダンパとアクティブ要素であるエアサスペンションを併用し、スカイフック制御に周波数フィルタを加え、制振性能と消費エネルギー低減を実現している<sup>(65)</sup>。須田らはセルフパワード・アクティブ制御の実現に向けた解析を行い<sup>(66)</sup>、ボールねじ式の電磁サスペンションを開発し、実車実験を行い<sup>(67)</sup>ながら、最適な制御ゲインの検討を行っている<sup>(68)</sup>。福島らは変分法をベースとした最適制御問題の近似解法をエネルギー回生機能を有するアクティブサス制御へ適用し<sup>(69)</sup>、油圧システムを前提としたサスペンションの HILS (Hardware In the Loop Simulation) を構築し、検証を進めている<sup>(70)</sup>。一方、海外の研究チームでは、車両に搭載可能なサイズに近い大きさのリニアアクチュエータタイプの電磁アクティブサスの磁場解析などを行い<sup>(71)(72)(73)</sup>、実車への適用を前提にシミュレーションによる回生効果が報告されている<sup>(74)</sup>。

### 1.1.3.5 人間の振動特性

人間の振動特性に関しては、古くから大変多くの基礎研究が行われており<sup>(75)</sup>、自動車の乗心地の測定方法や定量評価に用いられている<sup>(76)(77)(78)</sup>。自動車の乗心地に関連した人間の振動に関する研究は大きく4つに分類することができ、人間の振動特性（ダイナミクス）の実験解析、振動特性のモデル化、そのモデルなどを用いた挙動評価、振動感受特性である。

人間の着座姿勢における振動特性は、Griffin ら<sup>(79)~(84)</sup>や、吉村ら<sup>(85)~(90)(98)(209)</sup>など多くの研究者が実験により動特性が明らかにしており、人間自身に限らず、着座するシート<sup>(88)(91)</sup>や、ヘッドレストの影響を踏まえた実験報告<sup>(92)</sup>もある。また、近年は、着座姿勢での脚部の影響を踏まえた報告<sup>(206)</sup>や、

着座姿勢ではなく倒立姿勢での上下方向<sup>(93)</sup>や前後方向<sup>(94)</sup>の振動特性に関する報告があるなど、人間の振動特性は、様々な条件での実験結果が示されている。

そのような実験データをモデル化したものとしては、ばね-ダンパー-質量系のモデルがあり、ISO-5982で規格化されたモデル<sup>(95)</sup>に代表される並進ばねにより体の一部を模擬した質量が連結されたモデル<sup>(85)(88)(91)(97)</sup>や、回転ばねを多用し連結されたモデル<sup>(98)(99)(209)</sup>や、並進ばねと回転ばねを多用し連結されたモデル<sup>(84)(96)(100)</sup>がある。また、マルチボディダイナミクスを用いたモデル<sup>(89)(209)</sup>や、FEMを用いたモデル<sup>(82)(83)</sup>などが多く提案されている。

またそのようなモデルを用いて、コンベンショナルな車両において、乗員の挙動をシミュレーションした報告<sup>(101)</sup>もあり、特に西山は路面不整に対する乗員の挙動を様々な条件において数値シミュレーションにより解析している<sup>(102)~(105)</sup>。近年は、制御サスペンションによる振動抑制の効果を乗員モデルの動きの少なさで評価した報告<sup>(106)(107)</sup>や、鉄道の分野において乗員の振動とシート特性を踏まえてモデル化した報告<sup>(108)</sup>や、乗員質量と鉄道車両の弾性特性との連成を考慮した運動を実験と数値シミュレーションの報告がある<sup>(109)</sup>。一方、乗員のダイナミクスを踏まえて制御系設計を行っているのは、シート下に設けたセミアクティブダンパの制御に用いた報告<sup>(110)</sup>がある程度で、乗員のダイナミクスを制御系設計に直接考慮した制御系は少ない。

振動感受特性は、Janeway によって提案された上下振動許容限界<sup>(210)</sup>など、多くの研究者により実験により明らかにされている<sup>(75)</sup>。また、ISO-2631では規格化もされ<sup>(111)</sup>、その妥当性も報告されている<sup>(112)</sup>。上下方向の振動に関しては、乗員の主観的な官能評価を客観的に評価できる乗心地評価式もいくつか提案され<sup>(113)(114)</sup>、長時間運転時の振動による疲労評価の報告<sup>(115)</sup>や、運転者と同乗者の振動伝達特性と不快感の差を明らかにした報告<sup>(116)</sup>もある。一方、上下方向の振動以外では、ロールとピッチの複合振動感受特性を解析した報告<sup>(117)(118)</sup>や、バウンスとピッチ、バウンスとピッチ、ロールの複合振動感受特性を解析した報告<sup>(119)(211)</sup>や、ヨー方向の運動知覚感度特性を解析した報告<sup>(120)(121)</sup>、上下および横方向の複合振動を解析した報告<sup>(122)</sup>、低周波数の上下および前後の複合振動感受特性を解析した報告<sup>(123)(124)</sup>などもある。また、低周波数領域での乗心地の定量化には、走行中の頭部や体幹部といった乗員挙動の計測も重要と考えられ、操舵中のドライバ挙動を実車実験により明らかにした報告<sup>(125)(126)</sup>や、車酔い定量化のための頭部動計測<sup>(127)</sup>や、乗心地を目的とした計測の報告<sup>(128)</sup>などもある。固定式のドライビングシミュレータを用いて、路面の平坦性が乗心地と走行時安心感に与える影響を検証した報告<sup>(129)</sup>や、舗装わだち掘れ路面を走行した際の乗心地評価を行っている報告<sup>(130)</sup>もある。近年では、動揺や視覚に対する人間の感受特性を踏まえた四輪アクティブステア制御の提案<sup>(212)</sup>もある。制御サスペンションにおいては、振動感受特性を考慮した制御系設計<sup>(56)(131)(132)</sup>や、前後方向の着座位置を考慮した制御系設計<sup>(213)</sup>や、一輪モデルを用いて上下方向の乗員の振動特性（ダイナミクス）を考慮した制御系設計<sup>(110)</sup>はあるが、フルビークルモデルを用いて車両の上下運動に加え、ロールおよびピッチ運動も考慮し、乗員の挙動を制御している研究報告はない。

### 1.1.3.6 詳細なサスペンション特性を考慮した制御系設計

サスペンションは、前節で述べたとおり、3つの機能を実現するために、複雑なリンク構造や非線形なばね・ダンパ特性に設定されている<sup>(133)(134)(135)</sup>。西村らは、セミアクティブダンパの可変減衰力の非線形特性とばねの非線形特性を線形パラメータ変動系にモデル化したゲインスケジュール型  $H_{\infty}$ 制御則を提案し、数値シミュレーションおよびMRダンパを用いた実機にて、高い制御性能を示している<sup>(39)(40)</sup>。西村らの研究報告以降、近年ではセミアクティブダンパを備えた一輪モデルを

対象にした同様の手法が多く提案され<sup>(136)~(140)</sup>、バックステップング法を用いた方法も提案されている<sup>(41)</sup>。しかし、詳細なサスペンション特性を考慮した4輪の車両モデルに対して、そのような設計を適用した例はあまり多くない<sup>(60)</sup>。また、メカフリクションは乗心地に大きく影響を与えることが報告され<sup>(141)(142)</sup>、フリクションやダンパの非線形性を模擬した多くのモデルが提案され<sup>(143)~(146)</sup>、実機をモデル化する方法は確立されつつある。

一方、サスペンションは、タイヤ姿勢制御機能を実現するために、サスペンションのストロークによるステア角変化やタイヤ接地点変化（スカッフ）、さらにタイヤ横力によりそれらを意図的に変化させる設計を行っている<sup>(133)(134)(135)</sup>。そのような特性が操舵に対する車両運動にどのように影響を及ぼすかは、シンプルなモデルを用いて体系的に論じられてきた<sup>(147)~(150)</sup>。さらに、近年の研究では、路面外乱に対する車両の応答は、輪荷重変化のみならず、そのようなサスペンション特性によりタイヤ横力が発生し、影響を受けることが知られている<sup>(151)</sup>。特に、コンベンショナルなサスペンションにおいて、香村らがロールを含む2輪モデルに車体のロール運動およびそれらのサスペンション特性を踏まえた車両モデルを構築し、左右輪の路面が上下逆相で車両に入力される場合の車両平面運動への影響を実車実験も踏まえ、体系的に示している<sup>(152)(153)</sup>。しかし、そのようなサスペンション特性の影響を考慮した制御サスペンションの制御手法は、まだ提案されていない。

### 1.1.3.7 車速による車両ダイナミクスの変化

自動車の操舵に対する運動は、車速により大きく特性が変わることが広く知られ<sup>(154)</sup>、路面の凹凸による車両の運動も連成によって変化することが報告されている<sup>(151)(152)(153)(155)~(159)</sup>。上下およびピッチ方向の挙動に関しては、古くは1966年に Butkunas が路面外乱の前輪と後輪の時間差により発生するバウンスおよびピッチングの運動をはじめてホイールベースフィルタと定義し<sup>(155)</sup>、Thomas は車速とホイールベースの関係により、路面からの入力があってもそれら挙動のいずれかが生じない路面周波数が存在することを示している<sup>(156)</sup>。さらに、久代らは、路面外乱の前輪と後輪の時間差を Pade 近似で表現し、車速違いによる挙動を体系的に示し、ピッチング抑制に適したサスペンション特性を示し<sup>(157)(158)</sup>、バウンスとピッチの挙動を位相平面を用いて論じている報告もある<sup>(159)</sup>。一方、路面外乱による車両横方向の運動に関しても、香村らが車両モデルおよび実車実験によって、連成により路面外乱により各輪のタイヤが発生する横力が変化し、その影響で挙動も変化することを体系的に示している<sup>(151)(152)(153)</sup>。しかし、これまで多くの制御サスペンションの研究報告は、ある一定車速における制御系設計や、性能評価であり、車速が変わった場合の性能変化やロバスト性についてはあまり詳細に報告されていない。

## 1.2 本論文の目的

前節までに述べたような背景から、本論文では、これまで自動車用サスペンションの制御系設計において陽に考慮されていなかった人間の振動特性と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法を確立することを目的とする。人間の振動特性とは、乗員が着座姿勢において着座位置の振動に対する乗員挙動のダイナミクスを示す。また、車速による車両ダイナミクスの変化とは、車両が走行する際に路面の凹凸によって生じる車両挙動のダイナミクスの車速依存特性を示す。そのため、次の3つの目的に沿って研究を実施する。

- (1) 着座姿勢の乗員挙動のダイナミクスを考慮した乗員挙動制御の制御系設計を提案し、性能を検証する。
- (2) 路面の凹凸による車両ダイナミクスを考慮した制御系設計を提案し、性能を検証する。
- (3) 上記の路面の凹凸による車両ダイナミクスが車速によって変わること考慮した制御系設計を提案し、性能を検証する。

(1)に関しては、1.1.3.5で述べたように先行研究で乗員の着座姿勢における着座位置の振動に対する乗員挙動の実験データは多く報告されているものの、乗員のダイナミクスを制御系設計に踏まえた先行研究はほとんどなく、先行研究のデータはあまり有効に使われていない。そこで、着座姿勢の乗員のダイナミクスをモデル化し、車両モデルと組み合わせた車両-乗員モデルを構築し、このモデルに対して路面 PSD (Power Spectral Density) 特性を踏まえた外乱包含制御を加えた外乱包含  $H_{\infty}$  制御をアクティブサスにより実現する。また、サスペンションにより消費するエネルギーを抑制するために、上記の制御を双線形システム (セミアクティブサス) に適用する。線形システムと仮定して設計した制御器を双線形システムに適用した場合、サスペンションの速度がゼロ付近では、急激な制御指令の変化により、ジャーク (加加速度) が増加することが課題である。そこで、セミアクティブダンパのサスペンション速度と減衰力のリサージュ波形に着目し、急激な制御指令の変化が発生せずに、ジャークの増加を抑えるセミアクティブサスを用いた乗員挙動制御の制御系設計を提案し、性能検証をする。

(2)に関しては、1.1.3.6で述べたように先行研究において、路面の凹凸によって発生するサスペンションのストロークにより、トー角の変化によりタイヤ横力が発生するなどして、車両の平面運動を生じさせることが課題である。そこで、路面外乱に対する車両の平面運動のダイナミクスを含む車両モデルを構築し、車両の乗心地のみならず操縦安定性 (路面外乱に対する車両平面運動の抑制) を向上させる外乱包含  $H_{\infty}$  制御をアクティブサスにより実現する。車両モデルは、サスペンションストロークによるトー角変化および接地点変化、タイヤ横力によるトー角変化および接地点変化を考慮することで、車両のサスペンションのメカニズムによって、路面凹凸により発生するタイヤの横力特性をモデル化することで、それらの影響を考慮した制御系設計が可能となる。

(3)に関しては、1.1.3.7で述べたように先行研究において、路面外乱の前後輪への入力時間差 (むだ時間) および各輪のタイヤ横力発生メカニズムが車速に依存しているために、路面の凹凸による車両ダイナミクスは、車速により変化する。そこで、車速により変化するそれら特性を制御系設計に加味することで、低速から高速までの広い車速レンジにおいても、路面の凹凸による車両の振動と平面運動の抑制が可能な制御器を実現する。以上を実施することにより、路面凹凸による乗心地と操縦安定性 (路面外乱に対する挙動の変化) を実現し、制御性能の向上を目指す。

### 1.3 本論文の構成

本論文の構成を図1.6に示す。

第1章では、本論文に関わる背景と目的を述べた。

第2章では、先行研究で明らかになっている乗員の着座姿勢における着座位置の振動に対する乗員頭部の挙動データに基づき乗員のダイナミクスをモデル化し、車両モデルと組み合わせた車両-

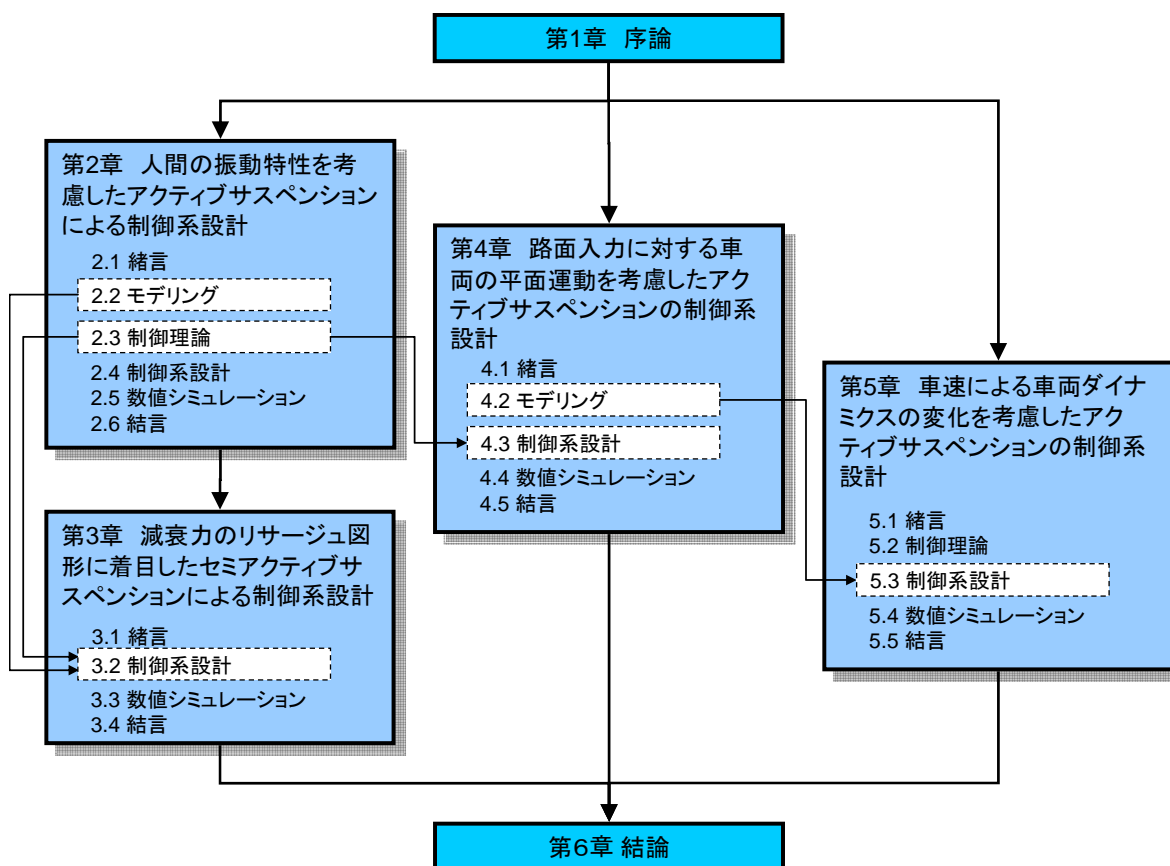


Fig. 1.6 The content of Ph. D. dissertation

乗員モデルを構築する．アクティブサスを備えた車両－乗員モデルにおいて， $H_{\infty}$ 制御を適用し，路面 PSD 特性を踏まえた外乱包含制御を加えた外乱包含  $H_{\infty}$ 制御系を設計する．数値シミュレーションにより，従来の制御よりも乗員の振動を抑制する効果があることを示す．

第3章では，第2章で設計した線形システム（アクティブサス）における制御系を双線形システム（セミアクティブサス）に適用するため，車両と乗員の共振周波数といった代表的な周波数において，セミアクティブダンパのサスペンション速度と減衰力のリサージ波形に着目し，サスペンション速度がゼロ付近において，減衰力の指令の急激な変化を抑制し，ジャーク（加加速度）を低減する制御系を設計する．数値シミュレーションにより，従来の制御よりも乗員の振動を抑制する効果があり，アクティブサスを用いた場合との性能比較を行う．

第4章では，路面の凹凸によって発生するサスペンションのストロークおよびタイヤ横力がタイヤ横力変化を生じさせることによるサスペンション特性を踏まえ，車両平面運動も考慮した車両モデルを構築する．また，路面からの外乱は独立ではなく，車速を一定とした条件において，前後輪の路面入力の時間差を Pade 近似し，前輪2輪から外乱が加わるとした車両モデルを構築する．本車両モデルにおいて，乗心地のみならず，車両平面方向の挙動を制御量とする外乱包含  $H_{\infty}$ 制御系を設計する．数値シミュレーションにより，提案手法は，従来の詳細なサスペンション特性を踏まえていない制御よりも，路面凹凸に対する車両平面運動を抑制する効果があることを示す．

第5章では，第4章で構築した詳細なサスペンションおよび前後輪の路面入力時間差を踏まえた車両モデルを車速に対する LPV (Linear Parameter Varying) 系で再定義し，LMI (Linear Matrix Inequality)



により車速によるゲインスケジュール型  $H_{\infty}$ 制御系を設計する．数値シミュレーションにより，提案手法を詳細なサスペンション特性を踏まえて，ある車速で最適と設計した制御系と比較し，車速による車両ダイナミクスの変化に対するロバスト性を検証する．

最後に，第6章において，本論文の結論を述べる．

なお，参考文献，付録ならびに著者論文目録を巻末に掲載する．

## 第2章 人間の振動特性を考慮したアクティブサスペンションによる制御系設計

### 2.1 緒言

自動車の乗心地向上のため、これまでに多くの制御デバイスと制御手法が提案、実用化されてきた。それらの多くは、その制振効果が車体の振動レベルの低減量、主に路面凹凸に対する車体の重心位置の上下加速度で議論されてきた<sup>(31)~(47)</sup>。しかし、実際の乗員の着座位置は必ずしも車体の重心ではなく、着座位置にはロールやピッチの回転運動による上下方向の加速度が生じ、着座するシートの形状や弾性特性、さらには乗員自身のもつダイナミクス（振動特性）により乗員の動きは車体の重心の動きよりも大きくなり、それらを踏まえたアクティブサスの制御系設計が求められている。

人間の振動伝達特性や振動に対する感受性を考慮した制振をすべく、これまでにこれらに関する様々な研究が行われてきた。乗員の振動伝達特性に関する研究では、着座姿勢において、着座位置の前後、左右、上下などの多方向からの振動入力に対する人間の振動伝達特性を実験的に明らかにした研究<sup>(85)(86)</sup>や、実際の実験結果を元に人間の着座姿勢での人間のダイナミクスとシートの特性を表現したモデルの提案<sup>(88)</sup>が行われている。振動に対する人間の感受性に関しては、ISOで規格化されている加速度の等感度曲線<sup>(111)</sup>だけでなく、台上の加振機において着座姿勢でハンドルを握るドライバの場合とそうでない乗員の場合の振動感受特性を評価し、振動の感じ方に差がある<sup>(114)</sup>ことなど多岐にわたる研究が行われ、人間の着座姿勢での振動伝達特性と振動に対する人間の感受性は解明されつつある。

さらに、自動車の乗員-車両系に関する乗心地研究では、簡単な乗員モデルを用いて路面の凹凸に対して、制御サスペンションを搭載しない通常の車両に乗車した乗員の動きを解析した研究<sup>(101)</sup>や、上下およびピッチ運動のハーフビークルモデルにおいて車両前後方向の乗員の着座位置を踏まえ、着座位置の上下加速度の最大値が他の車体位置に比べて小さくなるようなアクティブサスの制御手法を提案した研究<sup>(160)</sup>、さらには車体の振動を抑える制御手法による制振効果を乗員のモデルの動きの小ささで評価した報告<sup>(144)</sup>などもある。

一方、車両前後および横方向の乗員の着座位置と乗員自身の振動伝達特性を積極的に踏まえアクティブサスを制御している研究はなく、それらを考慮して制御系設計を行うことで、より乗員の動きを減らす効果が期待できる。特に乗員頭部の上下方向の共振は、ISOで規格化されている等感度曲線において感度が高い周波数領域と車両のばね上・ばね下の共振周波数とは異なる周波数域にあり、単に従来のスカイック制御などにより車両の共振周波数近傍の振動レベルを下げるだけでは、必ずしも乗員の共振周波数近傍の乗員自身の振動レベルを抑えることはできない。

本論文では、これら先行研究で明らかになっている人間の着座姿勢のダイナミクスを踏まえ、アクティブサスをを用いて、路面の凹凸による乗員の動きをより低減させることを目的とする。乗員のダイナミクスを含む車両-乗員系を構築し、助手席の乗員の頭部の上下加速度を評価量のひとつとする乗員挙動制御を提案し、それにより乗員の動きの低減効果を示す。本論文では、スカイフック制御のような車体の共振域の振動を低減させる手法ではなく、任意の周波数帯域の振動を抑える効果がある外乱包含  $H_\infty$  制御を用いる。また、アクティブサスの制御において、燃費性能とのトレードオフを踏まえ、限られた消費エネルギーで乗員の動きをいかに減らすかも大変重要である。そこで、従来の車体重心の上下加速度を評価量とする車両重心制御や、着座位置での上下加速度を評価量とする着座位置制御と提案する乗員挙動制御の比較を行い、本提案手法はアクティブサスのアクチュエータが発生する単位推力 (RMS ベース) に対し、制振効果 (乗員の頭部加速度の低減) が高く、エネルギー消費が小さく、効率の良い制御手法であることを数値シミュレーションにより示し、その有効性を検証する。

## 2.2 モデリング

### 2.2.1 車両のモデル化

制御対象の一部である車両モデルは、図2.1に示すフルビークルモデルであり、車体とばね下の間にフルアクティブサス (力発生装置) を備える。車体の重量は、車体とばね下の間に設けられたばねによって支え、通常のアクティブサスを装備しない自動車に装着されているような振動を抑える目的のメカダンパは装着せず、アクティブサスの装置自体の摩擦などによって生じる減衰設定で検討する。各パラメータは表2.1に示すとおりやや大型のセダンを想定する。本モデルの四輪のばね下 (上下4自由度)、車体ばね上 (バウンス, ロール, ピッチ) の計7自由度の運動方程式は次のとおりである。

$$\begin{aligned}
 M_b \ddot{x}_{cg} &= -K_f z_{s1} - C_f \dot{x}_{s1} + F_1 - K_f z_{s2} - C_f \dot{x}_{s2} + F_2 \\
 &\quad - K_r z_{s3} - C_r \dot{x}_{s3} + F_3 - K_r z_{s4} - C_r \dot{x}_{s4} + F_4 \\
 I_r \ddot{\phi} &= \frac{T_f}{2} [K_f(z_{s1} - z_{s2}) - C_f(\dot{x}_{s1} - \dot{x}_{s2}) + (F_1 - F_2) \\
 &\quad + \frac{T_r}{2} [-K_r(z_{s3} - z_{s4}) - C_r(\dot{x}_{s3} - \dot{x}_{s4}) + (F_3 - F_4)] + M_b g H_r f \\
 I_p \ddot{q} &= -L_f (-K_f z_{s1} - C_f \dot{x}_{s1} + F_1 - K_f z_{s2} - C_f \dot{x}_{s2} + F_2) \\
 &\quad + L_r (-K_r z_{s3} - C_r \dot{x}_{s3} + F_3 - K_r z_{s4} - C_r \dot{x}_{s4} + F_4) + M_b g H_p q \\
 M_i \ddot{x}_{ii} &= K_i z_{ii} - F_i - K_f z_{si} - C_f \dot{x}_{si} \quad (i = 1, 2) \\
 M_i \ddot{x}_{ii} &= K_i z_{ii} - F_i - K_r z_{si} - C_r \dot{x}_{si} \quad (i = 3, 4)
 \end{aligned} \tag{2.1}$$

ここで、 $H_r$  はロールセンタからばね上重心までの距離、 $H_p$  はピッチセンタからばね上重心までの距離であり、共に固定値とする。 $F_i$  は各輪のアクティブサスが発生する力である。サスペンションのばね定数  $K_f, K_r$  は前後で異なる値とし、サスペンションのダンパ係数  $C_f, C_r$  はアクティブサスのフリクションを模擬した減衰係数を設定する。なお、実際の車両運動において、ロール角  $f$  およびピッチ角  $q$  は最大 5 deg 程度であり、それらは線形化して扱う。 $z_{si}$  は各輪のサスペンションストローク、 $z_{ii}$  は各輪のタイヤたわみを意味し、次式で与える。

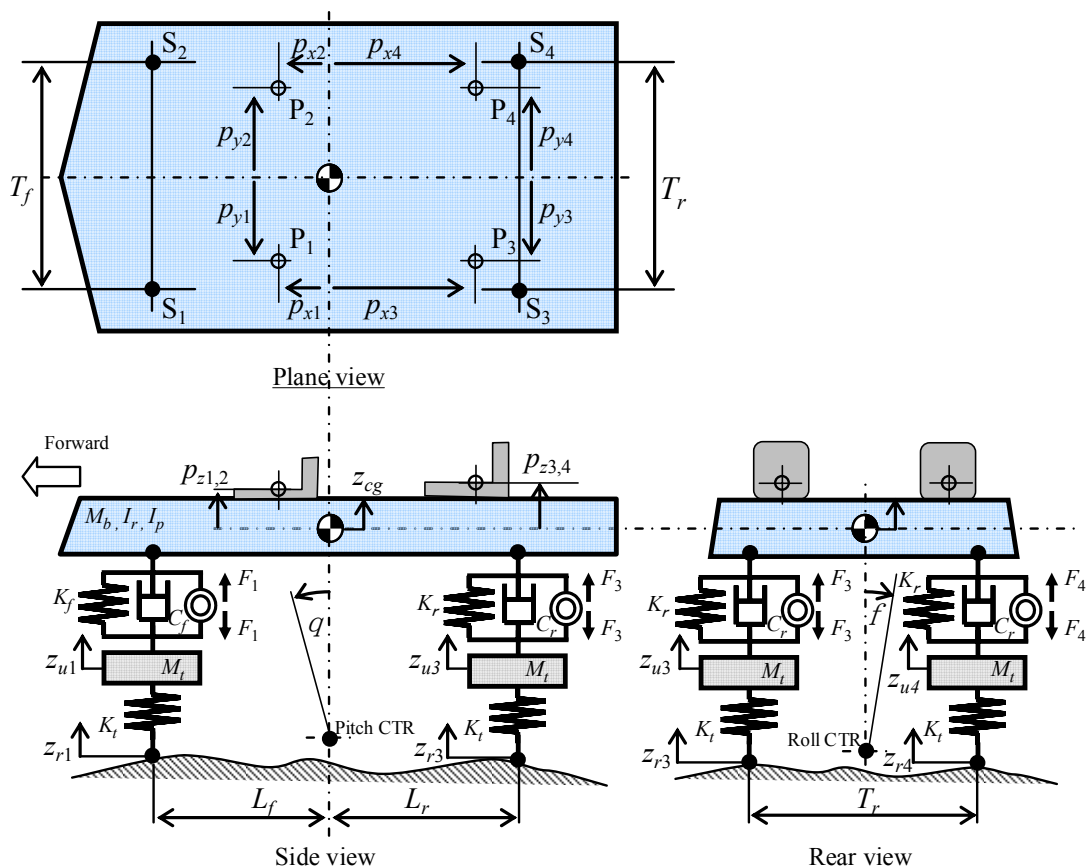


Fig. 2.1 Vehicle model

Table 2.1 Specification of vehicle model

Symbol	Value	Symbol	Value
$M_b$	1900 kg	$L_f$	1.34 m
$M_t$	50 kg	$L_r$	1.46 m
$I_r$	600 kgm <sup>2</sup>	$T_f$	1.53 m
$I_p$	3000 kgm <sup>2</sup>	$T_r$	1.50 m
$K_f$	$33 \times 10^3$ N/m	$H_r$	0.45 m
$K_r$	$31 \times 10^3$ N/m	$H_p$	0.53 m
$K_t$	$260 \times 10^3$ N/m	$p_{xi} (i=1,2)$	0.04 m
$C_f$	300 N/m/s	$p_{xi} (i=3,4)$	0.97 m
$C_r$	300 N/m/s	$p_{yi}$	0.4 m
		$p_{zi} (i=1,2)$	-0.045 m
		$p_{zi} (i=3,4)$	0.015 m

$$\begin{aligned}
 z_{s1} &= z_{cg} + (T_f f) / 2 - L_f q - z_{u1} \\
 z_{s2} &= z_{cg} - (T_f f) / 2 - L_f q - z_{u2} \\
 z_{s3} &= z_{cg} + (T_r f) / 2 + L_r q - z_{u3} \\
 z_{s4} &= z_{cg} - (T_r f) / 2 + L_r q - z_{u4} \\
 z_{ii} &= z_{ri} - z_{ui} (i = 1, L, 4)
 \end{aligned} \tag{2.2}$$

以上の車両モデルは、式(2.3)の状態方程式で記述する。制御系設計に用いる車両の観測量は、図2.1の点S<sub>1</sub>からS<sub>4</sub>で示す車体のサスペンション取り付け位置における4箇所の車体上下方向の加速度を加速度センサにより直接計測できるとし、制御入力各輪のアクティブサスの推力となる4入力4

出力系の制御系を，2.4節および3.2節において設計する．なお，制御系設計において，アクティブサスの動特性やヒステリシス特性，センサの動特性は考慮していない．式(2.3)中の， $A_v, B_{v1}, B_{v2}$ の詳細は付録 A.1に記載する．

$$\begin{aligned} \dot{x}_v &= A_v x_v + B_{v1} w + B_{v2} u \\ x_v &= [z_{u1} z_{u2} z_{u3} z_{u4} z_{cg} f \ q \ \dot{x}_{h1} \ \dot{x}_{h2} \ \dot{x}_{h3} \ \dot{x}_{h4} \ \dot{x}_{cg} \ f \ \dot{q}]^T \text{ホ } \mathbf{R}^{14} \\ w &= [z_{r1} z_{r2} z_{r3} z_{r4}]^T \\ u &= [F_1 F_2 F_3 F_4]^T \end{aligned} \quad (2.3)$$

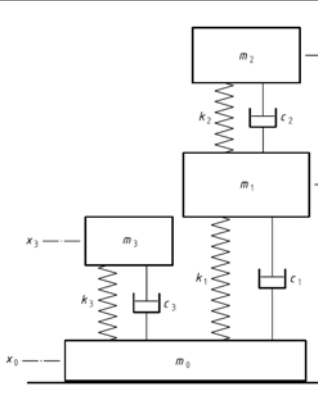
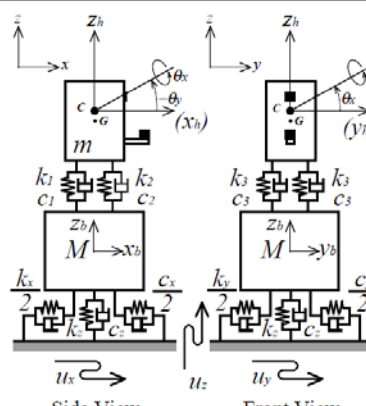
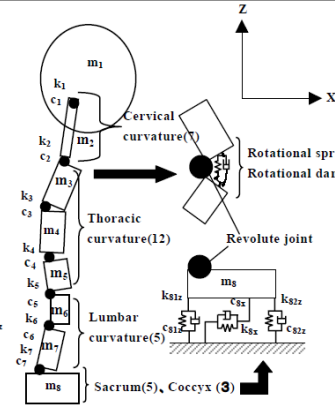
## 2.2.2 乗員モデル

これまでに人間の着座姿勢でのモデル化は，ばね-ダンパー-質量系のモデルがあり，ISO-5982で規格化されたモデル<sup>(95)</sup>に代表される並進ばねにより体の一部を模擬した質量が連結されたモデル<sup>(85)~(88)(91)(97)(98)(99)</sup>や，並進ばねと回転ばねを多用し連結されたモデル<sup>(84)(96)(100)</sup>がある．また，マルチボディダイナミクスを用いたモデル<sup>(89)</sup>や，FEMを用いたモデル<sup>(82)(83)</sup>などもある．代表的なモデルを表2.2に示す．それらモデルは，モデルのシンプルさと精度は，反する特徴を有している．制御系設計において，ある程度の精度を有し，線形化可能なシンプルモデルとして，玉置らのモデル<sup>(85)</sup>が上げられ，事前検討において同モデルの定式化および先行研究で示される実データとのコリレーションを実施した．しかし，全てを並進ばねで表現しているために，コリレーションに時間を費やし，あまり精度が高くないことが分かった．そこで，図2.2に示すように，より人間の動きをイメージしやすくするために，頭部のロールおよびピッチ運動はある点周りに回転すると仮定し，頭部と首は回転ばねおよび回転ダンパによって連結されたモデルを考える．胴体および頭部に慣性を持ち，胴体は着座位置の点  $P_s$  との間に，前後，左右，上下のばねおよびダンパを持つ3自由度，頭部も胴体に対して上下，点  $P_r$  回りにロール，点  $P_p$  回りにピッチ運動をする3自由度，計6自由度をもつモデルである．なお脚部は簡単のため省略した．本モデルでは，乗員頭部のロール角およびピッチ角は小さいとし，線形化して扱う．乗員モデルの各接合点における力のつりあい式は，次式となる．

$$\begin{aligned} m_b \ddot{x}_b &= 2k_{p4}(x_p - x_b) + 2c_{p4}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) - m_h \ddot{x}_h + (-c_{p2} \dot{q}_h - k_{p2} q_h)/r_4 \\ m_b \ddot{y}_b &= 2k_{p5}(y_p - y_b) + 2c_{p5}(\dot{y}_p - \dot{y}_b) - m_h \ddot{y}_h - (c_{p7} \dot{f}_h - k_{p7} f_h)/r_5 \\ m_b \ddot{z}_b &= k_{p3}(z_p - z_b) + c_{p3}(\dot{z}_p - \dot{z}_b) - \frac{m_h}{r_1}(z_b - z_h) + c_{p1}(\dot{x}_b - \dot{x}_h) + (-c_{p2} \dot{q}_h - k_{p2} q_h)/r_3 \\ m_h \ddot{x}_h &= m_h \ddot{x}_b + (-c_{p2} \dot{q}_h - k_{p2} q_h)/r_2 \\ m_h \ddot{y}_h &= m_h \ddot{y}_b - (c_{p6} \dot{f}_h - k_{p6} f_h)/r_1 \\ m_h \ddot{z}_h &= k_{p1}(z_b - z_h) + c_{p1}(\dot{x}_b - \dot{x}_h) - (-c_{p2} \dot{q}_h - k_{p2} q_h)/r_3 \\ I_{hr} \ddot{f}_h &= -c_{p7} \dot{f}_h - k_{p7} f_h + m_h \ddot{x}_b r_1 \\ I_{hp} \ddot{q}_h &= -c_{p2} \dot{q}_h - k_{p2} q_h - m_h \ddot{x}_b r_2 + \frac{m_h}{r_1}(z_b - z_h) + c_{p1}(\dot{x}_b - \dot{x}_h) r_3 \end{aligned} \quad (2.4)$$

上式を各部位の加速度，角加速度で整理すると，各部位の運動方程式は，次式となる．

Table 2.2 Earlier study of seated human model<sup>(85)(89)(95)</sup>

	ISO-5982 <sup>(95)</sup>	Tamaoki-Yoshimura model <sup>(85)</sup>	Nakai-Yoshimura model <sup>(89)</sup>
Image			
Simplicity	◎	○	×
Accuracy	×	△	○

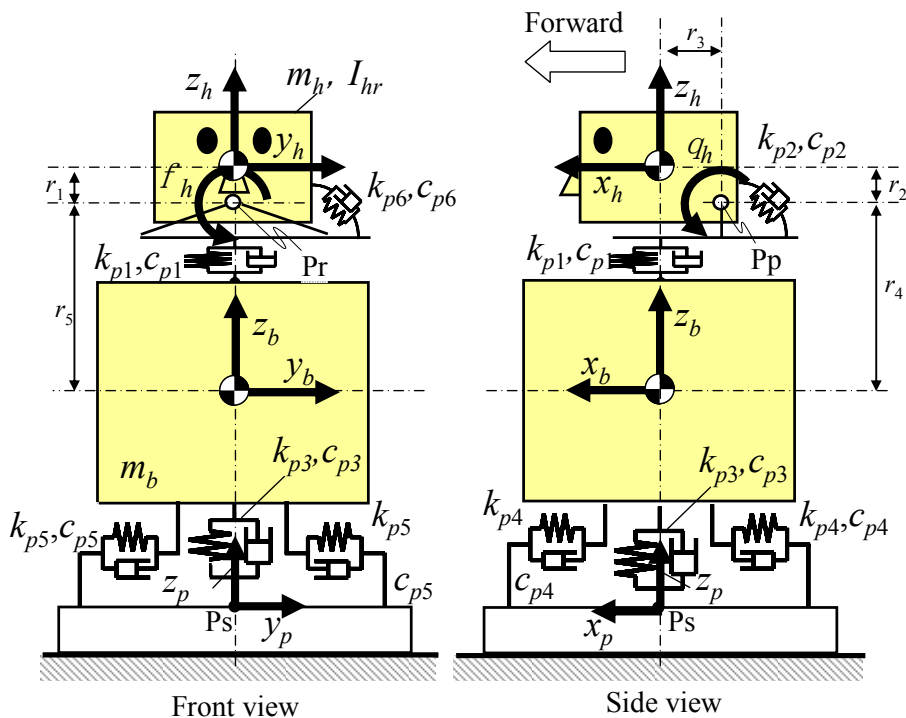


Fig. 2.2 Passenger model

$$\begin{aligned}
 m_{bh}\ddot{x}_b &= 2k_{p4}(x_p - x_b) + 2c_{p4}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) + (-c_{p2}\dot{q}_h - k_{p2}q_h)/r_4 \\
 m_{bh}\ddot{y}_b &= 2k_{p5}(y_p - y_b) + 2c_{p5}(\dot{y}_p - \dot{y}_b) - (-c_{p6}\dot{f}_h - k_{p6}f_h)/r_5 \\
 m_b\ddot{z}_b &= k_{p3}(z_p - z_b) + c_{p3}(\dot{z}_p - \dot{z}_b) - \frac{m_h}{r_1}(\ddot{z}_b - \ddot{z}_h) + c_{p1}(\dot{z}_b - \dot{z}_h) + (-c_{p2}\dot{q}_h - k_{p2}q_h)/r_3 \\
 m_h\ddot{z}_h &= (-c_{p2}\dot{q}_h - k_{p2}q_h)/r_2 \\
 &\quad + m_{hb}\frac{m_h}{m_b + m_h}k_{p4}(x_p - x_b) + 2c_{p4}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) + k_{p6}(z_p - x_b) + c_{p6}(\dot{z}_p - \dot{x}_b) + (-c_{p2}\dot{q}_h - k_{p2}q_h)/r_4 \\
 m_h\ddot{y}_h &= -(-c_{p6}\dot{f}_h - k_{p6}f_h)/r_1 + m_{hb}\frac{m_h}{m_b + m_h}k_{p5}(y_p - y_b) + 2c_{p5}(\dot{y}_p - \dot{y}_b) - (-c_{p6}\dot{f}_h - k_{p6}f_h)/r_5 \\
 m_h\ddot{x}_h &= k_{p1}(z_b - z_h) + c_{p1}(\dot{z}_b - \dot{z}_h) - (-c_{p2}\dot{q}_h - k_{p2}q_h)/r_3 \\
 I_{hr}\ddot{f}_h &= -c_{p6}\dot{f}_h - k_{p6}f_h + m_{hb}r_1\frac{m_h}{m_b + m_h}k_{p5}(y_p - y_b) + 2c_{p5}(\dot{y}_p - \dot{y}_b) - (-c_{p6}\dot{f}_h - k_{p6}f_h)/r_5 \\
 I_{hp}\ddot{q}_h &= -c_{p2}\dot{q}_h - k_{p2}q_h + \frac{m_h}{r_1}(\ddot{z}_b - \ddot{z}_h) + c_{p1}(\dot{z}_b - \dot{z}_h)r_3 \\
 &\quad - m_{hb}r_2\frac{m_h}{m_b + m_h}k_{p4}(x_p - x_b) + 2c_{p4}(\dot{x}_p - \dot{x}_b) + (-c_{p2}\dot{q}_h - k_{p2}q_h)/r_4
 \end{aligned} \tag{2.5}$$

$$\text{ここで, } m_{bh} = m_b + m_h, \quad m_{hb} = \frac{m_h}{m_b + m_h}$$

なお、乗員頭部の重心点の前後および横方向の加速度は、胴体部の前後および上下、頭部のピッチおよびロールの幾何学的な関係から次式より算出している。

$$\begin{aligned}
 \ddot{x}_h &= \ddot{x}_b + \ddot{q}_h/r_2 \\
 \ddot{y}_h &= \ddot{y}_b - \dot{f}_h/r_1
 \end{aligned} \tag{2.6}$$

以上の乗員モデルは、式(2.7)の状態方程式で記述する。2.4節および3.2節の制御系設計では、乗員の挙動を観測しフィードバックするのではなく、乗員の挙動を制御量の一つにした制御系を行う。なお、式(2.7)中の、 $A_h, B_h$ の詳細は付録 A.2に記載する。

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_h &= A_h x_h + B_h w_h \\
 x_h &= [x_b y_b z_b z_h f_h q_h \dot{x}_b \dot{y}_b \dot{z}_b \dot{z}_h \dot{f}_h \dot{q}_h]^T \text{ ホ } \mathbf{R}^{12} \\
 w_h &= [x_p y_p z_p \dot{x}_p \dot{y}_p \dot{z}_p]^T
 \end{aligned} \tag{2.7}$$

乗員モデルの各パラメータは、成人男性の身長および体重データなどから  $m_b = 45 \text{ kg}$ ,  $m_h = 7.5 \text{ kg}$ ,  $I_{hr} = 8.3 \times 10^{-2} \text{ kgm}^2$ ,  $I_{hp} = 5.5 \times 10^{-2} \text{ kgm}^2$  とし、図2.3、図2.4に示す先行研究<sup>(85)(86)</sup>で示された実験データと本モデルの傾向が一致するように、表2.3に示すようにばね、ダンパおよび長さの値を調整した。ゲインは、実際とモデルが近い応答になったが、位相に関しては高周波でのずれが発生している。高周波の位相の精度を高めるには、モデルをより高次にする必要があり、本乗員モデルを用いて設計した制御系の次数は高次になってしまう。本論文では乗員頭部の上下方向の振動を抑制することを第一に考え、上下方向の特性は再現できている本乗員モデルを用いて、制御系設計を行う。

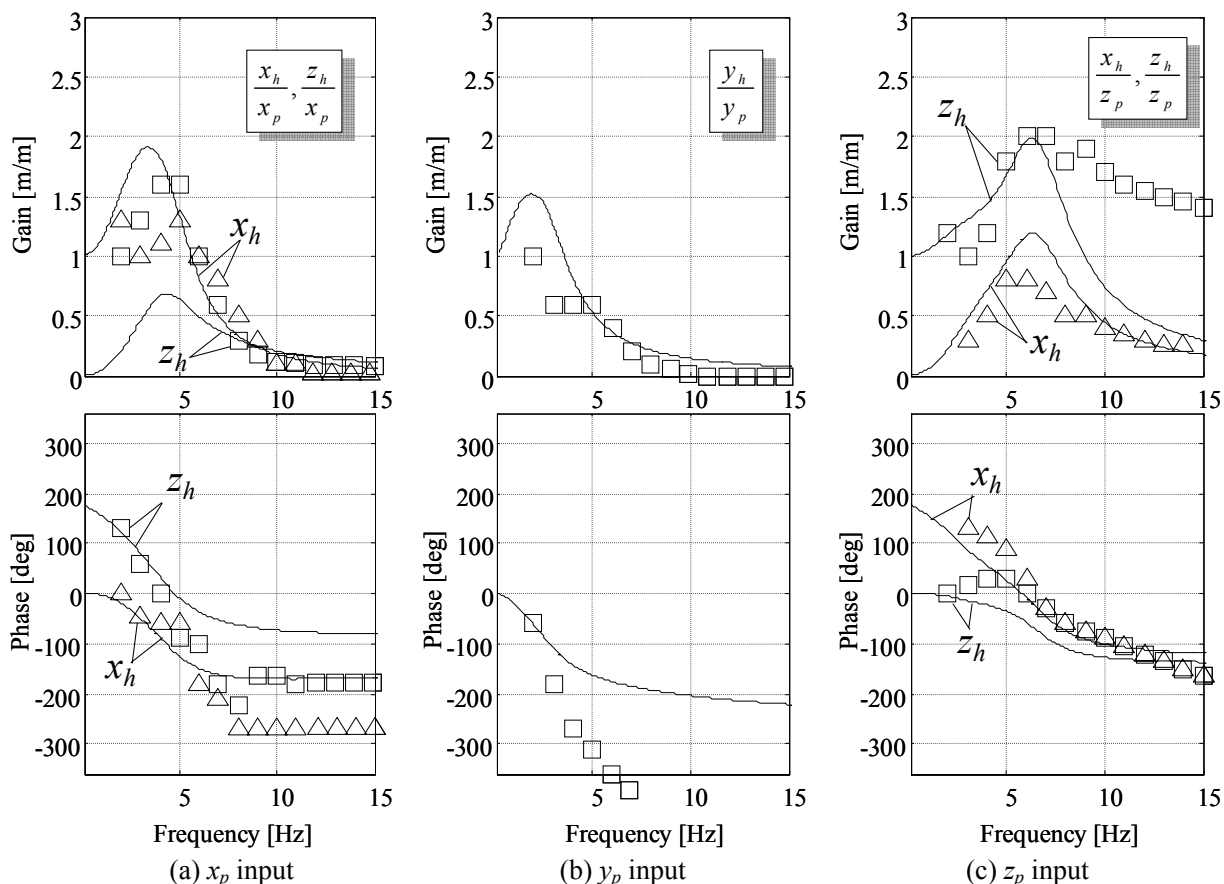


Fig. 2.3 Transfer function from seat to head (Translational motion, dot: Experiment<sup>(86)</sup>, Line: Model)

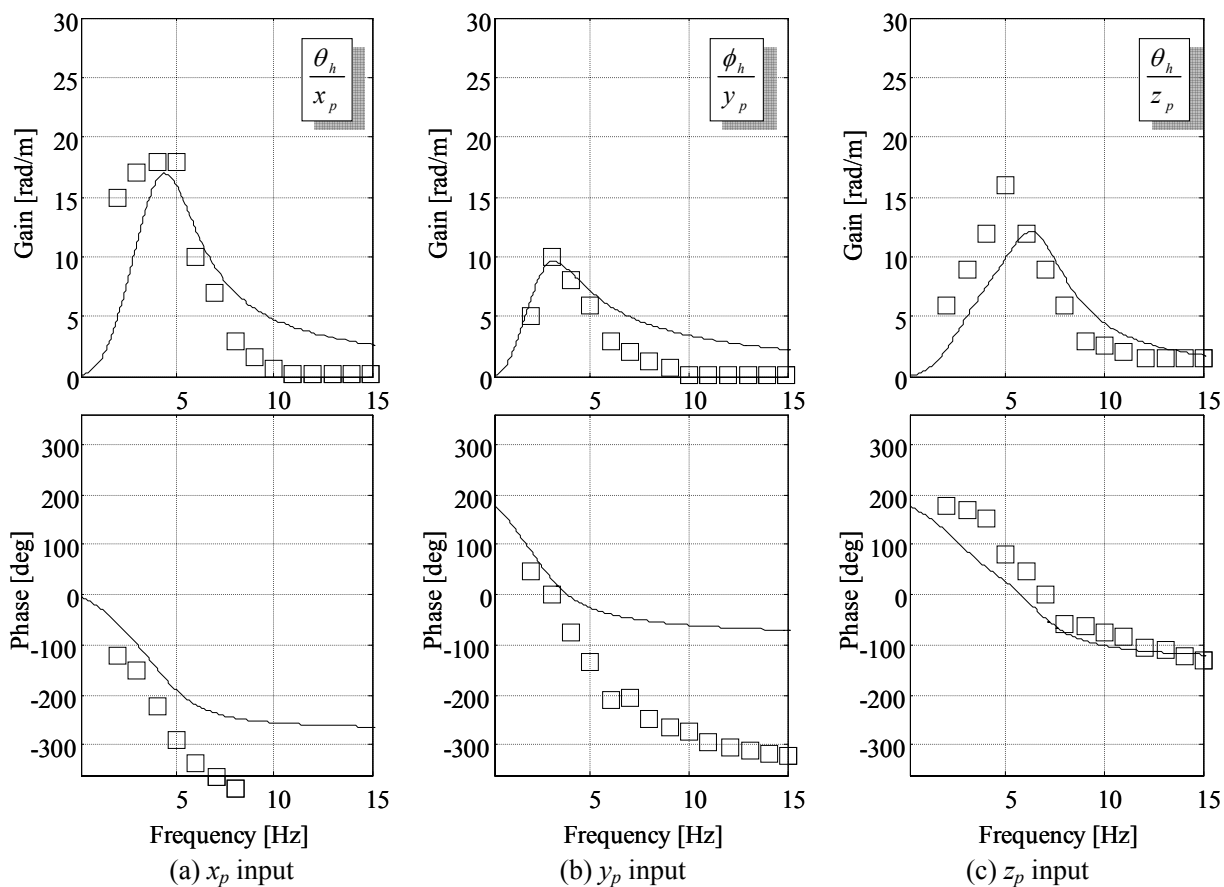


Fig. 2.4 Transfer function from seat to head (Rotational motion, dot: Experiment<sup>(85)</sup>, Line: Model)



Table 2.3 Specification of passenger model

$i$	$k_{pi}$ [N/m]	$c_{pi}$ [N/m/s]	$r_{pi}$ [m]
1	40000	2000	0.1
2	$15^{*1}$	$0.9^{*2}$	0.1
3	96000	1120	0.05
4	22500	600	0.2
5	2000	400	0.3
6	$20^{*1}$	$1.2^{*2}$	0.3

\*<sup>1</sup>:Nm/rad, \*<sup>2</sup>:Nm/rad/s

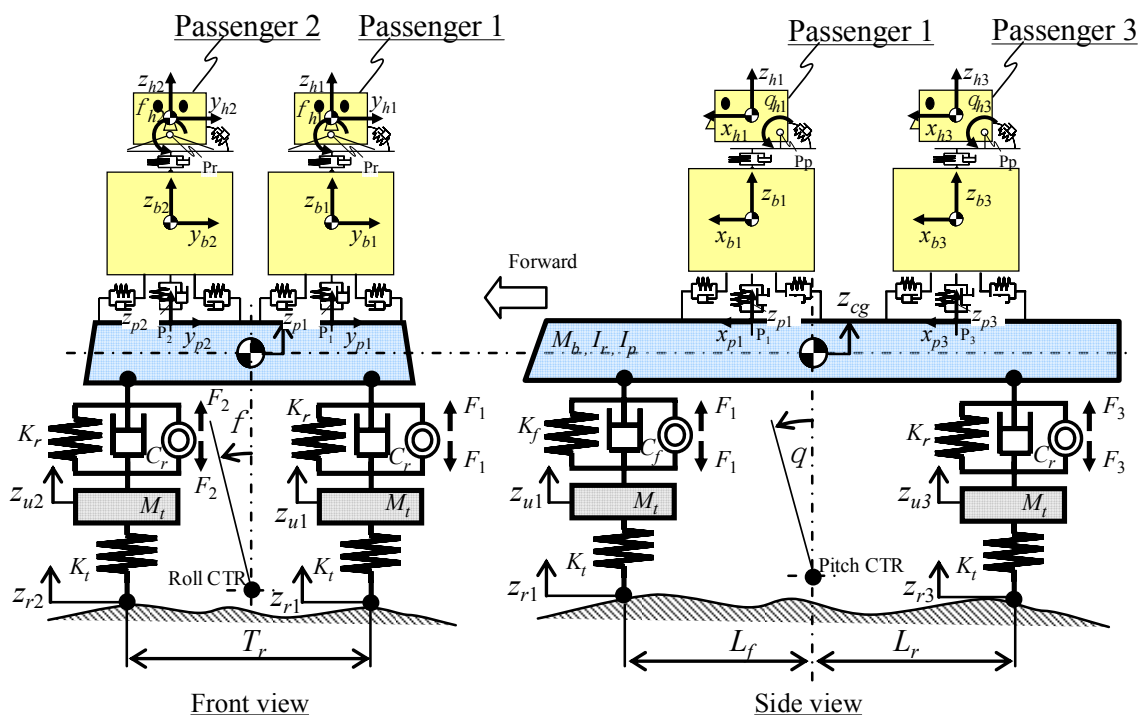


Fig. 2.5 Vehicle-passenger model

### 2.2.3 車両-乗員モデル

本論文では、前の左席（助手席を想定）に着座する乗員の動き低減を実現するため、2.2.1項で示した車両モデルに2.2.2項で示した乗員モデルを左前席に配置し、図2.5に示す車両-乗員モデルを構築する。なお、後述の数値シミュレーションにおいては、2名乗車したモデルにおいて数値計算を行うが、制御系設計においては1名の乗車のモデルを用いている。着座位置の点  $P_{s1}$  の並進運動  $x_{p1}$ ,  $y_{p1}$ ,  $z_{p1}$  と車体重心の上下  $z_{cg}$ 、ロール  $\phi$ 、ピッチ  $\theta$  には下記の関係があり、車両の運動による乗員の着座位置の並進運動を算出し、その入力に対して乗員の動きを求めることができる。

$$\begin{aligned}
 x_{p1} &= (H_p + p_{1z})q \\
 y_{p1} &= -(H_r + p_{1z})f \\
 z_{p1} &= z_{cg} + p_{1y}f - p_{1x}q
 \end{aligned} \tag{2.8}$$

