

(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11月21日(21.11.2013)



(10) 国際公開番号
WO 2013/172123 A1

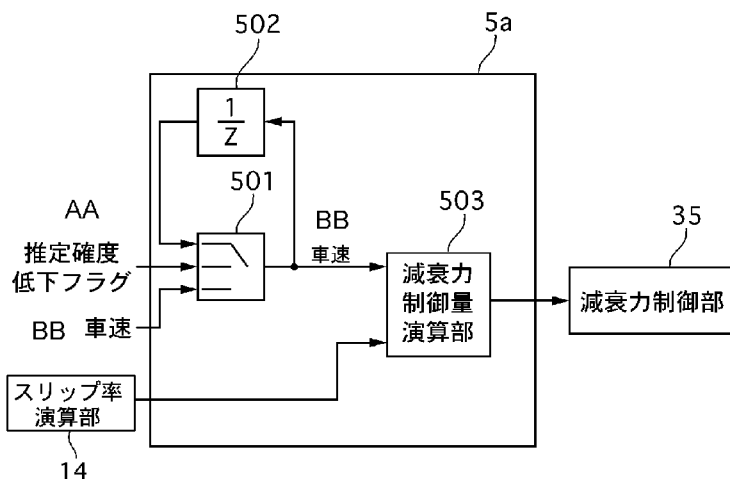
- (51) 国際特許分類:
B60G 17/015 (2006.01) B60G 17/0195 (2006.01)
B60G 17/018 (2006.01)
- (74) 代理人: 綾田 正道(Ayata Masamichi); 〒2120014
神奈川県川崎市幸区大宮町2-2-2 ロイヤル
シャトー川崎203 Kanagawa (JP).
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2013/060586
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保
護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA,
BB, BG, BH, BN, BR, 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.
- (22) 国際出願日: 2013年4月8日(08.04.2013)
- (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 2012-110704 2012年5月14日(14.05.2012) JP
- (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).
- (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).
縄野 昌明(NAWANO Masaaki); 〒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).

[続葉有]

(54) Title: VEHICLE CONTROL DEVICE, 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

[図25]



(57) Abstract: The present invention in-
creases the damping force control
amount the higher the wheel slip degree
is when deterioration in the stroke speed
estimation accuracy was detected.

(57) 要約: ストローク速度の推
定確度の低下が検知された場
合、車輪の滑り度合いが高いほ
ど減衰力制御量を大きくする。

- 14 Slip rate computation unit
- 35 Damping force control unit
- 503 Damping force control amount computation unit
- AA Estimation accuracy deterioration flag
- BB Vehicle speed

WO 2013/172123 A1

添付公開書類:

- 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

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及び制御方法に関する。

背景技術

[0002] 特許文献1には、車輪速の所定周波数領域における変動からストローク速度を推定し、ストローク速度に応じて減衰力可変ショックアブソーバの減衰力を変更してばね上挙動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2009-241813号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 上記従来技術にあつては、ストローク速度の推定確度が低下すると状態推定が困難となるため、制御性の悪化が懸念される。制御性悪化によつてばね上挙動に乱れが生じると、タイヤの接地荷重が変動する。このとき、車輪の滑り度合いが高いほど、タイヤの摩擦円が小さくなるため、タイヤのグリップ力が限界値を超えて旋回挙動の安定性が低下するという問題があつた。

本発明は、上記問題に着目してなされたもので、ストローク速度の推定確度が低下した場合であっても、旋回挙動の安定性を確保できる車両の制御装置及び制御方法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

[0005] 上記目的を達成するため、本発明の車両の制御装置では、ストローク速度の推定確度の低下が検知された場合、車輪の滑り度合いが高いほど減衰力制御量を大きくすることとした。

発明の効果

[0006] よって、滑り度合いが高いほどタイヤの接地荷重変動を小さくしてタイヤのグリップ力が限界値を超えるのを抑制できるため、ストローク速度の推定確度が低下した場合であっても、旋回挙動の安定性を確保できる。

図面の簡単な説明

- [0007] [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の車輪速フィードバック制御系の構成を表す概念図である。
- [図4]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5]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6]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7]車体振動モデルを表す概略図である。
- [図8]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9]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10]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11]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12]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13]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14]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15]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。

[図24]実施例2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25]実施例1の推定確度低下検知時制御部の構成を表す制御ブロック図である。

[図26]実施例1の減衰力制御量減算部における減衰力制御量の設定方法を表す説明図である。

符号の説明

[0008] 3 減衰力可変ショックアブソーバ

3 a S/Aコントローラ

4 a 推定確度低下検知部

5 車輪速センサ

5 a 推定確度低下検知時制御部

14 スリップ率演算部

321 ストローク速度演算部

発明を実施するための形態

[0009] [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。

[0010] 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）2a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。

[0011] S/A3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/A3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。

[0012] 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。

[0013] 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、ヨーレー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、必要に応じてエンジンコントローラ1 a、ブレーキコントローラ2 a及びS/Aコントローラ3 a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、個別にヨーレート、前後加速度及び横加速度を検出する構成としてもよい。

[0014] （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っては、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/A3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/A3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/A3によって全ての制御を広い範囲で行う場合、S/A3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/A3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。

[0015] そこで、実施例1の車両の制御装置にあっては、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による制御を並行して行うことで、S/A3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/A3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。

[0016] 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、それぞれのコントローラにおいて、車輪速フィードバック制御系を構成している。尚、それぞれのコントローラとは別に、後述する各走行状態推定部（第1走行状態推定部100、第2走行状態推定部200、第3走行状態推定部32）の状態推定の確からしさである推定確度の低下を検知する推定確度低下検知部4aと、推定確度の低下を検知したときに適切な制御状態に遷移させる推定確度低下検知時制御部5aと、を有する。これら推定確度低下検知部4a及び推定確度低下検知時制御部5aの詳細については後述する。

ここで、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、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。実施例1において3つのコントローラを備えた構成としたのは、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] (エンジンコントローラの構成)

エンジンコントローラ 1 a は、主に車輪速センサ 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 101a 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推定する第 1 走行状態推定部 100 と、エンジントルク指令であるエンジン姿勢制御量を演算するエンジン姿勢制御部 101 と、演算されたエンジン姿勢制御量に基づいてエンジン 1 の運転状態を制御するエンジン制御部 102 とを有する。尚、第 1 走行状態推定部 100 の推定処理内容については後述する。

エンジン姿勢制御部 101 は、スカイフック制御によりバウンス運動及びピッチ運動を抑制するばね上制御量を演算するばね上制振制御部 101a と、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を演算する接地荷重制御部 101b と、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するエンジン側ドライバ入力制御部 101c とを有する。エンジン姿勢制御部 101 は、これら各制御部により演算された制御量が最小となるエンジン姿勢制御量を最適制御 (LQR) により演算し、エンジン制御部 102 に対して最終的なエンジン姿勢制御量を出力する。このように、エンジン 1 によってバウンス運動及びピッチ運動を抑制することで、S/A 3 では、減衰力制御量を低減できるため、高周波振動の悪化を回避できる。また、S/A 3 はロール運動の抑制に注力できるため、効果的にロール運動を抑制することができる。

[0018] (ブレーキコントローラの構成)

ブレーキコントローラ 2 a は、車輪速センサ 5 により検出された車輪速に基づいて、各輪のストローク速度及びピッチレイト等を推定する第 2 走行状態推定部 200 と、推定されたストローク速度及びピッチレイトに基づいてスカイフック制御に基づくブレーキ姿勢制御量を演算するスカイフック制御部 201 (詳細については後述する。) と、演算されたブレーキ姿勢制御量に基づいてブレーキ 20 の制動トルクを制御するブレーキ制御部 202 とを有する。尚、実施例 1 では、第 1 走行状態推定部 100 及び第 2 走行状態推定部 200 における推定処理として同じ推定処理を採用しているが、車輪速から推定する処理で

あれば他の推定処理を用いてもよい。このように、ブレーキ20によってピッチ運動を抑制することで、S/A3では、減衰力制御量を低減できるため、高周波振動の悪化を回避できる。また、S/A3はロール運動の抑制に注力できるため、効果的にロール運動を抑制することができる。

[0019] (S/Aコントローラの構成)

S/Aコントローラ3a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（主に車輪速センサ5の車輪速センサ値）に基づいて走行状態を推定する第3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。尚、実施例1では、第1走行状態推定部100、第2走行状態推定部200及び第3走行状態推定部32における推定処理として同じ推定処理を採用しているが、車輪速から推定する処理であれば他の推定処理を用いてもよく特に限定しない。

[0020] ここで、実施例1では、全てのアクチュエータにおいて車輪速センサ5を用いたフィードバック制御系を構成することとした。図3は実施例1の車輪速フィードバック制御系の構成を表す概念図である。エンジン1、ブレーキ20及びS/A3は、それぞれ個別にエンジンフィードバック制御系、ブレーキフィードバック制御系、S/Aフィードバック制御系を構成している。このとき、それぞれのアクチュエータが相互に作動状態を監視することなく個別に作動した場合、制御干渉が問題となる。しかし、各アクチュエータの制御による影響は、それぞれ車輪速変動として出現するため、車輪速フィードバック制御系を構成することで、結果として各アクチュエータの影響を相

互に監視することとなり、制御干渉を回避するものである。例えば、エンジン1によってあるばね上振動が抑制されると、それに伴う車輪速変動が生じる。他のアクチュエータは、エンジン1において行われた制御内容について感知していなくても、その影響が反映された車輪速に基づいてブレーキ20やS/A3が制御を行うことになる。すなわち、車輪速という共通の値を用いてフィードバック制御系を構成しているため、制御的に相互監視を働かせることなく個別に制御したとしても、結果的に相互に監視した上での制御（以下、この制御を協調制御と記載する。）が行われ、車両姿勢を安定化方向に収束できるのである。以下、各フィードバック制御系について順次説明する。

[0021] （走行状態推定部について）

まず、各フィードバック制御系に設けられた共通する構成である第1、第2、第3走行状態推定部について説明する。実施例1では、第1走行状態推定部100、第2走行状態推定部200及び第3走行状態推定部32における推定処理として同じ推定処理を採用している。よって、各推定部内における処理は共通であるため、代表して第3走行状態推定部32における推定処理を説明する。尚、これら各走行状態推定部は、車輪速を用いた状態推定であれば別々の推定モデルを備えていてもよく、特に限定しない。

[0022] 図4は実施例1の第3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の第3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。

[0023] 図5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5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 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、車体横速度と、一体型センサ6により検出された実ヨーレー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GEO変換部321c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321dと、ストローク速度校正部321dにより校正された値にタイヤ回転振動周波数演算部321a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321eと、を有する。

[0024] [基準車輪速演算部について]

ここで、基準車輪速演算部300について説明する。図6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。

[0025] 平面運動成分抽出部301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ートを 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Lf、車両重心位置から後輪までの距離をLr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。

[0026] (式1)

$$VFL = (V - Tf/2 \cdot \gamma) \cos \delta f + (Vx + Lf \cdot \gamma) \sin \delta f$$

$$VFR = (V + Tf/2 \cdot \gamma) \cos \delta f + (Vx + Lf \cdot \gamma) \sin \delta f$$

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

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

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)

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

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

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

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

[0027] 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。

[0028] 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 V_{bFL} 、 V_{bFR} 、 V_{bRL} 、 V_{bRR} 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)

$$V_{bFL} = V_{bFR} = V_{bRL} = V_{bRR} = \{L_r / (L_f + L_r)\} V_{0F} + \{L_f / (L_f + L_r)\} V_{0R}$$

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。

[0029] 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 V_{z_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。

[0030] 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 V_{z_sFL} 、 V_{z_sFR} 、 V_{z_sRL} 、 V_{z_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。

[0031] (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。

[0032] 図7は車体振動モデルを表す概略図である。図7(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7(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7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。

[0033] 図7(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。尚、 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（推定確度）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。

[0034] そこで、図7(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。

[0035] 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。

[0036] (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。

[0037] 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、ロールレイト、ピッチレイト及びバウンスレイ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、 V_{z_sFL} 、 V_{z_sFR} 、 V_{z_sRL} 、 V_{z_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。

[0038] (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。

$$d x_{sB} = 1/4 (V_{z_sFL} + V_{z_sFR} + V_{z_sRL} + V_{z_sRR})$$

$$d x_{sR} = 1/4 (V_{z_sFL} - V_{z_sFR} + V_{z_sRL} - V_{z_sRR})$$

$$d x_{sP} = 1/4 (-V_{z_sFL} - V_{z_sFR} + V_{z_sRL} + V_{z_sRR})$$

$$d_{xsW} = 1/4 (-V_{z_sFL} + V_{z_sFR} + V_{z_sRL} - V_{z_sRR})$$

[0039] 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、 $-(1/s) \cdot \{1/(s + C_{sk y}/M_s)\} \cdot \{(C_s/M_s)s + (K_s/M_s)\}$ 部分をGと記載し、それぞれ $C_{sk y}$ 、 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($C_{sk y B}$ 、 $C_{sk y R}$ 、 $C_{sk y P}$ 、 $C_{s B}$ 、 $C_{s R}$ 、 $C_{s P}$ 、 $K_{s B}$ 、 $K_{s R}$ 、 $K_{s P}$)を考慮した値を G_B 、 G_R 、 G_P とし、各バウンスレイトを d_B 、ロールレイトを d_R 、ピッチレイトを d_P とすると、 d_B 、 d_R 、 d_P は以下の値として算出できる。

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

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

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

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。

[0040] (ばね上制振制御部)

次に、ばね上制振制御部101a、スカイフック制御部201及びばね上制振制御部33において実行されるスカイフック制御構成について説明する。スカイフック制御では、上述のように車輪速に基づいて推定されたばね上状態を目標ばね上状態となるように制御する。言い換えると、車輪速変化はばね上状態に対応して変化するものであり、バウンス、ロール、ピッチといったばね上状態を目標ばね上状態に制御する場合、検出された車輪速の変化が目標ばね上状態に対応する車輪速変化となるように制御するものである。

