

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2013 年 8 月 1 日(01.08.2013)

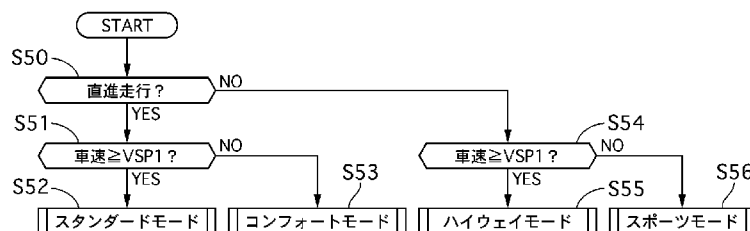


(10) 国際公開番号
WO 2013/111738 A1

- (51) 国際特許分類:
B60G 17/015 (2006.01) **B60G 17/016** (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/051178
- (22) 国際出願日: 2013 年 1 月 22 日(22.01.2013)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2012-012589 2012 年 1 月 25 日(25.01.2012) JP
- (71) 出願人: 日産自動車株式会社(NISSAN MOTOR CO., LTD.) [JP/JP]; 〒2210023 神奈川県横浜市神奈川区宝町 2 番地 Kanagawa (JP).
- (72) 発明者: 菊池 宏信(KIKUCHI Hironobu); 〒2430123 神奈川県厚木市森の里青山 1-1 日産自動車株式会社 知的財産部内 Kanagawa (JP).
平山 勝彦(HIRAYAMA Katsuhiko); 〒2430123 神奈川県厚木市森の里青山 1-1 日産自動車株式会社 知的財産部内 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人: 綾田 正道(AYATA Masamichi); 〒2120014 神奈川県川崎市幸区大宮町 2-2 ロイヤルシャトー川崎 203 Kanagawa (JP).
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).
- 添付公開書類:
— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

(54) Title: VEHICLE CONTROL SYSTEM AND VEHICLE CONTROL METHOD

(54) 発明の名称: 車両の制御装置及び車両の制御方法



S50 Is vehicle traveling straight?
S51, S54 Is vehicle speed $\geq$ VSP1?
S52 Standard mode
S53 Comfortable mode
S55 Highway mode
S56 Sports mode

(57) Abstract: This vehicle control system is provided with: variable damping force shock absorbers, the damping forces of which can be changed; a sprung damping control means for calculating a sprung damping control amount, which is a damping force that minimizes sprung vibrations; an unsprung damping control means for calculating an unsprung damping control amount, which is a damping force that minimizes unsprung vibrations; a traveling state determination means for determining whether a vehicle is traveling straight or turning; a damping force distribution rate calculation means for calculating a damping force distribution rate for each wheel, corresponding to a target posture; and a damping force control means for controlling the damping forces of the variable damping force shock absorbers on the basis of the larger control amount among the unsprung damping control amount and the sprung damping control amount when the traveling state determination means determines that the vehicle is traveling straight, and for calculating a damping force control amount for maintaining the damping force distribution rates on the basis of the unsprung damping control amount, and controlling the damping forces of the variable damping force shock absorbers on the basis of the larger control amount among the calculated damping force control amount and the sprung damping control amount when the traveling state determination means determines that the vehicle is turning.

(57) 要約:

[続葉有]



WO 2013/111738 A1



減衰力を変更可能な減衰力可変ショックアブソーバと、ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算するばね上制振制御手段と、ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算するばね下制振制御手段と、直進もしくは旋回を判定する走行状態判定手段と、目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率を演算する減衰力配分率演算手段と、前記走行状態判定手段により直進と判定された場合は、前記ばね下制振制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて前記減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御し、前記走行状態判定手段により旋回と判定された場合は、前記ばね下制振制御量に基づいて前記減衰力配分率を維持するよう前記減衰力制御量を演算し、該演算された減衰力制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて前記減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御する減衰力制御手段と、を備えた。

明 細 書

発明の名称：車両の制御装置及び車両の制御方法

技術分野

[0001] 本発明は、車両の状態を制御する制御装置に関する。

背景技術

[0002] 車両の制御装置に関する技術として、特許文献１に記載の技術が開示されている。この公報には、減衰力を変更可能なサスペンション制御装置を用いて車体姿勢を制御する技術が開示されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献１：特開平７－１１７４３５号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] しかしながら、ばね上姿勢制御量に基づいてショックアブソーバの減衰力を制御した場合、ばね下の共振周波数領域ではばね下の接地感が低減するおそれがあった。特に、旋回時には接地感の低下が車体姿勢の安定化を阻害するおそれがあった。

[0005] 本発明は、上記問題に着目してなされたもので、乗員への違和感を低減しつつ、車体姿勢を制御可能な車両の制御装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0006] 上記目的を達成するため、本発明の車両の制御装置では、旋回と判定された場合は、ばね下制振制御量に基づいて目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率を維持するよう減衰力制御量を演算し、演算された減衰力制御量とばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて減衰力制御することとした。

発明の効果

[0007] すなわち、ばね下制振制御が要求する減衰力を優先することで、ばね下のばたつきを抑制することができ、接地感を向上しつつ安定した車体姿勢を維持することができる。

更に、旋回走行状態にあっては、減衰力配分率を満たし、かつ、ばね下制振制御側の要求をも満たす値を演算する。よって、旋回走行状態において、安定した車体姿勢を維持しつつばね下の制振制御も達成することができる。

図面の簡単な説明

[0008] [図1]実施例1の車両の制御装置を表すシステム概略図である。

[図2]実施例1の車両の制御装置の制御構成を表す制御ブロック図である。

[図3]実施例1のロールレイト抑制制御の構成を表す制御ブロック図である。

[図4]実施例1のロールレイト抑制制御の包絡波形形成処理を表すタイムチャートである。

[図5]実施例1の走行状態推定部の構成を表す制御ブロック図である。

[図6]実施例1のストローク速度演算部における制御内容を表す制御ブロック図である。

[図7]実施例1の基準車輪速演算部の構成を表すブロック図である。

[図8]車体振動モデルを表す概略図である。

[図9]実施例1のピッチ制御を行う際の各アクチュエータ制御量算出処理を表す制御ブロック図である。

[図10]実施例1のブレーキピッチ制御を表す制御ブロック図である。

[図11]車輪速センサにより検出された車輪速周波数特性と、実施例では搭載していないストロークセンサのストローク周波数特性とを同時に書き表した図である。

[図12]実施例1のばね上制振制御における周波数感応制御を表す制御ブロック図である。

[図13]各周波数領域における人間感覚特性を表す相関図である。

[図14]実施例1の周波数感応制御によるフワ領域の振動混入比率と減衰力との関係を表す特性図である。

[図15]ある走行条件において車輪速センサにより検出された車輪速周波数特性を表した図である。

[図16]実施例1のばね下制振制御の制御構成を表すブロック図である。

[図17]実施例1の減衰力制御部の制御構成を表す制御ブロック図である。

[図18]実施例1のスタンダードモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

[図19]実施例1のスポーツモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

[図20]実施例1のコンフォートモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

[図21]実施例1のハイウェイモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

[図22]うねり路面及び凹凸路面を走行する際の減衰係数変化を表すタイムチャートである。

[図23]実施例1の減衰係数調停部において走行状態に基づくモード選択処理を表すフローチャートである。

符号の説明

- [0009] 1 エンジン
- 1 a エンジンコントローラ（エンジン制御部）
- 2 ブレーキコントロールユニット
- 2 a ブレーキコントローラ（ブレーキ制御部）
- 3 S/A（減衰力可変ショックアブソーバ）
- 3 a S/Aコントローラ
- 5 車輪速センサ
- 6 一体型センサ
- 7 舵角センサ
- 8 車速センサ
- 20 ブレーキ

- 3 1 ドライバ入力制御部
- 3 2 走行状態推定部
- 3 3 ばね上制振制御部
- 3 3 a スカيفック制御部
- 3 3 b 周波数感応制御部
- 3 4 ばね下制振制御部
- 3 5 減衰力制御部
- 3 3 1 第1目標姿勢制御量演算部
- 3 3 2 エンジン姿勢制御量演算部
- 3 3 3 第2目標姿勢制御量演算部
- 3 3 4 ブレーキ姿勢制御量演算部
- 3 3 5 第3目標姿勢制御量演算部
- 3 3 6 ショックアブソーバ姿勢制御量演算部

発明を実施するための形態

[0010] [実施例1]

図1は実施例1の車両の制御装置を表すシステム概略図である。車両には、動力源であるエンジン1と、各輪に摩擦力による制動トルクを発生させるブレーキ20（以下、個別の輪に対応するブレーキを表示するときには右前輪ブレーキ：20FR、左前輪ブレーキ：20FL、右後輪ブレーキ：20RR、左後輪ブレーキ：20RLと記載する。）と、各輪と車体との間に設けられ減衰力を可変に制御可能なショックアブソーバ3（以下、S/Aと記載する。個別の輪に対応するS/Aを表示するときには右前輪S/A：3FR、左前輪S/A：3FL、右後輪S/A：3RR、左後輪S/A：3RLと記載する。）と、を有する。

[0011] エンジン1は、エンジン1から出力されるトルクを制御するエンジンコントローラ（以下、エンジン制御部とも言う。動力源制御手段に相当）1aを有し、エンジンコントローラ1aは、エンジン1のスロットルバルブ開度や、燃料噴射量、点火タイミング等を制御することで、所望のエンジン運転状

態（エンジン回転数やエンジン出力トルク）を制御する。また、ブレーキ 20 は、各輪のブレーキ液圧を走行状態に応じて制御可能なブレーキコントロールユニット 2 から供給される液圧に基づいて制動トルクを発生する。ブレーキコントロールユニット 2 は、ブレーキ 20 の発生する制動トルクを制御するブレーキコントローラ（以下、ブレーキ制御部とも言う）2 a を有し、運転者のブレーキペダル操作によって発生するマスタシリンダ圧、もしくは内蔵されたモータ駆動ポンプにより発生するポンプ圧を液圧源とし、複数の電磁弁の開閉動作によって各輪のブレーキ 20 に所望の液圧を発生させる。

[0012] S/A 3 は、車両のばね下（アクスルや車輪等）とばね上（車体等）との間に設けられたコイルスプリングの弾性運動を減衰する減衰力発生装置であり、アクチュエータの作動により減衰力を可変に構成されている。S/A 3 は、流体が封入されたシリンダと、このシリンダ内をストロークするピストンと、このピストンの上下に形成された流体室の間の流体移動を制御するオリフィスとを有する。更に、このピストンには複数種のオリフィス径を有するオリフィスが形成され、S/A アクチュエータの作動時には、複数種のオリフィスから制御指令に応じたオリフィスが選択される。これにより、オリフィス径に応じた減衰力を発生することができる。例えば、オリフィス径が小さければピストンの移動は制限されやすいため、減衰力が高くなり、オリフィス径が大きければピストンの移動は制限されにくいため、減衰力は小さくなる。

[0013] 尚、オリフィス径の選択以外にも、例えばピストンの上下に形成された流体を接続する連通路上に電磁制御弁を配置し、この電磁制御弁の開閉量を制御することで減衰力を設定してもよく、特に限定しない。S/A 3 は、S/A 3 の減衰力を制御する S/A コントローラ 3 a（減衰力制御手段に相当）を有し、S/A アクチュエータによりオリフィス径を動作させて減衰力を制御する。

[0014] また、各輪の車輪速を検出する車輪速センサ 5（以下、個別の輪に対応する車輪速を表示するときには右前輪車輪速：5 F R、左前輪車輪速：5 F L

、右後輪車輪速：5 R R、左後輪車輪速：5 R Lと記載する。）と、車両の重心点に作用する前後加速度、ヨーレイト及び横加速度を検出する一体型センサ6と、運転者のステアリング操作量である操舵角を検出する舵角センサ7と、車速を検出する車速センサ8と、エンジントルクを検出するエンジントルクセンサ9と、エンジン回転数を検出するエンジン回転数センサ10と、マスタシリンダ圧を検出するマスタ圧センサ11と、ブレーキペダル操作が行なわれるとオン状態信号を出力するブレーキスイッチ12と、アクセルペダル開度を検出するアクセル開度センサ13と、を有する。これら各種センサの信号は、S/Aコントローラ3aに入力される。尚、一体型センサ6の配置は車両の重心位置でもよいし、それ以外の場所であっても、重心位置における各種値が推定可能な構成であればよく、特に限定しない。また、一体型である必要は無く、個別にヨーレイト、前後加速度及び横加速度を検出する構成としてもよい。

[0015] 図2は実施例1の車両の制御装置の制御構成を表す制御ブロック図である。実施例1では、コントローラとして、エンジンコントローラ1aと、ブレーキコントローラ2aと、S/Aコントローラ3aとの3つで構成されている。S/Aコントローラ3a内には、運転者の操作（ステアリング操作、アクセル操作及びブレーキペダル操作等）に基づいて所望の車両姿勢を達成するドライバ入力制御を行うドライバ入力制御部31と、各種センサの検出値に基づいて走行状態を推定する走行状態推定部32と、推定された走行状態に基づいてばね上の振動状態を制御するばね上制振制御部33と、推定された走行状態に基づいてばね下の振動状態を制御するばね下制振制御部34と、ドライバ入力制御部31から出力されたショックアブソーバ姿勢制御量と、ばね上制振制御部33から出力されたばね上制振制御量と、ばね下制振制御部34から出力されたばね下制振制御量とに基づいて、S/A3に設定すべき減衰力を決定し、S/Aの減衰力制御を行う減衰力制御部35とを有する。

[0016] 実施例1では、コントローラとして、3つのコントローラを備えた構成を

示したが、例えば、減衰力制御部 35 を S/A コントローラ 3a から除外して姿勢制御コントローラとし、減衰力制御部 35 を S/A コントローラとして 4 つのコントローラを備えた構成としてもよいし、各コントローラを全て一つの統合コントローラから構成してもよく特に限定しない。尚、実施例 1 においてこのように構成したのは、既存の車両におけるエンジンコントローラとブレーキコントローラをそのまま流用してエンジン制御部 1a 及びブレーキ制御部 2a とし、別途 S/A コントローラ 3a を搭載することで実施例 1 の車両の制御装置を実現することを想定したものである。

[0017] (車両の制御装置の全体構成)

実施例 1 の車両の制御装置にあつては、ばね上に生じる振動状態を制御するために、3 つのアクチュエータを使用する。このとき、それぞれの制御がばね上状態を制御するため、相互干渉が問題となる。また、エンジン 1 によって制御可能な要素と、ブレーキ 20 によって制御可能な要素と、S/A 3 によって制御可能な要素はそれぞれ異なり、これらをどのように組み合わせるべきかが問題となる。

例えば、ブレーキ 20 はバウンス運動とピッチ運動の制御が可能であるが、両方を行なうと減速感が強く運転者に違和感を与えやすい。また、S/A 3 はロール運動とバウンス運動とピッチ運動の全てを制御可能であるが、S/A 3 によって全ての制御を行う場合、S/A 3 の製造コストの上昇を招き、また、減衰力が高くなる傾向があることから路面側からの高周波振動が入力されやすく、やはり運転者に違和感を与えやすい。言い換えると、ブレーキ 20 による制御は高周波振動の悪化を招くことは無いが減速感の増大を招き、S/A 3 による制御は減速感を招くことは無いが高周波振動の入力を招くというトレードオフが存在する。

[0018] そこで、実施例 1 の車両の制御装置にあつては、これらの課題を総合的に判断し、それぞれの制御特性として有利な点を活かしつつ、相互の弱点を補完しあう制御構成を実現することで、安価でありながらも制振能力に優れた車両の制御装置を実現するために、主に、以下に列挙する点を考慮して全

体の制御システムを構築した。

(1) エンジン 1 及びブレーキ 20 による制御を優先的に行うことで、S/A 3 による制御量を抑制する。

(2) ブレーキ 20 の制御対象運動をピッチ運動に限定することで、ブレーキ 20 による制御での減速感を解消する。

(3) エンジン 1 及びブレーキ 20 による制御量を実際に出力可能な制御量よりも制限して出力することで、S/A 3 での負担を低減しつつ、エンジン 1 やブレーキ 20 の制御に伴って生じる違和感を抑制する。

(4) 全てのアクチュエータによりスカイフック制御を行う。このとき、一般にスカイフック制御に必要とされるストロークセンサやばね上上下下加速度センサ等を使用することなく、全ての車両に搭載されている車輪速センサを利用して安価な構成でスカイフック制御を実現する。

(5) S/A 3 によるばね上制御を行なう際、スカイフック制御のようなベクトル制御では対応が困難な高周波振動の入力に対し、新たにスカラー制御(周波数感応制御)を導入する。

(6) 走行状態に応じて、S/A 3 が実現する制御状態を適宜選択することで、走行状況に応じた適切な制御状態を提供する。

以上が、実施例において構成した全体の制御システムの概要である。以下、これらを実現する個別の内容について、順次説明する。

[0019] (ドライバ入力制御部について)

まず、ドライバ入力制御部について説明する。ドライバ入力制御部 31 は、エンジン 1 のトルク制御によって運転者の要求する車両姿勢を達成するエンジン側ドライバ入力制御部 31a と、S/A 3 の減衰力制御によって運転者の要求する車両姿勢を達成する S/A 側ドライバ入力制御部 31b と、を有する。エンジン側ドライバ入力制御部 31a 内では、前輪と後輪の接地荷重変動を抑制する接地荷重変動抑制制御量、舵角センサ 7 や車速センサ 8 からの信号に基づいて運転者の達成したい車両挙動に対応するヨー応答制御量を演算し、エンジン制御部 1a に対して出力する。