ここで、車両と乗員モデルの運動方程式により、車両-乗員モデルの状態方程式を定義する。車両-乗員モデルの状態量を式(2.9)のように定義すると、車両-乗員モデルの状態方程式は、式(2.10)のとおり記述できる。車両と乗員間で作用する力は、車両の質量に対する乗員の質量がはるかに小さいことから乗員の挙動が車両の挙動へ及ぼす影響はないものとした。なお、式(2.10)の添え字  $u$  の後に記載の数字は各輪のばね下、添え字  $b$  の後に記載の数字は乗員1を意味し、 $A_{vh}$  は付録 A.3で詳細に述べる。

$$x_p = [x_v^T \quad x_h^T]^T \quad (2.9)$$

$$\dot{x}_p = A_p x_p + B_{p1} w + B_{p2} u$$

$$x_p = [z_{u1} z_{u2} z_{u3} z_{u4} z_{cg} f \ q \ \dot{x}_{h1} \ \dot{x}_{h2} \ \dot{x}_{h3} \ \dot{x}_{h4} \ \dot{x}_{cg} \ \dot{x}_{b1} \ y_{b1} \ z_{b1} \ z_{b1} \ f_{h1} \ q_{h1} \ \dot{x}_{b1} \ \dot{x}_{b1} \ \dot{x}_{b1} \ \dot{x}_{h1} \ \dot{x}_{h1}]^T \text{ 添 } \mathbf{R}^{26}$$

$$w = [z_{r1} z_{r2} z_{r3} z_{r4}]^T \quad (2.10)$$

$$u = [F_1 F_2 F_3 F_4]^T$$

$$A_p = \begin{bmatrix} \dot{A}_v & 0_{14 \times 12} \\ A_{vh} & A_h \end{bmatrix}, \quad B_{p1} = \begin{bmatrix} \dot{B}_{v1} \\ \mathbf{0}_{12 \times 4} \end{bmatrix}, \quad B_{p2} = \begin{bmatrix} \dot{B}_{v2} \\ \mathbf{0}_{12 \times 4} \end{bmatrix}$$

## 2.3 制御理論

### 2.3.1 $H_\infty$ 制御

#### 2.3.1.1 $H_\infty$ 制御問題の定式化<sup>(161)(162)(163)</sup>

$H_\infty$ 制御器は、様々な制御問題を統一的な枠組みで扱えるように図2.6に示すフィードバック系が用いられている。図2.6の  $G(s)$  は、 $H_\infty$ 制御における一般化プラントであり、 $G(s)$ に関する入出力関係は、次式のとおりである。

$$\begin{bmatrix} z \\ y \end{bmatrix} = G(s) \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} w \\ u \end{bmatrix} \quad (2.11)$$

$$z \in \mathbf{R}^{p_1}, y \in \mathbf{R}^{p_2}, w \in \mathbf{R}^{m_1}, u \in \mathbf{R}^{m_2}$$

ここで、 $w$  は外部入力と呼ばれ、参照信号や外乱、センサノイズなど、制御系に外部から加えられる入力を示し、 $z$  は制御量と呼ばれ、制御偏差や制御入力、制御出力など制御によって小さくしたい量を示す。また、 $u$  は制御入力と、 $y$  は観測出力であり、それぞれ、制御器からの出力および入力となる量からの出力および入力となる量である。 $G(s)$ は、 $H_\infty$ 制御問題によってノミナルプラントおよび周波数重みから構成される。一般化プラントに対して、制御器  $K(s)$ を用いて次式の制御入力を用いて、フィードバック制御を施す。

$$u = K(s)y \quad (2.12)$$

次に、式(2.12)を式(2.11)に代入し、 $w$  から  $z$  までの伝達関数を求めると、次式となる。

$$z = G_{zw}(s)w$$

$$G_{zw}(s) := G_{11}(s) + G_{12}(s)K(s)(I - G_{22}(s)K(s))^{-1}G_{21}(s) \quad (2.13)$$

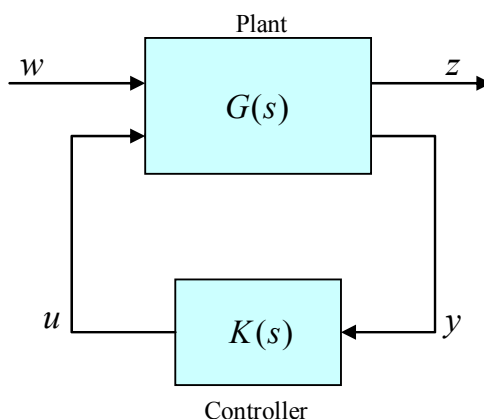


Fig. 2.6 Generalized Plant

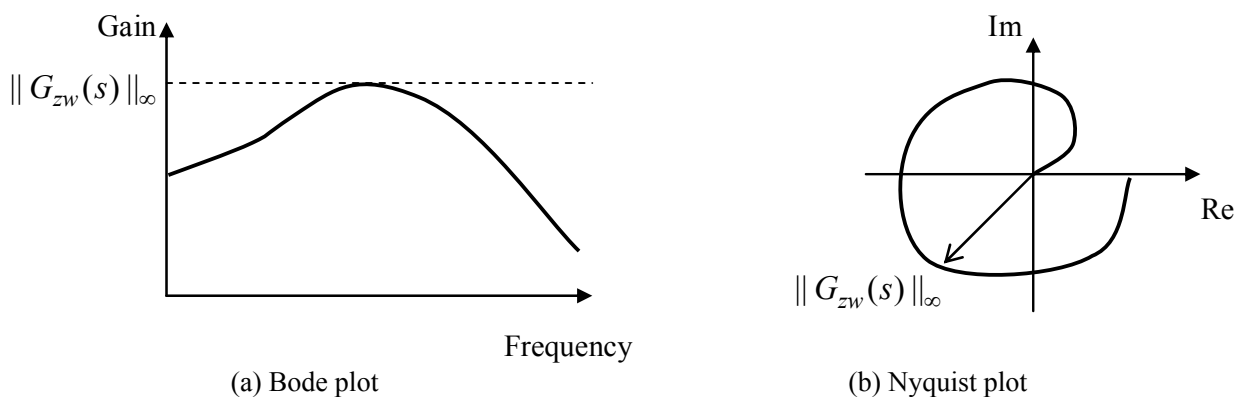


Fig. 2.7  $H_\infty$  norm of  $G_{zw}(s)$

制御目的は、外部入力  $w$  に対して制御量  $z$  をなるべく小さく抑えることであり、 $H_\infty$ 制御は、伝達関数  $G_{zw}(s)$  の  $H_\infty$ ノルムを小さくする制御器  $K(s)$  を設計する手法である。安定な伝達関数  $G_{zw}$  の  $H_\infty$ ノルムは  $\|G_{zw}\|_\infty$  と書き、次式で定義する。

$$\|G_{zw}(s)\|_\infty := \sup_{0 \leq \omega < \infty} \bar{\sigma}\{G_{zw}(j\omega)\} \quad (2.14)$$

特に、 $G_{zw}(s)$  が1入出力系の時、式(2.14)は、

$$\|G_{zw}(s)\|_\infty := \max_{0 \leq \omega < \infty} |G_{zw}(j\omega)| \quad (2.15)$$

となり、図2.7においてボード線図のゲインの最大値、もしくはベクトル線図の原点からの距離の最大値に等しくなる。

以上のもとで、 $H_\infty$ 制御問題は次のように定義できる。

**定義2.1 ( $H_\infty$ 制御問題)**

図2.6の一般化プラント  $G(s)$  に対して、 $u = K(s) y$  のフィードバック制御により、閉ループ系を内部安定化し、かつ与えられた  $\gamma$  に対して、

$$\|G_{zw}(s)\|_\infty < \gamma \quad (2.16)$$

を満たす制御器  $K(s)$  を求める。

ここで、一般化プラント  $G(s)$  は式(2.17)で表現することができ、式(2.17)を Doyle の記法を用いて、式(2.18)のとおり記述する。

$$\begin{cases} \dot{x} = Ax + B_1w + B_2u \\ z = C_1x + D_{11}w + D_{12}u \\ y = C_2x + D_{21}w + D_{22}u \end{cases} \quad (2.17)$$

$$G(s) := \begin{bmatrix} G_{11}(s) & G_{12}(s) \\ G_{21}(s) & G_{22}(s) \end{bmatrix} = \left[ \begin{array}{c|cc} A & B_1 & B_2 \\ \hline C_1 & D_{11} & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{array} \right] \quad (2.18)$$

$$A \in \mathbf{R}^{n \times n}$$

このとき、以下の仮定の下での  $H_\infty$  制御問題は、標準  $H_\infty$  制御問題と呼ばれる。

### 仮定1

- A1-1  $(A, B_2)$  は可安定,  $(C_2, A)$  は可検出
- A1-2  $D_{12}$  は縦長フルランク ( $\text{rank } D_{12} = m_2$ )
- A1-3  $D_{21}$  は横長フルランク ( $\text{rank } D_{21} = p_2$ )
- A1-4  $G_{12}(s)$  は虚軸上に不変零点をもたない. すなわち

$$\text{rank} \begin{bmatrix} A - j\omega I_n & B_2 \\ C_1 & D_{12} \end{bmatrix} = n + m_2, \forall \omega \quad (2.19)$$

- A1-5  $G_{21}(s)$  は虚軸上に不変零点をもたない. すなわち

$$\text{rank} \begin{bmatrix} A - j\omega I_n & B_1 \\ C_2 & D_{21} \end{bmatrix} = n + p_2, \forall \omega \quad (2.20)$$

- A1-6  $D_{22} = 0$

#### 2.3.1.2 標準 $H_\infty$ 制御器の導出<sup>(161)~(165)</sup>

$H_\infty$  制御器の解法には、リカッチ方程式に基づく手法、リカッチ不等式に基づく手法、LMI に基づく手法など多くの方法が知られているが、ここではリカッチ方程式に基づく Glover および Doyle の解法<sup>(164)(165)</sup>について、述べる。

仮定 A1-2, A1-3 が成り立つとき、 $z, w$  を再定義して、

$$D_{12} = \begin{bmatrix} 0_{(p_1-m_2) \times m_2} \\ I_{m_2} \end{bmatrix}, \quad D_{21} = \begin{bmatrix} 0_{p_2 \times (m_1-p_2)} & I_{p_2} \end{bmatrix} \quad (2.21)$$

と変換できる。上式の分割サイズに合わせて、 $D_{11}$  を

$$D_{11} = \begin{bmatrix} D_{1111} & D_{1112} \\ D_{1121} & D_{1122} \end{bmatrix} \quad (2.22)$$

$$D_{1111} \in \mathbf{R}^{(p_1-m_2) \times (m_1-p_2)}, \quad D_{1122} \in \mathbf{R}^{m_2 \times p_2}$$

と分割できる。さらに、以下の行列を定義する。

$$\begin{aligned}
 B &:= [B_1 \ B_2], \quad C := \begin{bmatrix} C_1 \\ C_2 \end{bmatrix}, \quad D_{1r} := [D_{11} \ D_{12}], \quad D_{1c} := \begin{bmatrix} D_{11} \\ D_{21} \end{bmatrix} \\
 R &:= D_{1r}^T D_{1r} - \begin{bmatrix} \gamma^2 I_{m_1} & 0 \\ 0 & 0_{m_2 \times m_2} \end{bmatrix}, \quad \tilde{R} := D_{1c} D_{1c}^T - \begin{bmatrix} \gamma^2 I_{p_1} & 0 \\ 0 & 0_{p_2 \times p_2} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{2.23}$$

これらを使って、つぎの2つのハミルトン行列を定義する.

$$\begin{aligned}
 H_X &:= \begin{bmatrix} A & 0 \\ -C_1^T C_1 & -A^T \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -B \\ C_1^T D_{1r} \end{bmatrix} R^{-1} \begin{bmatrix} D_{1r}^T C_1 & B^T \end{bmatrix} \\
 H_Y &:= \begin{bmatrix} A^T & 0 \\ -B_1^T B_1 & -A \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} -C^T \\ B_1^T D_{1c}^T \end{bmatrix} \tilde{R}^{-1} \begin{bmatrix} B_1 D_{1c}^T & C \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{2.24}$$

ここで、式(2.25)の代数型リカッチ方程式が可解であると仮定し、その解を

$$X_\infty := \text{Ric}(H_X), \quad Y_\infty := \text{Ric}(H_Y) \tag{2.25}$$

とおく. それを用いたゲイン行列を次式のように定義する.

$$\begin{aligned}
 F_I &= \begin{bmatrix} F_{11} \\ F_{12} \\ F_2 \end{bmatrix} := -R^{-1} (D_{1r}^T C_1 + B^T X_\infty), \quad H_I = [H_{11} \ H_{12} \ H_2] := -(B_1 D_{1c}^T + Y_\infty C^T) \tilde{R}^{-1} \\
 F_{11} &\in \mathbf{R}^{(m_1-p_2) \times n}, F_{12} \in \mathbf{R}^{p_2 \times n}, F_2 \in \mathbf{R}^{m_2 \times n}, \quad H_{11} \in \mathbf{R}^{n \times (p_1-n_2)}, H_{12} \in \mathbf{R}^{n \times m_2}, H_2 \in \mathbf{R}^{n \times p_2}
 \end{aligned} \tag{2.26}$$

以上の準備の下に、標準  $H_\infty$  制御問題の解は、以下の定理で与えられる.

### 定理 1 (標準 $H_\infty$ 制御器問題の解)<sup>(164)</sup>

式(2.11)および(2.17)で与えられる制御器が、仮定 A1-1から A1-6を満たしている時、標準  $H_\infty$  制御問題が可解、すなわち、 $\|G_{zw}(s)\|_\infty < \gamma$  を満たす内部安定化補償器  $K(s)$  が存在するための必要十分条件は、次の二つの条件である.

1. 与えられた  $\gamma$  に対して、次式を満たす.

$$\max(\bar{\sigma}[D_{1111} \ D_{1112}], \underline{\sigma}[D_{1111} \ D_{1121}]) < \gamma \tag{2.27}$$

2. 式(2.25)を満たす  $X_\infty \geq 0$ ,  $Y_\infty \geq 0$  が存在し、 $\rho(X_\infty Y_\infty) < \gamma^2$  を満たす.

(ここに、 $\rho(\ )$  は最大固有値を表す)

定理1の可解条件を満たす時、 $H_\infty$  制御器  $K(s)$  は任意の  $Q \in RH_\infty^{m_2 \times p_2}$ ,  $\|Q\|_\infty < \gamma$  を用いて、次式のよう  
に書ける

$$\begin{aligned}
 K(s) &= F_L(K_a(s), Q(s)) \\
 K_a(s) &:= \begin{bmatrix} K_{a11}(s) & K_{a12}(s) \\ K_{a21}(s) & K_{a22}(s) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \hat{A} & \hat{B} \\ \hat{C} & \hat{D} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{2.28}$$

ここで、 $F_L(\ )$  は下線形分数変換 (Lower Linear Fractional Transformation : LLFT) を意味し、 $K(s)$  は次式となる.

$$K(s) := K_{a11}(s) + K_{a12}(s)(I - Q(s)K_{a22}(s))^{-1}Q(s)K_{a21}(s) \quad (2.29)$$

ただし,

$$\begin{aligned} \hat{A} &:= A + H_1 C + \hat{B}_2 \hat{D}_{12}^{-1} \hat{C}_1 \\ \hat{B} &:= \begin{bmatrix} \hat{B}_1 & \hat{B}_2 \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} -H_2 + \hat{B}_2 \hat{D}_{12}^{-1} \hat{D}_{11} & (B_2 + H_{12}) \hat{D}_{12} \end{bmatrix} \\ \hat{C} &:= \begin{bmatrix} \hat{C}_1 \\ \hat{C}_2 \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} F_2 Z + \hat{D}_{11} \hat{D}_{21}^{-1} \hat{C}_2 \\ -\hat{D}_{21} (C_2 + F_{12}) Z \end{bmatrix} \\ \hat{D} &:= \begin{bmatrix} \hat{D}_{11} & \hat{D}_{12} \\ \hat{D}_{21} & 0_{p_2 \times m_2} \end{bmatrix} \\ \hat{D}_{11} &:= -D_{1121} D_{1111}^T \left( \gamma^2 I_{p_1 - m_2} - D_{1111} D_{1111}^T \right)^{-1} D_{1112} - D_{1122} \\ \hat{D}_{12} \hat{D}_{12}^T &:= I_{m_2} - D_{1121} \left( \gamma^2 I_{m_1 - p_2} - D_{1111} D_{1111}^T \right)^{-1} D_{1121} \\ \hat{D}_{21} \hat{D}_{21}^T &:= I_{p_2} - D_{1112}^T \left( \gamma^2 I_{p_1 - m_2} - D_{1111} D_{1111}^T \right)^{-1} D_{1112} \\ Z &:= \left( I_n - \gamma^{-2} Y_\infty X_\infty \right)^{-1} \end{aligned} \quad (2.30)$$

### 2.3.1.3 非標準 $H_\infty$ 制御器の導出<sup>(163)</sup>

本項では, 前記の仮定 A1-6が満たされない場合の非標準  $H_\infty$  制御器の導出を示す.  $D_{22} \neq 0$ の時, 定理2.1は一般化プラントを次式として扱ったことに相当する.

$$G(s) = G(s)^* - \begin{bmatrix} 0_{p_1 \times m_1} & 0 \\ 0 & D_{22} \end{bmatrix} \quad (2.31)$$

ここで,  $G(s)$ は標準  $H_\infty$  制御問題における一般化プラント,  $G^*(s)$ は  $D_{22} \neq 0$ とした場合の非標準  $H_\infty$  制御問題における一般化プラントである. この閉ループ伝達関数は,

$$\begin{aligned} &F_L(G^*(s), K(s)) \\ &= G_{11}(s) + G_{12}(s)K(s)(I - G_{22}(s)K(s) + D_{22}K(s))^{-1}G_{21}(s) \\ &= G_{11}(s) + G_{12}(s)K(s)(I + D_{22}K(s))^{-1} \left\{ I - G_{22}(s)K(s)(I + D_{22}K(s))^{-1} \right\}^{-1} G_{21}(s) \\ &= F_L(G^*(s), K(s)(I + D_{22}K(s))^{-1}) \end{aligned} \quad (2.32)$$

となる. すなわち,  $D_{22} \neq 0$ の場合の  $H_\infty$  制御器を  $K^*(s)$ とすると, 式(2.28)から

$$K^*(s) := K(s)(I + D_{22}K(s))^{-1} \quad (2.33)$$

と求められる. ただし, 上式より  $K^*(s)$ を導出するには,

$$\det(I_{m_2} + \hat{D}_{11} D_{22}) \neq 0 \quad (2.34)$$

が成り立つ必要があり, この時の  $H_\infty$  制御器は以下となる.

$$K^*(s) = F_L(K_a^*(s), Q(s)) \quad (2.35)$$

$$K_a^*(s) := \left[ \begin{array}{c|c} \hat{A} - \hat{B}M\hat{D}_{22}\hat{C} & \hat{B}M \\ \hline \tilde{M}\hat{C} & \hat{D}M \end{array} \right]$$

ただし,

$$M := (I_{p_2+m_2} + \hat{D}_{22}\hat{D})^{-1}, \quad \tilde{M} := (I_{m_2+p_2} + \hat{D}\hat{D}_{22})^{-1} \quad (2.36)$$

$$\hat{D}_{22} := \begin{bmatrix} D_{22} & 0 \\ 0 & 0_{m_2 \times p_2} \end{bmatrix}$$

### 2.3.2 外乱包含制御

外乱に関する情報が全くない場合は、外乱のダイナミクスを仮定するにあたって白色雑音と同等なものとして仮定せざるを得ない。しかしあらかじめ外乱のダイナミクスを有色と仮定し、制御対象モデルと併合し、制御器を設計することにより制御性能向上が可能であることが示されている<sup>(167)(168)(169)</sup>。一般的に用いられている手法としては、外乱の周波数領域を限定し、その周波数領域においてはパワースペクトルが白色雑音と同等、一方その周波数領域外では、そのパワースペクトルを小さいものと仮定する手法が用いられることが多い。システム制御理論の説くところによれば、適当な状態変数・状態ベクトルを用いてその周波数特性を表現し、これら追加の状態変数・状態ベクトルを制御対象の状態ベクトルと併せた拡大システムを構成することが可能である<sup>(170)</sup>。

本論文において、考慮する外乱である路面は、ISOでも規格化されている<sup>(171)</sup>ように、図2.8に示すPSD特性であり、空間周波数が高周波になるほどPSDが低下する特徴を持っている<sup>(193)</sup>。本論文においては、4つのタイヤから入力される路面外乱モデルを以下の状態空間表現で表されるダイナミクスを持つ有色外乱と仮定した。

$$\begin{cases} \dot{x}_{di} = A_{di}x_{di} + B_{di}w_{gi} \\ w_i = C_{di}x_{di} \quad (i=1, \dots, 4) \end{cases} \quad (2.37)$$

ここで、 $w_{gi}$ は正規分布に従う白色雑音である。また本論文では、外乱のダイナミクスを以下のローパス特性で表されるものとする。

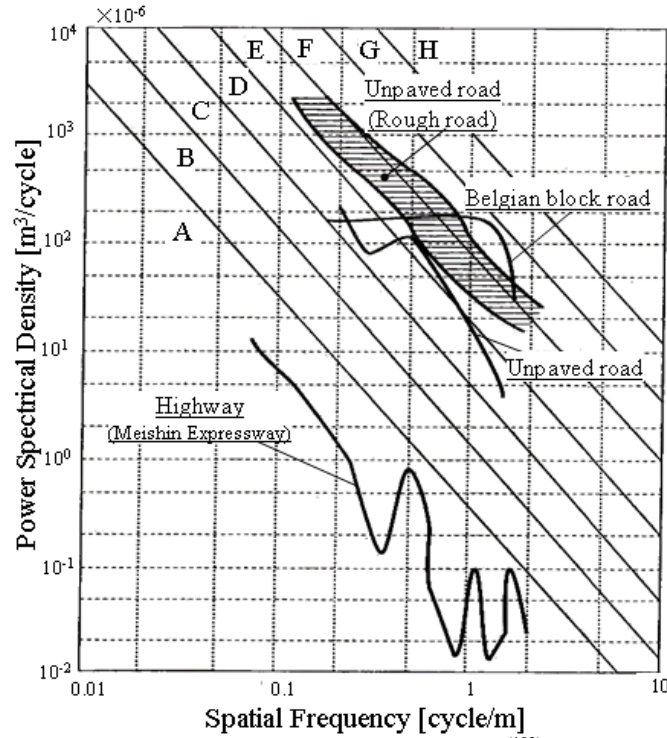
$$A_{di} = \begin{bmatrix} -1 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 1 \\ 0 & -\omega_d^2 & -2\zeta_d\omega_d \end{bmatrix}, \quad B_{di} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \omega_d^2 \end{bmatrix} \quad (2.38)$$

$$C_{di} = [1 \ 0 \ 0] \quad (i=1, \dots, 4)$$

路面外乱モデルと第2章の制御対象モデルである車両-乗員モデル(式(2.10))の拡大系を得る。式(2.37)は各輪の路面外乱モデルであり、4輪の路面外乱モデルを式(2.39)のとおり定義すると、路面外乱モデルと制御対象モデルの拡大系は、式(2.40)が得られる。

$$x_d = [x_{d1}^T \ x_{d2}^T \ x_{d3}^T \ x_{d4}^T]^T, \quad v = [v_1 \ v_2 \ v_3 \ v_4]^T \quad (2.39)$$

$$z_r = [z_{r1} \ z_{r2} \ z_{r3} \ z_{r4}]^T$$


 Fig. 2.8 PSD of road surface<sup>(193)</sup>

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_p(t) \\ \dot{x}_d(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_p & B_{p1}C_d \\ 0 & A_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p(t) \\ x_d(t) \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} B_{p2} \\ 0 \end{bmatrix} u(t) + \begin{bmatrix} 0 \\ B_d \end{bmatrix} v(t) \quad (2.40)$$

$(A_p, B_{p2})$  が可安定であれば、この拡大系は可安定となり、以下の最適制御入力が見られる。このとき評価関数は、

$$J = E \left[ \begin{bmatrix} x_p & x_d \end{bmatrix} \begin{bmatrix} Q & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_p \\ x_d \end{bmatrix} + u^T R u \right] \quad (2.41)$$

と書け、これを最小化する最適制御入力は

$$u(t) = -R^{-1} B_{p2}^T P_{11} x_p(t) - R^{-1} B_{p2}^T P_{12} x_d(t) \quad (2.42)$$

と表される。ただし、 $P_{11}$ 、 $P_{12}$  は以下の Riccati 方程式の一意正定解である<sup>(162)(167)</sup>。

$$\begin{aligned} P_{11} A_p + A_p^T P_{11} - P_{11} B_{p2} R^{-1} B_{p2}^T P_{11} + Q &= 0 \\ P_{11} B_{p1} C_d + P_{12} A_d + A_p^T P_{12} - P_{11} B_{p2} R^{-1} B_{p2}^T P_{12} &= 0 \end{aligned} \quad (2.43)$$

式(2.43)から明らかのように外乱の特性に無関係にフィードバックゲインは決定されるのに対して、フィードフォワードゲインは外乱の特性に応じて決定される。

### 2.3.3 外乱包含 $H_\infty$ 制御

外乱包含制御において、仮定する外乱モデルと異なる外乱が入力された場合に、外乱レベルを予め小さく見積もった周波数領域において応答レベルが悪化することが指摘されている<sup>(167)</sup>。従ってその周波数領域でのロバスト性を向上させることが必要であるので、仮定した入力外乱において外乱レベルを小さいとみなした周波数領域を外乱モデルと制御システム全体の拡大系全体の不確かさとみ



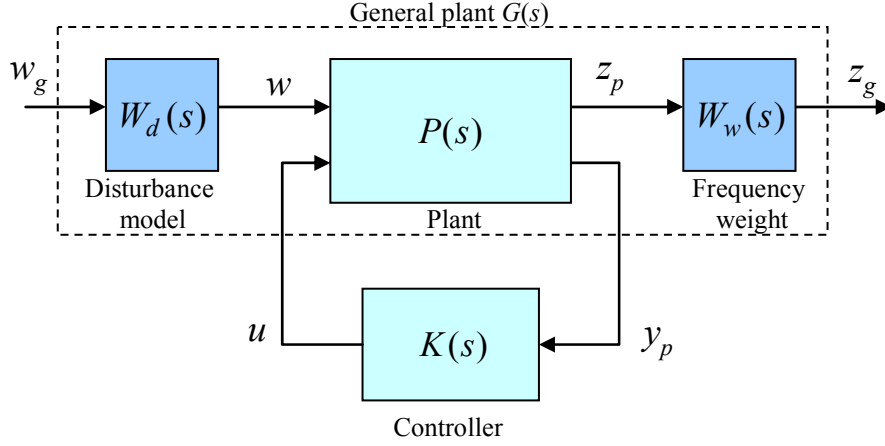


Fig. 2.9 Generalized plant

なし，ロバスト制御によってその領域において非制御とすることを考える<sup>(168)</sup>．また本論文では外乱の影響を抑えたい制御量に対して周波数重みを用いることによって外乱抑圧制御を行う．そこで本論文においては，外乱抑圧制御とロバスト制御を同時に扱う外乱包含  $H_\infty$  制御を自動車用アクティブサスの制御に適用する．

$H_\infty$  制御理論においては一般化プラントの設計によって，外乱  $w$  に対して制御量  $z$  の  $H_\infty$  ノルムを最小にする  $H_\infty$  制御器を導出することが可能となる．ここで，図2.9に示す一般化プラントにおいて，制御対象モデル  $P(s)$ ，外乱モデル  $W_d(s)$ ，各制御量への周波数重み  $W_w(s)$  を次式に示すとおり設計する．

$$Q_p \begin{cases} \dot{x}_p = A_p x_p + B_{p1} w + B_{p2} u \\ z_p = C_{p1} x_p + D_{p11} w + D_{p12} u \\ y_p = C_{p2} x_p + D_{p21} w + D_{p22} u \end{cases} \quad (2.44)$$

$$Q_d \begin{cases} \dot{x}_d = A_d x_d + B_d w_g \\ w = C_d x_d + D_d w_g \end{cases} \quad (2.45)$$

ここで， $w_g$  は正規分布に従う白色雑音である．

$$Q_w \begin{cases} \dot{x}_w = A_w x_w + B_{w1} z_p \\ z_g = C_w x_w + D_{w11} z_p \end{cases} \quad (2.46)$$

ここで，上式を用いて，一般化プラントは，次式のように記述することができる．

$$Q_g \begin{cases} \dot{x}_g = A_g x_g + B_{g1} w_g + B_{g2} u \\ z_g = C_{g1} x_g + D_{g11} w_g + D_{g12} u \\ y_g = C_{g2} x_g + D_{g21} w_g + D_{g22} u \end{cases} \quad (2.47)$$

$$x_g = \begin{bmatrix} x_p & x_d & x_w \end{bmatrix}^T, y_g = y_p$$

$$A_g = \begin{bmatrix} A_p & B_{p1} C_d & 0 \\ 0 & A_d & 0 \\ B_{w1} C_{p1} & B_{w1} D_{p11} C_d & A_w \end{bmatrix}, B_{g1} = \begin{bmatrix} B_{p1} D_d \\ B_d \\ B_{w1} D_{p11} D_d \end{bmatrix}, B_{g2} = \begin{bmatrix} B_{p2} \\ 0 \\ B_{w1} D_{p12} \end{bmatrix}$$

$$C_{g1} = \begin{bmatrix} D_{w11} C_{p1} & D_{w11} D_{p11} C_d & C_w \end{bmatrix}, D_{g11} = D_{w11} D_{p11} D_d, D_{g12} = D_{w11} D_{p12}$$

$$C_{g2} = \begin{bmatrix} C_{p2} & D_{p21} C_d & 0 \end{bmatrix}, D_{g21} = D_{p21} D_d, D_{g22} = D_{p22}$$

外乱  $w_g$  に対して制御量  $z_g$  の  $H_\infty$  ノルムを最小にする次式の  $H_\infty$  制御器を2.2.1項で述べた方法によって、導出する。

$$\begin{cases} \dot{x}_k = A_k x_k + B_k y_p \\ u = C_k x_k \end{cases} \quad (2.48)$$

## 2.4 制御系設計

### 2.4.1 外乱包含 $H_\infty$ 制御を用いた制御系設計

アクティブサスをを用いて、乗員の振動を直接低減させるべく、車両および乗員を制御対象モデルとし、路面凹凸の特性を考慮する外乱包含制御と制御量に対する周波数成形を行う  $H_\infty$  制御理論における混合感度問題を適用し、以下に本制御系の具体的な設計方法を示す。  $H_\infty$  制御器も図示した一般化プラントが図2.10である。外乱は、路面変位とし、制御量は、乗員モデルの頭部上下加速度、車体の上下速度、各輪のタイヤ変位、各輪の発生推力であり、  $H_\infty$  制御器は車体の各タイヤ位置の上下加速度に対してフィードバックを行い、各輪のアクティブサスの推力を制御する。  $H_\infty$  制御器は、4入力4出力系である。

まず、外乱包含制御である路面外乱に対する周波数重みは、一定の周波数まで外乱のパワースペクトル密度がフラットな特徴を有し、それ以上では低下するものとして、ローパス特性の伝達関数を有する成形フィルタによって生成される有色雑音と仮定し、次式で示すとおりである。

$$\begin{aligned} Q_{di} & \begin{cases} \dot{x}_{di} = A_{di} x_{di} + B_{di} w_{gi} \\ w_i = C_{di} x_{di} \quad (i=1, \dots, 4) \end{cases} \\ \frac{w_i(s)}{w_{gi}(s)} & = \frac{\omega_d^2}{s^2 + 2\xi_d \omega_d s + \omega_d^2} \end{aligned} \quad (2.49)$$

ここで、  $w_{gi}$  は一般化プラントにおいて、白色ノイズとして入力される各輪の路面変位であり、  $w_i$  は一般化プラント内の車両モデルに有色ノイズとして入力される各輪の路面変位、  $x_{di}$  は外乱モデルの各輪の状態量である。また、  $\omega_d = 50 \times 2\pi$ 、  $\xi_d = 0.706$  とした。

制御量に対する各周波数重みは次式で示す状態方程式および伝達関数で記述する。

$$\begin{aligned} Q_{wi} & \begin{cases} \dot{x}_{wi} = A_{wi} x_{wi} + B_{wi1} z_{pi} \\ z_{gi} = C_{wi} x_{wi} + D_{wi11} z_{pi} \quad (i=1, \dots, 4) \end{cases} \\ \frac{z_{gi}(s)}{z_{pi}(s)} & = K_{wi} W_i(s) \end{aligned} \quad (2.50)$$

ここで、車両—乗員モデルからの出力される制御量は、  $i=1$  から順に乗員モデルの頭部上下加速度、車体の上下速度、各輪のタイヤ変位、各輪の発生推力であり、  $z_{gi}$  はそれらに対して周波数重みを加味した物理量となる。  $x_{wi}$  は周波数重みの状態量である。周波数重みは、ゲイン  $K_{wi}$  および伝達関数  $W_i(s)$  で記述し、以後、  $K_{wi}$  を周波数重みゲイン、  $W_i(s)$  を周波数重みという。制御量の評価重みは、図2.12に示す ISO で規格化されている等感度曲線<sup>(11)</sup>を踏まえ、頭部上下加速度は頭部の共振付近である6 Hz にピークをもつ乗員の動きを抑えた頭部の上下加速度に対する重み  $W_1(s)$  を設定し、ばね上速度に関しては低周波で車両の動きを抑える重み  $W_2(s)$ 、タイヤ変位はばね下共振によるタ

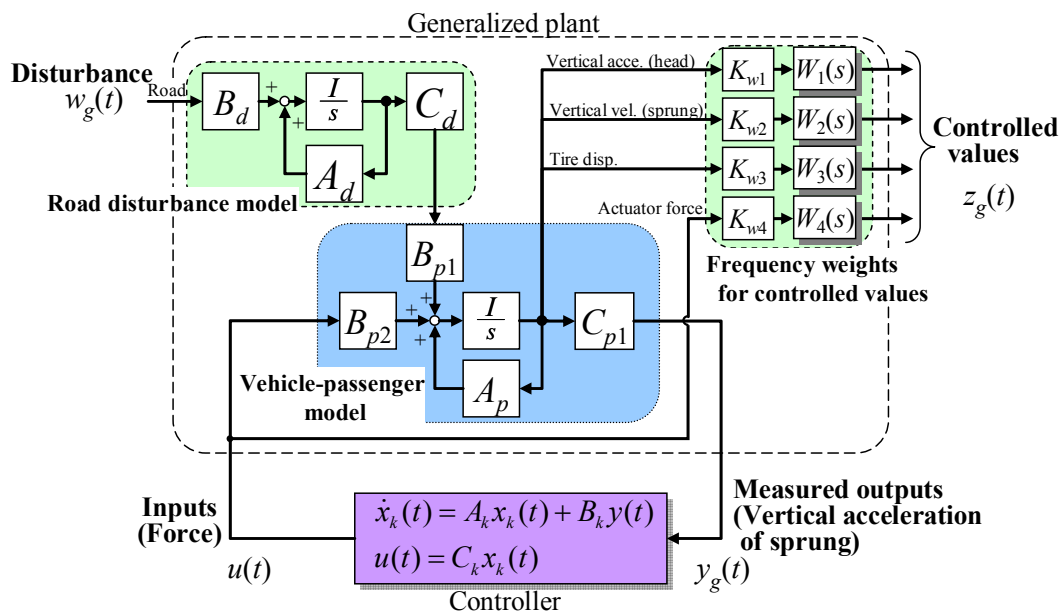


Fig. 2.10 Generalized plant for “Passenger Control”

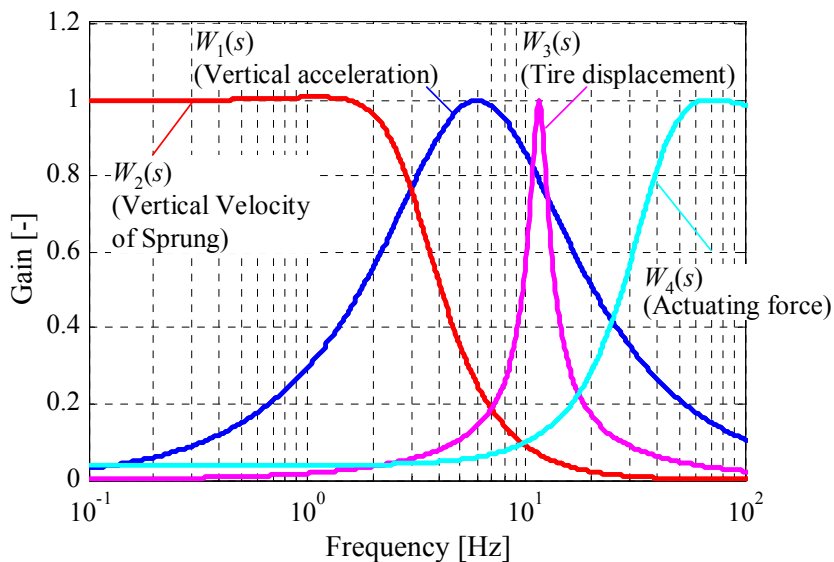


Fig. 2.11 Frequency weights for controlled value

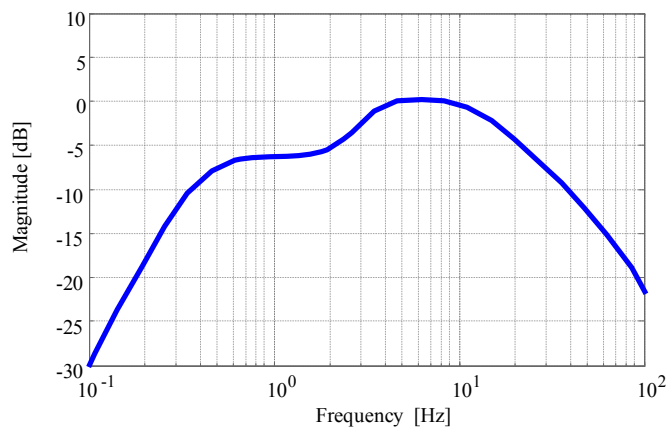


Fig. 2.12 Sensitivity curve of vertical vibration (ISO-2631)<sup>(111)</sup>

イヤの接地荷重変動を抑える重み  $W_3(s)$ 、高周波での制御入力を抑えるべく推力に重み  $W_4(s)$ をそれぞれ設定している。

また、本提案手法との比較のため、制御量を頭部上下加速度の変わりに車体重心の上下加速度とする車両重心制御 (Vehicle CoG Control)、乗員の着座位置の上下加速度とする着座位置制御 (Seat Position Control) の  $H_\infty$ 制御器も同様に設計し、次章にて提案手法との比較を行う。なお、周波数重み  $W_1(s)$ ,  $W_2(s)$ ,  $W_3(s)$ ,  $W_4(s)$ ,  $K_{w2} = 400$ ,  $K_{w3} = 5000$ ,  $K_{w4} = 1.31$ は、提案手法と2つの比較手法のいずれにおいても同様の値を用いている。 $K_{w1}$ は、次項で記す。

以上により、車両-乗員モデル、路面外乱モデル、周波数重みによって構成される一般化プラントは次式となる。

$$\begin{cases} \dot{x}_g = A_g x_g + B_{g1} w_g + B_{g2} u \\ z_g = C_{g1} x_g + D_{g11} w_g + D_{g12} u \\ y_g = C_{g2} x_g \quad \quad \quad + D_{g22} u \end{cases} \quad (2.51)$$

ここで、センサからの出力量  $y_g$  は、量産されている制御サスペンションの車両でも広く使われている車体のタイヤ位置での上下加速度とする。そのため、外乱である路面変位が直接影響しないため、 $y_g$  の  $w_g$  に対する項はゼロとなり、2.3.1.1項で述べた  $H_\infty$ 問題における仮定1 A1-3および A1-6が満たされない。そこで、式(2.51)を次式のとおり、修正を行う<sup>(161)(163)</sup>。

$$\begin{cases} \dot{x}_g = A_g x_g + B_{g1} w_g + B_{g2} u \\ z_g = C_{g1} x_g + D_{g11} w_g + D_{g12} u \\ y_g = C_{g2} x_g + D_{g21} w_g + D_{g22} u \end{cases} \quad (2.52)$$

$$D_{g21} = \begin{bmatrix} \varepsilon & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \varepsilon \end{bmatrix}$$

ここで、 $D_{g21}$ は  $y_g$  の  $w_g$  に対する直達項であり、白色ノイズと仮定したセンサノイズの項に相当し、このような定式化を行うことで、 $H_\infty$ 問題における仮定が全て満たされる。 $D_{g21}$ 項の  $\varepsilon$  は、制御系設計において、閉ループ系の極の最大値および制御性能を確認しながら<sup>(172)(173)(174)</sup>、閉ループ系の極の最大値がゼロに近くなりすぎない  $\varepsilon$  を試行錯誤により求め、一般化プラントにおいてあまり影響のない  $\varepsilon = 10$  を選定し、制御系設計を行った<sup>(162)(166)</sup>。

## 2.4.2 上下加速度重みの設定

比較する各手法において、加速度の重みを上げると制御量に設定した各加速度が低減されることは明らかであるが、アクチュエータが発生する推力が増加する。そこで、アクチュエータが発生する推力を同一条件にして比較を行う。次節で比較検証する路面条件において、四輪のアクチュエータが発生する推力絶対値の総和の RMS が1000 N となるように、各手法の制御重みゲイン  $K_{w1}$  を調整し、各手法の比較を行った。車両重心制御、着座位置制御、提案する乗員挙動制御の各  $K_{w1}$  は256, 315, 78である。表2.4に各手法の制御量、周波数重みゲインを整理する。

## 2.5 数値シミュレーション

### 2.5.1 計算条件と走行条件

本論文では、2.2節で示した車両-乗員系のモデルに、2.4節で設計した制御器を組み合わせ、The Math Work Inc.のMATLABを用い、1msの時間刻みで計算を行った。2.5.2項の検討においては数値シミュレーションモデルと制御系設計モデルは同一とした。また、乗員の体重や身長の違いによる人間のダイナミクス変化の制御性への影響を明らかにするため、2.5.3項では数値シミュレーションモデルと制御設計モデルを異なる設定で計算を行った。ここで、制御設計モデルと数値シミュレーションモデルの差異を表2.5に記す。

本シミュレーションは、車速60 km/h (16.7 m/s) の一定走行時にISOで定義されたCクラス相当のPSD特性<sup>(17)</sup>となる路面を10秒間走行したことを想定し、数値計算を行った。なお車両は、直線走行を想定し、各輪への路面の入力は、それぞれ独立に与えている。図2.13が路面のPSDであり、図2.14が路面形状である。

Table 2.4 Controlled value of each method

$i$		Vehicle CoG Control (General method)	Seat Position Control (General method)	Passenger Control (Proposed method)
1	Controlled value	Vertical Acceleration of vehicle body	Vertical Acceleration of seated position	Vertical Acceleration of passenger's head
	$K_{w1}$	256	315	78
2	Controlled value	Vertical velocity of vehicle body	ヤ	ヤ
	$K_{w2}$	400	ヤ	ヤ
3	Controlled value	Tire displacement	ヤ	ヤ
	$K_{w3}$	5000	ヤ	ヤ
4	Controlled value	Actuator force	ヤ	ヤ
	$K_{w4}$	1.31	ヤ	ヤ

Table 2.5 Generalized plant to design the controller and simulation model

	Generalized plant	Simulation model	
		Section 2.5.2	Section 2.5.3
Vehicle	Full vehicle Sprung : Vertical, Rolling, Pitching motion Unsprung : Vertical motion	ヤ	ヤ
	Suspension Equipped with an active suspension (Dynamic characteristic is NOT included)	ヤ	ヤ
	Sensor Vertical acceleration of vehicle body (Dynamic characteristic is NOT included)	ヤ	ヤ
Passenger	Passenger model (Fig. 2.2)	ヤ	ヤ
	Dynamic characteristic Fig. 2.4, Table 2.2	ヤ	Fig. 2.21 Table 2.2, 2.6
	Seated position ・Front-left	・Front-left ・Front-right	ヤ

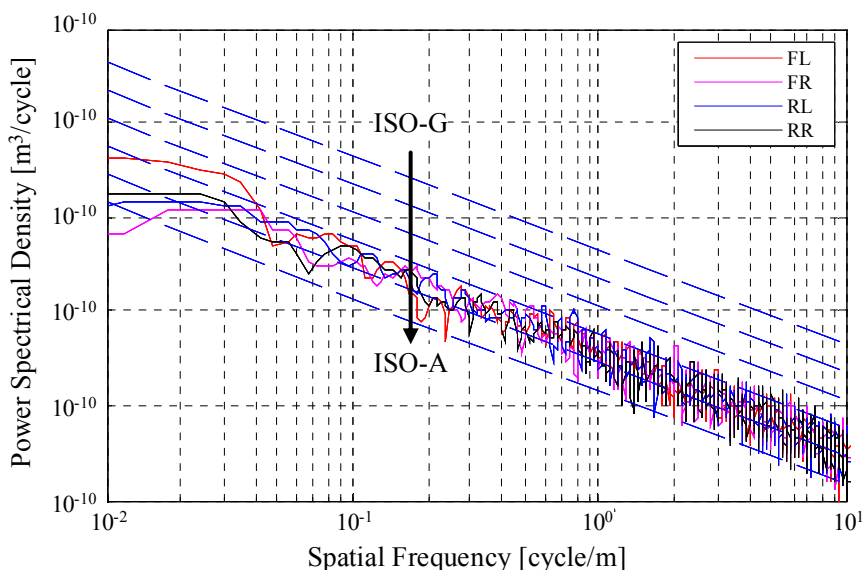


Fig. 2.13 PSD of road surface profile<sup>(171)</sup>

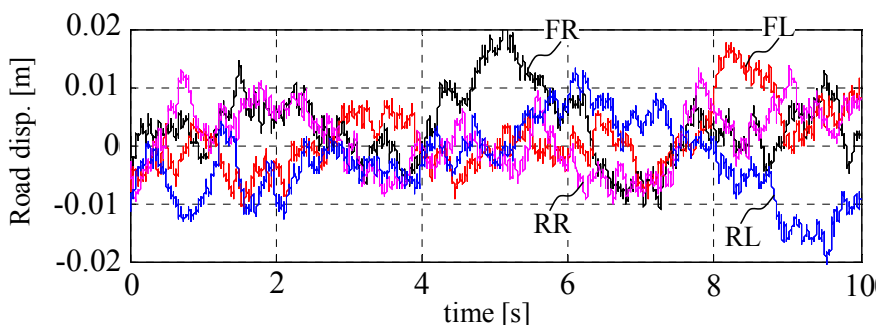


Fig. 2.14 Road displacement

## 2.5.2 従来手法との比較

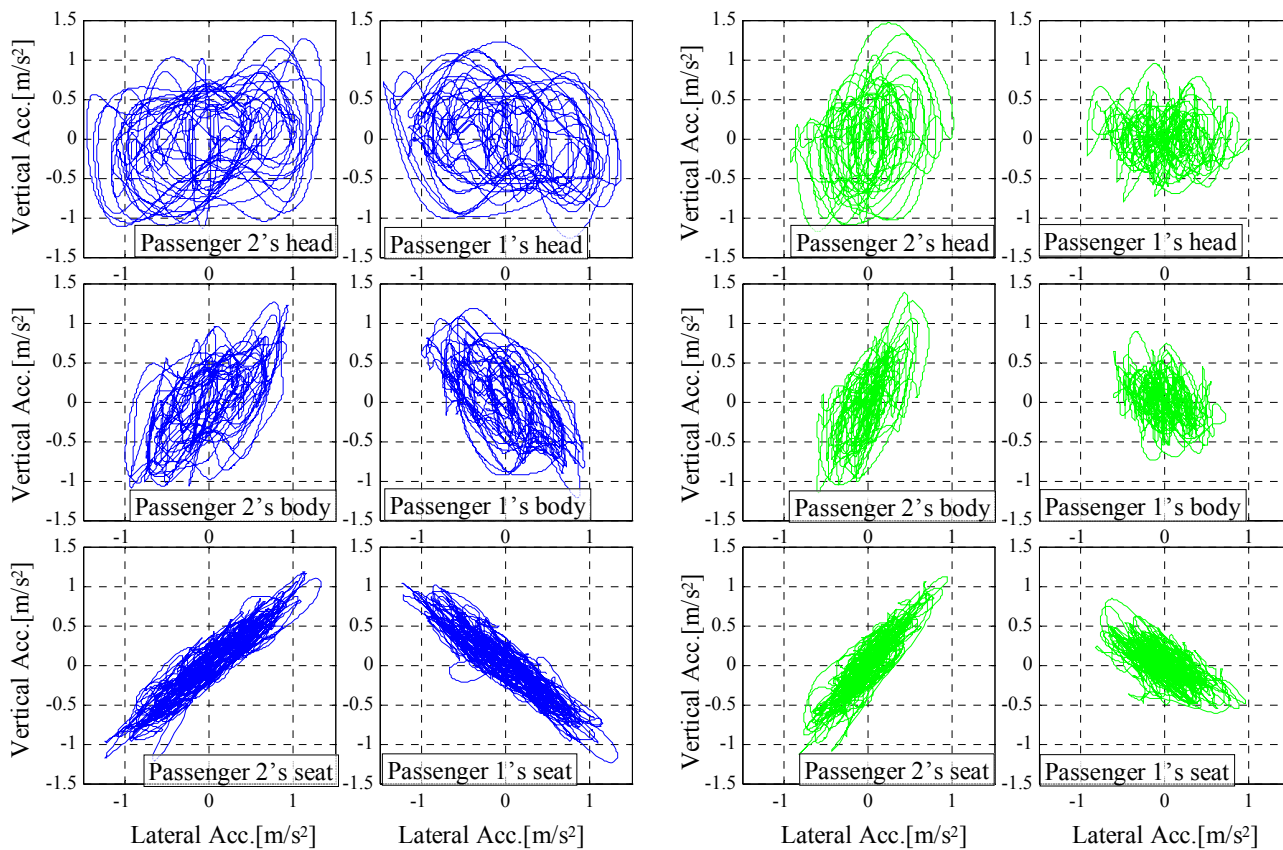
図2.14の路面条件において、車両重心制御 (Vehicle CoG Control), 着座位置制御 (Seat Position Control), 乗員挙動制御 (Passenger Control) を適用した場合の前席二人の着座位置, 胴体, 頭部の各上下および左右方向の加速度を車両前方方向から注視したリサージュ図を図2.15に示す. 着座位置制御は, 乗員1 (前席左) と乗員2 (前席右) の加速度応答が異なり, 乗員1のシート (前左席) の上下加速度が低減されている. 提案手法の乗員挙動制御は, 着座位置制御に比べ, 乗員1と乗員2のシートの波形差は少ないが, 乗員1の頭部上下加速度を制御量のひとつとしているため, 車両重心制御および着座位置制御に比べ乗員の頭部挙動が小さいことがわかる. また, 提案手法は制御量とした乗員1の上下加速度が乗員2の上下加速度よりも小さいだけでなく, 胴体の動きも抑制し, 乗員の全身の体の動きを抑制する効果がある.

