

(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
2011年12月29日(29.12.2011)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2011/161815 A1

- (51) 国際特許分類:
B60T 8/1755 (2006.01) *B60W 10/20* (2006.01)
B60T 8/1764 (2006.01) *B60W 30/02* (2006.01)
B60W 10/18 (2006.01) *B62D 6/00* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2010/060853
- (22) 国際出願日: 2010年6月25日(25.06.2010)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (71) 出願人(米国を除く全ての指定国について): トヨタ自動車株式会社 (TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: および
- (75) 発明者/出願人(米国についてのみ): 小野田 裕一 (ONODA, Yuichi) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP). 大沼 豊 (OHNUMA, Yutaka) [JP/JP]; 〒4718571 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内 Aichi (JP).
- (74) 代理人: 特許業務法人中部国際特許事務所 (CHUBU PATENT OFFICE); 〒4500002 愛知県名古屋市中村区名駅4丁目2番25号 名古屋ビルディング東館 7階 Aichi (JP).

古屋市中村区名駅4丁目2番25号 名古屋ビルディング東館 7階 Aichi (JP).

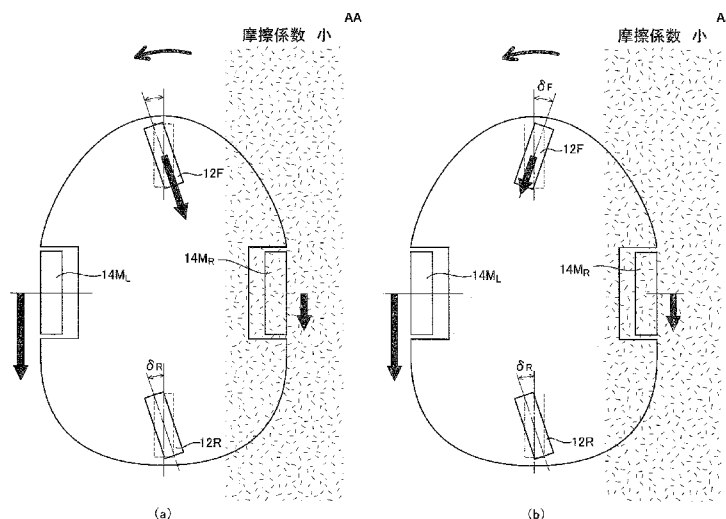
- (81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, 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, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, 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, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[続葉有]

(54) Title: VEHICLE MOTION CONTROL SYSTEM

(54) 発明の名称: 車両運動制御システム

[図6]



AA FRICTION COEFFICIENT: SMALL

(57) Abstract: Disclosed is a system which controls the motion of a vehicle that comprises a single front wheel (12F) disposed on the front side of the vehicle, and a left wheel (14M_L) and a right wheel (14M_R) disposed rearward of the front wheel (12F) and on the left and right sides of the vehicle. Said system is provided with a braking device which provides braking force to the front wheel (12F), the left wheel (14M_L), and the right wheel (14M_R); and a control device which comprises a control section for controlling the braking device. This system is configured in such a way that in a case wherein the control section brakes the vehicle in a situation where the heading of the vehicle undergoes a change to a specific direction due to the slipping of at least either the left wheel or the right wheel, or where there is a risk of such a change occurring, and even wherein the same operation as before such a change is performed on a brake operating member, there is executed a control operation for dealing with the vehicle heading change caused by the slipping, in such a manner that the magnitude of the braking force of the front wheel (12F)

will be different in the direction of the steering of the front wheel. Due to the above, a vehicle heading change caused by slipping is not furthered, or such a change is effectively restricted, with the result that it is possible to improve the stability during travel of the vehicle, which comprises the specially disposed wheels.

(57) 要約:

[続葉有]

WO 2011/161815 A1



添付公開書類:

— 国際調査報告 (条約第 21 条(3))

自身の前方側に配設された単一の前輪 1 2 F とその前輪 1 2 F より後方側で自身の左右にそれぞれ配設された左輪 1 4 M_L および右輪 1 4 M_R とを有する車両の運動を制御するシステムを、前輪 1 2 F、左輪 1 4 M_L、右輪 1 4 M_R の各々に制動力を付与する制動装置を制御するために制御装置が有する制御部が、左輪と右輪との少なくとも一方のスリップに起因して車両の向きが特定方向に変化している若しくは変化する虞がある状況下で車両を制動させる場合において、ブレーキ操作部材に同じ操作がなされた場合であっても前輪の転舵の方向で前輪 1 2 F の制動力を異なる大きさとなるようにして、スリップに起因する車両の向きの変化に対応するための制御を実行するように構成する。そのことにより、スリップに起因する車両の向きの変化を助長しない、もしくは、その変化を効果的に抑え、車輪特殊配置車両の走行中の安定性を向上させることが可能である。

明 細 書

発明の名称：車両運動制御システム

技術分野

[0001] 本発明は、自身の前方部に配設された単一の前輪とその前輪より後方において自身の左右にそれぞれ配設された左輪および右輪とを有する車両に関し、特に、その車両の運動を制御するためのシステムに関する。

背景技術

[0002] 従来、単一の前輪と、その後方に設けられた左輪、右輪とを有する車両において、その車両の運動を制御するシステムとして、下記特許文献1に記載されているような車両の旋回運動の制御に関する技術が存在する。なお、近年では、下記特許文献2に記載されたような車両、つまり、3つの車輪に加えて左輪、右輪の後方に設けられた単一の後輪を有する車両も検討されている。

先行技術文献

特許文献

[0003] 特許文献1：特開2006-130985号公報
特許文献2：中国授權公告号CN1304237C

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0004] 上述のような車両は、車輪の配置が、左右2つの前輪、左右2つの後輪を有する通常の車両とは異なることから、車両運動の制御において特別に配慮することが望ましい。上述のような車両（以下、「車輪特殊配置車両」という場合がある）に関する運動制御には、十分な改良の余地が残されており、何らかの改良を施すことにより、車輪特殊配置車両の実用性を向上させることが可能である。本発明は、そのような実情に鑑みてなされたものであり、車輪特殊配置車両の実用性を向上させるための車両運動制御システムを提供することを課題とする。

課題を解決するための手段

- [0005] 上記課題を解決するため、本発明の車両運動制御システムは、上記車輪特殊配置車両のための車両運動制御システムであって、前輪、左輪、右輪の各々に制動力を付与する制動装置を制御するために制御装置が有する制御部が、左輪と右輪との少なくとも一方のスリップに起因して車両の向きが特定方向に変化している若しくは変化する虞がある状況下で車両を制動させる場合において、ブレーキ操作部材に同じ操作がなされた場合であっても前輪の転舵の方向で前輪の制動力を異なる大きさとなるようにして、スリップに起因する車両の向きの変化に対応するための制御を実行するように構成される。

発明の効果

- [0006] 上記車輪特殊配置車両は、上記少なくとも一方の状況下で車両を制動させる場合、前輪の制動力により車体に生じる回転モーメントが、その転舵の方向によって、スリップに起因する車両の向きの変化を抑える場合と、その変化を助長する場合がある。本発明の車両運動制御システムによれば、前輪の転舵の方向に応じて前輪の制動力を異なる大きさとすることで、スリップに起因する車両の向きの変化を助長しないようにする、あるいは、その変化を効果的に抑えることが可能であり、車輪特殊配置車両の走行中の安定性を向上させることが可能である。

発明の態様

- [0007] 以下に、本願において特許請求が可能と認識されている発明（以下、「請求可能発明」という場合がある）の態様をいくつか例示し、それらについて説明する。各態様は請求項と同様に、項に区分し、各項に番号を付し、必要に応じて他の項の番号を引用する形式で記載する。これは、あくまでも請求可能発明の理解を容易にするためであり、それらの発明を構成する構成要素の組み合わせを、以下の各項に記載されたものに限定する趣旨ではない。つまり、請求可能発明は、各項に付随する記載、実施例の記載等を参酌して解釈されるべきであり、その解釈に従う限りにおいて、各項の態様にさらに他の構成要素を付加した態様も、また、各項の態様から何某かの構成要素を削

除した態様も、請求可能発明の一態様となり得るのである。

[0008] なお、以下の各項において、（１）項が請求項１に相当し、その請求項１に（１０）項の発明特定事項を付加したものが請求項２に、請求項２に（１１）項の発明特定事項を付加したものが請求項３に、請求項３に（１２）項の発明特定事項を付加したものが請求項４に、請求項３または請求項４に（１３）項の発明特定事項を付加したものが請求項５に、請求項１ないし請求項５のいずれか１つに（９）項の発明特定事項を付加したものが請求項６に、請求項１ないし請求項６のいずれか１つに（２）項の発明特定事項を付加したものが請求項７に、請求項７に（３）項の発明特定事項を付加したものが請求項８に、請求項７または請求項８に（４）項の発明特定事項を付加したものが請求項９に、請求項１０に（２４）項の発明特定事項を付加したものが請求項１１に、請求項１１に（２５）項の発明特定事項を付加したものが請求項１２に、請求項１ないし請求項１２のいずれか１つに（１４）項の発明特定事項を付加したものが請求項１３に、請求項１ないし請求項１３のいずれか１つに（２１）項、（２８）項ないし（３１）項の発明特定事項を付加したものが請求項１４に、請求項１４に（３３）項の発明特定事項を付加したものが請求項１５に、それぞれ相当する。

[0009] （１）自身の前方部の車幅方向における中央に配置された単一の前輪とその前輪より後方において自身の左右にそれぞれ配置された左輪および右輪とを有する車両に搭載され、その車両の運動を制御する車両運動制御システムであって、

前記前輪を転舵させる前輪転舵装置と、

前記前輪、前記左輪および前記右輪の各々に制動力を付与する制動装置と

、

ブレーキ操作部材の操作に基づいてその制動装置を制御することで、前記前輪、前記左輪および前記右輪の各々に付与する制動力を制御する制動力制御部を有し、当該車両の制御を司る制御装置と

を備え、

前記制動力制御部が、

前記左輪と前記右輪との少なくとも一方のスリップに起因して当該車両の向きが特定方向に変化している状況と変化する虞がある状況との少なくとも一方の下で当該車両を制動させる場合において、そのスリップに起因する当該車両の向きの変化に対応すべく、前記前輪の制動力を、前記ブレーキ操作部材に同じ操作がなされた場合であっても前記前輪の転舵の方向で異なる大きさとなるように制御するスリップ対応制御を実行するスリップ対応制御部を有する車両運動制御システム。

[0010] 本項の態様のシステムが対象とする車両は、上述した車輪特殊配置車両であり、その車両は、上記前輪、左輪、右輪のみを有する三輪車両であってもよく、さらに、左輪、右輪の後方に配置された単一の後輪を有する車両（以下、「車輪菱形配置車両」という場合がある）であってもよい。そのような車輪特殊配置車両は、前輪が車両の前方の車幅方向における中央に配置されているため、前輪の制動力により車体に生じる回転モーメントは、その前輪が中立位置から転舵されている方向で異なる方向のものとなる。ちなみに、本項にいう「転舵の方向」は、車両の上方からの視点において、車輪の転舵軸を中心として、中立位置から左回り方向と右回り方向とのいずれかの方向をいう。つまり、上記少なくとも一方の状況下で車両を制動させる場合、前輪が左回り方向と右回り方向との一方に転舵されている場合の制動力によるモーメントは、スリップに起因する車両の向きの変化（以下、「スリップ起因車両変化」という場合がある）を抑制するものとなり、前輪が右回り方向と左回り方向との他方に転舵されている場合の制動力によるモーメントは、スリップ起因車両変化を助長するものとなる。

[0011] 本項の車両運動制御システムは、前輪の制動力を同じブレーキ操作部材の操作であってもその前輪の転舵方向で異なる大きさとすることで、その前輪の制動力により車体に生じるモーメントの大きさを、スリップ起因車両変化を抑制する場合とそれを助長する場合とで異ならせることが可能である。つまり、本項の車両運動制御システムによれば、スリップ起因車両変化を抑制

するモーメントを発生させる場合の前輪の制動力が、スリップ起因車両変化を助長するモーメントを発生させる場合の前輪の制動力に比較して大きくなるように制御することで、スリップ起因車両変化を助長しないようにする、あるいは、そのスリップ起因車両変化を効果的に抑えることが可能である。

[0012] ここで、左右にそれぞれ配置された2つの前輪と2つの後輪とを有し、前輪が転舵輪とされた一般的な車両（以下、「車輪四隅配置車両」という場合がある）において、車両がスピンしている状態で車両を制動させる場合を考える。その車輪四隅配置車両においては、左前輪と右前輪とのうちの、車両のスピンにおいて他方に対して後方側に相対移動する方の車輪の制動力により車体に生じるモーメントは、常にスピンの方向と同じ方向のものであり、それら左前輪と右前輪との他方は、常にスピンの方向と逆方向のものとなる。つまり、本項に記載の「スリップ対応制御」は、上記車輪四隅配置車両に適用しても、有利な効果は得られず、上記車輪特殊配置車両に適用することで、上述したような有利な効果が得られることになる。

[0013] 本項に記載の「スリップ」とは、車輪に作用する力がその車輪と路面との間の摩擦力の限界付近に達することを意味する。その「車輪に作用する力」とは、車輪に付与された駆動力および制動力である前後方向の力、旋回時に車輪に作用する横力である横方向の力、および、それら前後方向の力と横方向の力との合力を含む概念である。つまり、スリップとは、車輪に作用する力が、車輪の接地中心を基準とした摩擦力の最大値付近、いわゆる摩擦円に達することを意味する。なお、そのスリップは、車輪のグリップが完全に効かない状態のみに限定されない。例えば、車両に搭載されるアンチロックブレーキングシステム（ABS）が作動して、車輪の制動力が現時点で発生可能な限界の大きさに制御されている場合も含まれるのである。

[0014] 本項にいう「スリップに起因して車両の向きが特定方向に変化している状況下」とは、例えば、(i)高速旋回、急旋回、旋回中に左右輪が路面の凹凸や摩擦係数が小さい箇所を通過すること等により横方向の力が摩擦力に達し、スピンあるいはドリフトアウトする場合や、(ii)左輪が通過する部分の摩擦

係数と右輪が通過する部分の摩擦係数との差が大きい路面の走行中に車両を制動させる際に、摩擦係数が小さい部分を通過している車輪の制動力が限界に達し、左輪の制動力と右輪の制動力との差によって車両が回転している場合等をいう。そして、その左輪が通過する部分の摩擦係数と右輪が通過する部分の摩擦係数との差が大きい路面を走行している場合が、本項にいう「スリップに起因して車両の向きが特定方向に変化する虞がある状況下」に含まれるのである。