S/A側ドライバ入力制御部31bでは、舵角センサ7や車速センサ8からの信号に基づいて運転者の達成したい車両挙動に対応するドライバ入力減衰力制御量を演算し、減衰力制御部35に対して出力する。例えば、運転者が旋回中において、車両のノーズ側が浮き上がると、運転者の視界が路面から外れやすくなることから、この場合にはノーズ浮き上がりを防止するように4輪の減衰力をドライバ入力減衰力制御量として出力する。また、旋回時に発生するロールを抑制するドライバ入力減衰力制御量を出力する。

[0020] (S/A側ドライバ入力制御によるロール制御について)

ここで、S/A側ドライバ入力制御によって行われるロール抑制制御について説明する。図3は実施例1のロールレイト抑制制御の構成を表す制御ブロック図である。横加速度推定部31b1では、舵角センサ7により検出された前輪舵角 δf と、後輪舵角 δr （後輪操舵装置を備えた場合は実後輪舵角を、それ以外の場合は適宜0でよい。）と、車速センサ8により検出された車速VSPに基づいて横加速度 Yg を推定する。この横加速度 Yg は、ヨーレイト推定値 γ を用いて以下の式により算出される。

$$Yg = VSP \cdot \gamma$$

なおヨーレイト推定値 γ は以下の式により算出される。

$$\begin{Bmatrix} \beta \\ \gamma \end{Bmatrix} = \mathbf{N} \begin{Bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{Bmatrix}$$

$$\begin{Bmatrix} \beta \\ \gamma \end{Bmatrix} = \mathbf{M}^{-1} \mathbf{N} \begin{Bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{Bmatrix}$$

ここで、

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} m_{11} & m_{12} \\ m_{21} & m_{22} \end{bmatrix}, \mathbf{N} = \begin{bmatrix} n_{11} & n_{12} \\ n_{21} & n_{22} \end{bmatrix}$$

$$m_{11} = -(K_{tf} \cdot L_f - K_{tv} \cdot L_v)$$

$$m_{12} = -\frac{1}{V} (K_{tf} \cdot L_f^2 - K_{tv} \cdot L_v^2)$$

$$m_{21} = -2(K_{tf} + K_{tv})$$

$$m_{22} = -\frac{2}{V} (K_{tf} \cdot L_f - K_{tv} \cdot L_v) - M \cdot V$$

$$n_{11} = -K_{tf} \cdot L_f$$

$$n_{12} = K_{tv} \cdot L_r$$

$$n_{21} = -2 \cdot K_{tf}$$

$$n_{22} = -2 \cdot K_{tv}$$

車体すべり角	β
車体ヨーレート	γ
前輪舵角	δ_f
後輪舵角	δ_r
車体	V
前輪CP	K_{tf}
後輪CP	K_{tv}
前軸～重心点距離	L_f
後軸～重心点距離	L_r
車体質量	M

[0021] 90°位相進み成分作成部31b2では、推定された横加速度 Y_g を微分して横加速度微分値 dY_g を出力する。90°位相遅れ成分作成部31b3では、横加速度微分値 dY_g の位相を90°遅らせた成分 $F(dY_g)$ を出力する。成分 $F(dY_g)$ は、90°位相進み成分作成部31b2において低周波領域が除去された成分の位相を横加速度 Y_g の位相に戻したものであって、横加速度 Y_g のDCカット成分、つまり横加速度 Y_g の過渡成分である。90°位相遅れ成分作成部31b4では、推定された横加速度 Y_g の位相を90°遅らせた成分 $F(Y_g)$ を出力する。

ゲイン乗算部31b5では、横加速度 Y_g 、横加速度微分値 dY_g 、横加速度DCカット成分 $F(dY_g)$ 、90°位相遅れ成分 $F(Y_g)$ にそれぞれゲインを乗算する。

各ゲインは、操舵角に対するロールレイト伝達関数に基づいて設定する。また各ゲインは、後述する4つの制御モードに応じて調整しても良い。二乗演算部31b6では、ゲインを乗算した各成分の二乗して出力する。合成部31b7では、二乗演算部31b6が出力した値を足し合わせる。ゲイン乗算部31b8では、足し合わせた各成分の二乗の値にゲインを乗算して出力する。平方根演算部31b9は、ゲイン乗算部31b7が出力した値の平方根を演算することで、ロールレイト抑制制御用のドライバ入力姿勢制御量を演算し、減衰力制御部35に対して出力する。

90°位相進み成分作成部31b2、90°位相遅れ成分作成部31b3、90°位相遅れ成分作成部31b4、ゲイン乗算部31b5、二乗演算部31b6、合成部31b7、ゲイン乗算部31b8、平方根演算部31b9は、ヒルベルト変換を利用した包絡波形を生成するヒルベルト変換部31b10に相当する。

[0022] 図4は実施例1のロールレイト抑制制御の包絡波形形成処理を表すタイムチャートである。

時刻 t_1 において、運転者が操舵を開始すると、ロールレイトが徐々に発生し始める。このとき、90°位相進み成分 dY_g を加算して包絡波形を形成し、包絡波形に基づくスカラー量に基づいてドライバ入力姿勢制御量を演算することで、操舵初期におけるロールレイトの発生を抑制することができる。さらに、横加速度DCカット成分 $F(dY_g)$ を加算して包絡波形を形成することで、運転者が操舵を開始もしくは終了する際の過渡的な状態において発生するロールレイトを効率的に抑制することができる。言い換えると、ロールの発生が安定している定常旋回状態では、過度に減衰力を高めることがなく、乗り心地の悪化を回避できる。

次に、時刻 t_2 において、運転者が保舵状態となると、90°位相進み成分 dY_g および横加速度DCカット成分 $F(dY_g)$ は無くなり、今度は90°位相遅れ成分 $F(Y_g)$ が加算される。このとき、定常旋回状態でロールレイト自体の変化はさほどない場合であっても、一旦ロールした後に、ロールの揺り返しに相当するロールレイト共振成分が発生する。仮に、位相遅れ成分 $F(Y_g)$ が加

算されていないと、時刻 t_2 から時刻 t_3 における減衰力は小さな値に設定されてしまい、ロールレイト共振成分による車両挙動の不安定化を招くおそれがある。このロールレイト共振成分を抑制するために 90° 位相遅れ成分 $F(Y_g)$ を付与するものである。

[0023] 時刻 t_3 において、運転者が保舵状態から直進走行状態に移行すると、横加速度 Y_g は小さくなり、ロールレイトも小さな値に収束する。ここでも 90° 位相遅れ成分 $F(Y_g)$ の作用によってしっかりと減衰力を確保しているため、ロールレイト共振成分による不安定化を回避することができる。

[0024] (走行状態推定部について)

次に、走行状態推定部について説明する。図5は実施例1の走行状態推定部の構成を表す制御ブロック図である。実施例1の走行状態推定部32では、基本的に車輪速センサ5により検出された車輪速に基づいて、後述するばね上制振制御部33のスカイフック制御に使用する各輪のストローク速度、バウンスレイト、ロールレイト及びピッチレイトを算出する。まず、各輪の車輪速センサ5の値がストローク速度演算部321に入力され、ストローク速度演算部321において演算された各輪のストローク速度からばね上速度を演算する。

[0025] 図6は実施例1のストローク速度演算部における制御内容を表す制御ブロック図である。ストローク速度演算部321は、輪ごとに個別に設けられており、図6に示す制御ブロック図は、ある輪に着目した制御ブロック図である。ストローク速度演算部321内には、車輪速センサ5の値と、舵角センサ7により検出された前輪舵角 δ_f と、後輪舵角 δ_r (後輪操舵装置を備えた場合は実後輪舵角を、それ以外の場合は適宜0でよい。) と、車体横速度と、一体型センサ6により検出された実ヨーレイトとに基づいて基準となる車輪速を演算する基準車輪速演算部300と、演算された基準車輪速に基づいてタイヤ回転振動周波数を演算するタイヤ回転振動周波数演算部321aと、基準車輪速と車輪速センサ値との偏差(車輪速変動)を演算する偏差演算部321bと、偏差演算部321bにより演算された偏差をサスペンション

ストローク量に変換するG E O変換部3 2 1 cと、変換されたストローク量をストローク速度に校正するストローク速度校正部3 2 1 dと、ストローク速度校正部3 2 1 dにより校正された値にタイヤ回転振動周波数演算部3 2 1 aにより演算された周波数に応じたバンドエリミネーションフィルタを作用させてタイヤ回転一次振動成分を除去し、最終的なストローク速度を算出する信号処理部3 2 1 eとを有する。

[0026] 〔基準車輪速演算部について〕

ここで、基準車輪速演算部3 0 0について説明する。図7は実施例1の基準車輪速演算部の構成を表すブロック図である。基準車輪速とは、各車輪速のうち、種々の外乱が除去された値を指すものである。言い換えると、車輪速センサ値と基準車輪速との差分は、車体のバウンス挙動、ロール挙動、ピッチ挙動又はばね下上下振動によって発生したストロークに応じて変動した成分と関連がある値であり、実施例では、この差分に基づいてストローク速度を推定する。

[0027] 平面運動成分抽出部3 0 1では、車輪速センサ値を入力として車体プランビューモデルに基づいて各輪の基準車輪速となる第1車輪速 V_0 を演算する。ここで、車輪速センサ5により検出された車輪速センサ値を ω (rad/s)、舵角センサ7により検出された前輪実舵角を δf (rad)、後輪実舵角を δr (rad)、車体横速度を V_x 、一体型センサ6により検出されたヨーレイトを γ (rad/s)、算出される基準車輪速 ω_0 から推定される車体速を V (m/s)、算出すべき基準車輪速を V_{FL} 、 V_{FR} 、 V_{RL} 、 V_{RR} 、前輪のトレッドを T_f 、後輪のトレッドを T_r 、車両重心位置から前輪までの距離を L_f 、車両重心位置から後輪までの距離を L_r とする。以上を用いて、車体プランビューモデルは以下のように表される。

[0028] (式1)

$$V_{FL} = (V - T_f/2 \cdot \gamma) \cos \delta f + (V_x + L_f \cdot \gamma) \sin \delta f$$

$$V_{FR} = (V + T_f/2 \cdot \gamma) \cos \delta f + (V_x + L_f \cdot \gamma) \sin \delta f$$

$$V_{RL} = (V - T_r/2 \cdot \gamma) \cos \delta r + (V_x - L_r \cdot \gamma) \sin \delta r$$

$$VRR = (V + Tr/2 \cdot \gamma) \cos \delta r + (Vx - Lr \cdot \gamma) \sin \delta r$$

尚、車両に横滑りが発生していない通常走行時を仮定すると、車体横速度 Vx は0を入力すればよい。これをそれぞれの式において V を基準とする値に書き換えると以下のように表される。この書き換えにあたり、 V をそれぞれの車輪に対応する値として $V0FL$ 、 $V0FR$ 、 $V0RL$ 、 $V0RR$ （第1車輪速に相当）と記載する。

（式2）

$$V0FL = \{VFL - Lf \cdot \gamma \sin \delta f\} / \cos \delta f + Tf/2 \cdot \gamma$$

$$V0FR = \{VFR - Lf \cdot \gamma \sin \delta f\} / \cos \delta f - Tf/2 \cdot \gamma$$

$$V0RL = \{VRL + Lr \cdot \gamma \sin \delta r\} / \cos \delta r + Tr/2 \cdot \gamma$$

$$V0RR = \{VRR + Lr \cdot \gamma \sin \delta r\} / \cos \delta r - Tr/2 \cdot \gamma$$

[0029] ロール外乱除去部302では、第1車輪速 $V0$ を入力として車体フロントビューモデルに基づいて前後輪の基準車輪速となる第2車輪速 $V0F$ 、 $V0R$ を演算する。車体フロントビューモデルとは、車両を前方から見たときに、車両重心点を通る鉛直線上のロール回転中心周りに発生するロール運動によって生じる車輪速差を除去するものであり、以下の式で表される。

$$V0F = (V0FL + V0FR) / 2$$

$$V0R = (V0RL + V0RR) / 2$$

これにより、ロールに基づく外乱を除去した第2車輪速 $V0F$ 、 $V0R$ が得られる。

[0030] ピッチ外乱除去部303では、第2車輪速 $V0F$ 、 $V0R$ を入力として車体サイドビューモデルに基づいて全輪の基準車輪速となる第三車輪速 $VbFL$ 、 $VbFR$ 、 $VbRL$ 、 $VbRR$ を演算する。ここで、車体サイドビューモデルとは、車両を横方向から見たときに、車両重心点を通る鉛直線上のピッチ回転中心周りに発生するピッチ運動によって生じる車輪速差を除去するものであり、以下の式で表される。

（式3）

$$VbFL = VbFR = VbRL = VbRR = \{Lr / (Lf + Lr)\} V0F + \{Lf / (Lf + Lr)\} V0R$$

基準車輪速再配分部 304 では、（式 1）に示す車体プランビューモデルの V に V_{bFL} （ $=V_{bFR}=V_{bRL}=V_{bRR}$ ）をそれぞれ代入し、最終的な各輪の基準車輪速 V_{FL} 、 V_{FR} 、 V_{RL} 、 V_{RR} を算出し、それぞれタイヤ半径 r_0 で除算して基準車輪速 ω_0 を算出する。

[0031] 上述の処理により、各輪における基準車輪速 ω_0 が算出されると、この基準車輪速 ω_0 と車輪速センサ値との偏差が演算され、この偏差がサスペンションストロークに伴う車輪速変動であることから、ストローク速度 Vz_s に変換される。基本的に、サスペンションは、各輪を保持する際、上下方向にのみストロークするのではなく、ストロークに伴って車輪回転中心が前後に移動すると共に、車輪速センサ 5 を搭載したアクスル自身も傾きを持ち、車輪との回転角差を生じる。この前後移動に伴って車輪速が変化するため、基準車輪速と車輪速センサ値との偏差がこのストロークに伴う変動として抽出できるのである。尚、どの程度の変動が生じるかはサスペンションジオメトリに応じて適宜設定すればよい。

[0032] ストローク速度演算部 321 において、上述の処理により各輪におけるストローク速度 Vz_{sFL} 、 Vz_{sFR} 、 Vz_{sRL} 、 Vz_{sRR} が算出されると、ばね上速度演算部 322 においてスカイフック制御用のバウンスレイト、ロールレイト及びピッチレイトが演算される。

[0033] （推定モデルについて）

スカイフック制御とは、S/A3 のストローク速度とばね上速度の関係に基づいて減衰力を設定し、ばね上を姿勢制御することでフラットな走行状態を達成するものである。ここで、スカイフック制御によってばね上の姿勢制御を達成するには、ばね上速度をフィードバックする必要がある。今、車輪速センサ 5 から検出可能な値はストローク速度であり、ばね上に上下加速度センサ等を備えていないことから、ばね上速度は推定モデルを用いて推定する必要がある。以下、推定モデルの課題及び採用すべきモデル構成について説明する。

[0034] 図 8 は車体振動モデルを表す概略図である。図 8（a）は、減衰力が一定

のS/Aを備えた車両（以下、コンベ車両と記載する。）のモデルであり、図8（b）は、減衰力可変のS/Aを備え、スカイフック制御を行う場合のモデルである。図8中、 M_s はばね上の質量を表し、 M_u はばね下の質量を表し、 K_s はコイルスプリングの弾性係数を表し、 C_s はS/Aの減衰係数を表し、 K_u はばね下（タイヤ）の弾性係数を表し、 C_u はばね下（タイヤ）の減衰係数を表し、 C_v は可変とされた減衰係数を表す。また、 z_2 はばね上の位置を表し、 z_1 はばね下の位置を表し、 z_0 は路面位置を表す。

[0035] 図8（a）に示すコンベ車両モデルを用いた場合、ばね上に対する運動方程式は以下のように表される。なお、 z_1 の1回微分（即ち速度）を $d z_1$ で、2回微分（即ち加速度）を $d d z_1$ で表す。

（推定式1）

$$M_s \cdot d d z_2 = -K_s (z_2 - z_1) - C_s (d z_2 - d z_1)$$

この関係式をラプラス変換して整理すると下記のように表される。

（推定式2）

$$d z_2 = - (1/M_s) \cdot (1/s^2) \cdot (C_s \cdot s + K_s) (d z_2 - d z_1)$$

ここで、 $d z_2 - d z_1$ はストローク速度（ V_{z_sFL} 、 V_{z_sFR} 、 V_{z_sRL} 、 V_{z_sRR} ）であることから、ばね上速度はストローク速度から算出できる。しかし、スカイフック制御によって減衰力が変更されると、推定精度が著しく低下するため、コンベ車両モデルでは大きな姿勢制御力（減衰力変更）を与えられないという問題が生じる。

[0036] そこで、図8（b）に示すようなスカイフック制御による車両モデルを用いることが考えられる。減衰力を変更するとは、基本的にサスペンションストロークに伴ってS/A3のピストン移動速度を制限する力を変更することである。ピストンを積極的に望ましい方向に移動することはできないセミアクティブなS/A3を用いるため、セミアクティブスカイフックモデルを採用し、ばね上速度を求めると、下記のように表される。

（推定式3）

$$d z 2 = - (1 / M s) \cdot (1 / s^2) \cdot \{ (C s + C v) \cdot s + K s \} (d z 2 - d z 1)$$