[0041] [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/A3の三つを備えている。このうち、エンジンコントローラ1aにおけるばね上制振制御部101aでは、バウンスレイトとピッチレイトの2つを制御対象とし、ブレーキコントローラ2aにおけるスカイフック制御部201においてはピッチレイトを制御対

象とし、S/Aコントローラ3 aにおけるスカイフック制御部3 3 aでは、バウンスレイト、ロールレイト、ピッチレイトの3つを制御対象とする。

[0042] バウンス方向のスカイフック制御量は、

$$F B = C s k y B \cdot d B$$

ロール方向のスカイフック制御量は、

$$F R = C s k y R \cdot d R$$

ピッチ方向のスカイフック制御量は、

$$F P = C s k y P \cdot d P$$

となる。

(バウンス方向のスカイフック制御量 F B)

バウンス方向のスカイフック制御量 F B は、ばね上制振制御部101aにおいてエンジン姿勢制御量の一部として演算される。また、スカイフック制御部3 3 aにおいてS/A姿勢制御量の一部として演算される。

(ロール方向のスカイフック制御量 F R)

ロール方向のスカイフック制御量 F R は、スカイフック制御部3 3 aにおいてS/A姿勢制御量の一部として演算される。

(ピッチ方向のスカイフック制御量 F P)

ピッチ方向のスカイフック制御量 F P は、ばね上制振制御部101aにおいてエンジン姿勢制御量の一部として演算される。また、スカイフック制御部201においてブレーキ姿勢制御量として演算される。また、スカイフック制御部3 3 aにおいてS/A姿勢制御量の一部として演算される。

[0043] エンジン姿勢制御部101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、F BやF Pに基づいてエンジン姿勢制御量（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バウンスレイトやピッチレイトのスカイフック制御量としてエンジン姿勢制御量を出力する。エンジン制

御部102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に対して出力する。

[0044] スカイフック制御部201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。）。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、FP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。）をブレーキ制御部202に出力する。ブレーキ制御部202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20に対して出力される。

[0045] [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8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。

$$[0046] \quad B F f + B F r = m \cdot a$$

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

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

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。

[0047] 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。

[0048] [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 $C_{s k y P}$ 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 $H_{c g}$ により除算して目標減速度を演算する。

[0049] 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。

[0050] 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 c g 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2 aに対して出力する。

[0051] [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。

[0052] 図9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（ $0.5 \sim 3 \text{ Hz}$ ）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（ $3 \sim 6 \text{ Hz}$ ）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（ $6 \sim 23 \text{ Hz}$ ）と定義する。

[0053] 図10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。

[0054] ここで、人間感覚重みの設定について説明する。図11は周波数に対する人間感覚特性を表す相関図である。図11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。

[0055] 重み決定手段355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356では、ヒルベルト変換処理部352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355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。

[0056] 最大値選択部357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358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1.2Hz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1.2Hz程度に存在することから、この領域の比率も1.2Hz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。

[0057] 図12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12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。

[0058] 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13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13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。

[0059] (S/A側ドライバ入力制御部について)

次に、S/A側ドライバ入力制御部について説明する。S/A側ドライバ入力制御部31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。

[0060] (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14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、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 には、車体プランビューモデルに基づいて以下の式より算出される。

$$Yg = (VSP^2 / (1 + A \cdot VSP^2)) \cdot \delta f$$

ここで、Aは所定値である。

[0061] 90°位相進み成分作成部31b2では、推定された横加速度 Yg を微分して横加速度微分値 dYg を出力する。第1加算部31b4では横加速度 Yg と横加速度微分値 dYg とを加算する。90°位相遅れ成分作成部31b3では、推定された横加速度 Yg の位相を90°遅らせた成分 $F(Yg)$ を出力する。第2加算部31b5では、第1加算部31b4において加算された値に $F(Yg)$ を加算する。ヒルベルト変換部31b6では、加算された値の包絡波形に基づくスカラー量を演算する。ゲイン乗算部31b7では、包絡波形に基づくスカラー量にゲインを乗算し、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。

[0062] 図15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。次に、時刻 t_2 において、運転者が保舵状態となると、90

° 位相進み成分は無くなり、今度は位相遅れ成分 $F(Yg)$ 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 $F(Yg)$ 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 $F(Yg)$ を付与するものである。

[0063] 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 Yg 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 $F(Yg)$ 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。

[0064] (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7(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。

[0065] 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 $10\sim 20\text{Hz}$ 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 3 2 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 3 2 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。

[0066] (減衰力制御部の構成について)

次に、減衰力制御部 3 5 の構成について説明する。図 1 7 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 3 5 a では、ドライバ入力制御部 3 1 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 3 3 a から出力された S/A 姿勢制御量と、周波数感応制御部 3 3 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 3 4 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 3 2 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。

[0067] 減衰係数調停部 3 5 b では、等価粘性減衰係数変換部 3 5 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 3 5 c では、減衰係数調停部 3 5 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。

[0068] [減衰係数調停部]

次に、減衰係数調停部 3 5 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。

[0069] 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 33 b 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 33 a 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。

[0070] (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 33 b 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S 5に進んでk 4を設定する。

[0071] 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。

[0072] (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S 11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 1 fr、左前輪のドライバ入力減衰係数をk 1 fl、右後輪のドライバ入力減衰係数をk 1 rr、左後輪のドライバ入力減衰係数をk 1 rl、各輪の減衰力配分率をx fr、x fl、x rr、x rlとすると、

$$x \text{ fr} = k \text{ 1 fr} / (k \text{ 1 fr} + k \text{ 1 fl} + k \text{ 1 rr} + k \text{ 1 rl})$$

$$x \text{ fl} = k \text{ 1 fl} / (k \text{ 1 fr} + k \text{ 1 fl} + k \text{ 1 rr} + k \text{ 1 rl})$$

$$x \text{ rr} = k \text{ 1 rr} / (k \text{ 1 fr} + k \text{ 1 fl} + k \text{ 1 rr} + k \text{ 1 rl})$$

$$x \text{ rl} = k \text{ 1 rl} / (k \text{ 1 fr} + k \text{ 1 fl} + k \text{ 1 rr} + k \text{ 1 rl})$$

により算出される。

[0073] ステップS 12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S 13に進み、いずれか1つでも所定範囲外の場合はステップS 16に進む。

ステップS 13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S 15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。

[0074] 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S18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。

[0075] ステップS19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S20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S21に進んで k を設定する。

[0076] 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。

[0077] (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S30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 より大きいか否かを判断し、大きいと判断した場合はステップS32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S32に進んでばね下制振減衰係数 k_4 を設定する。

[0078] 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。

[0079] (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S11からS18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S40では、ステップS18までで調停された第1減衰係数 k 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。

[0080] 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 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。

[0081] これに対し、ハイウェイモードのように第1減衰係数 k 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。

[0082] (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。

[0083] 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。

[0084] 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。

[0085] 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。

[0086] [推定確度低下について]

次に、推定確度の低下について説明する。上述したように、実施例1では、各走行状態推定部100, 200, 32において、車輪速センサ5により検出された車輪速に基づいて、ばね上制振制御部101a, 33もしくはスカイフック制御部201のスカイフック制御に使用する各輪のストローク速度、バウンスレート、ロールレート及びピッチレートを推定している。しかしながら、車輪速からストローク速度やばね上状態を推定する際、種々の要因によって推定精度が低下する場面が想定される。例えば、低 μ 路を走行する場合、スリップが発生しやすく、このスリップに伴う車輪速変動が路面凹凸によるものな

のか否かを判別しにくい。また、低 μ 路の場合は路面凹凸やばね上状態の変化による車輪速変動量が小さくなる傾向にあり、他のノイズ等との判別が困難となる。また、制駆動トルクの変動は、車輪速変動をもたらすため、この変動とばね上状態やストローク速度との判別が困難となる。また、タイヤの摩擦円限界のように非線形領域におけるヨーレートや横加速度によっても車輪速変動が生じ、他のノイズ等との判別が困難となる。推定確度が低下すると、例えば減衰力として高くすべきところを低く設定してしまう場合があり、ばね上状態を安定させることが困難となる。

[0087] 一方、これら推定確度の低下は、単に精度が問題になるだけであり、センサの故障やアクチュエータの故障といった異常ではないため、可能な範囲で制御を継続することが望ましいとも言える。そこで、実施例1では、推定確度が低下する場合を検知する推定確度低下検知部4aを設け、推定確度が低下した場合に、少なくとも車体制振制御を行わない一般車両と同等以上の性能を確保しつつ、可能な限り制御を継続することで推定確度の低下に伴うばね上挙動の安定化を図ることとした。

[0088] (推定確度低下検知処理)

図24は実施例1の推定確度低下検知処理を表す制御ブロック図である。推定確度低下検知部4a内では、各種信号に基づいて複数の確度低下検知処理を実行し、信号受信部400において、それぞれの処理の何れか一つでも確度低下を検知した場合には、確度低下ホールド部401に確度低下信号を出力する。確度低下ホールド部401では、確度低下信号を受信している間及び確度低下信号が途切れたとしても予め設定された所定時間（実施例1の場合は1秒間）、継続的に確度低下フラグをオンとする。これにより、確度低下フラグの頻繁な切り替わりを抑制しつつ、誤った状態推定値に基づく制御状態を回避している。以下、それぞれの確度低下検知処理を順に説明する。

[0089] (ABS, VDC, TCSフラグによる検知)

実施例1の車両にあっては、制動時に各輪のスリップ状態を検出し、スリップ率が所定値以下となるように増減圧制御を行うアンチスキッドブレーキ

制御部（以下、ABS制御部と記載する。）と、車両の旋回状態（例えばヨーレイト）が目標旋回状態となるように所定輪のブレーキ液圧を制御する車両挙動制御部（以下、VDC制御部と記載する。）と、車両発進時等の駆動スリップを抑制するためにブレーキの増圧制御やエンジントルクダウン制御を行うトラクション制御部（以下、TCS制御部と記載する。）と、を有する。

これら各制御部が作動した場合、各輪の車輪速変動に影響を与えることから、推定確度が低下するおそれがある。よって、これら制御が作動したことを表すABSフラグ、VDCフラグもしくはTCSフラグがオンとなった場合には、ブレーキ制御フラグホールド部410にフラグオン信号を出力する。ブレーキ制御フラグホールド部410では、フラグオン信号を受信している間、推定確度低下信号を出力する。また、フラグオン信号の立下りから予め設定された所定時間（実施例1の場合は5秒間）、確度低下信号を継続的に出力する。これにより、ブレーキ制御フラグがオン・オフを繰り返したような場合でも、安定して推定確度低下信号を出力できる。

[0090] （基準車体速に基づく検知）

次に、基準車体速に基づく検知について説明する。実施例1では、第1～第3走行状態推定部100, 200, 32において、車輪速のデータからストローク速度を推定するにあたり、S/A3のストロークに伴って変動する成分を検出するために基準車輪速を算出している。基準車輪速と車輪速センサ値との差分をストロークに伴う変動成分として抽出するためである。この基準車輪速は、スリップ等が発生していない条件下ではストローク速度推定等の精度を確保できるが、スリップが発生すると、ストロークに伴う変動なのか、スリップに伴う車輪速変動なのかの判別が困難となる。尚、ストローク速度成分やばね上速度成分等が含まれる周波数領域では、ノイズ等との区別ができないため、その信号の確度を検証することはできない。そこで、基準車輪速にストローク速度やばね上速度等によって生じる振動周波数よりも低周波数側のローパスフィルタ（実施例1では0.5Hz）を作用させ、このロー

パスフィルタ作用後の基準車輪速が車輪間においてばらつく場合には、スリップによって車輪速が変動し、推定確度が低下していることを検知することとした。

[0091] 基準車輪速推定部420では、図6の基準車輪速演算部において説明したように、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。

[0092] (式1)

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

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

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

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

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 V_x 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 V_{0FL} 、 V_{0FR} 、 V_{0RL} 、 V_{0RR} (第1車輪速に相当)と記載する。

(式2)

$$V_{0FL} = \{V_{FL} - L_f \cdot \gamma \sin \delta f\} / \cos \delta f + T_f/2 \cdot \gamma$$

$$V_{0FR} = \{V_{FR} - L_f \cdot \gamma \sin \delta f\} / \cos \delta f - T_f/2 \cdot \gamma$$

$$V_{0RL} = \{V_{RL} + L_r \cdot \gamma \sin \delta r\} / \cos \delta r + T_r/2 \cdot \gamma$$

$$V_{0RR} = \{V_{RR} + L_r \cdot \gamma \sin \delta r\} / \cos \delta r - T_r/2 \cdot \gamma$$

この関係式に基づいて各輪の基準車輪速を演算する。

[0093] 次に、ローパスフィルタ421では、演算された各輪の基準車輪速 V_{0FL} , V_{FR} , V_{RL} , V_{RR} にストローク速度やばね上速度の含まれる周波数領域よりも低周波数側の領域である0.5Hzのフィルタリングを行い、定常成分を抽出する。そして、差分判定部422では、それぞれ以下の値を算出する。