各手法を適用した際の車両重心, 乗員1のシート位置, 乗員1の頭部の上下加速度応答の抜粋した結果を図2.16に示す. 車両重心の上下加速度は各手法による差は少ないが, 乗員1の着座位置および乗員頭部の上下加速度は, 車両重心制御に比べ着座位置制御および乗員挙動制御による振動低減効果が高い. 各手法において, 各輪のアクチュエータが発生する推力の時系列応答を図2.17に示す. 車両重心制御はほぼ全車輪のアクチュエータが同相の力を発生しているのに対し, 着座位置制御お

よび乗員挙動制御は左右で逆方向の力を発生させることが増え、積極的に車体のロールを制御しながらシート位置での上下加速度、さらには乗員頭部の上下加速度を低減させていることがわかる。

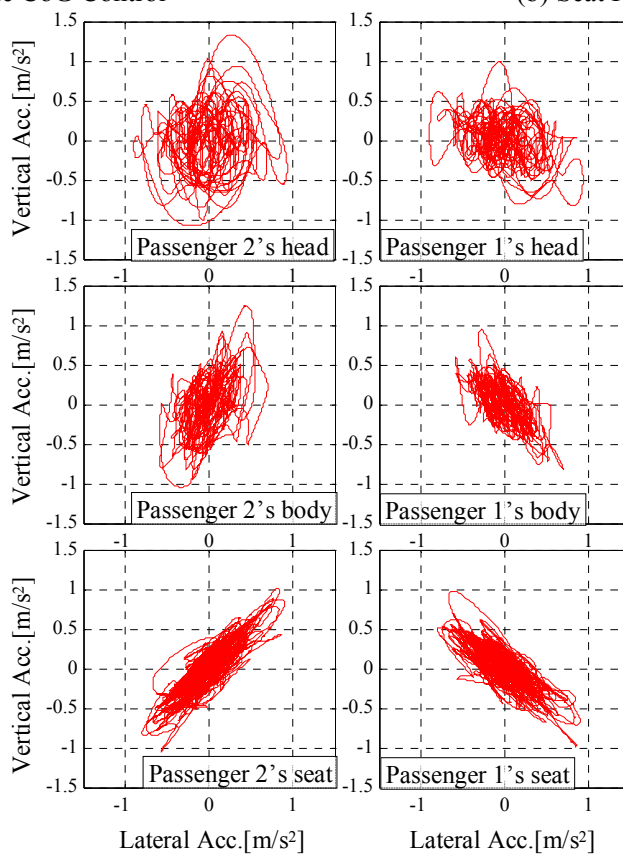
各手法の車両重心の上下加速度の PSD, 乗員1の頭部上下加速度の PSD, 4輪のアクチュエータが発生する推力の総和の PSD を図2.18に示す。車両重心制御は、車両重心の上下加速度を抑制する効果があるが乗員の頭部頭部の上下加速度を抑制する効果は低く、特に車体のロール共振 (2Hz 付近) および乗員頭部の上下方向の共振 (5Hz 付近) の乗員頭部加速度は最も大きい値を示した。提案する乗員挙動制御は、頭部の共振がある4~8Hz の帯域において、提案手法が最も制振効果が高いにも関わらず、推力の PSD は同周波数帯域においては推力が必ずしも他に比べて高い値ではない。そのことから、特に同周波数においては限られた推力においても制御効果を期待することが可能であるといえる。また、図2.15において、乗員1の頭部応答のリサージュ図形では着座位置制御と乗員挙動制御の差異が小さいのは、ばね上共振およびロール共振付近の応答がリサージュ波形の最大値付近を示していたためと考えられる。

各制御手法において、車両重心、着座位置、頭部の各位置における上下方向の加速度の RMS (Root Mean Square) を求め、車両重心制御に対して相対比較したのが図2.19である。車体重心においては、車体重心を制御量においた車両重心制御、シート1位置では同様に着座位置制御、乗員1の頭部も同様に提案手法が最も RMS 値を低減する効果があり、乗員自身の振動低減では提案手法が最もよい結果となった。また、提案手法の制御系設計において制御量に設定していない乗員2の頭部加速度の RMS は、従来の車体の上下加速度を制御量とする車両重心制御に対して悪化せず、乗員2の振動も抑制することができている。それは、乗員挙動制御は、乗員挙動制御は乗員のダイナミクスを踏まえ、車両のバウンス運動を制御しているため、制御量の一つしている乗員1のみならず、他の乗員の振動を抑制する効果がある。そのことから本提案手法は、制御対象とする乗員の振動低減のみならず、他の乗員への振動を抑制する効果もある手法であるといえる。



(a) Vehicle CoG Control

(b) Seat Position Control



(c) Passenger Control (Propose)

Fig. 2.15 Lissajous figure (Lateral and vertical acceleration)



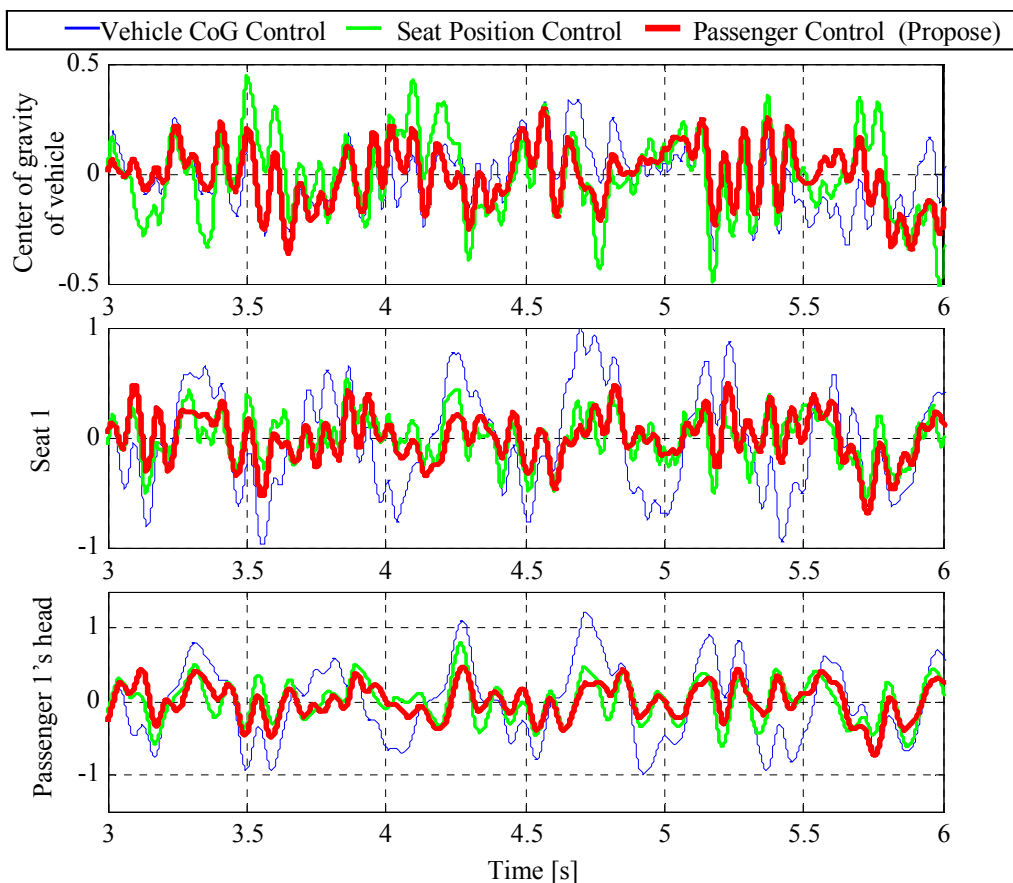


Fig. 2.16 Vehicle and passenger's behavior (Vertical acceleration, unit:m/s<sup>2</sup>)

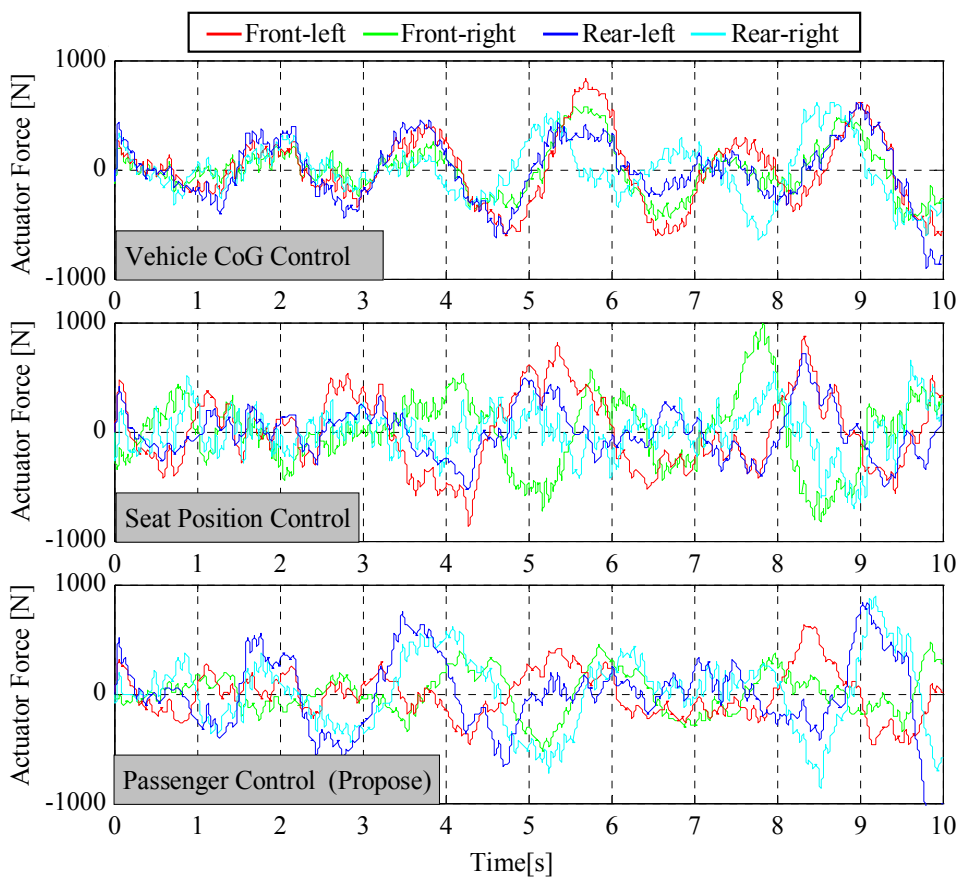
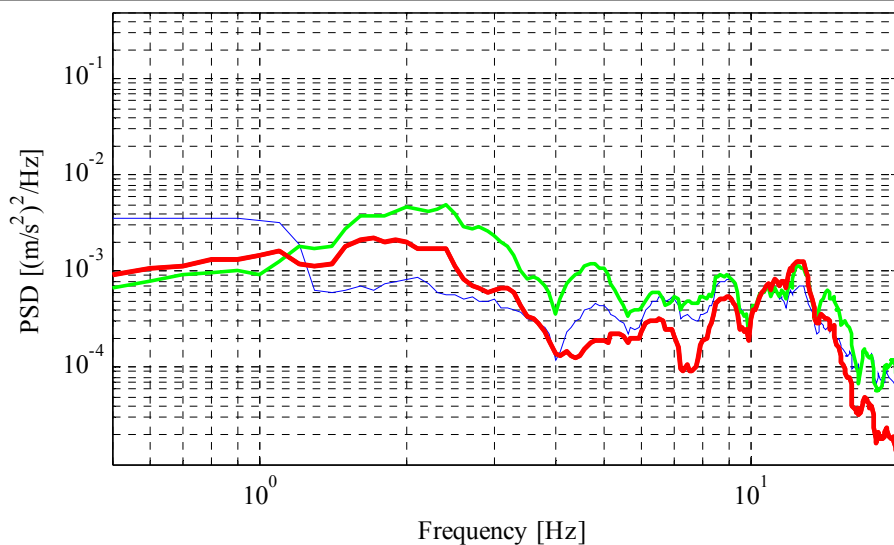
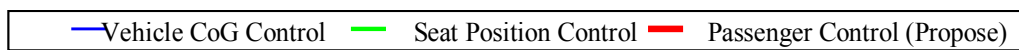
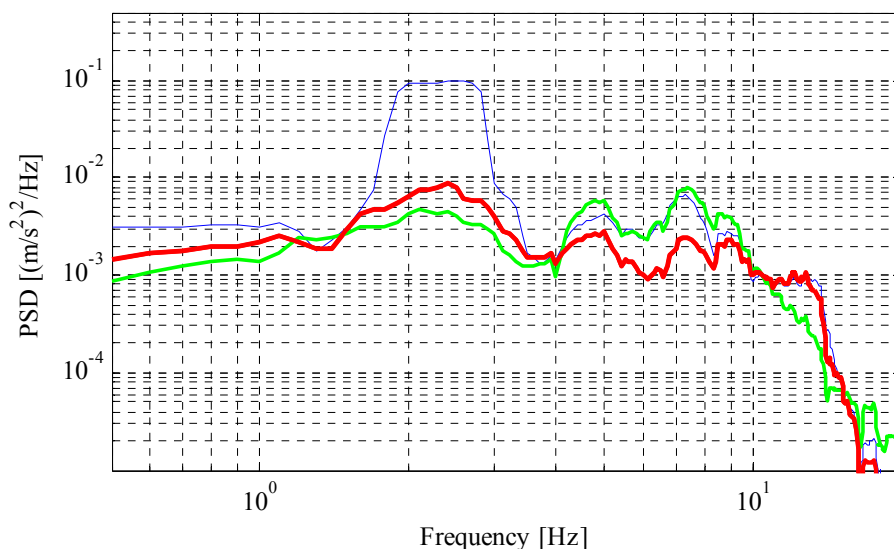


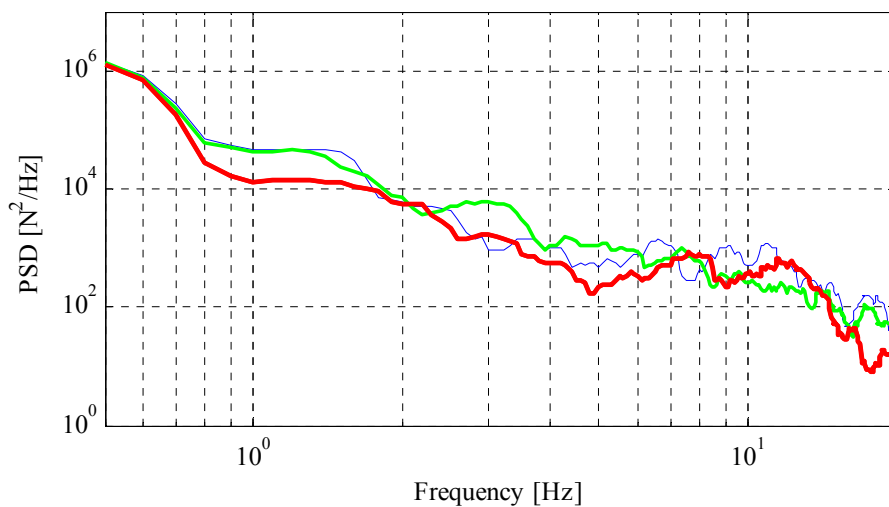
Fig. 2.17 Actuating force



(a) Vertical acceleration (Center of gravity of vehicle)



(b) Vertical acceleration (Passenger1's head)



(b) Actuator force

Fig. 2.18 Power spectral density

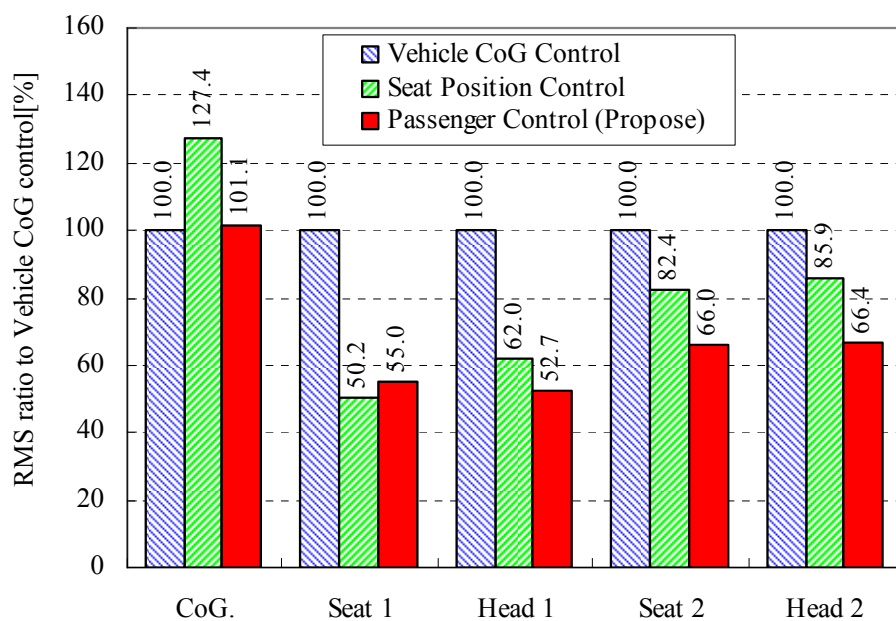


Fig. 2.19 RMS value of vertical acceleration

### 2.5.3 乗員のダイナミクスが異なる場合の応答

前項においては、数値シミュレーションモデルと制御系設計モデルが同一として検討を行った。実際に車両に適用するにあたり、乗員の乗車位置をおおよそ推測することは安価なセンサを用いることで可能であると考えられる。しかし、乗員の体格を詳細に把握することは困難である。そこで、先行研究で報告のある複数の人間振動特性をモデル化し、数値シミュレーションモデルに適用し、制御性能を検証する。

先行研究では人間の着座姿勢の加振実験データが報告されているが、その多くは被験者の体格差があまりなく、被験者の実験データには明確な差があまりない。著者の調査では、体重と身長が大きく異なる被験者の実験データが示されているのは、1970年代に Varterasian らが行った上下方向の加振データ<sup>(192)</sup>のみである。図2.20に示すのは、文献(192)から抜粋した人間の性別、体重、身長の違いに対する人間の着座姿勢での着座位置上下振動に対する頭部上下振動の共振周波数およびゲインを示している。図2.20(a)および(b)より、身長および体重と共振周波数との関係性は低く、乗員の身長や体重を推定すれば、乗員モデルのパラメータを決定できるとは必ずしもいえない。そこで、図2.20(c)の特徴的な3人の被験者のデータをモデル化し、その乗員モデルに対して、ノミナルな乗員モデルで設計した乗員挙動制御を適用し、その性能を検証する。

図2.21は特徴的な3人の被験者のデータを模擬した乗員モデルにおいて着座位置の上下振動に対する頭部の上下振動の振幅であり、表2.6に新たに模擬した乗員特性のパラメータをまとめている。体格差に対する前後および左右方向の人間のダイナミクスの変化は考慮せず、上下方向のダイナミクスのみを変えるばねとダンパの特性を調整した。なお、表2.6以外のパラメータは、表2.2および2.2.2項に記載のとおりである。2.5.2項と同様に、ISO-C 相当の路面を走行した数値シミュレーションを行い、乗員1の頭部上下加速度の PSD を図2.22に示す。乗員特性の変化により、不安定な挙動を示すことはないが、高周波域で本来の性能を発揮できないことがある。被験者1のモデルは、頭部共振での振動伝達が高いため約7 Hz 以上の周波数域の PSD がノミナルモデルに対して高い値を示すのに対し、被験者2のモデルは約6 Hz 以上の周波数域の PSD がノミナルモデルに対して低い値を示す。RMS を図2.23に示す。乗員モデルの振動伝達特性が高い被験者1に関しては RMS が高く、同特性が低い被験者2および3に関しては補正 RMS が低くなる結果となった。ノミナルの乗員モデルは、被験者2および3の振動特性を包含することができているが、被験者1については包含できていない。参考文献(192)以外にも人間の着座姿勢の振動特性を確認したが、図2.20および図2.21で示す被験者1のデータは極まれなケースであり、そのような場合についてはノミナルモデルを用いた制御系に対して、性能が悪化することが分かった。

以上より、乗員挙動制御は乗員の位置が既知であれば、ある程度は乗員の振動特性が変化しても路面振動に対する乗員の挙動を抑制する効果があることを確認した。しかし、乗員の振動伝達が制御系設計で用いたモデルよりも高い場合については、周波数重みでモデル化誤差を包含するか、そのような乗員が乗車した場合のみ乗員モデルを変更するなどの対策を検討する必要がある。

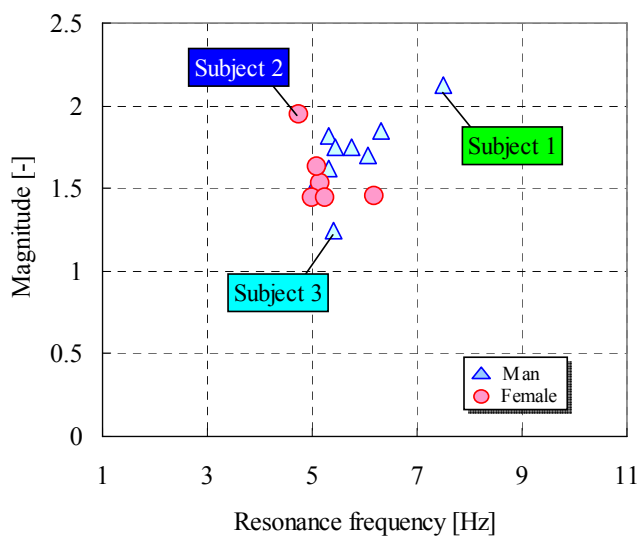
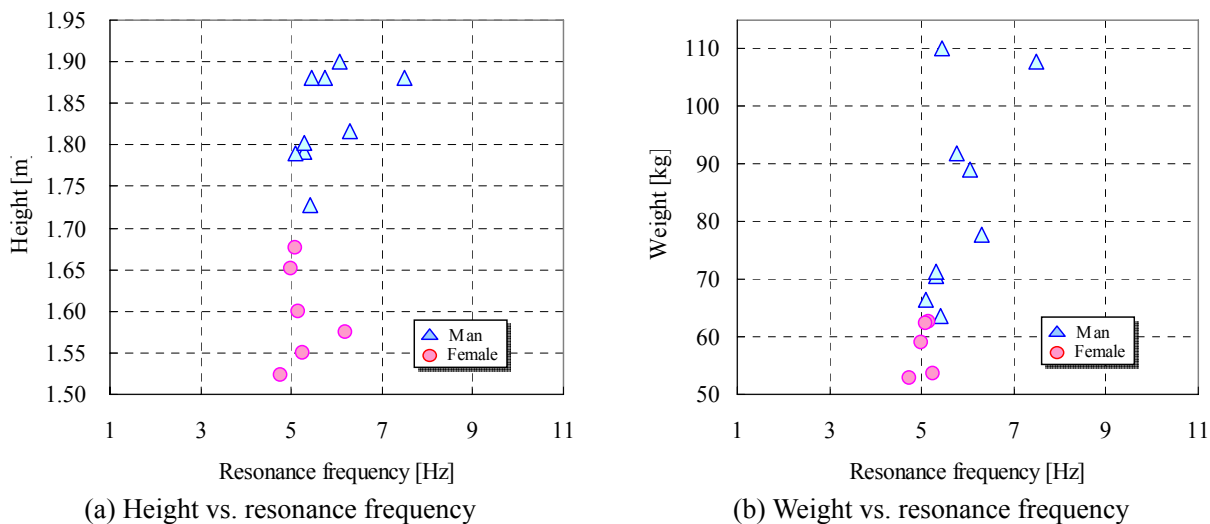


Fig. 2.20 Resonance frequency of head due to vertical vibration (15 subjects)<sup>(192)</sup>

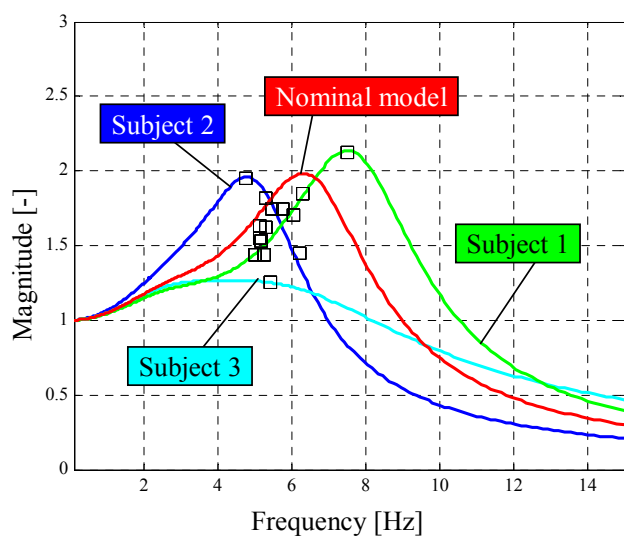


Fig. 2.21 Frequency response from seat to the head (Vertical motion, dot : Experiment<sup>(192)</sup>, Line : Model)

Table 2.6 Difference of specifications

	$k_{p3}$ [N/m]	$c_{p3}$ [N/m/s]
Nominal model	960000	1120
Subject 1	1320000	1150
Subject 2	576000	960
Subject 3	960000	2550

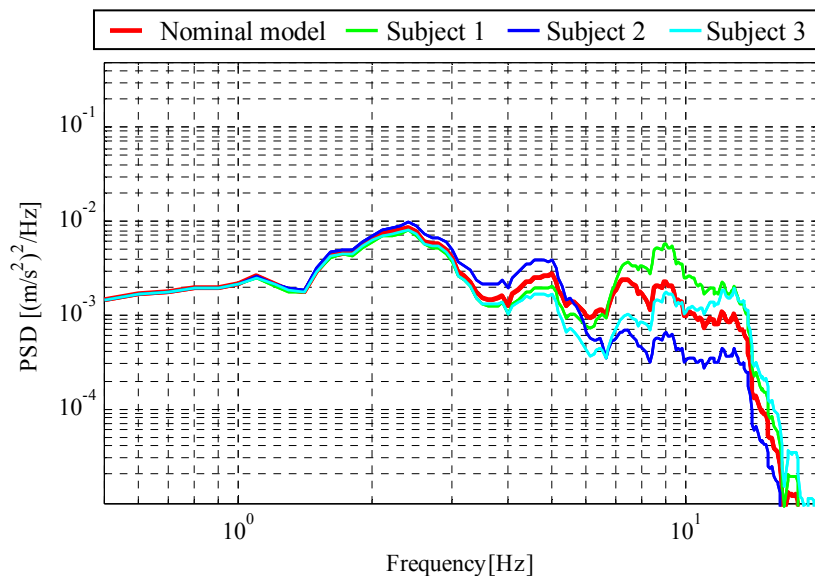


Fig. 2.22 PSD of vertical acceleration (Passenger 1's head)

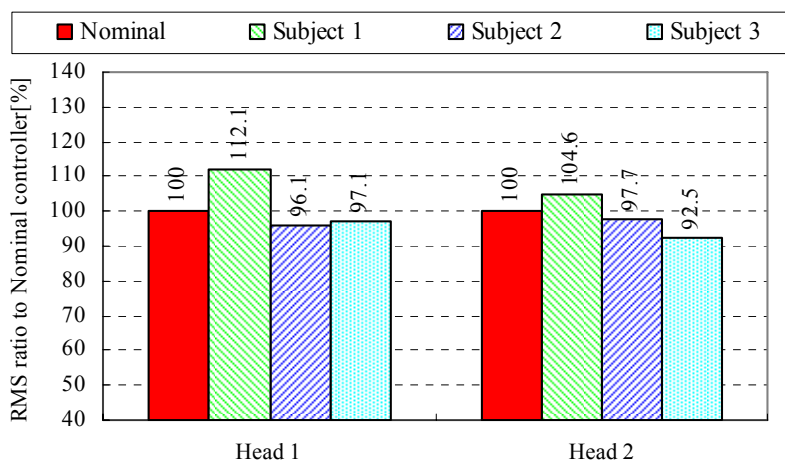


Fig. 2.23 RMS value of vertical acceleration of passenger 1's head

## 2.6 結言

本章では、アクティブサスをを用いて、路面の凹凸による乗員の動きをより低減させることを目的とし、乗員のダイナミクスを含む車両-乗員系を構築し、助手席の乗員の頭部の上下加速度を評価量のひとつとする外乱包含  $H_{\infty}$  制御系を提案した。

数値シミュレーションの結果、本提案手法はアクティブサスが発生する単位推力 (RMS ベース) を同一にした場合、従来の車体重心や着座位置の振動を制御量とする手法に比べ、乗員の振動低減効果が最も高く、より乗員の振動を抑える効果があり、消費エネルギー的にも効率の良い制御手法であることがいえる。RMS ベースでの評価において、提案手法は制御量の一つとする乗員1の頭部応答に比べ、制御量としていない別の乗員の頭部応答は増加するものの、提案手法は乗員のダイナミクスを踏まえ、車両のバウンス運動を制御しているため、従来手法に比べ制御量としていない別の乗員の頭部応答の振動抑制ができることが分かった。そのことから、乗員人数が複数になった場合において、乗員の振動を抑制することができるといえる。

また、乗員挙動制御は乗員の位置が既知であれば、ある程度は乗員の振動特性が変化しても路面振動に対する乗員の挙動を抑制する効果があるが、乗員の振動伝達が制御系設計で用いたモデルよりも高い場合については、周波数重みでモデル化誤差を包含するか、そのような乗員が乗車した場合のみ乗員モデルを変更するなどの対策を検討する必要がある。

## 第3章 減衰力のリサージュ図形に着目したセミアクティブサスペンションによる制御系設計

### 3.1 緒言

自動車の乗心地向上のため、これまでに多くの制御デバイスと制御手法が提案され、その制振効果は、車体の振動レベルの低減量、主に路面凹凸に対する車体の重心位置の上下加速度応答で評価されてきた<sup>(31)~(47)</sup>。しかし、実際の乗員の着座位置は必ずしも車体の重心ではなく、着座位置にはロールやピッチの回転運動による上下方向の加速度が生じ、乗員自身のもつダイナミクスや振動特性により、乗員の動きが車体の動きに対して大きくなる周波数帯域が存在する。それらを踏まえた制御サスペンションの制御系設計が求められる。前章において、先行研究で得られている乗員の振動特性をモデル化し、その特性と乗員の着座位置を加味したアクティブサスによる乗員頭部の振動低減制御（乗員挙動制御）を提案し、従来の手法に比べ提案手法では制振効果が高いだけでなく、小さい力で制振することができることを示した。

昨今、環境問題への意識が高まるに伴い、アクティブサスを搭載した車両は少なく、制御サスペンションを搭載する車両の多くは、エネルギー消費の少ないセミアクティブサス<sup>(197)</sup>を採用している現状がある。そこで、本論文ではアクティブサスで提案した乗員挙動制御をセミアクティブサスへ適用し、その有効性を検証する。

線形システムにおいて設計した制御器を双線形なシステムに適用した場合、図3.1のセミアクティブダンパの速度と力のリサージュ波形に示すとおり、線形な制御器から出力される制御入力をセミアクティブダンパが常に発生することができないため、急激な減衰力の変化が生じ、ばね下の共振が抑えられず不安定なハンチング現象が発生したり、車体のジャークが大きくなるなどの問題がある。例えば、理想的なスカイフック制御をセミアクティブダンパに適用した場合、ばね上共振の振動を低減させるために、スカイフックダンパの減衰係数を増加させると減衰力の大きさは変化するものの、サスペンション速度がゼロ付近において急激な減衰力の時間変化が生じる。この場合、減衰力の増加（加速度の低減）と減衰力の時間変化（ジャークの増加）はトレードオフの関係にあり、加速度およびジャークの応答と減衰力のリサージュ図形を踏まえた設計が必要である。

このような問題に対して、これまでに多くの手法が提案されてきた。Karnoppらはスカイフック制御をセミアクティブサスに適用し、近似スカイフック制御則<sup>(31)</sup>を提案し、Millerらはばね上の加速度のみならずジャークの低減をも狙った制御則<sup>(32)</sup>を提案した。永井らは減衰係数を連続的に切り替えオンオフ型の不安定性を緩和した連続系制御則<sup>(33)</sup>を提案し、Yiらはスカイフック制御およびグラウンドフック制御のフィードバックゲインをニューラルネットワークで設計する手法<sup>(34)</sup>を提案している。また、三平らは非線形 $H_{\infty}$ 制御をセミアクティブサスへ応用し、制御則を導き、線形 $H_{\infty}$ 制御



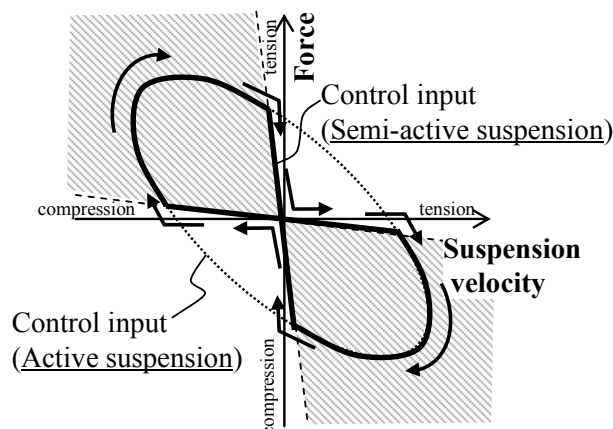


Fig. 3.1 Lissajous figure of control input at a single frequency

を用いた場合に比べて制御効果が高いこと<sup>(35)</sup>を示し、実用化している<sup>(45)(46)</sup>。吉田らは双線形  $H_\infty$  制御をフルビークルの車両モデルに適用している<sup>(36)</sup>。横山らはモデル追従型制御理論に基づいたスライディングモード制御<sup>(37)</sup>やニューラルネットワークを用いた制御<sup>(38)</sup>を提案し、西村らはセミアクティブダンパを線形パラメータ変動 (LPV: Linear Parameter Varying) 系でモデル化したゲインスケジューリング制御<sup>(39)(40)</sup>、深尾らはセミアクティブダンパの非線形性も考慮するためバックステッピング法を用いた制御則<sup>(41)</sup>を提案している。さらに、Sergio らは近似スカイフック制御則に加えて、ばね上の上下加速度をフィードバックする制御を行うことでブルブル領域の振動低減を実現し<sup>(42)</sup>、Stamat らはさらなるジャーク低減を目指し、近似スカイフック制御則に時間ベースの推力調整則を加えた手法<sup>(43)</sup>を提案している。

セミアクティブサスペンションにおいて、振動の低減にはサスペンション速度と減衰力のリサージュ図をいかに生成するかが重要であり、これまでの先行研究<sup>(31)~(43)</sup>ではサスペンション速度と減衰力の関係に着目した制御器の設計が行われてきた。しかし、提案手法の多くが1輪の車両モデルへの適用がほとんどであり、ばね上の上下方向の振動のみを低減する制御則をベースに議論が行われているため、バウンス、ロール、乗員振動といった複雑な振動モードまでは考慮できていないという課題がある。特に、4輪の車両へ適用することが困難なものも多く、各輪の独立な制御器で乗員のダイナミクスと着座位置を考慮した乗員挙動制御を実現することは困難である。

そこで、本論文ではフルビークルの車両モデルにおいて、線形  $H_\infty$  制御で設計した乗員挙動制御をセミアクティブサスペンションへ適用し、乗員の加速度のみならずジャークをも低減すべく、サスペンション速度と減衰力のリサージュ波形に基づいた線形  $H_\infty$  制御の設計法を提示する。具体的には、急激な減衰力の変化を抑制するため、線形な制御器から出力される制御指令の大半がセミアクティブダンパの作動領域となるように線形  $H_\infty$  制御器の周波数重みの設計を行い、従来手法に比べ乗員の振動を低減できることを示す。また、先に提案したフルアクティブサスペンションを用いた乗員挙動制御と本章で提案するセミアクティブサスペンションを用いた場合の比較を行い、本章で提案する手法はエネルギー消費が小さいにもかかわらず、フルアクティブによる手法とほぼ同程度の制御効果を実現できることを示す。

## 3.2 制御系設計

### 3.2.1 外乱包含 $H_\infty$ 制御の適用

2.4.1項において、フルアクティブサスによる乗員挙動制御を外乱包含  $H_\infty$  制御により実現した。本項では、2.4.1で示した制御系設計と同様な車両-乗員モデル、路面外乱モデルおよび周波数重みからなる一般化プラントを用いて線形  $H_\infty$  制御系を設計し、その制御系を双線形のセミアクティブダンパを搭載した車両に適用し、周波数重みゲイン  $K_{wi}$  の値のみを調整することで所望の性能を実現する。制御系設計に用いる一般化プラントに関しては、2.4.1で述べたのでここでは省略する。図3.2に示すのが、セミアクティブダンパを搭載した車両であり、各輪のばね下と車体との間にセミアクティブダンパをそれぞれ備える。セミアクティブダンパ以外の車両仕様は表2.1、乗員モデルの特性は表2.3と同様である。

本章で設計する線形  $H_\infty$  制御系をセミアクティブサスへ適用するためには、線形  $H_\infty$  制御系から出力される各輪の推力指令  $F_{li}$  を各輪のサスペンション速度  $\dot{z}_{si}$  に応じて、各輪のダンパが発生可能な減衰力指令  $F_{di}$  に変換する必要がある。  $F_{li}$  から  $F_{di}$  への変換を示すのが図3.3である。線形-双線形変換では、  $\dot{z}_{si}$  に応じて、  $F_{li}$  から  $F_{di}$  を式(3.1)に従い変換する。式(3.1)のとおり、線形の制御系を単に双線形に適用すると、双線形なシステムで発生することができる制御入力の不連続になり、制御性能が悪化する。本節では、式(3.1)の制約を含む双線形系モデル（セミアクティブサスペンション）を制御系設計に用いるのではなく、制御系設計は線形モデル（アクティブサスペンション）を用いて行い、周波数重みゲインの調整により制御性能を実現する。制御系設計モデルと数値シミュレーションを表3.1に示す。

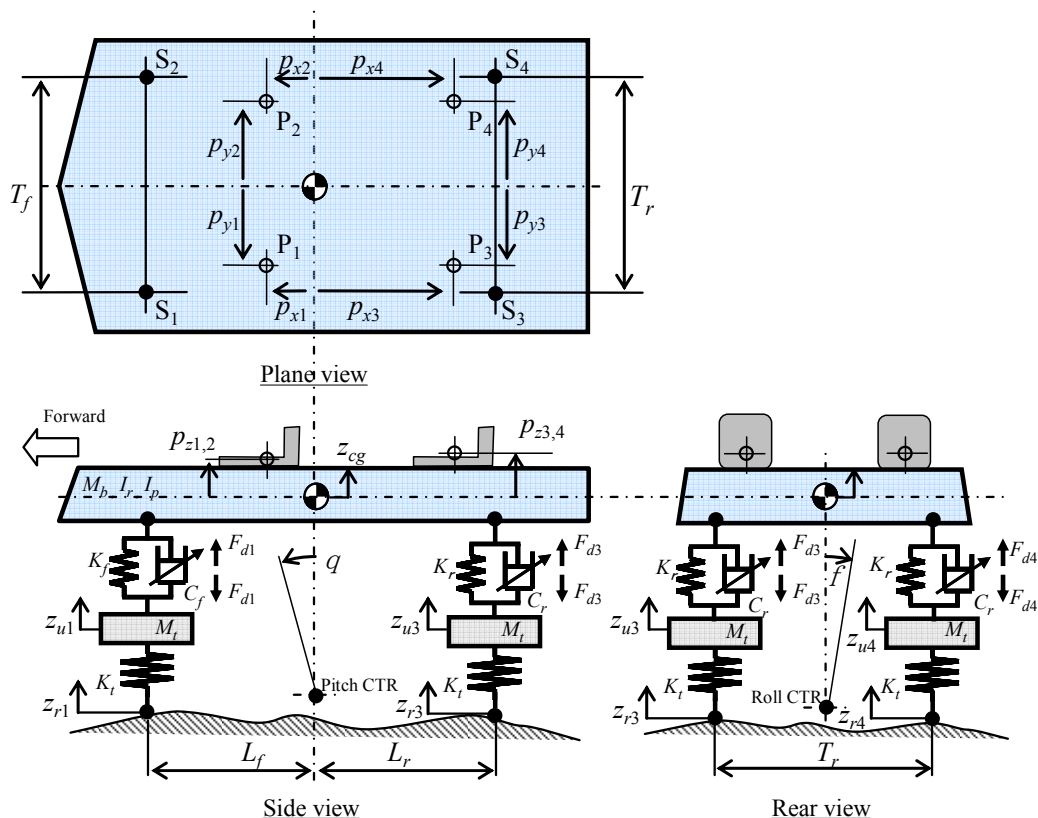


Fig. 3.2 Vehicle model

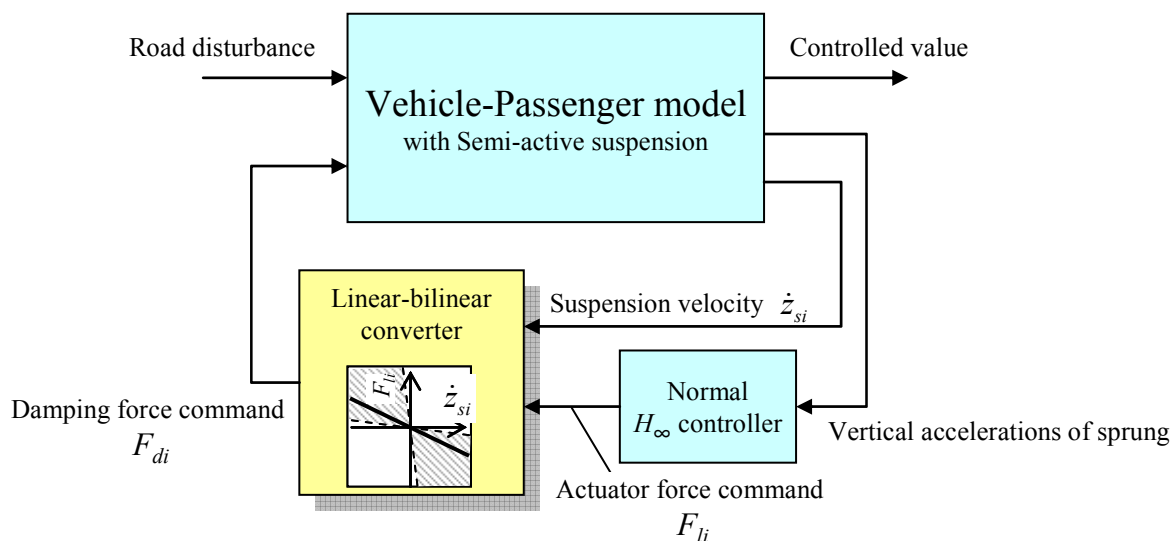


Fig. 3.3 Control system of semi-active suspension

Table 3.1 Generalized plant to design the controller and simulation model

		Generalized plant	Simulation model
Vehicle		Full vehicle Sprung : Vertical, Rolling, Pitching motion Unsprung : Vertical motion	
Suspension		Active suspension	Semi-active suspension
	Dynamic characteristic	NOT included	ヤ
Sensor		Vertical ace. of vehicle body	ヤ
	Dynamic characteristic	NOT included	ヤ
Passenger		Passenger model (Fig. 2.2)	ヤ
	Dynamic characteristic	Fig. 2.4	ヤ
	Seated position	・Front-left	・Front-left ・Front-right

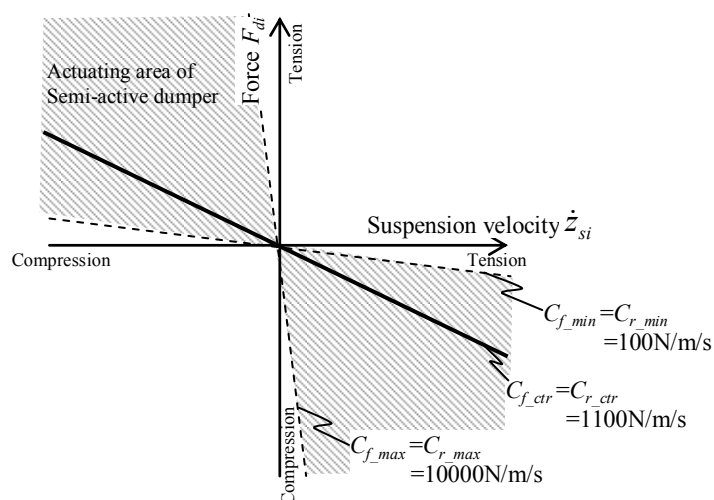


Fig. 3.4 Semi-active damper model

$$F_{di} = \begin{cases} -C_{f\_max}\dot{z}_{si} & \text{when } \dot{z}_{si} < 0 \ \& \ -C_{f\_max}\dot{z}_{si} < F_{li} \\ F_{li} & \text{when } \dot{z}_{si} < 0 \ \& \ -C_{f\_min}\dot{z}_{si} \leq F_{li} \leq -C_{f\_max}\dot{z}_{si} \\ -C_{f\_min}\dot{z}_{si} & \text{when } \dot{z}_{si} < 0 \ \& \ F_{li} < -C_{f\_min}\dot{z}_{si} \\ 0 & \text{when } \dot{z}_{si} = 0 \\ -C_{f\_min}\dot{z}_{si} & \text{when } \dot{z}_{si} > 0 \ \& \ -C_{f\_min}\dot{z}_{si} < F_{li} \\ F_{li} & \text{when } \dot{z}_{si} > 0 \ \& \ -C_{f\_max}\dot{z}_{si} \leq F_{li} \leq -C_{f\_min}\dot{z}_{si} \\ -C_{f\_max}\dot{z}_{si} & \text{when } \dot{z}_{si} > 0 \ \& \ F_{li} < -C_{f\_max}\dot{z}_{si} \end{cases} \quad (i = 1, \dots, 4) \quad (3.1)$$

$$C_{f\_min} = C_{r\_min} > 100 \text{ N/m/s}, \quad C_{f\_max} = C_{r\_max} > 10000 \text{ N/m/s}$$

ここで、 $C_{f\_min}$ は図3.4に示すとおり前輪のセミアクティブダンパの可変減衰係数の最小値であり、 $100 \text{ N/m/s}$ 、 $C_{f\_max}$ は前輪のセミアクティブダンパの可変減衰係数の最大値であり $10000 \text{ N/m/s}$ を設定し、遅れは考慮しない。なお、添え字  $f$  は前輪、 $r$  は後輪を意味し、前後輪ともに同様のセミアクティブダンパを設定した。なお、制御器の設計に用いた各輪のサスペンションの減衰係数の固定値は、ISOで規格化されているCクラス<sup>(171)</sup>を車速 $60 \text{ km/h}$  ( $16.7 \text{ m/s}$ )で模擬した路面(図2.14)において、左前席に座る乗員(以後、乗員1)の頭部上下加速度のRMSが最小となった値 $C_{f\_ctr}$ 、 $C_{f\_ctr} = 1100 \text{ N/m/s}$ を各輪に用いて、制御系設計を行う<sup>(162)(166)</sup>。

### 3.2.2 周波数重みの設定

線形 $H_\infty$ 制御をセミアクティブサスへ適用し、乗員の加速度のみならずジャークをも低減すべく、サスペンション速度と推力のリサージュ波形に基づいた重みの設定を行う。重みの設定は、表3.2に示すばね上の上下の共振周波数 ( $1.3 \text{ Hz}$ )、乗員頭部の上下の共振周波数 ( $6.0 \text{ Hz}$ )、ばね上のロールの共振周波数( $2.4 \text{ Hz}$ )の路面周波数において、路面振幅がISOのCクラス相当となる入力条件において、ダンパのリサージュ波形と乗員頭部の動きの関係に着目し、ダンパの減衰力が急激に変化せず、乗員頭部の挙動が小さくなるように設定する。また、提案する乗員挙動制御 (Passenger Control) との比較のため、表3.3のとおり制御量を頭部上下加速度の代わりに車両重心の上下加速度とする車両重心制御 (Vehicle CoG Control)、乗員の着座位置の上下加速度とする着座位置制御 (Seat Position Control) の制御器も同様に設計し、重み  $W_1(s)$ ,  $W_2(s)$ ,  $W_3(s)$ ,  $W_4(s)$ ,  $K_{w2} = 400$ ,  $K_{w3} = 2500$ ,  $K_{w4} = 0.125$ , は提案手法と比較2手法のいずれにおいても同様の値を用いる。なお、車両重心制御の重み $K_{w1}$ は車両の上下加速度、着座位置制御は乗員1の着座位置の上下加速度である。事前検討によって、上下加速度に対する重み $K_{w1}$ は、サスペンション速度と推力のリサージュ波形を大幅に変える作用があることが分かっており、次項で詳細に検討する。

### 3.2.3 上下加速度重みに対する応答の比較

2.2節および3.2.1項で示した車両-乗員系のモデルに、本章で設計した制御器を組み合わせ、The Math Work Inc.のMATLABで $1 \text{ ms}$ の時間刻みの計算条件で、表3.1に示す路面条件において車両重心制御、着座位置制御、乗員挙動制御の各上下加速度重み $K_{w1}$ を1から149まで4刻みで変更し、各制御系の性能を検証する。

図3.5は各制御器に対して重み $K_{w1}$ を変更し制御器を導出し、各路面条件での数値シミュレーションを行い各位置の上下加速度と上下ジャークのPeak to Peak値を示した図である。図3.6から図3.8は同条件で前輪のセミアクティブダンパの速度と減衰力のリサージュ波形を示し、表中の図の矢印

Table 3.2 Road displacement

Case	Frequency [Hz]	Amplitude [m]	Phase of left-right
1	1.3	0.01	0
2	6.0	0.003	0
3	2.4	0.005	$\pi$

Table 3.3 Controlled value of each method

$i$		Vehicle CoG Control (General method)	Seat Position Control (General method)	Passenger Control (Proposed method)
1	Controlled value	Vertical Acceleration of vehicle body	Vertical Acceleration of seated position	Vertical Acceleration of passenger's head
	$K_{w1}$	Adjustment	Adjustment	Adjustment
2	Controlled value	Vertical velocity of vehicle body	ヤ	ヤ
	$K_{w2}$	400	ヤ	ヤ
3	Controlled value	Tire displacement	ヤ	ヤ
	$K_{w3}$	2500	ヤ	ヤ
4	Controlled value	Actuator force	ヤ	ヤ
	$K_{w4}$	1.31	ヤ	ヤ

の方向に  $K_{w1}$  の値が大きくなる。まず、車両の上下共振である Case 1 において、図3.5の結果については他の路面条件に比べ差異は少ないがリサージ波形は大きく傾向が異なる。重み  $K_{w1}$  を増加させると、重心位置制御のリサージ波形で囲まれる面積の変化は少ないが、着座位置制御および乗員挙動制御の2つはリサージ波形で囲まれる面積が左は増え、右は減る傾向がある。また、着座位置制御および乗員挙動制御の2つは全ての路面条件において左右のリサージ波形が異なり、左右の減衰力差によってロール挙動が変化し、着座位置および乗員の頭部が制御されている。次に、乗員頭部の共振周波数の路面入力である Case 2 においては明確な差が確認できる。図3.5の Case 2 の頭部挙動において、上下加速度重み  $K_{w1}$  を増加させると乗員挙動制御（同図☆）は加速度およびジャークを低減できているのに対し、従来の車両重心制御（同図▽）および着座位置制御（同図△）はパッシブ（同図○）に比べても大きい結果となった。それはリサージ図形の Case 2 から分かる通り、従来手法は  $K_{w1}$  を増加させるとリサージ波形で囲まれる面積が増え、線形制御器で出力された制御力がセミアクティブダンパの最大および最小減衰力による制限され、セミアクティブダンパの減衰力が急激な変化を生じ、ジャークの増加を招いているためである。それに対して、乗員挙動制御は重み  $K_{w1}$  を増加させるとリサージ図形で囲まれる面積が減り、第2および第4象限が増え、急激な減衰係数変化を招くことが低減され、頭部の加速度およびジャークを低減できる。また、それは Case 3 においても同様な現象が発生し、着座位置制御は重み  $K_{w1}$  を増加させるとジャークが増加していることが確認できる。

以上の解析結果より、車両重心制御は、重み  $K_{w1}$  を増加させても他の2つ制御ほど乗員頭部の加速度およびジャークの応答に影響がない。着座位置制御は、重み  $K_{w1}$  を増加させると加速度は少しだけ低減できるがリサージで囲まれた面積が増加しジャークが増加する。乗員挙動制御は、重み  $K_{w1}$  を増加させると、加速度およびジャークが低減できることが、リサージ図形の波形からも考察できた。

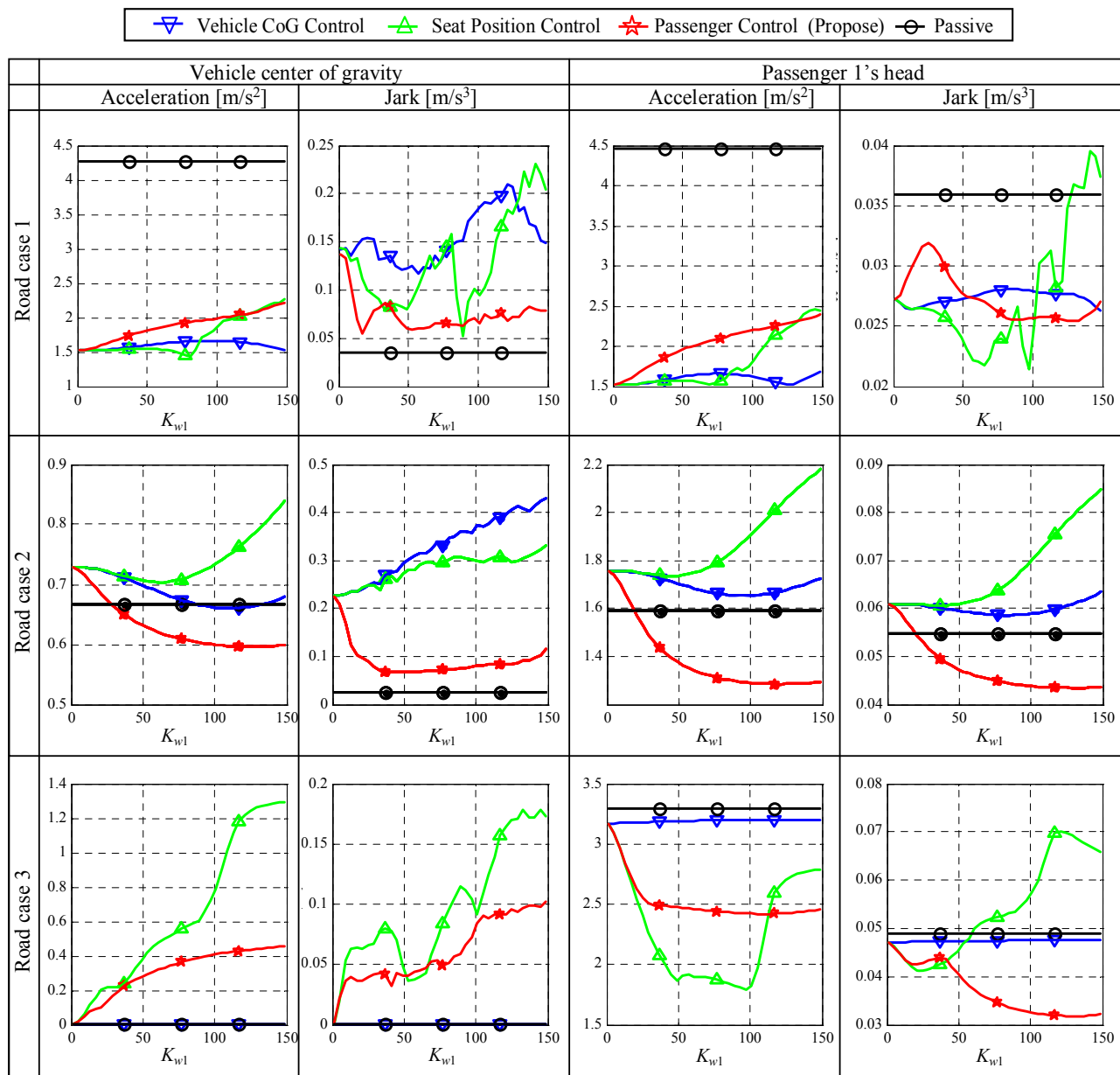


Fig. 3.5 Peak to peak value of the vertical acceleration and the vertical jerk

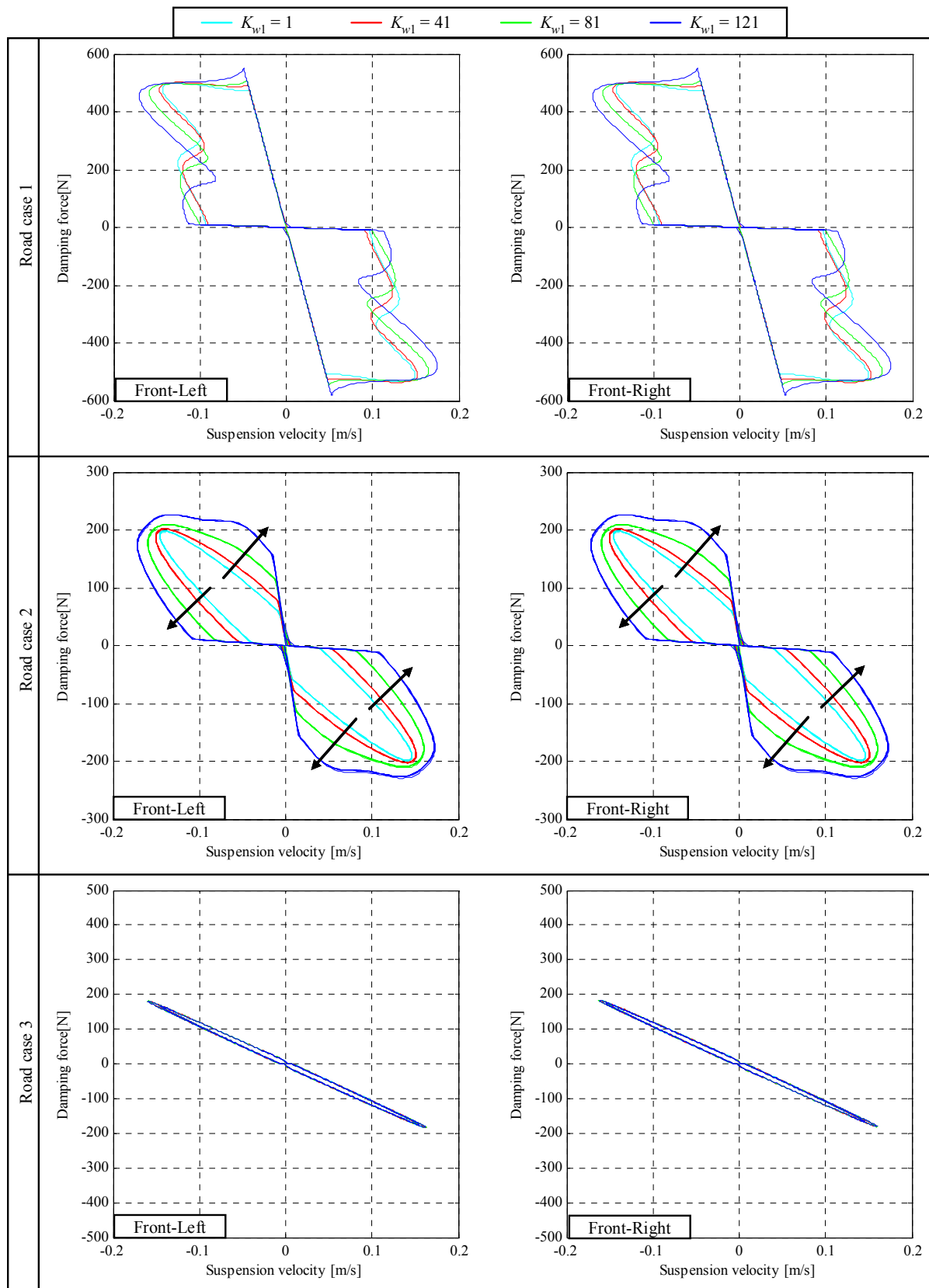


Fig. 3.6 Lissajous figure of suspension velocity and damping force of of "Vehicle CoG Control"