ただし、

$$d z 2 \cdot (d z 2 - d z 1) \geq 0 \text{ のとき } C v = C s k y \cdot \{ d z 2 / (d z 2 - d z 1) \}$$

$$d z 2 \cdot (d z 2 - d z 1) < 0 \text{ のとき } C v = 0$$

すなわち、 $C v$ は不連続な値となる。

[0037] 今、簡単なフィルタを用いてばね上速度の推定を行いたいと考えた場合、セミアクティブスカイフックモデルでは、本モデルをフィルタとして見た場合、各変数はフィルタ係数に相当し、擬似微分項 $\{ (C s + C v) \cdot s + K s \}$ に不連続な可変減衰係数 $C v$ が含まれるため、フィルタ応答が不安定となり、適切な推定精度が得られない。特に、フィルタ応答が不安定となると、位相がずれてしまう。ばね上速度の位相と符号との対応関係が崩れると、スカイフック制御を達成することはできない。そこで、セミアクティブなS/A3を用いる場合であっても、ばね上速度とストローク速度の符号関係に依存せず、安定的な $C s k y$ を直接用いることが可能なアクティブスカイフックモデルを用いてばね上速度を推定することとした。アクティブスカイフックモデルを採用し、ばね上速度を求めると、下記のように表される。

[0038] (推定式4)

$$d z 2 = - (1 / s) \cdot \{ 1 / (s + C s k y / M s) \} \cdot \{ (C s / M s) s + (K s / M s) \} (d z 2 - d z 1)$$

この場合、擬似微分項 $\{ (C s / M s) s + (K s / M s) \}$ には不連続性が生じず、 $\{ 1 / (s + C s k y / M s) \}$ の項はローパスフィルタで構成できる。

よって、フィルタ応答が安定し、適切な推定精度を得ることができる。尚、ここで、アクティブスカイフックモデルを採用しても、実際にはセミアクティブ制御しかできないことから、制御可能領域が半分となる。よって、推定されるばね上速度の大きさはばね上共振以下の周波数帯で実際よりも小さくなるが、スカイフック制御において最も重要なのは位相であり、位相と符号

との対応関係が維持できればスカイフック制御は達成され、ばね上速度の大きさは他の係数等によって調整可能であることから問題はない。

[0039] 以上の関係によって、各輪のストローク速度が分かれば、ばね上速度を推定できることが理解できる。次に、実際の車両は1輪ではなく4輪であるため、これら各輪のストローク速度を用いてばね上の状態を、ロールレート、ピッチレート及びバウンスレートにモード分解して推定することを検討する。今、4輪のストローク速度から上記3つの成分を算出する場合、対応する成分が一つ足りず、解が不定となるため、対角輪の動きを表すワープレイトを導入することとした。ストローク量のバウンス項を x_{sB} 、ロール項を x_{sR} 、ピッチ項を x_{sP} 、ワープレイト項を x_{sW} とし、 Vz_sFL 、 Vz_sFR 、 Vz_sRL 、 Vz_sRR に対応するストローク量を z_sFL 、 z_sFR 、 z_sRL 、 z_sRR とすると、以下の式が成り立つ。

[0040] (式1)

$$\begin{Bmatrix} z_sFL \\ z_sFR \\ z_sRL \\ z_sRR \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} x_{sB} \\ x_{sR} \\ x_{sP} \\ x_{sW} \end{Bmatrix} \Rightarrow \begin{Bmatrix} x_{sB} \\ x_{sR} \\ x_{sP} \\ x_{sW} \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} 1 & 1 & -1 & -1 \\ 1 & -1 & -1 & 1 \\ 1 & 1 & 1 & 1 \\ 1 & -1 & 1 & -1 \end{bmatrix}^{-1} \begin{Bmatrix} z_sFL \\ z_sFR \\ z_sRL \\ z_sRR \end{Bmatrix}$$

以上の関係式から、 x_{sB} 、 x_{sR} 、 x_{sP} 、 x_{sW} の微分 $d x_{sB}$ 等は以下の式で表される。

$$d x_{sB} = 1/4 (Vz_sFL + Vz_sFR + Vz_sRL + Vz_sRR)$$

$$d x_{sR} = 1/4 (Vz_sFL - Vz_sFR + Vz_sRL - Vz_sRR)$$

$$d x_{sP} = 1/4 (-Vz_sFL - Vz_sFR + Vz_sRL + Vz_sRR)$$

$$d x_{sW} = 1/4 (-Vz_sFL + Vz_sFR + Vz_sRL - Vz_sRR)$$

[0041] ここで、ばね上速度とストローク速度との関係は上記推定式4より得られているため、推定式4のうち、 $-(1/s) \cdot \{1/(s + C s k y / M s)\} \cdot \{(C s / M s) s + (K s / M s)\}$ 部分を G と記載し、それぞれ $C s k y$ 、 $C s$ 及び $K s$ のバウンス項、ロール項、ピッチ項に応じたモーダルパラメータ($C s k y B$ 、 $C s k y R$ 、 $C s k y P$ 、 $C s B$ 、 $C s R$ 、 $C s P$ 、 $K s B$ 、 $K s R$ 、 $K s P$)を考慮した値を $G B$ 、 $G R$ 、 $G P$ とし、各バウンスレ

イトを dB 、ロールレイトを dR 、ピッチレイトを dP とすると、 dB 、 dR 、 dP は以下の値として算出できる。

$$dB = G_B \cdot d_{xsB}$$

$$dR = G_R \cdot d_{xsR}$$

$$dP = G_P \cdot d_{xsP}$$

以上から、各輪のストローク速度に基づいて、実際の車両におけるばね上の状態推定が達成できる。

[0042] (ばね上制振制御部)

次に、ばね上制振制御部 33 の構成について説明する。図 2 に示すように、ばね上制振制御部 33 は、上述のばね上速度推定値に基づいて姿勢制御を行うスカイフック制御部 33a と、路面入力周波数に基づきばね上振動を抑制する周波数感応制御部 33b とを有する。

[0043] [スカイフック制御部の構成]

実施例 1 の車両の制御装置にあっては、ばね上姿勢制御を達成するアクチュエータとして、エンジン 1 と、ブレーキ 20 と、S/A 3 の三つを備えている。このうち、スカイフック制御部 33a では、S/A 3 についてはバウンスレイト、ロールレイト、ピッチレイトの 3 つを制御対象とし、エンジン 1 についてはバウンスレイト及びピッチレイトを制御対象とし、ブレーキ 20 についてはピッチレイトを制御対象とする。ここで、作用の異なる複数のアクチュエータに対して制御量を割り付けてばね上状態を制御するには、それぞれに共通の制御量を用いる必要がある。実施例 1 では、上述の走行状態推定部 32 により推定されたばね上速度を用いることで、各アクチュエータに対する制御量を決定することができる。

[0044] バウンス方向のスカイフック制御量は、

$$F_B = C_{skyB} \cdot dB$$

ロール方向のスカイフック制御量は、

$$F_R = C_{skyR} \cdot dR$$

ピッチ方向のスカイフック制御量は、

$$F_P = C_{skyP} \cdot dP$$

となる。FBはエンジン1及びS/A3にバウンス姿勢制御量として送信され、FRはS/A3においてのみ実施される制御であることから、ロール姿勢制御量として減衰力制御部35に送信される。

[0045] 次に、ピッチ方向のスカイフック制御量FPについて説明する。ピッチ制御は、エンジン1、ブレーキ20及びS/A3により行なわれる。

図9は実施例1のピッチ制御を行う際の各アクチュエータ制御量算出処理を表す制御ブロック図である。スカイフック制御部33aは、全てのアクチュエータに共通して使用可能な制御量である第1目標姿勢制御量である目標ピッチレイトを演算する第1目標姿勢制御量演算部331と、エンジン1によって達成するエンジン姿勢制御量を演算するエンジン姿勢制御量演算部332と、ブレーキ20によって達成するブレーキ姿勢制御量を演算するブレーキ姿勢制御量演算部334と、S/A3によって達成するS/A姿勢制御量を演算するS/A姿勢制御量演算部336とを有する。

[0046] 本システムのスカイフック制御では、ピッチレイトを抑制するように作動することを第1優先としていることから、第1目標姿勢制御量演算部331ではピッチレイトをそのまま出力する（以下、このピッチレイトを第1目標姿勢制御量と記載する。）。エンジン姿勢制御量演算部332では、入力された第1目標姿勢制御量に基づいてエンジン1が達成可能な制御量であるエンジン姿勢制御量を演算する。

[0047] エンジン姿勢制御量演算部332内には、運転者に違和感を与えないためにエンジン姿勢制御量に応じたエンジントルク制御量を制限する制限値が設定されている。これにより、エンジントルク制御量を前後加速度に換算したときに所定前後加速度範囲内となるように制限している。よって、第1目標姿勢制御量に基づいてエンジントルク制御量を演算し、制限値以上の値が演算された場合には、制限値によって達成可能なピッチレイトのスカイフック制御量（エンジン1によって抑制されるピッチレイトに C_{skyP} を乗算した値：以下、エンジン姿勢制御量と記載する。）を出力する。このとき、後

述する第2目標姿勢制御量演算部333に対しては換算部332aにおいてピッチレイトに換算した値が出力される。また、エンジン制御部1aでは、制限値に対応するエンジン姿勢制御量に基づいてエンジントルク制御量が演算され、エンジン1に対して出力される。

[0048] 第2目標姿勢制御量演算部333では、第1目標姿勢制御量と換算部332aにおいてエンジン姿勢制御量をピッチレイトに換算した値との偏差である第2目標姿勢制御量が演算され、ブレーキ姿勢制御量演算部334に出力される。ブレーキ姿勢制御量演算部334内には、エンジン1と同様に運転者に違和感を与えないために制動トルク制御量を制限する制限値が設定されている（尚、制限値の詳細については後述する。）。

[0049] これにより、制動トルク制御量を前後加速度に換算したときに所定前後加速度範囲内（乗員の違和感、アクチュエータの寿命等から求まる制限値）となるように制限している。よって、第2目標姿勢制御量に基づいてブレーキ姿勢制御量を演算し、制限値以上の値が演算された場合には、制限値によって達成可能なピッチレイト抑制量（以下、ブレーキ姿勢制御量と記載する。）を出力する。このとき、後述する第3目標姿勢制御量演算部335に対しては換算部3344においてピッチレイトに換算した値が出力される。また、ブレーキ制御部2aでは、制限値に対応するブレーキ姿勢制御量に基づいて制動トルク制御量（もしくは減速度）が演算され、ブレーキコントロールユニット2に対して出力される。

[0050] 第3目標姿勢制御量演算部335では、第2目標姿勢制御量とブレーキ姿勢制御量との偏差である第3目標姿勢制御量が演算され、S/A姿勢制御量演算部336に出力される。S/A姿勢制御量演算部336では、第3目標姿勢制御量に応じたピッチ姿勢制御量を出力する。

[0051] 減衰力制御部35では、バウンス姿勢制御量、ロール姿勢制御量及びピッチ姿勢制御量（以下、これらを総称してS/A姿勢制御量と記載する。）に基づいて減衰力制御量が演算され、S/A3に対して出力される。

[0052] [ブレーキピッチ制御]

ここで、ブレーキピッチ制御について説明する。一般に、ブレーキ２０については、バウンスとピッチの両方を制御可能であることから、両方を行うことが好ましいとも言える。しかし、ブレーキ２０によるバウンス制御は４輪同時に制動力を発生させるため、制御優先度が低い方向にも関わらず、制御効果が得にくい割には減速感が強く、運転者にとって違和感となる傾向があった。そこで、ブレーキ２０についてはピッチ制御に特化した構成とした。図１０は実施例１のブレーキピッチ制御を表す制御ブロック図である。車体の質量を m 、前輪の制動力を $B F f$ 、後輪の制動力を $B F r$ 、車両重心点と路面との間の高さを $H c g$ 、車両の加速度を a 、ピッチモーメントを $M p$ 、ピッチレイトを $V p$ とすると、以下の関係式が成立する。

$$[0053] \quad B F f + B F r = m \cdot a$$

$$m \cdot a \cdot H c g = M p$$

$$M p = (B F f + B F r) \cdot H c g$$

ここで、ピッチレイト $V p$ が正、つまり前輪側が沈み込んでいるときには制動力を与えてしまうと、より前輪側が沈み込み、ピッチ運動を助長してしまうため、この場合は制動力を付与しない。一方、ピッチレイト $V p$ が負、つまり前輪側が浮き上がっているときには制動ピッチモーメントが制動力を与えて前輪側の浮き上がりを抑制する。これにより、運転者の視界を確保し、前方を見やすくすることで、安心感、フラット感の向上に寄与する。以上から、

$$V p > 0 \text{ (前輪沈み込み) のとき} \quad M p = 0$$

$$V p \leq 0 \text{ (前輪浮き上がり) のとき} \quad M p = C s k y P \cdot V p$$

の制御量を与えるものである。これにより、車体のフロント側の浮き上がり時のみ制動トルクを発生させるため、浮き上がりと沈み込み両方に制動トルクを発生する場合に比べて、発生する減速度を小さくすることができる。また、アクチュエータ作動頻度も半分で済むため、低コストなアクチュエータを採用できる。

[0054] 以上の関係に基づいて、ブレーキ姿勢制御量演算部３３４内は、以下の制

御ブロックから構成される。不感帯処理符号判定部3341では、入力されたピッチレイト V_p の符号を判定し、正のときは制御不要であるため減速感低減処理部3342に0を出力し、負のときは制御可能と判断して減速感低減処理部3342にピッチレイト信号を出力する。

[0055] 〔減速感低減処理〕

次に、減速感低減処理について説明する。この処理は、ブレーキ姿勢制御量演算部334内で行なわれる上記制限値による制限に対応する処理である。2乗処理部3342aでは、ピッチレイト信号を2乗処理する。これにより符号を反転させると共に、制御力の立ち上がりを滑らかにする。ピッチレイト2乗減衰モーメント演算部3342bでは、2乗処理されたピッチレイトに2乗処理を考慮したピッチ項のスカイフックゲイン C_{skyP} を乗算してピッチモーメント M_p を演算する。目標減速度算出部3342cでは、ピッチモーメント M_p を質量 m 及び車両重心点と路面との間の高さ H_{cg} により除算して目標減速度を演算する。

[0056] ジャーク閾値制限部3342dでは、算出された目標減速度の変化率、すなわちジャークが予め設定された減速ジャーク閾値と抜きジャーク閾値の範囲内であるか否か、及び目標減速度が前後加速度制限値の範囲内であるか否かを判断し、いずれかの閾値を越える場合は、目標減速度をジャーク閾値の範囲内となる値に補正し、また、目標減速度が制限値を超える場合は、制限値内に設定する。これにより、運転者に違和感を与えないように減速度を発生させることができる。

[0057] 目標ピッチモーメント変換部3343では、ジャーク閾値制限部3342dにおいて制限された目標減速度に質量 m と高さ H_{cg} とを乗算して目標ピッチモーメントを算出し、ブレーキ制御部2a及び目標ピッチレイト変換部3344に対して出力する。目標ピッチレイト変換部3344では、目標ピッチモーメントをピッチ項のスカイフックゲイン C_{skyP} で除算して目標ピッチレイト（ブレーキ姿勢制御量に相当）に変換し、第3目標姿勢制御量演算部335に対して出力する。

[0058] 以上のように、ピッチレイトについては、第1目標姿勢制御量を演算し、次に、エンジン姿勢制御量を演算し、第1目標姿勢制御量とエンジン姿勢制御量との偏差である第2目標姿勢制御量からブレーキ姿勢制御量を演算し、第2姿勢制御量とブレーキ姿勢制御量との偏差である第3目標姿勢制御量からS/A姿勢制御量を演算する。これにより、S/A3が行なうピッチレイト制御量を、エンジン1及びブレーキ20の制御によって減少させることができるため、S/A3の制御可能領域を比較的狭くすることができ、安価なS/A3によりばね上姿勢制御を達成することができる。

[0059] また、S/A3による制御量を増大させると、基本的に減衰力が増大する。減衰力の増大とは、硬いサスペンション特性となることを意味するため、路面側から高周波振動が入力された場合、高周波入力を伝達しやすくなり、乗員の快適性を損なう（以下、高周波振動特性の悪化と記載する。）。これに対し、エンジン1及びブレーキ20といった路面入力による振動伝達特性に影響を及ぼさないアクチュエータによってピッチレイトを抑制し、S/A3の制御量を低下させることで高周波振動特性の悪化を回避することができる。以上の効果は、S/A3より先にエンジン1の制御量を決めること、S/A3より先にブレーキ2の制御量を決めることによって得られる。

[0060] [周波数感応制御部]

次に、ばね上制振制御部内における周波数感応制御処理について説明する。実施例1では、基本的に車輪速センサ5の検出値に基づいてばね上速度を推定し、それに基づくスカイフック制御を行うことでばね上制振制御を達成する。しかしながら、車輪速センサ5では十分に推定精度が担保出来ないと考えられる場合や、走行状況や運転者の意図によっては積極的に快適な走行状態（車体フラット感よりも柔らかな乗り心地）を担保したい場合もある。このような場合には、スカイフック制御のようにストローク速度とばね上速度の符号の関係（位相等）が重要となるベクトル制御では僅かな位相ずれによって適正な制御が困難となる場合があることから、振動特性のスカラー量に応じたばね上制振制御である周波数感応制御を導入することとした。