・ロール成分（左右差）

$$d f 1 = V_{0FL} - V_{0FR}$$

$$d f 2 = V_{0RL} - V_{0RR}$$

・ピッチ成分（前後差）

$$d f 3 = V_{0FL} - V_{0RL}$$

$$d f 4 = V_{0FR} - V_{0RR}$$

・ワープ成分（対角差）

$$d f 5 = V_{0FL} - V_{0RR}$$

$$d f 6 = V_{0FR} - V_{0RL}$$

[0094] 基本的に、ローパスフィルタ421通過後の値を用いてこれら差分を算出した場合、スリップ等が生じていなければ、各輪の基準車輪速は全て等しいため差分も0もしくは極めて小さい値となる。しかしながら、スリップが生じると、定常成分に変化が生じるため、これらローパスフィルタ421通過後の値の差分 $d f 1 \sim d f 5$ のいずれかが、予め設定された所定値 df_{thi} 以上の場合には、基準車輪速ホールド部423に対して推定確度低下信号を出力する。また、この判断のハンチングを防止するため、所定値 df_{thi} に0.8を掛けた値以下となった場合に推定確度低下信号の出力を停止する。基準車輪速ホールド部423では、推定確度低下信号を受信している間及び受信終了から所定時間（実施例1の場合は2秒間）経過するまでの間、確度低下信号を継続的に出力する。これにより、差分判定部422が推定確度低下信号のオン・オフを繰り返したような場合でも、安定して推定確度低下信号を出力できる。

[0095] （プランビューモデルに基づく検知）

次に、プランビューモデルに基づく検知について説明する。図14におい

て説明したように、ドライバ入力制御においてロールレイト抑制制御を行う際、プランビューモデルを設定して横加速度 Y_g を推定している。

$$Y_g = (VSP^2 / (1 + A \cdot VSP^2)) \cdot \delta f$$

ここで、 A は所定値である。この関係に基づいて推定された横加速度 Y_g からロールレイトを推定している。このとき、スリップ等の発生によりストローク速度の推定確度が低下する状況では、上記横加速度の推定値も実際の値から乖離する。そこで、推定された横加速度にストローク速度やばね上速度等によって生じる振動周波数よりも低周波数側のローパスフィルタ（実施例1では0.5Hz）を作用させ、このローパスフィルタ作用後の横加速度が横加速度センサにより検出された実横加速度と乖離する場合には、スリップによって車輪速が変動し、推定確度が低下していることを検知することとした。

[0096] 車両運動状態推定部430では、車速センサ8により検出された車速 VSP 及び舵角センサ7により検出された操舵角が読み込まれ、プランビューモデルに基づいて横加速度を推定する。同様に、プランビューモデルに基づいてヨーレイトを推定する。ヨーレイトの推定については、例えばヨーレイトを γ とすると、 $Y_g = VSP \cdot \gamma$ の関係があることから算出してもよいし、（式1）、（式2）の関係に基づいて推定してもよい。

[0097] 次に、ローパスフィルタ431では、推定された推定横加速度及び推定ヨーレイトと、一体型センサ6により検出されたセンサ値とを、ストローク速度やばね上速度の含まれる周波数領域よりも低周波数側の領域である0.5Hzのローパスフィルタでフィルタリングし、定常成分を抽出する。そして、差分判定部432では、それぞれ推定値とセンサ値との差分を算出する。

$$dfyrss = \text{推定ヨーレイト} - \text{実ヨーレイト}$$

$$dflgss = \text{推定横加速度} - \text{実横加速度}$$

[0098] 基本的に、ローパスフィルタ431通過後の値を用いてこれら差分 $dfyrss$ 、 $dflgss$ を算出した場合、スリップ等が生じていなければ、推定値とセンサ値とは概ね等しいため差分も0もしくは極めて小さい値となる。しかしながら、

スリップが生じると、定常成分に変化が生じるため、これらローパスフィルタ431通過後の値の差分dfyrss, dflgssのいずれかが、予め設定された所定値dfthi以上の場合には、プランビューモデルホールド部433に対して推定確度低下信号を出力する。また、この判断のハンチングを防止するため、所定値dfthiに0.8を掛けた値以下となった場合に推定確度低下信号の出力を停止する。プランビューモデルホールド部433では、推定確度低下信号を受信している間及び受信終了から所定時間（実施例1の場合は2秒間）経過するまでの間、確度低下信号を継続的に出力する。これにより、差分判定部432が推定確度低下信号のオン・オフを繰り返したような場合でも、安定して推定確度低下信号を出力できる。

[0099] （シフト位置に基づく検知）

次に、シフト位置に基づく検知について説明する。例えば、リバースレンジが選択されている場合、車輪の回転方向は前進時と逆方向であり、車輪速変動に伴う変化も前進時とは異なる。また、パーキングレンジが選択されている場合、車両停止中であることから、ストローク速度を推定する必要が無く、また、推定自体が困難である。よって、シフト判定部440において、シフト信号がリバースレンジやパーキングレンジを示しているときは、確度低下信号を継続的にシフトホールド部441に出力する。シフトホールド部441では、シフト操作に伴うハンチングを防止する観点から推定確度低下信号の受信終了から所定時間（実施例1の場合は1秒間）経過するまでの間、確度低下信号を継続的に出力する。

[0100] （ブレーキスイッチに基づく検知）

次に、ブレーキスイッチに基づく検知について説明する。運転者がブレーキペダルを操作して制動力を発生させ、その後、ブレーキペダルの解放動作を行うと、この制動力解放時のトルク変動がインパルス入力となる。このインパルス入力によって前後振動が励起され車輪速が変動するため、ストローク速度やばね上状態の推定確度が低下する。そこで、制動力解放判定部450では、ブレーキスイッチがオンからオフに切り替わったか否かを判断し、切り

替わったと判断した時にブレーキスイッチホールド部451に対して確度低下信号を出力する。ブレーキスイッチホールド部451では、ブレーキスイッチがオフに切り替わった時点から所定時間（実施例1の場合は1秒間）経過するまでの間、確度低下信号を継続的に出力する。

[0101] （ホイール端駆動トルクに基づく検知）

次に、ホイール端駆動トルクに基づく検知について説明する。急加速や変速による急激なトルク変動が生じると、駆動輪のトルク変化すなわちホイール端駆動トルク変化が生じ、車輪速を変動させる。よって、ホイール端駆動トルクを推定し、ホイール端駆動トルク変化が所定以上発生した場合には推定確度が低下したと判断することとした。尚、ホイール端駆動トルクの加速時における推定は、エンジン有効トルク、エンジン回転数、タービン回転数、自動変速機出力軸回転数、シフト位置といった情報に基づいて推定することができ、具体的には以下の式により表現できる。

$$T_w = T_e \cdot R_{TRQCVT} \cdot R_{AT} \cdot R_{FINAL} \cdot \eta_{TOTAL}$$

ここで、 T_w はホイール端駆動トルク、 T_e はエンジントルク、 R_{TRQCVT} はトルクコンバータトルク比、 R_{AT} は自動変速機のギア比、 R_{FINAL} はファイナルギヤ比、 η_{TOTAL} は駆動系効率である。

また、制動時にも同様にホイール端制動トルクが変動する。この場合は、制動力がホイールシリンダ圧（ABS等の制御が行われていない通常の制動時であれば実質的にマスタシリンダ圧）に比例することからマスタシリンダ圧にゲインを乗じて各輪制動力を推定するものである。

[0102] 上述のようにホイール端駆動トルク（もしくはホイール端制動トルク）が推定されると、ローパスフィルタ460では、ホイール端駆動トルクをストローク速度やばね上速度の含まれる周波数領域よりも低周波数側の領域である0.5Hzのローパスフィルタでフィルタリングし、定常成分を抽出する。そして、擬似微分部461で微分によりホイール端駆動トルクの変化率が算出される。そして、変化率判定部462では、演算されたホイール端駆動トルク変化率が予め設定された所定値 df_{thi} 以上の場合には、ホイール端駆動トルクホールド部463に対して推

定確度低下信号を出力する。また、この判断のハンチングを防止するため、所定値dfthiに0.8を掛けた値以下となった場合に推定確度低下信号の出力を停止する。ホイール端駆動トルクホールド部463では、推定確度低下信号を受信している間及び受信終了から所定時間（実施例1の場合は1秒間）経過するまでの間、確度低下信号を継続的に出力する。これにより、変化率判定部462が推定確度低下信号のオン・オフを繰り返したような場合でも、安定して推定確度低下信号を出力できる。

以上、各検知処理を行い、これらのいずれかが確度低下を検知した場合には、推定確度低下フラグがオンとされ、確度低下時に適切な制御処理が実行される。以下、推定確度低下時の制御処理について説明する。

[0103] [推定確度低下時の制御について]

推定確度低下検知時制御部5aは、推定確度低下フラグがオンされた場合、すなわち、ストローク速度の推定確度低下が検知された場合、エンジン制御部102に対し、エンジン姿勢制御量をゼロとして出力する。

また、推定確度低下検知時制御部5aは、推定確度低下フラグがオンされた場合、ブレーキ制御部202に対し、ブレーキ姿勢制御量をゼロとして出力する。

このとき、ブレーキ制御部202では、一定の遷移時間（例えば、1秒間）掛けてブレーキ姿勢制御量がゼロまで滑らかに低下するように、ブレーキ姿勢制御量を徐々に低下させる。

[0104] ばね上のピッチ速度を小さく抑えることを目的としたブレーキピッチ制御を急に停止すると、今まで小さく抑えられていたピッチ速度が突然大きくなり、ドライバに違和感を与えると共に、ピッチ挙動の増大及びタイヤの接地荷重抜けが発生して車両挙動が乱れるおそれがある。上述のように制動トルク制御量を徐々に低下させることで、ピッチ速度が突然大きくなるのを抑制できるため、ドライバに与える違和感を軽減できると共に、車両挙動の乱れを抑制できる。

[0105] 上述のように、ストローク速度の推定確度低下が検知されている間は、エ

ンジン 1 及びブレーキ 20 によるばね上制振制御を中止する。実施例 1 では、車輪速の所定周波数領域における変動からストローク速度を推定し、ストローク速度に応じてエンジン 1 及びブレーキ 20 を用いたばね上挙動制御を実施しているため、ストローク速度の推定確度が低下する状況下では、状態推定が困難となり、制御性の悪化によるばね上挙動の乱れが懸念される。よって、この場合はエンジン 1 及びブレーキ 20 によるばね上制振制御を中止することで、推定確度低下に伴う車体姿勢の乱れを抑制でき、安定した車体姿勢を維持できる。

[0106] 推定確度低下検知時制御部 5 a は、推定確度低下フラグがオンされた場合、減衰力制御部 35 に対し、推定確度低下時の制御信号（指令電流値）を出力する。図 25 は、実施例 1 の推定確度低下検知時制御部 5 a の構成を表す制御ブロック図である。車速演算部 501 では、推定確度低下フラグと車速センサ 8 により検出された車速 VSP と車速 VSP の 1 サンプル周期（1 クロック）前の値とを入力する。車速演算部 501 は、推定確度低下フラグがオフされている場合、遅延素子 502 に対し、車速センサ 8 により検出された車速 VSP を出力し、推定確度低下フラグがオンされた場合、当該フラグがオフされるまでの間、減衰係数設定部 503 に対し、1 サンプル周期前の車速、すなわち、ストローク速度の推定確度の低下が検知される直前の車速を出力する。遅延素子 502 は、1 クロック分の信号を遅延させる。減衰力制御量演算部 503 は、ストローク速度の推定確度の低下が検知される直前の車速と、スリップ率演算部 14 により演算されたスリップ率（車体速と車輪速との差を車体速で除したもの）とに基づき、 $S/A3$ の減衰力制御量を設定し、 $S/A3$ に対する制御信号を生成する。

[0107] 図 26 は、実施例 1 の減衰力制御量減算部における減衰力制御量の設定方法を表す説明図である。（a）は前輪側の減衰力制御量、（b）は後輪側の減衰力制御量である。減衰力制御量は、スリップ率に比例した値とし、同じスリップ率で前輪側の減衰係数が後輪側の減衰係数よりも大きくなるような特性とする。また、減衰力制御量は車速が高いほど大きくなるような特性と

する。尚、減衰力制御量には上限値を設定する。この上限値は、乗員にヒョコ領域（3～6 Hz）の振動が伝達されない上限の減衰力制御量とする。

[0108] 上述のように、ストローク速度の推定確度低下が検知されている間は、スリップ率に応じてS/A3の減衰力制御量を演算する。推定確度低下時は、センサ信号やアクチュエータ駆動に失陥は生じていないものの、状態推定が困難となるため、推定確度が低下していない通常時に対してより安定性を重視した制御が必要となる。車輪のスリップ率は、誤推定の可能性が高いストローク速度に依存しないため、ストローク速度に依存した不安定な制御状態からより安定的な制御状態への遷移により、操縦安定性及び乗り心地の低下と車両挙動の不安定化とを共に抑制できる。

[0109] 減衰力制御量は、スリップ率が高いほど減衰力制御量を大きくする。ストローク速度の推定確度が低下するとばね上挙動に乱れが生じ、タイヤの接地荷重が変動する。このとき、車輪の滑り度合いが高いほど、タイヤの摩擦円が小さくなるため、タイヤのグリップ力が限界値を超えることで旋回挙動の安定性が低下するおそれがある。そこで、車輪の滑り度合いが高いほどタイヤの接地荷重変動を小さくし、タイヤのグリップ力が限界値を超えるのを抑制することで、ストローク速度の推定確度が低下した場合であっても、旋回挙動の安定性を確保できる。

[0110] 上述したように、減衰力制御量には上限を設定し、この上限は、乗員にヒョコヒョコと動くような振動が伝達されない最大の減衰力制御量としているため、乗り心地の悪化を抑制しつつ、操縦安定性の向上を図ることができる。

また、前輪の減衰力制御量を後輪の減衰力制御量よりも大きくするため、ノーズダイブを抑制してステア傾向をアンダーステア傾向にすることができ、旋回挙動の安定性を確保できる。

[0111] 減衰力制御量は、推定確度低下が検出された直前の車速が高いほど高い値に設定するため、車速に合致した最適な減衰力が得られる。つまり、低車速域における乗り心地の確保と高車速域における操縦安定性の確保との両立を