[0015] 本項にいう「特定方向」は、車両の上方からの視点において、左回り方向と右回り方向とのいずれかの方向となる。例えば、車両の旋回中にドリフトアウトする場合を考えると、車両の向きが実際に変化している方向は、その旋回方向と同じ方向であるが、上記のスリップに起因する車両の向きの変化の方向である特定方向は、旋回方向内側から外側に向かう方向であり、旋回方向とは逆方向となる。つまり、スリップ起因車両変化の方向である特定方向は、実際に車両の向きが変化している方向と異なる場合もあるのである。

[0016] 本項のシステムにおける「制動装置」には、液圧ブレーキ装置、電気ブレーキ装置、駆動源がモータである場合におけるそのモータの起電力を利用したブレーキ装置（例えば回生ブレーキ）等の種々のものを採用可能であるが、前輪、左輪、右輪の各々の制動力を互いに独立して制御可能なものであることが望ましい。

[0017] 本項のシステムにおける「前輪転舵装置」は、ステアリング操作部材に加えられる運転者の操作力によって前輪を転舵させるように構成された装置であってもよく、駆動源を有してステアリング操作部材と機械的に分離され、そのステアリング操作部材の操作に応じて、駆動源を制御しつつその駆動源の力によって前輪を転舵させるように構成されたものであってもよい。いわゆるステアバイワイヤ型の装置であってもよいのである。なお、ステアリング操作部材は、ステアリングホイールを始め、ジョイスティック、レバー等、種々の形式のものを採用可能である。

[0018] （２）前記スリップ対応制御部が、

前記前輪の制動力が、前記特定方向と同じ方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記特定方向とは逆方向に前記前輪が転舵されている場合に比較して大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(1)項に記載の車両運動制御システム。

[0019] 特定方向と前輪の転舵方向とが同じ方向である場合には、前輪の制動力により生じるモーメントが、スリップ起因車両変化を抑制するものとなる。一方、特定方向と前輪の転舵方向とが逆方向である場合には、前輪の制動力により生じるモーメントが、スリップ起因車両変化を助長するものとなる。また、車輪に付与される制動力と旋回時に車輪に作用する横力との間には、制動力が大きくなるほど、横力の最大値が小さくなるという関係がある。つまり、本項の態様においては、特定方向と同じ方向に前輪が転舵されている場合に、特定方向とは逆方向に前輪が転舵されている場合に比較して、前輪に作用する横力が大きくなり、特定方向への車両の向きの変化を抑えることが可能である。したがって、本項の態様は、特定方向と前輪の転舵方向との関係を具体化した態様であり、スリップ起因車両変化を助長しないようにする、あるいは、そのスリップ起因車両変化を効果的に抑えるという上述した効果を得るための望ましい態様である。

[0020] (3) 前記スリップ対応制御部が、

前記前輪が前記特定方向と同じ方向に転舵されている場合に、前記前輪の制動力が、その前輪の転舵量が大きい場合に小さい場合に比較して大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(2)項に記載の車両運動制御システム。

[0021] 本項に記載の「転舵量」は、車輪の向きの直進時における向きから変更された量、つまり、車輪の中立位置からの変更量を意味する。つまり、直進時の車輪の方向に対して車輪がなす角度等が、転舵量の一種となる。先にも述べたように、車輪に付与される制動力が大きくなるほど、旋回時に車輪に作用する横力の最大値は小さくなる。そのため、本項の態様においては、前輪の転舵量が大きい場合に、小さい場合に比較して、制動力が大きくなると

ともに、横力が大きくならないようにされる。つまり、本項の態様によれば、前輪の転舵量が大きい場合に、小さい場合に比較して、前輪に作用する横力が抑えられるとともに、特定方向とは逆方向の前輪制動力によるモーメントが大きくなり、特定方向と同じ方向に前輪が転舵されている場合に、スリップ起因車両変化を効果的に抑制することが可能となる。本項の態様は、例えば、前輪の転舵量に応じて前輪の制動力を変更させる態様、つまり、前輪の転舵量が大きくなるほど、前輪の制動力が大きくなるようにして、スリップ対応制御を実行する態様とすることが可能である。なお、その場合においては、前輪の制動力が、前輪の転舵量に応じて、段階的に変更される態様であってもよく、連続的に変更される態様であってもよい。

[0022] (4) 前記スリップ対応制御部が、

前記前輪が前記特定方向とは逆方向に転舵されている場合に、前記前輪の制動力が、その前輪の転舵量が大きい場合に小さい場合に比較して小さくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(2)項または(3)項に記載の車両運動制御システム。

[0023] 本項の態様においては、前輪の転舵量が大きい場合に、小さい場合に比較して、制動力が小さくなるとともに、横力が小さくならないようにされる。つまり、本項の態様によれば、前輪の転舵量が大きい場合に、小さい場合に比較して、特定方向とは同じ方向の前輪制動力によるモーメントが小さくされるとともに、前輪に横力が作用するようにされ、特定方向とは逆方向に前輪が転舵されている場合に、効率的にスリップ起因車両変化を抑制することが可能となる。本項の態様は、例えば、前輪の転舵量に応じて前輪の制動力を変更させる態様、つまり、前輪の転舵量が大きくなるほど、前輪の制動力が小さくなるようにして、スリップ対応制御を実行する態様とすることが可能である。なお、その場合においては、前輪の制動力が、前輪の転舵量に応じて、段階的に変更される態様であってもよく、連続的に変更される態様であってもよい。

[0024] (5) 前記制動力制御部が、

前記ブレーキ操作部材の操作の程度を指標するブレーキ操作指標と、前記前輪、前記左輪および前記右輪の各々に対応して定められた制動力ゲインとの積に基づいて、前記前輪、前記左輪および前記右輪の各々に付与すべき制動力である目標制動力を決定する目標制動力決定部を有する(1)項ないし(4)項のいずれか1つに記載の車両運動制御システム。

[0025] 本項に記載の態様は、制動力の制御手法に関する限定を加えた態様である。本項に記載の「ブレーキ操作指標」には、例えば、ブレーキ操作部材の操作量、ブレーキ操作部材に加えられた操作力等を採用可能である。各車輪に対応する「制動力ゲイン」の各々は、例えば、車両の車体の重量のうちの各車輪の各々が分担する分である分担荷重等に基づいて設定することが可能である。また、それら制動力ゲインは、何らかのパラメータに基づいて変更可能とされてもよい。

[0026] 制動力ゲインが変更可能とされた場合、通常時の制動力の制御においては、各車輪の各々に付与すべき制動力の和、つまり、車両に付与すべき制動力が、同じブレーキ操作部材の操作に対して一定となるように、各車輪に対応する制動力ゲインが決定される態様とされることが望ましい。つまり、その態様は、車両に付与すべき制動力を各車輪の各々に配分するように構成され、その配分の比である制動力配分比を変更可能とされた態様と考えることができる。そして、各車輪に対応する制動力ゲインは、その制動力配分比と考えることができる。

[0027] (6) 前記スリップ対応制御部が、

前記前輪に対応する前記制動力ゲインを変更することによって、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(5)項に記載の車両運動制御システム。

[0028] 本項に記載の態様は、制動力制御部が目標制動力決定部を有する態様において、スリップ対応制御を実行するための制御手法に関する限定を加えた態様である。具体的に言えば、本項の態様は、少なくとも前輪に対応する制動力ゲインを変更可能とされ、その前輪制動力ゲインを前輪の転舵の方向で異

なる値とすることで、前輪の制動力を前輪の転舵の方向で異なる大きさとする態様である。

[0029] (7) 前記前輪転舵装置が、

駆動源を有し、ステアリング操作部材に加えられた力に依らず、その駆動源が発生させる力に依拠して前記前輪を転舵させるように構成された(1)項ないし(6)項のいずれか1つに記載の車両運動制御システム。

[0030] (8) 前記制御装置が、

前記ステアリング操作部材の操作に基づいて前記前輪転舵装置が有する駆動源を制御することで、前記前輪の転舵量を制御する前輪転舵量制御部を有する(7)項に記載の車両運動制御システム。

[0031] 上記2つの項に記載の態様は、前輪転舵装置が、先に説明したステアバイワイヤ型の転舵装置とされた態様である。ステアバイワイヤ型の転舵装置を採用すれば、例えば、前輪の転舵量が必ずしもステアリング操作部材の操作量のみに応じた大きさに制御されることを要せず、例えば、ステアリング操作部材の操作速度、車速等の種々のパラメータに応じた転舵量の制御が可能となる。つまり、ステアバイワイヤ型の転舵装置を採用することにより、転舵量の制御の自由度を、比較的高いものとすることが可能である。

[0032] (9) 前記制御装置が、

前記スリップに起因して当該車両の向きが前記特定方向に変化している状況と変化する虞がある状況との少なくとも一方にあるか否かを判定するスリップ判定部を有し、

そのスリップ判定部が、

当該車両の向きの変化の程度を指標するヨーイング指標の値が閾値を超えた場合に、当該車両の向きが前記特定方向に変化している状況にあると判定するように構成され、

前記スリップ対応制御部が、

前記スリップ判定部による判定に基づいて、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(1)項ないし(8)項のいずれか1つに記載の車両運動制

御システム。

[0033] 本項に記載の態様は、前記少なくとも 1 つの状況下にあるか否かの判定手法を具体化した一態様であり、スリップに起因して車両の向きが実際に変化している状況下にあるか否かを判定し、その状況下にあると判定された場合にスリップ対応制御を実行する態様である。本項に記載の「ヨーイング指標」には、例えば、実ヨーレートの大きさ、目標ヨーレートと実ヨーレートとの偏差、車体横滑り角（重心点横滑り角）の時間変化や変化速度、目標となる車体横滑り角と実際の車体横滑り角との偏差等から少なくとも 1 つのものを採用することが可能である。

[0034] （１０）前記制御装置が、
前記スリップに起因して当該車両の向きが前記特定方向に変化している状況と変化する虞がある状況との少なくとも一方にあるか否かを判定するスリップ判定部を有し、
そのスリップ判定部が、
前記左輪が通過している部分の摩擦係数と前記右輪が通過している部分の摩擦係数とが互いに異なる路面を当該車両が走行している場合に、当該車両の向きが前記特定方向に変化する虞がある状況あるいは変化している状況にあると判定するように構成され、
前記スリップ対応制御部が、
前記スリップ判定部による判定に基づいて、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(1)項ないし(9)項のいずれか 1 つに記載の車両運動制御システム。

[0035] 本項に記載の態様は、前記少なくとも 1 つの状況下にあるか否かの判定手法を具体化した一態様であり、スリップに起因して車両の向きが変化する虞がある状況下にあるか否かを判定し、その状況下にあると判定された場合にスリップ対応制御を実行する態様である。本項の態様の車両運動制御システムは、簡単に言えば、いわゆるまたぎ路を走行している場合に、スリップ対応制御を実行するように構成されている。

[0036] またぎ路において車両を制動させる場合、左右輪のうちの路面の摩擦係数が小さい部分を通過するもの（以下、「低 μ 路側車輪」という場合がある）が、路面の摩擦係数が大きい部分を通過するもの（以下、「高 μ 路側車輪」という場合がある）より早く、車輪に作用する力がそれと路面との間の摩擦力の限界に達する、つまり、低 μ 路側車輪が前述したスリップした状態となる。そして、その低 μ 路側車輪がロックする、あるいは、車両に搭載されたアンチロックブレーキングシステム（ABS）の作動によって低 μ 路側車輪の制動力がその低 μ 路で発生可能な最大値付近に維持されると、その低 μ 路側車輪の制動力は高 μ 路側車輪の制動力より小さく、左右輪の間で制動力差が生じ、スリップに起因する車両の向きの変化が生じることになるのである。本項の態様においては、車両の向きが実際に変化している状況だけでなく、車両の向きが変化する虞がある状況下においても、スリップ対応制御を実行するための判定がなされる。つまり、本項の態様によれば、車両の向きが実際に変化し始める前から、スリップ対応制御を実行するための判定がなされるため、制動開始と同時にスリップ対応制御を実行することが可能であるため、スリップ起因車両変化を効果的に抑えることが可能である。

[0037] なお、先に述べた制動力ゲインを変更することでスリップ対応制御を実行する態様においては、上記路面状態依拠スリップ判定部によって判定がなされた時点から、その制動力ゲインを変更するように構成することが可能である。

[0038] （１１）前記スリップ対応制御部が、

前記路面の摩擦係数が小さい部分から大きい部分に向かう方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記前輪が前記特定方向と同じ方向に転舵されているとし、前記路面の摩擦係数が大きい部分から小さい部分に向かう方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記前輪が前記特定方向とは逆方向に転舵されているとし、

前記前輪の制動力が、前記特定方向と同じ方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記特定方向とは逆方向に前記前輪が転舵されている場合に比較

して大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(10)項に記載の車両運動制御システム。

- [0039] 本項に記載の態様は、またぎ路走行中に車両を制動させる場合において、特定方向を具体化するとともに、その特定方向と前輪転舵方向との関係を具体化した態様である。先にも説明したように、低 μ 路側車輪の制動力は高 μ 路側車輪の制動力より小さいため、それらの制動力差によって、車両の前方が路面の摩擦係数が小さい部分から大きい部分に向かうような車両の向きの変化が生じる。つまり、路面の摩擦係数が小さい部分から大きい部分に向かう方向が、特定方向に相当するのである。したがって、本項の態様は、先に述べた態様である「特定方向と同じ方向に前輪が転舵されている場合に、特定方向とは逆方向に前輪が転舵されている場合に比較して前輪の制動力を大きくする態様」の一態様と考えることができる。

- [0040] (12) 前記スリップ対応制御部が、
前記路面の摩擦係数が小さい部分から大きい部分に向かう方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記前輪の制動力が、その前輪の転舵量が多い場合に小さい場合に比較して大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(11)項に記載の車両運動制御システム。

- [0041] (13) 前記スリップ対応制御部が、
前記路面の摩擦係数が大きい部分から小さい部分に向かう方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記前輪の制動力が、その前輪の転舵量が多い場合に小さい場合に比較して小さくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(11)項または(12)項に記載の車両運動制御システム。