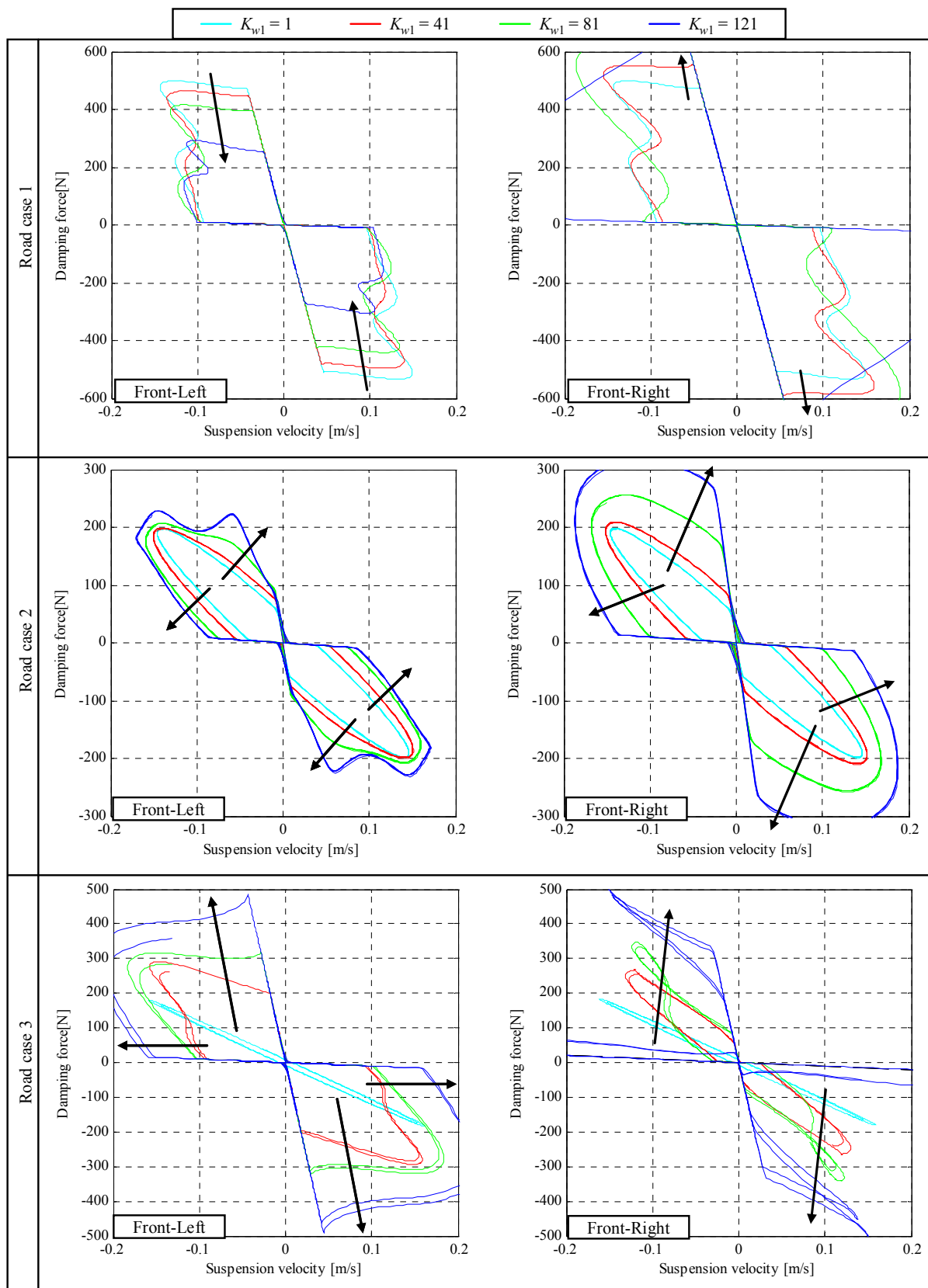


Fig. 3.7 Lissajous figure of suspension velocity and damping force of "Seat Position Control"



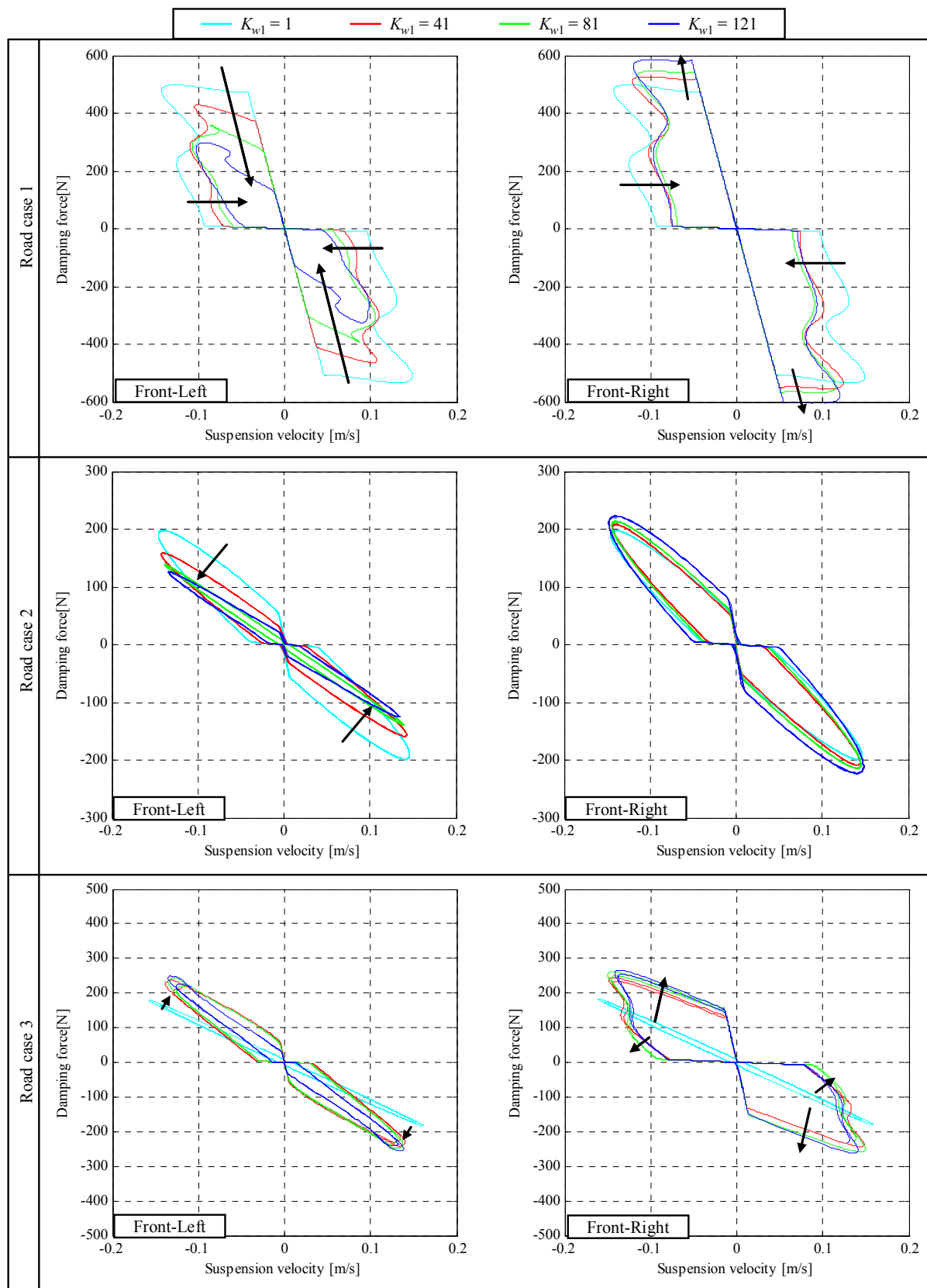


Fig. 3.8 Lissajous figure of suspension velocity and damping force of "Passenger Control"

### 3.3. 数値シミュレーション

#### 3.3.1 ランダム路面での従来手法との比較

3.2.3節で示したように、周波数重み  $K_{w1}$  を変化させると減衰力の大きさは変化するものの、サスペンション速度がゼロ付近において急激な減衰力の時間変化が生じる。そのため、減衰力の増加（加速度の低減）と減衰力の時間変化（ジャークの増加）はトレードオフの関係にあり、その特性を踏まえた設計が必要である。数値シミュレーションを行うにあたり、加速度およびジャークからなる評価関数を設定し、リサージュ波形の応答を確認しながら、評価関数が最小になるような周波数重み  $K_{w1}$  を決定することを検討したが、それら物理量を組み合わせた評価法については、研究報告がなく評価量の妥当性に疑問が残る。そこで、各制御手法において、乗員頭部の上下加速度が最小となるような周波数重み  $K_{w1}$  を求め、各制御手法による比較を行う。本節では、3.2.3項の解析結果を踏まえ、車両重心制御、着座位置制御、乗員挙動制御の重み  $K_{w1}$  を各仕様において乗員頭部の上下加速度が最も小さくなる値において、それぞれの性能を検証する。

それぞれの制御器の重み  $K_{w1}$  は、図3.5に示す3つの路面条件の乗員頭部の加速度の総和が最も小さくなる値を設定する。図3.9に示すのが、3つの路面条件の乗員頭部の加速度の総和を示している。それぞれの制御器において、最も値が小さくなる重み  $K_{w1}$  は異なり、車両重心制御では  $K_{w1} = 125$ 、着座位置制御では  $K_{w1} = 49$ 、乗員挙動制御では  $K_{w1} = 33$ 、それ以外の周波数重みゲインは表3.3のとおり同一として制御系の導出を行った。なお、本節では図2.14に示す ISO の C 路面相当の路面での各手法の比較を行う。

図3.10は、車両重心および乗員1の頭部の上下方向の加速度 PSD である。車両重心の上下加速度に関しては、2.5.2項の結果と同様に、車両重心制御がばね上の共振周波数 (1.3 Hz) の振動を大幅に抑制している。一方、乗員1頭部の上下加速度に関しては、着座位置制御および乗員挙動制御ともに、車両のロール運動の共振周波数である2.0Hz 近傍および乗員頭部の共振周波数である6.0 Hz 近傍において、車両重心制御に比べて乗員の頭部の振動が低減し、乗員への負担も軽減していると考えられる。図3.11は乗員1の着座位置の上下方向のジャーク、図3.12は頭部の上下方向のジャークの時系列応答である。図3.10で示した PSD においては、着座位置制御と乗員挙動制御の差異はあまり見られなかったが、時系列応答からは乗員挙動制御は着座位置制御に比べてジャークの低減を実現できる制御系であるがわかる。

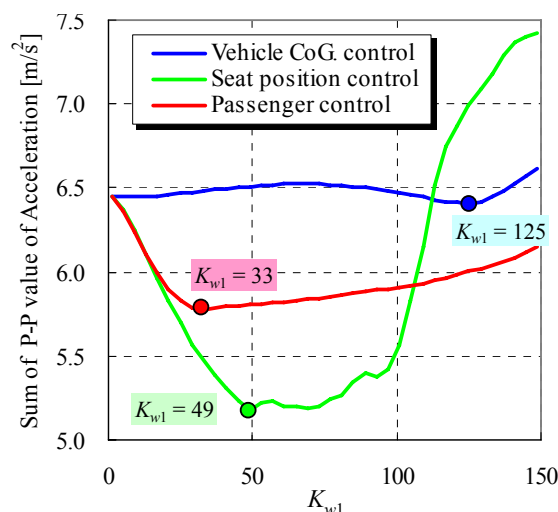


Fig. 3.9 Sum of peak to peak value of the vertical acceleration of passenger1's head

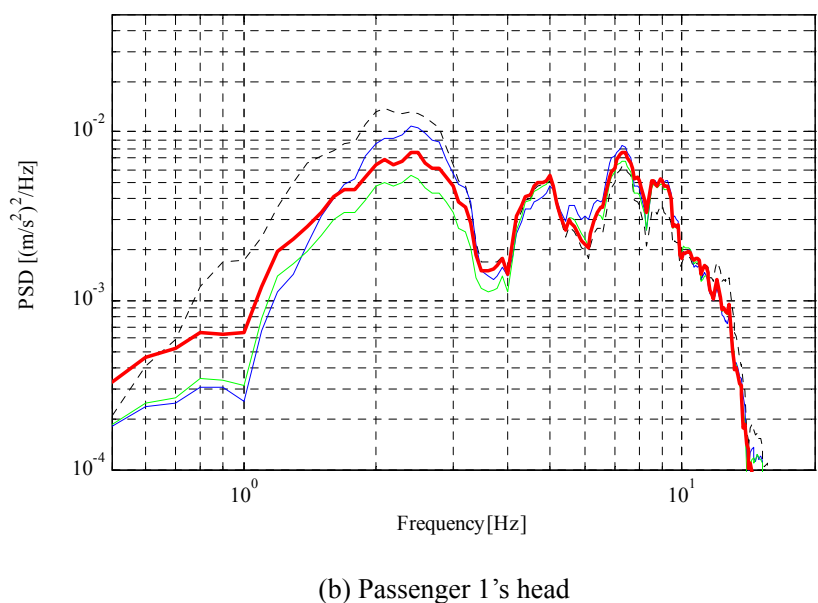
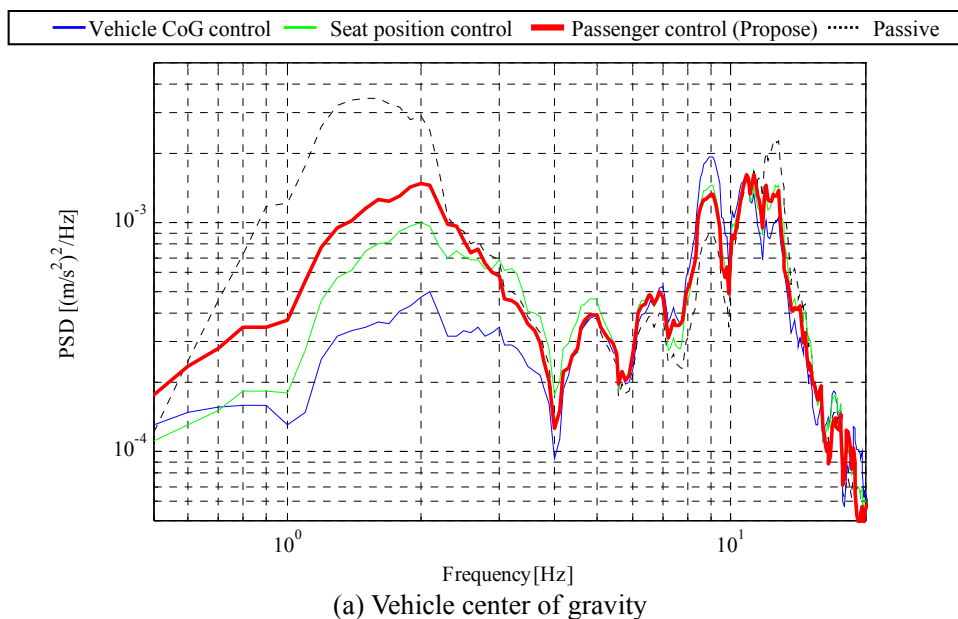


Fig. 3.10 PSD value of vertical acceleration

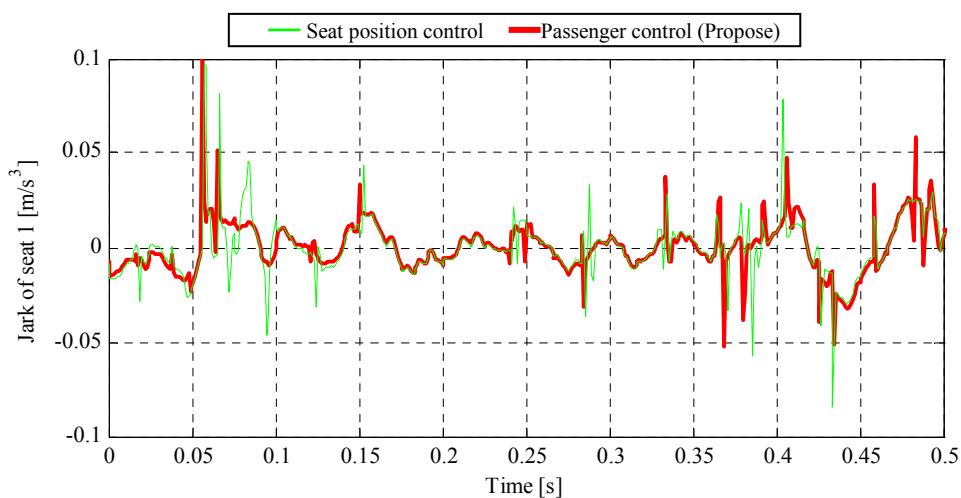


Fig. 3.11 Time history of passenger 1's seat jerk

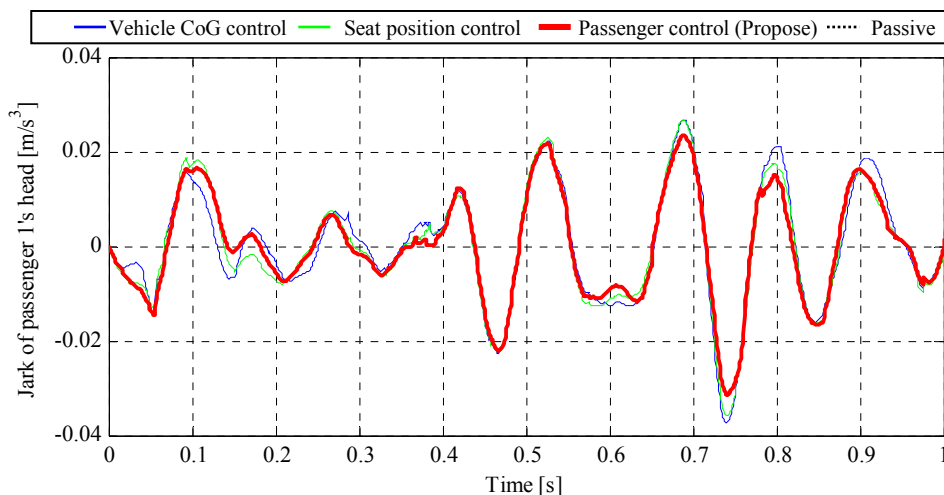


Fig. 3.12 Time history of passenger 1's head jerk

### 3.3.2 フルアクティブの乗員挙動制御との比較

本項では、前章で提案したフルアクティブサスによる乗員挙動制御と本章にて提案するセミアクティブサスによる乗員挙動制御の差を明らかにする。両手法の制御系設計に用いる周波数重みは表3.4に示す。Semi-activeは、3.3.1項で検証したセミアクティブを用いた乗員挙動制御であり、Active 1は、Semi-activeと同様の制御系をアクティブサスに適用した場合である。また、乗員挙動制御の評価量である乗員1の上下加速度重みを変更した制御系がActive PS1である。さらに、2章において述べたフルアクティブサスを用いた乗員挙動制御との比較をするために、通常メカダンパを備えるActive PS1に対して、通常メカダンパを装着しないActive PS2も比較検証する。なお、3.3.1項同様に、図2.14に示すISOのC路面相当の路面を通過した際の挙動で比較を行った。

4輪のアクチュエータもしくはセミアクティブダンパが発生する力の絶対値のRMSと制御効果の指標とした乗員1の頭部上下加速度のRMSを示したのが図3.13である。Semi-activeおよびActive 1は、Passiveに比べ、RMSベースで乗員1の加速度を低減できている。Active 1に対して、Semi-activeはRMSが3%程度悪化する程度である。車両重心および乗員1の頭部の上下加速度のPSDを図3.14に示している。Semi-activeに比べ、Active 1はほぼ全周波数帯域において、両加速度のPSDを低減できている。また、前左輪のアクチュエータが発生する力のリサージュ波形を図3.15に示す。アクティブサスによって発生する推力指令がセミアクティブサスにおいても発生できる第2および4象限に多く存在するため、フルアクティブとセミアクティブサスによる大幅な差異が生じなかったと考えられる。

アクティブサスによる振動抑制効果を高めるべく、Active PS1およびActive PS2において、乗員頭部の上下加速度重み違いの制御系の性能検証した。図3.13にRMSでの比較を示している。乗員1の頭部の上下加速度重み $K_{w1}$ に対する乗員頭部の上下加速度応答は、通常メカダンパを備えた仕様(Active PS1)と備えていない仕様(Active PS2)で、大きく異なる結果となった。最も加速度を低減できたのは、通常メカダンパを備えていない仕様であり、通常メカダンパを装着すると車体ばね上のとばね下の共振周波数の間の周波数帯域のばね上振動が増加するため、メカダンパを装着しない方がRMSでの評価において振動を抑制できると考えられる。しかし、メカダンパを装着しない方がアクティブサスが発生する推力が大きい傾向にあり、限られた推力で振動抑制を実現する場

合においては、メカダンパを装着した方が良いといえる。また、制御量としていない乗員2の頭部上下加速度は、乗員1の頭部の上下加速度重み  $K_{w1}$  を大きい値にし過ぎると、Passive よりも振動が増加することもあり、設計においては留意する必要がある。RMS での評価において、最も制振効果が高い Active 2の、上下加速度 PSD を図3.14に示す。約1.4から約8Hz において、Active 1が最も振動低減効果が高い結果になったものの、それ以外の周波数においては必ずしも最も良い結果ではなかった。

以上をまとめると、乗員1の頭部上下加速度の RMS において、セミアクティブサスを用いた乗員挙動制御 (Semi-active) はパッシブサスペンション (Passive) に対して、15%の振動抑制効果がある。同 RMS において、アクティブサスサスを用いた乗員挙動制御は (Active 2) はパッシブサスペンションに対して、32%の振動抑制効果があることが分かった。

Table 3.4 Specifications of each method

		Semi-active	Active 1	Active PS1	Active PS2	Active 2
Control Method		Passenger Control	ヤ	ヤ	ヤ	ヤ
Susp.	Active / Semi-active	Semi-active	Active	ヤ	ヤ	ヤ
	Damping coefficient	100-10000 N/m/s*	1100 N/m/s	ヤ	300N/m/s	ヤ
Frequency weight	$K_{w1}$	33	ヤ	20, 40, ..., 140	ヤ	60
	$K_{w2}$	400	ヤ	ヤ	ヤ	ヤ
	$K_{w3}$	2500	ヤ	ヤ	5000	ヤ
	$K_{w4}$	1.31	ヤ	ヤ	ヤ	ヤ

\*The value for the control system design is 1100 N/m/s.

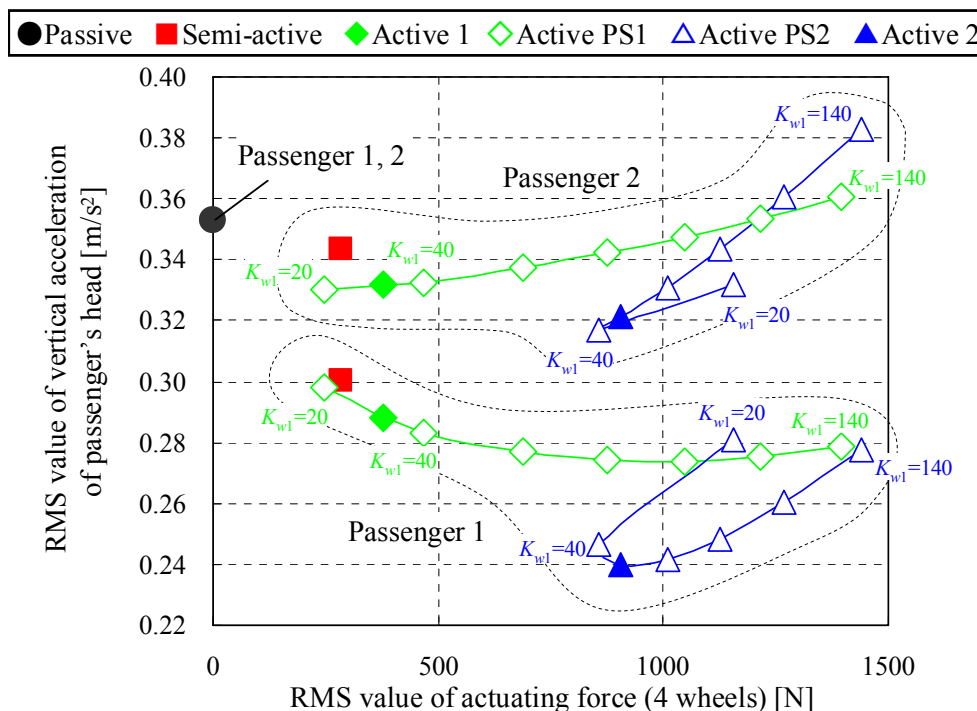
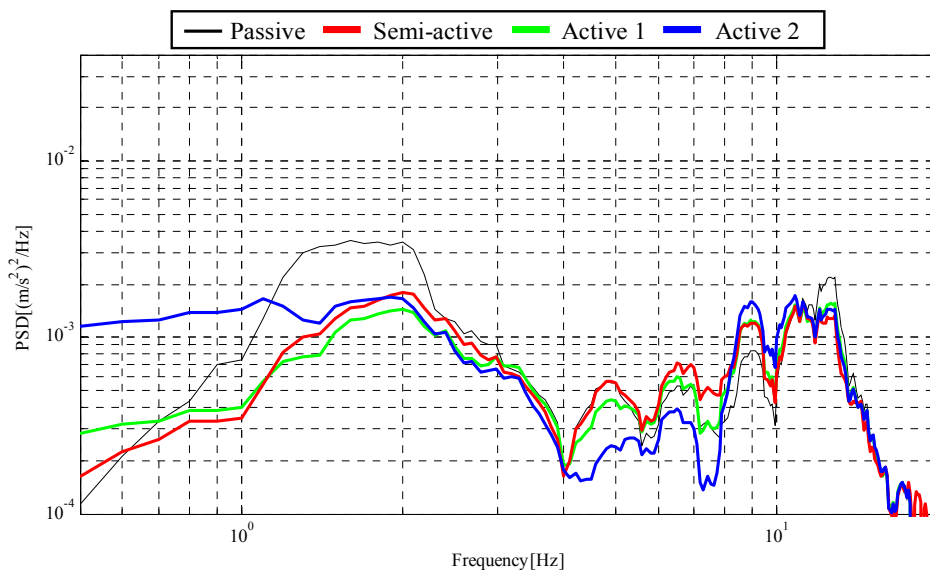
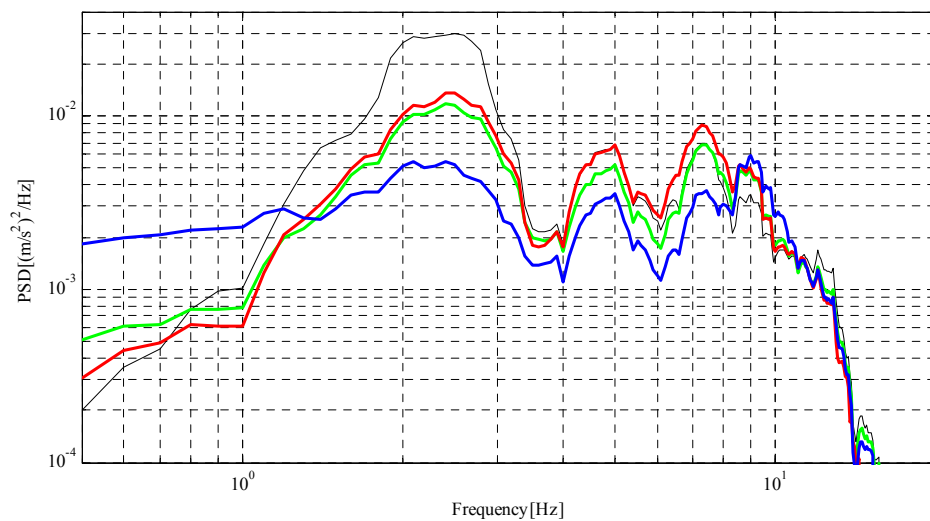


Fig. 3.13 RMS value of vertical acceleration and actuating force



(a) Center of gravity of vehicle



(b) Passenger 1's head

Fig. 3.14 PSD value of vertical acceleration

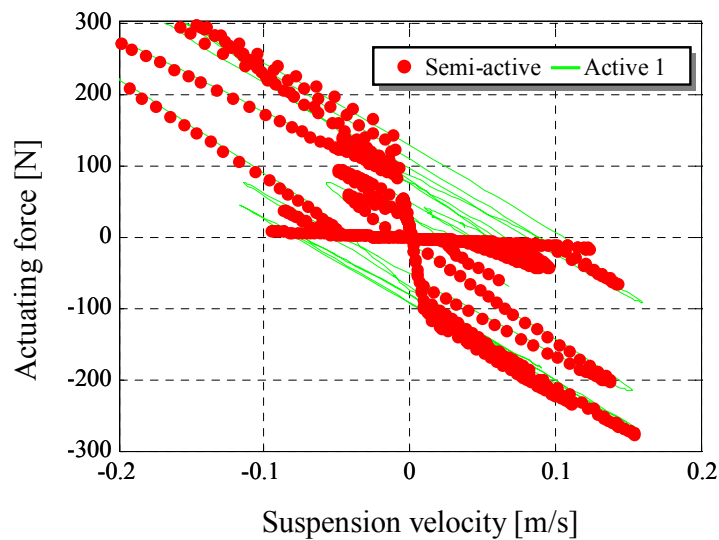


Fig. 3.15 Lissajous figure (Front-left suspension)

### 3.4 結言

本論文では、セミアクティブサスペンションを用いて、路面の凹凸による乗員の動きをより低減させることを目的とし、2章において提案したアクティブサスペンションを用いた乗員挙動制御をセミアクティブサスペンションにも適用すべく、セミアクティブダンパの速度と減衰力のリサージュ波形に着目した制御系設計を提案した。

数値シミュレーションの結果、ばね上、車体ロール、乗員頭部の共振周波数での路面条件において、セミアクティブダンパのリサージュ波形に基づき線形  $H_{\infty}$  制御器の周波数重みを設定することで、線形な制御器をセミアクティブダンパで実現するときに発生しやすい急激な減衰力変化に伴うジャークの発生を防止し、乗員の振動を抑えることができた。また、乗員挙動制御において、フルアクティブサスペンションに比べ消費エネルギーが小さいセミアクティブサスペンション<sup>(197)</sup>を用いた場合、フルアクティブサスペンションを用いた場合に比べ、乗員頭部の上下加速度 RMS が約17%増加することが分かった。

## 第4章 路面入力に対する車両の平面運動を考慮したアクティブサスペンションの制御系設計

### 4.1. 緒言

自動車の乗心地向上のため、これまでに多くのデバイスや手法が提案され、特に操縦安定性と乗心地の両立に関しても研究開発が行われてきた。その研究は、大きく2つに分類される。ひとつは操舵に対する車両の運動性能の向上であり、ロール角制御<sup>(47)</sup>、前後剛性配分制御<sup>(18)(48)(201)(202)</sup>、ピッチ角制御<sup>(49)(50)</sup>などである。もうひとつは、路面入力に対する各輪の輪荷重変化を低減し、車両の挙動を低減する接地荷重制御<sup>(51)(52)(53)</sup>などである。

一方、路面不整により車両の挙動が乱れる現象は、昔から課題として報告されている<sup>(180)(181)(214)</sup>。近年の研究では、路面入力に対する車両の応答は、輪荷重変化のみならず、図4.1に示すようにサスペンションのストロークによるステア角変化やタイヤ接地点変化（スカッフ）、さらに図4.2に示すようにタイヤ横力によるそれら変化によっても、影響を受けることが明らかになっている<sup>(151)</sup>。特に、コンベンショナルなサスペンションにおいて、香村らはロールを含む2輪モデルに車体のロール運動およびそれらのサスペンション特性を踏まえた車両モデルを構築し、左右輪の路面が上下逆相で車両に入力される場合の車両平面運動への影響を、実車実験も踏まえ体系的に示している<sup>(152)(153)</sup>。しかし、そのようなサスペンション特性の影響を考慮した制御サスペンションの制御手法は、まだ提案されていない。

そこで本論文では、接地荷重制御に加え、そのようなサスペンション特性による路面入力に対する平面運動への影響を考慮し、フルアクティブサスによる乗心地と操縦安定性（路面外乱に対する平面運動の低減）の両立を実現する制御手法を提案する。

路面外乱に対する平面運動への影響を考慮した制御系設計を行うには、路面外乱が前輪と後輪へ入力される時間差（むだ時間）を考慮した制御系設計が必要である。路面外乱の前後輪間のむだ時間を考慮した制御手法は、木村・赤津らが前輪ばね下の動きから路面外乱を推定し、後輪が実際にその路面を通過する際、路面からの外乱をキャンセルするように後輪の制御サスペンションを制御する手法<sup>(16)(24)</sup>を、Moran・永井らが非線形ニューラルネットワークにより後輪の路面外乱を推定し、それを補償する手法<sup>(25)</sup>を、荒木らが予見最適アルゴリズム<sup>(26)</sup>を適用し、Zhangらは前後輪の路面入力むだ時間をPade近似し、それをモデルに考慮したカルマンフィルタを設計し、最適制御を適用した手法<sup>(27)</sup>をそれぞれ提案している。一方、鉄道の分野においては、愛田らが、軌道の凹凸の入力が制御対象とする車両に加わる時間とその前の車両に加わる時間差を離散時間モデルで表現し、連続時間に変換したのち $H_\infty$ 制御器の設計を行う方法<sup>(176)</sup>を提案している。それらは、主に路面外乱に対する上下方向の車両振動を低減することを目的としており、それぞれ制振効果が示されている。



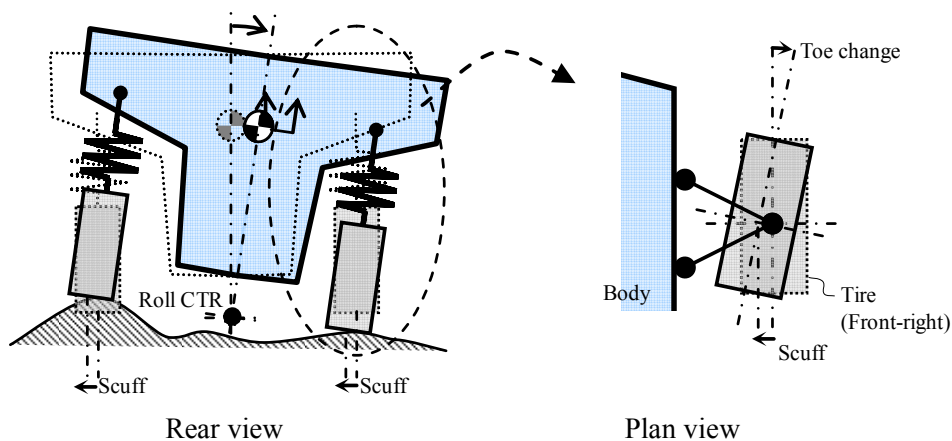


Fig. 4.1 Toe change and scuff caused by roll motion

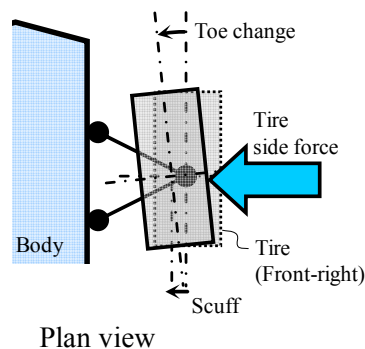


Fig. 4.2 Toe change and scuff caused by tire side force

しかし、前後輪の路面外乱のむだ時間を考慮し、制御サスペンションを用いて路面からの入力に対する平面運動の低減を図る手法は、Oraby らが木村・赤津らの提案した手法を上下動が含まれる平面2輪モデルに適用し、その効果を示した報告<sup>(177)</sup>がある程度であり、あまり多く議論されていない。

本論文では、サスペンションのストローク、タイヤ横力に対するステア角および接地点の変化によるタイヤ横力変化特性をモデル化する。一定車速における前輪の路面入力に対する後輪の路面入力のむだ時間を、車速とホイールベースによって定まる3次の Pade 近似で表現することで、4輪の路面外乱が独立に入力するのではなく、前輪2輪から路面外乱が入力される車両モデルを構築する。構築したモデルに外乱包含  $H_\infty$  制御を適用し、車両の上下加速度および横加速度を制御量のひとつにすることで、乗心地と操縦安定性の両立が可能であることを示す。また、一定車速においてサスペンションストロークおよびタイヤ横力によるタイヤ横力変化特性をモデル化せずに同制御手法によって制御器を設計した場合と提案手法を比較し、提案手法の有効性を示す。

## 4.2 モデリング

### 4.2.1 サスペンション特性を踏まえた車両モデル

本章で制御対象とする車両モデルは、図4.3に示すフルビークルモデルであり、車体とばね下の間にアクティブサスを備える。車速  $V$  は一定とし、本モデルの四輪ばね下（上下4自由度）、車体ばね上（横、上下、ロール、ピッチ、ヨー）の計9自由度の運動方程式は次のとおりである。各パラメータは表2.1に示す。

$$\begin{aligned}
 (M_b + 4M_t)V \left( \frac{d\beta}{dt} + \gamma \right) &= F_{y1} + F_{y2} + F_{y3} + F_{y4} \\
 M_b \ddot{z}_{cg} &= -K_f z_{s1} - C_f \dot{z}_{s1} + F_1 - K_f z_{s2} - C_f \dot{z}_{s2} + F_2 - K_r z_{s3} - C_r \dot{z}_{s3} + F_3 - K_r z_{s4} - C_r \dot{z}_{s4} + F_4 \\
 I_r \ddot{\phi} &= \frac{T_f}{2} [-K_f (z_{s1} - z_{s2}) - C_f (\dot{z}_{s1} - \dot{z}_{s2}) + (F_1 - F_2)] + \frac{T_r}{2} [-K_r (z_{s3} - z_{s4}) - C_r (\dot{z}_{s3} - \dot{z}_{s4}) + (F_3 - F_4)] \\
 &\quad + G_m (F_{y1} + F_{y2}) (h_{cg} - h_{rf}) + G_m (F_{y3} + F_{y4}) (h_{cg} - h_{rr}) + M_b g H_r \phi \\
 I_p \ddot{\theta} &= -L_f (-K_f z_{s1} - C_f \dot{z}_{s1} + F_1 - K_f z_{s2} - C_f \dot{z}_{s2} + F_2) + L_r (-K_r z_{s3} - C_r \dot{z}_{s3} + F_3 - K_r z_{s4} - C_r \dot{z}_{s4} + F_4) \\
 &\quad + M_b g H_p \theta \\
 I_y \frac{d\gamma}{dt} &= (F_{y1} + F_{y2}) L_f - (F_{y3} + F_{y4}) L_r \\
 M_t \ddot{z}_{ui} &= K_t z_{ti} - F_i - K_f z_{si} - C_f \dot{z}_{si} \quad (i=1,2) \\
 M_t \ddot{z}_{ui} &= K_t z_{ti} - F_i - K_r z_{si} - C_r \dot{z}_{si} \quad (i=3,4)
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

ここで、 $G_m = M_b/M_{bt}$ 、 $h_{cg}$  は重心高、 $h_{rf}$ 、 $h_{rr}$  は前輪および後輪のロールセンタ高さ、 $H_r$  はロールセンタからばね上重心までの距離、 $H_p$  はピッチセンタからばね上重心までの距離として、すべて固定値とした。本車両モデルにおいて、ロール角、ピッチ角、ヨーレイト、各輪のタイヤ横すべり角は小さいため、それらをすべて線形化して扱う。 $F_{yi}$  はタイヤ横力、 $F_i$  はアクティブサスが発生する推力であり、 $z_{si}$  は各輪のサスペンションストローク、 $z_{ti}$  は各輪のタイヤたわみを示し、式(4.2)で与える。

$$\begin{aligned}
 z_{s1} &= z_{cg} + (T_f f)/2 - L_f q - z_{u1} \\
 z_{s2} &= z_{cg} - (T_f f)/2 - L_f q - z_{u2} \\
 z_{s3} &= z_{cg} + (T_r f)/2 + L_r q - z_{u3} \\
 z_{s4} &= z_{cg} - (T_r f)/2 + L_r q - z_{u4} \\
 z_{ti} &= z_{ri} - z_{ui} \quad (i=1, 2, 3, 4)
 \end{aligned} \tag{4.2}$$

タイヤ横力は、表4.1に示すとおりサスペンションのストローク、タイヤ横力に対するステア角および接地点の変化をそれぞれモデル化する。サスペンションのストロークによるトー角変化は、図4.4(a)に示すように、車体がバウンス運動をした場合のトー角変化を線形でモデル化する。次に、サスペンションのストロークに対する接地点の変化をモデル化するために、図4.5に仮想リンクを説明する。複数のメカニカルなリンクによって構成されるサスペンションは、仮想リンクという概念に置き換えることができる。本図は、アッパーアームとロアアームからなるダブルウィッシュボーン形式のサスペンションを備えた車両を車両後方から注視した図であり、タイヤは両アームによって、車体と連結している。なお、車体の荷重を支えるばねは、省略している。左後輪の接地中心点  $C_L$  は、左後輪のアッパーアームと左後輪のロアアームの延長線の交点である瞬間回転中心  $R_L$  回りに動くと考えることができ、同輪のサスペンションは点  $R_L$  と点  $C_L$  を結ぶリンクに置き換え、点  $R_L$

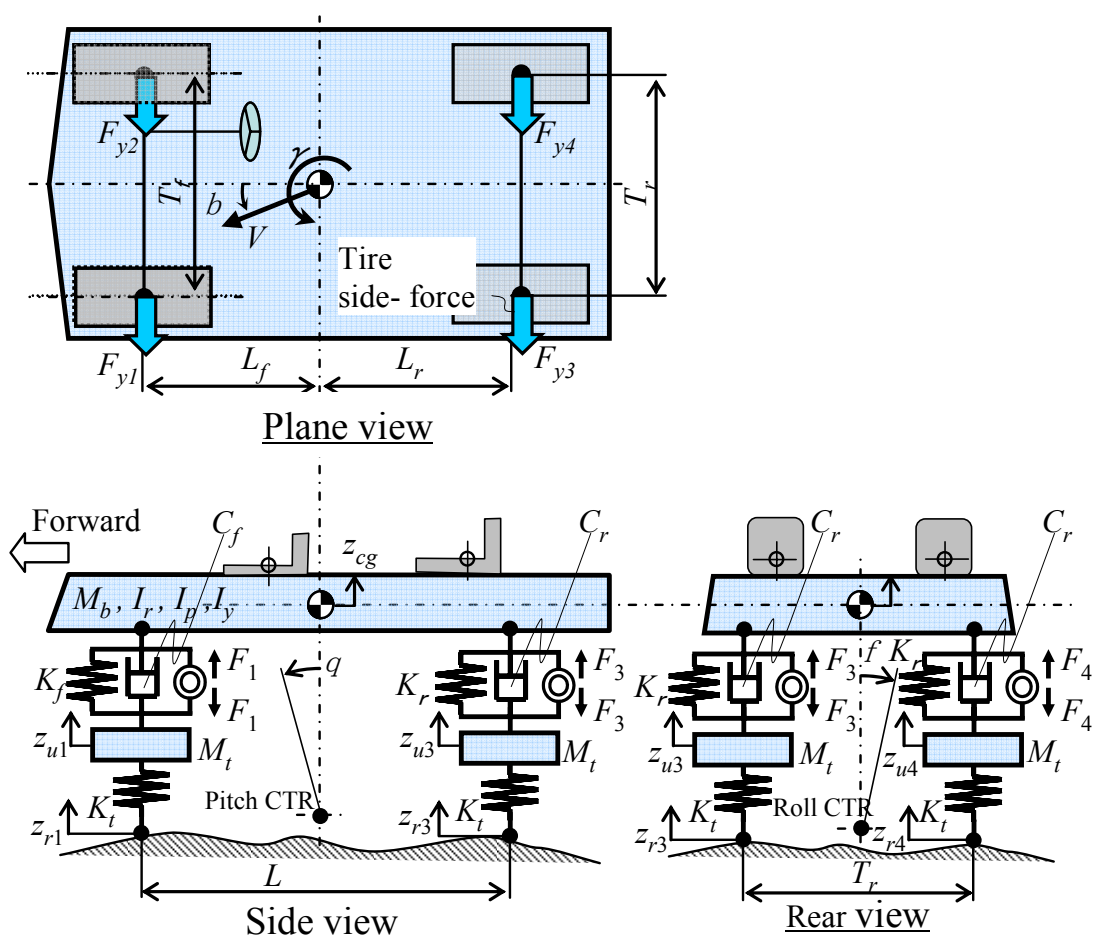
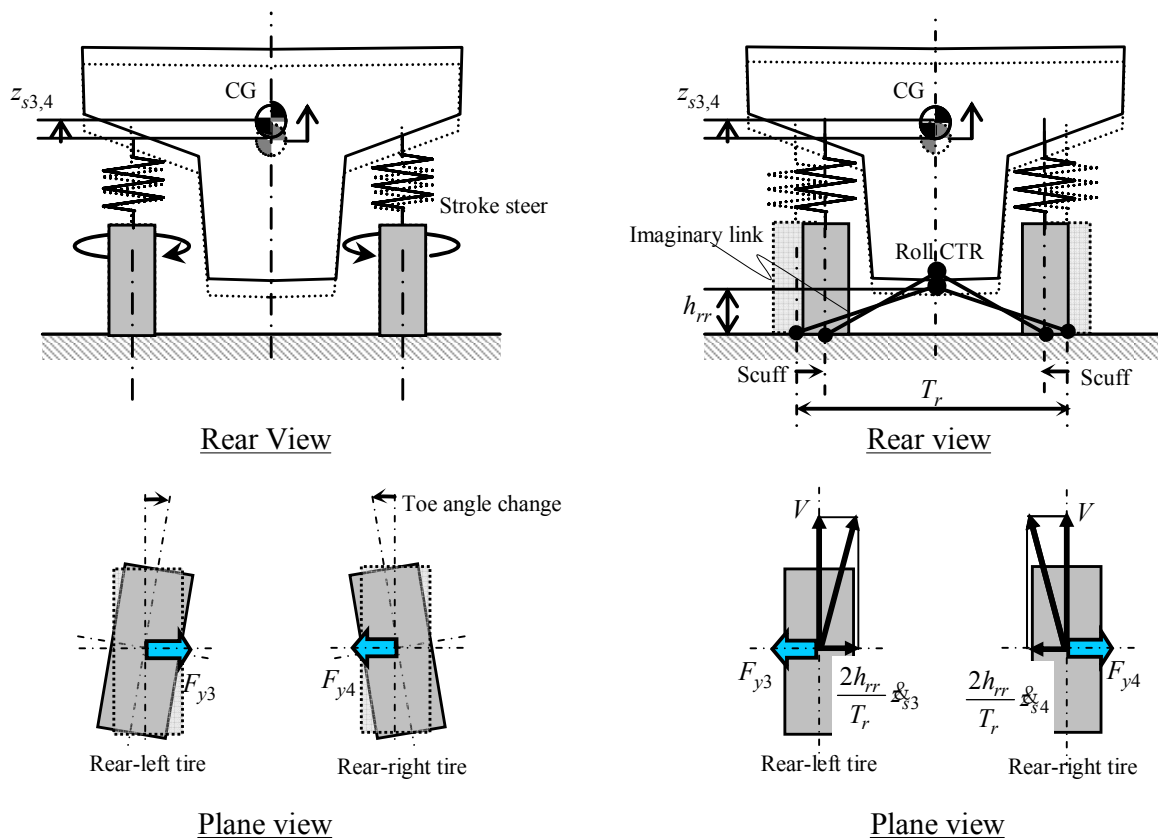


Fig. 4.3 Vehicle model

Table 4.1 Modeling of suspension characteristics

Output Input	Toe-angle change	Scuff
Suspension stroke	Modeling (A)	Modeling (B)
Tire side-force	Modeling (C)	Modeling (D)

回りに回転する。同様に、右後側の接地中心  $C_R$  は  $R_R$  回りに動くと考え、両点を結ぶリンクが点  $R_R$  回りに回転する。これを車体の動きで考えると、車体は両リンクの交点であるロールセンタ回りに回転すると考えることができ、複数のサスペンションリンクがロールセンタと両輪のタイヤ接地中心を結ぶ仮想リンク (Imaginary link) によって、置き換えることができる。仮想リンクを用いて、車体の動きに対する接地点の動きを図示したのが、図4.4(b)である。車体がバウンス運動をした場合、タイヤ接地点は車両中央に移動する。それに伴い、タイヤ前後方向と、タイヤ横移動速度とタイヤ前後速度（ここでは車速と仮定）による速度ベクトルには角度が生じ、タイヤは横すべり角を生じたのと同じ現象が発生する。それを考慮して、タイヤが発生する横力を表現したのが、式(4.3)である。



(a) Toe angle change caused by bounce motion      (b) Scuff caused by bounce motion  
 Fig. 4.4 Tire motion caused by bounce motion

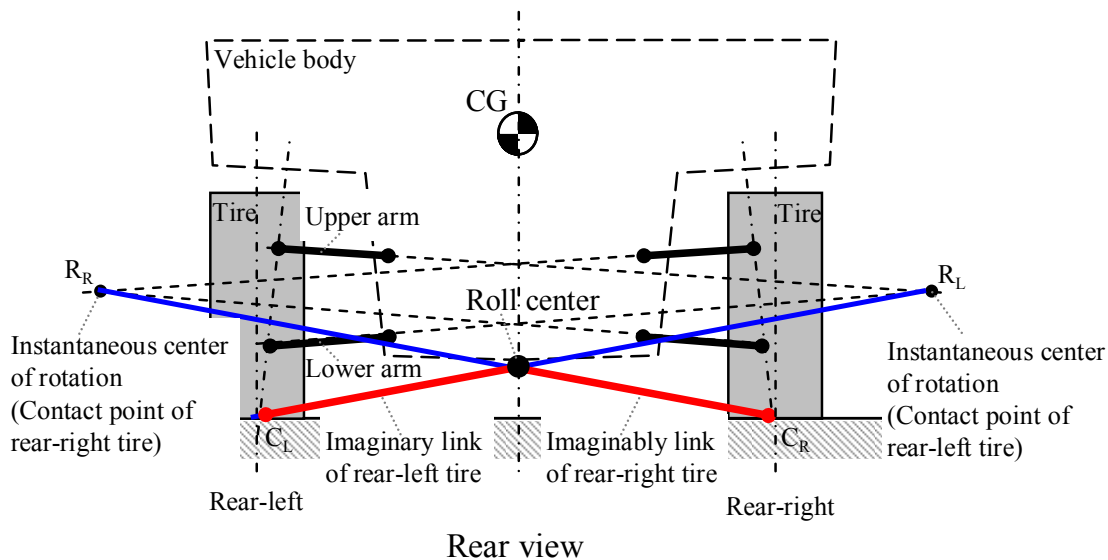


Fig. 4.5 Imaginary link of suspension

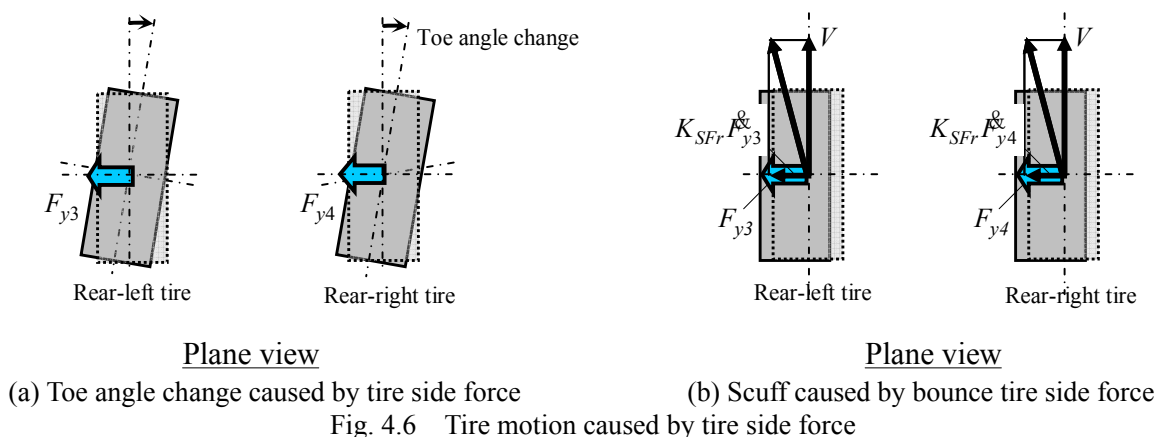


Fig. 4.6 Tire motion caused by tire side force

$$\begin{aligned}
 F_{y1} &= K_{Cf} \left( -\beta - \frac{L_f}{V} \gamma - K_{sf} z_{s1} + \frac{2h_{rf}}{T_f V} \dot{z}_{s1} \right) \\
 F_{y2} &= K_{Cf} \left( -\beta - \frac{L_f}{V} \gamma + K_{sf} z_{s2} - \frac{2h_{rf}}{T_f V} \dot{z}_{s2} \right) \\
 F_{y3} &= K_{Cr} \left( -\beta + \frac{L_r}{V} \gamma - K_{sr} z_{s3} + \frac{2h_{rr}}{T_r V} \dot{z}_{s3} \right) \\
 F_{y4} &= K_{Cr} \left( -\beta + \frac{L_r}{V} \gamma + K_{sr} z_{s4} - \frac{2h_{rr}}{T_r V} \dot{z}_{s4} \right)
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