図ることができる。このとき、推定確度低下が検知される直前の車速は、誤推定の可能性が高いストローク速度に依存しないため、ストローク速度に依存した不安定な制御状態からより安定的な制御状態への遷移により、操縦安定性及び乗り心地の低下と車両挙動の不安定化とを共に抑制できる。

[0112] 減衰力制御部35の制御信号変換部35cでは、推定確度低下検知時制御部5aから指令電流値（推定確度低下時指令電流値）が出力された場合、減衰係数調停部35bで調停された減衰係数とストローク速度に基づく指令電流値（通常時指令電流値）に代えて、推定確度低下時指令電流値を $S/A3$ に対して出力する。このとき、所定の遷移時間掛けて現在の指令電流値から推定確度低下時指令電流値へと指令電流値が滑らかに遷移するように、指令電流値を徐々に変化させる。ここで、遷移時間は、少なくともばね上共振（1.2 Hz）以下の周期（例えば0.5 Hz）となる時間、例えば、1秒間とする。

$S/A3$ の指令電流値を、ストローク速度に基づく通常時指令電流値から、車速に基づく推定確度低下時指令電流値に切り替える際、両指令電流値の差が大きい場合に、 $S/A3$ の減衰力が急変して車体姿勢が乱れるおそれがある。上述のように電流指令値を徐々に変化させて減衰力の変動幅を制限することで、推定確度低下時における車体姿勢の乱れを抑制できる。

[0113] 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) 各輪の車輪速を検出する車輪速センサ5と、車輪速センサ5により検出されたセンサ値に基づいて $S/A3$ のストローク速度を推定するストローク速度演算部321（ストローク速度推定手段）と、推定されたストローク速度に基づいて $S/A3$ の減衰力制御量を演算し、 $S/A3$ に対して出力する S/A コントローラ3a（減衰力制御手段）と、を有する車両の制御装置において、ストローク速度演算部321により推定されたストローク速度の推定確度低下を検知する推定確度低下検知部4a（推定確度低下検知手段）と、各車輪の滑り度合いを演算するスリップ率演算部14（滑り度合い演算手段）

と、推定確度低下検知部 4 a により推定確度低下が検知された場合、スリップ率演算部 1 4（滑り度合い演算手段、スリップ率演算手段）により演算された滑り度合いが高いほど大きくなる減衰力制御量を演算し、S/A 3 に対して出力する推定確度低下検知時制御部 5 a（確度低下時減衰力制御手段）と、を備えた。

これにより、ストローク速度の推定確度が低下した場合であっても、旋回挙動の安定性を確保できる。

[0114] （2）推定確度低下検知時制御部 5 a は、スリップ率演算部 1 4 により演算されたスリップ率が高いほど大きくなる減衰力制御量を演算する。

車輪のスリップ率は、誤推定の可能性が高いストローク速度に依存しないため、ストローク速度に依存した不安定な制御からより安定的な制御状態への遷移により、操縦安定性及び乗り心地に低下と車両挙動の不安定化とを共に抑制できる。また、スリップ率が高いほどタイヤの摩擦円が小さくなるのに対し、スリップ率が高いほどタイヤの接地荷重変動を小さくすることで、タイヤのグリップ力が限界値を超えるのを抑制でき、旋回挙動の安定性を確保できる。

[0115] （3）推定確度低下検知時制御部 5 a は、減衰力制御量を乗員にヒョコ領域（3～6 Hz）の振動が伝達されない上限値以下に制限する。

これにより、乗り心地の悪化を抑制できる。

[0116] （4）推定確度低下検知時制御部 5 a は、前輪の減衰力制御量を後輪の減衰力制御量よりも大きくする。

これにより、ノーズダイブを抑制できるため、ステア傾向がアンダーステア傾向となり、旋回挙動の安定性を確保できる。

[0117] （5）推定確度低下検知時制御部 5 a は、推定確度低下が検知される直前の車速が高いほど減衰力制御量を大きくする。

これにより、低車速域における乗り心地の確保と高車速域における操縦安定性の確保との両立を図ることができる。また、ストローク速度に依存した不安定な制御状態からより安定的な制御状態へ遷移でき、操縦安定性及び乗

り心地の低下と車両挙動の不安定化とを共に抑制できる。

[0118] (6) 推定確度低下検知時制御部 5 a は、推定確度低下が検知される直前の減衰力制御量から確度低下時の減衰力制御量まで所定の遷移時間（1 秒）を掛けて徐々に変化させる。

これにより、S/A 3 の減衰力が急変して車体姿勢が乱れるのを抑制できる。

[0119] (7) 各輪の車輪速を検出する車輪速センサ 5 と、車輪速から S/A 3 のストローク速度を推定し、推定したストローク速度に基づいて S/A 3 の減衰力制御量を演算するにあたり、ストローク速度の推定確度の低下が検知された場合、車輪の滑り度合いが高いほど減衰力制御量を大きくする S/A コントローラ 3 a（コントローラ）と、を備えた。

これにより、ストローク速度の推定確度が低下した場合であっても、旋回挙動の安定性を確保できる。

[0120] (8) 車輪速を検出する車輪速センサ 5 を有し、S/A コントローラ 3 a（コントローラ）が、車輪速センサ 5 により検出された車輪速から S/A 3 のストローク速度を推定し、推定したストローク速度に基づいて S/A 3 の減衰力制御量を演算するにあたり、ストローク速度の推定確度の低下が検知された場合、車輪の滑り度合いが高いほど減衰力制御量を大きくする。

これにより、ストローク速度の推定確度が低下した場合であっても、旋回挙動の安定性を確保できる。

[0121] [他の実施例]

以上、本発明を実施するための最良の形態を、実施例に基づいて説明したが、本発明の具体的な構成は、各実施例に限定されるものではない。

例えば、実施例では、車輪の縦方向の滑り度合いであるスリップ率が高いほど減衰力制御量を大きくする例を示したが、車輪の横方向の滑り度合いが高いほど減衰力制御量を大きくする構成としてもよい。また、縦方向の滑り度合いと横方向の滑り度合いとを共に用いてもよい。

請求の範囲

[請求項1]

各輪の車輪速を検出する車輪速センサと、
前記車輪速センサにより検出されたセンサ値に基づいて減衰力可変ショックアブソーバのストローク速度を推定するストローク速度推定手段と、
前記ストローク速度推定手段により推定されたストローク速度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制御量を演算し、前記減衰力可変ショックアブソーバに対して出力する減衰力制御手段と、
を有する車両の制御装置において、
前記ストローク速度推定手段により推定されたストローク速度の推定確度低下を検知する推定確度低下検知手段と、
各車輪の滑り度合いを演算する滑り度合い演算手段と、
前記推定確度低下検知手段により推定確度低下が検知された場合、前記滑り度合い演算手段により演算された滑り度合いが高いほど大きくなる減衰力制御量を演算し、前記減衰力可変ショックアブソーバに対して出力する確度低下時減衰力制御手段と、
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、
前記滑り度合い演算手段は、各車輪のスリップ率を演算するスリップ率演算手段であり、
前記確度低下時減衰力制御手段は、前記スリップ率演算手段により演算されたスリップ率が高いほど大きくなる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又2に記載の車両の制御装置において、
前記確度低下時減衰力制御手段は、前記減衰力制御量を上限値以下に制限する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のいずれか1つに記載の車両の制御装置において

、

前記確度低下時減衰力制御手段は、前輪の減衰力制御量を後輪の減衰力制御量よりも大きく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のいずれか1つに記載の車両の制御装置において

、

前記確度低下時減衰力制御手段は、推定確度低下が検出された直前の車速が高いほど前記減衰力制御量を大きくすることを特徴とする車両の制御装置。

[請求項6] 請求項1ないし5のいずれか1つに記載の車両の制御装置において

、

前記確度低下時減衰力制御手段は、推定確度低下が検知される直前の減衰力制御量から推定確度低下時の減衰力制御量まで所定の遷移時間を掛けて徐々に変化させることを特徴とする車両の制御装置。

[請求項7] 各輪の車輪速を検出するセンサと、

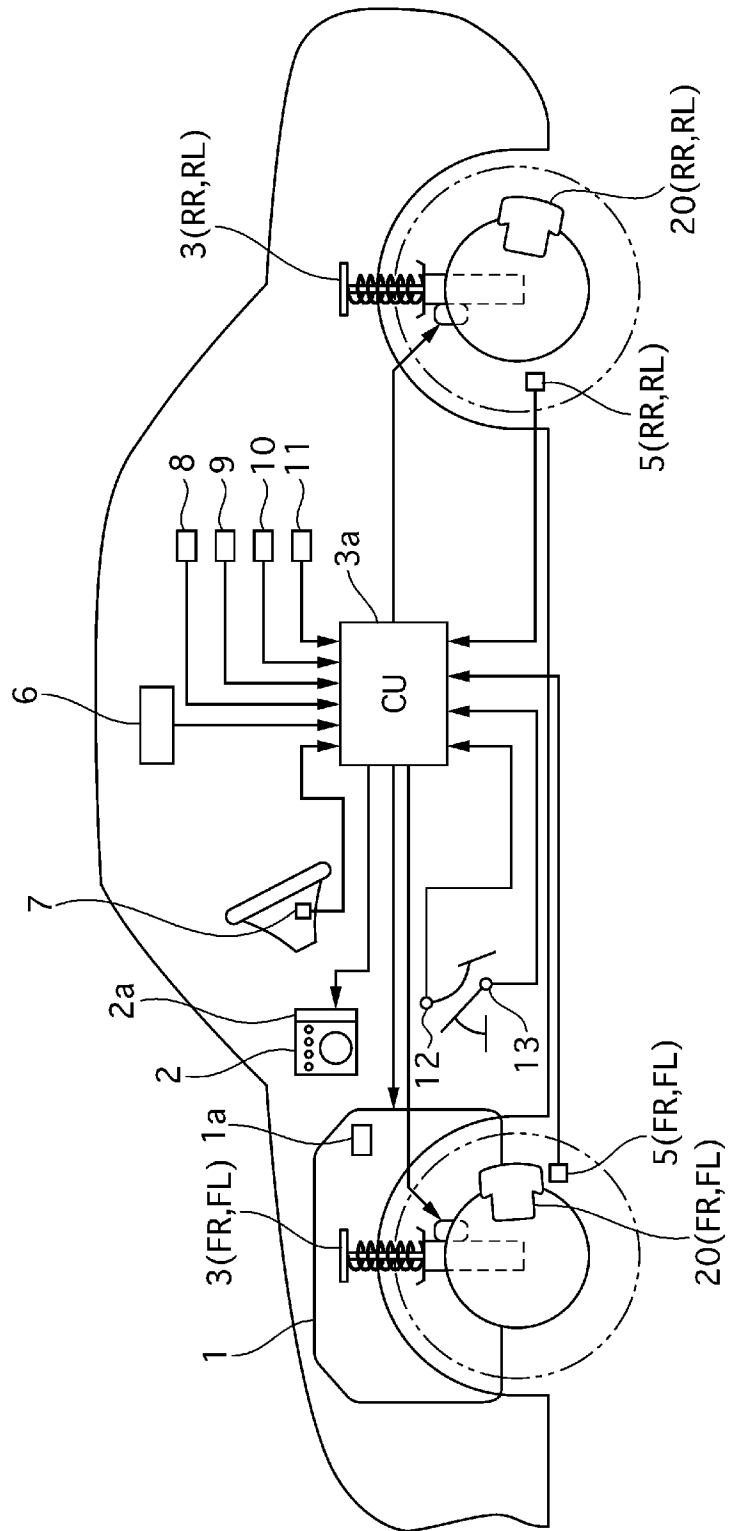
前記車輪速から減衰力可変ショックアブソーバのストローク速度を推定し、推定したストローク速度に基づいて前記減衰力可変ショックアブソーバの減衰力制御量を演算するにあたり、前記ストローク速度の推定確度の低下が検知された場合、車輪の滑り度合いが高いほど減衰力制御量を大きくするコントローラと、