- [0042] 上記2つの項に記載の態様は、またぎ路を走行中に車両を制動させる場合において、前輪の転舵量の前輪の制動力を変更する態様である。それら2つの態様の各々は、先に述べた態様である「前輪が特定方向と同じ方向に転舵されている場合に、前輪の制動力を、その前輪の転舵量が多い場合に小さい場合に比較して大きくする態様」と「前輪が特定方向とは逆方向に転舵さ

れている場合に、前輪の制動力を、その前輪の転舵量が大きい場合に小さい場合に比較して小さくする態様」との各々と考えることができ、それらの態様が有する効果と同様の効果が得られる。

[0043] (14) 前記スリップ対応制御部が、

前記左輪と前記右輪とのうちの、当該車両が前記特定方向に回転する場合において他方の車輪に対して後方側に相対移動することになる方の車輪の制動力を低減するようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(1)項ないし(13)項のいずれか1つに記載の車両運動制御システム。

[0044] 本項に記載の態様は、スリップ対応制御における左右輪の制動力の制御に関する限定を加えた態様である。本項の態様によれば、左輪と右輪との各々の路面との間に実際に生じている摩擦力の前後方向の成分（以下、「摩擦力制動成分」という場合がある）の差を無すことで、スリップ起因車両変化を抑えることが可能である。あるいは、上記の車両が特定方向に回転する場合において他方の車輪に対して後方側に相対移動することになる左輪と右輪との一方（以下、「後方移動車輪」という場合がある）の摩擦力制動成分を、車両が特定方向に回転する場合において前方に向かって移動することになる左輪と右輪との他方の摩擦力制動成分より小さくすることで、その摩擦力制動成分の差によってスリップ起因車両変化に対抗する向きのモーメントを発生させ、スリップ起因車両変化をより効果的に抑えることが可能である。

[0045] (15) 前記スリップ対応制御部が、

前記後方側に相対移動することになる方の車輪の制動力が、当該車両の向きの変化の程度を指標するヨーイング指標の値が大きい場合に小さい場合に比較して小さくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(14)項に記載の車両運動制御システム。

[0046] 本項に記載の態様は、スリップ起因車両変化の程度に基づいて、上述した左右輪の摩擦力制動成分の差を変更する態様である。本項の態様によれば、上記ヨーイング指標の値が小さい場合には、後方移動車輪に付与する制動力によって車両を制動させつつ、前輪の制動力の制御によってスリップ起因車

両変化を抑制し、上記ヨーイング指標の値が大きい場合には、前輪の制動力の制御と左右輪の摩擦力制動成分の差を変更することによってスリップ起因車両変化をより効果的に抑制することが可能とされている。なお、本項の態様は、例えば、先に説明したヨーイング指標の値に応じて、後方移動車輪の制動力を小さくする態様、つまり、ヨーイング指標の値が大きくなるほど、後方移動車輪の制動力が小さくなるようにして、スリップ対応制御を実行する態様とすることが可能である。なお、その場合においては、後方移動車輪の制動力が、ヨーイング指標の値に応じて、段階的に変更される態様であってもよく、連続的に変更される態様であってもよい。

[0047] (21) 当該車両運動制御システムが、前記左輪および前記右輪よりも後方に配置された単一の後輪をさらに有する当該車両の運動を制御するためのものである(1)項ないし(15)項のいずれか1つに記載の車両運動制御システム。

[0048] 本項の態様の車両運動制御システムは、対象とする車両が、先に述べた車輪菱形配置車両とされたシステムである。その対象とする車両の後輪は、車両を制動するために回転が制動される制動輪であってもよく、制動されない非制動輪であってもよい。また、その後輪は、転舵される転舵輪であってもよく、転舵されない非転舵輪であってもよい。なお、本明細書において「転舵輪」とは、ステアリング操作の操作、制御等によって、任意の転舵量とすることが可能な車輪を意味する。例えば、キャストのように自由に向きが変わる車輪は、転舵輪ではなく非転舵輪となる。もちろん、向きが固定された車輪も非転舵輪である。

[0049] (22) 前記制動装置が、前記後輪にも制動力を付与するものであり、前記制動力制御部が、前記後輪に付与する制動力をも制御するものである(21)項に記載の車両運動制御システム。

[0050] 本項に記載の態様は、後輪に制動力を付与することが可能な態様、つまり、4つの車輪のすべてが制動輪とされた態様である。

[0051] (23) 前記スリップ対応制御部が、
前記後輪の制動力が、前記ブレーキ操作部材に同じ操作がなされた場合で

あっても前記前輪の転舵の方向で異なる大きさとなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(22)項に記載の車両運動制御システム。

[0052] 本項の態様の車両運動制御システムは、前輪の制動力に加えて、後輪の制動力をも、前輪の転舵方向で異なる大きさとする態様である。本項の態様によれば、後に詳しく説明するが、スリップ対応制御による前輪の制動力の低下を補うことが可能である。また、後輪が転舵輪とされた場合には、その後輪の転舵方向をも考慮して、後輪の制動力を制御するように構成することも可能である。

[0053] (24) 前記スリップ対応制御部が、
前記特定方向とは逆方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記特定方向と同じ方向に前記前輪が転舵されている場合に比較して、前記前輪の制動力が小さくなるようにするとともに、前記後輪の制動力が大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(23)項に記載の車両運動制御システム。

[0054] 本項に記載の態様は、特定方向と前輪の転舵方向とが逆方向である場合に、前輪の制動力を小さくすることで、その前輪の制動力により生じるモーメントによってスリップ起因車両変化を助長しないようにされるとともに、その前輪の制動力の低下を後輪の制動力で補うことが可能である。つまり、本項の態様によれば、後輪の制動力の制御によって車両の制動力の低下を抑えつつ、スリップ起因車両変化を抑制することが可能となる。なお、本項の態様は、前輪の転舵量に応じて、前輪の制動力および後輪の制動力を変更する態様とすることができる。具体的には、前輪が特定方向と同じ方向に転舵されている場合に、前輪の転舵量が大きくなるほど、前輪の制動力を大きく、かつ、後輪の制動力を小さくするとともに、前輪が特定方向とは逆方向に転舵されている場合に、前輪の転舵量が大きくなるほど、前輪の制動力を小さく、かつ、後輪の制動力を大きくするような態様とすることが可能である。

[0055] (25) 前記スリップ対応制御部が、

前記前輪に付与すべき制動力と前記後輪に付与すべき制動力との和が、前記ブレーキ操作部材の同じ操作に対して一定となるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(24)項に記載の車両運動制御システム。

[0056] 本項に記載の態様は、平たく言えば、前輪と後輪との制動力配分比を変更する態様である。本項の態様によれば、前輪の制動力の低下分をも後輪に付与して、スリップ対応制御による車両の制動力の低下を無くすることが可能である。

[0057] (26) 前記制動力制御部が、

前記ブレーキ操作部材の操作の程度を指標するブレーキ操作指標と、前記前輪、前記左輪および前記右輪の各々に対応して定められた制動力ゲインとの積に基づいて、前記前輪、前記左輪、前記右輪、前記後輪の各々に付与すべき制動力である目標制動力を決定する目標制動力決定部を有し、

前記スリップ対応制御部が、

前記前輪と前記後輪との各々に対応する前記制動力ゲインを変更することによって、前記スリップ対応制御を実行するように構成された(23)項ないし(25)項のいずれか1つに記載の車両運動制御システム。

[0058] 本項に記載の態様は、車輪菱形配置車両において、先に述べた態様である「ブレーキ操作指標と制動力ゲインとの積に基づいて目標制動力を決定する態様」を採用した態様である。具体的には、少なくとも前輪および後輪に対応する制動力ゲインを変更可能とされ、その前輪および後輪の制動力ゲインを前輪の転舵の方向で異なる値とすることで、前輪の制動力と後輪の制動力を前輪の転舵の方向で異なる大きさとする態様である。

[0059] (27) 前記スリップ対応制御部が、

前記特定方向とは逆方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記特定方向と同じ方向に前記前輪が転舵されている場合に比較して、前記前輪に対応する前記制動力ゲインを小さくするとともに、前記後輪に対応する前記制動力ゲインを大きくすることによって、前記スリップ対応制御を実行するよう

に構成された(26)項に記載の車両運動制御システム。

[0060] 本項に記載の態様は、前輪および後輪に対応する制動力ゲインを変更可能とされた態様において、それら前後輪の制動力ゲインを変更することで、特定方向とは逆方向に前輪が転舵されている場合に、特定方向と同じ方向に前輪が転舵されている場合に比較して、前輪の制動力が小さくなるようにするとともに、後輪の制動力が大きくなるようにして、スリップ対応制御を実行する態様である。つまり、本項の態様によれば、前輪の制動力の低下を後輪の制動力で補うことによって、車両の制動力の低下を抑えつつ、スリップ起因車両変化を抑制することが可能となる。

[0061] (28) 当該車両運動制御システムが、前記後輪を転舵させる後輪転舵装置を備えた(21)項ないし(27)項のいずれか1つに記載の車両運動制御システム。

[0062] 本項に記載の態様は、後輪が転舵輪とされた態様である。本項のシステムにおける「後輪転舵装置」は、先に説明した前輪転舵装置と同様、ステアリング操作部材に加えられる運転者の操作力によって後輪を転舵させるように構成された装置であってもよく、いわゆるステアバイワイヤ型の装置であってもよい。

[0063] (29) 前記後輪転舵装置が、
駆動源を有し、ステアリング操作部材に加えられた力に依らず、その駆動源が発生させる力に依拠して前記後輪を転舵させるように構成された(28)項に記載の車両運動制御システム。

[0064] (30) 前記制御装置が、
前記ステアリング操作部材の操作に基づいて前記後輪転舵装置が有する駆動源を制御することで、前記後輪の転舵量を制御する後輪転舵量制御部を有する(29)項に記載の車両運動制御システム。

[0065] 上記2つの項に記載の態様は、運動の制御の対象となる車両が車輪菱形配置車両である場合において、後輪転舵装置が、先に説明したステアバイワイヤ型の転舵装置とされた態様である。後輪の転舵の制御のためにステアバイ

ワイヤ型の転舵装置を採用すれば、例えば、車輪菱形配置車両の旋回特性を、より良好なものとするのが可能となる。前輪の場合と同様、後輪の転舵量が必ずしもステアリング操作部材の操作量に応じた大きさに制御されることを要せず、転舵量の制御の自由度を、比較的高いものとするのが可能である。

[0066] 前輪の転舵方向に対する後輪の転舵方向に関し、それらが同じ方向である場合に、後輪が前輪と同相に転舵されていると言い、それらが互いに逆の方向である場合に、後輪が前輪と逆相に転舵されているということとする。このような言い方に従えば、本項の態様では、後輪が前輪に対して同相に転舵されてもよく、逆相に転舵されてもいい。一例をあげれば、車速に応じていずれに転舵されるかが決まるように、後輪の転舵を制御することも可能である。より具体的に言えば、車速が高い場合には、車両の走行安定性等に鑑み、後輪を前輪に対して同相に転舵させ、車速が低い場合には、車両の転向性能（車両の向きの変え易さについての性能）の向上等に鑑み、後輪を前輪に対して逆相に転舵させるような制御を行うことも可能である。

[0067] （３１）前記後輪転舵量制御部が、

前記制動力制御部が有する前記スリップ対応制御部によって前記スリップ対応制御が実行されている場合に、前記スリップに起因する当該車両の向きの変化に対応すべく、前記特定方向と同じ方向に前記後輪が転舵するようにその後輪の転舵量を制御するスリップ対応制御部を有する(30)項に記載の車両運動制御システム。

[0068] 本項にに記載の「後輪転舵量制御部におけるスリップ対応制御」は、車両の上方からの視点において、特定方向が左回り方向であれば、後輪も左回り方向に転舵させ、逆に、特定方向が右回り方向であれば、後輪も右回り方向に転舵させる態様である。そして、後輪を特定方向と同じ方向に転舵させると、その後輪に生じる横力が、スリップ起因車両変化に対抗する向きのモーメントを発生させるため、本項に態様によれば、スリップ起因車両変化を効果的に抑制することが可能となる。

- [0069] (32) 前記後輪転舵量制御部が有する前記スリップ対応制御部が、
前記後輪の転舵量が、当該車両の向きの変化の程度を指標するヨーイング指標の値が大きい場合に小さい場合に比較して大きくなるように制御する(31)項に記載の車両運動制御システム。
- [0070] 本項に記載の態様は、スリップ起因車両変化の程度に基づいて、スリップ対応制御における後輪の転舵量を制御する態様である。本項の態様は、例えば、ヨーイング指標の値に応じて後輪の転舵量を大きくする態様、つまり、ヨーイング指標の値が大きくなるほど、後輪の転舵量を大きくする態様とすることが可能である。
- [0071] (33) 前記制動装置が、前記後輪にも制動力を付与するものであり、前記制動力制御部が、前記後輪に付与する制動力をも制御するものであり、
前記制動力制御部が有する前記スリップ対応制御部が、
当該車両の向きの変化の程度を指標するヨーイング指標の値が設定値を超えた場合に、前記後輪の制動力を0とするように構成された(31)項または(32)項に記載の車両運動制御システム。
- [0072] 本項の態様の車両運動制御システムは、後輪が転舵輪とされるとともに制動輪とされた車両を対象とするものである。後輪転舵量制御部におけるスリップ対応制御によって、後輪が特定方向と同じ方向に転舵された状態においては、その後輪の制動力により生じるモーメントは、スリップ起因車両変化を助長する向きのものとなる。本項の態様は、スリップ起因車両変化の程度が大きくなった場合に、その後輪の制動力によるスリップ起因車両変化を助長するモーメントを発生させず、スリップ起因車両変化を効果的に抑制することが可能である。ちなみに、本項に記載の「設定値」は、車両状態依拠スリップ判定に用いられたヨーイング指標の閾値よりも大きい値である。

図面の簡単な説明

- [0073] [図1]請求可能発明の実施例である車両運動制御システムが搭載された車両の概略側面図である。
- [図2]図1に示す車両およびその車両に搭載されている車両運動制御システム

の全体構成を示す概念図である。

[図3] 図 1 に示す車両の左輪（右輪）およびそれに対して設けられた駆動装置、制動装置を示す断面図である。

[図4] 図 1 に示す車両の前輪（後輪）およびそれに対して設けられた転舵装置、制動装置を示す断面図である。

[図5] 特定方向に車両の向きが変化する状況下で車両を制動させる場合について、請求可能発明の実施例である車両運動制御システムが搭載された車両（車輪菱形配置車両）と車輪四隅配置車両とを比較する図である。