ここで、括弧内は各輪のタイヤ横すべり角を示し、 $K_{Ci}$  はタイヤのコーナリングパワーである。 $K_{sf}$ 、 $K_{sr}$  は前後輪のサスペンションストロークによるトー角の変化を示す係数である（バウンス側トーイン）。括弧内の第3項はサスペンションストロークに対するステア角変化（表4.1(A)）、括弧内の最終項は接地点横移動量の時間変化と車速のなす角によるタイヤ横すべり角（表4.1(B)）をそれぞれモデル化している。

次に、タイヤ横力によるトー角変化および接地点横移動に関して説明する。図4.6にがタイヤ横力によるタイヤの動きを示す。トー角の変化はタイヤ横力に対して、サスペンションや車体の弾性変形などにより、タイヤの横力が低下する側にステア変化を生じるのが一般的であり、図4.6(a)に示すようなモデル化を行う。タイヤ横力による接地点の変化は、ステア角変化と同様の要因により、タイヤ横力と同一方向に移動する。この際、静的な接地点の移動は、タイヤの横力変化に影響を与えないが、サスペンションストロークによるスカッフ変化同様に、接地点の動的な変化はタイヤ横力に影響を及ぼす。タイヤ横力により、タイヤ前後方向と、タイヤ横移動速度とタイヤ前後速度（ここでは車速と仮定）による速度ベクトルには角度が生じ、タイヤは横すべり角を生じる。式(4.3)にタイヤ横力によるトー角変化および接地点横移動による横力変化分を踏まえたのが、式(4.4)である。

$$\begin{aligned}
 F_{y1} &= K_{Cf} \left[ -\beta - \frac{L_f}{V} \gamma - K_{sf} z_{s1} + \frac{2h_{rf}}{T_f V} \dot{z}_{s1} + \left( K_{SFf} F_{y1} + \frac{K_{SFf}}{V} \dot{F}_{y1} \right) \right] \\
 F_{y2} &= K_{Cf} \left[ -\beta - \frac{L_f}{V} \gamma + K_{sf} z_{s2} - \frac{2h_{rf}}{T_f V} \dot{z}_{s2} + \left( K_{SFf} F_{y2} + \frac{K_{SFf}}{V} \dot{F}_{y2} \right) \right] \\
 F_{y3} &= K_{Cr} \left[ -\beta + \frac{L_r}{V} \gamma - K_{sr} z_{s3} + \frac{2h_{rr}}{T_r V} \dot{z}_{s3} + \left( K_{SFr} F_{y3} + \frac{K_{SFr}}{V} \dot{F}_{y3} \right) \right] \\
 F_{y4} &= K_{Cr} \left[ -\beta + \frac{L_r}{V} \gamma + K_{sr} z_{s4} - \frac{2h_{rr}}{T_r V} \dot{z}_{s4} + \left( K_{SFr} F_{y4} + \frac{K_{SFr}}{V} \dot{F}_{y4} \right) \right]
 \end{aligned} \tag{4.4}$$

ここで、 $K_{SFi}$  は各輪のタイヤ横力によるステア角の変化を示す係数（横力低下方向のステア角変化を正）、 $K_{Ci}$  は前後輪のタイヤ横力によるタイヤ接地点の横移動量を示す係数である。（）内が横力による項であり、横力に比例してステア角変化が生じ（表4.1(C)）、接地点横移動量の時間変化と車速のなす角によるタイヤ横すべり角（表4.1(D)）が生じる。この項を横力  $F_y$  に対して整理すると、式(4.4)は式(4.5)となる。

$$\begin{aligned}
 F_{y1} &= K'_{Cf} \left( -\beta - \frac{L_f}{V} \gamma - K_{sf} z_{s1} + \frac{2h_{rf}}{T_f V} \dot{z}_{s1} \right) \\
 F_{y2} &= K'_{Cf} \left( -\beta - \frac{L_f}{V} \gamma + K_{sf} z_{s2} - \frac{2h_{rf}}{T_f V} \dot{z}_{s2} \right) \\
 F_{y3} &= K'_{Cr} \left( -\beta + \frac{L_r}{V} \gamma - K_{sr} z_{s3} + \frac{2h_{rr}}{T_r V} \dot{z}_{s3} \right) \\
 F_{y4} &= K'_{Cr} \left( -\beta + \frac{L_r}{V} \gamma + K_{sr} z_{s4} - \frac{2h_{rr}}{T_r V} \dot{z}_{s4} \right)
 \end{aligned} \tag{4.5}$$

ここで、 $K'_{Ci}$  は、横力にステア角を考慮した各輪の等価コーナリングパワーであり、次式のとおりである。

$$K'_{Ci} = \frac{K_{Ci}}{1 - K_{Ci} K_{SFi}} \quad (i = f, r) \tag{4.6}$$

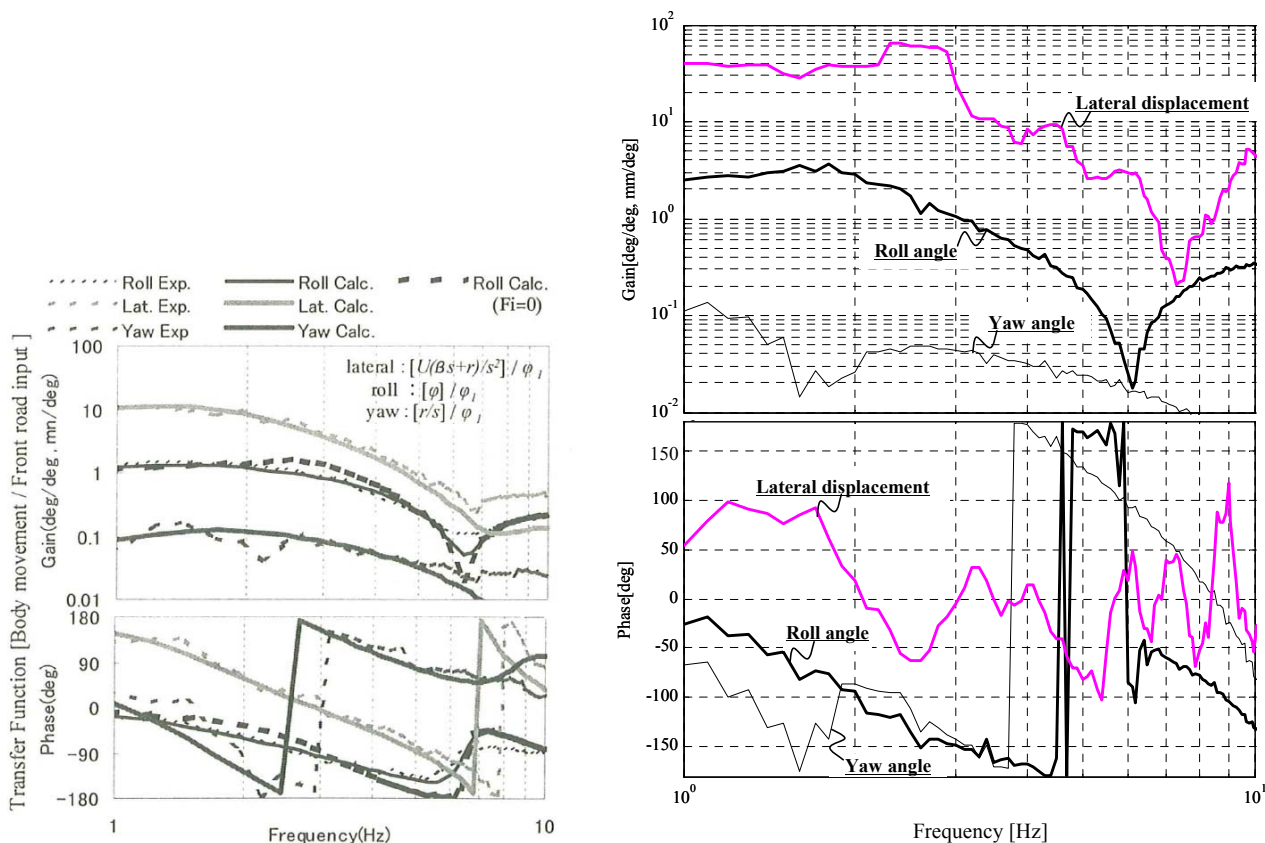
また、横力による接地点横移動によるタイヤ横すべりは、式(4.6)の等価コーナリングパワーに次式の遅れ要素を考慮した複素コーナリングパワーの形式で記述できる。なお、式(4.6)および式(4.7)の導出は付録Bに記す。

$$\begin{aligned}
 G_{di}(s) &= \frac{1}{T_i s + 1} \\
 T_i &= \frac{K_{Ci} K_{PFi}}{V(1 - K_{Ci} K_{SFi})} \quad (i = f, r)
 \end{aligned} \tag{4.7}$$

以上により、表4.1の(A)から(D)の定式化を行った。なお、各パラメータは、文献(178)を参考にステア特性が一般的な値（スタビリティファクタ： $1.43 \times 10^{-3} \text{ s}^2/\text{m}^2$ に設定）となるように、表4.2に示すように決定した。

Table 4.2 Specification of suspension characteristics

Symbol	Value	Symbol	Value
$K_{sf}$	0.13 rad/m	$K_{SFf}$	$8.0 \times 10^{-6}$ rad/N
$K_{sr}$	0.13 rad/m	$K_{SFr}$	$1.0 \times 10^{-6}$ rad/N
$K_{Cf}$	77000 N/rad	$K_{PFf}$	$6.7 \times 10^{-6}$ m/N
$K_{Cr}$	71000 N/rad	$K_{PFr}$	$6.7 \times 10^{-6}$ m/N



(a) Previous study (Experiment and simulation)<sup>(151)</sup>

(b) Our study (Simulation)

Fig. 4.7 Vehicle response caused by antiphase road disturbance

## 4.2.2 路面ロール入力による車両応答

前節までに示したサスペンションの特性を考慮した車両モデルの運動方程式を、2.2.1で述べた車両モデルの状態方程式をベースに、詳細なサスペンション特性を含む車両モデルの状態方程式を式(4.8)のとおり記述する。なお、式(4.8)の  $A_{sb}, A_{sc}, A_{sd}$  は、付録 A.4にて記載する。

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_s &= A_s x_s + B_{s1} w + B_{s2} u \\
 x_s &= [z_{u1} z_{u2} z_{u3} z_{u4} z_{cg} \phi \theta \dot{z}_{u1} \dot{z}_{u2} \dot{z}_{u3} \dot{z}_{u4} \dot{z}_{cg} \dot{\phi} \dot{\theta} \beta \gamma F_{y1} F_{y2} F_{y3} F_{y4}]^T \in \mathbb{R}^{20} \\
 w &= [z_{r1} z_{r2} z_{r3} z_{r4}]^T \\
 u &= [F_1 F_2 F_3 F_4]^T \\
 A_s &= \begin{bmatrix} A_v & A_{sb} \\ A_{sc} & A_{sd} \end{bmatrix}, B_{s1} = \begin{bmatrix} B_{v1} \\ 0_{6 \times 4} \end{bmatrix}, B_{s2} = \begin{bmatrix} B_{v2} \\ 0_{6 \times 4} \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{4.8}$$

本モデルは、車速一定での時不変モデルであり、車速  $V=120$  km/h (33.3 m/s) 一定における左右輪の路面が逆相の入力となる条件での車両平面運動を確認するため、式(4.8)の状態方程式を用いて、左右輪の路面は逆方向に変位し、後輪は前輪に対して  $\tau=V/(L_f+L_r)$  の時間差を生じる外乱が入力された場合の数値計算を行う。左前輪の路面変位（ロール角相当）に対する車両平面運動の伝達特性を図4.7に示す。文献(151)から(153)で報告された車両モデルのデータおよび実車データとは車両スペックが異なるため、応答は完全には一致しないが同様の傾向を示していることから、本モデルの妥当性が検証されたと判断した。

## 4.3 制御系設計

### 4.3.1 路面に対する後輪への路面入力むだ時間の近似

前後の車輪が同じ経路を走行した場合、図4.8(a)のとおり前輪の路面入力に対して後輪の路面入力に時間差（むだ時間）が存在する。本論文では、車速とホイールベースによって定まるむだ時間を Pade 近似で表現することで、4輪の路面外乱が独立に入力するのではなく、車速に依存し、図4.8(b)に示す前輪2輪から路面外乱が入力される線形モデルを構築し、制御系設計において車速を考慮する。

前後輪の路面外乱の時間差  $\tau=V/(L_f+L_r)$  は Pade 近似により、式(4.9)のとおり近似することが可能である。

$$e^{-\tau s} \cong \begin{cases} \frac{1-\tau s/2}{1+\tau s/2} \\ \frac{1-\tau s/2+\tau^2 s^2/12}{1+\tau s/2+\tau^2 s^2/12} \\ \frac{1-\tau s/2+\tau^2 s^2/12-\tau^3 s^3/120}{1+\tau s/2+\tau^2 s^2/12+\tau^3 s^3/120} \end{cases} \quad (4.9)$$

ここで、Pade 近似を考慮して前輪の路面外乱の入力に対する後輪の路面外乱の出力の状態方程式を次式に定義する。

$$\begin{cases} \dot{x}_{dr} = A_{fr} x_{dr} + B_{fr} w_f \\ w_r = C_{fr} x_{dr} + D_{fr} w_f \end{cases} \quad (4.10)$$

$$w_f = [z_{r1} \ z_{r2}]^T, w_r = [z_{r3} \ z_{r4}]^T$$

式(4.8)で定義した4輪の路面外乱が独立で加わる車両モデルに、式(4.10)で定義した前後輪の路面外乱の時間差を組み合わせ、前輪2輪から路面外乱が加わる車両モデルを式(4.11)のとおり構築する。

$$\begin{aligned} \dot{x}_{sp} &= A_{sp} x_{sp} + B_{sp1} w_f + B_{sp2} u \\ x_{sp} &= [x_s^T \ x_{dr}^T]^T \\ A_{sp} &= \begin{bmatrix} A_s & B_{s1r} C_{fr} \\ 0 & A_{fr} \end{bmatrix}, \quad B_{sp1} = \begin{bmatrix} B_{s1f} + B_{s1r} D_{fr} \\ B_{fr} \end{bmatrix}, \quad B_{sp2} = \begin{bmatrix} B_{s2} \\ 0 \end{bmatrix} \\ B_{s1} &= [B_{s1f} \ B_{s1r}] \end{aligned} \quad (4.11)$$



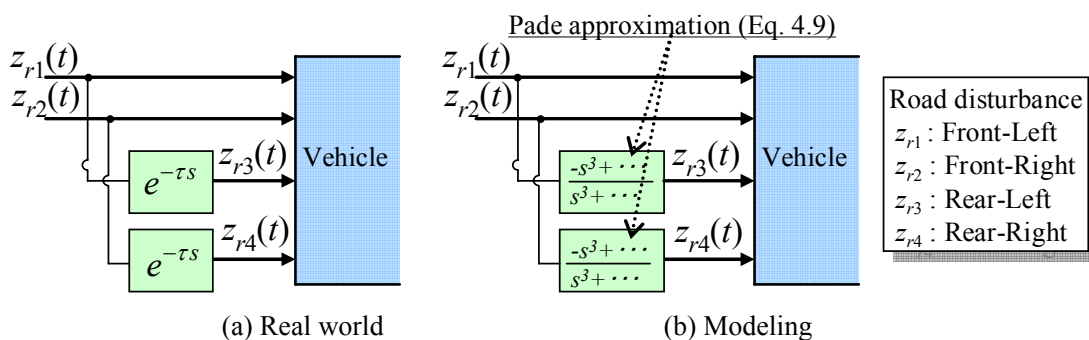


Fig. 4.8 Approximation of time delay of road disturbances from front to rear wheels

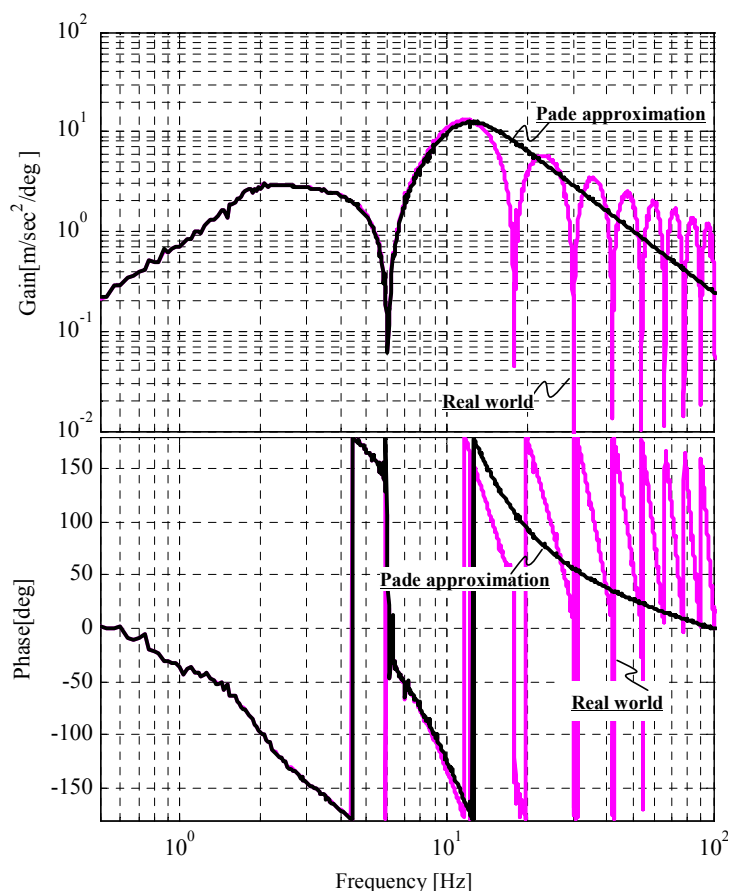


Fig. 4.9 Vehicle response of vehicle model which includes the Pade approximation (Antiphase road disturbance,  $V=16.7$  m/s (60 km/h))

前後輪の路面外乱の時間差に Pade 近似を用いることの妥当性を検証するため、車速  $V=60$  km/h (16.7 m/s) において、左右輪が逆相の路面入力を受けた場合の横加速度応答を、前後輪差にむだ時間を用いた場合と Pade 近時を用いた場合の検証を行った結果を図4.9に示す。3次の Pade 近似を用いることで、低周波からばね下の共振周波数帯域まで、むだ時間を用いた場合の応答を精度高く再現できることが確認できていることから、3次の Pade 近似を用いた。

### 4.3.2 外乱包含 $H_\infty$ 制御を用いた制御系設計

本論文では、4.2節で示した詳細なサスペンションモデルを含む車両モデルに4.3.1項で示した路面外乱の前後輪の時間差モデル (Pade 近似) を含む車両モデルにおいて、2.3.3項で述べた外乱包含  $H_\infty$  制御を適用し、一定車速において路面からの外乱の影響を抑えたい制御量に対して、周波数重みを用いることによって外乱を抑圧する外乱抑圧制御とロバスト制御を行う  $H_\infty$  制御理論における混合感度問題を適用する。

図4.10は、 $H_\infty$  制御系設計を行うための一般化プラントであり、車両モデル、路面外乱モデル、周波数重みからなる。まず、外乱となる路面は ISO の規格を考慮し、2.4.1項で述べたとおりの路面外乱モデルを用いる。次に、周波数重みは、図4.11に示すとおりである。本提案手法の制御量は、車両の上下加速度、車体の横加速度、車体の上下速度、各輪のタイヤ変位、各輪の発生推力である。車両の横加速度は、図4.12のとおりロールセンタでの横加速度にロール角加速度を考慮した車両重心点での横加速度であり、次式で求められる横加速度を用いている。

$$\ddot{y}_{cg} = \ddot{y}_{RC} - H_r \ddot{\phi} \quad (4.12)$$

それぞれの制御量の評価重み  $W_{1\sim 5}(s)$  は、図4.13に示すように、車体の上下、横加速度は ISO の振動感度特性<sup>(11)</sup>を考慮し、ばね上速度に関しては低周波で車両の動きを抑え、タイヤ変位はばね下共振でタイヤの接地荷重変動を抑え、極低周波での定常的な制御を防ぎ、無駄なエネルギーの消費を防止するために推力に重みを設定し、試行錯誤の上、それらの重みを決定した。本項では、車速を一定と仮定し、制御系設計を行う。

以上により、詳細なサスペンション特性および前後輪の時間差を踏まえた車両モデル、路面外乱モデル、周波数重みによって構成される一般化プラントは次式となる。

$$\begin{cases} \dot{x}_g = A_g x_g + B_{g1} w_g + B_{g2} u \\ z_g = C_{g1} x_g + D_{g11} w_g + D_{g12} u \\ y_g = C_{g2} x_g \quad \quad \quad + D_{g22} u \end{cases} \quad (4.13)$$

ここで、センサからの出力量  $y_g$  は車体のタイヤ位置での上下加速度であり、外乱である路面変位が直接影響しないため、 $y_g$  の  $w_g$  に対する項はゼロとなり、2.3.1.1項で述べた  $H_\infty$  問題における仮定1 A1-3から6が満たされない。そこで、式(2.44)を次式のとおり、修正を行う<sup>(161),(163)</sup>。

$$\begin{cases} \dot{x}_g = A_g x_g + \tilde{B}_{g1} w_g + B_{g2} u \\ \tilde{z}_g = \tilde{C}_{g1} x_g + \tilde{D}_{g11} w_g + \tilde{D}_{g12} u \\ y_g = C_{g2} x_g + \tilde{D}_{g21} w_g + D_{g22} u \end{cases} \quad (4.14)$$

$$A_g \in \mathbf{R}^{n \times n}$$

$$\tilde{B}_{g1} = \begin{bmatrix} B_{g1} & 0 & 0 & \varepsilon_1 R_1 & \varepsilon_1 R_1 \end{bmatrix}$$

$$\tilde{C}_{g1} = \begin{bmatrix} C_{g1} \\ \varepsilon_2 R_2 \\ \varepsilon_2 R_2 \end{bmatrix}, \quad \tilde{D}_{g11} = \begin{bmatrix} D_{g11} & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}, \quad \tilde{D}_{g12} = \begin{bmatrix} D_{g12} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\tilde{D}_{g21} = \begin{bmatrix} \varepsilon_3 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \varepsilon_3 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \varepsilon_3 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & \varepsilon_3 & 0 \end{bmatrix}$$

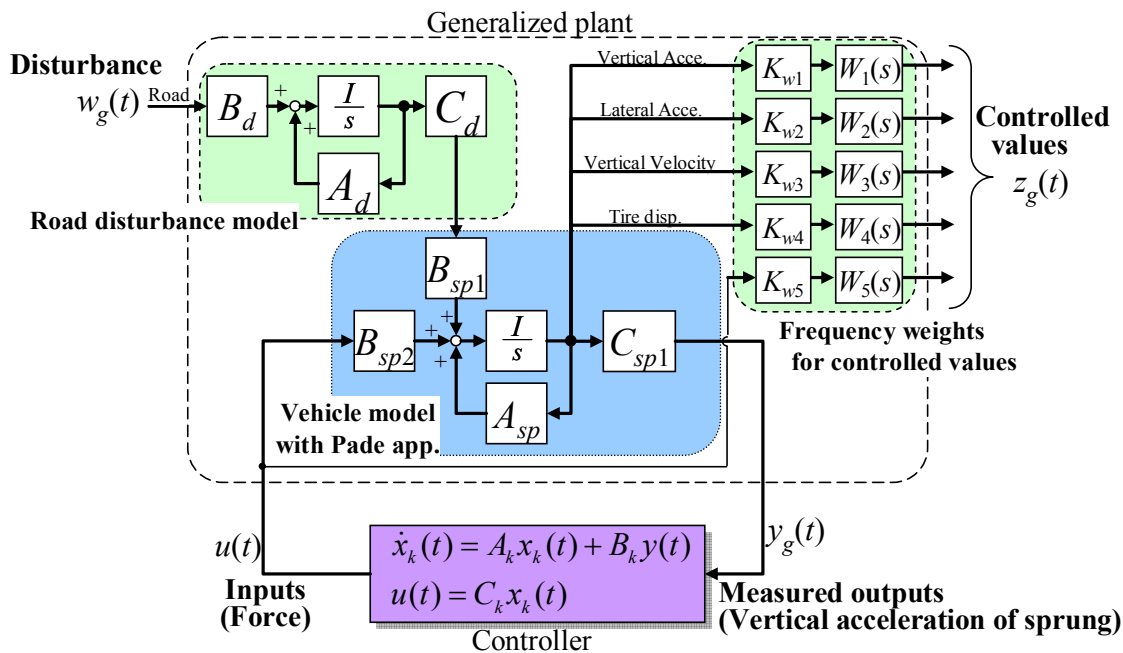


Fig. 4.10 Generalized plant

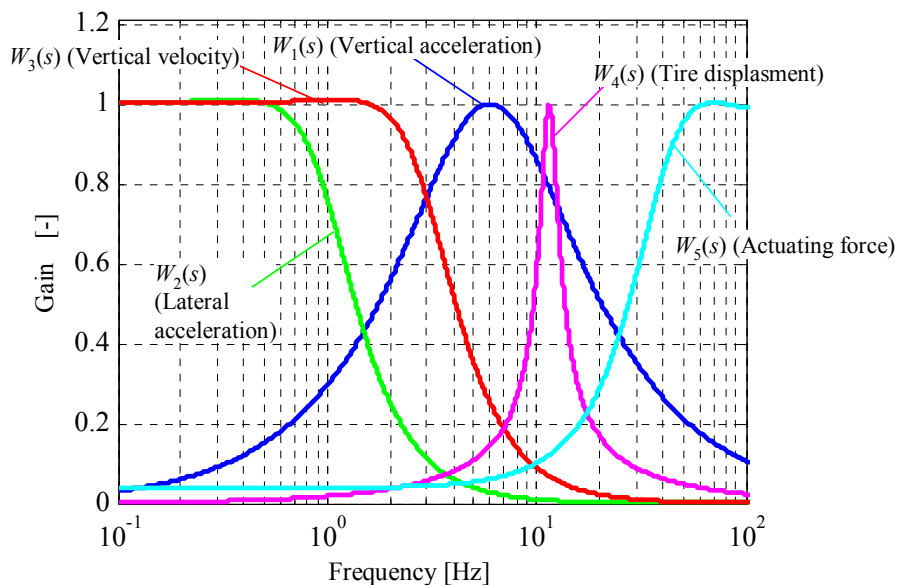


Fig. 4.11 Frequency weight

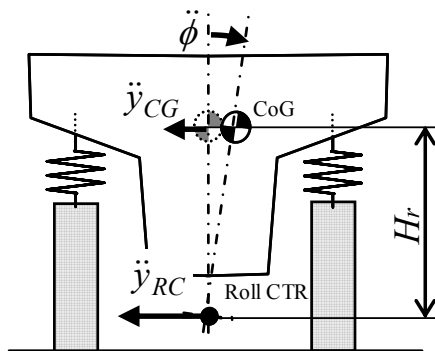
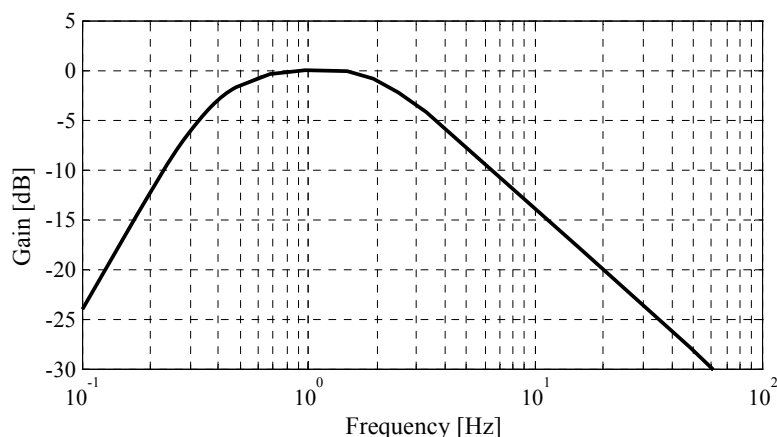


Fig. 4.12 Lateral acceleration (Rear view)

Fig. 4.13 Sensitivity curve of lateral vibration (ISO-2631)<sup>(111)</sup>

ここで、 $\tilde{D}_{g21}$ は $y_g$ の $w_g$ に対する直達項であり、白色ノイズと仮定したセンサノイズの項に相当し、このような定式化を行うことで、 $H_\infty$ 問題における仮定1 A1-4が満たされる。また、 $B_{g1}$ 項は式(4.14)のとおり、路面外乱に対する外乱 $\varepsilon_1$ を想定することで仮定1 A1-6、 $C_{g1}$ 項は状態量に対して制御量に作用する外乱 $\varepsilon_2$ を想定することで仮定1 A1-5を満たすことができる。 $\varepsilon_1$ に対しては、区間 $(0, 1)$ 内で一様分布する $n \times 1$ 次の乱数行列、 $\varepsilon_2$ に対しては、区間 $(0, 1)$ 内で一様分布する $1 \times n$ 次の乱数行列とした。以上により、式(4.14)のとおり、定式化を行うことで、 $H_\infty$ 制御問題の仮定1を全て満たすことができる。なお、 $\varepsilon$ は、制御系設計において、閉ループ系の極の最大値および制御性能を確認しながら<sup>(172)(173)(174)</sup>、閉ループ系の極の最大値がゼロに近くなる $\varepsilon$ を試行錯誤により求め、一般化プラントにおいてあまり影響のない $\varepsilon_1 = 0.001$ 、 $\varepsilon_2 = 0.01$ 、 $\varepsilon_3 = 1$ とし、制御系設計を行う<sup>(162)(166)</sup>。

### 4.3.3 周波数重みの設定

サスペンションによるタイヤ横力変化特性を考慮することの有効性を検証するため、本章で提案するタイヤ横力変化特性を考慮した $H_\infty$ 制御器と、従来のタイヤ横力変化特性を全く考慮していない $H_\infty$ 制御器の比較を行う。両制御系設計において用いた周波数重みは、バウンス特性が同じになるように、試行錯誤の上、バウンス挙動に関連するばね上加速度、ばね上速度、タイヤ変位、推力の重みをそれぞれ $K_{w1} = 30$ 、 $K_{w3} = 400$ 、 $K_{w4} = 1000$ 、 $K_{w5} = 0.1$ とし、両制御器において同一とした。表4.3に仕様を整理する。走行条件は、ISOのCクラスの路面が左右輪に逆相の入力とし、車両モデルは、4.2節で示した詳細なサスペンションモデルを含む車両モデルを用いて、路面外乱の前後輪の時間差はむだ時間とする。数値シミュレーションは、The Math Work Inc.のMATLABを用い、1 msの時間刻みで5秒間の計算を行った。制御系設計で用いた一般化プラントと数値シミュレーションモデルの比較を表4.4に示す。

本検討は、車速 $V = 16.7$  m/s (60 km/h)において行い、路面のPSDは図4.14、各輪の路面変位は図4.15のとおりである。また、図4.13に示すISOで規格化されている横加速度の周波数感度特性<sup>(111)</sup>を考慮し、横加速度の時系列データに本感度特性を模擬したバンドパスフィルタ<sup>(175)</sup>を通過させ、感度特性が高い周波数帯域の加速度データは横加速度が大きく補正された時系列データに対して、RMS(以後、補正RMS)を求めた。

Table 4.3 Controlled value of each method

		General method	Proposed method
	Suspension model which include tire-side force change	Not include	Include
1	Controlled value / $K_{w1}$	Vertical acceleration / 30	ヤ
2	Controlled value	Lateral acceleration	ヤ
	$K_{w2}$	Adjustment	Adjustment
3	Controlled value / $K_{w3}$	Vertical velocity / 400	ヤ
4	Controlled value / $K_{w4}$	Tire displacement / 1000	ヤ
5	Controlled value / $K_{w5}$	Actuator force / 1.05	ヤ

Table 4.4 Generalized plant to design the controller and simulation model

	Generalized plant	Simulation model
Vehicle	Full vehicle Sprung : Vertical, Lateral, Rolling, Pitching, Yawing motion Unsprung : Vertical motion	ヤ
Tire	Cornering stiffness (Linear model)	ヤ
Suspension	Equipped with an active suspension (Dynamic characteristic is NOT included)	ヤ
Tire-side force change	General method : Not include Proposed method : Include	Include
Sensor	Vertical acceleration of vehicle body (Dynamic characteristic is NOT included)	ヤ
Time lag of front to rear wheel	Pade approximation	Dead time

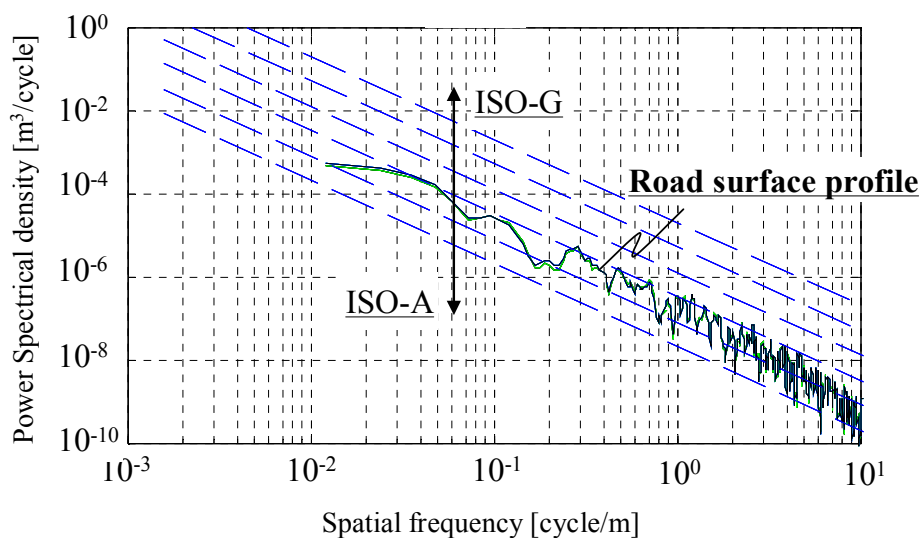


Fig. 4.14 PSD of road surface profile<sup>(171)</sup>

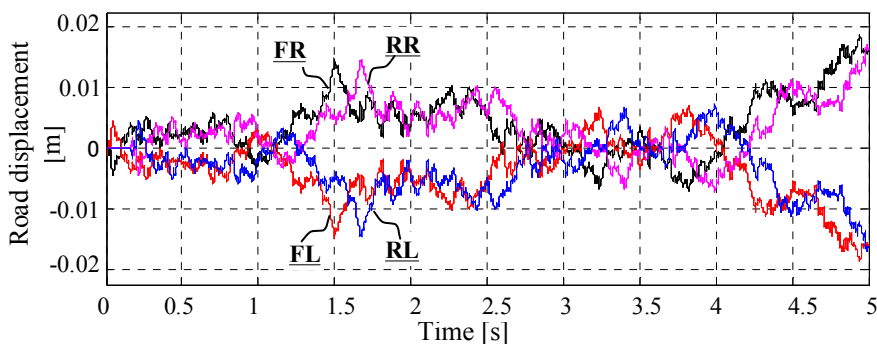
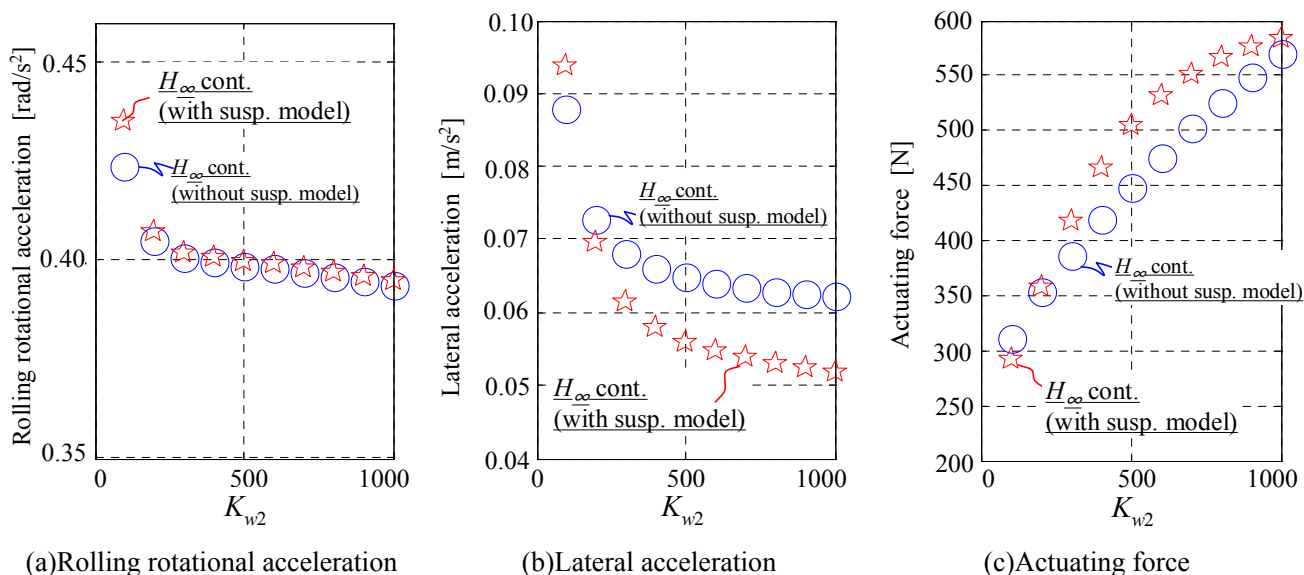


Fig. 4.15 Road displacement



(a)Rolling rotational acceleration

(b)Lateral acceleration

(c)Actuating force

Fig. 4.16 RMS value changed by evaluation function of lateral acceleration (Antiphase road disturbance,  $V=16.7\text{m/s}$ )

横加速度の重み  $K_{w2}$  を変化させた場合の各 RMS の変化を図4.16に示す。図4.16(a)のロール角加速度の補正 RMS は両制御共に同程度低減されているにも関わらず、横加速度重み  $K_{w2}$  を上げるに従い、図4.16(b)の横加速度の RMS は、提案するサスペンションの特性を考慮した制御器のほうが横加速度の低減効果が大きいことが分かる。また、横加速度重み  $K_{w2}$  を上げるに従い、図4.16(c)の推力の値が大きくなることから、横加速度の低減効果と推力の両方を考慮し、横加速度重み  $K_{w2}$  を設定することが重要である。

## 4.4 数値シミュレーション

### 4.4.1 計算条件と走行条件

提案手法の有効性を検証するために、本提案手法のタイヤ横力変化特性を考慮した制御器と考慮しない制御器の比較を行う。車両モデルは4.2節で示したモデルを用い、前後輪の路面入力の時間差はむだ時間とする。横加速度の重みは4.3.2項での検討結果を踏まえ、ロール加速度のRMS値が同一となるように、タイヤ横力変化特性を考慮していないモデルの制御器は $K_{w2}=350$ 、考慮した制御器は $K_{w2}=300$ とし、それ以外の重みは表4.3と同様とする。また、アクティブサスを搭載しない通常の車両<sup>(179)</sup>の応答も示す。比較する条件は、車速 $V=16.7\text{ m/s}$  (60 km/h) において、表4.5に示す3条件である。

### 4.4.2 単一周波数路面での応答

図4.17に示す2 Hzの単一周波数路面での車両応答を図4.18に示す。最初の外乱入力は左右輪の路面が同相で変化した場合、2つ目は左右輪の路面が逆相で変化した場合である。最初の応答では、通常の車両に比べ、両 $H_{\alpha}$ 制御器によるアクティブサス車両は上下方向の加速度の低減がされている。2つ目の応答では、タイヤ横力変化特性を考慮した $H_{\alpha}$ 制御器の方が考慮していない制御器に比べ、車両重心の横加速度 $\ddot{y}_{cg}$ の低減を実現している。車両重心の横加速度 $\ddot{y}_{cg}$ は、ロールセンタでの横加速度 $\ddot{y}_{RC}$ とロール角加速度とロールセンタと車両重心の長さの積で求められる並進方向の加速度 $-H_r\ddot{\phi}$ の和であり、各成分を図4.19に示す。それらの横加速度は、逆方向の動きを示し、ロールセンタでの横加速度応答（図4.19上段）には差異が小さいが、ロール角加速度による横加速度応答（図4.19下段）は異なる応答を示している。すなわち、詳細なサスペンションを考慮した制御系は、それを考慮しない制御系に比べ、タイヤが発生する横力により生じるロールセンタの横加速度とは逆方向の加速度をロール運動により発生させ、車両重心点の車両横加速度（図4.18下段）の低減を実現しているといえる。

Table 4.5 Driving condition

	Case 1	Case 2	Case 3
Vehicle speed	16.7 m/s	ヤ	ヤ
Frequency	2.0 Hz	Random (ISO-C)	ヤ
Left / Right road input	<ul style="list-style-type: none"> <li>• Coordinate phase</li> <li>• Antiphase</li> </ul>	• Coordinate phase	• Antiphase

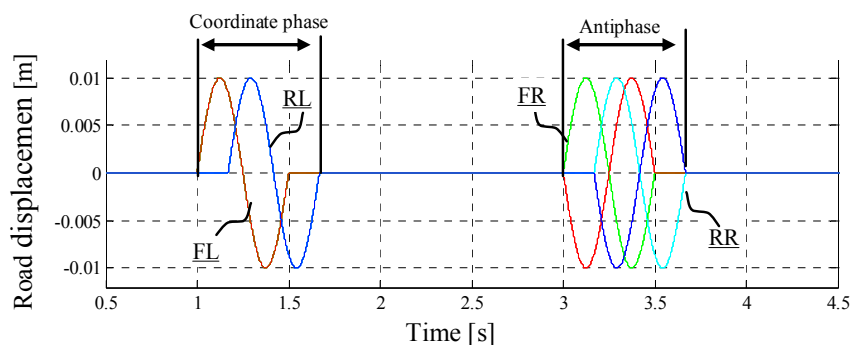


Fig. 4.17 Road displacement (Case 1)

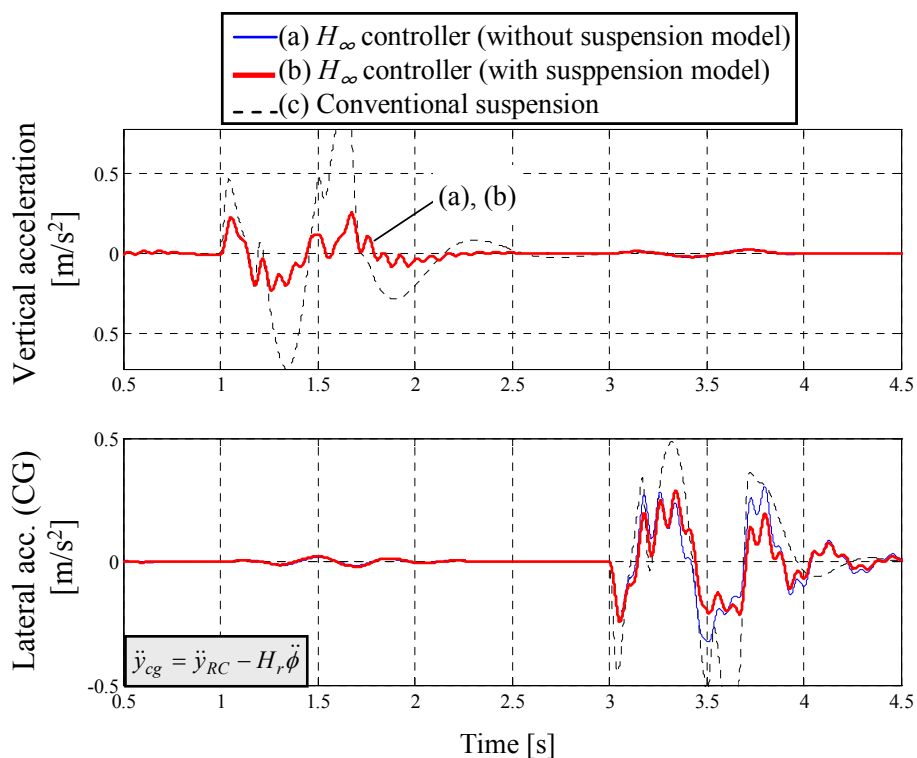


Fig. 4.18 Time history of vertical and lateral acceleration (Case 1)

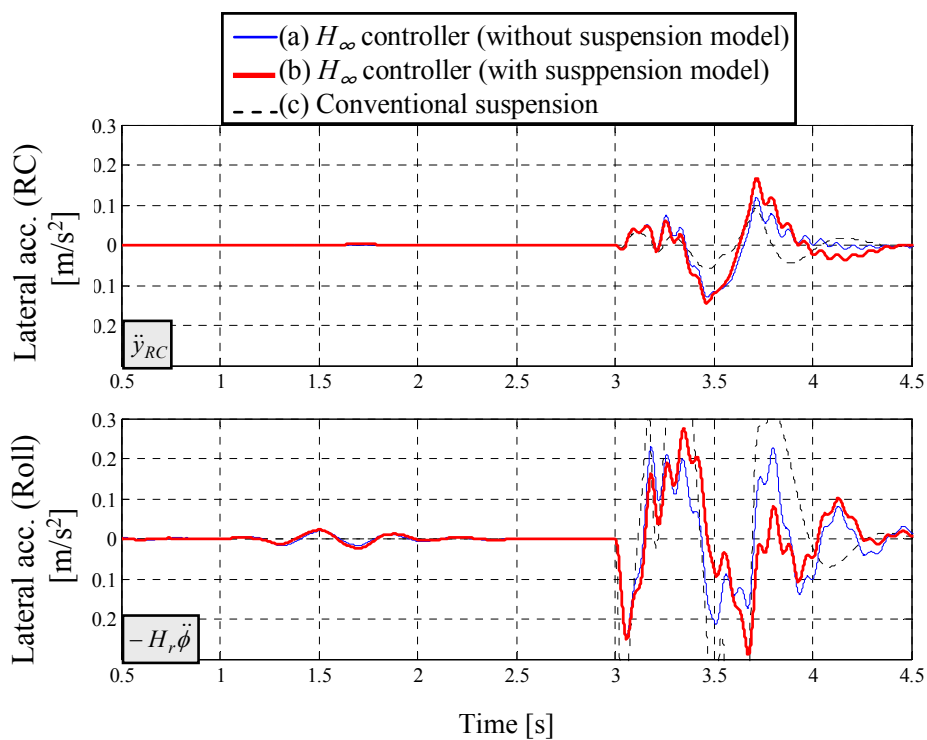


Fig. 4.19 Time history of lateral acceleration (Case 1)



### 4.4.3 左右輪の路面が同位相のランダム路面

図4.20に左右輪が同位相となるランダム路面を走行した場合の車両上下加速度の PSD を示す。本条件では、図4.15に示す ISO の C クラス<sup>(17)</sup>の路面を左右輪に同相で入力にしている。通常車両に比べ、 $H_\infty$ 制御を適用することで広い周波数帯域の振動を抑制することができている。また、タイヤ横力変化特性を考慮した  $H_\infty$ 制御器と考慮していない制御器の差はほとんどなく、車両の上下振動に関しては、タイヤ横力変化特性を考慮することによる弊害は特にないと見える。

### 4.4.4 左右輪の路面が逆位相のランダム路面

図4.21に左右輪が逆位相となる路面を走行した場合の車両横加速度の PSD を示す。路面は、図4.15の条件と同様である。約6 Hz 以下では、タイヤ横力変化特性を考慮した  $H_\infty$ 制御器は、通常車両は勿論、考慮していない制御器と比べても、路面入力に対する車両横方向の加速度を低減することができている。以上より、サスペンションのタイヤ横力変化特性を考慮して制御系設計をすることの有効性を示すことができた。

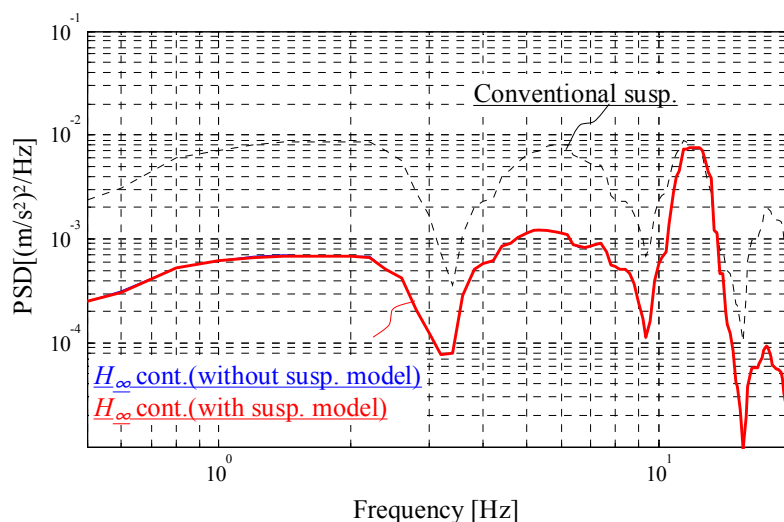


Fig. 4.20 PSD of Vertical acceleration (Case 2)

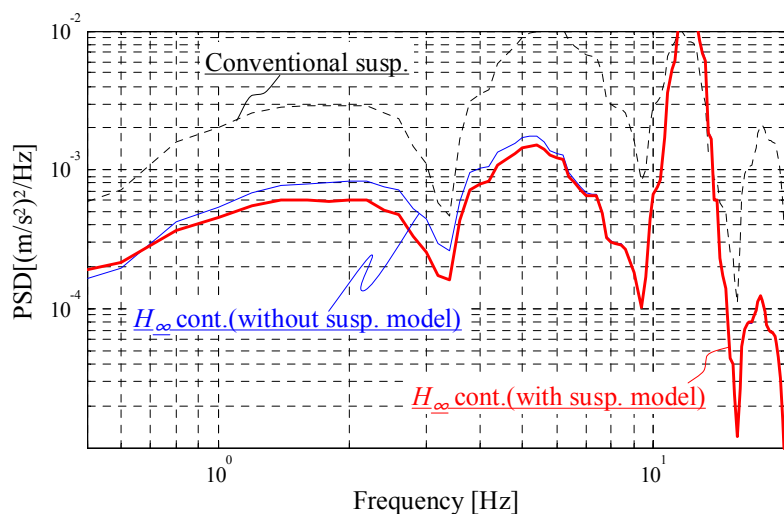


Fig. 4.21 PSD of Lateral acceleration (Case 3)

## 4.5 結言

本章では、不整路面走行時のサスペンションのストローク、タイヤ横力によるステア角および接地点の変化が車両平面運動へ及ぼす影響を考慮し、アクティブサスによる乗心地と操縦安定性（路面外乱に対する平面運動の低減）の両立を実現すべく、これらサスペンション特性のモデル化と、前輪と後輪の路面入力時間差を Pade 近似で表現した外乱包含  $H_\infty$  制御を提案した。その結果、それらサスペンションのタイヤ横力変化特性を考慮した制御器は、考慮しない制御器に比べ、バウンス方向の振動は同レベルに低減し、左右輪の路面が逆位相で入力される条件においては、車両の横加速度も低減することができた。これにより、サスペンションおよびタイヤ特性が線形として扱うことができる直進走行や横加速度が小さいシーンにおいて、従来の手法に比べ、乗心地と操縦安定性の両立を実現することが可能であることを示した。

# 第5章 車速による車両ダイナミクスの変化を考慮したアクティブサスペンションの制御系設計

## 5.1 緒言

これまでに自動車の乗心地と操縦安定性において、路面の凹凸による車両の上下およびピッチ方向、さらに横方向の挙動に関する議論が多く行われてきた。上下およびピッチ方向の挙動に関しては、古くは1966年に Butkunas が路面外乱の前輪と後輪の時間差により発生するバウンスおよびピッチングの運動をはじめてホイールベースフィルタ<sup>(155)</sup>と定義し、Thomas は車速とホイールベースの関係により、路面からの入力があってもそれら挙動のいずれかが生じない路面周波数が存在することを示している<sup>(156)</sup>。さらに、久代らは、路面外乱の前輪と後輪の時間差を Pade 近似で表現し、車速違いによる挙動を体系的に示し、ピッチング抑制に適したサスペンション特性を示している<sup>(157)(158)</sup>。一方、横方向の挙動に関しては、古くは Georg が1986年に路面不整が車両平面運動に影響を与え、路面が荒れているほど走行経路に乱れが生じ、ドライバの修正操舵が増えることを実車実験で示している<sup>(180)</sup>。渋谷らは車両モデルに前方注視ドライバモデルを適用し、荒れた路面での車両挙動に関して人間-車両系での解析結果を示している<sup>(181)</sup>。さらに、近年の研究では、香村らが路面入力に対する車両の応答は、輪荷重変化のみならず、サスペンションのストロークによるステア角変化やタイヤ接地点変化（スカッフ）、さらにタイヤ横力によるそれら変化が車両平面運動へ影響を及ぼすことを車両モデルおよび実車実験によって体系的に示している<sup>(151)(152)(153)</sup>。このような背景を踏まえ、これまでに著者は、サスペンションのストローク、タイヤ横力に対するステア角および接地点の変化によるタイヤ横力変化特性をモデル化し、一定車速において、前輪の路面外乱に対する後輪の路面外乱のむだ時間を Pade 近似で表現し、前輪2輪から路面外乱が入力される車両モデルに外乱包含  $H_\infty$  制御を適用し、車両の上下加速度および横加速度を制御量のひとつにすることで、乗心地と操縦安定性（路面外乱に対する平面運動の低減）の両立が可能であることを第4章で述べた。