を備えたことを特徴とする車両の制御装置。

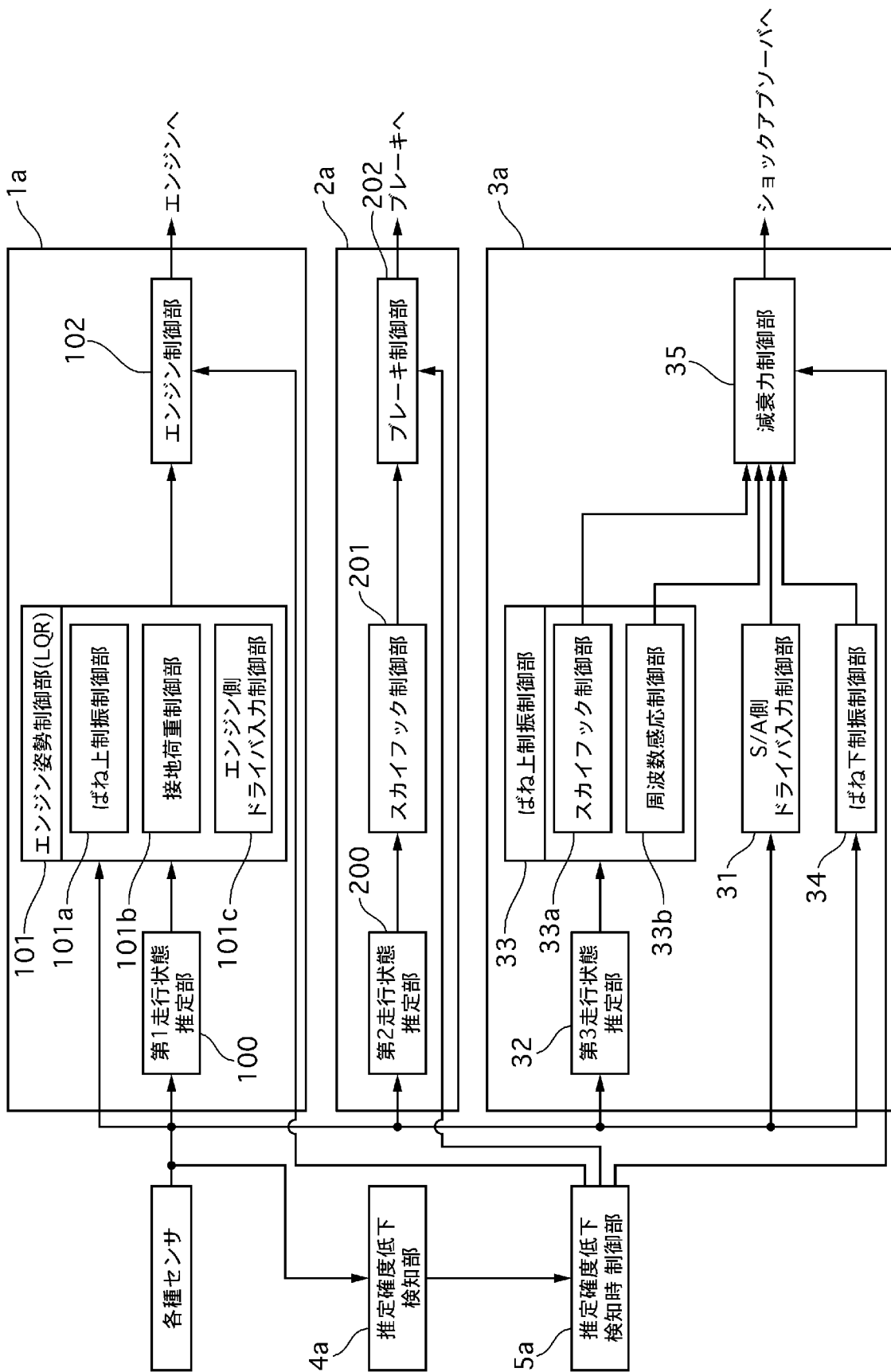
[請求項8] 車輪速を検出するセンサを有し、

コントローラが、前記センサにより検出された車輪速から減衰力可変ショックアブソーバのストローク速度を推定し、推定したストローク速度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制御量を演算するにあたり、前記ストローク速度の推定確度の低下が検知された場合、車輪の滑り度合いが高いほど減衰力制御量を大きくすることを特徴とする車両の制御方法。

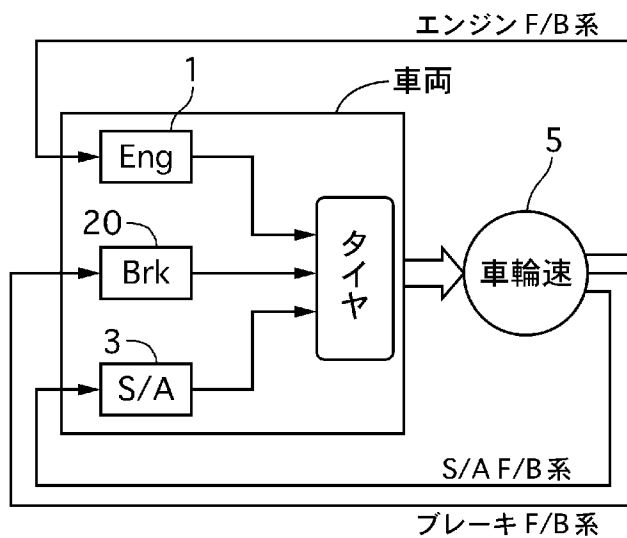
[図1]



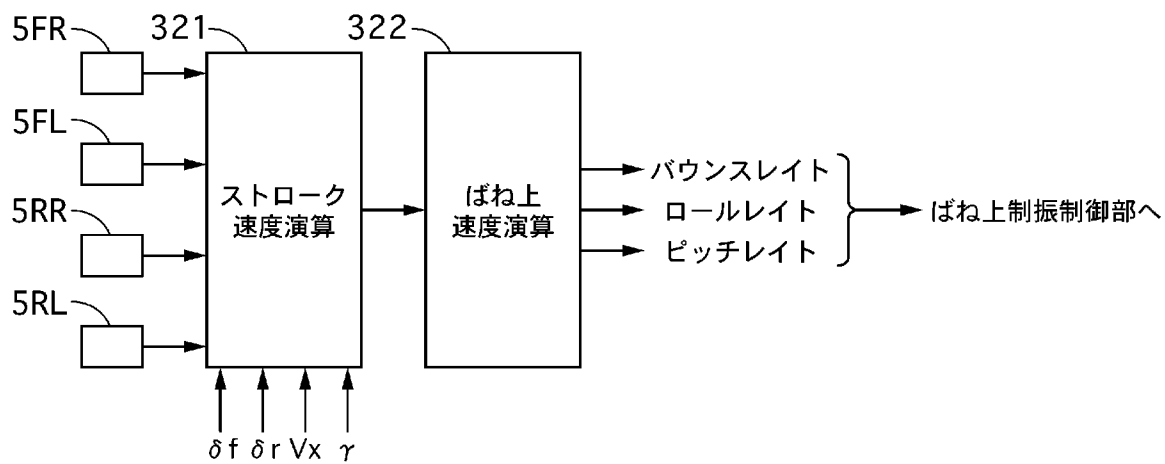
[図2]



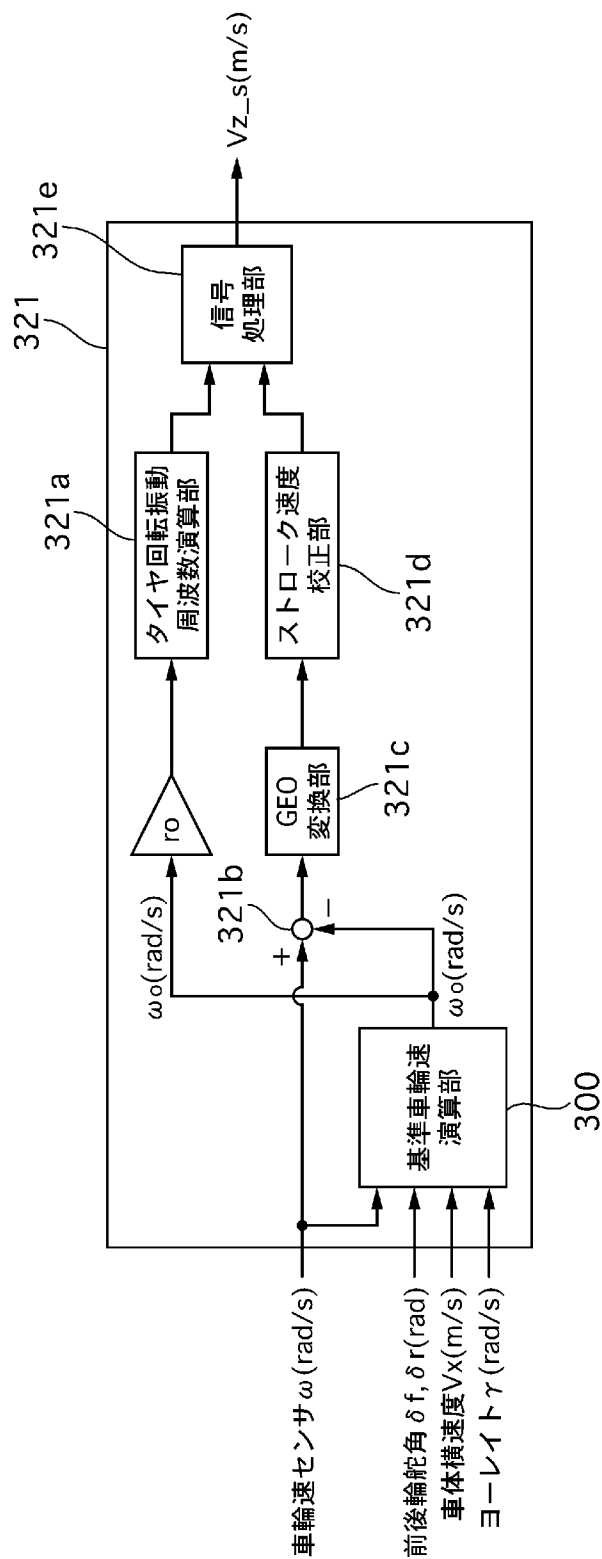
[図3]



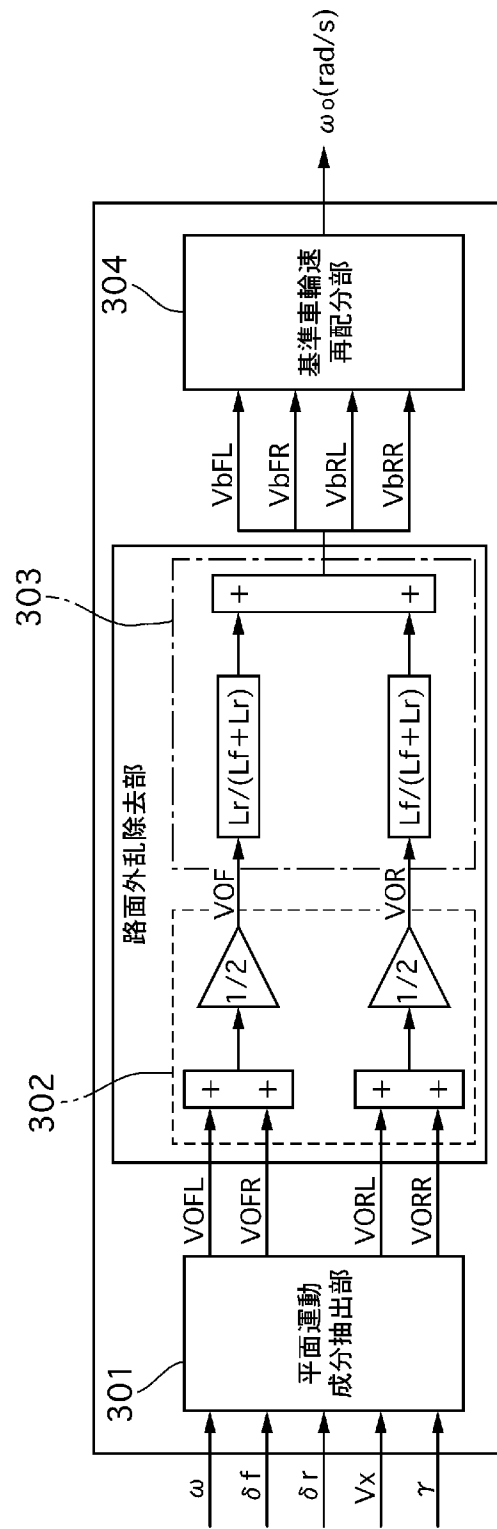
[図4]



[図5]

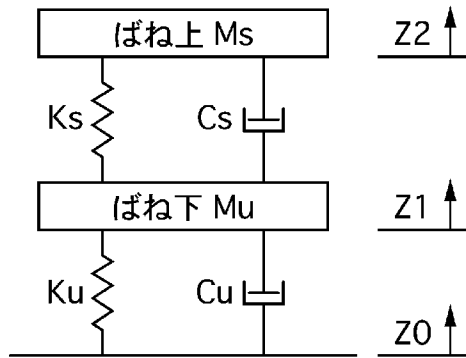


[図6]

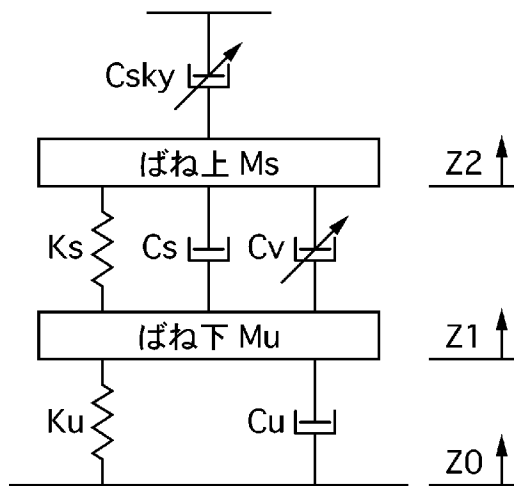


[図7]