[図6] 請求可能発明の実施例である車両運動制御システムが搭載された車両がまたぎ路を走行する状況下を示す図であり、スリップ対応制御における前輪の制動力の大きさの転舵方向での相違を示す図である。

[図7] 3 種類のスリップ対応制御の内容を示す図である。

[図8] スリップ対応制御の第 1 制御、第 2 制御において前輪および後輪に対応する制動力ゲインを補正するための補正係数と前輪転舵角との関係を示す図である。

[図9] スリップ対応制御の第 3 制御において前輪に対応する制動力ゲインを補正するための補正係数と前輪転舵角との関係を示す図である。

[図10] 図 2 に示す電子制御ユニットによって実行される車両運動制御プログラムを表すフローチャートである。

[図11] 図 10 の車両運動制御プログラムにおいて実行される制御指標取得処理サブルーチンを示すフローチャートである。

[図12] 図 10 の車両運動制御プログラムにおいて実行されるスリップ判定処理サブルーチンを示すフローチャートである。

[図13] 図 10 の車両運動制御プログラムにおいて実行される旋回制御サブルーチンを示すフローチャートである。

[図14] 図 13 の旋回制御サブルーチンにおいて実行される前輪転舵量制御サブルーチンを示すフローチャートである。

[図15] 図 13 の旋回制御サブルーチンにおいて実行される左右輪駆制動力差

制御サブルーチンを示すフローチャートである。

[図16] 図 1 3 の旋回制御サブルーチンにおいて実行される後輪転舵量制御サブルーチンを示すフローチャートである。

[図17] 図 1 0 の車両運動制御プログラムにおいて実行される加減速制御サブルーチンを示すフローチャートである。

[図18] 図 1 7 の加減速制御サブルーチンにおいて実行される前後輪制動力決定サブルーチンを示すフローチャートである。

[図19] 図 1 8 の加減速制御サブルーチンにおいて実行される左右輪制動力決定サブルーチンを示すフローチャートである。

[図20] 請求可能発明の実施例である車両運動制御システムの制御装置として機能する電子制御ユニットの機能に関するブロック図である。

[図21] 変形例の車両運動制御システムにおいて、種類の異なるスリップ対応制御を切り換えるための各制御の割合とヨーイング指標との関係を示す図である。

発明を実施するための形態

[0074] 以下、請求可能発明の代表的な実施形態を、実施例として、図を参照しつつ詳しく説明する。なお、請求可能発明は、下記実施例の他、前記〔発明の態様〕の項に記載された態様を始めとして、当業者の知識に基づいて種々の変更、改良を施した種々の態様で実施することができる。

実施例

[0075] <車両の構成>

図 1 に、請求可能発明の実施例である車両運動制御システムが搭載された車両を示す。本車両は、菱形車輪配置の車両であり、次世代コンピュータとして期待されている。本車両は、車体 10 と、その前方部に設けられた前輪 12 F と、その前輪 12 F の後方において車体 10 の左部、右部にそれぞれ設けられた左輪 12 M_L、右輪 12 M_R と、それら左輪 12 M_L、右輪 12 M_R の後方に設けられた後輪 12 R とを有している。当該車両の平面視を示す図 2 から解るように、前輪 12 F、後輪 12 R は、車幅方向における中央に配設

されている。なお、以下の説明において、前輪 1 2 F, 後輪 1 2 R の区別を要しない場合には、車輪 1 2 と総称し、左輪 1 4 M_L, 右輪 1 4 M_R の区別を要しない場合には、車輪 1 4 と総称することとする。前輪 1 2 F, 後輪 1 2 R, 左輪 1 4 M_L, 右輪 1 4 M_R に関係する構成要素, パラメータ等についても、車輪 1 2, 1 4 と同様に、車輪位置を示す添え字として、前輪, 左輪, 右輪, 後輪の各々に対応するものに F, M_L, M_R, R を付す場合がある。

[0076] 本車両では、後に詳しく説明するが、前輪 1 2 F, 後輪 1 2 R が転舵輪とされており、左輪 1 4 M_L, 右輪 1 4 M_R は転舵輪とはされていない。また、左輪 1 4 M_L, 右輪 1 4 M_R が駆動輪（車両を駆動するために回転駆動される車輪）とされてはいるものの、前輪 1 2 F, 後輪 1 2 R は、駆動輪とはされていない。さらに、前輪 1 2 F, 左輪 1 4 M_L, 右輪 1 4 M_R, 後輪 1 2 R が、つまり、すべての車輪が制動輪（車両を制動するために回転が制動される車輪）とされている。

[0077] 本車両には、運転者が当該車両を操作するための操作部材として、3つの操作部材が設けられている。その1つが、車両に旋回動作を行わせるためのステアリング操作部材であるステアリングホイール 2 0 であり、もう1つが、車両を加速させるためのアクセル操作部材であるアクセルペダル 2 2, さらにもう1つが、車両を減速させるためのブレーキ操作部材であるブレーキペダル 2 4 である。ちなみに、本車両は、前進ばかりでなく後退も可能であるが、本明細書が冗長となることを避けるべく、以下の説明では、前進についてのみ説明することとする。

[0078] 左輪 1 4 M_L, 右輪 1 4 M_R に関して説明すれば、図 3 から解るように、車輪 1 4 は、ホイール本体 3 0 と、タイヤ 3 2 とから構成されている。ホイール本体 3 0 は、アクスル 3 4 に固定され、そのアクスル 3 4 は、キャリア 3 6 に回転可能に保持されている。キャリア 3 6 は、それぞれがサスペンション装置を構成するサスペンションアームであるロアアーム 3 8, アップアーム 4 0 によって、車体に対して揺動可能とされている。ロアアーム 3 8 には、液圧式のショックアブソーバ 4 2 の下端部が取付られ、このショックアブ

ブソーバ４２の上端部は、車体１０に支持されている。

[0079] 液圧式のショックアブソーバ４２は、ロアチューブ４４とアップチューブ４６とを有し、それらが相対移動可能とされていることで、伸縮可能とされている。ロアチューブ４４には、下部リテーナ４８が、アップチューブ４６には、上部リテーナ５０が、それぞれ固定されており、それら下部リテーナ４８、上部リテーナ５０によって、サスペンションスプリング５２が挟持されている。このような構成により、車輪１４は、回転可能にかつ、弾性的に上下に揺動可能とされているのである。

[0080] キャリア３６は、アクスル３４を保持するハブ部５６の外方に短円筒状のコイル保持部５８を有しているこのコイル保持部５８の外周部には、電磁モータを構成する複数のコイル６０が保持されている。一方、ホイール本体３０のリム部には、その内周面に沿って、複数の磁石６２が配設されている。それら、複数のコイル６０および複数の磁石６２は互いに向かい合っており、それらは、ブラシレスＤＣモータを構成するものとなっている。つまり、車輪１４は、ホイール本体３０の内部に仕込まれたインホイールモータによって回転駆動され、そのインホイールモータは、当該車両における駆動装置６４として機能するものとされている。なお、詳しい説明は省略するが、インホイールモータは、車輪１４の回転によって発電機としても機能する。このモータが起電力によって発生させる電流を回生することで、駆動装置６４は、回生ブレーキ装置としても機能するようにされているのである。

[0081] また、アクスル３４には、ブレーキディスク６６が固定されている。一方、キャリア３６には、ブレーキパッドを保持するキャリパ装置６８が固定されている。キャリパ装置６８は、電磁モータの力によってブレーキパッドをブレーキディスク６６に押し付けるようにされている。つまり、本車両では、それらブレーキディスク６６、キャリパ装置６８によって構成されるディスク型の制動装置７０を有しているのである。

[0082] 次に、前輪１２Ｆ、後輪１２Ｒに関して説明すれば、図４から解るように、車輪１２は、ホイール本体８０と、タイヤ８２とから構成されている。ホ

イール本体 80 は、1 対の液圧式のショックアブソーバ 84 によって、左右から挟持されている。詳しく言えば、ホイール本体 80 のハブ部 86 に設けられたアクスル 88 が、1 対のショックアブソーバ 84 の各々の下端部に設けられた軸受部 90 によって回転可能に保持されていることで、車輪 12 は回転可能とされているのである。

[0083] 1 対のショックアブソーバ 84 の各々の上端部は、車幅方向に延びる支持板 92 に固定されており、支持板 92 は、1 対のショックアブソーバ 84 の上端部を繋ぐものとなっている。支持板 92 には、軸 94 が固定的に付設されており、その軸 94 が、車体に設けられた軸受部 96 に回転可能に保持されている。軸 94 は、軸受部 96 から上方に延びだしており、その延びだした部分を転舵装置 98 が回転させることで、車輪 12 は、転舵される。この転舵装置 98 は、電磁モータを有し、その電磁モータの作動が制御されることで、車輪 12 を任意の転舵角で転舵するように構成されている。なお、転舵装置 98 は、車輪 12 が左右ともに 90° 以上転舵されないようにするためのストッパを有している。

[0084] 1 対のショックアブソーバ 84 の各々は、ロアチューブ 100 とアッパチューブ 102 とを有し、それらが相対移動可能とされていることで、伸縮可能とされている。ロアチューブ 100 には、下部リテーナ 104 が、アッパチューブ 102 には、上部リテーナ 106 が、それぞれ固定されており、それら下部リテーナ 104、上部リテーナ 106 によって、1 対のサスペンションスプリング 108 の各々が挟持されている。このような構成により、車輪 12 は、弾性的に上下に揺動可能とされているのである。

[0085] また、アクスル 88 には、ブレーキディスク 110 が固定されている。一方、ロアチューブ 102 には、ブレーキパッドを保持するキャリパ装置 112 が固定されている。キャリパ装置 112 は、電磁モータの力によってブレーキパッドをブレーキディスク 110 に押し付けるようにされている。つまり、前輪 12 F および後輪 12 R も、左輪 14 M_L および右輪 14 M_R と同様に、ディスク型の制動装置 114 を有しているのである。

[0086] <車両運動制御システムの構成>

本車両の運動は、図2に全体構成を示す車両運動制御システムによって制御される。このシステムは、当該システムの中核をなす制御装置としての電子制御ユニット（以下、「ECU」と略す）130を備えている。この、ECU130は、コンピュータを主体とする装置であり、左輪駆動装置 $[D_{ML}]$ 64 M_L 、右輪駆動装置 $[D_{MR}]$ 64 M_R 、左輪制動装置 $[B_{ML}]$ 70 M_L 、右輪制動装置 $[B_{MR}]$ 70 M_R 、前輪転舵装置 $[S_F]$ 98 F 、後輪転舵装置 $[S_R]$ 98 R 、前輪制動装置 $[B_F]$ 114 F 、後輪制動装置 $[B_R]$ 114 R を制御することで、当該車両の運動を制御するように構成されている。ちなみに、ECU130は、それら各装置の電磁モータの作動の制御のためのドライバ回路をも有している。

[0087] なお、本車両運動システムは、制御のためのパラメータを取得するデバイスとして、種々のセンサを備えている。具体的には、4つの車輪12、14の各々の速度（車輪速） v を検出するための4つの車輪速センサ $[v]$ 132、ステアリングホイール20の操作角 θ を検出するためのステアリングセンサ $[\theta]$ 134、アクセルペダル22の操作量 a_0 を検出するためのアクセルセンサ $[a_0]$ 136、ブレーキペダル24の操作量 b_0 を検出するためのブレーキセンサ $[b_0]$ 138、車体に生じている前後加速度 G_x を検出するための前後加速度センサ $[G_x]$ 140、車体に生じている横加速度 G_y を検出するための横加速度センサ $[G_y]$ 142、車両のヨーレート γ を検出するためのヨーレートセンサ $[\gamma]$ 144、前輪12 F の転舵量である前輪転舵角 δ_F を検出するための前輪転舵角センサ $[\delta_F]$ 146 F 、後輪12 R の転舵量である後輪転舵角 δ_R を検出するための後輪転舵角センサ $[\delta_R]$ 146 R 、4つの制動装置70、114、2つの駆動装置64の各々が有する電磁モータを流れる電流に基づいて4つの車輪12、14の各々に実際に付与されている制動力を検出するための4つの制動力センサ $[F_B]$ 148が、車体に設けられており、それらのセンサがECU130に繋がれている。なお、横加速度センサ $[G_y]$ は、車体に実際に生じている横加速度 G_y を検出す

るためのものであるが、車両に実際に生じる横加速度 G_y は、互いに反対方向の横加速度 G_y であるため、本車両運動システムの制御では、車体に生じている横加速度 G_y を、車両に実際に生じている横加速度 G_y として扱って、車両の運動の制御を行うようにされている。

[0088] <車両運動制御の内容>

a) 加減速制御

i) 駆動力の決定

本車両の運動の制御のうち、車両を加速させる制御および車両を減速させる制御である加減速制御は、以下のように行われる。車両を加速させる場合には、運転者によってアクセルペダル 22 が操作され、そのアクセルペダル 22 の操作量に応じた駆動力を車両に発生させる。具体的には、アクセルセンサ 136 によって検出されたアクセルペダルの操作量 a_0 に基づいて、次式 (1) に従って、左右の車輪 14 M_L, 14 M_R に与えられる駆動力 F_{D-ML}^* , F_{D-MR}^* が決定される。なお、次式における K_D は、その駆動力 F_{D-ML}^* , F_{D-MR}^* を決定するための駆動力ゲインである。ちなみに、その駆動力ゲイン K_D は、定数であってもよく、また、何らかのパラメータに基づいて変化するようなものであってもよい。

$$F_{D-ML}^* = F_{D-MR}^* = K_D \cdot a_0 \quad \dots (1)$$

[0089] ii) 制動力の決定

一方で、車両を減速させる場合には、運転者によってブレーキペダル 24 が操作され、そのブレーキペダル 24 の操作量に応じた制動力を車両に発生させる。具体的には、ブレーキセンサ 138 によって検出されたブレーキペダルの操作量 b_0 に基づいて、次式 (2) ~ (5) に従って、4つの車輪 12 F, 14 M_L, 14 M_R, 12 R に与えられる制動力 F_{B-F}^* , F_{B-ML}^* , F_{B-MR}^* , F_{B-R}^* が決定される。

$$F_{B-F}^* = K_{B-F} \cdot b_0 \quad \dots (2)$$

$$F_{B-ML}^* = K_{B-ML} \cdot b_0 \quad \dots (3)$$

$$F_{B-MR}^* = K_{B-MR} \cdot b_0 \quad \dots (4)$$

$$F_{B-R}^* = K_{B-R} \cdot b_0 \quad \dots (5)$$

なお、上記の(2)～(5)式における K_B は、制動力 F_{B-F}^* 、 F_{B-ML}^* 、 F_{B-MR}^* 、 F_{B-R}^* を決定するための制動力ゲインである。また、それら制動力ゲインは、車両に発生させるべき制動力を4つの車輪12、14の各々に配分する割合に応じたものとなっており、それら制動力ゲインは、制動力配分比と考えることもできる。それら制動力ゲインは、通常、静止状態における4つの車輪12、14の各々の輪荷重に基づいて設定されている。そして、後に詳しく説明するが、本システムにおいては、それら制動力ゲインを変更すること、換言すれば、制動力配分比を変更することが可能とされている。