[0061] 図 1 1 は車輪速センサにより検出された車輪速周波数特性と、実施例では搭載していないストロークセンサのストローク周波数特性とを同時に書き表した図である。ここで、周波数特性とは、周波数に対する振幅の大きさをスカラー量として縦軸に取った特性である。車輪速センサ 5 の周波数成分とストロークセンサの周波数成分とを見比べると、ばね上共振周波数成分からはばね下共振周波数成分にかけて概ね同じようなスカラー量を取ることが理解できる。そこで、車輪速センサ 5 の検出値のうち、この周波数特性に基づいて減衰力を設定することとした。ここで、ばね上共振周波数成分が存在する領域を、乗員の体全体が振れることで乗員が空中に放り投げられたような感覚、更に言い換えると、乗員に作用する重力加速度が減少したような感覚をもたらす周波数領域としてフワ領域（0.5～3 Hz）とし、ばね上共振周波数成分とばね下共振周波数成分との間の領域を、重力加速度が減少するような感覚ではないが、乗馬で速足（trot）を行う際に人体が小刻みに跳ね上がるような感覚、更に言い換えると、体全体が追従可能な上下動をもたらす周波数領域としてヒョコ領域（3～6 Hz）とし、ばね下共振周波数成分が存在する領域を、人体の質量が追従するまでの上下動ではないが、乗員の太ももといった体の一部に対して小刻みな振動が伝達されるような周波数領域としてブル領域（6～23 Hz）と定義する。

[0062] 図 1 2 は実施例 1 のばね上制振制御における周波数感応制御を表す制御ブロック図である。バンドエリミネーションフィルタ 350 では、車輪速センサ値のうち、本制御に使用する振動成分以外のノイズをカットする。所定周波数領域分割部 351 では、フワ領域、ヒョコ領域及びブル領域のそれぞれの周波数帯に分割する。ヒルベルト変換処理部 352 では、分割された各周波数帯をヒルベルト変換し、周波数の振幅に基づくスカラー量（具体的には、振幅と周波数帯により算出される面積）に変換する。

車両振動系重み設定部 353 では、フワ領域、ヒョコ領域及びブル領域の各周波数帯の振動が実際に車両に伝播される重みを設定する。人間感覚重み設定部 354 では、フワ領域、ヒョコ領域及びブル領域の各周波数帯の振動

が乗員に伝播される重みを設定する。

[0063] ここで、人間感覚重みの設定について説明する。図 1 3 は周波数に対する人間感覚特性を表す相関図である。図 1 3 に示すように、低周波数領域であるフワ領域にあっては、比較的周波数に対して乗員の感度が低く、高周波数領域に移行するに従って徐々に感度が増大していく。尚、ブル領域以上の高周波領域は乗員に伝達されにくくなっていく。以上から、フワ領域の人間感覚重み W_f を 0.17 に設定し、ヒョコ領域の人間感覚重み W_h を W_f より大きな 0.34 に設定し、ブル領域の人間感覚重み W_b を W_f 及び W_h より更に大きな 0.38 に設定する。これにより、各周波数帯のスカラー量と実際に乗員に伝播される振動との相関をより高めることができる。尚、これら二つの重み係数は、車両コンセプトや、乗員の好みにより適宜変更してもよい。

[0064] 重み決定手段 3 5 5 では、各周波数帯の重みのうち、それぞれの周波数帯の重みが占める割合を算出する。フワ領域の重みを a 、ヒョコ領域の重みを b 、ブル領域の重みを c とすると、フワ領域の重み係数は $(a / (a + b + c))$ であり、ヒョコ領域の重み係数は $(b / (a + b + c))$ であり、ブル領域の重み係数は $(c / (a + b + c))$ である。

スカラー量演算部 3 5 6 では、ヒルベルト変換処理部 3 5 2 により算出された各周波数帯のスカラー量に重み決定手段 3 5 5 において算出された重みを乗算し、最終的なスカラー量を出力する。ここまでの処理は、各輪の車輪速センサ値に対して行なわれる。

[0065] 最大値選択部 3 5 7 では、4 輪においてそれぞれ演算された最終的なスカラー量のうち最大値を選択する。尚、下部における 0.01 は、後の処理において最大値の合計を分母とすることから、分母が 0 になることを回避するために設定したものである。比率演算部 3 5 8 では、各周波数帯のスカラー量最大値の合計を分母とし、フワ領域に相当する周波数帯のスカラー量最大値を分子として比率を演算する。言い換えると、全振動成分に含まれるフワ領域の混入比率（以下、単に比率と記載する。）を演算するものである。ば

ばね上共振フィルタ 359 では、算出された比率に対してばね上共振周波数の 1.2 Hz 程度のフィルタ処理を行い、算出された比率からフワ領域を表すばね上共振周波数帯の成分を抽出する。言い換えると、フワ領域は 1.2 Hz 程度に存在することから、この領域の比率も 1.2 Hz 程度で変化すると考えられるからである。そして、最終的に抽出された比率を減衰力制御部 35 に対して出力し、比率に応じた周波数感応減衰力制御量を出力する。

[0066] 図 14 は実施例 1 の周波数感応制御によるフワ領域の振動混入比率と減衰力との関係を表す特性図である。図 14 に示すように、フワ領域の比率が大きいときには減衰力を高く設定することで、ばね上共振の振動レベルを低減する。このとき、減衰力を高く設定しても、ヒョコ領域やブル領域の比率は小さいため、乗員に高周波振動やヒョコヒョコと動くような振動を伝達することはない。一方、フワ領域の比率が小さいときには減衰力を低く設定することで、ばね上共振以上の振動伝達特性が減少し、高周波振動が抑制され、滑らかな乗り心地が得られる。

[0067] ここで、周波数感応制御とスカイフック制御とを対比した場合における周波数感応制御の利点について説明する。図 15 はある走行条件において車輪速センサ 5 により検出された車輪速周波数特性を表した図である。これは、特に石畳のような小さな凹凸が連続するような路面を走行した場合に表れる特性である。このような特性を示す路面を走行中にスカイフック制御を行うと、スカイフック制御では振幅のピークの値で減衰力を決定するため、仮に高周波振動の入力に対して位相の推定が悪化すると、誤ったタイミングで非常に高い減衰力を設定してしまい、高周波振動が悪化するという問題がある。

これに対し、周波数感応制御のようにベクトルではなくスカラー量に基づいて制御する場合、図 15 に示すような路面にあってはフワ領域の比率が小さいことから低い減衰力が設定されることになる。これにより、ブル領域の振動の振幅が大きい場合であっても十分に振動伝達特性が減少するため、高周波振動の悪化を回避することができるものである。以上から、例え高価な

センサ等を備えてスカイフック制御を行ったとしても位相推定精度が悪化することで制御が困難な領域では、スカラー量に基づく周波数感応制御によって高周波振動を抑制できるものである。

[0068] (ばね下制振制御部)

次に、ばね下制振制御部の構成について説明する。図8(a)のコンベ車両において説明したように、タイヤも弾性係数と減衰係数を有することから共振周波数帯が存在する。ただし、タイヤの質量はばね上の質量に比べて小さく、弾性係数も高いため、ばね上共振よりも高周波数側に存在する。このばね下共振成分により、ばね下においてタイヤがバタバタ動いてしまい、接地性が悪化するおそれがある。また、ばね下でのバタつきは乗員に不快感を与えるおそれもある。そこで、ばね下共振によるバタつきを抑制するために、ばね下共振成分に応じた減衰力を設定するものである。

[0069] 図16は実施例1のばね下制振制御の制御構成を表すブロック図である。ばね下共振成分抽出部341では、走行状態推定部32内の偏差演算部321bから出力された車輪速変動にバンドパスフィルタを作用させてばね下共振成分を抽出する。ばね下共振成分は車輪速周波数成分のうち概ね10~20Hzの領域から抽出される。包絡波形成形部342では、抽出されたばね下共振成分をスカラー化し、EnvelopeFilterを用いて包絡波形を成形する。ゲイン乗算部343では、スカラー化されたばね下共振成分にゲインを乗算し、ばね下制振減衰力制御量を算出し、減衰力制御部35に対して出力する。尚、実施例1では、走行状態推定部32内の偏差演算部321bから出力された車輪速変動にバンドパスフィルタを作用させてばね下共振成分を抽出することとしたが、車輪速センサ検出値にバンドパスフィルタを作用させてばね下共振成分を抽出する、もしくは、走行状態推定部32において、ばね上速度に併せてばね下速度を推定演算し、ばね下共振成分を抽出するようにしてもよい。

[0070] (減衰力制御部の構成について)

次に、減衰力制御部35の構成について説明する。図17は実施例1の減

衰力制御部の制御構成を表す制御ブロック図である。等価粘性減衰係数変換部 35 a では、ドライバ入力制御部 31 から出力されたドライバ入力減衰力制御量と、スカイフック制御部 33 a から出力された S/A 姿勢制御量と、周波数感応制御部 33 b から出力された周波数感応減衰力制御量と、ばね下制振制御部 34 から出力されたばね下制振減衰力制御量と、走行状態推定部 32 により演算されたストローク速度が入力され、これらの値を等価粘性減衰係数に変換する。

[0071] 減衰係数調停部 35 b では、等価粘性減衰係数変換部 35 a において変換された減衰係数（以下、それぞれの減衰係数をドライバ入力減衰係数 k_1 、S/A 姿勢減衰係数 k_2 、周波数感応減衰係数 k_3 、ばね下制振減衰係数 k_4 と記載する。）のうち、どの減衰係数に基づいて制御するのかを調停し、最終的な減衰係数を出力する。制御信号変換部 35 c では、減衰係数調停部 35 b で調停された減衰係数とストローク速度に基づいて S/A 3 に対する制御信号（指令電流値）に変換し、S/A 3 に対して出力する。

[0072] [減衰係数調停部]

次に、減衰係数調停部 35 b の調停内容について説明する。実施例 1 の車両の制御装置にあっては、4 つの制御モードを有する。第 1 に一般的な市街地などを走行しつつ適度な旋回状態が得られる状態を想定したスタンダードモード、第 2 にワインディングロードなどを積極的に走行しつつ安定した旋回状態が得られる状態を想定したスポーツモード、第 3 に低車速発進時など、乗り心地を優先して走行する状態を想定したコンフォートモード、第 4 に直線状態の多い高速道路等を高車速で走行する状態を想定したハイウェイモードである。

[0073] スタンダードモードでは、スカイフック制御部 33 a によるスカイフック制御を行いつつ、ばね下制振制御部 34 によるばね下制振制御を優先する制御を実施する。

スポーツモードでは、ドライバ入力制御部 31 によるドライバ入力制御を優先しつつ、スカイフック制御部 33 a によるスカイフック制御とばね下制

振制御部 34 によるばね下制振制御とを実施する。

コンフォートモードでは、周波数感応制御部 33b による周波数感応制御を行いつつ、ばね下制振制御部 34 によるばね下制振制御を優先する制御を実施する。

ハイウェイモードでは、ドライバ入力制御部 31 によるドライバ入力制御を優先しつつ、スカイフック制御部 33a によるスカイフック制御にばね下制振制御部 34 によるばね下制振制御の制御量を加算する制御を実施する。

以下、これら各モードにおける減衰係数の調停について説明する。

[0074] (スタンダードモードにおける調停)

図 18 は実施例 1 のスタンダードモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

ステップ S1 では、S/A 姿勢減衰係数 k_2 がばね下制振減衰係数 k_4 より大きいかなんかを判断し、大きいときはステップ S4 に進んで減衰係数として k_2 を設定する。

ステップ S2 では、周波数感応制御部 33b において説明したフワ領域、ヒョコ領域及びブル領域のスカラー量に基づいて、ブル領域のスカラー量比率を演算する。

ステップ S3 では、ブル領域の比率が所定値以上かなんかを判断し、所定値以上の場合は高周波振動による乗り心地悪化が懸念されることからステップ S4 に進み、減衰係数として低い値である k_2 を設定する。一方、ブル領域の比率が上記所定値未満の場合は減衰係数を高く設定しても高周波振動による乗り心地悪化の心配が少ないことからステップ S5 に進んで k_4 を設定する。

[0075] 上述のように、スタンダードモードでは、原則としてばね下の共振を抑制するばね下制振制御を優先する。ただし、ばね下制振制御が要求する減衰力よりスカイフック制御が要求する減衰力が低く、かつ、ブル領域の比率が大きいときには、スカイフック制御の減衰力を設定し、ばね下制振制御の要求を満たすことに伴う高周波振動特性の悪化を回避する。これにより、走行状

態に応じて最適な減衰特性を得ることができ、車体のフラット感を達成しつつ、高周波振動に対する乗り心地悪化を同時に回避できる。

[0076] (スポーツモードにおける調停)

図19は実施例1のスポーツモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

ステップS11では、ドライバ入力制御により設定された4輪のドライバ入力減衰係数 k_1 に基づいて4輪減衰力配分率を演算する。右前輪のドライバ入力減衰係数を k_{1fr} 、左前輪のドライバ入力減衰係数を k_{1fl} 、右後輪のドライバ入力減衰係数を k_{1rr} 、左後輪のドライバ入力減衰係数を k_{1rl} 、各輪の減衰力配分率を x_{fr} 、 x_{fl} 、 x_{rr} 、 x_{rl} とすると、

$$x_{fr} = k_{1fr} / (k_{1fr} + k_{1fl} + k_{1rr} + k_{1rl})$$

$$x_{fl} = k_{1fl} / (k_{1fr} + k_{1fl} + k_{1rr} + k_{1rl})$$

$$x_{rr} = k_{1rr} / (k_{1fr} + k_{1fl} + k_{1rr} + k_{1rl})$$

$$x_{rl} = k_{1rl} / (k_{1fr} + k_{1fl} + k_{1rr} + k_{1rl})$$

により算出される。

[0077] ステップS12では、減衰力配分率 x が所定範囲内(α より大きく β より小さい)か否かを判断し、所定範囲内の場合は各輪に対する配分はほぼ均等であると判断してステップS13に進み、いずれか1つでも所定範囲外の場合はステップS16に進む。

ステップS13では、ばね下制振減衰係数 k_4 がドライバ入力減衰係数 k_1 より大きいか否かを判断し、大きいと判断した場合はステップS15に進み、第1減衰係数 k として k_4 を設定する。一方、ばね下制振減衰係数 k_4 がドライバ入力減衰係数 k_1 以下であると判断した場合はステップS14に進み、第1減衰係数 k として k_1 を設定する。

[0078] ステップS16では、ばね下制振減衰係数 k_4 がS/A3の設定可能な最大値 max か否かを判断し、最大値 max と判断した場合はステップS17に進み、それ以外の場合はステップS18に進む。

ステップS17では、4輪のドライバ入力減衰係数 k_1 の最大値がばね下

制振減衰係数 k_4 となり、かつ、減衰力配分率を満たす減衰係数を第 1 減衰係数 k として演算する。言い換えると、減衰力配分率を満たしつつ減衰係数が最も高くなる値を演算する。

ステップ S 18 では、4 輪のドライバ入力減衰係数 k_1 がいずれも k_4 以上となる範囲で減衰力配分率を満たす減衰係数を第 1 減衰係数 k として演算する。言い換えると、ドライバ入力制御によって設定される減衰力配分率を満たし、かつ、ばね下制振制御側の要求をも満たす値を演算する。

[0079] ステップ S 19 では、上記各ステップにより設定された第 1 減衰係数 k がスカイフック制御により設定される S/A 姿勢減衰係数 k_2 より小さいか否かを判断し、小さいと判断された場合はスカイフック制御側の要求する減衰係数のほうが大きいためステップ S 20 に進んで k_2 を設定する。一方、 k が k_2 以上であると判断された場合はステップ S 21 に進んで k を設定する。

[0080] 上述のように、スポーツモードでは、原則としてばね下の共振を抑制するばね下制振制御を優先する。ただし、ドライバ入力制御側から要求される減衰力配分率は、車体姿勢と密接に関連し、特にロールモードによるドライバの視線変化との関連も深いことから、ドライバ入力制御側から要求された減衰係数そのものではなく、減衰力配分率の確保を最優先事項とする。また、減衰力配分率が保たれた状態で車体姿勢に姿勢変化をもたらす動きについてはスカイフック制御をセレクトハイで選択することで、安定した車体姿勢を維持することができる。

[0081] (コンフォードモードにおける調停)

図 20 は実施例 1 のコンフォートモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。

ステップ S 30 では、周波数感応減衰係数 k_3 がばね下制振減衰係数 k_4 より大きいと判断した場合はステップ S 32 に進んで周波数感応減衰係数 k_3 を設定する。一方、周波数感応減衰係数 k_3 がばね下制振減衰係数 k_4 以下であると判断した場合はステップ S 32 に進んで

ばね下制振減衰係数 k_4 を設定する。

[0082] 上述のように、コンフォートモードでは、基本的にばね下の共振を抑制するばね下共振制御を優先する。もともとばね上制振制御として周波数感応制御を行い、これにより路面状況に応じた最適な減衰係数を設定しているため、乗り心地を確保した制御を達成でき、ばね下がばたつくことによる接地感不足をばね下制振制御で回避することができる。尚、コンフォートモードにおいても、スタンダードモードと同様に、周波数スカラー量のブル比率に応じて減衰係数を切り替えるように構成してもよい。これにより、スーパーコンフォートモードとして更に乗り心地を確保することができる。

[0083] (ハイウェイモードにおける調停)

図 21 は実施例 1 のハイウェイモードにおける減衰係数調停処理を表すフローチャートである。尚、ステップ S 11 から S 18 までは、スポーツモードにおける調停処理と同じであるため、説明を省略する。

ステップ S 40 では、ステップ S 18 ままで調停された第 1 減衰係数 k_1 にスカイフック制御による S/A 姿勢減衰係数 k_2 を加算して出力する。