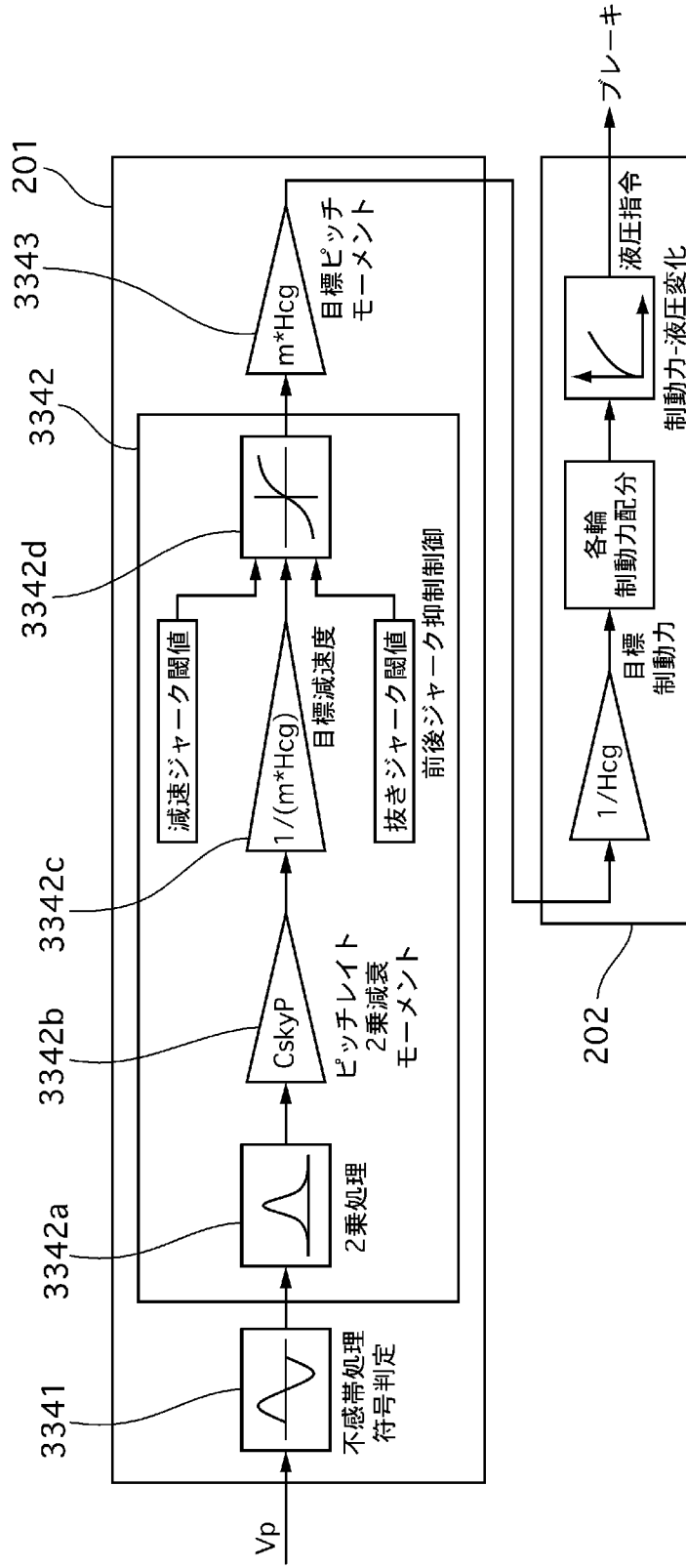
(a)



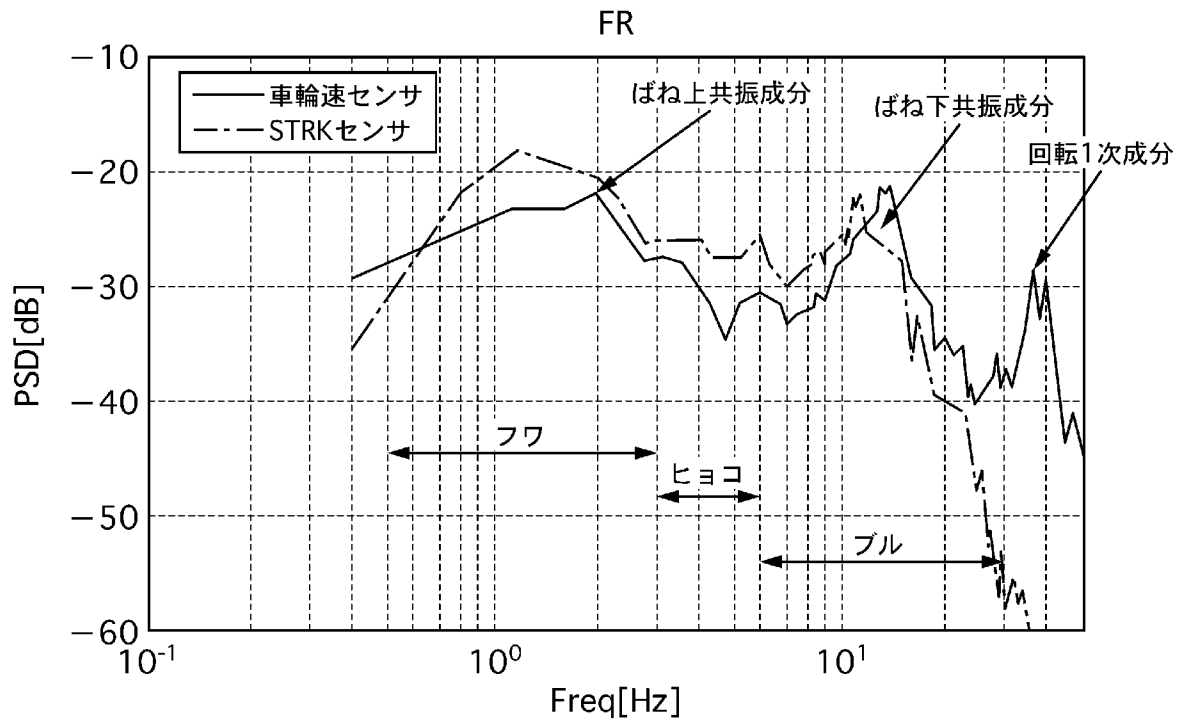
(b)



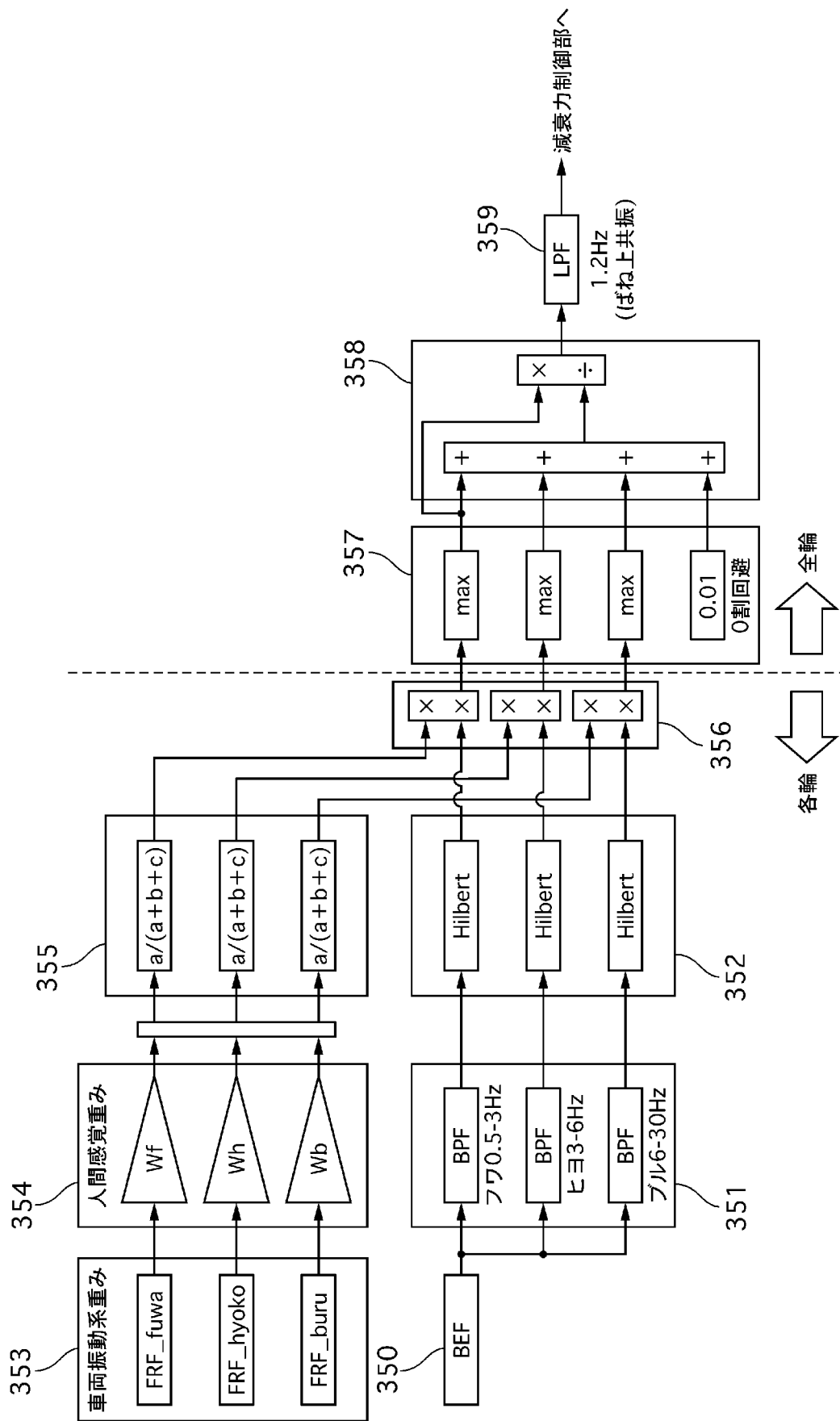
[図8]



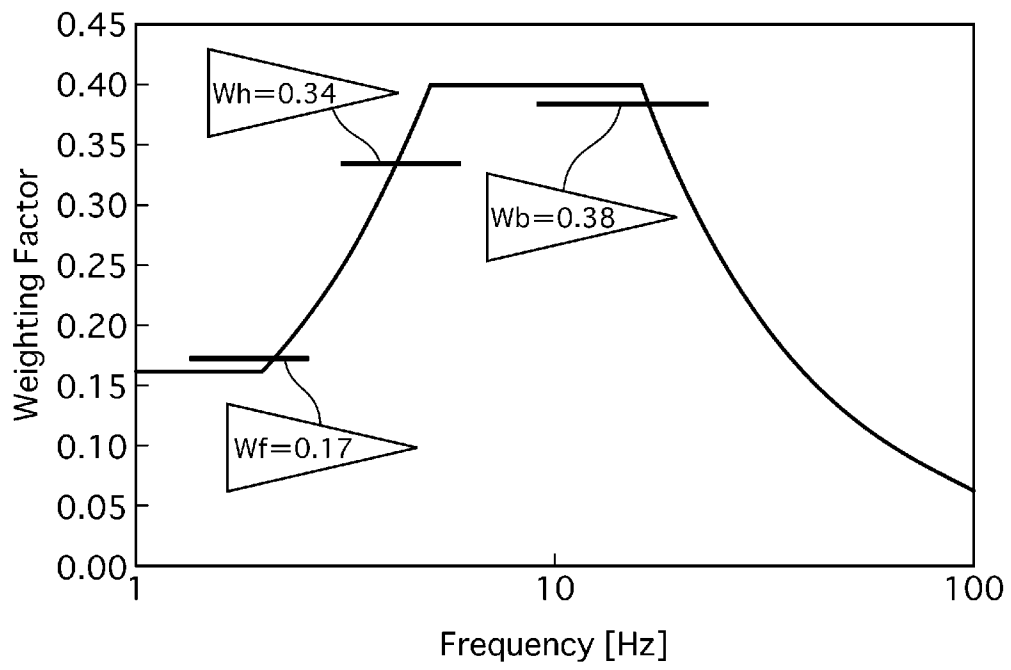
[図9]



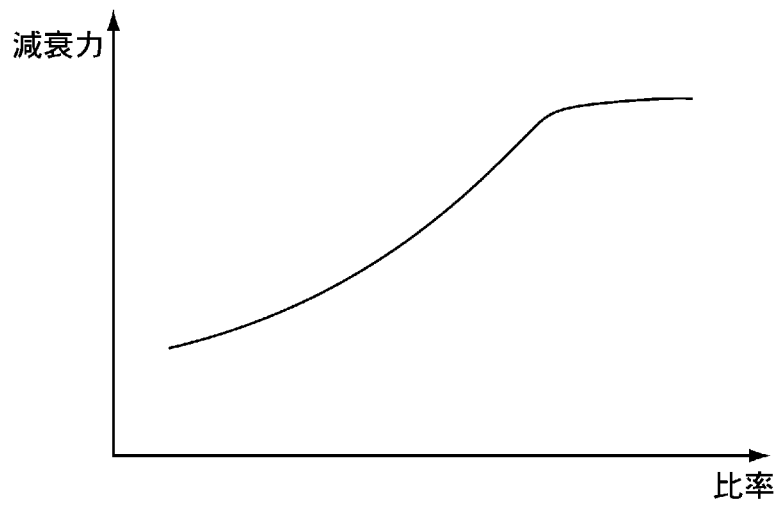
[図10]



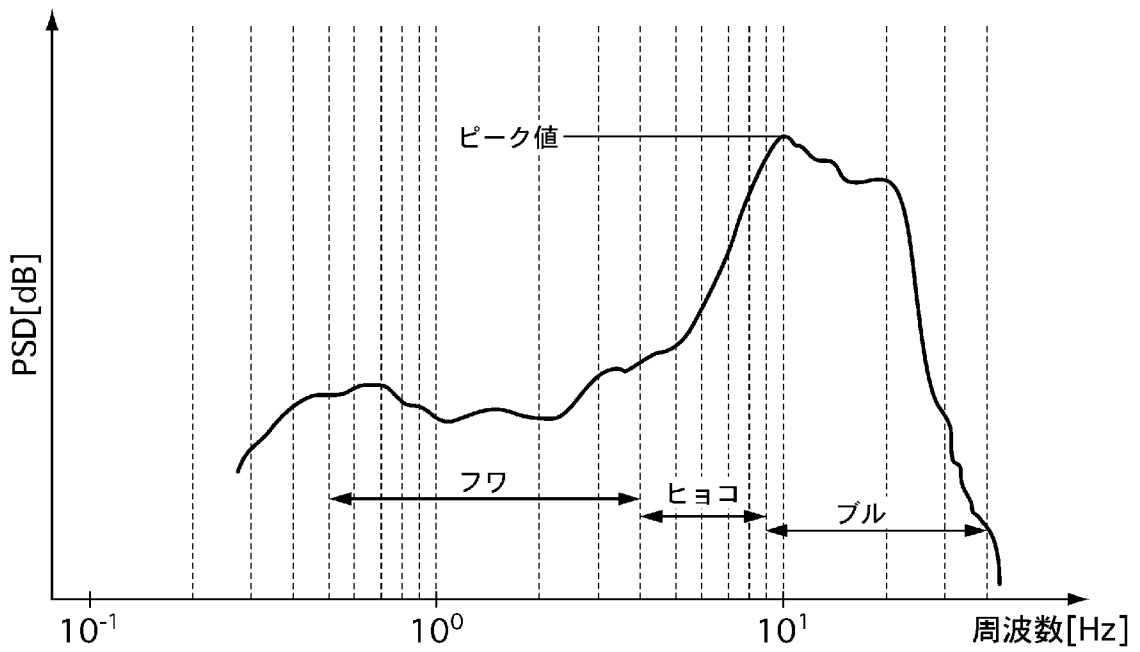
[図11]