[0090] iii) 目標駆制動力決定

前輪12F、後輪12Rに付与するのは、前述したように制動力のみであるため、上記のように決定された制動力 F_{B-F}^* 、 F_{B-R}^* が、目標制動力であり、それら前輪目標制動力 F_{B-F}^* 、後輪目標制動力 F_{B-R}^* に基づいて、それら目標制動力 F_{B-F}^* 、 F_{B-R}^* がそれぞれ得られるように、制動装置114F、114Rが制御される。詳しくは、それら目標制動力 F_{B-F}^* 、 F_{B-R}^* に応じた大きさの電流が、バッテリーから制動装置114F、114Rの電磁モータに供給される。

[0091] 一方、左輪14 M_L 、右輪14 M_R に付与するのは、駆動力 F_D と制動力 F_B との両者であり、加減速制御では、それら駆動力 F_D と制動力 F_B とを一元化して、駆制動力 F として扱うようになっている。つまり、前述のように決定された左右輪14の駆動力 F_{D-ML}^* 、 F_{D-MR}^* と、制動力 F_{B-ML}^* 、 F_{B-MR}^* とに基づいて、左輪目標駆制動力 F_{ML}^* と右輪目標駆制動力 F_{MR}^* とが、次式(6)、(7)に従って決定される。

$$F_{ML}^* = F_{D-ML}^* - F_{B-ML}^* \quad \dots (6)$$

$$F_{MR}^* = F_{D-MR}^* - F_{B-MR}^* \quad \dots (7)$$

そして、駆制動力 F^* が0より大きい場合には、車両に駆動力を与えるものとし、駆制動力 F^* が0より小さい場合には、車両に制動力を与えるものとされる。

[0092] 上記左輪目標駆制動力 F_{ML}^* 、右輪目標駆制動力 F_{MR}^* が決定されれば、それら

駆制動力 F_{ML}^* , F_{MR}^* がそれぞれ得られるように、駆動装置 64 M_L , 64 M_R , 制動装置 70 M_L , 70 M_R が制御される。詳しく説明すれば、 $F_{ML}^* > 0$ の場合には、左輪目標駆制動力 F_{ML}^* に応じた大きさの電流が、バッテリーから左輪駆動装置 64 M_L の電磁モータに供給される。一方、 $F_{ML}^* < 0$ の場合は、以下のようになされる。駆動装置 64 は、先に説明したように、回生ブレーキ装置としての機能を有しているため、左輪目標駆制動力 F_{ML}^* (制動力である) が回生制動力で賄える場合には、左輪駆動装置 64 M_L の電磁モータに流れる発電電流が左輪目標駆制動力 F_{ML}^* に応じた大きさに調整されるように、左輪駆動装置 64 M_L が制御され、電磁モータの発電電流がバッテリーに回生される。また、左輪駆制動力 F_{ML} が回生制動力で賄えない場合には、その時点で最大の回生制動力が得られるように左輪駆動装置 64 M_L が制御され、その最大の回生制動力によっては賄えない分に応じた制動力が得られるように、左輪制動装置 70 M_L の電磁モータにその制動力に応じた大きさの電流が供給される。右輪 14 M_R については、左輪 14 M_L と同様であるので、ここでの説明は省略する。

[0093] なお、後に詳しく説明するが、上記左輪駆制動力 F_{ML}^* , 右輪駆制動力 F_{MR}^* は、旋回制御によって必要とされる左右輪駆制動力差 ΔF に基づく補正が、次式 (8), (9) に従ってなされる。

$$F_{ML}^* = F_{ML}^* + \Delta F / 2 \quad \dots (8)$$

$$F_{MR}^* = F_{MR}^* - \Delta F / 2 \quad \dots (9)$$

したがって、車両旋回時には、駆動装置 64 M_L , 64 M_R , 制動装置 70 M_L , 70 M_R の制御は、補正後の左輪目標駆制動力 F_{ML}^* , 右輪目標駆制動力 F_{MR}^* に基づいて行われる。

[0094] iv) アンチロック制御

また、本車両運動制御では、各車輪 12, 14 の各々において、アンチロック制御が行われる。つまり、本車両は、いわゆる ABS が搭載されたものとなっている。そのアンチロック制御については、既知の技術であるため簡単に説明する。そのアンチロック制御は、各車輪 12, 14 の各々のタイヤのスリップ率 ρ が 1 となり車輪がロックすることを防止すべく、対応する制

動装置 70, 114 の電磁モータの制御によって、その車輪に付与する制動力を適切な大きさ付近で維持する制御である。具体的には、まず、車両の走行している速度 V と、車輪速センサ 130 により検出された車輪速 v とから、各車輪 12, 14 のタイヤのスリップ率 ρ が、次式 (10) に従って演算される。

$$\rho = (V - v) / V \quad \cdots (10)$$

そして、そのスリップ率 ρ と、車輪速 v から得られる車輪の加減速度とに基づいて、対応する制動装置 70, 114 の電磁モータが制御されることで、車輪の制動力が適切な大きさ付近で維持されるようになっている。

[0095] ちなみに、上記の車速 V は、車両の前後方向の速度である車体前後速度 V_x と、車幅方向の速度である車体横速度 V_y とに基づいて、次式 (11) に従って演算される。

$$V = \sqrt{V_x^2 + V_y^2} \quad \cdots (11)$$

車体前後速度 V_x は、前後加速度センサ 140 の検出値から演算されたものであり、車体横速度 V_y は、次式 (12) に従って推定されたものである（既知の技術である）。

$$V_y = \int (\gamma \cdot V_x - G_y) dt \quad \cdots (12)$$

ここで、 γ は、実際に実現している車両のヨーレート（実ヨーレート） γ であり、ヨーレートセンサ 142 の検出値から取得され、 G_y は、車両に実際に生じている実際の横加速度（実横加速度）であり、横加速度センサ 140 の検出値から取得される。

[0096] b) 旋回時制御

本車両運動制御では、車両の旋回時には、前輪 12 F の転舵角である前輪転舵角 δ_F 、後輪 12 R の転舵角である後輪転舵角 δ_R のそれぞれの目標が決定されて、前輪転舵量制御、後輪転舵量制御がなされ、左輪 14 M_L、右輪 14 M_R の各々に与えられるべき駆制動力 F_{ML}^* 、右輪駆制動力 F_{MR}^* の差 ΔF が決定されて、左右輪駆制動力差制御がなされる。

[0097] i) 前輪転舵量制御

前輪 1 2 F の転舵角 δ_F の制御は、ステアリングホイール 2 0 の操作量である操作角 θ に基づいて行われる。まず、ステアリングセンサ 1 3 4 によって検出されている操作角 θ に基づいて、次式 (1 3) に従って、車両旋回において車両に生じるべき横加速度 G_y である目標横加速度 G_y^* が決定される。つまり、目標横加速度 G_y^* が上記操作角 θ に応じた大きさに決定される。ちなみに、 K_G は、目標横加速度 G_y^* を決定するための横加速度ゲインであり、定数であってもよく、何らかのパラメータによって値が変化するようなものであってもよい。

$$G_y^* = K_G \cdot \theta \quad \dots (13)$$

車両に実際に生じている実際の横加速度（実横加速度） G_y は、横加速度センサ 1 4 0 の検出値から取得されており、上記目標横加速度 G_y^* に対する実横加速度 G_y の偏差である横加速度偏差 ΔG_y が、次式 (1 4) に従って認定される。

$$\Delta G_y = G_y^* - G_y \quad \dots (14)$$

[0098] そして、上記横加速度偏差 ΔG_y に基づくフィードバック制御則に従って、前輪転舵角 δ_F の目標となる目標前輪転舵角 δ_F^* が決定される。詳しく言えば、P I D 制御則に基づく次式 (1 5) に従って、目標前輪転舵角 δ_F^* が決定される。

$$\delta_F^* = P_F \cdot \Delta G_y + I_F \cdot \int \Delta G_y \cdot dt + D_F \cdot d\Delta G_y / dt \quad \dots (15)$$

上記式 (1 5) の右辺第 1 項、第 2 項、第 3 項は、それぞれ、比例項（P 項）、積分項（I 項）、微分項（D 項）であり、 P_F 、 I_F 、 D_F は、目標前輪転舵角 δ_F^* を決定するための比例ゲイン、積分ゲイン、微分ゲインである。なお、それらゲイン P_F 、 I_F 、 D_F は、いずれも、定数であってもよく、何らかのパラメータによって値が変化するようなものであってもよい。目標前輪転舵角 δ_F^* の決定後、前輪転舵角センサ 1 4 6 F によって検出されている実際の前輪転舵角 δ_F が、その目標前輪転舵角 δ_F^* となるように、前輪転舵装置 9 8 F の有する電磁モータへの供給電流量が決定され、その電流量の電流がその電磁モータ

タに供給される。

[0099] ii) 左右輪駆制動力差制御

左輪 1 4 M_L の駆制動力 F_{ML}^* と右輪 1 4 M_R の駆制動力 F_{MR}^* に駆制動力差 ΔF をつける制御は、ステアリングホイール 2 0 の操作量である操作角 θ と、車両が走行している速度 V とに基づいて行われる。まず、ステアリングセンサ 1 3 4 によって検出されている操作角 θ と、前述のように求められた車速 V ($=\sqrt{(V_x^2 + V_y^2)}$) とに基づいて、次式 (13) に従って、車両旋回において実現すべきヨーレート γ である目標ヨーレート γ^* が決定される。つまり、目標ヨーレート γ^* が上記操作角 θ を車速 V で除したものに応じた大きさに決定される。ちなみに、 K_γ は、目標ヨーレート γ^* を決定するためのヨーレートゲインであり、定数であってもよく、何らかのパラメータによって値が変化するようなものであってもよい。

$$\gamma^* = K_\gamma \cdot \theta \cdot V \quad \dots (16)$$

実際に実現している車両のヨーレート（実ヨーレート） γ は、ヨーレートセンサ 1 4 2 の検出値から取得されており、上記目標ヨーレート γ^* に対する実ヨーレート γ の偏差であるヨーレート偏差 $\Delta \gamma$ が、次式 (17) に従って認定される。

$$\Delta \gamma = \gamma^* - \gamma \quad \dots (17)$$

[0100] そして、上記ヨーレート偏差 $\Delta \gamma$ に基づくフィードバック制御則に従って、実現すべき左右輪駆制動力差 ΔF が決定される。詳しく言えば、PID 制御則に基づく次式 (18) に従って、適切な左右輪駆制動力差 ΔF が決定される。

$$\Delta F = P_{LR} \cdot \Delta \gamma + I_{LR} \cdot \int \Delta \gamma \cdot dt + D_{LR} \cdot d\Delta \gamma / dt \quad \dots (18)$$

上記式 (18) の右辺第 1 項、第 2 項、第 3 項は、それぞれ、比例項（P 項）、積分項（I 項）、微分項（D 項）であり、 P_{LR} 、 I_{LR} 、 D_{LR} は、上記左右輪駆制動力差 ΔF を決定するための比例ゲイン、積分ゲイン、微分ゲインである。なお、それらゲイン P_{LR} 、 I_{LR} 、 D_{LR} は、いずれも、定数であってもよく、

何らかのパラメータによって値が変化するようなものであってもよい。左右輪駆制動力差 ΔF の決定後、その左右輪駆制動力差 ΔF に基づいて、先に説明したように、上記左輪駆制動力 F_{ML}^* 、右輪駆制動力 F_{MR}^* の補正が行われる。

[0101] iii) 後輪転舵量制御

後輪12Rの転舵角 δ_R の制御は、前輪転舵制御において認定された横加速度偏差 ΔG_y と、左右輪駆制動力差制御において認定されたヨーレート偏差 $\Delta \gamma$ に基づいて行われる。まず、それら横加速度偏差 ΔG_y 、ヨーレート偏差 $\Delta \gamma$ に基づいて、次式(19)に従って、公転求心加速度偏差 ΔG_o が決定される。

$$\Delta G_o = \Delta G_y - V \cdot \Delta \gamma \quad \dots (19)$$

この公転求心加速度偏差 ΔG_o は、目標公転求心加速度 G_o^* に対する、実際の公転求心加速度(実公転求心加速度) G_o の偏差と等価なものと考えることができる。ちなみに、目標公転求心加速度 G_o^* は、次式(20)で、実公転求心加速度 G_o は、次式(21)で、それぞれ表わされるものである。

$$G_o^* = G_y^* - V \cdot \gamma^* \quad \dots (20)$$

$$G_o = G_y - V \cdot \gamma \quad \dots (21)$$

[0102] そして、上記公転求心加速度偏差 ΔG_o に基づくフィードバック制御則に従って、後輪転舵角 δ_R の目標となる目標後輪転舵角 δ_R^* が決定される。詳しく言えば、PID制御則に基づく次式(22)に従って、後輪目標転舵角 δ_R^* が決定される。

$$\delta_R^* = P_R \cdot \Delta G_o + I_R \cdot \int \Delta G_o \cdot dt + D_R \cdot d\Delta G_o/dt \quad \dots (22)$$

上記式(22)の右辺第1項、第2項、第3項は、それぞれ、比例項(P項)、積分項(I項)、微分項(D項)であり、 P_R 、 I_R 、 D_R は、目標後輪転舵角 δ_R^* を決定するための比例ゲイン、積分ゲイン、微分ゲインである。なお、それらゲイン P_R 、 I_R 、 D_R は、いずれも、定数であってもよく、何らかのパラメータによって値が変化するようなものであってもよい。目標後輪転舵角 δ_R^* の決定後、後輪転舵角センサ146Rによって検出されている実際の後輪転舵角 δ_R が、その目標後輪転舵角 δ_R^* となるように、後輪転舵装置98Rの有す