[0084] 上述のように、ハイウェイモードでは、調停された第 1 減衰係数 k_1 に S/A 姿勢減衰係数 k_2 を加算した値を用いて減衰係数を調停する。ここで、図を用いて作用を説明する。図 22 はうねり路面及び凹凸路面を走行する際の減衰係数変化を表すタイムチャートである。例えば高車速走行時にわずかな路面のうねり等の影響で車体がゆらゆらと動くような動きを抑制しようとした場合、スカイフック制御のみで達成しようとする、僅かな車輪速変動を検知する必要があることから、スカイフック制御ゲインをかなり高く設定する必要がある。この場合、ゆらゆらと動くような動きを抑制することはできるが、路面の凹凸などが発生した場合、制御ゲインが大き過ぎて過剰な減衰力制御を行うおそれがある。これにより、乗り心地の悪化や車体姿勢の悪化が懸念される。

[0085] これに対し、ハイウェイモードのように第 1 減衰係数 k_1 を常時設定しているため、ある程度の減衰力は常時確保されることになり、スカイフック制御

による減衰係数が小さくても車体がゆらゆらと動くような動きを抑制できる。また、スカイフック制御ゲインを上昇させる必要がないため、路面凹凸に対しても通常の制御ゲインにより適切に対処できる。加えて、第1減衰係数 k が設定された状態でスカイフック制御が行われるため、セミアクティブ制御領域内において、減衰係数制限とは異なり、減衰係数の減少工程の動作が可能となり、高速走行時において安定した車両姿勢を確保することができる。

[0086] (モード選択処理)

次に、上記各走行モードを選択するモード選択処理について説明する。図23は実施例1の減衰係数調停部において走行状態に基づくモード選択処理を表すフローチャートである。

ステップS50では、舵角センサ7の値に基づいて直進走行状態か否かを判断し、直進走行状態と判断された場合にはステップS51に進み、旋回状態と判断された場合にはステップS54に進む。

ステップS51では、車速センサ8の値に基づいて高車速状態を表す所定車速VSP1以上か否かを判断し、VSP1以上と判断された場合にはステップS52に進んでスタンダードモードを選択する。一方、VSP1未満と判断された場合にはステップS53に進んでコンフォートモードを選択する。

ステップS54では、車速センサ8の値に基づいて高車速状態を表す所定車速VSP1以上か否かを判断し、VSP1以上と判断された場合にはステップS55に進んでハイウェイモードを選択する。一方、VSP1未満と判断された場合にはステップS56に進んでスポーツモードを選択する。

[0087] すなわち、直進走行状態において、高車速走行する場合にはスタンダードモードを選択することで、スカイフック制御による車体姿勢の安定化を図り、かつ、ヒョコやブルといった高周波振動を抑制することで乗り心地を確保し、更に、ばね下の共振を抑制することができる。また、低車速走行する場合にはコンフォートモードを選択することで、ヒョコやブルといった振動の乗員への入力を極力抑えながら、ばね下の共振を抑制することができる。

[0088] 一方、旋回走行状態において、高車速走行する場合にはハイウェイモードを選択することで、減衰係数を加算した値によって制御されるため、基本的に高い減衰力が得られる。これにより、高車速であってもドライバ入力制御によって旋回時の車体姿勢を積極的に確保しつつ、ばね下共振を抑制することができる。また、低車速走行する場合にはスポーツモードを選択することで、ドライバ入力制御によって旋回時の車体姿勢を積極的に確保しつつ、スカイフック制御が適宜行われながら、ばね下共振を抑制することができ、安定した車両姿勢で走行できる。

[0089] 尚、モード選択処理については、実施例1では走行状態を検知して自動的に切り替える制御例を示したが、例えば運転者が操作可能な切換スイッチ等を設け、これにより走行モードを選択するように制御してもよい。これにより、運転者の走行意図に応じた乗り心地や旋回性能が得られる。

[0090] 以上説明したように、実施例1にあっては下記に列挙する作用効果を奏する。

(1) 減衰力を変更可能なS/A3 (減衰力可変ショックアブソーバ) と、ばね上の振動を抑制するばね上制振制御量を演算するばね上制振制御部33 (ばね上制振制御手段) と、ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算するばね下制振制御手段と、ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振減衰力制御量 (ばね下制振制御量) を演算するばね下制振制御部34 (ばね下制振制御手段) と、直進もしくは旋回を判定するステップS50 (走行状態判定手段) と、目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率 (S/A側ドライバ入力制御部31b参照) を演算するステップS11 (減衰力配分率演算手段) と、ステップS50にて直進と判定された場合は、ばね下制振制御量とばね上制振制御量とのうち、大きいほうの制御量に基づいてS/A3の減衰力を制御 (図19: ステップS11→S12→S13→S15→S19→S21等) し、ステップS50にて旋回と判定された場合は、ばね下制振減衰力制御量に基づいて減衰力配分率を維持するよう減衰係数 (減衰力制御量) を演算し、該演算された減衰力制御量と前記ばね上制振

制御量のうち大きいほうの制御量に基づいてS/A3の減衰力を制御（図19：ステップS11→S12→S16→S17→S19→S21等）する減衰力調停部35b，制御信号変換部35c（減衰力制御手段）と、を備えた。

[0091] すなわち、スポーツモードで説明したように、ばね下制振制御が要求する減衰力を優先することで、ばね下のばたつきを抑制することができ、接地感を向上しつつ安定した車体姿勢を維持することができる。

更に、旋回走行状態にあっては、4輪のドライバ入力減衰係数 k_1 がいずれも k_4 以上となる範囲で減衰力配分率を満たす減衰係数を第1減衰係数 k として演算する。言い換えると、ドライバ入力制御によって設定される減衰力配分率を満たし、かつ、ばね下制振制御側の要求をも満たす値を演算する。よって、旋回走行状態において、安定した車体姿勢を維持しつつばね下の制振制御も達成することができる。

[0092] （2）減衰力調停部35bは、ドライバ入力減衰係数 k_1 （減衰力制御量）が最大値 $\max$ （予め設定された所定値）より大きいときは、最大値 $\max$ に基づいて減衰力配分率を維持するよう減衰係数 k を演算する（図19：S11→S12→S16→S17→S19）。

具体的には、スポーツモードにおけるステップS17に示すように、4輪のドライバ入力減衰係数 k_1 の最大値がばね下制振減衰係数 k_4 となり、かつ、減衰力配分率を満たす減衰係数を第1減衰係数 k として演算する。言い換えると、減衰力配分率を満たしつつ減衰係数が最も高くなる値を演算する。

ドライバ入力制御側から要求される減衰力配分率は、車体姿勢と密接に関連し、特にロールモードによるドライバの視線変化との関連も深いことから、旋回走行状態にあっては、ドライバ入力制御側から要求された減衰係数そのものではなく、減衰力配分率の確保を最優先事項とし、減衰力配分率が保たれた状態で車体姿勢を制御することで、安定した車体姿勢を維持することができる。

[0093] (3) ばね上制振制御部 33 は、スカイフック制御を行う。このとき、S/A 姿勢制御量に減衰力配分率を考慮した減衰力が加算されるため、スカイフックゲインが過剰となることなく、路面凹凸に対しても通常の制御ゲインにより適切に対処できる。加えて、減衰力配分率を考慮した減衰力が設定された状態でスカイフック制御が行われるため、安定した車両姿勢を確保することができる。

[0094] (4) ばね上制振制御部 33 は、車輪速の変化に基づいてばね上制振制御量を演算する。

これにより、ばね上上下加速度センサや、ストロークセンサといった高価なセンサを備える必要がなく、一般的にどの車両にも搭載されている車輪速センサ 5 から全ての状態を推定することで、部品点数の削減及びコストの削減を図ることができ、車両搭載性を向上できる。

[0095] (5) ばね下制振制御部 34 は、車輪速の変化に基づいてばね下制振制御量を演算する。

これにより、ばね上上下加速度センサや、ストロークセンサといった高価なセンサを備える必要がなく、一般的にどの車両にも搭載されている車輪速センサ 5 から全ての状態を推定することで、部品点数の削減及びコストの削減を図ることができ、車両搭載性を向上できる。

[0096] (6) ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算し、ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算し、直進もしくは旋回を判定し、目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率を演算し、直進と判定された場合は、前記ばね下制振制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて減衰力制御量を演算する一方、旋回と判定された場合は、前記ばね下制振制御量に基づいて前記減衰力配分率を維持するよう前記減衰力制御量を演算し、該演算された減衰力制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて減衰力制御量を演算する S/A コントローラ 3a (コントローラ) と、減衰力制御量に応じた減衰力を発生する S/A 3 と、を備える。

よって、ばね下のばたつきを抑制することができ、接地感を向上しつつ安定した車体姿勢を維持することができる。更に、旋回走行状態にあっては、減衰力配分率を満たし、かつ、ばね下制振制御側の要求をも満たす値を演算するため、旋回走行状態において、安定した車体姿勢を維持しつつばね下の制振制御も達成することができる。

[0097] (7) S/Aコントローラ3aが、ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算し、ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算し、直進もしくは旋回を判定し、目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率を演算し、直進と判定された場合は、前記ばね下制振制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいてS/A3の減衰力を制御する一方、旋回と判定された場合は、前記ばね下制振制御量に基づいて前記減衰力配分率を維持するよう前記減衰力制御量を演算し、該演算された減衰力制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいてS/A3の減衰力を制御する。

よって、ばね下のばたつきを抑制することができ、接地感を向上しつつ安定した車体姿勢を維持することができる。更に、旋回走行状態にあっては、減衰力配分率を満たし、かつ、ばね下制振制御側の要求をも満たす値を演算するため、旋回走行状態において、安定した車体姿勢を維持しつつばね下の制振制御も達成することができる。

請求の範囲

[請求項1]

減衰力を変更可能な減衰力可変ショックアブソーバと、
ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算するばね上制振制御手段と、
ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算するばね下制振制御手段と、
直進もしくは旋回を判定する走行状態判定手段と、
目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率を演算する減衰力配分率演算手段と、
前記走行状態判定手段により直進と判定された場合は、前記ばね下制振制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて前記減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御し、前記走行状態判定手段により旋回と判定された場合は、前記ばね下制振制御量に基づいて前記減衰力配分率を維持するよう前記減衰力制御量を演算し、該演算された減衰力制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて前記減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御する減衰力制御手段と、
を備えたことを特徴とする車両の制御装置。

[請求項2]

請求項1に記載の車両の制御装置において、
前記減衰力制御手段は、前記ばね下制振制御量が予め設定された所定値以上のときは、前記所定値に基づいて前記減衰力配分率を維持するよう前記減衰力制御量を演算することを特徴とする車両の制御装置。

[請求項3]

請求項1または2に記載の車両の制御装置において、
前記ばね上制振制御手段は、スカイフック制御を行うことを特徴とする車両の制御装置。

[請求項4]

請求項1ないし3いずれか一つに記載の車両の制御装置において、
前記ばね上制振制御手段は、車輪速の変化に基づいてばね上制振制

御量を演算することを特徴とする車両の制御装置。

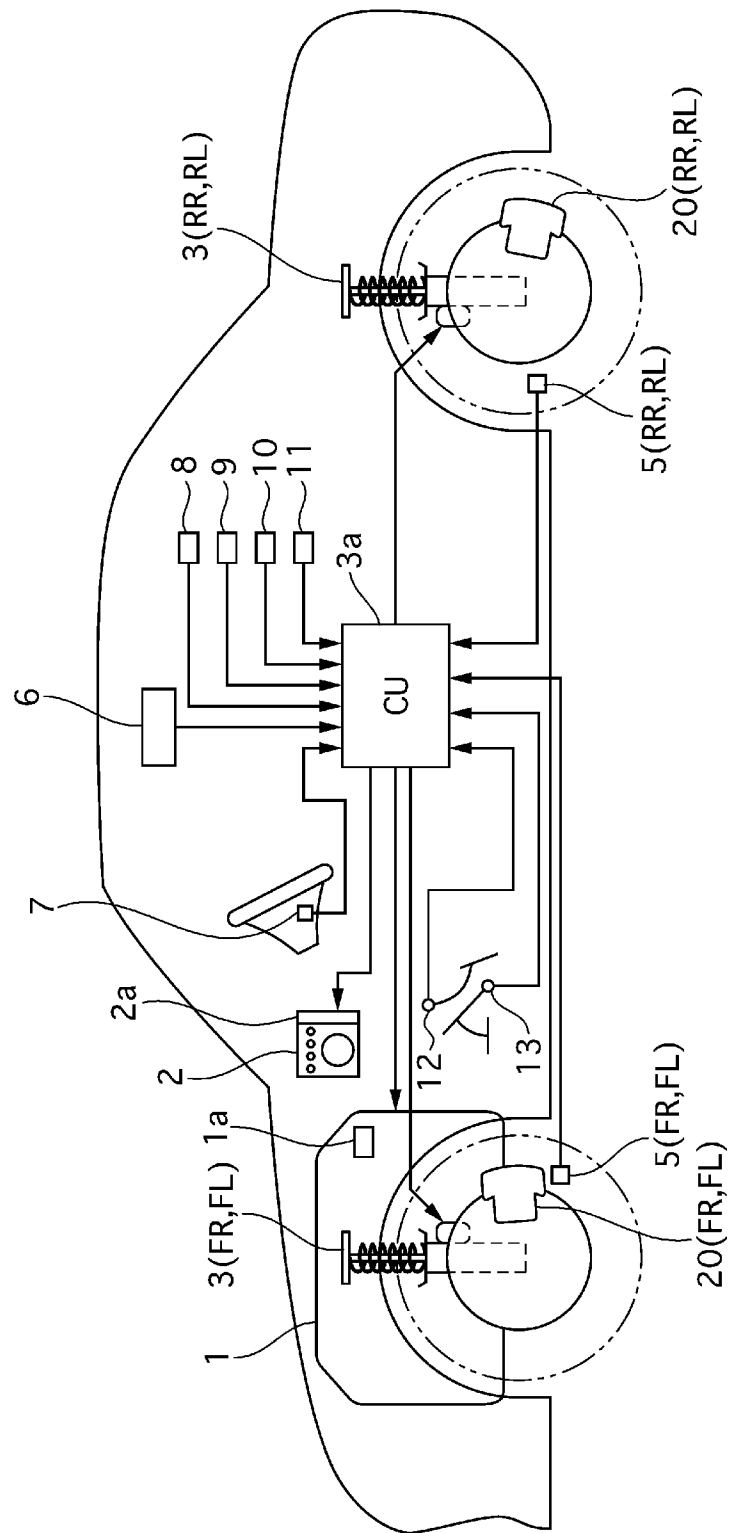
[請求項5] 請求項1ないし4いずれか一つに記載の車両の制御装置において、
前記ばね下制振制御手段は、車輪速の変化に基づいてばね下制振制御量を演算することを特徴とする車両の制御装置。

[請求項6] ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算し、
ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算し、直進もしくは旋回を判定し、目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率を演算し、直進と判定された場合は、前記ばね下制振制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて減衰力制御量を演算する一方、旋回と判定された場合は、前記ばね下制振制御量に基づいて前記減衰力配分率を維持するよう前記減衰力制御量を演算し、該演算された減衰力制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて減衰力制御量を演算するコントローラと、
減衰力制御量に応じた減衰力を発生する減衰力可変ショックアブソーバと、

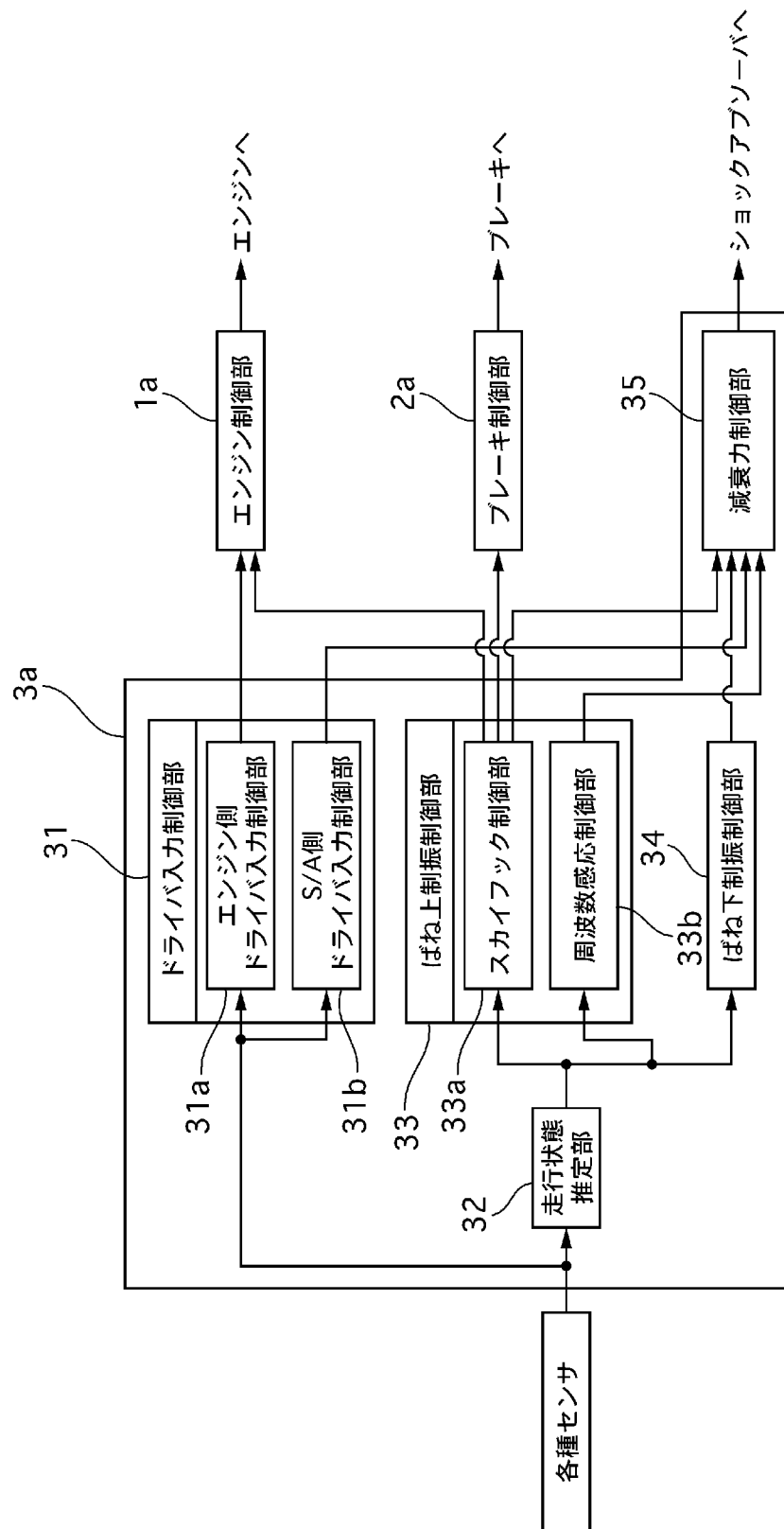
を備える車両の制御装置。

[請求項7] コントローラが、
ばね上の振動を抑制する減衰力であるばね上制振制御量を演算し、
ばね下の振動を抑制する減衰力であるばね下制振制御量を演算し、
直進もしくは旋回を判定し、
目標姿勢に対応する各輪の減衰力配分率を演算し、
直進と判定された場合は、前記ばね下制振制御量と前記ばね上制振制御量とのうち、大きいほうの制御量に基づいて減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御する一方、旋回と判定された場合は、前記ばね下制振制御量に基づいて前記減衰力配分率を維持するよう前記減衰力制御量を演算し、該演算された減衰力制御量と前記ばね上制振制御量とのうち大きいほうの制御量に基づいて減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を制御することを特徴とする車両の制御方法。