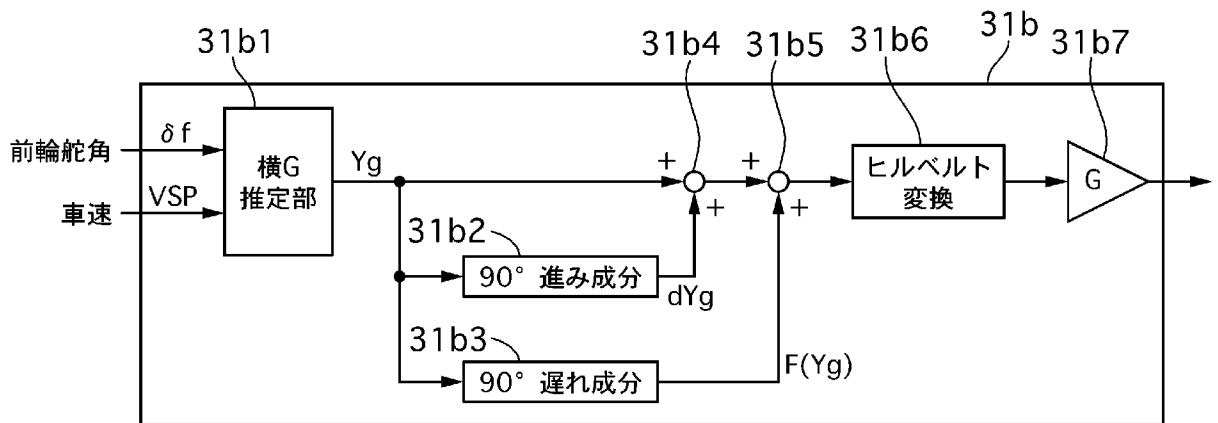
[図12]



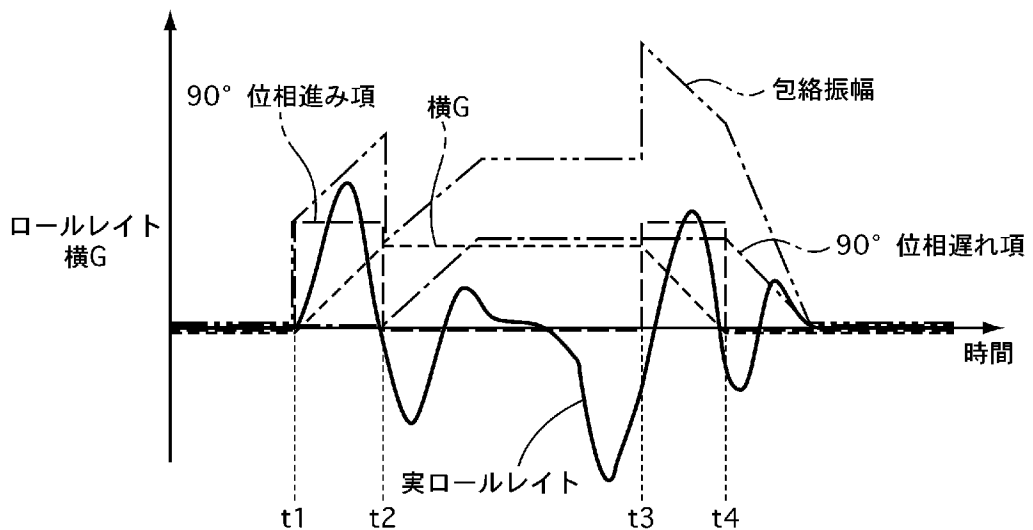
[図13]



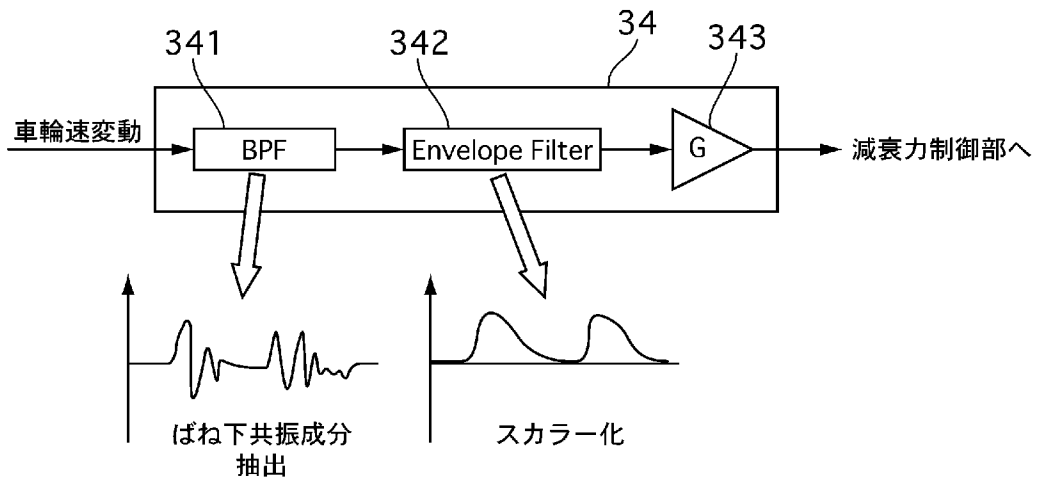
[図14]



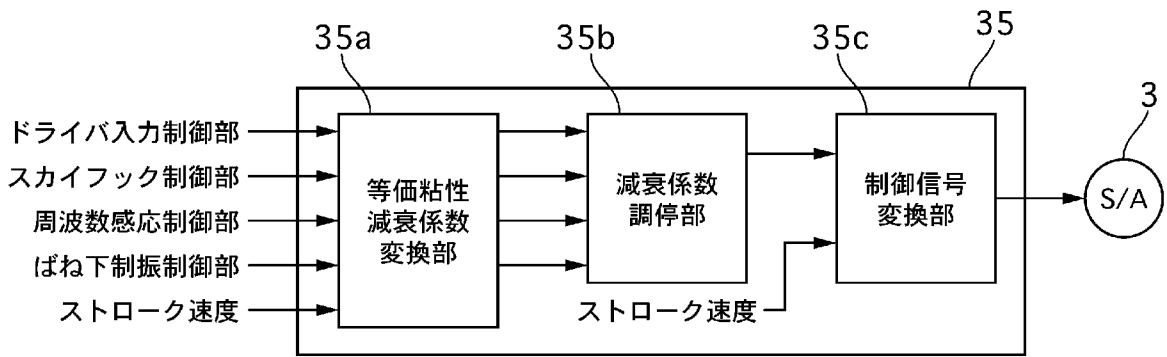
[図15]



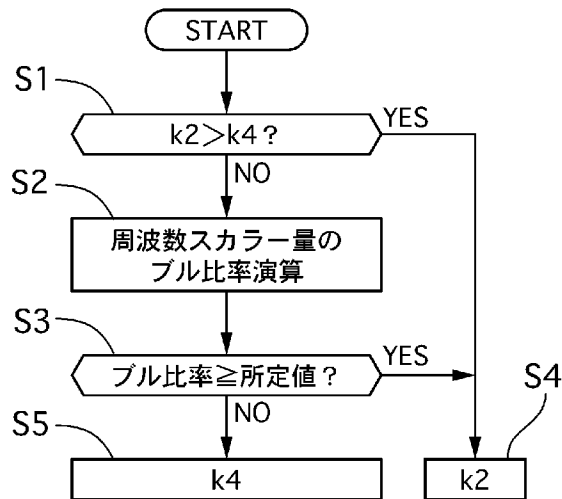
[図16]



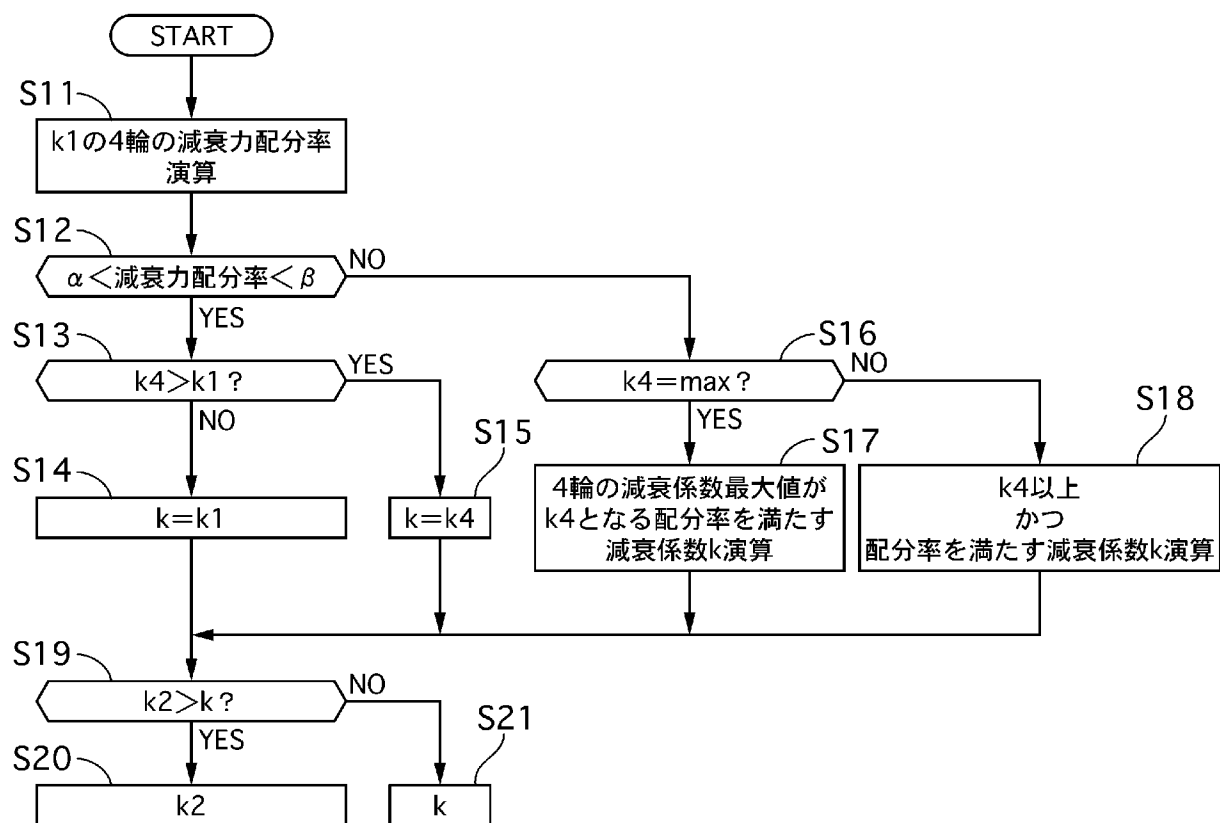
[図17]



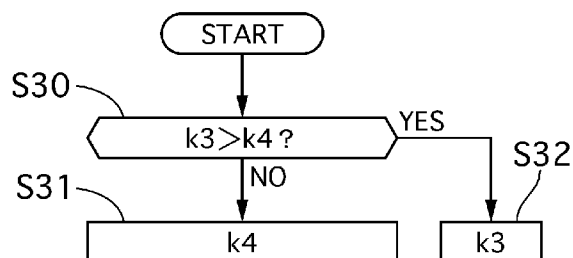
[図18]



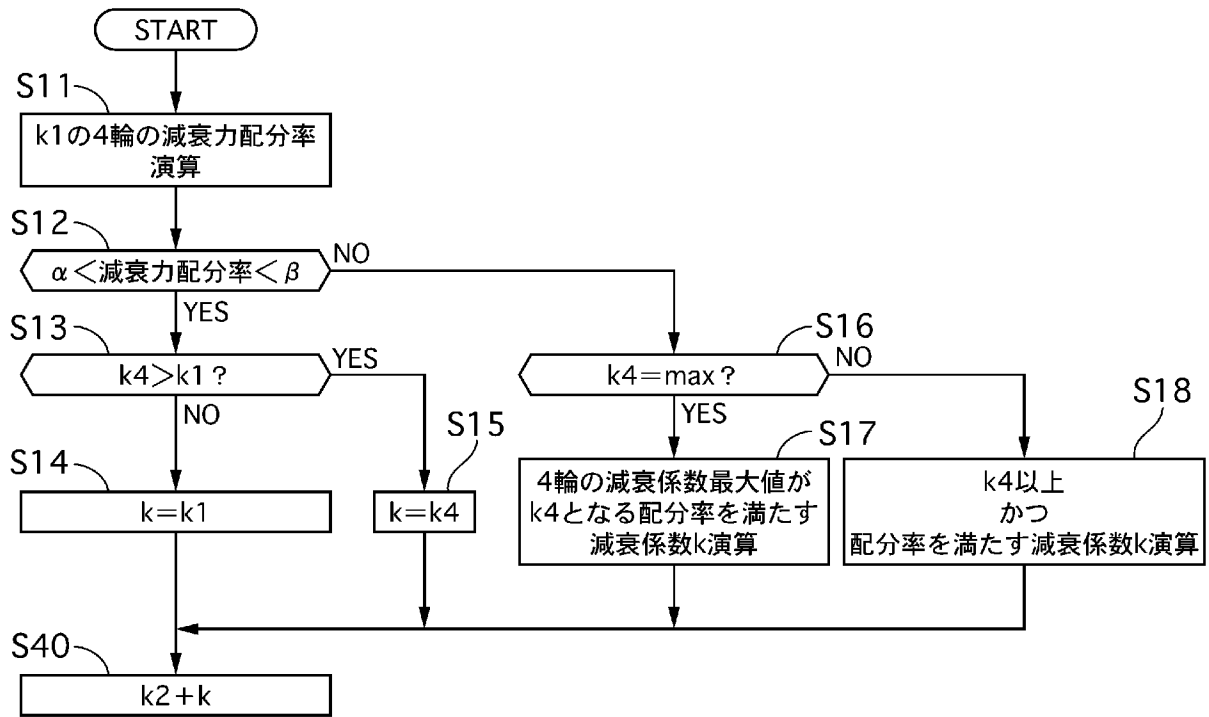
[図19]