しかし、車速の違いによって、路面入力に対する車両のダイナミクスが変化するため、一定車速を仮定して設計した制御器を異なる車速に適用した場合、性能の悪化、さらには不安定な挙動が発生する可能性がある。図5.1は、一般的な車両スペックのフルビークル車両モデルを用いて、路面変位入力に対する各車両応答の伝達特性を路面周波数と車速のコンター図で示したものであり、図5.1(a)は路面が左右同相で変位した場合の車体の上下加速度応答、図5.1(b)は路面が左右逆相で変位した場合の車体の横変位応答である。車速が低い領域と高い領域では、明らかに車両の特性が異なる結果を示している。そこで本章では、車速の違いが路面外乱による車両挙動変化に及ぼす影響を考慮したアクティブサスによる乗心地と操縦安定性の両立を実現する制御手法を提案する。

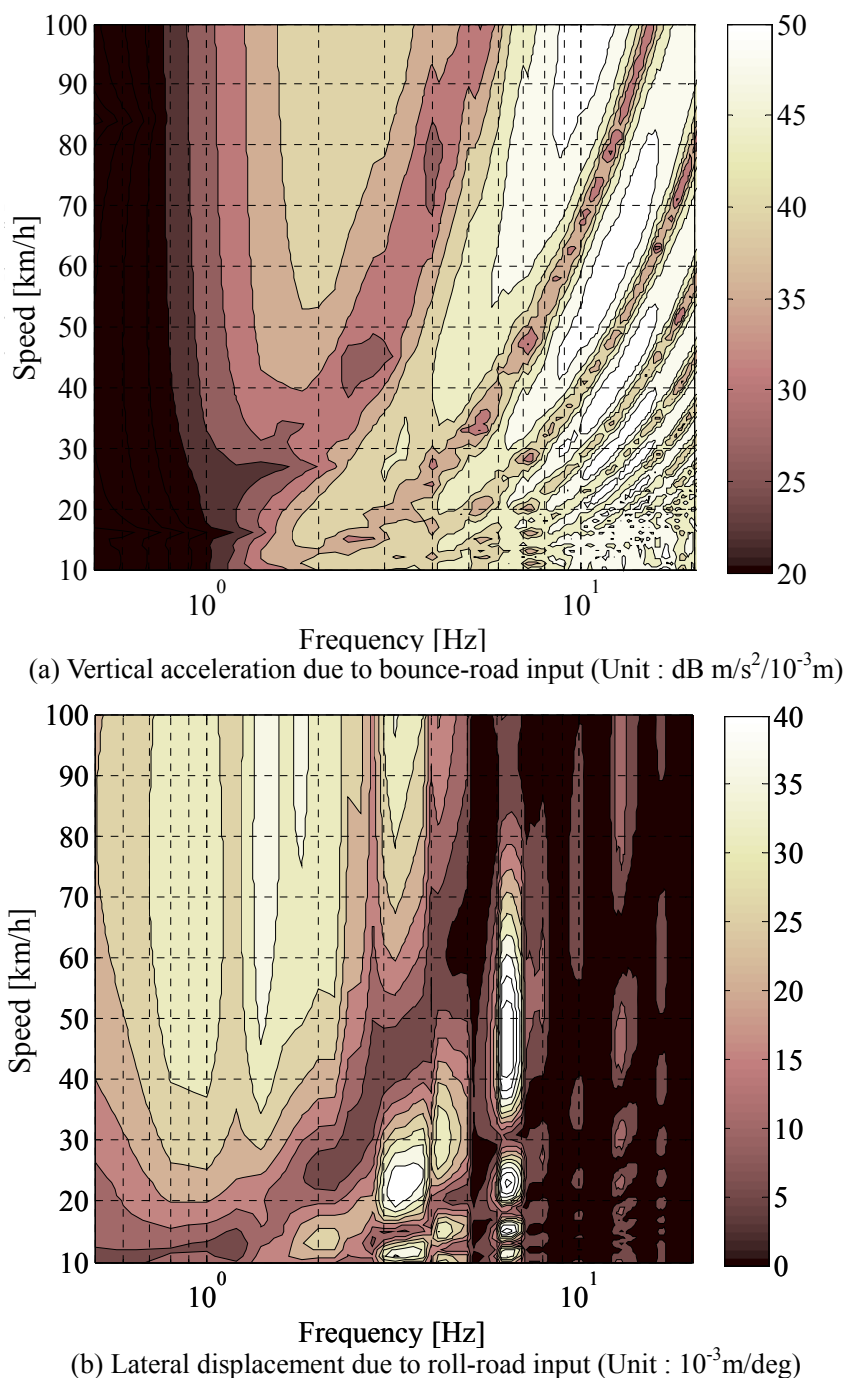


Fig. 5.1 Contour diagram of vehicle motion due to road input (Gain characteristic of transfer function)

変動パラメータを考慮した制御系設計のひとつに、制御対象を線形パラメータ変動 (LPV: Linear Parameter Varying) 系で表現することで線形行列不等式 (LMI: Linear Matrix Inequality) によってゲインスケジュール (GS: Gain Schedule) 型  $H_\infty$  制御器を導出する方法<sup>(183)-(186)</sup>があり、それを適用した例が多く報告されている。制御サスペンションにおいて本手法を適用することにより、Fialho らは一輪モデルのアクティブサスにおいて路面の凹凸レベルをパラメータに設定し、路面の粗さに応じて制御重みを変化させることで、乗心地を改善している<sup>(182)</sup>。西村らは一輪モデルのセミアクティブサスにおいてサスペンション速度およびダンパの非線形ばね特性をパラメータにし、それらの状態

に応じて制御器をスケジューリングすることで所望の制御性能を実機で示している<sup>(39)(40)</sup>。また、フルビークルモデルにおいてブレーキとの統合制御に適用した例<sup>(59)(60)</sup>やばね上の質量変動などをパラメータにした例<sup>(136)</sup>などもある<sup>(137)-(140)</sup>。しかし、制御サスペンションにおいて、車速をパラメータとしたGS型 $H_\infty$ 制御を適用した例は少ない。

そこで本章では、車速の違いが路面外乱による車両挙動変化に及ぼす影響を考慮した制御系設計を構築するため、アクティブサスにおいて、車速をパラメータとするLPV系を導出し、GS型 $H_\infty$ 制御を適用し、制御量にばね上の上下加速度、ピッチ加速度、ばね上の横加速度、ヨーレイトを設定し、車速によってばね上の上下加速度および横加速度の周波数重みを変化させ、乗心地と操縦安定性の向上の両立が可能であることを示す。また、各車速で上下加速度および横加速度のRMS値からなる評価量を最小にする周波数重みで設計した制御器( $H_\infty$ 制御)を異なる車速に適用した場合の性能と、本提案手法(GS型 $H_\infty$ 制御)を数値シミュレーションにより比較し、提案手法の有効性を示す。

## 5.2 制御理論

### 5.2.1 線形パラメータ変動系

線形パラメータ変動系(LPVシステム)は、時変プラントのパラメータベクトル $\theta_t$ とすると、次式で示すことができる。

$$\begin{aligned} \dot{x}(t) &= A(\theta_t)x(t) + B(\theta_t)u(t) \\ y(t) &= C(\theta_t)x(t) + D(\theta_t)u(t) \end{aligned} \quad (5.1)$$

ここで、 $x, u, y$ はそれぞれ $n$ 次元状態ベクトル、 $m$ 次元制御入力ベクトル、 $l$ 次元出力ベクトルである。特に、 $\theta_t$ が固定の場合は、線形時不変系(LTIシステム)である。

$A(\theta_t), B(\theta_t), C(\theta_t), D(\theta_t)$ がパラメータベクトル $\theta_t = (\theta_{t1}, \theta_{t2}, \dots, \theta_{tr})$ にアフィンに依存するアフィンパラメータ依存モデルは、次式のとおりである。

$$\begin{bmatrix} A(\theta_t) & B(\theta_t) \\ C(\theta_t) & D(\theta_t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_0 & B_0 \\ C_0 & D_0 \end{bmatrix} + \theta_{t1} \begin{bmatrix} A_1 & B_1 \\ C_1 & D_1 \end{bmatrix} + \theta_{t2} \begin{bmatrix} A_2 & B_2 \\ C_2 & D_2 \end{bmatrix} + \dots + \theta_{tr} \begin{bmatrix} A_r & B_r \\ C_r & D_r \end{bmatrix} \quad (5.2)$$

また、アフィンパラメータ依存モデルで時変パラメータ $\theta_t$ が端点を $\varpi_1, \varpi_2, \dots, \varpi_r$ とするポリトープ $\Theta$ 中にあるポリトピックモデルは、次式のとおりである。

$$\begin{aligned} \begin{bmatrix} A(\theta_t) & B(\theta_t) \\ C(\theta_t) & D(\theta_t) \end{bmatrix} &\in Co \left\{ \begin{bmatrix} A_i & B_i \\ C_i & D_i \end{bmatrix} := \begin{bmatrix} A(\varpi) & B(\varpi) \\ C(\varpi) & D(\varpi) \end{bmatrix}, i=1, \dots, r \right\} \\ \theta_t \in \Theta &= Co \{ \varpi_1, \varpi_2, \dots, \varpi_r \} \\ Co \{ \varpi_r, i=1, 2, \dots, r \} &:= \left\{ \sum_{i=1}^r \alpha_i \varpi_r : \alpha_i \geq 0, \sum_{i=1}^r \alpha_i = 1 \right\} \end{aligned} \quad (5.3)$$

### 5.2.2 ゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御<sup>(187)(188)</sup>

LPVシステムにおいて、ゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御器を導出するために、LTIシステムに対する以下の有界実補題を適用する。

**補題 1** (有界実補題)

実数スカラー  $\gamma > 0$  と連続時間有理伝達関数が  $G(s) = C(sI - A)^{-1}B + D$  とえられたとする。  
次の結果は等価である。

1.  $A$  は虚軸上に固有値を持たず、 $\|G(s)\|_\infty < \gamma$
2. 次の LMI を満たす実対称行列  $X$  が存在する。

$$\begin{bmatrix} A^T X + XA & XB & C^T \\ B^T X & -\gamma I & D^T \\ C & D & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \tag{5.4}$$

ここで、 $A$  が安定ならば、 $X$  は正定となる。

式(5.4)を LPV システムへ拡張し、式(5.3)の LPV システムは、次式を満たす行列  $X > 0$  が存在するならば、すべての  $\theta_i$  に対して、2次  $H_\infty$  性能  $\gamma$  をもつ。

$$\begin{bmatrix} A(\theta_i)^T X + XA(\theta_i) & XB(\theta_i) & C(\theta_i)^T \\ B(\theta_i)^T X & -\gamma I & D(\theta_i)^T \\ C(\theta_i) & D(\theta_i) & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \tag{5.5}$$

このとき、リアプノフ関数  $V(x) = x^T X x$  は大域的安定性能を達成し、すべての  $\theta_i$  に対して次式が成り立つ。

$$\|y\|_2 < \gamma \|u\|_2 \tag{5.6}$$

一般的な LPV システムでは、条件式(5.4)を満たすことは困難であるが、ポリトピックモデルでは、条件式(5.5)を次式の有限個の LMI (線行列不等式) に変換することが可能となる。

$$\begin{bmatrix} A_i^T X + XA_i & XB_i & C_i^T \\ B_i^T X & -\gamma I & D_i^T \\ C_i & D_i & -\gamma I \end{bmatrix} < 0, \quad i = 1, 2, \dots, r \tag{5.7}$$

ここで、パラメータベクトル  $\theta_i$  により変化するポリトピックモデルの一般化プラント  $G(s)$  の状態空間表現を定義する。

$$\begin{bmatrix} \dot{x} \\ z \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(\theta_i) & B_1(\theta_i) & B_2 \\ C_1(\theta_i) & D_{11}(\theta_i) & D_{12} \\ C_2 & D_{21} & D_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ w \\ u \end{bmatrix} \tag{5.8}$$

ここで、以下の仮定を設定する。

**仮定2**

- A2-1**  $D_{22} = 0$
- A2-2** 行列  $B_2, C_2, D_{12}, D_{21}$  は  $\theta_i$  に依存しないこと
- A2-3** すべての  $\theta_i \in \Theta$  で  $(A(\theta_i), B_2)$  が2次安定化可能
- A2-4** すべての  $\theta_i \in \Theta$  で  $(A(\theta_i), C_2)$  が2次安定化可能

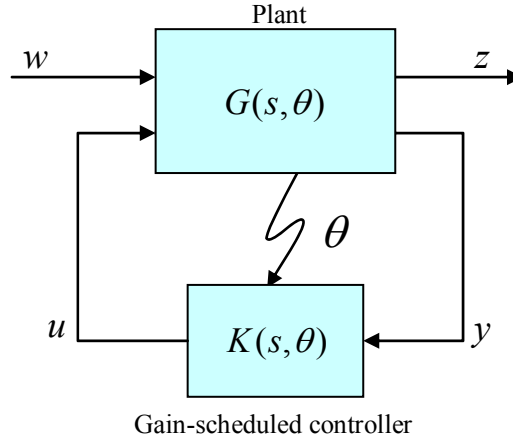


Fig. 5.2 Gain-schedule control system

このとき、 $\theta_t$ が実時間で把握できれば、図5.2に示すように相互接続することができ、 $\theta_t$ によって制御器はゲインスケジュールされる．図5.2の閉ループ系の2次  $H_\infty$ 性能 $\gamma$ を保証する制御器

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_k \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_k(\theta_t) & B_k(\theta_t) \\ C_k(\theta_t) & D_k(\theta_t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_k \\ y \end{bmatrix} \quad (5.9)$$

が求めれば、この閉ループ系は2次安定であり、すべての $\theta_t$ に対して、

$$\|z\|_2 < \gamma \|w\|_2 \quad (5.10)$$

となる．閉ループ系は、次式のように表される．

$$\begin{bmatrix} \dot{x}_{cl} \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{cl}(\theta_t) & B_{cl}(\theta_t) \\ C_{cl}(\theta_t) & D_{cl}(\theta_t) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_{cl} \\ y \end{bmatrix} \quad (5.11)$$

ここで、

$$\begin{bmatrix} A_{cl}(\theta_t) & B_{cl}(\theta_t) \\ C_{cl}(\theta_t) & D_{cl}(\theta_t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_0(\theta_t) + \bar{B}\Omega(\theta_t)\bar{C} & B_0(\theta_t) + \bar{B}\Omega(\theta_t)\bar{D}_{21} \\ C_0(\theta_t) + \bar{D}_{21}\Omega(\theta_t)\bar{C} & D_{11}(\theta_t) + \bar{D}_{12}\Omega(\theta_t)\bar{D}_{21} \end{bmatrix} \quad (5.12)$$

$$\begin{bmatrix} A_0(\theta_t) & B_0(\theta_t) & \bar{B} \\ C_0(\theta_t) & D_{11}(\theta_t) & \bar{D}_{21} \\ \bar{C} & \bar{D}_{21} & \Omega(\theta_t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A(\theta_t) & 0 & B_1(\theta_t) & 0 & B_2 \\ 0 & 0 & 0 & I_k & 0 \\ C_1(\theta_t) & 0 & D_{11}(\theta_t) & 0 & D_{12} \\ 0 & I_k & 0 & A_k(\theta_t) & B_k(\theta_t) \\ C_2 & 0 & D_{21} & C_k(\theta_t) & D_k(\theta_t) \end{bmatrix}$$

なお、 $\Omega(\theta_t)$ は制御器である．

### 5.2.3 ゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御の導出<sup>(184)(188)</sup>

2次  $H_\infty$ 性能問題式(5.10)が解かれていて  $k$  次の LPV 制御器が存在することは、

$$\begin{bmatrix} A_{cl}(w_i)^T X_{cl} + X_{cl} A_{cl}(w_i) & X_{cl} B_{cl}(w_i) & C_{cl}(w_i)^T \\ B_{cl}(w_i)^T X & -\gamma I & D_{cl}(w_i)^T \\ C_{cl}(w_i) & D_{cl}(w_i) & -\gamma I \end{bmatrix} < 0 \quad (5.13)$$

を満たす $(n+k) \times (n+k)$ 次の正則な行列 $X_{cl}$ とLTI端点制御器 $\Omega_i$ が存在することと等価である<sup>(184)(188)</sup>. また,

$$\begin{bmatrix} N_R & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_i R + R A_{cl}^T & R C_{li}^T & B_{li} \\ C_{cl}^T R & -\gamma I & D_{1li} \\ B_{li}^T & D_{1li}^T & -\gamma I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_R & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} < 0, \quad i=1,2,\dots,r \quad (5.14)$$

$$\begin{bmatrix} N_S & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} A_i^T S + S A_{cl} & S C_{li}^T & C_i^T \\ B_{cl}^T S & -\gamma I & D_{1li}^T \\ C_{li} & D_{1li} & -\gamma I \end{bmatrix} \begin{bmatrix} N_S & 0 \\ 0 & I \end{bmatrix} < 0, \quad i=1,2,\dots,r \quad (5.15)$$

$$\begin{bmatrix} R & I \\ I & S \end{bmatrix} \leq 0 \quad (5.16)$$

の3つの不等式を満たし, さらに,

$$\text{rank}(I - RS) \leq k \quad (5.17)$$

を満たすある対称行列 $(R,S)$ が存在することも等価である. ただし,  $N_R, N_S$ はそれぞれ $(B_2^T, D_{12}^T)$ の零空間を表す.  $R, S$ から $X_{cl}$ を求めLTI端点制御器を $\Omega_i$ を求める手順は1から3のとおりである.

### 手順1

次式より行列 $M, N$ を計算する. ただし,  $M, N$ はフルランクである.

$$MN^T = I - RS \quad (5.18)$$

### 手順2

次式より,  $X_{cl}$ を計算する

$$\Pi_2 = X_{cl} \Pi_1, \quad \Pi_1 := \begin{bmatrix} I & R \\ 0 & M^T \end{bmatrix}, \quad \Pi_2 := \begin{bmatrix} S & I \\ N^T & 0 \end{bmatrix} \quad (5.19)$$

### 手順3

求められた $X_{cl}$ に対して, 不等式(5.13)の解から $\Omega_i = \begin{bmatrix} A_{ki} & B_{ki} \\ C_{ki} & D_{ki} \end{bmatrix}$ を得る.

LTI端点制御器が求まり,  $\theta_i$ の実測値が制御中に実時間で得られるならば, そのときの制御器の状態空間行列は次式のように与えられる.

$$\Omega(\theta) := \sum_{i=1}^r \alpha_i \Omega_i = \sum_{i=1}^r \alpha_i \begin{bmatrix} A_{ki} & B_{ki} \\ C_{ki} & D_{ki} \end{bmatrix} \quad (5.20)$$

たとえば変動パラメータ $p$ および $v$ によって, 変動する制御器 $K(p,v)$ の計算では, サンプル周期ごとに変動パラメータ $p$ および $v$ の値に基づき端点制御器の凸補間により, 制御器を求める.

$$\begin{aligned} \hat{K}(p,v) &= \frac{p_{\max} - p}{p_{\max} - p_{\min}} \cdot \frac{v_{\max} - v}{v_{\max} - v_{\min}} \hat{K}(p_{\min}, v_{\min}) + \frac{p - p_{\min}}{p_{\max} - p_{\min}} \cdot \frac{v_{\max} - v}{v_{\max} - v_{\min}} \hat{K}(p_{\max}, v_{\min}) \\ &+ \frac{p_{\max} - p}{p_{\max} - p_{\min}} \cdot \frac{v - v_{\min}}{v_{\max} - v_{\min}} \hat{K}(p_{\min}, v_{\max}) + \frac{p - p_{\min}}{p_{\max} - p_{\min}} \cdot \frac{v - v_{\min}}{v_{\max} - v_{\min}} \hat{K}(p_{\max}, v_{\max}) \end{aligned} \quad (5.21)$$



### 5.3 制御系設計

#### 5.3.1 前輪への路面外乱に対する後輪へ入力のむだ時間の近似

前後の車輪が同じ経路を走行した場合、図5.3(a)のとおり前輪の路面入力に対して後輪の路面入力に  $\tau = V/(l_f + l_r)$  の時間差（むだ時間）が存在する．本論文では，時間差を車速とホイールベースによって定まる式(5.22)に示す1次の Pade 近似で表現することで，4輪の路面外乱が独立に入力するのではなく，車速に依存し，図5.3(b)に示す前輪2輪から路面外乱が入力される線形モデルを構築し，制御系設計において車速を考慮する．前輪の路面変位に対する後輪の路面変位の時間遅れを表現した Pade 近似の状態方程式を車速  $V$  に対する LPV 系の式(5.23)で定義し，路面外乱が4輪独立で入力される4.2節で述べた式(4.8)に示す車両モデルの状態方程式と組み合わせることで，前輪2輪から白色ノイズと仮定した路面外乱  $w_f$  が入力される車両モデルを構築する．

$$e^{-\tau s} = \frac{2 - \tau s}{2 + \tau s} \tag{5.22}$$

$$Q_d \begin{cases} \dot{x}_{dr} = A_{fr}(V)x_{dr} + B_{fr}(V)w_f \\ w_r = C_{fr}x_{dr} + D_{fr}w_f \end{cases} \tag{5.23}$$

$$w_f = [z_{r1} \ z_{r2}]^T, w_r = [z_{r3} \ z_{r4}]^T$$

#### 5.3.2 車速をパラメータとするゲインスケジュールド $H_\infty$ 制御の設計

本項では，乗心地と操縦安定性（路面外乱に対する挙動の小ささ）を実現するため，制御量に対して周波数重みを設定し，車速  $V$  により変化する路面外乱に対する車両のダイナミクスを考慮するため，車速をスケジューリングパラメータとする LMI に基づき，GS 型  $H_\infty$  制御を行う．

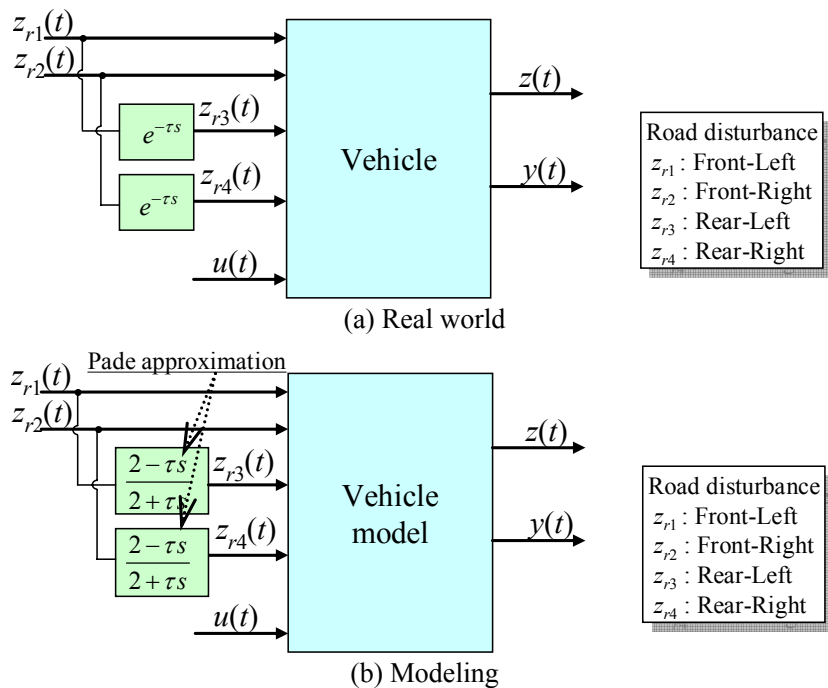


Fig. 5.3 Approximation of time delay of road disturbances from front to rear wheels

4.2.1項で示した図4.3の車両モデルは、各輪のタイヤ接地点の横移動と車両前後速度によるなす角がタイヤ横力を発生させるモデル化を行っている。そのため、車両モデルは、車速  $V$  の逆数の項があり、車速に依存したモデルである。GS 型  $H_\infty$  制御系設計のため、車両モデルを車速  $V$  の逆数をパラメータとする LPV 形で再定義する。なお、本設計においては、仮定2の A2-1を満たすため前章までと異なりセンサからの出力量  $y$  を車体のタイヤ取り付け点の上下方向速度としている。上下方向速度は直接計測することが困難であるが、加速度センサの信号からセンサノイズを除去し擬似積分により導出したり、オブザーバを用いることで容易に可能である。ここでは、上下方向の速度が推測できる前提で進める。

$$Q_p \begin{cases} \dot{x} = A_s(1/V)x + B_{s1}w + B_{s2}u \\ z = C_{s1}(1/V)x + D_{s12}u \\ y = C_{s2}x \end{cases} \quad (5.24)$$

4.2節で述べた車両モデルおよび5.3.1項で述べた外乱の前後輪の時間差を考慮したモデルに加え、制御量  $z$  に対して、周波数重みを加えた拡大系が図5.4である。制御量は、乗心地性能を向上させるためにばね上加速度およびピッチ角加速度、操縦安定性の性能を向上させるために車体の横加速度およびヨーレイトを設定した。それぞれの周波数重みは図5.5のとおりである。ばね上加速度の周波数重み  $W_1(s)$  および車両の横加速度の周波数重み  $W_2(s)$  は、図5.6に示す ISO で規格化されている加振周波数に対する人間の周波数振動感受特性<sup>(18)</sup>の上下方向および横方向を元に、それぞれ6Hz, 2Hz にピークを持つ1次/2次の伝達特性となるバンドパスフィルタを用いている。また、ピッチ角加速度の周波数重み  $W_3(s)$  およびヨーレイトの周波数重み  $W_4(s)$  は、低周波数域での挙動を抑制するために、0次/2次の伝達特性となるローパスフィルタを用いている。拡大系において、制御量  $z_g$  はこれら重み  $W_i(s)$  に、ゲイン  $K_{wi}$  を加味した物理量となり、車速  $V$  に依存して値を変化させることとした。ゲイン  $K_{wi}$  の値は次項で決定する。車両モデルから出力される各制御量  $z$  に対して周波数重みおよびゲインが作用した拡大系の制御量  $z_g$  を出力する状態方程式は、車速  $V$  に対する LPV 系で式(5.25)に定義する。

$$Q_w \begin{cases} \dot{x}_w = A_w x_w + B_w z \\ z_g = C_w(V) x_w \end{cases} \quad (5.25)$$

また、GS 型  $H_\infty$  制御の適用において、次項で示す  $\gamma$  値を調整するため、外乱に対してゲイン  $K_{ww}$  を乗算している。以上により、図5.4の各システムの状態方程式である式(5.23)から式(5.24)により、一般化プラントは次式となる。

$$\begin{cases} \dot{x}_g = A_g(1/V, V)x_g + B_{g1}(V)w_g + B_{g2}u \\ z_g = C_{g1}(V)x_g \\ y_g = C_{g2}x_g \end{cases} \quad (5.26)$$

$$x_g = [x \quad x_{dr} \quad x_w]^T, w_g = [z_{r1} \quad z_{r2}]^T$$

$$A_g = \begin{bmatrix} A_s(1/V) & B_{s1r}C_{fr} & 0 \\ 0 & A_{fr}(V) & 0 \\ B_w C_{s1}(1/V) & 0 & A_w \end{bmatrix}, B_{g1} = \begin{bmatrix} K_{ww}(B_{s1f} + B_{s1r}D_{fr}) \\ B_{fr}(V) \\ 0 \end{bmatrix}, B_{g2} = \begin{bmatrix} B_{s2} \\ 0 \\ B_w D_{s12} \end{bmatrix}$$

$$C_{g1} = [0 \quad 0 \quad C_w(V)], C_{g2} = [C_{s2} \quad 0 \quad 0]$$

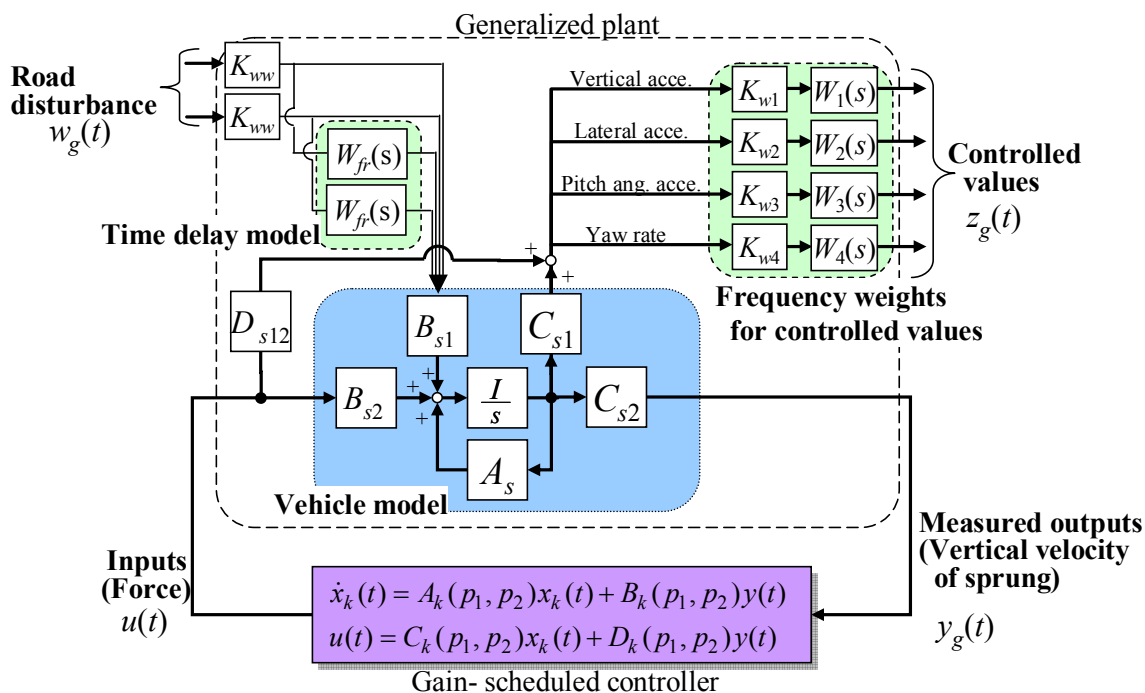


Fig. 5.4 Generalized plant of proposed method

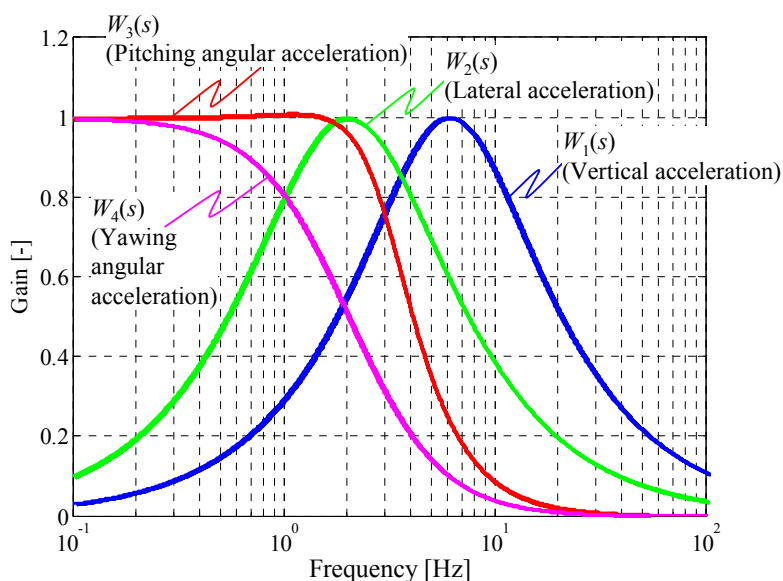
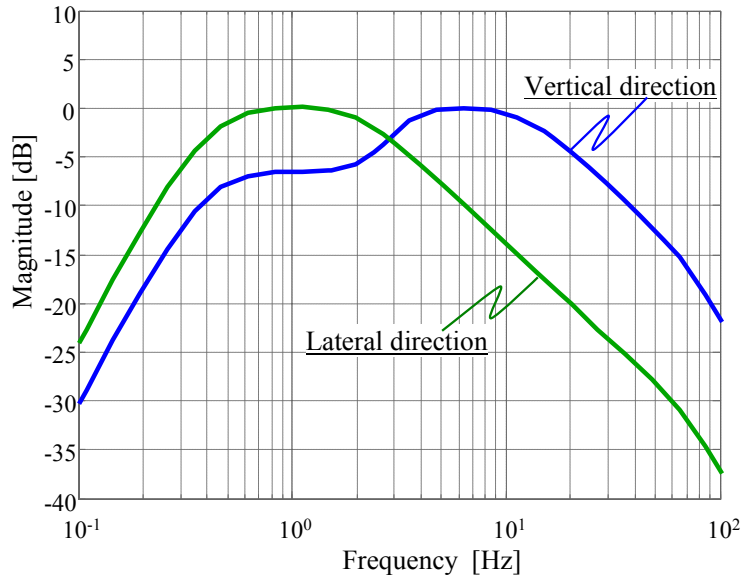


Fig. 5.5 Frequency weights  $W_i(s)$

制御対象のモデルを含む拡大系は、パラメータ  $p_1 = 1/V$  およびパラメータ  $p_2 = V$  に対して、パラメータに独立な成分と依存する成分を分けた式(5.27)のアフィンパラメータ依存モデルで記述することができ、仮定2を満たすことでGS型  $H_\infty$ 制御系を設計することが可能となる。本論文では、車速  $V$  の範囲を車両モデルの妥当性が確保され、国内に限らず海外も含めた一般的な車速範囲を想定し、車速20 km/h (5.6 m/s) から120 km/h (33.3 m/s) の範囲において、制御系設計を行うこととした。


 Fig. 5.6 Sensitivity curve of vibration (ISO-2631)<sup>(111)</sup>

$$\begin{bmatrix} A_g & [B_{g1} & B_{g2}] \\ [C_{g1} & 0 \\ C_{g2} & 0 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_{g0} & B_{g0} \\ C_{g0} & 0 \end{bmatrix} + p_1 \begin{bmatrix} A_{g1} & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} + p_2 \begin{bmatrix} A_{g2} & B_{g2} \\ C_{g2} & 0 \end{bmatrix} \quad (5.27)$$

$$p_1 = 1/V \in [1/V_{\max}, 1/V_{\min}], p_2 = V \in [V_{\min}, V_{\max}]$$

$$V_{\min} = 5.6[\text{m/s}], \quad V_{\max} = 33.3[\text{m/s}]$$

スケジューリングパラメータ  $p_1$ ,  $p_2$  のそれぞれの最大値, 最小値である4つの端点  $\Pi_i^*$  に対応した LTI 端点制御器  $K_i^*$  は, 図5.4の一般化プラントの外乱  $w_g$  から  $z_g$  までの伝達関数  $G_{zgwg}(s)$  の  $H_\infty$  ノルムを式(5.28)に示す  $\gamma$  未満とする制御器は, 式(5.29)のとおり求めることができる<sup>(189)(190)(191)</sup>.

$$\|G_{wgzg}\|_\infty < \gamma \quad (5.28)$$

$$K_i^* = \begin{pmatrix} A_K(\Pi_i^*) & B_K(\Pi_i^*) \\ C_K(\Pi_i^*) & D_K(\Pi_i^*) \end{pmatrix}, \quad (i=1, \dots, 4) \quad (5.29)$$

また, パラメータによって変動する制御器  $K(p_1, p_2)$  は, 端点制御器の凸補間により, 次式となる.

$$\begin{aligned} \hat{K}(1/V, V) &= \frac{1/V_{\min} - 1/V}{1/V_{\min} - 1/V_{\max}} \cdot \frac{V_{\max} - V}{V_{\max} - V_{\min}} \hat{K}(1/V_{\max}, V_{\min}) + \frac{1/V - 1/V_{\max}}{1/V_{\min} - 1/V_{\max}} \cdot \frac{V_{\max} - V}{V_{\max} - V_{\min}} \hat{K}(1/V_{\min}, V_{\min}) \\ &+ \frac{1/V_{\min} - 1/V}{1/V_{\min} - 1/V_{\max}} \cdot \frac{V - V_{\min}}{V_{\max} - V_{\min}} \hat{K}(1/V_{\max}, V_{\max}) + \frac{1/V - 1/V_{\max}}{1/V_{\min} - 1/V_{\max}} \cdot \frac{V - V_{\min}}{V_{\max} - V_{\min}} \hat{K}(1/V_{\min}, V_{\max}) \end{aligned} \quad (5.30)$$

### 5.3.3 周波数重みの検討

本項では, 制御量に対するゲイン  $K_{wi}$  を車速に応じて変更する GS 型  $H_\infty$  制御の設計を行う. ゲイン  $K_{wi}$  は, 車速 20, 70, 120 km/h の各条件において, ISO の C クラス<sup>(171)</sup> の路面を左右輪が同相となる路面および逆相となる路面を走行し, 決定する. 各車速において左右同相時の車体上下加速度の RMS 値, 左右逆相時の車体横加速度の RMS 値からそれらの和 ( $J_{V=20,70,120}$ ) を求め, その値が最小

となるようなゲイン  $K_{w1}$  を求める. 図5.7はその路面変位の PSD, 図5.8は各車速での左前輪の路面変位を示している. なお, 各 RMS 値は, ISO で規格されている人間の加速度感度<sup>(11)</sup>を考慮し, 上下および横加速度の時系列データに本特性を考慮したバンドパスフィルタ<sup>(175)</sup>を通過させ, 人間の振動特性を加味した値である. 本検討では  $K_{w1}$  および  $K_{w2}$  の適値を明らかにし, それ以外のゲインは試行錯誤の上,  $K_{w3} = 10^{-5}$ ,  $K_{w4} = 0.5$ ,  $K_{w5} = 0.1$  とした. なお, サスペンションのダンパ特性は, 非制御状態において,  $J_{V=20,70,120}$  の総和が最小となる  $1100\text{N/m/s}$  を用いている.

図5.9から5.11に各車速において, ゲイン  $K_{w1}$  を0.1から0.5,  $K_{w2}$  を0.5から1.0まで変更し GS 型  $H_\infty$  制御器をそれぞれ求め, (a)に左右輪の路面が同相で変位した場合の上下加速度 RMS, (b)に左右輪の路面が逆相で変位した場合の横加速度 RMS, (c)にそれらの和のコンター図を示している. ばね上加速度のゲイン  $K_{w1}$  を上げるとばね上加速度の RMS が低下し, 横加速度のゲイン  $K_{w2}$  を上げると横加速度の RMS が低下する傾向があるが, ばね上加速度のゲイン  $K_{w1}$  には適値が存在することが分かる.  $K_{w1}$  および  $K_{w2}$  を決定する上下および横加速度の RMS の和が最も小さくなる点 (最適点) を示しているのが, 図中の☆であり, 最適点は車速に依存し, 変化している. 車速に対して,  $K_{w1}$  および  $K_{w2}$  の最適値を示したのが図5.12である.  $K_{w1}$  は速度により低下する傾向,  $K_{w2}$  は速度により増加する傾向がある. 本論文では, GS パラメータを, 速度  $V$  および  $1/V$  に設定しているため, 上下および横加速度の制御量に対する両ゲインを次式に示す車両  $V$  の線形近似により定義し, LPV 系として扱う. なお, 図5.9から図5.11に示す○は, 線形近似により得られる点である.

$$\begin{aligned} K_{w1} &= -5.0 \times 10^{-4} V + 0.385 \\ K_{w2} &= 6.0 \times 10^{-4} V + 0.915 \end{aligned} \tag{5.31}$$

以上により, 設定したゲインを代入し, 得られた4つの線形時不変 (LTI: Linear Time-Invariant) 端点制御器のうち, 車体の左前輪位置の上下速度に対してフィードバックし, 左前輪のアクティブサスの推力を発生させる制御器のゲイン特性を図5.13に示す. 1から10 Hz の制御器は, その周波数域で車両の動特性が大きく変化し, その範囲に特徴を持たせた周波数重みを加えているため, それぞれの制御器が異なる特性を示している.

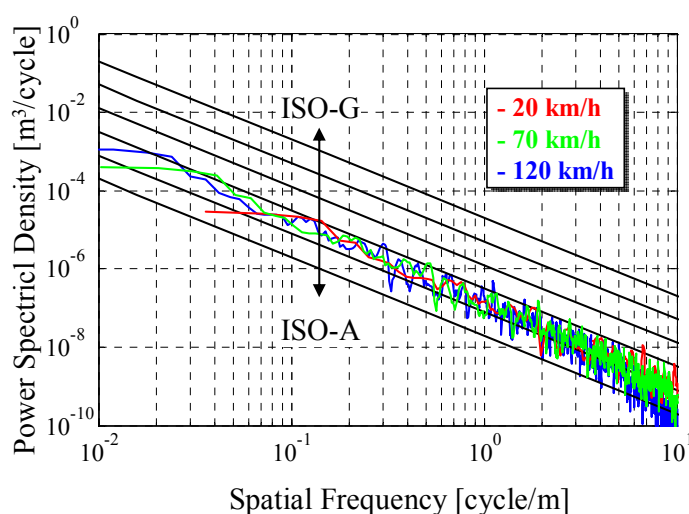


Fig. 5.7 PSD of road surface profile<sup>(171)</sup>

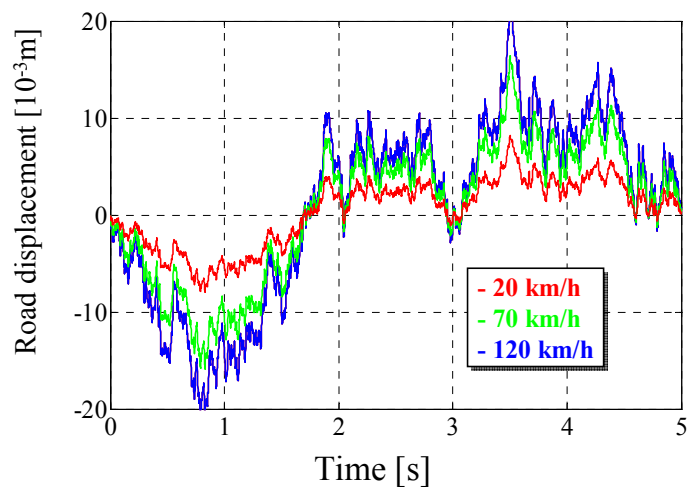


Fig. 5.8 Road displacement of front-left wheel

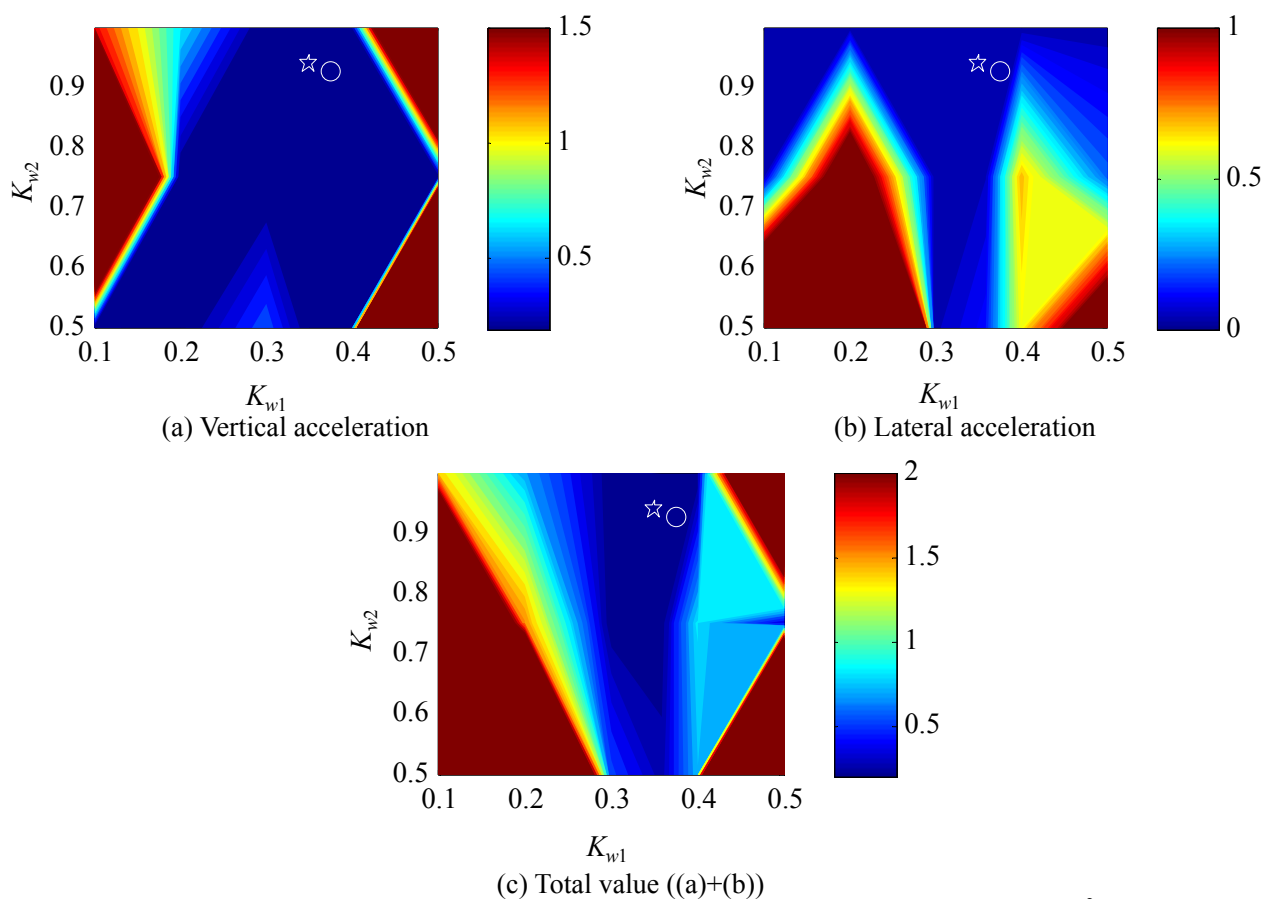


Fig. 5.9 Contour diagram of RMS value of accelerations ( $V = 20 \text{ km/h}$ , unit :  $\text{m/s}^2$ )

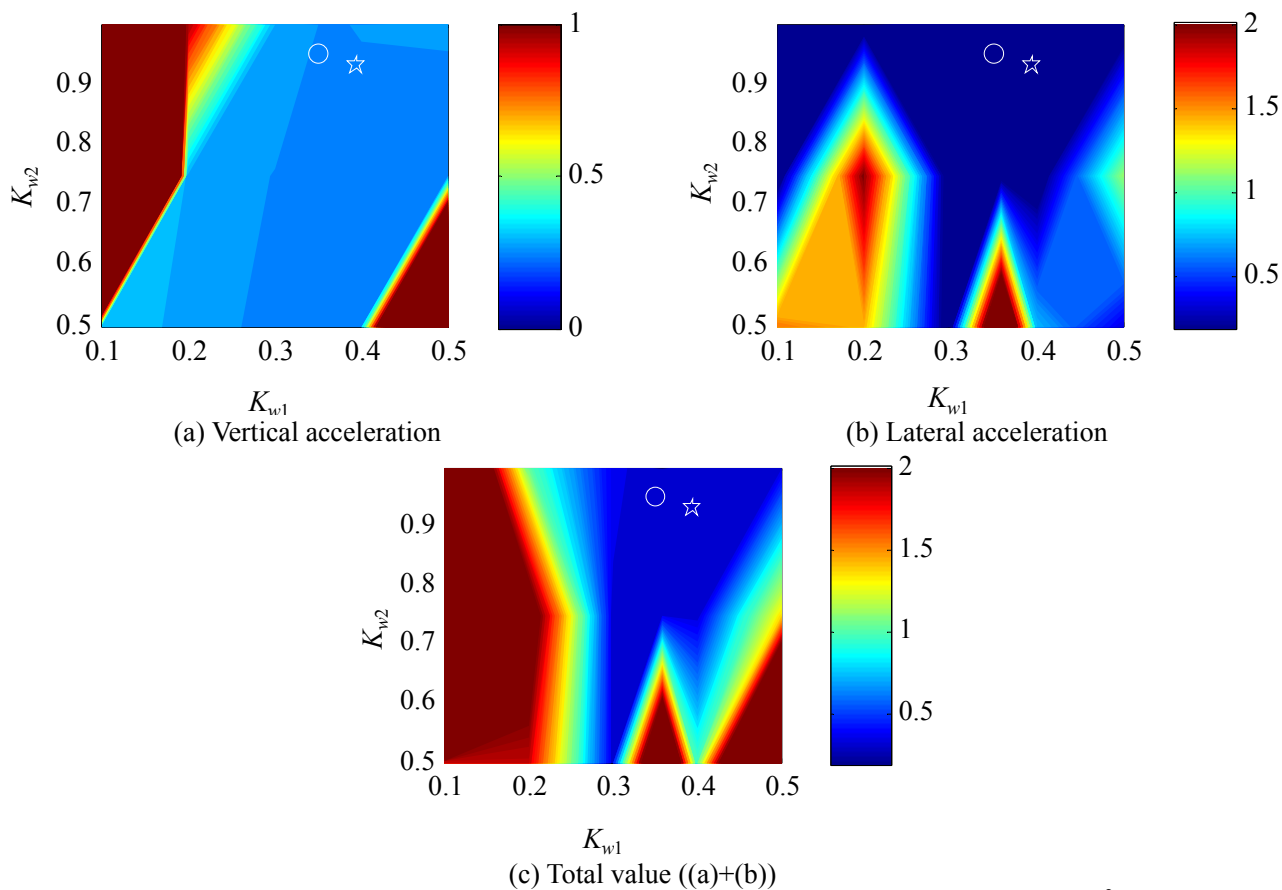


Fig. 5.10 Contour diagram of RMS value of accelerations ( $V = 70$  km/h, unit :  $m/s^2$ )

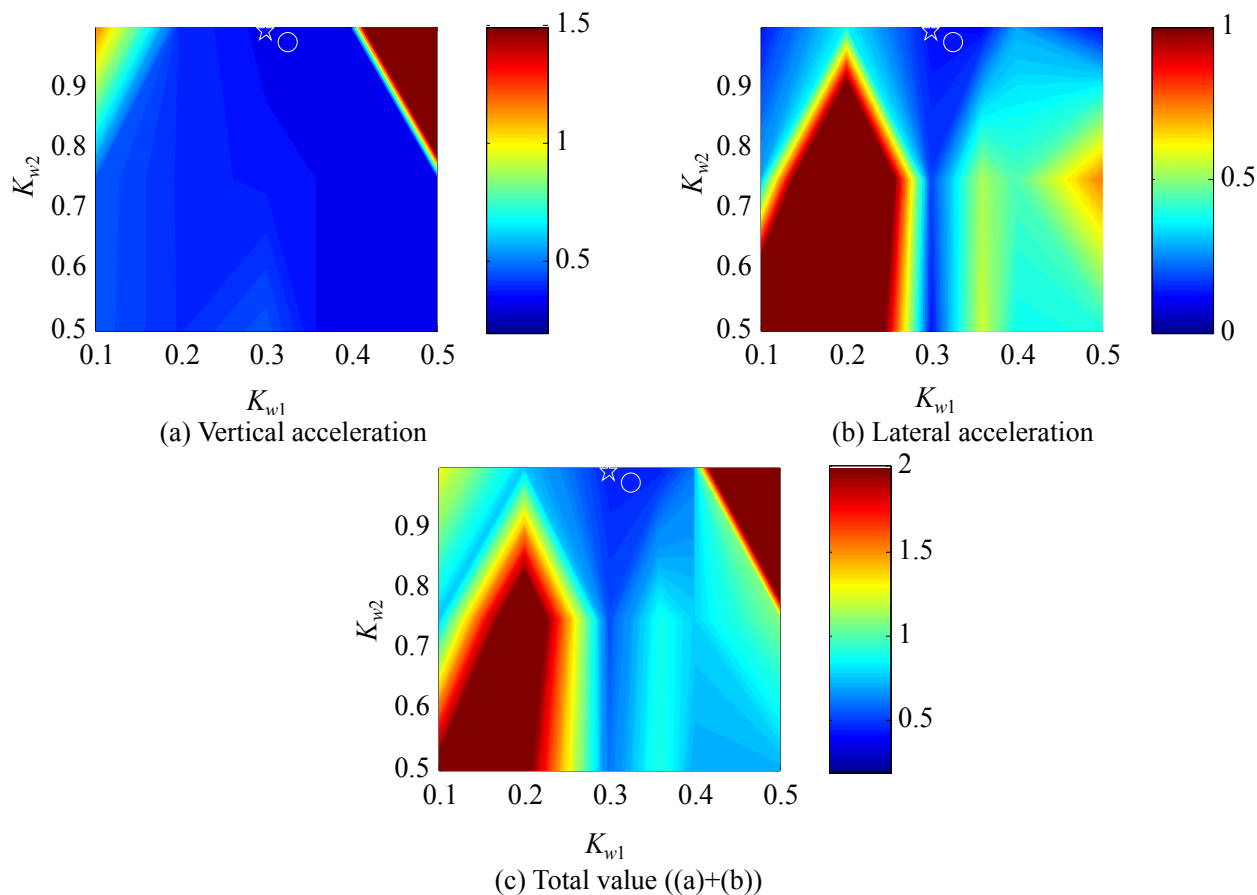


Fig. 5.11 Contour diagram of RMS value of accelerations ( $V = 120$  km/h, unit :  $m/s^2$ )

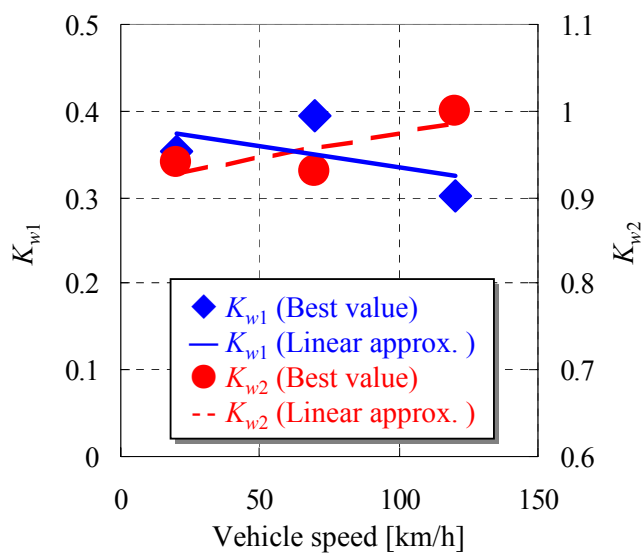


Fig. 5.12 Frequency weight of  $K_{w1}$  and  $K_{w2}$

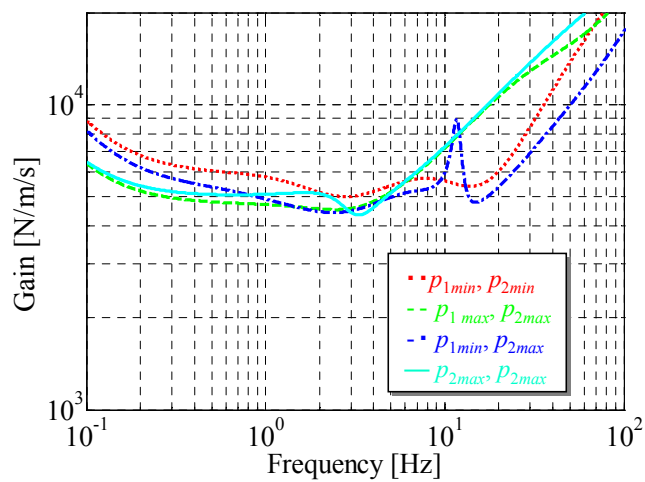


Fig. 5.13 Gain diagram of LTI vertex controllers (Front-left speed to front-left actuating force)