る電磁モータへの供給電流量が決定され、その電流量の電流がその電磁モータに供給される。なお、上記制御方法に代えて、上記式（２２）によって、直接、上記電磁モータへの供給電流量を決定し、その電流量の電流が、電磁モータに供給されるような制御を行うようにしてもよい。

[0103] c) スリップ対応制御

 i) スリップ対応制御の概要

本車両運動制御システムでは、左輪 1 4 M_L と右輪 1 4 M_R との少なくとも一方のスリップに起因して生じる車両の向きの変化（以下、「スリップ起因車両変化」という場合がある）に対応する制御であるスリップ対応制御が実行されるようになっている。そのスリップとは、左輪 1 4 M_L と右輪 1 4 M_R との少なくとも一方において、その少なくとも一方の車輪に作用する力がそれと路面との間の摩擦力の限界付近に達することをいい、スリップ対応制御は、そのスリップに起因して車両の向きが特定方向（車両上方からの視点において、右回り方向あるいは左回り方向）に変化している状況下、あるいは、変化する虞がある状況下で車両を制動させる場合の制御である。

[0104] なお、スリップに起因して車両の向きが特定方向に変化している状況下とは、例えば、高速旋回、急旋回、旋回中に左右輪 1 4 の少なくとも一方が路面の凹凸や摩擦係数が小さい箇所を通過すること等により横方向の力が摩擦力に達し、スピンあるいはドリフトアウトする場合や、左輪 1 4 M_L が通過する部分の摩擦係数と右輪 1 4 M_R が通過する部分の摩擦係数との差が大きい路面の走行中に車両を制動させる際に、摩擦係数が小さい部分を通過している車輪の制動力が限界に達し、左輪 1 4 M_L の制動力と右輪 1 4 M_R の制動力との差によって車両が回転している場合等をいう。また、スリップに起因して車両の向きが特定方向に変化する虞がある状況下とは、例えば、左輪 1 4 M_L が通過する部分の摩擦係数と右輪 1 4 M_R が通過する部分の摩擦係数との差が大きい路面、いわゆるまたぎ路を走行している場合をいう。

[0105] 次に、スリップに起因して車両の向きが特定方向に変化している状況下として、本車両がスピンする場合を考える。そして、左右 2 つの前輪、左右 2

つの後輪を有し、前輪が転舵輪とされた一般的な車両（以下、「車輪四隅配置車両」という場合がある）がスピンする場合と、本車両がスピンする場合とを比較する。図5は、車輪四隅配置車両と本車両とにおいて、左回りのスピンモーメントが作用している場合の図であり、図5（a）は、車輪四隅配置車両において転舵輪である前輪が中立位置から左回り方向に転舵されている場合のものであり、図5（b）は、車輪四隅配置車両において転舵輪が中立位置から右回り方向に転舵されている場合のものである。また、図5（c）は、本車両において前輪12Fが中立位置から左回りに転舵されている場合のものであり、図5（d）は、本車両において前輪12Fが中立位置から右回りに転舵されている場合のものである。

[0106] そして、図5に示した状態で車両を制動させる場合を考える。図5（a）、（b）から分かるように、車輪四隅配置車両においては、右前輪の制動力は、その右前輪の転舵方向に依らず、右回りのモーメントを生じさせ、左前輪の制動力は、その左前輪の転舵方向に依らず、左回りのモーメントを生じさせる。つまり、車輪四隅配置車両において、制動力の制御によって、左回りのスピンモーメントを抑えるためには、右前輪の制動力を大きくするとともに、左前輪の制動力を小さくすればよい。それに対して、菱形車輪配置とされた本車両においては、図5（c）に示すように、前輪12Fが左回りに転舵されている場合、前輪12Fの制動力は、右回りのモーメントを生じさせ、図5（d）に示すように、前輪12Fが右回りに転舵されている場合、前輪12Fの制動力は、左回りのモーメントを生じさせることになる。つまり、本車両において、前輪12Fの制動力によりスピンモーメントを抑えるためには、その前輪の転舵の方向をも考慮する必要があるのである。

[0107] そこで、本車両の運動制御システムにおいて実行されるスリップ対応制御は、上記スリップ起因車両変化に対応すべく、前輪12Fの制動力が、同じブレーキ操作であっても前輪12Fの転舵方向で異なる大きさとなるようにする制御を主体として実行されるものである。また、スリップ対応制御では、後輪12Rの制動力も、前輪12Fの転舵方向を考慮して制御される。さら

に、スリップ対応制御では、スリップ起因車両変化に対応すべく、後輪 1 2 F の転舵、および、左右輪 1 4 の制動力も制御されるようになっている。以下に、そのスリップ対応制御について詳しく説明する。

[0108] ii) スリップ判定

本車両運動制御システムでは、ECU 130において、スリップ起因車両変化が生じている状況下にあるか否か、スリップ起因車両変化が生じる虞がある状況下にあるか否かの判定が行われており、その状況下にあると判定された場合に、スリップ対応制御が実行される。

[0109] まず、第 1 の判定の手法は、左輪 1 4 M_L が通過している部分の摩擦係数 μ_L と右輪 1 4 M_R が通過している部分の摩擦係数 μ_R との差が設定値を超える路面、つまり、いわゆるまたぎ路を走行している場合に、左輪 1 4 M_L と右輪 1 4 M_R とのいずれか一方に作用する力がその一方と路面との間の摩擦力の限界に達することに起因して車両の向きが特定方向に変化する虞がある状況下にあると判定するものである。ちなみに、各車輪 1 2, 1 4 の各々が通過している路面の摩擦係数 μ は、既知の技術（例えば、特開昭 63-116932, 特開昭 63-207762）により推定されるようにされており、ここでの詳細な説明は省略する。

[0110] 例えば、図 6 に示すように、車両がまたぎ路を走行している際に車両を制動させる場合を考える。そのような場合、左輪 1 4 M_L と右輪 1 4 M_R とのうちの摩擦係数が小さい箇所を通過している車輪（以下、「低 μ 路側車輪」という場合がある。図 6 では、右輪 1 4 M_R が相当する。）と路面との間の摩擦力の最大値は、摩擦係数が大きい箇所を通過している車輪（以下、「高 μ 路側車輪」という場合がある。図 6 では、左輪 1 4 M_L が相当する）と路面との間の摩擦力の最大値より小さいため、低 μ 路側車輪の制動力が、高 μ 路側車輪の制動力に比べて、先に限界に達することになる。なお、本車両においては、先に述べた ABS によって、低 μ 路側車輪の制動力が最大値付近で維持されることになる。つまり、またぎ路において車両を制動させる場合には、左輪 1 4 M_L の制動力と右輪 1 4 M_R の制動力との間に差が生じ、その制動力差によっ

て、車両の向きが変化することになるのである。したがって、本車両運動制御システムでは、またぎ路を走行している場合には、スリップ対応制御が実行されるようになっている。なお、以下の説明において、この第1の判定手法を、路面状態依拠スリップ判定という場合がある。

[0111] ちなみに、本車両は、4つの車輪12, 14が菱形状に配置されているため、またぎ路を走行する際に、左右輪114のうちのいずれか一方と前後輪12との3つの車輪が、摩擦係数が小さい路面を通過する状況となる可能性がある。つまり、車輪菱形配置車両は、車輪四隅配置車両に比較して、またぎ路で車両を制動させる場合に、不安定な状態に陥り易いと考えられる。そのため、車輪菱形配置車両においては、以下に詳しく説明するスリップ対応制御が特に有効となるのである。

[0112] また、第2の判定の手法は、スリップ起因車両変化が生じている状況下にあるか否かを判定するものであり、車両の向きの変化の程度が設定された程度より大きくなった場合に、その状況下にあると判定するものである。具体的には、車両の向きの変化の程度を指標するものとして、車体の重心位置における横滑り角である車体横滑り角 β に基づいて、次式に従って演算されるヨーイング指標 $f(\beta)$ が用いられる。

$$f(\beta) = K_1 \cdot \Delta\beta + K_2 \cdot d\beta/dt \quad (K_1, K_2: \text{定数}) \quad \dots (23)$$

ここで、上記の(23)式の右辺第1項の $\Delta\beta$ は、車両の目標となる車体横滑り角である目標車体横滑り角 β^* と、車両の実際の車体横滑り角である実車体横滑り角 β との偏差である車体横滑り角偏差($=\beta^* - \beta$)であり、第2項の $d\beta/dt$ は、実車体横滑り角 β の微分値、つまり、実車体横滑り角変化である。なお、それら目標車体横滑り角 β^* および実車体横滑り角 β は、次式で表される。

$$\beta = V_y / V_x \quad \dots (24)$$

$$\beta^* = V_y^* / V_x^* \quad \dots (25)$$

(24)式の V_x および V_y は、前述したようにして取得されたものである

。また、(25)式の V_x^* は、目標となる車体前後速度であり、 V_y^* は、目標となる車体横速度である。目標車体前後速度 V_x^* は、前述したようにして得られた実車体前後速度 V_x と、アクセルセンサ136によって検出されたアクセルペダルの操作量 a_0 およびブレーキセンサ138によって検出されたブレーキペダルの操作量 b_0 から得られる目標となる前後加速度 G_x^* とに基づいて決定される。また、目標車体横速度 G_y^* は、その目標車体前後速度 G_x^* と、前記のようにして決定された目標ヨーレート γ^* および目標横加速度 G_y^* とに基づいて、次式(26)に従って決定される。

$$V_y^* = \int (\gamma^* \cdot V_x^* - G_y^*) dt \quad \dots (26)$$

そして、(23)式により演算された値が閾値 f_0 を超えた場合に、スリップ起因車両変化が生じている状況下にあると判定し、スリップ対応制御が実行されるようになっている。なお、以下の説明において、この第2の判定手法を、車両状態依拠スリップ判定という場合がある。ちなみに、上記車両状態依拠スリップ判定を行うためのヨーイング指標は、上述した車体横滑り角偏差、車体横滑り角変化に限らず、例えば、車体横滑り角の変化速度や、実ヨーレートの大きさ、目標ヨーレートと実ヨーレートとの偏差等を採用することもできる。

[0113] iii) スリップ対応制御の種類

本車両運動制御システムにおいて実行されるスリップ対応制御は、車両の向きの変化が小さい場合には、車両の制動とスリップ起因車両変化の抑制との両者を重視し、車両の向きの変化が大きくなるほど、車両の制動に比べてスリップ起因車両変化の抑制を重視するように、第1制御、第2制御、第3制御の3種類の制御に分類される。図7に示すように、ヨーイング指標 $f(\beta)$ が第1設定値 $f_1 (> f_0)$ 以下である場合には、第1制御が実行され、ヨーイング指標 $f(\beta)$ が第1設定値 f_1 より大きく、かつ、第2設定値 f_2 より小さい場合には、第2制御が実行され、ヨーイング指標 $f(\beta)$ が第2設定値 f_2 以上である場合には、第3制御が実行される。それら3種類の制御は、先にも説明したように、スリップ起因車両変化の方向である特定方向に対して、前

輪 1 2 F の転舵の方向をも考慮して、その前輪 1 2 F の制動力を制御することを主体とするものであるが、後に詳しく説明するが、それぞれの制御で、前輪 1 2 F の制動力の大きさや、後輪 1 2 R の制動力の制御、左右輪 1 4 の制動力の制御が異なり、そのことにより、車両の向きの変化が大きくなるほど、車両の制動に比べてスリップ起因車両変化の抑制を重視するようになっている。以下に、それら 3 種類の制御を、順に説明する。

[0114] iv) 第 1 制御

まず、第 1 制御は、スリップ起因車両変化の抑制とともに、車両の制動をも重視する制御である。図 5 (c) および図 6 (a) に示すように、特定方向と同じ方向に前輪 1 2 F が転舵されている場合、前輪 1 2 F の制動力によって車体に生じるモーメントは、特定方向とは逆方向のモーメント、つまり、アンチスピンモーメントとなる。一方、図 5 (d) および図 6 (b) に示すように、特定方向とは逆方向に前輪 1 2 F が転舵されている場合、前輪 1 2 F の制動力によって車体に生じるモーメントは、特定方向と同じ方向のモーメント、つまり、スピンモーメントとなる。そのことを考慮して、この第 1 制御を含むすべてのスリップ対応制御では、前輪 1 2 F の制動力が、特定方向と同じ方向に前輪 1 2 F が転舵されている場合に、特定方向とは逆方向に転舵されている場合に比較して大きくされるようになっている。また、第 1 制御では、後輪 1 2 R の制動力は、特定方向と同じ方向に前輪 1 2 F が転舵されている場合に、特定方向とは逆方向に転舵されている場合に比較して小さくされるようになっている。さらに、その前後輪 1 2 の制動力の制御は、前輪 1 2 F の制動力と後輪 1 2 R の制動力との和が、同じブレーキ操作に対して一定となるように行われる。

[0115] 上述したスリップ対応制御における前後輪 1 2 の制動力制御は、前輪 1 2 F および後輪 1 2 R の各々に対応する制動力ゲイン K_{B-F} 、 K_{B-R} を変更することによって行われる。それら制動力ゲイン K_{B-F} 、 K_{B-R} は、次式に従って補正される。

$$K_{B-F} = \alpha_1 \cdot K_{B-F} \quad \dots (27)$$

$$K_{B-R} = (2 - \alpha_1) \cdot K_{B-R} \cdots (28)$$

ここで、 α_1 は、制動力ゲイン K_{B-F} 、 K_{B-R} を補正するための補正係数であり、その補正係数 α_1 と前輪12Fの転舵角 δ_F との関係を、図8に示す。その図8から分かるように、前輪制動力ゲイン K_{B-F} は、特定方向と同じ方向への転舵量が大きくなるほど大きくされ、特定方向とは逆方向への転舵量が大きくなるほど小さくされる。一方、後輪制動力ゲイン K_{B-R} は、特定方向と同じ方向への転舵量が大きくなるほど小さくされ、特定方向とは逆方向への転舵量が大きくなるほど大きくされる。そのことにより、前輪12Fの目標制動力 F_{B-F}^* は、特定方向と同じ方向への転舵量が大きくなるほど大きくされ、特定方向とは逆方向への転舵量が大きくなるほど小さくされ、後輪12Rの目標制動力 F_{B-R}^* は、特定方向と同じ方向への転舵量が大きくなるほど小さくされ、特定方向とは逆方向への転舵量が大きくなるほど大きくされるのである。