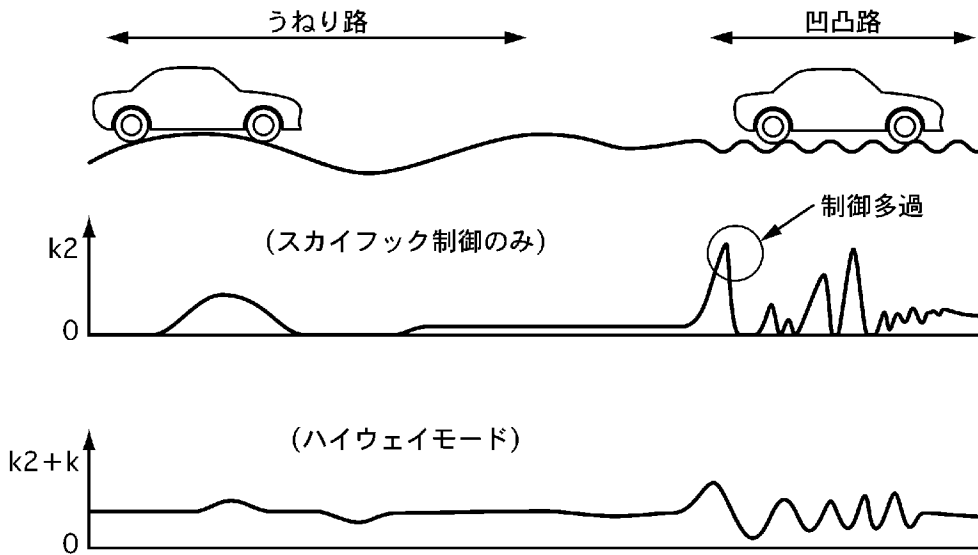
[図20]



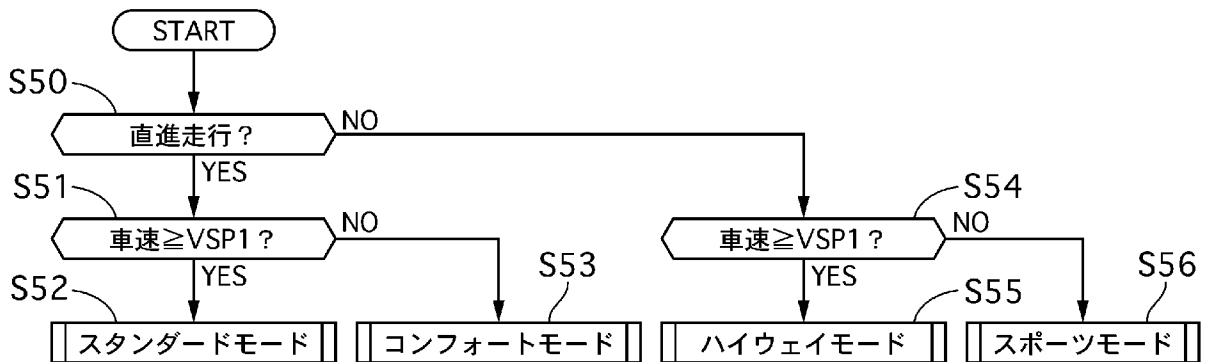
[図21]



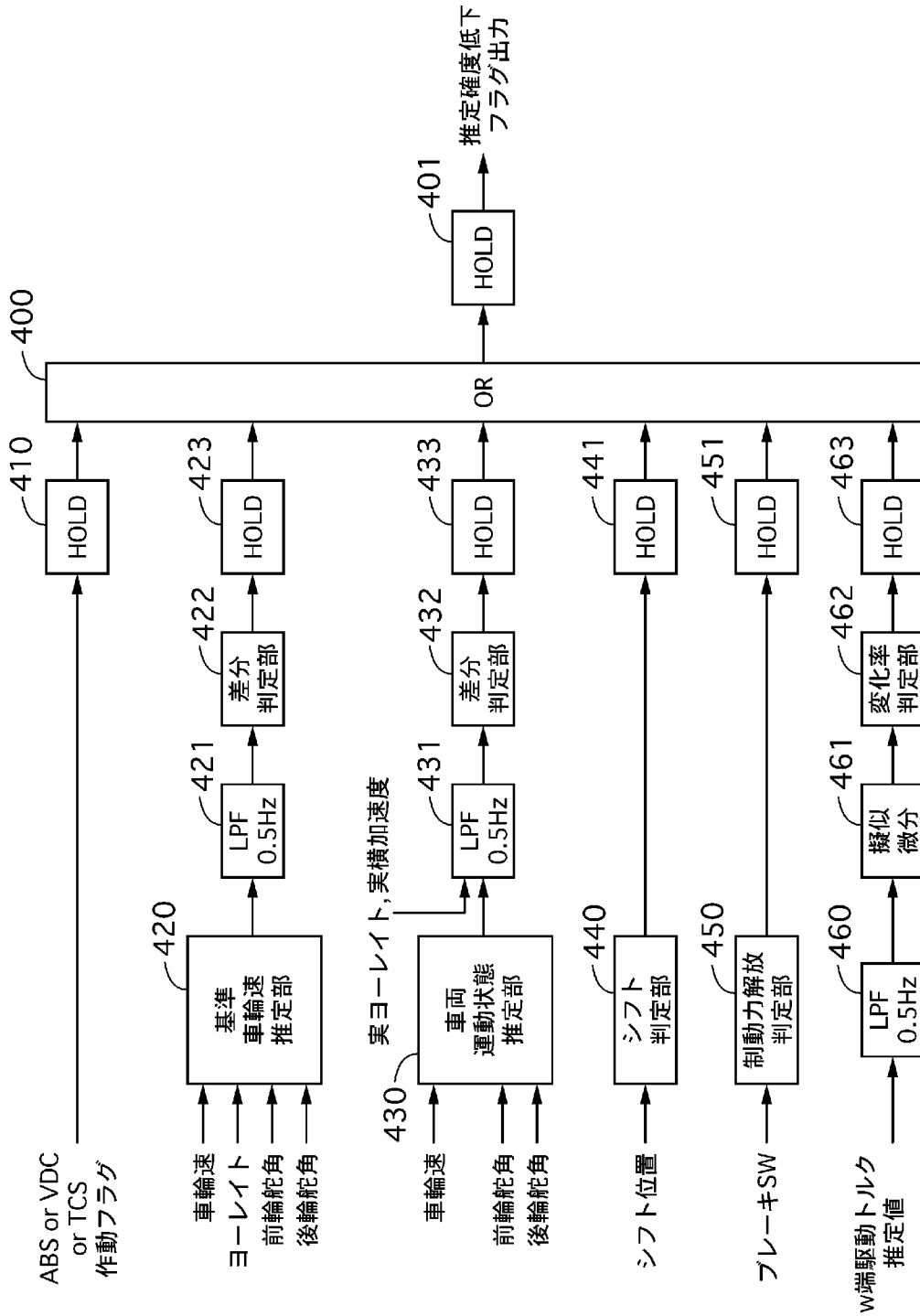
[図22]



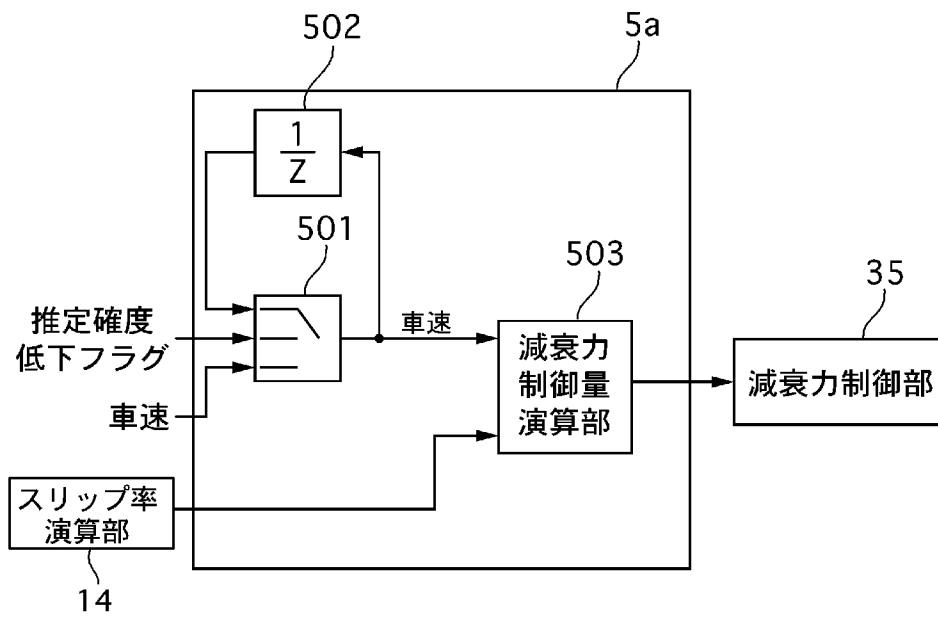
[図23]



[図24]

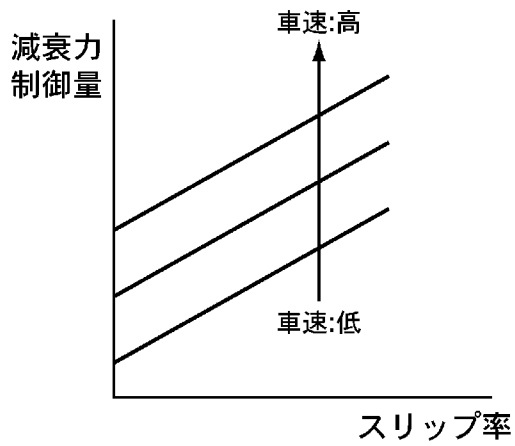


[図25]

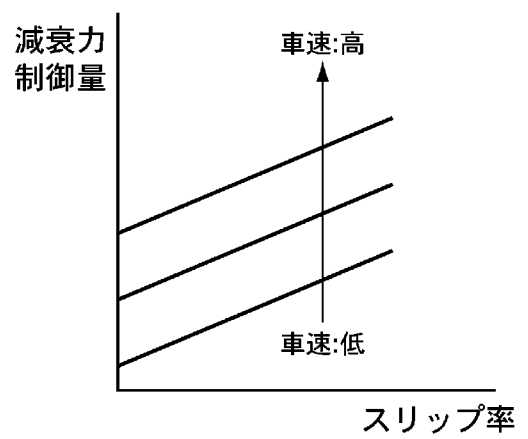


[図26]

(a)



(b)



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/060586

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60G17/015(2006.01) *i*, *B60G17/018*(2006.01) *i*, *B60G17/0195*(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, *B60G17/018*, *B60G17/0195*

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.
Y	JP 2009-083614 A (Hitachi, Ltd.), 23 April 2009 (23.04.2009), paragraphs [0016], [0017] & US 2009/0085309 A1 & EP 2042356 A2 & KR 10-2009-0033144 A & CN 101474953 A	1-8
Y	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 095465/1986 (Laid-open No. 002604/1988) (Nissan Motor Co., Ltd.), 09 January 1988 (09.01.1988), claims; page 10, lines 3 to 11 (Family: none)	1-8

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
01 May, 2013 (01.05.13)

Date of mailing of the international search report
14 May, 2013 (14.05.13)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2013/060586

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 2011-173465 A (Honda Motor Co., Ltd.), 08 September 2011 (08.09.2011), claim 1; paragraph [0013] (Family: none)	1-8

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))
 Int.Cl. B60G17/015(2006.01)i, B60G17/018(2006.01)i, B60G17/0195(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 (IPC))
 Int.Cl. B60G17/015, B60G17/018, B60G17/0195

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 1922-1996年
 日本国公開実用新案公報 1971-2013年
 日本国実用新案登録公報 1996-2013年
 日本国登録実用新案公報 1994-2013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
Y	JP 2009-083614 A (株式会社日立製作所) 2009.04.23, 【0016】, 【0017】 & US 2009/0085309 A1 & EP 2042356 A2 & KR 10-2009-0033144 A & CN 101474953 A	1-8

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
 「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
 「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
 「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)
 「O」口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
 「P」国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願日の後に公表された文献
 「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
 「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
 「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
 「&」同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日 01.05.2013	国際調査報告の発送日 14.05.2013
国際調査機関の名称及びあて先 日本国特許庁 (ISA/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) 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
Y	日本国実用新案登録出願61-095465号(日本国実用新案登録出願公開63-002604号)の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム(日産自動車株式会社) 1988.01.09, 実用新案登録請求の範囲, 10ページ3-11行 (ファミリーなし)	1-8
A	JP 2011-173465 A (本田技研工業株式会社) 2011.09.08, 請求項1, 【0013】 (ファミリーなし)	1-8