## 5.4 数値シミュレーション

### 5.4.1 数値計算条件および走行条件

提案手法の有効性を検証するために、表5.1に示す制御器の比較を行った。車速をパラメータとし前節で求めた式(5.31)の周波数重みゲインにより設計したGS型 $H_\infty$ 制御器(提案手法)と、各車速で評価関数 $J_{V=20,70,120}$ を最小にする周波数重みゲイン(図5.12の◆および●)を車速によるGSを行わない $H_\infty$ 制御器の比較を行う。また、アクティブサスを搭載しない通常の車両<sup>(179)</sup>の応答も示す。車両モデルは、4.2節で示したモデルを用い、前後輪の路面入力的时间差はむだ時間とし、The Math Work Inc.のMATLABを用い、1msの時間刻みで計算を行った。詳細は、表5.2のとおりである。走行条件は、表5.3に示す3条件の路面を、車速20, 70, 120 km/hで走行した結果を示す。

Table 5.1 Controller

		General method			Proposed method
		NonGS/ $H_\infty(V_{min})$	NonGS $H_\infty(V_{ctr})$	NonGS $H_\infty(V_{max})$	GS/ $H_\infty$
Method		LMI	ヤ	ヤ	ヤ
Gain-scheduling		OFF	OFF	OFF	ON
Designed speed		20km/h	70km/h	120km/h	20-120km/h
$K_{ww}$		$10^{-5}$	ヤ	ヤ	ヤ
1	Vertical acc. $K_{w1}$	0.353	0.930	0.990	Eq.(5.31)
2	Lateral acc. $K_{w2}$	0.940	0.395	0.303	Eq.(5.31)
3	Pitching acc. $K_{w3}$	0.5	ヤ	ヤ	ヤ
4	Yaw rate $K_{w4}$	0.1	ヤ	ヤ	ヤ

Table 5.2 Generalized plant to design the controller and simulation model

		Generalized plant	Simulation model
Vehicle		Full vehicle Sprung : Vertical, Lateral, Rolling, Pitching, Yawing motion Unsprung : Vertical motion	ヤ
Tire		Cornering stiffness (Linear model)	ヤ
Suspension		Equipped with an active suspension (Dynamic characteristic is NOT included)	ヤ
Tire-side force change		Include	ヤ
Sensor		Vertical acceleration of vehicle body (Dynamic characteristic is NOT included)	ヤ
Time lag of front to rear wheel		Pade approximation	Dead time

Table 5.3 Driving condition

	Case 1	Case 2	Case 3
Frequency	2.0Hz	Random (ISO-C)	ヤ
Left / Right road input	• Coordinate phase • Antiphase	• Coordinate phase	• Antiphase

### 5.4.2 単一周波数での応答

図5.14および15に2.0 Hzの単一周波数の路面を車速70, 120 km/hで走行した場合の応答を示す。最初の外乱入力には左右輪の路面が同相で変化した場合、次は左右輪の路面が逆相で変化した場合である。左右同相の外乱に対しては、制御を加えた仕様がコンベ仕様に比べて車両の上下動の収束性が向上し、左右逆相の外乱に対しては、車両の横方向の動きが低減されている。制御の仕様違いによる差は、横加速度に比べ、上下加速度応答に差があり、70, 120 km/hともに、GS/ $H_{\infty}$ が良い性能を示した。また、本論文では、ピッチ加速度およびヨーレイトの低減を目的に、周波数重みとそのゲインの詳細な検討はしていないが、それら応答はコンベ車両に比べ、小さい応答を示している。

図5.16は、車速70 km/hで走行した場合の各輪の推力を示している。左右同相の外乱に対しては、NonGS/ $H_{\infty}(V_{max})$ とGS/ $H_{\infty}$ に明確な差はないが、左右逆相の外乱に対しては提案手法であるGS/ $H_{\infty}$ の方が車速70 km/hではなく120 km/hで設計したNonGS/ $H_{\infty}(V_{max})$ に比べ、推力が小さくかつ収束性が優れている。図5.16(a)の横加速度の収束性はGS/ $H_{\infty}$ の方が優れていることから、提案手法はアクティブサスが発生する推力を効率良く使っている制御であるといえる。

### 5.4.3 ランダム路での応答

5.3.3項で示したISO-Cクラスの路面を左右が同相、左右が逆相の走行条件で異なる車速において数値シミュレーションを行った。図5.17と図5.18の(a)は外乱が左右同相の条件のばね上下加速度PSD、(b)は左右逆相の条件のばね横加速度PSDを示している。車速70 km/hでは前章でRMSをベースに設計したNonGS/ $H_{\infty}(V_{ctr})$ 、120 km/hではNonGS/ $H_{\infty}(V_{max})$ が広い周波数帯域で最も良い性能を示すと思われたが、必ずしも広い周波数帯域において良好な結果を示していない。特に、車速70 km/h同相においては、5 Hz付近の性能はNonGS/ $H_{\infty}(V_{ctr})$ よりもGS/ $H_{\infty}$ の方が良い結果を示し、車速120 km/h逆相においてはNonGS/ $H_{\infty}(V_{max})$ よりもGS/ $H_{\infty}$ の方が良い結果を示している。また、車速120 km/hで設計したNonGS/ $H_{\infty}(V_{max})$ を設計に用いた車速と異なる70 km/hに適用した場合、同車速逆相において高周波の横加速度が増加する現象が確認できる。

最後に同条件のRMSを図5.19および20に示す。図5.19は各車速での左右輪が同相での上下加速度、左右輪が逆相での横加速度、それらの和である。図5.20は、図5.19の各車速での結果の総和である。各速度においては、各速度で周波数重みゲインの適値を求めて設計した制御器が良い性能を示しているが、設計した車速と異なる条件では性能が悪化する傾向が見られる。一方、提案するGS/ $H_{\infty}$ はいずれの速度においても、良好な結果を示し、各速度の上下加速度および横加速度の総和においては、GSを行わない制御に比べて約7~13%ほど良い性能を示している。以上より、車速によりゲインスケューリングを行い、制御器を変更することは有効であるといえる。

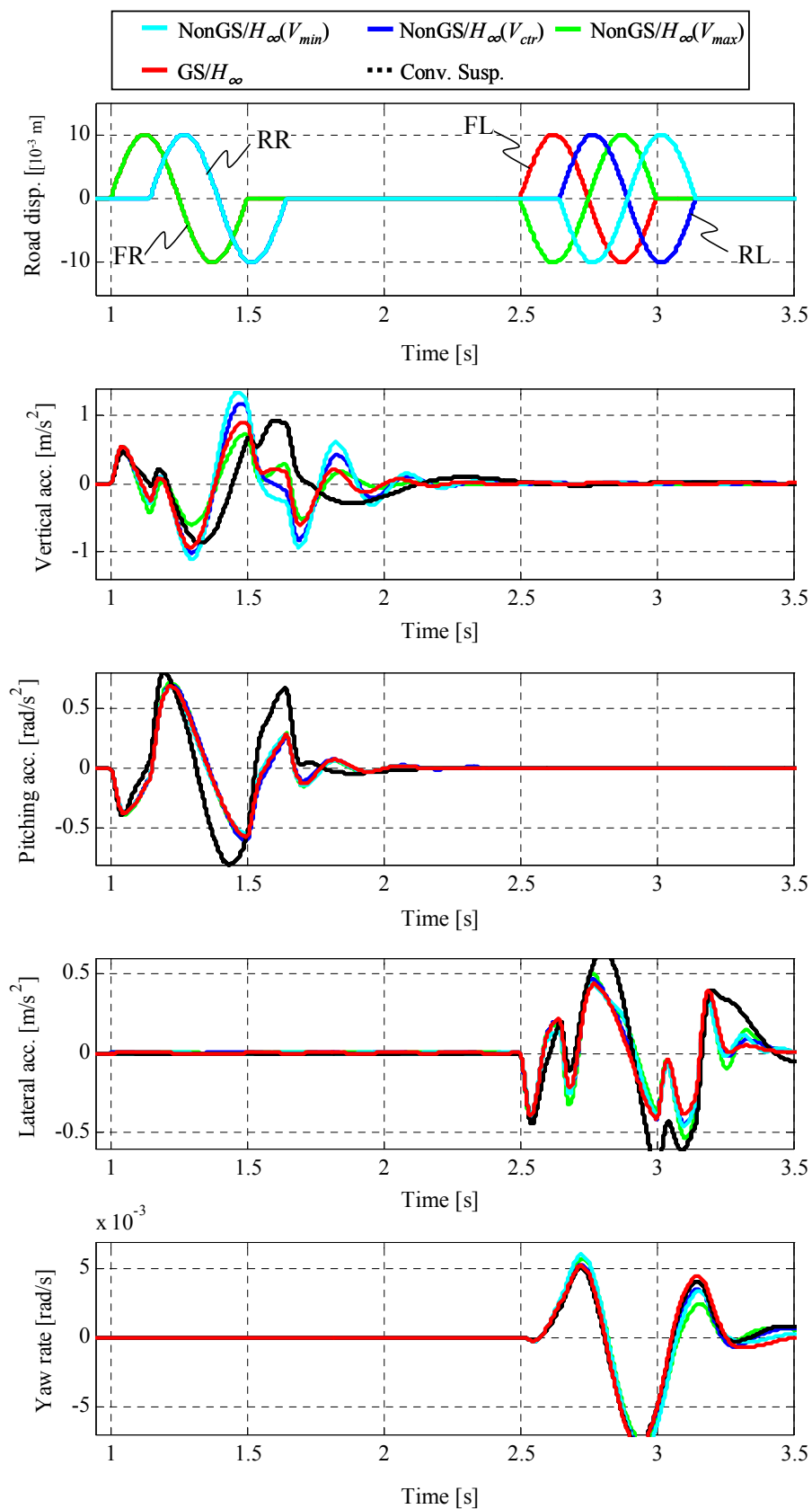


Fig. 5.14 Time history of road case 1 (Vehicle response,  $V=70$  km/h)

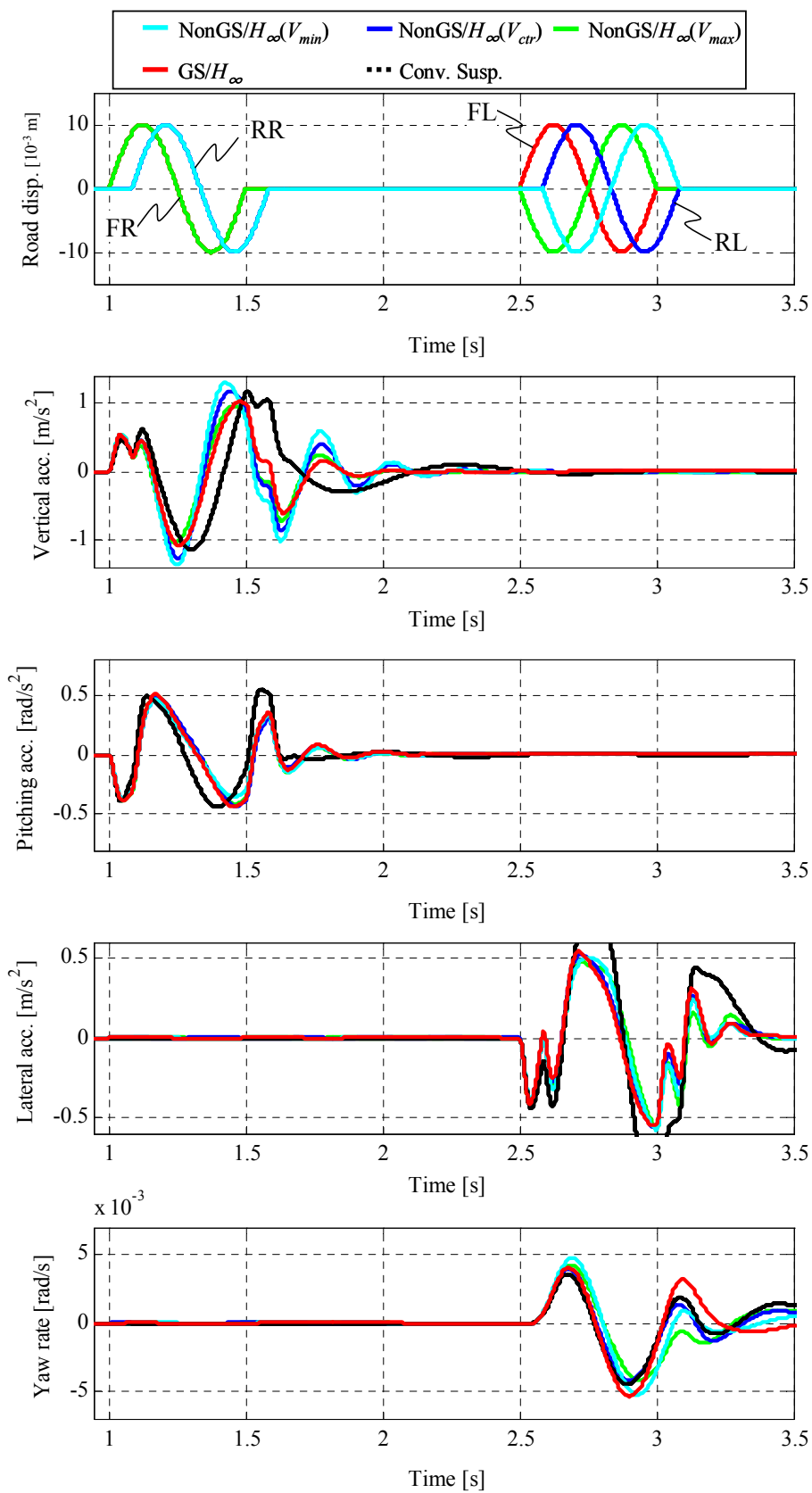


Fig. 5.15 Time history of road case 1 (Vehicle response,  $V=120$  km/h)

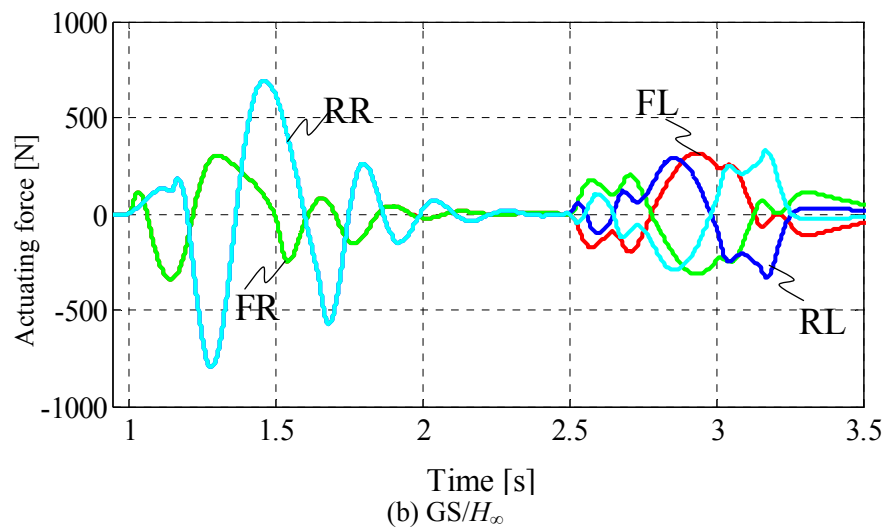
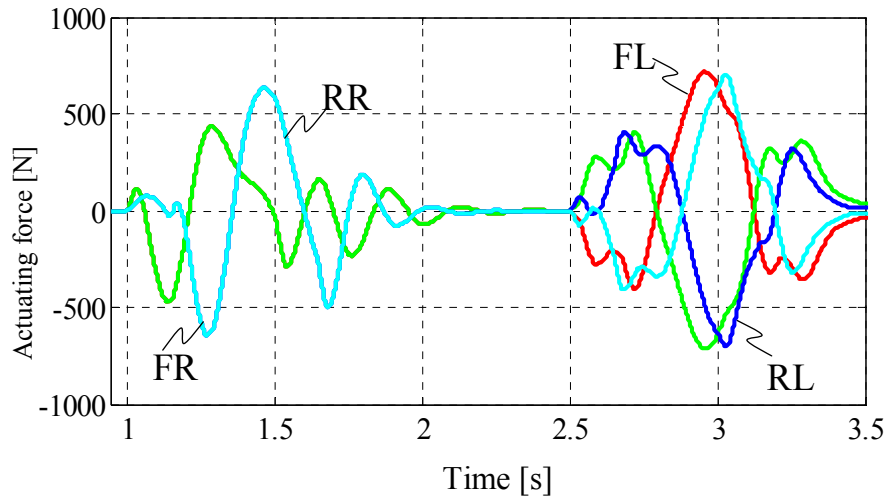
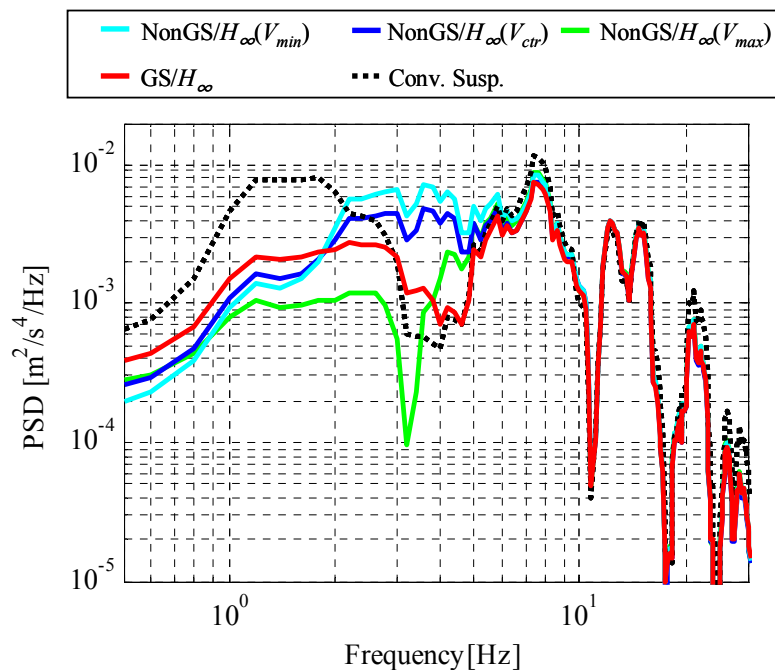
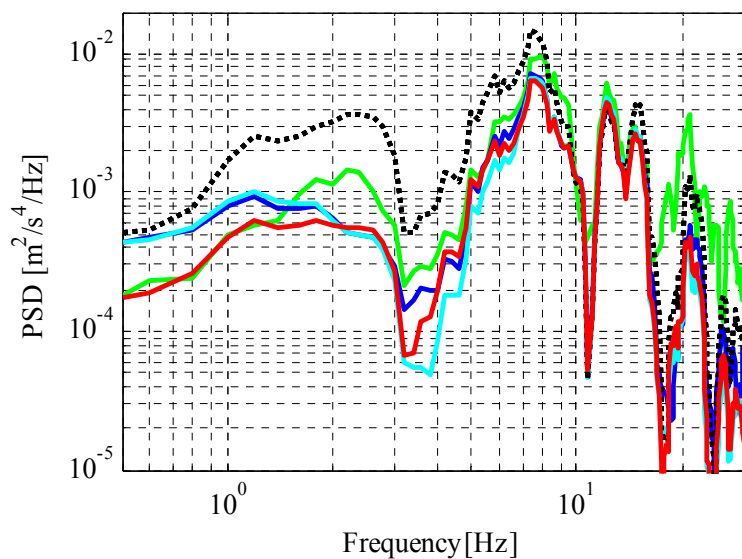


Fig. 5.16 Actuating force of road case 1 ( $V=70$  km/h)

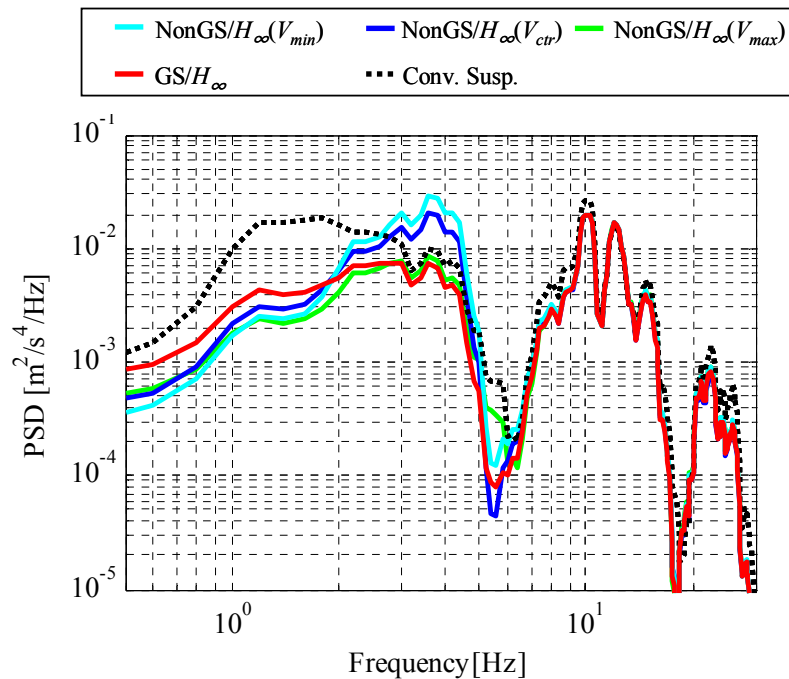


(a) Vertical acceleration (Road case 2)

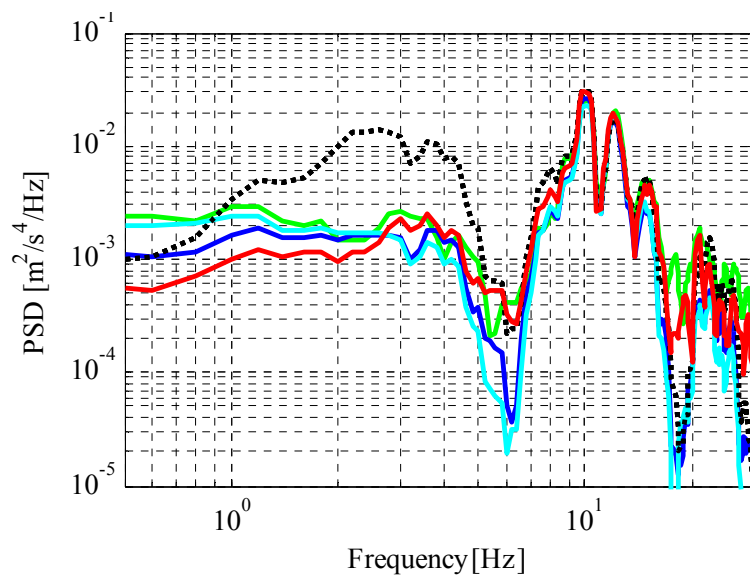


(b) Lateral acceleration (Road case 3)

Fig. 5.17 PSD of acceleration ( $V = 70$  km/h)



(a) Vertical acceleration (Road case 2)



(b) Lateral acceleration (Road case 3)

Fig. 5.18 PSD of acceleration ( $V = 120 \text{ km/h}$ )

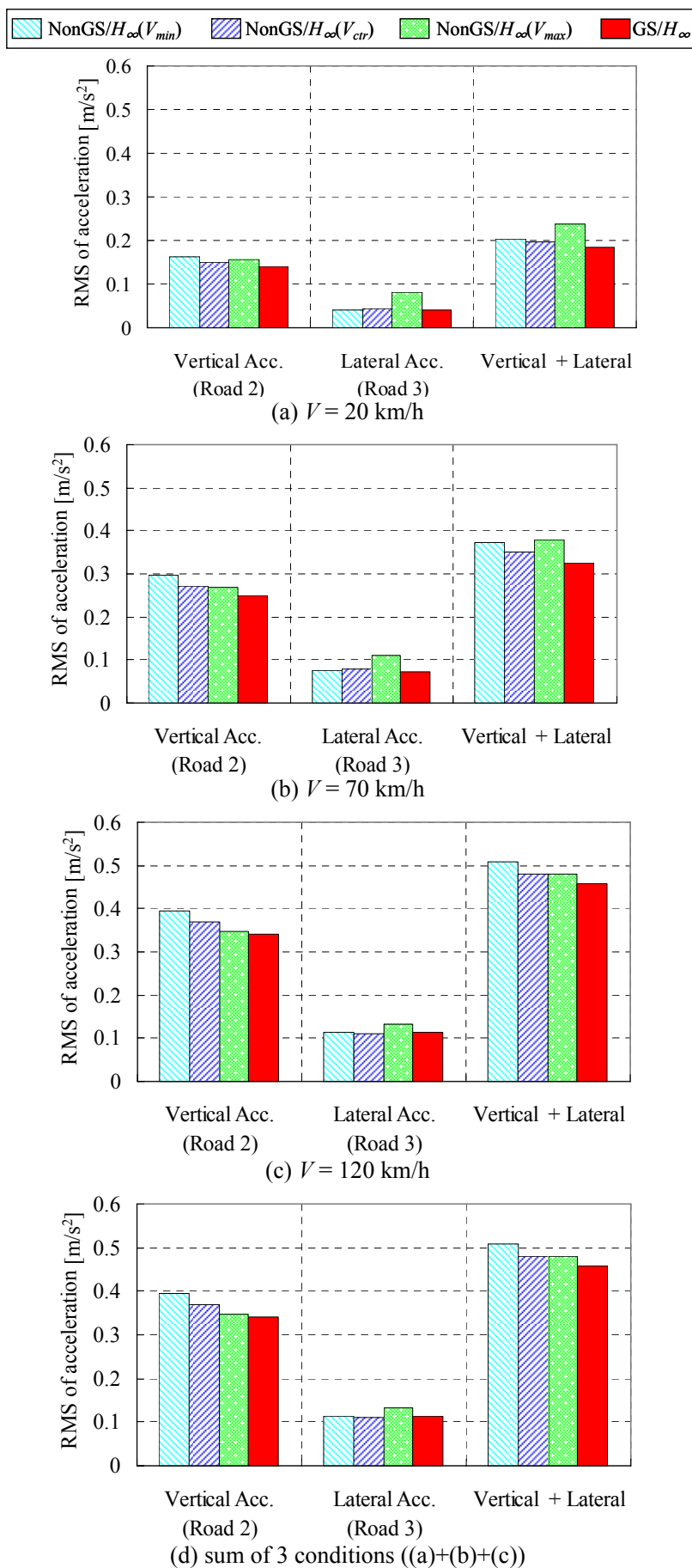


Fig. 5.19 RMS of acceleration (Each speed and sum of 3 conditions)



## 5.5 結言

車速の違いが路面外乱による車両挙動変化に及ぼす影響を考慮した制御系設計を構築するため、アクティブサスにおいて、車速をスケジューリングパラメータとする LPV 系を導出し、GS 型  $H_{\infty}$  制御を適用し、制御系設計を行った。その結果、提案する GS 型  $H_{\infty}$  制御は各車速で最適に設計されたゲインスケジューリングを行わない制御器に比べて、どの速度においてもばね上の振動抑制と車両平面運動の抑制が可能であり、各速度の上下加速度および横加速度の総和においてはゲインスケジューリングを行わない制御に比べて約7~13%ほど良い結果となった。以上より、提案する GS 型  $H_{\infty}$  制御は、車速によらず路面外乱に対する乗心地と操縦安定性（車両平面運動の抑制）の両立が可能であるといえる。

## 第6章 結論

本論文では、人間の振動特性と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を確立するために、以下の3つの目的に沿って研究を実施した。

- (1) 着座姿勢の乗員挙動のダイナミクスを考慮した乗員挙動制御の制御系設計を提案し、性能を検証する。
- (2) 路面の凹凸による車両ダイナミクスを考慮した制御系設計を提案し、性能を検証する。
- (3) 上記の路面の凹凸による車両ダイナミクスが車速によって変わること考慮した制御系設計を提案し、性能を検証する。

本論文を通じて得られた結論を以下にまとめる。

第1章では、本論文に関わる背景と関連する先行研究、そこから抽出した課題、研究の目的、本論文の構成について述べた。

第2章では、先行研究で明らかになっている乗員の着座姿勢における着座位置の振動に対する乗員頭部の挙動データに基づき乗員のダイナミクスをモデル化し、車両モデルと組み合わせた車両-乗員モデルを構築した。アクティブサスを備えた車両-乗員モデルにおいて、 $H_{\infty}$ 制御を適用し、路面 PSD 特性を踏まえた外乱包含制御を加えた外乱包含  $H_{\infty}$ 制御系を設計した。数値シミュレーションにより、従来の車両の振動低減を行う目的に設計された制御系よりも、提案する乗員の振動を直接低減する乗員挙動制御は、路面の凹凸に対して乗員の振動を抑制する効果があることを示した。以上により、アクティブサスをを用いた乗員挙動制御の有効性が示された。

第3章では、第2章で設計した線形システム（アクティブサス）における制御系を双線形システム（セミアクティブサス）に適用するため、車両と乗員の共振周波数といった代表的な周波数において、セミアクティブダンパのサスペンション速度と減衰力のリサージ波形に着目し、サスペンション速度がゼロ付近において、減衰力の指令の急激な変化を抑制し、ジャーク（加加速度）を低減する制御系を設計した。数値シミュレーションにより、従来制御よりも乗員の振動を抑制する効果があることを示した。また、乗員挙動制御において、フルアクティブサスに比べ消費エネルギーが小さいセミアクティブサス<sup>(197)</sup>を用いた場合、フルアクティブサスを用いた場合に比べ、乗員頭部の上下加速度 RMS が約17%増加することが分かった。以上により、セミアクティブサスをを用いた乗員挙動制御の有効性が示された。第2章および第3章により、上記(1)の目的を達成した。

第4章では、路面の凹凸によって発生するサスペンションのストロークおよびタイヤ横力がタイヤ横力変化を生じさせることによるサスペンション特性を踏まえ、車両平面運動も考慮した車両モデルを構築した。また、路面からの外乱は独立ではなく、車速を一定とした条件において、前後輪の路面入力力の時間差を Pade 近似し、前輪2輪から外乱が加わるとした車両モデルを構築した。本車

両モデルにおいて、乗心地のみならず、車両平面方向の挙動を制御量とする外乱包含  $H_{\infty}$  制御系を設計した。数値シミュレーションにより、提案手法は、従来の詳細なサスペンション特性を踏まえていない制御手法に対して、路面凹凸に対する車両平面運動を抑制する効果があることを示した。以上により、路面の凹凸による車両ダイナミクスを考慮した制御系の有効が示された。これより、上記(2)の目的を達成した。

第5章では、第4章で構築した詳細なサスペンションおよび前後輪の路面入力時間差を踏まえた車両モデルを車速に対するLPV (Linear Parameter Varying) 系で再定義し、LMI (Linear Matrix Inequality) により車速によるゲインスケジュール型  $H_{\infty}$  制御を設計した。また、いくつかの車速において車両の上下加速度および横加速度からなる評価量を最小にする周波数重みゲインを明らかにし、その結果をもとに車速に応じて周波数重みゲインを変更するように制御系を再設計した。数値シミュレーションにより、提案手法を詳細なサスペンション特性を踏まえて、ある車速で最適と設計した制御系と比較し、車速による車両ダイナミクスの変化に対するロバスト性を検証し、提案するゲインスケジュール型  $H_{\infty}$  制御が最も良い性能を示した。以上より、路面の凹凸による車両ダイナミクスが車速によって変わることを考慮した制御系の有効性が示された。これより、上記(3)の目的を達成した。

以上、本論文を通じて、人間の振動特性と車速による車両ダイナミクスの変化を考慮した新たな自動車用サスペンションの制御系設計の提案を行い、その有効性を示すことができた。

最後に、本論文に関する展望について述べる。

第2章および第3章で述べた乗員挙動制御は、大人の男性を乗員と仮定し、乗員の着座位置が明確な前提で制御系設計を行い、2.5.3項で述べたように平均的な体格の乗員の振動特性差に対しては制御系がその特性を包含している。着座位置のセンシングは、安価な圧電素子等を用いることで、ある程度の着座位置を推測することができると考えているが、乗員の体格などにより、乗員の振動伝達が制御系設計で用いたモデルよりも高い場合については制御性能が悪化することが分かっている。このような突出した特性の乗員に対しては周波数重みでモデル化誤差を包含するか、そのような乗員が乗車した場合のみ乗員モデルを変更するなどの対策が必要である。前者を採用した場合、数少ない突出した乗員の振動特性を包含するために制御系が保守的となり、一般的な乗員の振動特性や他性能への影響などが考えられるため、周波数重みの決定には再検討が必要である。後者を採用した場合、突出した振動特性の乗員であることを検出し、その特性を同定する方法を検討する必要がある。また、提案手法は、乗員頭部の上下振動低減を実現したが、車両のロール運動に伴う乗員の左右振動に関する評価検証も行われている。左右振動に対しては、高周波数域において提案の乗員モデルと実挙動に差異があるため、本モデルを用いて制御系設計を行った場合、頭部の横加速度振動が増加する懸念がある。左右振動を抑制する制御系設計に向け、本乗員モデルの再検証も必要である。提案手法は、一名の乗員に対する振動抑制のみならず、複数の乗員においても振動を抑制することができることがわかったが、ワンボックスタイプ、さらにはバスのように着座位置が大きく変わり、乗車定員が大幅に変化するような車両においては、車両の質量や慣性モーメントの変動を加味した制御系設計を行う必要がある。同時に複数の乗員の挙動を低減することも今後の課題の一つであると考えている。さらに、着座姿勢やシートの弾性特性が変化した場合への対応、乗員の挙動を左右する機械部品（シート形状や材質）と制御系の最適設計や、乗員挙動制御による車両挙動への影響も検証する必要がある。これまでに乗員の振動（ダイナミクスおよび感受性）は、多

くの研究者および技術者により、成果が報告されているが今後も多くの報告がされると考えられる。今後は、それら最新の研究成果を生かしながら、制御系設計を進めていく必要がある。

第3章においては、リサージュ図形を注視しながら、車両の応答を確認し周波数重みの決定を行ったが、制御系設計のフローにおいて、リサージュ図形の形状を評価関数に反映し周波数重みを自動的に決定できる設計方法が確立できれば、より効率的に制御系の設計ができると考えている。

第4章で述べた路面の凹凸による車両ダイナミクスを考慮した制御系は、サスペンションおよびタイヤの特性を線形と仮定し、線形システムにおいて制御系設計を行い、それら特性が線形と仮定した車両モデルを用いて、数値シミュレーションにより検証を行った。実際の自動車において、サスペンションおよびタイヤは、非線形かつ複雑な動特性を持っているため、本提案手法で用いたモデルとの差異があると認識している。特に、サスペンションおよびタイヤ特性が線形として扱えないような横加速度が大きいシーンにおいては、横加速度が小さいシーンと同等の制御効果が発揮することができない懸念がある。本制御系を実車適用するためにも、非線形車両モデルを用いて横加速度が大きいシーンでの性能検証を詳細に行う必要がある。その解析結果を十分に踏まえた制御系設計が必要である。また、本論文で用いたセダンタイプの車両以外の形式においても、制御性能の検証を行う必要がある。

第5章で述べた路面の凹凸による車両ダイナミクスが車速によって変わることを考慮した制御系は、20,70,120 km/h の3つの条件で、路面は全て ISO の C クラス、左右同相および左右逆相と仮定し、周波数重みゲインの検討結果をもとに、制御系設計を行った。車速に応じて路面のクラスを変更したり、左右同相および左右逆相で路面クラスを変更するなど、より実際の走行路面に近い条件での設計を行うことで、ロバスト性かつ性能が向上すると考えている。

また、全章に共通する課題として、路面不整により上下および左右方向の乗員挙動を低減する制御系設計の構築には、第4章および第5章で述べた制御系と第2章および第3章で述べた乗員挙動制御の統合が必要である。しかし、単にそれらを統合した場合、制御系が高次になり ECU (Electronic Control Unit) の負荷が高く、実車適用が困難となってしまう。それらを統合した制御系設計を行うには、制御系の低次元化を行う必要があると考えている。また、それらを統合することで乗員自身の横方向の動きを抑制する効果が期待できるが、その場合に車両の横方向およびヨー方向の運動が乗員の意図する車両挙動になるかは不明であり、詳細に検討する必要がある。乗員自身の横方向の動きを抑制する制御系を設計するには、その解析結果を考慮した制御系設計が必要となる。さらに、本論文ではアクティブサスもしくはセミアクティブサスを用いた制御系設計を述べたが、制御性能と制御サスペンションが消費するエネルギーのトレードオフを解消するために、セミアクティブサスとアクティブスタビライザを用いる方法も大変有効であり、それらを用いた制御系設計も必要である。最後に、本論文では数値シミュレーションによる検証のみであったが、本論で述べた制御系を実車へ適用し、提案手法の効果を車両および乗員挙動の定量評価や官能評価により検証する必要がある。

## 謝辞

本論文は、慶應義塾大学理工学研究科開放環境科学専攻 高橋研究室に在籍して行った研究の成果を記したものである。

本論文をまとめるにあたり、終始暖かい激励と御指導、御鞭撻をいただいた慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科専任講師 高橋正樹博士に、心より感謝申し上げます。3年の間、幾度もディスカッションをさせていただくことで、多くの気づきを得て、研究の方向性を見出すことができました。また、これまでに経験したことのない貴重な時間、環境を整えていただいたことに深く感謝申し上げます。

学位論文審査において貴重な御指導、御助言をいただきました慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科教授 三田彰博士、慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科教授 大森浩充博士、慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科教授 村上俊之博士には、厚く御礼申し上げます。

慶應義塾大学理工学部システムデザイン工学科教授 故 吉田和夫博士には、慶應義塾大学での博士号取得への機会を下さった事に感謝致します。吉田先生から直接御指導頂けなかったことが大変残念ですが、吉田先生の御意志を引き継がれた高橋先生に御指導頂き、急遽される前に吉田先生からいただいたお言葉を胸に、本論文を遂行することができました。

慶應義塾大学大学院システムデザイン・マネジメント研究科教授 西村秀和博士には、研究に関する相談にのっていただき、適切な助言をいただきましたことを深く感謝申し上げます。

業務を継続する中で、大学院後期課程への機会を与えていただきました日産自動車(株)に、謝意を表します。社会人としての大学院入学をご支援いただいた日産自動車(株) 総合研究所 研究企画部 部長 木下明生博士、社会人ドクターへの切欠を下さった同 研究企画部 戦略企画室 主任研究員 玉正忠嗣氏、多忙な業務にも関わらず、学業への配慮をいただきました同 電子技術開発本部 走行制御開発部 主担 平原道人氏には、心より感謝いたします。同 電子技術開発本部 走行制御開発部 上沼研也氏、同 山口陽介氏、同 中村研介氏には、研究についての議論をさせていただき、多くの有益な助言をいただきましたことを記し、深く感謝申し上げます。また、日産自動車(株)の多くの方々にご協力いただいたことを記し、深く感謝申し上げます。

高橋研究室で共に博士号取得を目指してきた清水建設(株) 福喜多輝博士、(株)三菱総合研究所 牛島由美子博士、慶應義塾大学 環境共生・安全システムデザイン教育研究センター 特別研究助教 成川輝真博士、慶應義塾大学大学院理工学研究科後期博士課程 ((株)テクノロード) 杉浦登氏、同後期博士課程 横山和人氏は、研究活動の良き仲間として常に刺激を与えて下さいましたことを深く感謝いたします。

高橋研究室で共に自動車のサスペンション制御に関する研究を進めてきた(株)野村総合研究所 小瀬村領司氏、慶應義塾大学大学院理工学研究科前期博士課程 平岡翔一氏には、日ごろのディスカッションの中で新しい着想が生まれ、研究に関する多くの疑問を投げかけてくれることで、新たな研究の方向性を共に探ることができました。心より感謝申し上げます。また、吉田研究室、高橋研究室の卒業生、学生の皆さんには研究室での活動において、大変お世話になりました。

最後に、常に著者を支え応援し続けてくれた妻に、心から感謝いたします。

2011年3月

## 参考文献

- (1) Organization International des Constructeurs d'Automobiles, <http://oica.net/category/production-statistics/>.
- (2) 日本自動車工業会, [http://www.jama.or.jp/world/world/world\\_2.html](http://www.jama.or.jp/world/world/world_2.html).
- (3) 小貝洋一, 年鑑 18 振動・騒音・乗心地, 自動車技術, Vol. 64, No. 8, (2010), pp. 127-132.
- (4) 日産自動車株式会社, <http://www2.nissan.co.jp/SKYLINE/>.
- (5) 加藤和人, 定常振動によるシート状乗心地の評価手法開発, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 20-99, (1999), pp. 1-4.
- (6) 坂田哲心, 波頭伸哉, 特集 乗心地を支える最新技術 車両開発における乗心地と他性能の両立に向けた取り組み, 自動車技術, Vol. 60, No. 7, (2006), pp. 8-13.
- (7) 永井正夫, 長谷川朋広, 山田 晃, 連結ダンパ制御による車両の振動制御, 日本機械学会 第4回「運動と振動の制御」, (1995), pp.217-220.
- (8) トヨタ自動車株式会社, <http://toyota.jp/landcruiser/dynamism/suspension/>.
- (9) 原良光彦, 鈴木秀和, サスペンションアライメント制御による運動性能向上について, 三菱自動車テクニカルレビュー, No. 7, (1995), pp. 50-58.
- (10) Lee, U. K., Lee, S. H., Han, C. S., Hedrick, K. and Catala, A., Active geometry control suspension system for the enhancement of vehicle stability, Institution of Mechanical Engineers Vol. 222 Part D: Journal of Automobile Engineering, (2008), pp. 979-988.
- (11) BOSE K.K., <http://www.bose.co.jp/>.
- (12) Audi AG, <http://www.audi.com/com/brand/en.html>.
- (13) Strassberger, M. and Guldner, J., BMW's dynamic drive: an active stabilizer bar system, IEEE Control Systems Magazine, Vol.24, (2004), pp. 28-29, 107.
- (14) 武馬修一, 大熊靖大, 種子田彰哉, 鈴木勝巳, 趙在成, 小林優, 電動アクティブスタビライザサスペンションシステムの設計と開発, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 74, No. 748, (2008), pp. 2827-2836.
- (15) 武馬修一, 趙在成, 神田亮, 梶野英記, 土田久輔, 十津憲司, 大谷佳史, 電動アクティブサスペンションのアクチュエータの開発, 自動車技術会論文集, Vol. 39, No.5, (2008), pp. 13-18.
- (16) 赤津洋介, アクティブコントロールサスペンションの車両運動性能, 自動車技術, Vol. 46, No. 12, (1992), pp. 13-19.
- (17) 森田隆夫, 空圧アクティブサスの高機能化, 自動車技術会シンポジウム Advanced Vehicle Control 1993, (1993), pp.50-56.
- (18) 川原崎由博, 福永由紀夫, 長谷川普一, 奥山雄二, 大村一世, 高橋建郎, 安部三郎, 鶴田栄二, 日産油圧アクティブサスの開発, 日産技報, 第26号, (1989), pp. 10-19.
- (19) 川越健次, 井口雅一, サスペンションのセミアクティブ制御とプレビュー制御, 自動車技術会論文集, No. 31, (1985), pp.116-122.
- (20) 藤岡健彦, 木村 健, 予見制御によるアクティブサスペンションの性能向上に関する理論的研究, 自動車技術会論文集, Vol. 22, No. 2, (1991), pp. 46-50.
- (21) Moran, A., Nagai, M. and Hayase, M., Design of Active Suspension with  $H_\infty$  Preview Control, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control 1996, (1996), pp. 215-232.
- (22) Thompson, A. G. and Pearce, C. E., M., Direct Computation of the Performance Index for an Optimally Controlled Active Suspension with Preview Applied to a Half-Car Model, Vehicle System Dynamics, Vol. 35, No. 2, (2001), pp. 121-137.
- (23) Thompson, A. G. and Davis, B. R., RMS Value of Force, Stroke and Tyre Deflection in a Half-Car Model with Preview Controlled Active Suspension, Vehicle System Dynamics, Vol. 39, No. 3, (2003), pp. 245-253.
- (24) 木村 健, 赤津洋介, 戸畑秀夫, 福山研介, プレビューアクティブサスペンションによる車両振動制御, 自動車技術会論文集, Vol. 25, No. 3, (1994), pp. 93-97.
- (25) Antonio, M. and Nagai, M., Optimal Preview Control of Rear Suspension Using Nonlinear Networks, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control, 1992, 020, (1992), pp. 117-122.
- (26) 荒木嘉昭, 原田 宏, 大屋勝敬, 前輪情報によるアクティブサスペンションの予見制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.60, No.578, (1994), pp. 3404-3409.
- (27) Yu, F., Zhang, J-W. and Crolla, D. D., A study of a Kalman filter vehicle suspension system using correlation of front and rear wheel road input, Transaction of the Institution of Mechanical Engineers, Series D, Vol.214, (2000), pp. 493-502.
- (28) 吉岡謙志朗, 武馬修一, 趙在成, 神田亮, 矢萩孝志, 電動アクティブサスペンションにおけるプレビュー制御の検討, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 76, No. 770, (2010), pp. 2372-2379.
- (29) 黒木純輔, 柿本寿彦, 石川 尚, 白石恭裕, 立石芳明, 小林 博, 菅沢 深, スーパーソニックサスペンションの開発, 日産技報, 第20号, (1984), pp. 93-104.
- (30) 岸本尚浩, 貴志 誠, 早瀬憲児, 道路環境対応電子制御サスペンション, 自動車技術, Vol. 46, No. 12, (1992), pp. 6-12.
- (31) Karnopp, D., Crosby, M. J. and Harwood, R. A., Vibration Control Using Semi-active Force Generators, Transactions of the ASME, Journal of Engineering for industry, (1974), pp. 619-626.
- (32) Miller, L. R. and Nobles, C. M., Methods for Eliminating Jerk and Noise in Semi-Active Suspensions, SAE Paper, No. 902284, (1990), pp. 83-91.
- (33) 塩練俊一, 永井正夫, セミアクティブサスペンションの安定性に関する研究, 自動車技術会論文集, No.42 (1989), pp. 90-94.

- (34) Yi, K. and Song, B. S., A new adaptive sky-hook control of vehicle semi-active suspension, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Series D, Vol. 213, (1999), pp. 293-303.
- (35) 三平満司, 大作 寛, 上村一整, 非線形  $H_{\infty}$ 制御理論の限界と可能性—セミアクティブサスペンションへの応用, Vol.43, No.10, (1999) pp. 544-552.
- (36) 岡本文太, 吉田和夫, 自動車用セミアクティブサスペンションの外乱包含双線形最適制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.66, No.650 (2000), pp. 3297-3304.
- (37) 横山 誠, Hedrick, J. K., 外山茂浩, セミアクティブサスペンションのスライディングモード制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.657 (2001), pp. 1449-1454.
- (38) 横山 誠, 外山茂浩, 伊藤浩永, 愛田一雄, ニューラルネットワークを利用したセミアクティブサスペンション, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.663, (2001), pp. 3405-3412.
- (39) 西村秀和, 佐野雅泰, 尾家直樹, セミアクティブサスペンションのゲインスケジュールド制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.67, No.662 (2001), pp. 3146-3152.
- (40) 西村秀和, 加山竜三, MR ダンパを用いたセミアクティブサスペンションのゲインスケジュールド制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.68, No.676 (2002), pp. 3644-3651.
- (41) Itagaki, N., Fukao, T., Amano, M., Ichimaru, N., Kobayashi, T. and Gankai, T., Semi-active Suspension Systems based on Nonlinear Control, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control 2008, (2008), pp. 684-689.
- (42) Sergio, M. S. and Cristiano, S., Mixed Sky-hook and ADD: Approaching the Filtering Limits of a Semi-Active Suspension, Transaction of the ASME, Vol. 129, July, (2007), pp. 382-392.
- (43) Stamat, S. Krishnan, M. and Yost, S., Low Jerk Predictive Force Modulation for Semi-Active Suspension Control, SAE Paper, No. 2008-01-0904, (2008), pp. 1-10.
- (44) 平井敏郎, 佐藤 修, 安永洋一, 平本三千也, 佐々木光雄, アクティブ・ダンパー・サスペンションの開発, 日産技法, No. 35, (1994), pp. 64-68.
- (45) 池田茂輝, 村田正博, 大作 寛, 富田晃市, 新減衰力制御則の開発—仮想ロールダンパー制御と非線形  $H_{\infty}$ 制御—, TOYOTA Technical Review, Vol. 49, No.2, Dec., (1999), pp. 88-93.
- (46) 大作 寛, 三平満司, 清水悦郎, 富田晃市, 非線形  $H_{\infty}$ 制御によるセミアクティブサスペンション, 計測と制御, Vol. 39, No. 2, (2000), pp. 126-129.
- (47) 田中忠夫, 原良光彦, 滝沢省三, 堅本 實, サスペンションのアクティブ制御, 自動車技術, Vol. 42, No. 1, (1998), pp. 92-101.
- (48) 安部正人, あるロールモーメント配分制御の車両運動に及ぼす効果のシミュレーションによる検討, 自動車技術会学術講演会前刷り集 902, (1990), pp. 345-348.
- (49) 米川 隆, 大沼敏男, 森 淑伯, 後藤武志, 武馬修一, アクティブコントロールサスペンションの車両運動性能, 自動車技術会論文集, Vol. 22, No. 3, (1991), pp. 63-68.
- (50) 花村良文, 森 亮一郎, 荒木嘉昭, 原田 宏, 自動車の操縦安定性に対するアクティブサス姿勢制御の有効性, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 64, No. 617, (1998), pp. 163-168.
- (51) 花村良文, 中條康治, 荒木嘉昭, 大屋勝敬, 原田 宏, 接地荷重制御を負荷したアクティブサス制御による自動車の操縦安定性制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 64, No. 624, (1998), pp. 3026-3031.
- (52) 花村良文, 藤田啓司, 荒木嘉昭, 大屋勝敬, 原田宏, アクティブサスを用いた接地荷重制御による 4 輪自動車の操縦安定性制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 65, No. 629, (1999), pp. 236-243.
- (53) 浜平 大, 花村良文, 荒木嘉昭, 大屋勝敬,  $H_{\infty}$ 制御を用いた自動車のアクティブサス接地荷重制御, 日本機械学会シンポジウム, Design and Dynamics'99, (1999), pp. 41-46.
- (54) 川越健次, ロール感向上のためのサスペンション技術, 自動車技術, Vol. 51, No. 11, (1997), pp. 20-24.
- (55) 酒井英樹, 小野英一, 山本 泰, 福井勝彦, 大木幹志, 安田栄一, 視覚感受性に基づくロール感の向上, TOYOTA Technical Review, Vol. 55, No. 1, (2006), pp. 20-25.
- (56) 吉田和夫, 熊丸 誉, 高橋正樹, 操舵による車体挙動を考慮した自動車用セミアクティブサスペンションの統合的制御系設計, 日本機械学会 第 10 回「運動と振動の制御」シンポジウム講演論文集, (2007), pp. 61-66.
- (57) 内山正明, 久米村洋一, 願海龍也, サスペンションとブレーキの協調制御による限界性能の向上, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 76-03, (2003), pp.19-22.
- (58) Soliman, A. M., A., Kaldas, M. M., S. and Mahmoud K., R., M., Active Suspension and Anti-lock Braking System for Passenger Cars, SAE Paper, No. 2009-01-0357, (2009).
- (59) Gasper, P., Szabo, Z., Bokor, J., Poussot-Vassal, C., Sename, O. and Dugard, L., Towards Global Chassis Control by Integrating the Brake and Suspension Systems, 5<sup>th</sup> International Federation of Automatic Control Symposium on Advances in Automotive Control, (2007), (CD-ROM proceedings).
- (60) Poussot-Vassal, C., Sename, O., Dugard, L., Gasper, P., Szabo, Z. and Bokor, J., Attitude and Handling Improvements Through Gain-Scheduled Suspension and Brake Control, Proceedings of the 17<sup>th</sup> World Congress of International Federation of Automatic Control, (2008), pp. 2075-2080.
- (61) 土居俊一, 林 靖亨, 天野也寸志, 安田栄一, 水野雅彦, 車両操舵系, 懸架系における振動と運動の制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No.534, (1991), pp. 606-613.
- (62) 林靖亨, 土居俊一, 服部勝彦, 荒川英男, 車両のアクティブ制御—操舵・懸架系制御—, 計測自動制御学会論文集, Vol. 28, No. 7, (1992), pp. 834-843.
- (63) 山本敬一, 西村秀和, 操縦安定性改善のためのアクティブスタビライザと電動パワーステアリングの分散制御系設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 76, No. 765, (2010), pp.1271-1279.