[0116] また、スリップ起因車両変化が生じている状況下にある場合には、左右輪14の少なくとも一方において、ABSが働いて目標となる制動力を発生できていない。そこで、第1制御では、左右輪14の制動力の不足分を前後輪12で補うようにすべく、前後輪12の目標制動力 F_{B-F}^* 、 F_{B-R}^* が補正されるようになっている。まず、左右輪14に対応する制動力センサ148の検出値に基づいて、左右輪14の各々に実際に付与されている制動力（実制動力） F_{B-ML} 、 F_{B-MR} が取得される。次いで、目標制動力 F_{B-ML}^* 、 F_{B-MR}^* に対する実制動力 F_{B-ML} 、 F_{B-MR} の偏差 ΔF_{B-ML} 、 ΔF_{B-MR} が、次式に従って演算される。

$$\Delta F_{B-ML} = F_{B-ML}^* - F_{B-ML} \cdots (29)$$

$$\Delta F_{B-MR} = F_{B-MR}^* - F_{B-MR} \cdots (30)$$

そして、前輪12Fと後輪12Rとへの配分比が $\alpha_1 : 2 - \alpha_1$ となるように、それら左右輪14の制動力偏差 ΔF_{B-ML} 、 ΔF_{B-MR} を足した分の制動力が、前輪12Fと後輪12Rとに配分される。つまり、前後輪12の目標制動力 F_{B-F}^* 、 F_{B-R}^* が、次式に従って補正される。

$$F_{B-F}^* = F_{B-F}^* + (\Delta F_{B-ML} + \Delta F_{B-MR}) \cdot \alpha_1 / 2 \cdots (31)$$

$$F_{B-R}^* = F_{B-R}^* + (\Delta F_{B-ML} + \Delta F_{B-MR}) \cdot (2 - \alpha_1) / 2 \cdots (32)$$

なお、上述した左右輪 1 4 の制動力の不足分を前後輪 1 2 で補う制御は、前輪 1 2 F と後輪 1 2 R とに制動力を発生させる余裕がある場合にのみ、行われるようにしてもよい。例えば、前輪 1 2 F および後輪 1 2 R に対応する路面の摩擦係数 μ とスリップ率 ρ とに基づいて、制動力の発生可能な最大値を推定し、前輪 1 2 F と後輪 1 2 R とに制動力を発生させる余裕があるか否かを判断するようにすることが可能である。

[0117] 次に、第 1 制御を含むスリップ対応制御における後輪 1 2 R の転舵量制御について説明する。後輪 1 2 R は、スリップ起因車両変化を抑制すべく、特定方向と同じ方向に転舵されるように、前述のように決定された目標転舵角が補正されるようになっている。その補正は、ヨーイング指標 $f(\beta)$ の演算時に用いられた車体横滑り角偏差 $\Delta\beta$ と、実車体横滑り角変化 $d\beta/dt$ とに基づいて、次式に従って補正される。

$$\delta_R^* = \delta_R^* + K_3 \cdot \Delta\beta + K_4 \cdot d\beta/dt \quad (K_3, K_4: \text{定数}) \quad \dots (33)$$

[0118] v) 第 2 制御

第 2 制御は、第 1 制御と同様の制御である前後輪 1 2 の制動力制御と後輪 1 2 R の転舵量制御に加えて、スリップ起因車両変化を抑制すべく、左右輪 1 4 の制動力の制御も実行される。その左右輪 1 4 の制動力制御は、左輪 1 4 M_L の制動力と右輪 1 4 M_R の制動力との大きさが同じ大きさとなるようにして、それらの制動力差によるモーメントを無くす制御である。具体的には、まず、左右輪 1 4 に対応する制動力センサ 1 4 8 の検出値に基づいて、左右輪 1 4 の各々に実際に付与されている制動力（実制動力） F_{B-ML} , F_{B-MR} が取得される。そして、それらのうちの大きい方の制動力が小さい方の制動力と同じ大きさとなるように、制動力を低減させるべく、それらのうちの小さい方の制動力が、左右輪 1 4 の目標制動力 F_{B-ML}^* , F_{B-MR}^* とされるようになっている。

[0119] vi) 第 3 制御

第 3 制御は、第 1 制御および第 2 制御と同様の後輪 1 2 R の転舵量制御が

実行されるが、4つの車輪12、14の制動力制御が、それら第1制御および第2制御とは異なる。まず、後輪12Rの制動力が0とされ、その後輪12の制動力によるスピンモーメントが発生しないようにされる。前輪12Fの制動力の制御は、第1制御および第2制御と同様に、前輪12Fに対応する制動力ゲイン K_{B-F} を変更することによって行われ、前輪制動力ゲイン K_{B-F} は、次式に従って補正される。

$$K_{B-F} = \alpha_3 \cdot K_{B-F} \quad \dots (34)$$

なお、補正係数 α_3 と前輪12Fの転舵角 δ_F との関係を、図9に示す。その図9から分かるように、前輪制動力ゲイン K_{B-F} は、特定方向と同じ方向への転舵量が大きくなるほど大きくされ、特定方向とは逆方向への転舵量が大きくなるほど小さくされことにより、前輪12Fの目標制動力 F_{B-F}^* は、特定方向と同じ方向への転舵量が大きくなるほど大きくされ、特定方向とは逆方向への転舵量が大きくなるほど小さくされる。

[0120] また、左右輪14の制動力制御は、車両の特定方向への回転を考えた場合に、左輪14 M_L と右輪14 M_R とのうちの後方に向かって移動することになるものの制動力を、他方の制動力より小さくなるように低減する制御である。つまり、特定方向が左回り方向である場合には、左輪14 M_L の制動力を低減し、特定方向が右回り方向である場合には、右輪の制動力14 M_R を低減するのである。そして、特定方向が左回り方向である場合には、左輪14 M_L の目標制動力 F_{B-ML}^* が、制動力センサ148の検出値から得られた右輪12 M_R の実制動力 F_{B-MR} から、車体横滑り角偏差 $\Delta\beta$ と実車体横滑り角変化 $d\beta/dt$ と応じた大きさだけ低減するように、下記の(35)式に従って決定される。また、特定方向が右回り方向である場合には、右輪14 M_R の目標制動力 F_{B-MR}^* が、制動力センサ148の検出値から得られた左輪12 M_L の実制動力 F_{B-ML} から、車体横滑り角偏差 $\Delta\beta$ と実車体横滑り角変化 $d\beta/dt$ と応じた大きさだけ低減するように、下記の(36)式に従って決定される。

$$F_{B-ML}^* = F_{B-MR} - (K_5 \cdot \Delta\beta + K_6 \cdot d\beta/dt) \quad \dots (35)$$

$$F_{B-MR}^* = F_{B-ML} - (K_5 \cdot \Delta\beta + K_6 \cdot d\beta/dt) \quad \dots (36)$$

そのような制御により、左右輪 1 4 の制動力差によってアンチスピンモーメントを発生させるようになっている。

[0121] <制御プログラム>

上述した車両の運動制御は、図 10 にフローチャートを示す車両運動制御プログラムが、イグニッションスイッチが ON 状態とされている間、短い時間間隔（例えば、数 μsec ~ 数十 μsec ）をおいて ECU 130 により繰り返し実行されることによって行われる。以下に、その制御のフローを、図に示すフローチャートを参照しつつ、簡単に説明する。

[0122] 車両運動制御プログラムによる処理では、まず、ステップ 1（以下、「S1」と略す、他のステップも同様である）において、本車両運動制御に必要な種々の指標を取得、演算等するための処理が行われる。次いで、S2において、スリップ起因車両変化が生じている状況下あるいはその虞がある状況下にあるか否かを判定する処理と、そのような状況下にあると判定された場合には、3 種類のスリップ対応制御のうちのいずれの制御を実行するかを決定するための処理が行われる。そして、S3において、旋回制御が、S4において、加減速制御が行われる

[0123] S1における処理は、図 11 にフローチャートを示す制御指標取得処理サブルーチンが実行されることによって行われる。この処理では、各種センサの検出結果を取得するとともに、スリップ判定における路面の摩擦係数 μ を推定するための車速 V や、ヨーイング指標 $f(\beta)$ 等が演算される。このサブルーチンに従う処理については、先に詳しく説明されているため、ここでの説明は省略することとする。

[0124] 本プログラムにおいては、先に述べた制御のうちのいずれの制御を実行するかを表すためのフラグであるスリップ判定フラグ FL が用いられており、通常の制御を行う場合に、そのフラグのフラグ値が 0 とされ、スリップ対応制御の第 1 制御を行う場合に、フラグ値が 1 とされ、第 2 制御を行う場合に 2 とされ、第 3 制御を行う場合に 3 とされるようになっている。上記 S2 における処理は、図 12 にフローチャートを示すスリップ判定処理サブルーチン

ンが実行されることによって行われ、上記スリップ判定フラグのフラグ値が決定され、いずれの制御を実行するかが決定されるようになっている。

[0125] このスリップ判定処理では、まず、S 3 1において、先に説明したように、車速 V および車輪速 v に基づいて各車輪 1 2, 1 4 が通過する路面の摩擦係数 μ が推定され、S 3 2において、左右輪 1 4 に対応する摩擦係数 μ_{ML} , μ_{MR} の差が設定値 μ_0 を超えているか否かが判定される。また、S 3 3において、ヨーイング指標 $f(\beta)$ が閾値 f_0 を超えているか否かが判定される。そして、摩擦係数の差が設定値 μ_0 より小さく、かつ、ヨーイング指標 $f(\beta)$ が閾値 f_0 より小さい場合には、通常の制御を実行するために、フラグ値が0とされる。一方、摩擦係数の差が設定値 μ_0 を超えている、あるいは、ヨーイング指標 $f(\beta)$ が閾値 f_0 を超えている場合には、S 3 5 以下において、スリップ対応制御のいずれの制御を実行するかを決定する処理が行われる。つまり、図 7 に示したように、ヨーイング指標 $f(\beta)$ の値に応じて、フラグ値が1, 2, 3とされ、第1制御, 第2制御, 第3制御のいずれかが実行されることになる。

[0126] S 3 の旋回制御では、図 1 3 にフローチャートを示す旋回制御サブルーチンが実行される。このサブルーチンにおいては、S 4 1 において、前輪転舵量制御が、続くS 4 2 において、左右輪駆制動力差制御が、さらに続くS 4 3 において、後輪転舵量制御が行われる。それら、前輪転舵量制御, 左右輪駆制動力差制御, 後輪転舵量制御は、それぞれ、図 1 4 にフローチャートを示す前輪転舵量制御サブルーチン, 図 1 5 にフローチャートを示す左右輪駆制動力差制御サブルーチン, 図 1 6 にフローチャートを示す後輪転舵量制御サブルーチンがそれぞれ実行される。前輪転舵量制御サブルーチンおよび左右輪駆制動力差制御サブルーチンに従う処理については、先に詳しく説明されているため、ここでの説明は省略する。

[0127] 後輪転舵量制御サブルーチンに従う処理では、まず、S 7 1, 7 2 において公転球心加速度偏差 ΔG_0 が認定され、その公転球心加速度偏差 ΔG_0 に基づきP I D制御則に従って、目標後輪転舵角 δ_{R*} が決定される。次いで、S 7 3

において、スリップ判定フラグが確認され、そのフラグ値が0でない場合には、スリップ対応制御が実行S 7 4, 7 5のスリップ対応制御が実行される。つまり、先に詳しく説明したように、車体横滑り角偏差 $\Delta\beta$, 実車体横滑り角変化 $d\beta/dt$ に基づいて、後輪転舵角補正量 δ_R^+ が演算され、目標後輪転舵角 δ_R^* ($=\delta_R^*+\delta_R^+$) が補正される。そして、S 7 6, 7 7において、実際の後輪転舵角 δ_R が、その目標後輪転舵角 δ_R^* となるように、後輪転舵装置 9 8 Rの電磁モータへの供給電流が決定され、その電流供給が行われる。

[0128] 本プログラムのS 4の加減速制御では、図 1 7にフローチャートを示す加減速制御サブルーチンが実行される。このサブルーチンにおいては、まず、S 8 1において、アクセルペダル操作量 a_0 に基づいて左右輪に与えられるべき駆動力 F_{D-ML}^* , F_{D-MR}^* が決定される。次いで、S 8 2, 8 3において、左右輪 1 4の各々の実制動力 F_{B-ML} , F_{B-MR} が制動力センサ 1 4 8の検出結果から取得され、前回のプログラム実行時の目標制動力 F_{B-ML}^* , F_{B-MR}^* との偏差 ΔF_{B-ML} , ΔF_{B-MR} が演算される。S 8 4において、前後輪 1 2の目標制動力を決定する処理が、S 8 5において、左右輪 1 4の目標制動力を決定する処理が行われる。

[0129] 前後輪 1 2の目標制動力を決定する処理は、図 1 8にフローチャートを示す前後輪制動力決定処理サブルーチンが実行されることにより行われる。このサブルーチンでは、まず、S 9 1, 9 2において、スリップ判定フラグ F_L が確認される。そのスリップ判定フラグ F_L のフラグ値が1または2である場合には、先に詳しく説明したように、S 9 3において、実前輪転舵量 δ_F に応じて決定された補正係数 α_1 に基づいて前後輪 1 2の制動力ゲインが補正され、S 9 4において、左右輪 1 4の制動力の不足分 ΔF_{B-ML} , ΔF_{B-MR} を前後輪 1 2で補うようにすべく、目標制動力 F_{B-ML}^* , F_{B-MR}^* が決定される。また、スリップ判定フラグ F_L のフラグ値が3である場合には、S 9 5において、実前輪転舵量 δ_F に応じて決定された補正係数 α_3 に基づいて前輪 1 2 Fの制動力ゲインが補正され、S 9 6において、その制動力ゲインを用いて前輪 1 2 Fの目標制動力 F_{B-ML}^* が決定され、後輪 1 2 Rの目標制動力 F_{B-MR}^* が0とされる。

さらに、スリップ判定フラグ F_L のフラグ値が0である場合には、通常の制御が実行されるのであり、S 9 7において、前後輪1 2の制動力ゲインが初期値に戻され、S 9 8において、前後輪1 2の目標制動力 F_{B-ML}^* 、 F_{B-MR}^* が決定される。