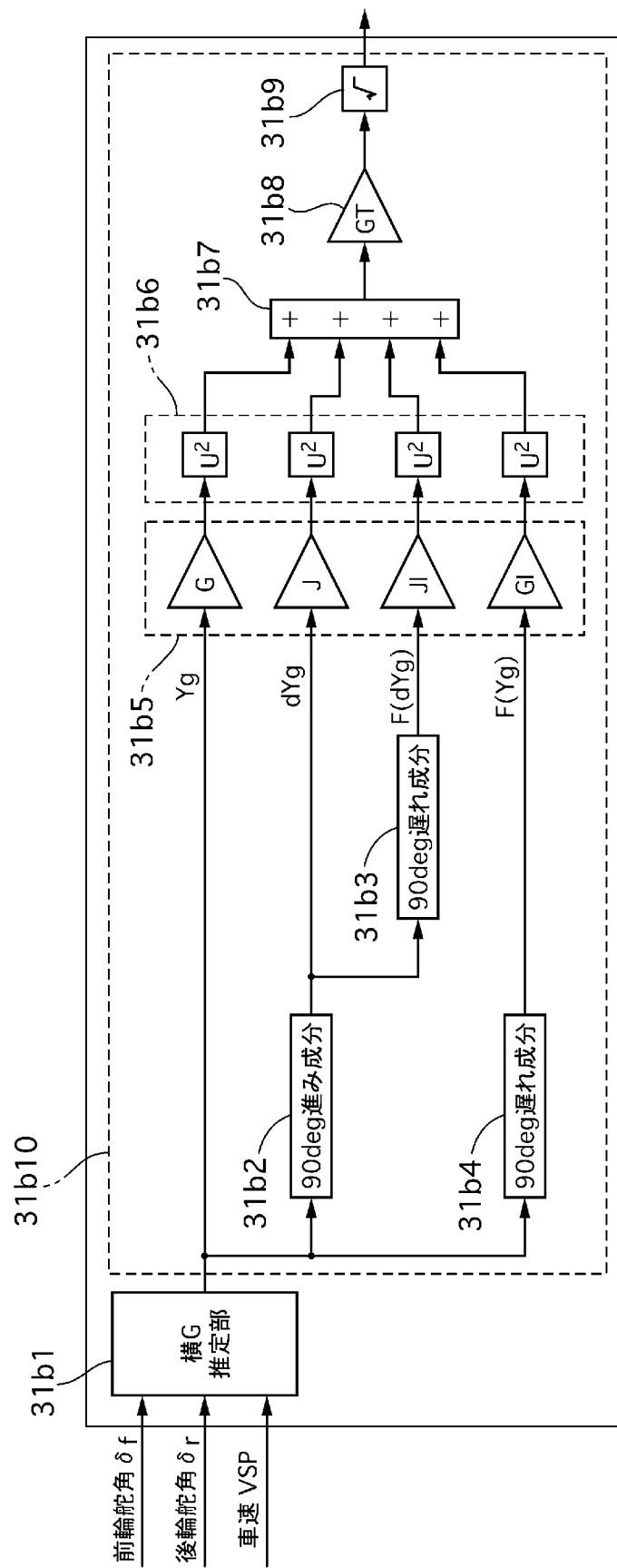
[図1]



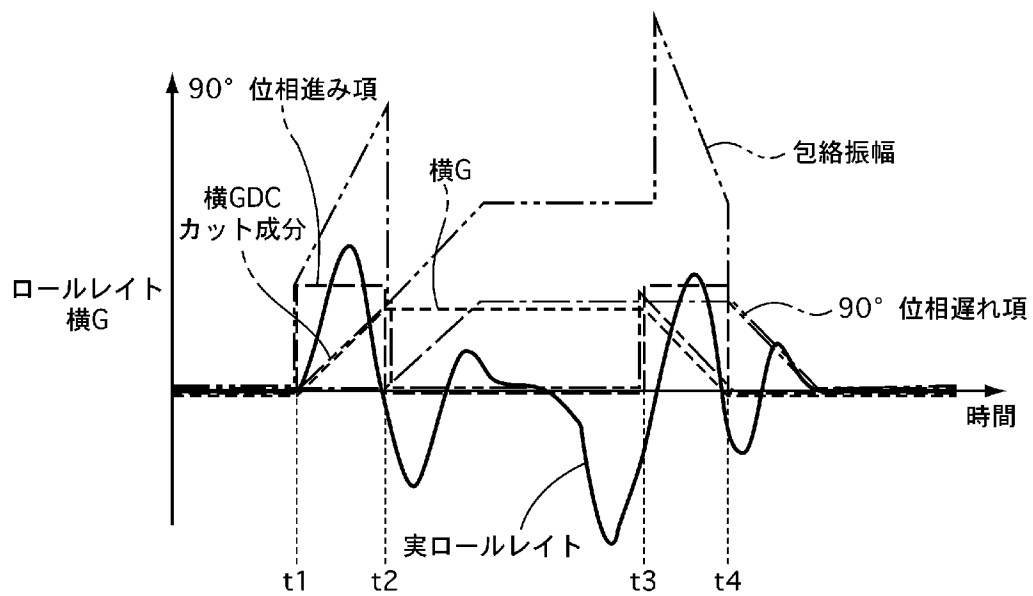
[図2]



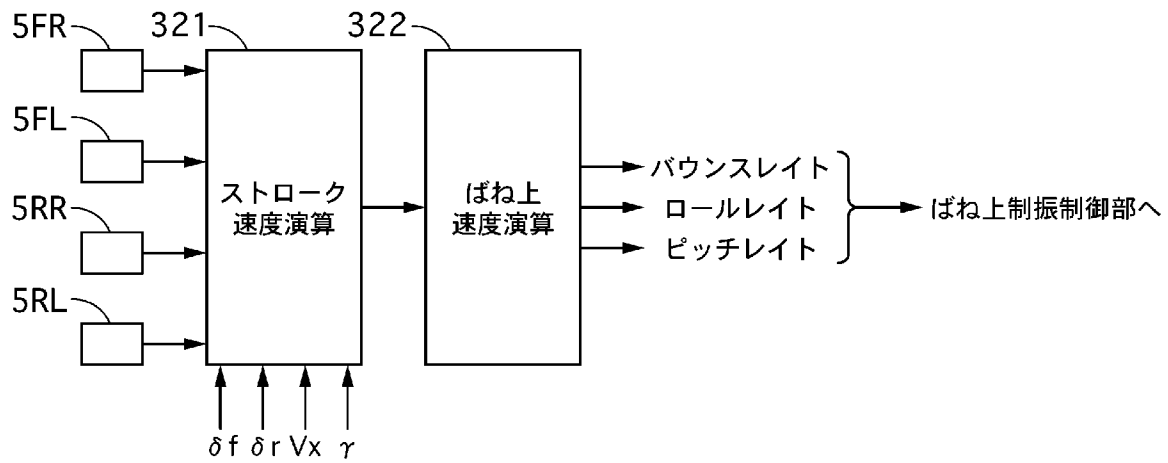
[図3]



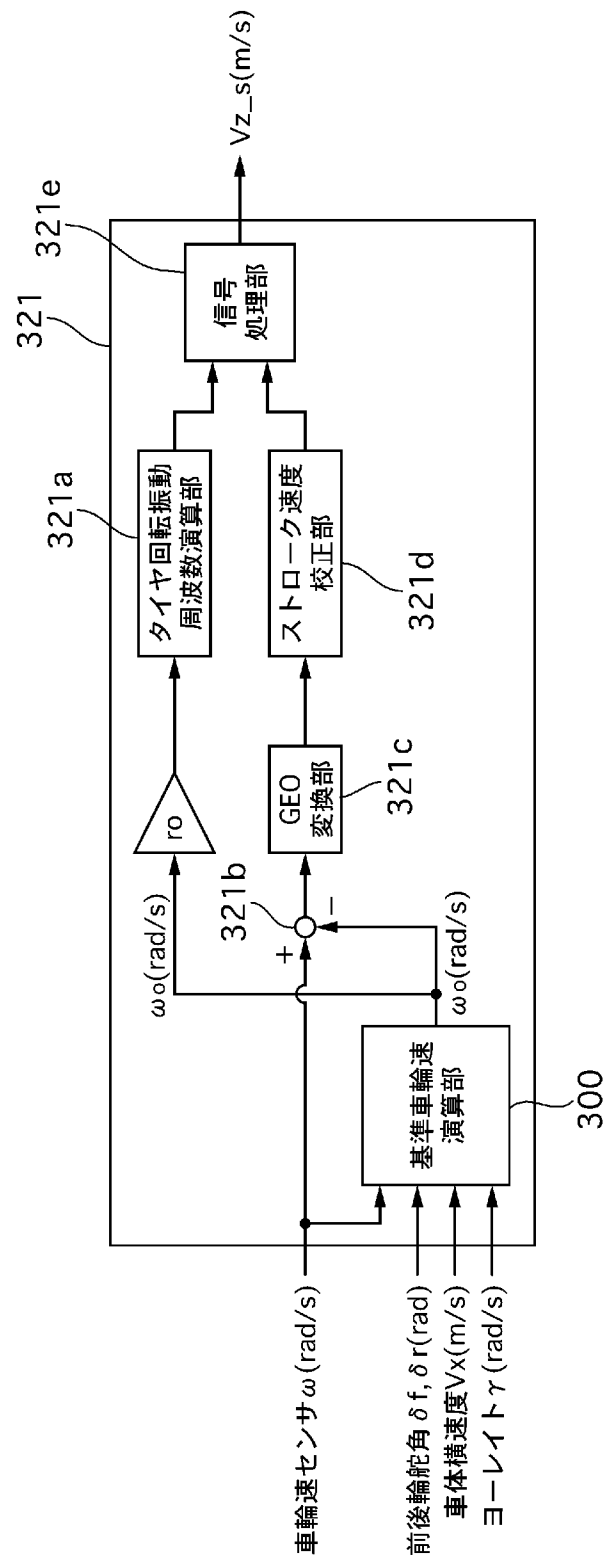
[図4]



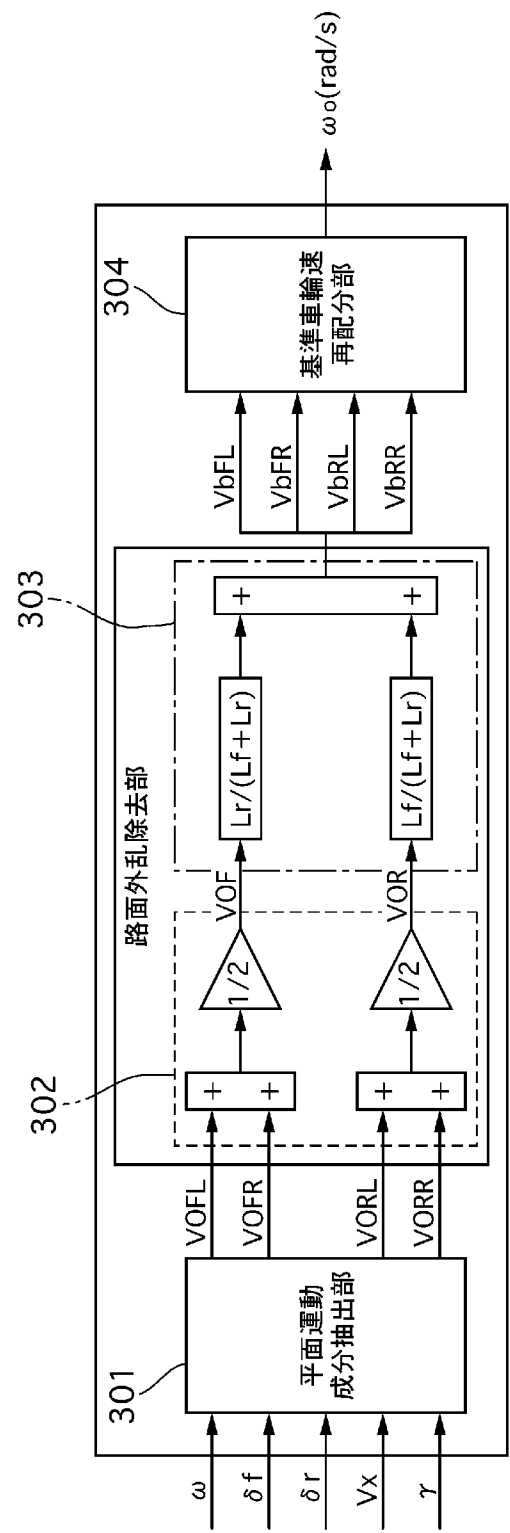
[図5]



[図6]

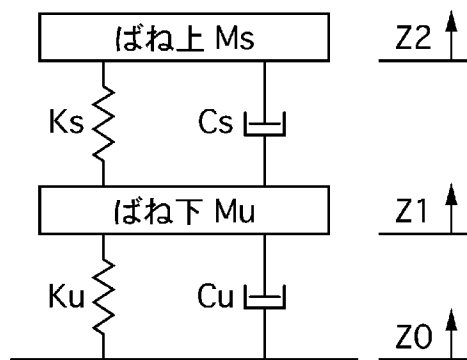


[図7]

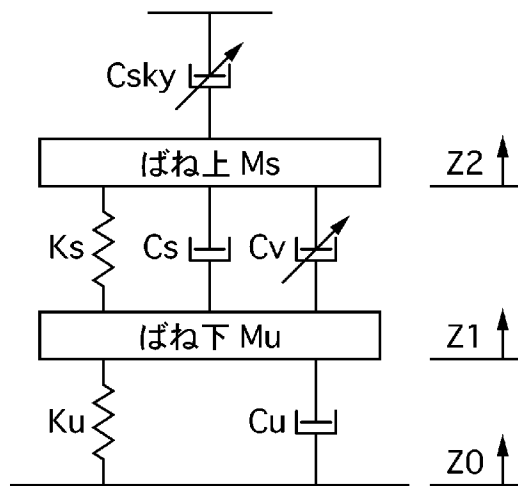


[図8]