- (64) 原田秀行, 岡田養二, 鈴木浩平, 電動型エネルギー回生サスペンションの制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 62, No. 604, (1996), pp. 4513-4519.
- (65) 則次俊朗, 須賀康博, 田原吉則, 周波数フィルタを応用したハイブリットエアサスペンションの省エネルギー制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 66, No. 641, (2000), pp. 112-117.
- (66) 中野公彦, 須田義大, 中代 重幸, エネルギー収支解析に基づくセルフパワー・アクティブ制御の実現, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 68, No. 666, (2002), pp. 412-418.
- (67) 檜尾幸司, 須田義大, 椎葉太一, 近藤卓宏, 山形英城, 乗り心地向上を目指した自動車用電磁ダンパの非線形減衰力特性に関する研究, 自動車技術会論文集, Vol. 35, No. 1, (2005), pp. 167-172.
- (68) 川元康裕, 須田義大, 井上博文, 近藤卓宏, 自動車用電磁サスペンションの省エネルギー・アクティブ制御に関する研究, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 105-07, (2007), pp. 15-20.
- (69) 福島直人, 変分法をベースとした最適制御問題の近似解法(第2法, エネルギー回生機能を有するアクティブサス制御への適用), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 71, No. 705, (2005), pp. 1529-1536.
- (70) サヒン ハカン, 福島直人, 荻原一郎, ハイブリット型アクティブサスの HILS 評価, 日本機械学会シンポジウム Design and Dynamics'10, (2010), (CD-R 論文集).
- (71) Jiabin, W. and David, H., Tubular Modular Permanent-Magnet Machines Equipped With Quasi-Halbach Magnetized Magnets-Part I: Magnetic Field Distribution, EMF, and Thrust Force, IEEE Transaction on Magnetics, Vol. 41, No. 9, (2005), pp. 2470-2478.
- (72) Jiabin, W. and David, H., Tubular Modular Permanent-Magnet Machines Equipped With Quasi-Halbach Magnetized Magnets-Part II: Armature Reaction and Design Optimization, IEEE Transaction on Magnetics, Vol. 41, No. 9, (2005), pp. 2479-2489.
- (73) Ismenio, M., Jorge, E. and Gil, D. M., Permanent-Magnets Linear Actuators Applicability in Automobile Active Suspensions, IEEE Transaction on Vehicle Technology, Vol. 55, No. 1, (2006), pp. 86-94.
- (74) Simon, T., Matthew, C. B. and Jiabin, W., Design and Control of a Linear Electromagnetic Actuation System for Active Vehicle Suspension, Proceedings of the International Symposium on Advanced Vehicle Control 2008, (2008), pp. 373-378.
- (75) Dupuis, H. and Zerlett, G., 全身振動の生体反応, 名古屋大学出版会, (1989).
- (76) 武井一剛, 土居俊一, 石黒陸雄, 石川 浩, 永井孝幸, 人間動特性を考慮した車両乗り心地評価, 自動車技術会学術講演会前刷り集 No. 931, (1993), pp. 181-184.
- (77) 土居俊一, ヒューマンダイナミクスを考慮した車両評価, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 30, No. 3, (1995), pp. 3-15.
- (78) 北崎智之, 移動の「座」, バイオメカニズム学会誌, Vol. 31, No. 1, (2007), pp. 17-21.
- (79) Paddan, G. S. and Griffin, M. J., The transmission of translational seat vibration to the head -I. Vertical seat vibration, J.Biomechanics, Vol. 21, No. 3, (1998), pp. 191-197.
- (80) Paddan, G. S. and Griffin, M. J., The transmission of translational seat vibration to the head -II. Horizontal seat vibration, J.Biomechanics, Vol. 21, No. 3, (1998), pp. 199-206.
- (81) Paddan, G. S. and Griffin, M. J., Centre of rotation for pitch head motion during exposure to fore-and-aft seat vibration, Proceedings of Inter Noise 94, Vol.2, (1994), pp. 937-940.
- (82) Kitazaki, S. and Griffin, M. J., Modal analysis of whole-body vertical vibration, using a finite element model of the human body, Journal of Sound and Vibration, No. 200-1, (1997), pp. 83-103.
- (83) Kitazaki, S. and Griffin, M. J., Resonance behavior of the seated human body and effects of posture, Journal of Biomechanics, Vol. 31, (1998), pp. 143-149.
- (84) 松本泰尚, Griffin, M. J., 鉛直振動暴露時の人体動的応答特性に関する研究, 土木学会論文集, No.703/I-59, (2002), pp. 185-201.
- (85) 玉置 元, 吉村卓也, 谷本義幸, 頭部の回転に着目した人体のダイナミクスとそのモデリング, 日本機械学会 機械力学・計測制御講演論文集, No.96-5 I, (1996), pp. 522-525.
- (86) 玉置 元, 吉村卓也, 鈴木浩平, 多入力振動を受ける人体のダイナミクスとモデリング(三軸加振実験による人体の動特性の把握), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 64, No.617, (1998), pp.266-272.
- (87) 玉置 元, 吉村卓也, 多方向振動入力を受ける人体のダイナミクスとモデリング(頭部回転を考慮した動特性の入力レベル依存性), 日本機械学会シンポジウム:ヒューマンダイナミクス 講演論文集, No.00-38, (2000), pp. 192-194.
- (88) 玉置 元, 吉村卓也, 着座時の人体振動に与えるシートの影響, 日本機械学会シンポジウム Dynamics and Design 2002, (2002), (CD- ROM 論文集).
- (89) 中井一馬, 吉村卓也, 鈴木浩平, マルチボディダイナミクスによる人体脊椎系のモデリング(10 自由度モデルの検討), 日本機械学会シンポジウム Design and Dynamics 2002, (2002), (CD- ROM 論文集).
- (90) 中井一馬, 吉村卓也, 玉置 元, 人体脊椎系の実験モード解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.71, No.707, (2005), pp. 2328-2336.
- (91) Rakheja, S, Stiharu, I., Zhang, H. and Boileau P.-E., Seated occupant interactions with seat backrest and pan, and biodynamic responses under vertical vibration, Journal of Sound and Vibration, 298, (2006), pp. 651-671.
- (92) Howarth, H. V., C., A laboratory study of the effect of posture on head movement during low frequency fore-and-aft oscillation, The 38th United Kingdom Conference on Human Responses to Vibration, (2003), pp. 149-159.
- (93) 井上剛士, 高木賢太郎, 加藤大輔, 人間・機械振動系のパラメータ推定(ランダム加振とスイープ加振の比較), 日本機械学会シンポジウム Dynamics and Design 2010, (2010), (CD- ROM 論文集).
- (94) Nawayseh, N. and Griffin, M. J., Effect of frequency magnitude and direction of translation and rotational oscillation on the postural stability of standing people, Journal of Sound and Vibration 298, (2006), pp. 725-754.



- (95) ISO-5982:2002, Mechanical vibration and shock -Range of idealized value to characterize seated-body biodynamic response under vertical vibration-, International Organization for Standardization, (2002).
- (96) 蔦 紀, 白 傑, 人体上体系の3次元動力学モデリングと実験による力学物性の同定, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 59, No. 565, (1993), pp. 2649-2656.
- (97) Liang, C-C. and Chiang, C-F., Study on biodynamic models of seated human subjects exposed to vertical vibration, International Journal of Industrial Ergonomics 36, (2006), pp. 869-890.
- (98) 茂野義規, 青村 茂, 吉村卓也, 玉置 元, 菊池恵美子, 木之瀬 隆, 新田 収, 車載車椅子搭載者の安全評価に関する研究 (人体挙動のモデル化), 日本機械学会 Dynamics and Design 2006, (2006), (CD- ROM 論文集).
- (99) Fard, M. A., Ishihara, T. and Inooka, H., Transmission of the Translational Trunk Vibration to the Head-Neck Complex, Japan Society of Mechanical Engineering, International Journal, Series C, Vol. 46, No. 1, (2003), pp. 116-122.
- (100) 西山修二, 自動車-乗員系の練成振動を考慮した乗員の上下・左右振動, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 59, No. 567, (1993), pp. 3239-3246.
- (101) Stein, G. J. and Mucka, P., Theoretical investigation of a linear planar model of a passenger car with seated people, Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part D: Journal of Process Automobile Engineering, Vol.217, (2003), pp.257-268.
- (102) 西山修二, 車両-乗員系練成振動シミュレーションシステムの開発 (第1報, 乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢の影響), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 59, No. 568, (1993), pp. 3613-3621.
- (103) 西山修二, 車両-乗員系練成振動シミュレーションシステムの開発 (第2報, 乗員挙動に及ぼす最終着座姿勢の影響), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 59, No. 568 (1993), pp. 3622-3629.
- (104) 西山修二, 車両-乗員系練成振動シミュレーションシステムの開発 (第3報, 乗員挙動に及ぼす乗員・シート系パラメータの影響), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 573, (1994), pp. 1509-1516.
- (105) 西山修二, 車両-乗員系練成振動シミュレーションシステムの開発 (第4報, 乗員挙動に及ぼす道路橋伸縮装置段差の影響), 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 60, No. 575, (1994), pp. 2220-2226.
- (106) Tsampardoukas, G., Stammers, C. W. and Guglielmino, E., Semi-active of a passenger vehicle for improved ride and handling, Institution of Mechanical Engineers, Part D, Journal of Automotive Engineering, Vol. 222, (2008), pp. 325-352.
- (107) Guglielmino, E., Sireteanu, T., Stammers, C. W., Ghita, G. and Giuclea, M., Semi-Active Suspension Control -Improved Vehicle Ride and Road Friendliness, Springer-Verlag London Limited, (2008).
- (108) Stein, G. J., Mucka, P., Gunston, T. P. and Badura, S., Modeling and simulation of locomotive driver's seat vertical suspension vibration isolation system, International Journal of Industrial Ergonomics 38, (2008), pp. 384-395.
- (109) 円竹隆行, 吉田秀久, 永井正夫, 乗員質量と弾性車体との練成振動と考慮した鉄道車両の運動解析, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 72, No. 716, (2006), pp. 1115-1121.
- (110) Choi, S-B. and Han, Y-M., Vibration control of electrorheological seat suspension with human-body model using sliding mode control, Journal of Sound and Vibration 303, (2007), pp. 391-404.
- (111) ISO-2631-1:1997, Mechanical vibration and shock -Evaluation of human exposure to whole-body vibration- Part 1: General requirements, International Organization for Standardization, (1997).
- (112) 玉置 元, 吉村卓也, 品川貴志, 人体の振動感覚の定量化に関する基礎研究, 日本機械学会シンポジウム Dynamics and Design 2001, (2001), (CD- ROM 論文集).
- (113) 武井一剛, 石黒陸男, 乗員の官能評価にもとづく乗り心地評価, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 30, No. 3, (1995), pp. 47-56.
- (114) 小泉孝之, 辻内伸好, 小濱明久, 兼田哲男, 人体動特性を考慮した乗り心地評価, 日本機械学会シンポジウム Design and Dynamics 2000, (2000), (CD- ROM 論文集).
- (115) 田口敏行, 自動車運転時の疲労評価, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 33, No. 4, (1998), pp. 25-31.
- (116) 小泉孝之, 辻内伸好, 阿部洋志, 二宮次郎, 山崎浩二, 人体振動特性を考慮した乗心地性能向上のための評価法確立, 日本機械学会シンポジウム Design and Dynamics 2007, (2007), (CD- ROM 論文集).
- (117) 安田栄一, 土居俊一, 石黒陸男, 田中治美, 人体の振動特性を考慮した乗り心地解析-第1報 頭部の振動特性-, 日本機械学会, スポーツ工学シンポジウム講演論文集, (1995), pp. 185-189.
- (118) 安田栄一, 土居俊一, 石黒陸男, 田中治美, 人体の振動特性を考慮した乗り心地解析-第2報 振動感受特性の定量化検討-, 日本機械学会, スポーツ工学シンポジウム講演論文集, (1996), pp. 216-220.
- (119) 安田栄一, 土居俊一, 久代育生, 複合振動における人の振動感受特性解析, 自動車技術, Vol. 60, No. 7, (2006), pp. 50-55.
- (120) 安田栄一, 武井一剛, 土居俊一, 振動に対する人体の感受性評価, 日本機械学会 第8回 交通・物流部門大会講演論文集, (1999), pp.123-126.
- (121) 武井一剛, 安田栄一, 土居俊一, 前田節雄, 車両のヨー回転振動に対する人間の知覚感度, 豊田中央研究所 R&D レビュー, Vol. 36, No. 3, (2001), pp. 47-53.
- (122) 岡本昌浩, 小泉孝之, 辻内伸好, 小濱明久, 水平・垂直練成振動における人体振動特性を考慮した乗心地評価, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 68, No. 674, (2002), pp. 2865-2871.
- (123) 小泉孝之, 辻内伸好, 奥村壮互, 二宮次郎, 山田幸子, 低周波における自動車の乗心地評価手法の提案, 日本機械学会シンポジウム Design and Dynamics 2009, (2009), (CD- ROM 論文集).
- (124) 小泉孝之, 辻内伸好, 吉田和弘, 山田幸子, 田島孝光, 低周波における人体振動特性と不快感の相関性検証, 日本機械学会シンポジウム Design and Dynamics 2010, (2010), (CD- ROM 論文集)
- (125) 牧田光弘, 上松裕之, 車体運動とドライバ頭部挙動の関係についての研究, 日産技報, No. 55, (2004), pp. 43-47.

- (126) 武馬修一, 梶野英紀, 趙 在成, 高橋経範, 土居俊一, 旋回ロール時のドライバー挙動の解析と考察, 自動車技術会論文集, Vol. 42, No. 2, (2009), pp. 277-283.
- (127) Kato, K. and Kitazaki, S., A study for understanding carstickness based on the sensory conflict theory, SAE Paper, No. 2006-01-0096 (2006).
- (128) 加藤和人, 園田恭幸, 北崎智之, 乗り心地に及ぼす乗員頭部揺動と視覚の影響の検討, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 09-19, (2008), pp. 1-4.
- (129) 石田 樹, 岳本秀人, 川村 彰, 白川龍生, ドライビングシミュレータによる舗装路面の乗心地と走行安定感の評価, 北海道開発土木研究所月報, No. 630, (2005), pp. 37-45.
- (130) 富山和也, 川村彰, 中原繁則, 石田樹, Alimujiang, Y., 車両の動的応答に基づく舗装わだち掘れ評価指標の開発, 土木学会舗装工学論文集, Vol. 12, (2007), pp. 189-196.
- (131) 北出隼也, 吉田和夫, 乗心地と操縦安定性の両立を図る自動車用セミ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C編, Vol. 74, No. 739, (2008), pp. 603-609.
- (132) 小瀬村領司, 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システムの統合制御, 日本機械学会論文集C編, Vol. 76, 761, (2010), pp. 84-92.
- (133) 自動車技術ハンドブック編集委員会, 自動車技術ハンドブック<第1分冊> 基礎・理論編, 精興社, (1990).
- (134) Matschinsky, W., Road Vehicle Suspensions, Professional Engineering Publishing Limited, (2000).
- (135) Reimpell, J. and Stoll, H., The Automotive Chassis: ENGINEERING PRINCIPLES, Society of Automotive Engineers, Inc, (1996).
- (136) Onat, C., Kucukdemiral, I. B., Sivrioglu, S., Yuksek, I. and Cansever, G., LPV gain-scheduling controller design for a non-linear quarter-vehicle active suspension system, Transactions of the Institute of Measurement and Control, Vol. 31, No. 1, (2009), pp. 71-95.
- (137) Gasper, P. and Szederkenyi, G., Combined LPV and nonlinear control of an active suspension system, IEEE International Symposium on Industrial Electronics, (2007), pp. 215-220.
- (138) Poussot-Vassal, C., Sename, O., Dugard, L., Gasper, P., Szabo, Z. and Bokor, J., A new semi-active suspension control strategy through LPV technique, Control Engineering Practice, Vol. 16, (2008), pp. 1519-1534.
- (139) Do, A. L., Sename, O. and Dugard, L., An LPV Control Approach for Semi-active Suspension Control with Actuator Constraints, American Control Conference, (2010), pp. 4653-4658.
- (140) 板垣紀章, 深尾隆則, 溝尾 駿, 内海典之, 一丸修之, 願海龍也, ばね上振動周波数に適応したゲインスケジュールド $H_{\infty}$ 制御によるセミアクティブサスペンション, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 27-10, (2010), pp. 13-16.
- (141) 福島直人, 日高邦彦, サスペンション系のフリクシヨンの乗心地への影響, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 791, (1979), pp. 87-96.
- (142) 森田和元, 懸架系のフリクシヨンのばね上加速度に及ぼす影響の解析, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 802, (1980), pp. 457-460.
- (143) 中原 淳, 皆川正明, 複数のばね付フリクシヨンを有した実車サスペンションのフリクシヨンのモデル化手法, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 47-01, (2001), pp. 13-16.
- (144) 若菜 明, 野沢孝司, 小河俊朗, ショックアブソーバ非線形特性の乗心地への影響解析, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 65-07, (2007), pp. 7-10.
- (145) 飯田和幸, 魚井 玲, 徳永裕之, 見坐地一人, 柴田耕一, 非対称復元力特性を示す車両用ダンパーアセンブリの振動応答解析, 日本機械学会論文集C編, Vol. 74, No.748, (2008), pp. 2910-2917.
- (146) Guglielmino, E. Sireteanu, T. Stammers, C. G. Ghita, and Giuclea, M. Semi-Active Suspension Control -Improved Vehicle Ride and Road Friendliness, Springer-Verlag London Limited, (2008), pp. 193, 198, 209, 243.
- (147) 酒井英樹, 佐藤幸治, リアサスペンション特性と車両運動性能の解析—第1報: 複素 $C_p$ の提案とロールステアの解析, 自動車技術会論文集, Vol. 26, No. 2, (1995), pp. 51-54.
- (148) 酒井英樹, 佐藤幸治, リアサスペンション特性と車両運動性能の解析—第2報: ロールセンタ高が操舵応答性に及ぼす影響, 自動車技術会論文集, Vol. 26, No. 3, (1995), pp. 80-85.
- (149) 酒井英樹, 佐藤幸治, リアサスペンション特性と車両運動性能の解析—第3報: 複素 $C_p$ と人間=自動車系の関係調査, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 944, (1994), pp. 129-132.
- (150) 酒井英樹, 穂積 仁, 杉山瑞穂, ロール特性が車両運動性能に及ぼす影響, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 121-05, (2005), pp. 13-18.
- (151) 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.
- (152) 香村伸吾, 路面入力に対するロール・左右方向の車両挙動解析, 日本機械学会 自動車の運動力学(中級セミナー), No. 08-46, (2008), pp. 31-50.
- (153) Koumura, S. and Ohkita, T., Ride Comfort Evaluation through Analysis of Roll and Lateral Vehicle Behaviors Due to Road Input, Journal of the Society of Automotive Engineering, Passenger cars – Mechanical system, 2008-01-0581, (2008), pp.472-479.
- (154) 安部正人, 自動車の運動と制御—車両運動力学の理論形成と応用, 東京電気大学出版局, (2008).
- (155) Butkunas, A. A., Power Spectral Density and Ride Evaluation, SAE Paper, No. 660138, (1966).
- (156) Thomas, D. G., Fundamentals of Vehicle Dynamics, Society of Automotive Engineering Inc., (1992), pp. 168-193.
- (157) Ikuo, K., Eiich, Y. and Shunichi, D., An analysis of pitch and bounce motion, requiring high performance of ride comfort, Vehicle System Dynamics, 41, (2004), pp. 83-92.

- (158) 久代育生, ピッチング, バウンディング複合運動の解析, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 81-02, (2002), pp. 13-16.
- (159) Sharp, R. S., Wheel base filtering and automobile suspension tuning for minimizing motion in pitch, Institution of Mechanical Engineeris, Vol. 216, Part D: Journal of Automovile Engineering, (2002), pp. 933-946.
- (160) Oya, M. Tsuchida, Y. and Wang, Q., Robust Control Scheme to Design Active Suspension Achieving the Best Ride Comfort at Any Specified Location on Vehicles, Proceedings of International Symposium on Advanced Vehicle Control 2008, (2008), pp.690-695.
- (161) 美多勉,  $H_\infty$ 制御, 昭晃堂, (1994).
- (162) 野波野波, 西村秀和, 平田光男, MATLAB による制御系設計, 東京電機大学出版局, (1998).
- (163) 藤森 篤, ロバスト制御, コロナ社, (2001).
- (164) Glover, K. and Doyle, J. C., State-space formulae for all stabilizing controllers that satisfy an  $H_\infty$  norm bound and relations to risk sensitivity, System and Control letters, Vol. 11, (1998), pp. 167-172.
- (165) Glover, K. Limbeer, D. J. N., Doyle, J., C., Kasenally, E. M. and Safonov, M. G., A Characterization of all solutions to the four block general distance program, SIAM Journal of Control and Optimization, Vol. 29, No. 2 (1991), pp. 283-324.
- (166) Balas, G. J., Doyle, J. C., Glover, G., Packrad, A. and Smith, R.,  $\mu$ -Analysis and Synthesis Toolbox User's Guide, The Math Works, (1995).
- (167) 西村秀和, 吉田和夫, 下郷太郎, 多自由度系に対する最適アクティブ動吸振器 (カルマンフィルタを用いたフィードフォワード併合制御), 日本機械学会論文集 C 編, 第 55 巻, 517 号, (1989), pp. 2321-2328.
- (168) 姜 聲国, 吉田和夫,  $H_\infty$ 制御理論によるフィードフォワード併合振動絶縁制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 58, No. 556, (1992), pp. 3627-3633.
- (169) 岡本文太, 吉田和夫, 自動車用セミアクティブサスの外乱包含双線系最適制御, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 66, No. 650, (2000), pp.3297-3304.
- (170) 渡辺 亨, 吉田和夫, 地震外乱の特性を考慮したフィードフォワード併合手法の振動制御ベンチマークへの適用, 日本機械学会 Dynamics and Design Conference' 99 講演会論文集 Vol.A, Vol. 99, No. 7, (1999), pp. 51-54.
- (171) ISO-8608:1995, Mechanical vibration -Road surface profiles -Reporting of measured data, International Organization for Standardization, (1995).
- (172) 劉 康志, 線形ロバスト制御, コロナ社, (2002).
- (173) 細江繁幸, 荒木光彦, システム制御情報ライブラリー10 制御系設計— $H_\infty$ 制御とその応用—, 朝倉書店, (1994).
- (174) 内田健康, 中本政志, 千田有一, 江連 久, 今成宏幸, 渡辺 亮, 木田 隆, 平田都市彰,  $H_\infty$ 制御の実プラントへの応用, コロナ社, (1996).
- (175) Rimell, A. N. and Mansfield, N. J., Design of Digital Filters for Frequency Weightings Required for Risk Assessments of Workers Exposed to Vibration, Proceedings of the Industrial Health 2007, 45, (2007), pp.512-519.
- (176) 愛田一雄, 長縄明大, 須田俊介, 下村寛和, 水口康之, 鉄道車両のアクティブサスペンションにおける  $H_\infty$  予見制御に関する基礎的研究, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.64, No.621, (1998), pp. 1534-1540.
- (177) Oraby, W. A. H., Aly, M. A., Ei-Demerdash, S., M. and Selim, A., M., Influence of Active Suspension Preview Control on the Vehicle Lateral Dynamics, SAE Paper, No. 2007-01-2347, (2007).
- (178) (社)自動車技術会編集, 自動車技術シリーズ4 自動車の運動性能向上技術, 朝倉書店, (1998), pp. 43-44.
- (179) 野崎博路, MECANISM SERIES サスチューニングの理論と実際, 山海堂, (2000), pp. 60.
- (180) Georg, R., Steady State Cornering on Uneven Roadways, Transaction of Journal Society of Automotive Engineering, SAE Paper, No. 860575, (1986).
- (181) 渋谷真, 松野浩二, 伊藤 滋, ピッチングがロードホールディング性能に及ぼす影響, 自動車技術, Vol. 46, No. 3, (1992), pp. 52-57.
- (182) Ian, F. and Gray, J. B., Road Adaptive Active Suspension Design Using Linear Parameter-Varying Gain-Scheduling, IEEE Transaction on control systems technology, Vol. 10, No. 1, January, (2002), pp. 43-54.
- (183) Packard, A., Gain Scheduling via Linear Fractional Transformations, Systems and Control Letters, Vol. 22, (1994), pp. 79-92.
- (184) Apkarian, P., Biannic, J.-M. and Gahinet, P., Self-Scheduled  $H_\infty$  Control of Missile via Liner Matrix Ineqsulties, Journal of Guidance, Control and Dynamics, Vol. 18, No. 3, (1995), pp. 532-538.
- (185) Gahinet, P. Explicit Controller Formula for LMI-based  $H_\infty$  Synthesis, Automatica, Vol. 32, No. 7, (1996), pp. 1007-1014.
- (186) Apkarian, P. Gahinet, P. and Becker, G., Self-Scheduled  $H_\infty$  Control of Linear Parameter-varying Systems; A Design Example, Automatica, Vol. 31, No. 9, (1998), pp. 1251- 1261.
- (187) 岩崎徹也, LMI と制御, 昭晃堂, (1997).
- (188) 吉田和夫, 野並健蔵, 小池裕二, 横山誠, 西村秀和, 平田光男, 大川一也, 高橋正樹, 藤井飛光, 機械工学最前線 1 運動と振動の制御の最前線, 共立出版株式会社, (2007), pp. 79-110.
- (189) Gahinet, P., Nemirovski, A., Laub A. J. and Chiali, M., LMI Control Toolbox, For Use with MATLAB, The Mathworks Inc., (1995).
- (190) 蛭原義男, ロバスト制御系設計の基礎, SICE セミナー「実践的な制御系設計」, (2007), pp. 39-70.
- (191) 西村秀和, ゲインスケジュールド制御応用, 日本機械学会 講習会 運動と振動の制御 (配布資料), No. 08-126, (2008), pp. 1-51.
- (192) Varterasian, H. H. and Thompson, R. R., The Dynamic Characteristics of Automobiles Seats with Human Occupants, SAE Paper, No. 770249, (1977).
- (193) 自動車技術ハンドブック編集委員会, 自動車技術ハンドブック<第1分冊> 基礎・理論編, 精興社, (1990), p. 214.
- (194) 武馬修一, 佐藤宏毅, 米川 隆, 大沼敏男, 服部勝彦, 杉原正巳, アクティブコントロールサスペンションの解析と開発, 日本機械学会論文集 C 編, Vol. 57, No. 534, (1991), pp. 599-605.

- (195) (社)自動車技術会編集, 自動車技術シリーズ2 自動車の制御技術, 朝倉書店, (1998), pp. 75.
- (196) Thomä, A., Gilsdorf, H.-J., Münster, M., Mair, U., Müller, C., Hippe, M. and Hoffmann, J., Electromechanical Active body Control, 32nd FISITA World Automotive Congress, F2008-03-057, (2008), (CD-ROM proceedings).
- (197) Daniel F. and Rolf, I., Mechatronic semi-active and active vehicle suspensions, Control Engineering Practice 12, (2004) pp. 1353-1367.
- (198) Massimo C., Mario M. and Carlo, N., Semi-Active Suspension Control Using “Fast” Model-Predictive Techniques, IEEE Transactions on control systems technology, Vol. 14, No. 6, (2006), pp. 1035-1046.
- (199) 外山茂浩, 池田富士雄, 1/4 自動車モデルに対するセミアクティブサスペンションのスライディングモード制御(チャタリング低減を目的とした記述関数法による制御系設計), 第 50 回自動制御連合講演会, No. 07-255, (2007), pp. 14-18.
- (200) 外山茂浩, 池田富士雄, 記述関数法に基づくアクティブサスペンションのスライディングモード制御系, 日本機械学会 第 11 回「運動と振動の制御」シンポジウム, (2009), (CD-ROM 論文集).
- (201) 福島直人, 赤津洋介, 藤村 至, 佐藤正晴, 福山研輔, アクティブサスペンションによる高速時の安定性・接地性の向上, 自動車技術, Vol. 44, No. 3, (1990), pp. 29-35.
- (202) 福山研輔, 赤津洋介, 戸畑秀夫, 木村健, アクティブサスペンションによるロール剛性配分制御の研究, 自動車技術会学術講演会前刷集, No. 924, (1992), pp. 169-172.
- (203) 山門 誠, 安部正人, 横運動に連携して加速度を制御する車両の運動特性に関する検討, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 8-08, (2008), pp. 9-14.
- (204) 平尾隆介, 山門 誠, 一丸修之, 原田脩史, G-Vectoring に基づいた減衰力制御によるロール感向上, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 121-10, (2010), pp. 13-18.
- (205) 原田脩史, 平尾隆介, 久米村洋一, 運動性能向上のためのセミアクティブサスペンションによる接地荷重制御, 自動車技術会学術講演会前刷り集, No. 121-10, (2010), pp. 19-22.
- (206) 米川 隆, 大沼敏男, 森 淑伯, 後藤武志, 武馬修一, アクティブコントロールサスペンションの車両運動性能, 自動車技術会論文集, Vol. 22, No. 3, (1991), pp. 63-68.
- (207) Pierre, L. and Philippe, B., Lower limb contribution to the dynamic response of the seated man, Journal of Sound and Vibration 294, (2006), pp. 1004-1015.
- (208) 百生 登, 大島 徹, 電動車いすにおける体幹の振れ抑制による乗心地の向上, バイオメカニズム学会誌, Vol. 31, No. 1, (2007), pp. 36-44 .
- (209) 玉置 元, 菅家 徹, 吉村卓也, 加藤和人, 北崎智之, 車両快適性評価のための乗員挙動モデリング～人体制御特性の考慮～, 日本機械学会シンポジウム Design and Dynamics 2008, (2008), (CD-ROM 論文集).
- (210) Janeway, R. N., Human Vibration Tolerance Criteria and Applications to Ride Evaluation, SAE paper, No. 750166, (1975), pp. 1-24.
- (211) 安田栄一, 土居俊一, 久代育生, 複合振動における人の振動感受特性解析, 自動車技術会論文集, Vol. 31, No. 4, (2000), pp. 49-54.
- (212) 服部義和, 小野英一, 福井勝彦, 村岸裕治, 小城隆博, リムピバンテン ティーラワット, 佐藤伸介, 人間の感受性を考慮した4輪アクティブステア, 自動車技術会論文集, Vol. 39, No. 2, (2009), pp. 39-44.
- (213) 土田康隆, 王 強, 大屋勝敬, 車両の乗心地を改善するためのロバスタクティブサスペンション, 第 50 回自動制御連合講演会, No. 07-255, (2007), pp. 780-784.
- (214) 田中忠夫, 原 徹, 玉井裕之, 乗用車の路面外乱安定性の評価法について, 自動車技術, Vol. 45, No. 3, (1991), pp. 19-25.

# 付録

## 付録 A 各モデルの詳細

### A.1 車両モデル

$$\begin{aligned}
 \dot{x}_v &= A_v x_v + B_{v1} w + B_{v2} u \\
 x_v &= [z_{u1} \ z_{u2} \ z_{u3} \ z_{u4} \ z_{cg} \ f \ q \ \xi_{h1} \ \xi_{h2} \ \xi_{h3} \ \xi_{h4} \ \xi_{cg} \ f^{\&\&T} \ q^{\&\&T}]^T \text{ 亦 } \mathbf{R}^{14} \\
 w &= [z_{r1} \ z_{r2} \ z_{r3} \ z_{r4}]^T \\
 u &= [F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4]^T \\
 \dot{A}_v &= \begin{bmatrix} 0 & I_{7 \times 7} \\ A_{v0801} & L & A_{v0814} \\ \vdots & M & M \\ \vdots & \vdots & \vdots \\ A_{v1401} & L & A_{v1414} \end{bmatrix} \\
 A_{v0801} &= (-K_t - K_f)/M_{t1}, A_{v0802} = A_{v0803} = A_{v0804} = 0, A_{v0805} = K_f/M_{t1}, A_{v0806} = K_f T_f/(2M_{t1}) \\
 A_{v0807} &= -K_f L_f/M_{t1}, A_{v0808} = -C_f/M_{t1}, A_{v0809} = A_{v0810} = A_{v0811} = 0, A_{v0812} = C_f/M_{t1} \\
 A_{v0813} &= C_f T_f/(2M_{t1}), A_{v0814} = -C_f L_f/M_{t1} \\
 A_{v0901} &= 0, A_{v0902} = (-K_t - K_f)/M_{t2}, A_{v0903} = A_{v0904} = 0, A_{v0905} = K_f/M_{t2}, A_{v0906} = -K_f T_f/(2M_{t2}) \\
 A_{v0907} &= -K_f L_f/M_{t2}, A_{v0908} = 0, A_{v0909} = -C_f/M_{t2}, A_{v0910} = A_{v0911} = 0, A_{v0912} = C_f/M_{t2} \\
 A_{v0913} &= -C_f T_f/(2M_{t2}), A_{v0914} = -C_f L_f/M_{t2} \\
 A_{v1001} &= A_{v1002} = 0, A_{v1003} = (-K_t - K_r)/M_{t3}, A_{v1004} = 0, A_{v1005} = K_r/M_{t3}, A_{v1006} = K_r T_r/(2M_{t3}) \\
 A_{v1007} &= K_r L_r/M_{t3}, A_{v1008} = A_{v1009} = 0, A_{v1010} = -C_r/M_{t3}, A_{v1011} = 0, A_{v1012} = C_r/M_{t3} \\
 A_{v1013} &= C_r T_r/(2M_{t3}), A_{v1014} = C_r L_r/M_{t3} \\
 A_{v1101} &= A_{v1102} = A_{v1103} = 0, A_{v1104} = (-K_t - K_r)/M_{t4}, A_{v1105} = K_r/M_{t4}, A_{v1106} = -K_r T_r/(2M_{t4}) \\
 A_{v1107} &= K_r L_r/M_{t4}, A_{v1108} = A_{v1109} = A_{v1110} = 0, A_{v1111} = -C_r/M_{t4}, A_{v1112} = C_r/M_{t4} \\
 A_{v1113} &= -C_r T_r/(2M_{t4}), A_{v1114} = C_r L_r/M_{t4} \\
 A_{v1201} &= A_{v1202} = K_f/M_b, A_{v1203} = A_{v1204} = K_r/M_b, A_{v1205} = 2(K_f + K_r)/M_b, A_{v1206} = 0 \\
 A_{v1207} &= 2(K_f L_f - K_r L_r)/M_b, A_{v1208} = A_{v1209} = C_f/M_b, A_{v1210} = A_{v1211} = C_r/M_b \\
 A_{v12012} &= 2(C_f + C_r)/M_b, A_{v1213} = 0, A_{v1214} = 2(C_f L_f - C_r L_r)/M_b \\
 A_{v1301} &= K_f T_f/(2I_r), A_{v1302} = -K_f T_f/(2I_r), A_{v1303} = K_r T_r/(2I_r), A_{v1304} = -K_r T_r/(2I_r) \\
 A_{v1305} &= 0, A_{v1306} = -(K_f T_f^2 + K_r T_r^2)/(2I_r), A_{v1307} = 0, A_{v1308} = C_f T_f/(2I_r) \\
 A_{v1309} &= -C_f T_f/(2I_r), A_{v1310} = C_r T_r/(2I_r), A_{v1311} = -C_r T_r/(2I_r), A_{v1312} = 0 \\
 A_{v1313} &= -(C_f T_f^2 + C_r T_r^2)/(2I_r), A_{v1314} = 0 \\
 A_{v1401} &= -K_f L_f/I_p, A_{v1402} = -K_f L_f/I_p, A_{v1403} = K_r L_r/I_p, A_{v1404} = K_r L_r/I_p, A_{v1405} = A_{v1406} = 0 \\
 A_{v1407} &= -2(K_f L_f^2 + K_r L_r^2)/I_p, A_{v1408} = -C_f L_f/I_p, A_{v1409} = -C_f L_f/I_p, A_{v1410} = C_r L_r/I_p \\
 A_{v1411} &= -C_r L_r/I_p, A_{v1412} = A_{v1413} = 0, A_{v1414} = -2(C_f L_f^2 + C_r L_r^2)/I_p
 \end{aligned} \tag{2.3}$$

$$\begin{array}{cccc}
\begin{array}{c} \text{鳩} \\ \vdots \\ K_t/M_{t1} \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ \vdots \\ \vdots \end{array} & & \begin{array}{c} 0_{7 \times 4} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ 0_{3 \times 4} \end{array} & \\
B_{v1} = & & & \\
\begin{array}{c} \text{鳩} \\ \vdots \\ -1/M_{t1} \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ T_f/(2I_r) \\ \vdots \\ -L_f/I_p \end{array} & & \begin{array}{c} 0 \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ -T_f/(2I_r) \\ \\ -L_f/I_p \end{array} & \begin{array}{c} 0_{7 \times 4} \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ \\ T_r/(2I_r) \\ \\ L_r/I_p \end{array}
\end{array}$$

## A.2 乗員モデル

$$\begin{aligned}
& \mathbf{x}_h = A_h x_h + B_h w_h \\
& x_h = [x_{b1} y_{b1} z_{b1} z_{h1} f_{h1} q_{h1} \mathbf{x}_{b1} \mathbf{x}_{b1} \mathbf{x}_{b1} \mathbf{x}_{h1} \mathbf{x}_{h1} \mathbf{x}_{h1}]^T \text{ 亦 } \mathbf{R}^{12} \quad (2.7)
\end{aligned}$$

$$w_h = [x_p y_p z_p \mathbf{x}_p \mathbf{x}_p \mathbf{x}_p]^T$$

$$\begin{array}{c} \text{鳩} \\ \vdots \\ A_{h0701} \\ \vdots \\ A_{h1201} \end{array} = \begin{array}{cc} 0_{6 \times 6} & I_{6 \times 6} \\ L & \\ M & M \\ L & \\ A_{h1212} & \end{array}$$

$$\begin{aligned}
& A_{h0701} = -2k_{p4}/m_b, A_{h0702} = A_{h0703} = A_{h0704} = A_{h0705} = 0, A_{h0706} = -k_{p2}/r_4 m_b \\
& A_{h0707} = -2c_{p4}/m_b, A_{h0708} = A_{h0709} = A_{h0710} = A_{h0711} = 0, A_{h0712} = -c_{p2}/r_4 m_b \\
& A_{h0801} = 0, A_{h0802} = -2k_{p5}/m_b, A_{h0803} = A_{h0804} = 0, A_{h0805} = -2k_{p6}/r_5 m_b, A_{h0806} = 0 \\
& A_{h0807} = 0, A_{h0808} = -2c_{p5}/m_b, A_{h0809} = A_{h0810} = 0, A_{h0811} = -2c_{p6}/r_5 m_b, A_{h0812} = 0 \\
& A_{h0901} = A_{h0902} = 0, A_{h0903} = (-k_{p1} - k_{p3})/m_b, A_{h0904} = k_{p1}/m_b, A_{h0905} = 0, A_{h0906} = -k_{p2}/r_3 m_b \\
& A_{h0907} = A_{h0908} = 0, A_{h0909} = (-c_{p1} - c_{p3})/m_b, A_{h0910} = c_{p1}/m_b, A_{h0911} = 0, A_{h0912} = -c_{p2}/r_3 m_b \\
& A_{h1001} = A_{h1002} = 0, A_{h1003} = k_{p1}/m_h, A_{h1004} = -k_{p1}/m_h, A_{h1005} = 0, A_{h1006} = -k_{p2}/r_3 m_h \\
& A_{h1007} = A_{h1008} = 0, A_{h1009} = c_{p1}/m_h, A_{h1010} = -c_{p1}/m_h, A_{h1011} = 0, A_{h1012} = -c_{p2}/r_3 m_h \\
& A_{h1101} = 0, A_{h1102} = -2m_{hbb} r_1 k_{p5}/I_{hr}, A_{h1103} = A_{h1104} = 0, A_{h1105} = k_{p6}(-1 + m_{hbb} r_1/r_5)/I_{hr}, A_{h1106} = 0 \\
& A_{h1107} = -2m_{hbb} r_1 c_{p5}/I_{hr}, A_{h1108} = A_{h1109} = 0, A_{h1110} = c_{p6}(-1 + m_{hbb} r_1/r_5)/I_{hr}, A_{h1111} = A_{h1112} = 0 \\
& A_{h1201} = 2k_{p4} m_{hbb} r_2/I_{hp}, A_{h1202} = 0, A_{h1203} = k_{p1} r_3/I_{hp}, A_{h1204} = -k_{p1} r_3/I_{hp} \\
& A_{h1205} = k_{p2}(-1 + m_{hbb} r_2/r_4)/I_{hp}, A_{h1206} = 0, A_{h1207} = 2c_{p4} m_{hbb} r_2/I_{hp}, A_{h1208} = 0, \\
& A_{h1209} = c_{p1} r_3/I_{hp}, A_{h1210} = -c_{p1} r_3/I_{hp}, A_{h1211} = c_{p2}(-1 + m_{hbb} r_2/r_4)/I_{hp}, A_{h1212} = 0
\end{aligned}$$

$$\begin{array}{c} \text{鳩} \\ \vdots \\ 2k_{p4}/m_b \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \vdots \\ -2m_{hbb} r_2 k_{p4}/I_{hp} \end{array} = \begin{array}{cccccc} \mathbf{0}_{6 \times 6} & & & & & \\ & 0 & 0 & 2c_{p4}/m_b & 0 & 0 \\ & & 2k_{p5}/m_b & 0 & 2c_{p5}/m_b & 0 \\ & & & k_{p3}/m_b & 0 & c_{p3}/m_b \\ & & & & 0 & 0 \\ & & & & 0 & 0 \\ & & & & & 0 \\ & & 2m_{hbb} r_1 k_{p5}/I_{hr} & 0 & 2m_{hbb} r_1 c_{p5}/I_{hr} & 0 \\ & & & 0 & & 0 \\ & & & & -2m_{hbb} r_2 c_{p4}/I_{hp} & 0 \end{array}$$

## A.3 車両一乗員モデル

$$\begin{aligned}
\dot{x}_{vh} &= A_{vh}x_{vh} + B_{vh1}w + B_{vh2}u \\
x_{vh} &= [z_{u1} z_{u2} z_{u3} z_{u4} z_{cg} f \ q \ \dot{x}_{u1} \ \dot{x}_{u2} \ \dot{x}_{u3} \ \dot{x}_{u4} \ \dot{x}_{cg} \ \dot{\theta} \ \dot{\phi} \ x_{b1} \ y_{b1} \ z_{b1} \ z_{hf} \ f_{h1} \ q_{h1} \ \dot{x}_{b1} \ \dot{x}_{b1} \ \dot{x}_{b1} \ \dot{x}_{hf} \ \dot{x}_{hf} \ \dot{x}_{hf}]^T \text{ 亦 } \mathbf{R}^{26} \\
w &= [z_{r1} \ z_{r2} \ z_{r3} \ z_{r4}]^T \\
u &= [F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4]^T \\
A_{vh} &= \begin{bmatrix} \dot{A}_v & 0_{14 \times 12} \\ A_{vhhv} & A_h \end{bmatrix}, \quad B_{vh1} = \begin{bmatrix} \dot{B}_{v1} \\ \mathbf{D}_{12 \times 4} \end{bmatrix}, \quad B_{vh2} = \begin{bmatrix} \dot{B}_{v2} \\ \mathbf{D}_{12 \times 4} \end{bmatrix} \\
A_{vhhv} &= 0_{12 \times 12} \\
A_{vhhv} &= \begin{bmatrix} \dot{A} & 0_{6 \times 14} \\ \mathbf{D}_{6 \times 4} & B_{hL}T \ 0_{6 \times 4} \ B_{hR}T \end{bmatrix} \\
B_h &= [B_{hL} \ B_{hR}] B_{hL} \text{ 亦 } \mathbf{R}^{12 \times 3}, B_{hR} \text{ 亦 } \mathbf{R}^{12 \times 3} \\
T &= \begin{bmatrix} \dot{A} & 0 & (H_p + p_{1z}) \\ 0 & -(H_r + p_{1z}) & 0 \\ \vdots & p_{1y} & -p_{1x} \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{2.10}$$

## A.4 タイヤ横力発生モデルを含む車両モデル

$$\begin{aligned}
\dot{x}_s &= A_s x_s + B_{s1}w + B_{s2}u \\
x_s &= [z_{u1} z_{u2} z_{u3} z_{u4} z_{cg} f \ q \ \dot{x}_{u1} \ \dot{x}_{u2} \ \dot{x}_{u3} \ \dot{x}_{u4} \ \dot{x}_{cg} \ \dot{\theta} \ \dot{\phi} \ b \ g \ F_{y1} \ F_{y2} \ F_{y3} \ F_{y4}]^T \text{ 亦 } \mathbf{R}^{20} \\
w &= [z_{r1} \ z_{r2} \ z_{r3} \ z_{r4}]^T \\
u &= [F_1 \ F_2 \ F_3 \ F_4]^T \\
A_s &= \begin{bmatrix} \dot{A}_s & A_{sb} \\ A_{sc} & A_{sd} \end{bmatrix}, \quad B_{s1} = \begin{bmatrix} \dot{B}_{s1} \\ \mathbf{D}_{6 \times 4} \end{bmatrix}, \quad B_{s2} = \begin{bmatrix} \dot{B}_{s2} \\ \mathbf{D}_{6 \times 4} \end{bmatrix} \\
A_{sb} &= \begin{bmatrix} \dot{A} & 0 & G_m(h_{cg} - h_{rf})/I_r & G_m(h_{cg} - h_{rf})/I_r & G_m(h_{cg} - h_{rr})/I_r & G_m(h_{cg} - h_{rr})/I_r \\ \vdots & & & & & 0_{1 \times 6} \\ \dot{A} & 0_{2 \times 14} & & & & \end{bmatrix} \\
A_{sc} &= \begin{bmatrix} A_{sc0101} \ L \ A_{sc0114} \\ \vdots \ M \ M \\ A_{sc0401} \ L \ A_{sc0414} \end{bmatrix} \\
A_{sc0101} &= K_{Cf}^{\top} K_{sf} / T_1, \quad A_{sc0102} = A_{sc0103} = A_{sc0104} = 0 \\
A_{sc0105} &= -K_{Cf}^{\top} K_{sf} / T_1, \quad A_{sc0106} = -K_{Cf}^{\top} K_{sf} T_f / 2T_1, \quad A_{sc0107} = K_{Cf}^{\top} K_{sf} L_f / T_1 \\
A_{sc0108} &= -K_{Cf}^{\top} h_{rf} / VT_1, \quad A_{sc0109} = A_{sc0110} = A_{sc0111} = 0 \\
A_{sc0112} &= K_{Cf}^{\top} h_{rf} / VT_1, \quad A_{sc0113} = h_{rf} K_{Cf}^{\top} T_f / 2VT_1, \quad A_{sc0114} = -K_{Cf}^{\top} h_{rf} L_f / VT_1 \\
A_{sc0201} &= 0, \quad A_{sc0202} = -K_{Cf}^{\top} K_{sf} / T_2, \quad A_{sc0203} = A_{sc0204} = 0 \\
A_{sc0205} &= K_{Cf}^{\top} K_{sf} / T_2, \quad A_{sc0206} = -K_{Cf}^{\top} K_{sf} T_f / 2T_2, \quad A_{sc0207} = -K_{Cf}^{\top} K_{sf} L_f / T_2 \\
A_{sc0208} &= 0, \quad A_{sc0209} = K_{Cf}^{\top} h_{rf} / VT_2, \quad A_{sc0210} = A_{sc0211} = 0 \\
A_{sc0212} &= -K_{Cf}^{\top} h_{rf} / VT_2, \quad A_{sc0213} = h_{rf} K_{Cf}^{\top} T_f / 2VT_2, \quad A_{sc0214} = K_{Cf}^{\top} h_{rf} L_f / VT_2 \\
A_{sc0301} &= A_{sc0302} = 0, \quad A_{sc0303} = K_{Cr}^{\top} K_{sr} / T_3, \quad A_{sc0304} = 0 \\
A_{sc0305} &= -K_{Cr}^{\top} K_{sr} / T_3, \quad A_{sc0306} = -K_{Cr}^{\top} K_{sr} T_r / 2T_3, \quad A_{sc0307} = -K_{Cr}^{\top} K_{sr} L_r / T_3 \\
A_{sc0308} &= A_{sc0309} = 0, \quad A_{sc0310} = -K_{Cr}^{\top} h_{rr} / VT_3, \quad A_{sc0311} = 0
\end{aligned} \tag{4.8}$$

$$\begin{aligned}
A_{sc0312} &= K_{Cr}^{\lceil} h_{rr} / VT_3, A_{sc0313} = h_{rr} K_{Cr}^{\lceil} T_r / 2VT_3, A_{sc0314} = K_{Cr}^{\lceil} h_{rr} L_r / VT_3 \\
A_{sc0401} &= A_{sc0402} = A_{sc0403} = 0, A_{sc0404} = -K_{Cr}^{\lceil} K_{sr} / T_4 \\
A_{sc0405} &= K_{Cr}^{\lceil} K_{sr} / T_4, A_{sc0406} = -K_{Cr}^{\lceil} K_{sr} T_r / 2T_4, A_{sc0407} = K_{Cr}^{\lceil} K_{sr} L_r / T_4 \\
A_{sc0408} &= A_{sc0409} = A_{sc0410} = 0, A_{sc0411} = K_{Cr}^{\lceil} h_{rr} / VT_4 \\
A_{sc0412} &= -K_{Cr}^{\lceil} h_{rr} / VT_4, A_{sc0413} = h_{rr} K_{Cr}^{\lceil} T_r / 2VT_4, A_{sc0414} = -K_{Cr}^{\lceil} h_{rr} L_r / VT_4 \\
A_{sd} &= \begin{matrix} \ddot{A}_{sd11} & L & A_{sd16} \\ \dot{A}_{sd} & M & M \\ A_{sd61} & L & A_{sd66} \end{matrix} \\
A_{sd11} &= 0, A_{sd12} = -1, A_{sd13} = A_{sd14} = A_{sd15} = A_{sd16} = 1/(M_b + 4M_t)V \\
A_{sd21} &= A_{sd22} = 0, A_{sd23} = A_{sd24} = L_f / I_y, A_{sd25} = A_{sd26} = L_r / I_y \\
A_{sd31} &= -K_{Cr}^{\lceil} / T_1, A_{sd32} = -K_{Cr}^{\lceil} L_f / VT_1, A_{sd33} = -1/T_1, A_{sd34} = A_{sd35} = A_{sd36} = 0 \\
A_{sd41} &= -K_{Cr}^{\lceil} / T_2, A_{sd42} = -K_{Cr}^{\lceil} L_f / VT_2, A_{sd43} = 0, A_{sd44} = -1/T_2, A_{sd45} = A_{sd46} = 0 \\
A_{sd51} &= -K_{Cr}^{\lceil} / T_3, A_{sd52} = -K_{Cr}^{\lceil} L_r / VT_3, A_{sd53} = A_{sd54} = 0, A_{sd55} = -1/T_3, A_{sd56} = 0 \\
A_{sd61} &= -K_{Cr}^{\lceil} / T_4, A_{sd62} = -K_{Cr}^{\lceil} L_r / VT_4, A_{sd63} = A_{sd64} = A_{sd65} = 0, A_{sd66} = -1/T_4
\end{aligned}$$

## 付録 B 複素コーナリングパワーの導出

第4章および第5章でモデル化したタイヤ横力によるステア角変化，タイヤ横力による接地点変化を踏まえた複素コーナリングパワーは以下のとおり導出した．式(4.4)を次式のとおり，定義する．

$$F_{yj} = K_{Ci} \left[ \alpha_j + \left( K_{SFi} F_{yj} + \frac{K_{SFi}}{V} \dot{F}_{yj} \right) \right] \quad (i = f, r, \quad j = 1, \dots, 4) \quad (\text{B.1})$$

ここで， $\alpha_j$  は式(4.5)の[ ]内に相当する．次に，横力  $F_{yi}$  で整理すると，

$$F_{yj} \left[ 1 - K_{Ci} \left( K_{SFi} + \frac{K_{SFi}}{V} s \right) \right] = K_{Ci} \alpha_j \quad (i = f, r, \quad j = 1, \dots, 4) \quad (\text{B.2})$$

従って，

$$\begin{aligned}
F_{yj} &= \frac{K_{Ci}}{1 - K_{Ci} \left( K_{SFi} + \frac{K_{SFi}}{V} s \right)} \alpha_j \\
&= \left[ \frac{K_{Ci}}{1 - K_{Ci} K_{SFi}} \right] \left[ \frac{1}{\frac{K_{Ci} K_{SFi}}{V(1 - K_{Ci} K_{SFi})} s + 1} \right] \alpha_j \quad (i = f, r, \quad j = 1, \dots, 4) \quad (\text{B.3})
\end{aligned}$$

ここで，式(B.3)は式(4.5)に相当し，左側の[ ]内が等価コーナリングパワーである式(4.6)，右側の[ ]内が一次遅れ要素である式(4.7)に相当する．すなわち，タイヤ横力によるステア角変化，タイヤ横力による接地点変化を複素コーナリングパワーとして記述できる<sup>(152)</sup>．



# 著者論文目録

## 1. 定期刊行誌掲載論文（主論文に関連する原著論文）

- ① 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の制御系設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.772, (2010-12), pp. 3558-3566.
- ② 鈴木卓馬, 高橋正樹, 乗員のダイナミクスを考慮した減衰力のリサーチ波形に着目した自動車用セミアクティブサスの制御系設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.765, (2010-05), pp.1139-1147.
- ③ 鈴木卓馬, 高橋正樹, 乗員のダイナミクスを考慮した自動車用アクティブサスの制御系設計, 日本機械学会論文集 C 編, Vol.76, No.762, (2010-02), pp.380-387.

## 2. 定期刊行誌掲載論文（その他の論文）

特になし

## 3. 国際会議論文（査読付きの full-length papers）

- ① Takuma Suzuki, Masaki Takahashi, Semi-Active Suspension Control System Design for Vibration Reduction of Passenger's Body based on Lissajous Figure of Damping Force, The 10th International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC 2010), Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Japan, August 17-20, 2010, CD-ROM Proceedings (3A15).
- ② Shoichi Hiraoka, Takuma Suzuki, Masaki Takahashi, Vehicle suspension contributes fundamental performance of chassis that is ride comfort and driving stability, The 10th International Conference on Motion and Vibration Control (MOVIC 2010), Institute of Industrial Science, University of Tokyo, Japan, August 17-20, 2010, CD-ROM Proceedings (3A11).
- ③ Takuma Suzuki and Masaki Takahashi, Robust Active Suspension Control for Vibration Reduction of Passenger's Head, Proceedings of the 15th Asia Pacific Automotive Engineering Conference, Vol.2, Hanoi, Vietnam (2009\_1026\_1028), APAC15-294.
- ④ Ryoji Kosemura, Takuma Suzuki, Masaki Takahashi, Integrated Control Design for Vehicle Semi-Active Suspension System with Variable Stiffness Stabilizer, 21st International Association for Vehicle System Dynamics (IAVSD), (2009\_0820), KTH, Stockholm, Sweden, (68).

#### 4. その他の国際会議発表

- ① Takuma Suzuki, Tadashi Tamasho, Kenji Kawagoe, A Study on the Roll Center Position and Vehicle Dynamics, International Symposium on. Advanced Vehicle Control, (AVEC), (2006\_0820\_0824), Taipei, Taiwan.

#### 5. 国内学会発表

- ① 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の制御系設計, Dynamics and Design Conference 2010(D&D2010), 京都, (2010-0914-0918).
- ② 鈴木卓馬, 高橋正樹, 乗員の頭部上下加速度低減を実現するサスペンション制御系設計, Dynamics and Design Conference 2009(D&D2009), 北海道, (2009-0803-0808).

#### 6. その他

- ① 共著, 自動車の百科辞書, 社団法人自動車技術会, 2010年1月.
- ② 共著, 自動車技術会ハンドブック～①基礎理論編, 社団法人自動車技術会, 2004年9月.

以上