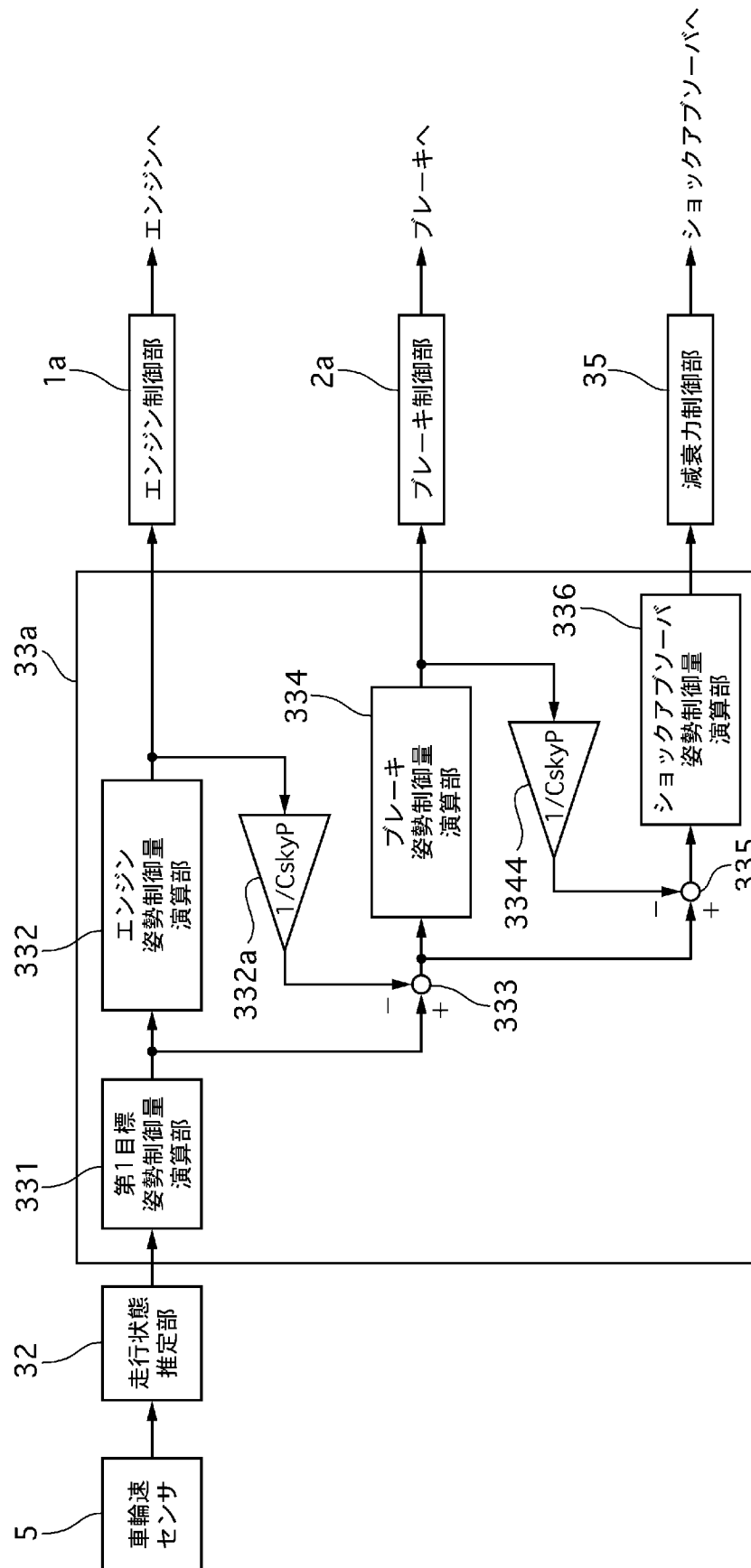
(a)



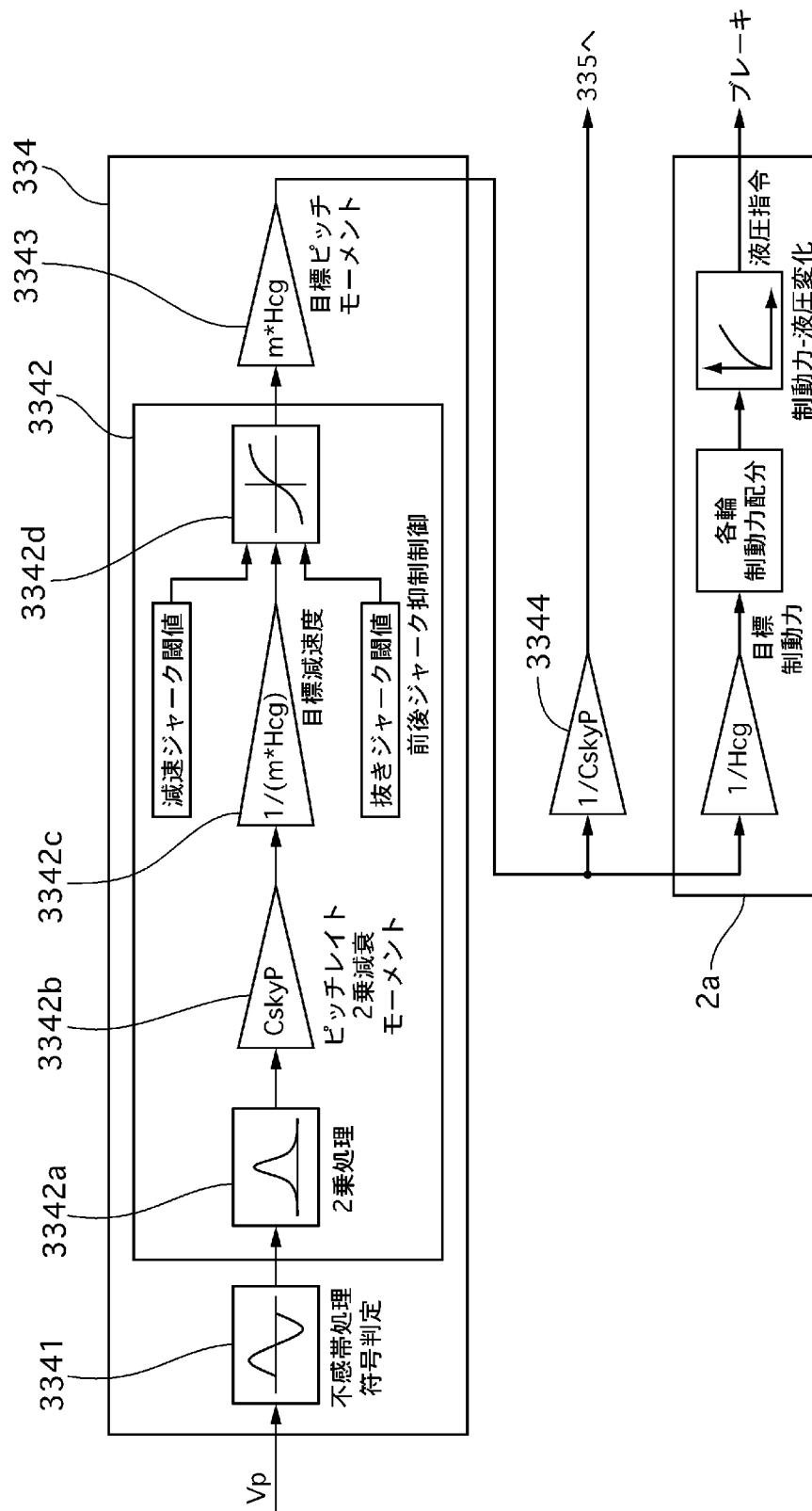
(b)



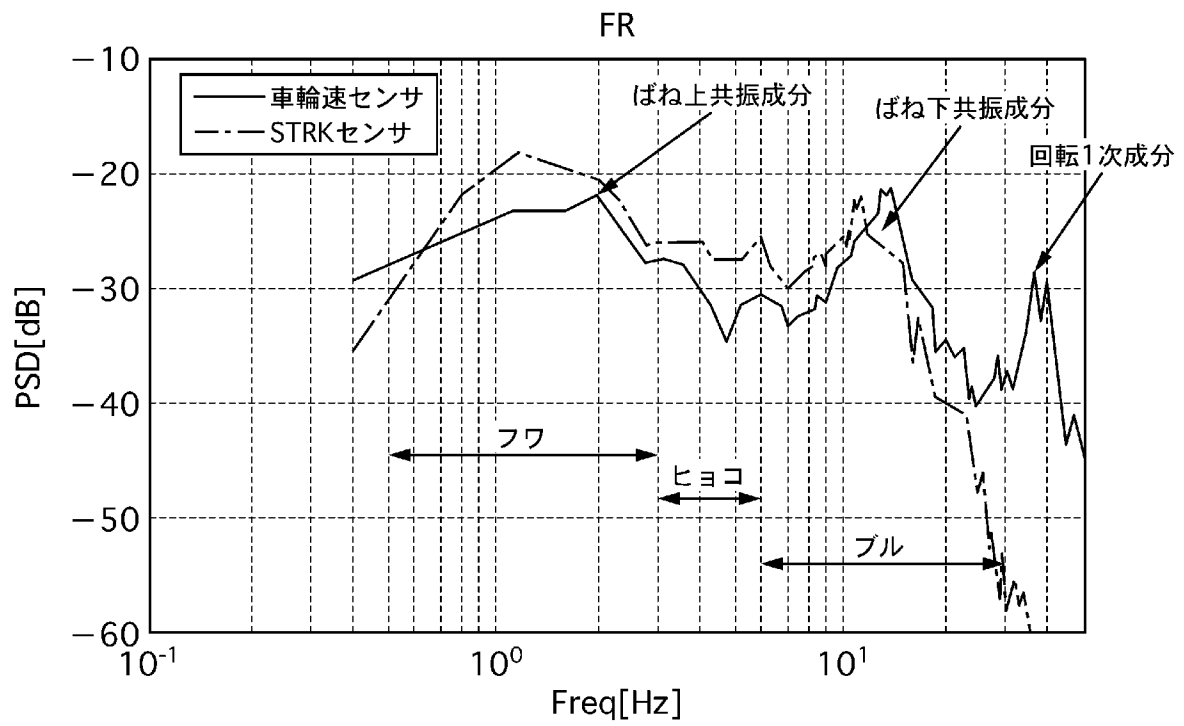
[図9]



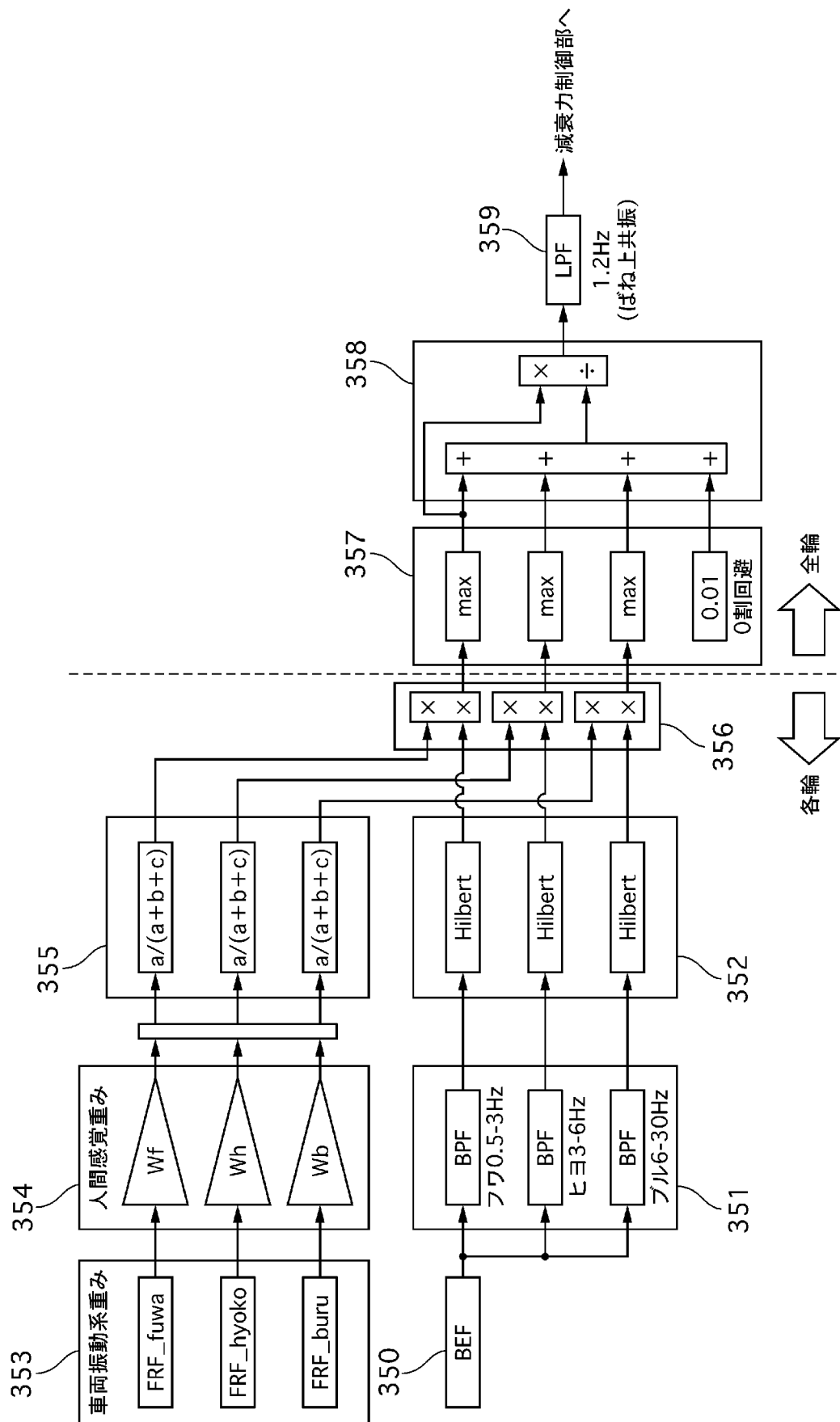
[図10]



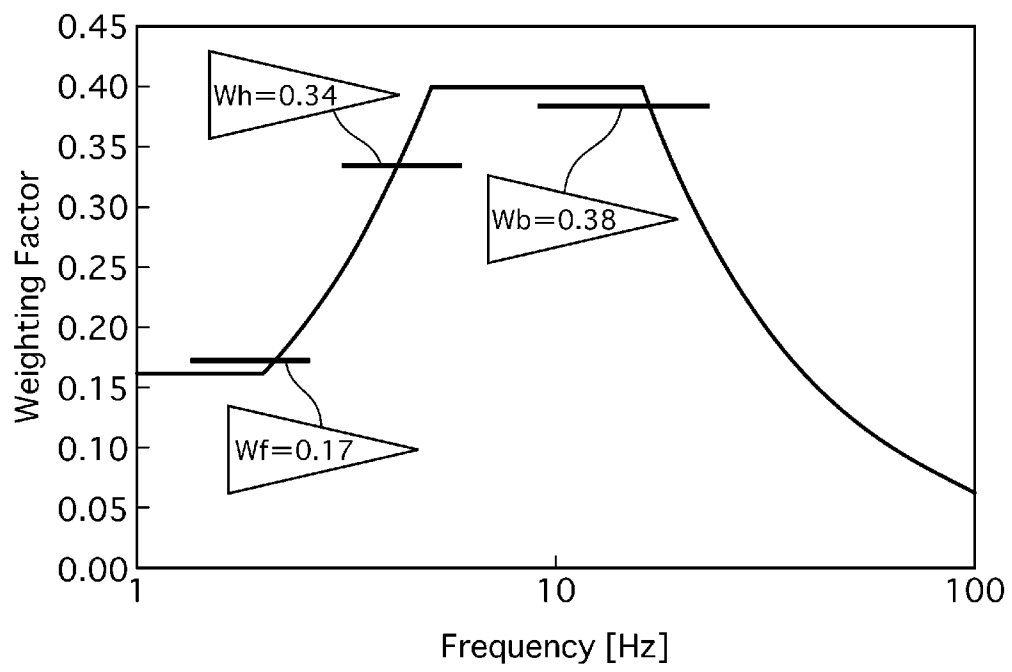
[図11]



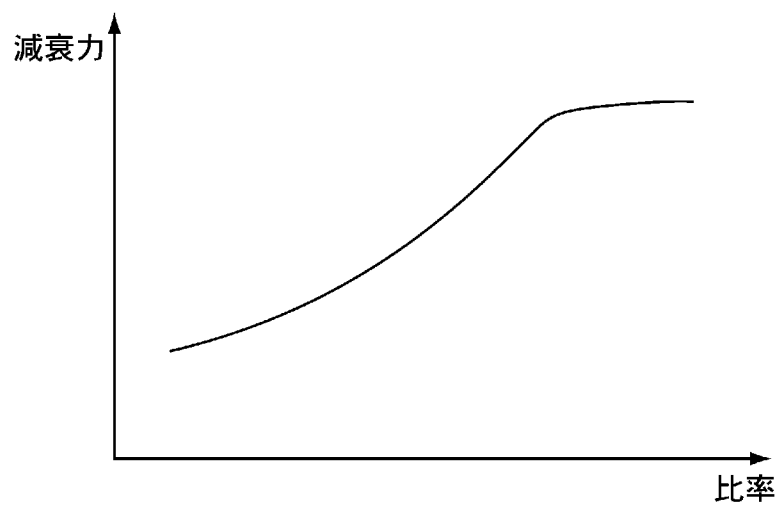
[図12]



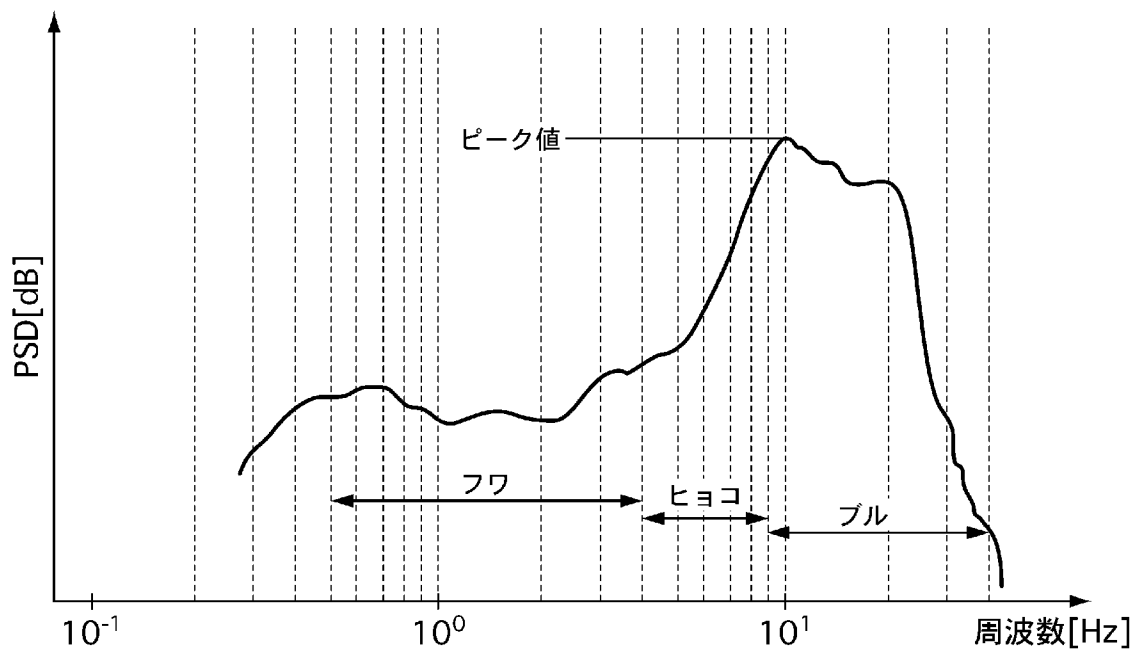
[図13]



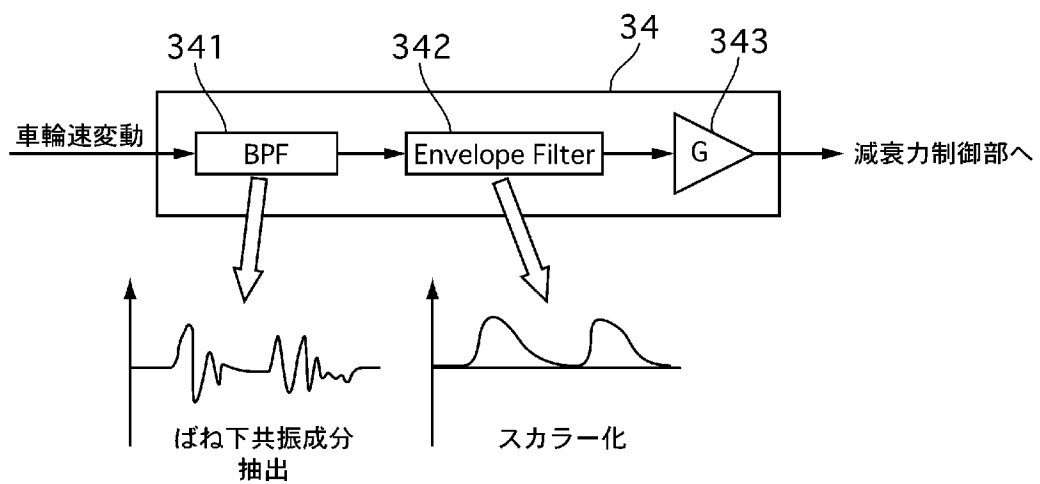
[図14]



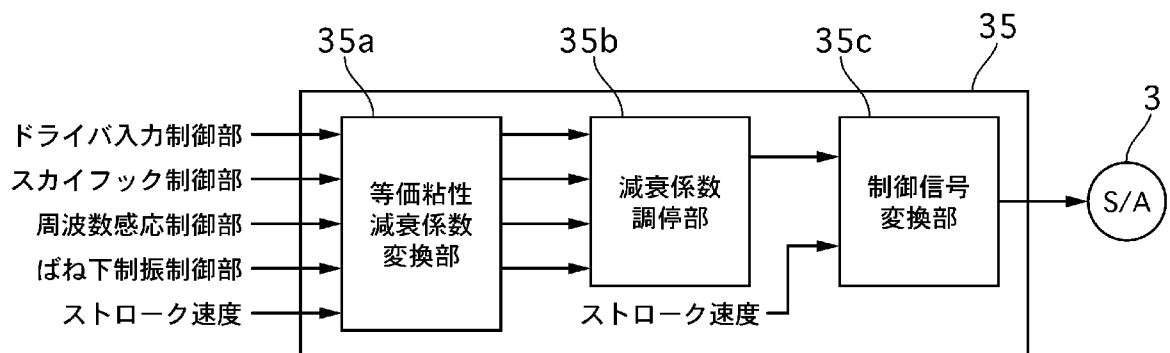
[図15]



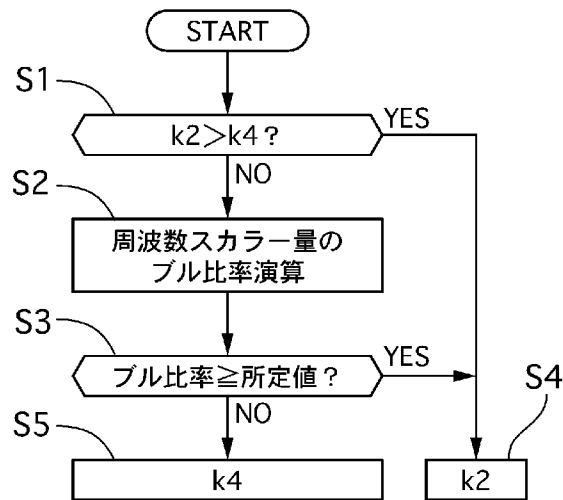
[図16]



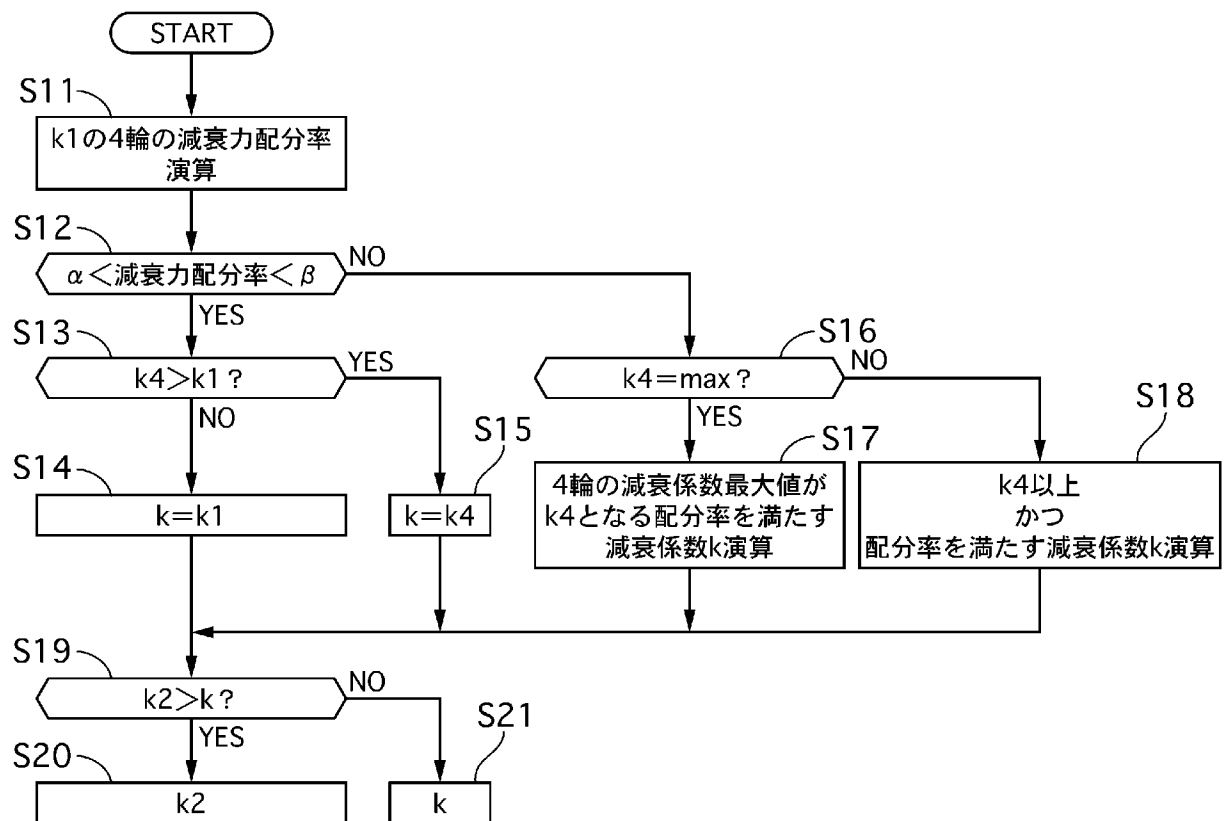
[図17]



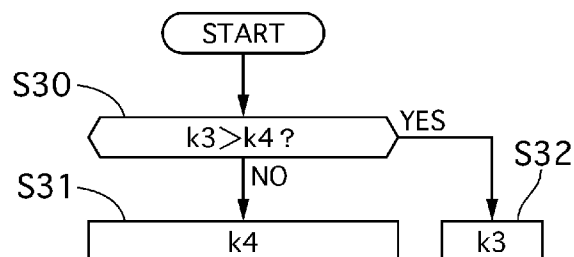
[図18]



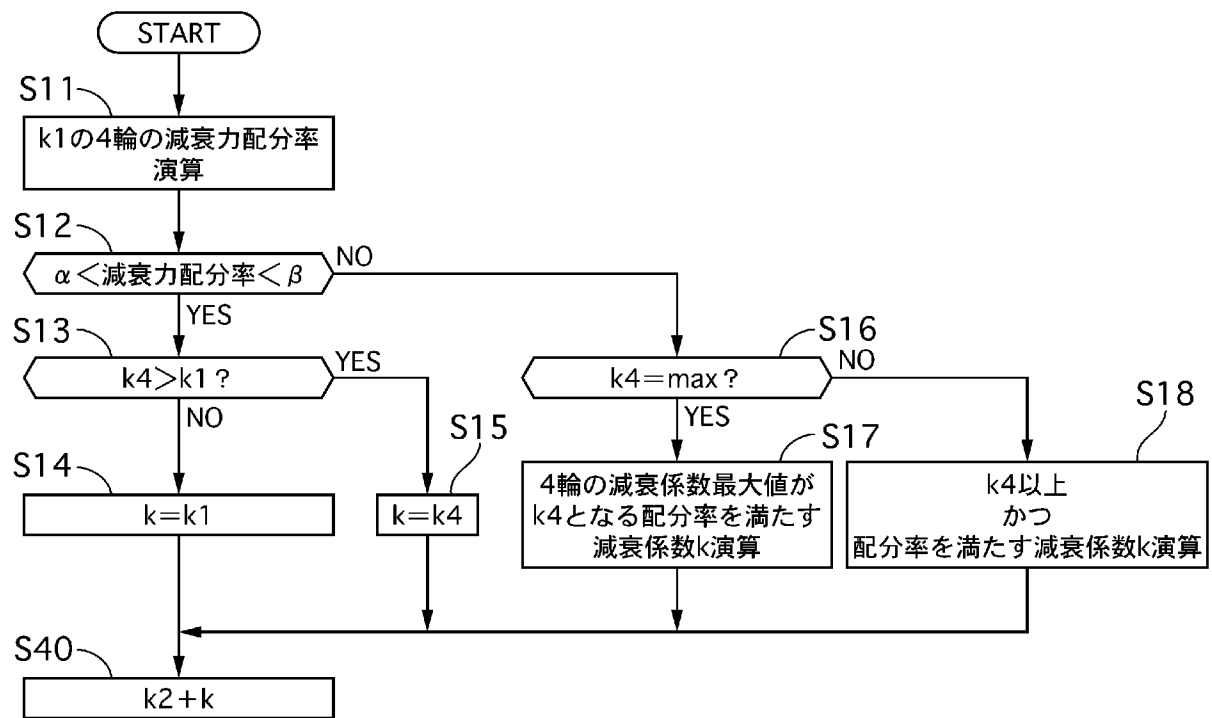
[図19]



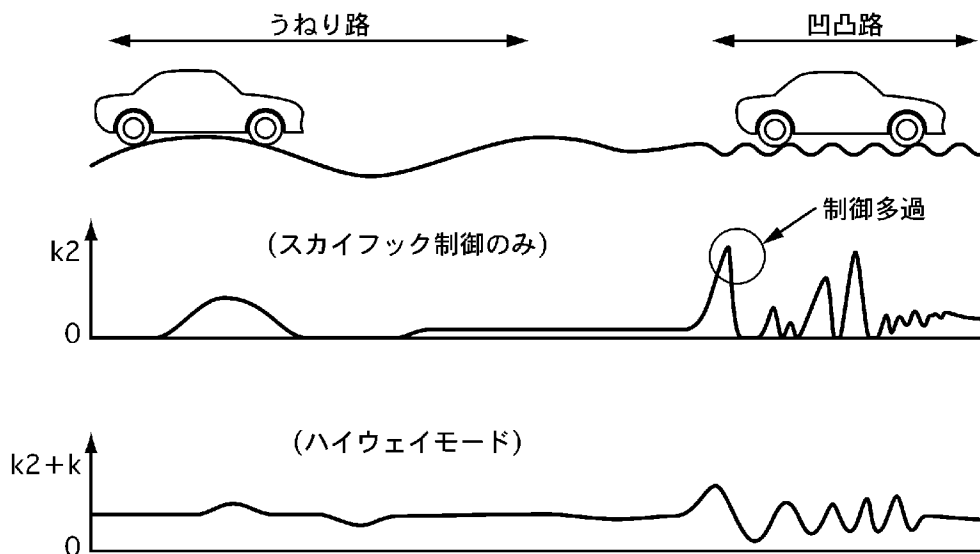
[図20]



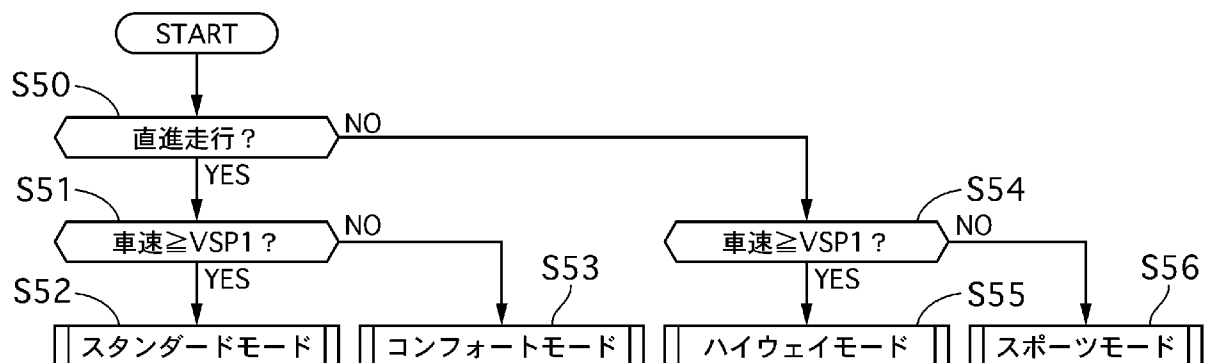
[図21]



[図22]



[図23]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/051178

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60G17/015(2006.01) i, B60G17/016(2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B60G17/015, B60G17/016

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho 1922-1996 Jitsuyo Shinan Toroku Koho 1996-2013

Kokai Jitsuyo Shinan Koho 1971-2013 Toroku Jitsuyo Shinan Koho 1994-2013

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2009-214715 A (Honda Motor Co., Ltd.), 24 September 2009 (24.09.2009), claims; paragraphs [0016] to [0020] (Family: none)	1-3, 6-7
A	JP 5-319069 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 03 December 1993 (03.12.1993), paragraphs [0040] to [0042], [0044] (Family: none)	1, 6-7
A	JP 2009-35220 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 19 February 2009 (19.02.2009), claims (Family: none)	1, 6-7



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

03 April, 2013 (03.04.13)

Date of mailing of the international search report

16 April, 2013 (16.04.13)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/051178

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 5-229328 A (Nippondenso Co., Ltd.), 07 September 1993 (07.09.1993), fig. 5 & US 5444621 A & DE 4219012 A1	1, 6-7
A	JP 11-20443 A (Mitsubishi Motors Corp.), 26 January 1999 (26.01.1999), fig. 1; paragraphs [0026] to [0031] (Family: none)	4-5
A	JP 8-240240 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 17 September 1996 (17.09.1996), entire text; all drawings (Family: none)	1-7

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））
Int.Cl. B60G17/015(2006.01)i, B60G17/016(2006.01)i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. B60G17/015, B60G17/016

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1 9 2 2 - 1 9 9 6 年
日本国公開実用新案公報	1 9 7 1 - 2 0 1 3 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 3 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 3 年

国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2009-214715 A（本田技研工業株式会社）2009.09.24, 【特許請求の範囲】, 段落【0016】－【0020】（ファミリーなし）	1－3, 6－7
A	JP 5-319069 A（日産自動車株式会社）1993.12.03, 段落【0040】－【0042】, 【0044】（ファミリーなし）	1, 6－7
A	JP 2009-35220 A（日産自動車株式会社）2009.02.19, 【特許請求の範囲】（ファミリーなし）	1, 6－7

☒ C 欄の続きにも文献が列挙されている。

☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー	の日の後に公表された文献
「A」特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの	「T」国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「E」国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの	「X」特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「L」優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献（理由を付す）	「Y」特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献	「&」同一パテントファミリー文献
「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願	

国際調査を完了した日
0 3 . 0 4 . 2 0 1 3

国際調査報告の発送日
1 6 . 0 4 . 2 0 1 3

国際調査機関の名称及びあて先
日本国特許庁（I S A / J P）
郵便番号100-8915
東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）	3 Q	3 3 3 0
岡▲さき▼ 潤		
電話番号 03-3581-1101 内線 3381		

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 5-229328 A (日本電装株式会社) 1993. 09. 07, 【図 5】 & US 5444621 A & DE 4219012 A1	1, 6 - 7
A	JP 11-20443 A (三菱自動車工業株式会社) 1999. 01. 26, 【図 1】, 段落【0026】 - 【0031】 (ファミリーなし)	4 - 5
A	JP 8-240240 A (日産自動車株式会社) 1996. 09. 17, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1 - 7