[0130] また、左右輪1 4の目標制動力を決定する処理は、図1 9にフローチャートを示す左右輪制動力決定処理サブルーチンが実行されることにより行われる。このサブルーチンでは、まず、S 1 0 1、1 0 2において、スリップ判定フラグ F_L が確認される。そのスリップ判定フラグ F_L のフラグ値が2である場合には、S 1 0 3において、左右輪1 4の各々の実制動力 F_{B-ML} 、 F_{B-MR} のうちの大きい方の制動力が小さい方の制動力と同じ大きさとなるように、制動力を低減させるべく、それらのうちの小さい方の制動力が、左右輪1 4の目標制動力 F_{B-ML}^* 、 F_{B-MR}^* とされる。また、スリップ判定フラグ F_L のフラグ値が3である場合には、S 1 0 4～S 1 0 6において、左輪1 4 M_L と右輪1 4 M_R とのうちの後方に向かって移動することになるものの制動力を、他方の制動力より小さくなるように低減すべく、他方の実制動力から車体横滑り角偏差 $\Delta\beta$ と実車体横滑り角変化 $d\beta/dt$ と応じた大きさだけ低減するように、左右輪1 4の目標制動力 F_{B-ML}^* 、 F_{B-MR}^* が決定される。さらに、スリップ判定フラグ F_L のフラグ値が0または1である場合には、通常の制御が実行されるため、ブレーキペダル操作量 b_0 に基づいて目標制動力 F_{B-ML}^* 、 F_{B-MR}^* が決定される。

[0131] 続いて、加減速制御サブルーチンでは、S 8 6において、左右輪1 4の目標駆制動力 F^* が目標駆動力 F_D^* と目標制動力 F_B^* とに基づいて決定され、S 8 7において、左右輪駆制動力差 ΔF に基づいてその目標駆制動力 F^* が補正される。以上で、加減速制御サブルーチンの実行が終了し、車両運動制御プログラムの1回の実行も終了する。

[0132] <制御装置の機能構成>

上述したような制御を実行して車両の運動を制御するための制御装置として機能するECU 1 3 0は、前述した各種の処理を実行する各種の機能部を

有していると考えることができる。詳しく言えば、図20に示すように、ECU130は、上記スリップ判定処理サブルーチンのS31～S33の処理を実行して、スリップ起因車両変化が生じている状況下あるいはスリップ起因車両変化が生じる虞がある状況下にあるか否かを判定するスリップ判定部200と、上記加減速制御サブルーチンを実行して、前後輪12の制動力と、左輪14の駆制動力を制御する機能部である駆制動力制御部202と、上記前輪転舵量制御サブルーチンを実行して前輪12Fの転舵量を制御する機能部である前輪転舵量制御部204と、上記後輪転舵量制御サブルーチンを実行して後輪12Rの転舵量を制御する機能部である後輪転舵量制御部206とを有していると考えることができる。その駆制動力制御部202は、加減速制御サブルーチンのS81の処理を実行して駆動力を制御する機能部である駆動力制御部210と、加減速制御サブルーチンのS82～85の処理を実行して制動力を制御する機能部である制動力制御部212と、上記左右輪駆制動力差制御を実行する機能部として左右輪駆制動力差制御部214とを有していると考えることができる。なお、制動力制御部212は、ブレーキペダル操作量と制動力ゲインとの積に基づいて目標制動力を決定する目標制動力決定部216を有していると考えることができる。

[0133] また、上記スリップ判定部200は、スリップ判定処理サブルーチンのS33を実行して、ヨーイング指標 $f(\beta)$ が閾値を超えた場合にスリップ起因車両変化が生じていると判定する車両状態依拠スリップ判定部220と、スリップ判定処理サブルーチンのS31, 32を実行して、またぎ路を走行している場合にスリップ起因車両変化が生じる虞があると判定する路面状態依拠スリップ判定部222とを有していると考えることができる。さらに、制動力制御部212と後輪転舵量制御部206とは、上記スリップ判定部200による判定に基づいて、スリップ対応制御を実行するスリップ対応制御230, 240を、それぞれ有していると考えることができるのである。

[0134] <車両運動制御システムの効果>

先に詳しく説明したように、本車両のような車輪特殊配置車両は、スリッ

プ起因車両変化が生じている状況下あるいはスリップ起因車両変化が生じる虞がある状況下で車両を制動させる場合、前輪の制動力により車体に生じる回転モーメントが、その転舵の方向によって、スリップに起因する車両の向きの変化を抑える場合と、その変化を助長する場合がある。本実施例の車両運動制御システムによれば、前輪の転舵の方向に応じて前輪の制動力を異なる大きさとする事で、スリップに起因する車両の向きの変化を助長しないようにする、あるいは、その変化を効果的に抑えることが可能であり、走行中の安定性が向上したものとなっているのである。

[0135] <変形例>

なお、上記実施例の車両運動制御システムは、3種類のスリップ対応制御がヨーイング指標 $f(\beta)$ に大きさを切り換えられるように構成されていたが、そのことに限定されない。例えば、またぎ路を走行していると判定された場合であって、後輪 1 2 R も摩擦係数が小さい路面を走行している場合、つまり、後輪 1 2 R が走行している路面の摩擦係数 μ_R が設定値より小さい場合には、後輪 1 2 R の制動力を大きくできないことを鑑み、後輪 1 2 R の制動力を 0 とする制御を含む上記第 3 制御を実行するように構成することが可能である。

[0136] また、上記 3 種類のスリップ対応制御の各々が、ヨーイング指標 $f(\beta)$ に応じて、徐々に切り換えられるように構成することが可能である。具体的には、図 2 1 に示すように、ヨーイング指標 $f(\beta)$ に応じて、第 1 制御と第 2 制御との配分比や、第 2 制御と第 3 制御との割合を決定し、一方の制御において決定された目標値と他方の制御において決定された目標値とにその割合を乗じて足し合わせた値を、目標値として制御を実行するように構成することが可能である。

符号の説明

[0137] 1 0 : 車体 1 2 F : 前輪 1 2 R : 後輪 1 4 M_L : 左輪 1 4 M_R : 右輪 2 0 : ステアリングホイール (ステアリング操作部材)
2 2 : アクセルペダル 2 4 : ブレーキペダル (ブレーキ操作部材)

$64M_L$: 左輪駆動装置 $64M_R$: 右輪駆動装置 $70M_L$: 左輪制動装置
 $70M_R$: 右輪制動装置 $98F$: 前輪転舵装置 $98R$: 後輪
 転舵装置 $114F$: 前輪制動装置 $114R$: 後輪制動装置 130 : 電子制御ユニット (ECU, 制御装置) 132 : 車輪速センサ [v]
 134 : ステアリングセンサ [θ] 136 : アクセルセンサ [a_0]
 138 : ブレーキセンサ [b_0] 140 : 前後加速度センサ [G_x]
 142 : 横加速度センサ [G_y] 142 : ヨーレートセンサ [γ]
 $146F$: 前輪転舵角センサ [δ_F] $146R$: 後輪転舵角センサ
 [δ_R] 148 : 制動力センサ [F_B] 200 : スリップ判定部 202 : 駆制動力制御部 204 : 前輪転舵量制御部 206 : 後輪転舵
 量制御部 210 : 駆動力制御部 212 : 制動力制御部 214 :
 左右輪駆制動力差制御部 216 : 目標制動力決定部 220 : 車両状
 態依拠スリップ判定部 222 : 路面状態依拠スリップ判定部 230 :
 スリップ対応制御部 ($\subseteq$ 制動力制御部) 240 : スリップ対応制御部
 ($\subseteq$ 後輪転舵量制御部)

[0138] v : 車輪速 θ : ステアリングホイールの操作角 a_0 : アクセルペダ
 ルの操作量 b_0 : ブレーキペダルの操作量 δ_F : 前輪転舵角 δ_F^* : 目標前
 輪転舵角 δ_R : 後輪転舵角 δ_R^* : 目標後輪転舵角 δ_R^+ : 後輪転舵角
 補正量 F_{B-F}^* : 目標前輪制動力 F_{B-R}^* : 目標後輪制動力 F_{B-ML} : 実左
 輪制動力 F_{B-ML}^* : 目標左輪制動力 F_{B-MR} : 実右輪制動力 F_{B-MR}^* : 目
 標右輪制動力 F_{ML} : 左輪駆制動力 F_{MR} : 右輪駆制動力 ΔF : 左右
 輪駆制動力差 V : 車両走行速度 (車速) ρ : スリップ率 μ : 摩擦
 係数 β : 実車体横滑り角 $\Delta\beta$: 車体横滑り角偏差 $f(\beta)$: ヨー
 イング指標 α_1, α_3 : 制動力ゲイン補正係数 K_{B-F} : 前輪制動力ゲイン
 K_{B-R} : 後輪制動力ゲイン K_{B-ML} : 左輪制動力ゲイン K_{B-MR} : 右輪制
 動力ゲイン

請求の範囲

[請求項1]

自身の前方部の車幅方向における中央に配置された単一の前輪とその前輪より後方において自身の左右にそれぞれ配置された左輪および右輪とを有する車両に搭載され、その車両の運動を制御する車両運動制御システムであって、

前記前輪を転舵させる前輪転舵装置と、

前記前輪、前記左輪および前記右輪の各々に制動力を付与する制動装置と、

ブレーキ操作部材の操作に基づいてその制動装置を制御することで、前記前輪、前記左輪および前記右輪の各々に付与する制動力を制御する制動力制御部を有し、当該車両の制御を司る制御装置と

を備え、

前記制動力制御部が、

前記左輪と前記右輪との少なくとも一方のスリップに起因して当該車両の向きが特定方向に変化している状況と変化する虞がある状況との少なくとも一方の下で当該車両を制動させる場合において、そのスリップに起因する当該車両の向きの変化に対応すべく、前記前輪の制動力を、前記ブレーキ操作部材に同じ操作がなされた場合であっても前記前輪の転舵の方向で異なる大きさとなるように制御するスリップ対応制御を実行するスリップ対応制御部を有する車両運動制御システム。

[請求項2]

前記制御装置が、

前記スリップに起因して当該車両の向きが前記特定方向に変化している状況と変化する虞がある状況との少なくとも一方にあるか否かを判定するスリップ判定部を有し、

そのスリップ判定部が、

前記左輪が通過している部分の摩擦係数と前記右輪が通過している部分の摩擦係数とが互いに異なる路面を当該車両が走行している場合

に、当該車両の向きが前記特定方向に変化する虞がある状況あるいは変化している状況にあると判定するように構成され、

前記スリップ対応制御部が、

前記スリップ判定部による判定に基づいて、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項 1 に記載の車両運動制御システム。

[請求項3]

前記スリップ対応制御部が、

前記路面の摩擦係数が小さい部分から大きい部分に向かう方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記前輪が前記特定方向と同じ方向に転舵されているとし、前記路面の摩擦係数が大きい部分から小さい部分に向かう方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記前輪が前記特定方向とは逆方向に転舵されているとし、

前記前輪の制動力が、前記特定方向と同じ方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記特定方向とは逆方向に前記前輪が転舵されている場合に比較して大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項 2 に記載の車両運動制御システム。

[請求項4]

前記スリップ対応制御部が、

前記路面の摩擦係数が小さい部分から大きい部分に向かう方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記前輪の制動力が、その前輪の転舵量が大きい場合に小さい場合に比較して大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項 3 に記載の車両運動制御システム。

[請求項5]

前記スリップ対応制御部が、

前記路面の摩擦係数が大きい部分から小さい部分に向かう方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記前輪の制動力が、その前輪の転舵量が大きい場合に小さい場合に比較して小さくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項 3 または請求項 4 に記載の車両運動制御システム。

- [請求項6] 前記制御装置が、
- 前記スリップに起因して当該車両の向きが前記特定方向に変化している状況と変化する虞がある状況との少なくとも一方にあるか否かを判定するスリップ判定部を有し、
- そのスリップ判定部が、
- 当該車両の向きの変化の程度を指標するヨーイング指標の値が閾値を超えた場合に、当該車両の向きが前記特定方向に変化している状況にあると判定するように構成され、
- 前記スリップ対応制御部が、
- 前記スリップ判定部による判定に基づいて、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項1ないし請求項5のいずれか1つに記載の車両運動制御システム。
- [請求項7] 前記スリップ対応制御部が、
- 前記前輪の制動力が、前記特定方向と同じ方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記特定方向とは逆方向に前記前輪が転舵されている場合に比較して大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項1ないし請求項6のいずれか1つに記載の車両運動制御システム。
- [請求項8] 前記スリップ対応制御部が、
- 前記前輪が前記特定方向と同じ方向に転舵されている場合に、前記前輪の制動力が、その前輪の転舵量が大きい場合に小さい場合に比較して大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項7に記載の車両運動制御システム。
- [請求項9] 前記スリップ対応制御部が、
- 前記前輪が前記特定方向とは逆方向に転舵されている場合に、前記前輪の制動力が、その前輪の転舵量が大きい場合に小さい場合に比較して小さくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項7または請求項8に記載の車両運動制御システム。

[請求項10] 当該車両運動制御システムが、前記左輪および前記右輪よりも後方に配置された単一の後輪をさらに有する当該車両の運動を制御するためのものであり、

前記制動装置が、前記後輪にも制動力を付与するものであり、前記制動力制御部が、前記後輪に付与する制動力をも制御するものであり、

前記スリップ対応制御部が、

前記後輪の制動力が、前記ブレーキ操作部材に同じ操作がなされた場合であっても前記前輪の転舵の方向で異なる大きさとなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項 1 ないし請求項 9 のいずれか 1 つに記載の車両運動制御システム。

[請求項11] 前記スリップ対応制御部が、

前記特定方向とは逆方向に前記前輪が転舵されている場合に、前記特定方向と同じ方向に前記前輪が転舵されている場合に比較して、前記前輪の制動力が小さくなるようにするとともに、前記後輪の制動力が大きくなるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項 10 項に記載の車両運動制御システム。

[請求項12] 前記スリップ対応制御部が、

前記前輪に付与すべき制動力と前記後輪に付与すべき制動力との和が、前記ブレーキ操作部材の同じ操作に対して一定となるようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求項 11 に記載の車両運動制御システム。

[請求項13] 前記スリップ対応制御部が、

前記左輪と前記右輪とのうちの、当該車両が前記特定方向に回転する場合において他方の車輪に対して後方側に相対移動することになる方の車輪の制動力を低減するようにして、前記スリップ対応制御を実行するように構成された請求 1 ないし請求項 12 のいずれか 1 つに記載の車両運動制御システム。

[請求項14] 当該車両運動制御システムが、前記左輪および前記右輪よりも後方に配置された単一の後輪をさらに有する当該車両の運動を制御するためのものであり、

その車両運動制御システムが、

駆動源を有し、ステアリング操作部材に加えられた力に依らず、その駆動源が発生させる力に依拠して前記後輪を転舵させる後輪転舵装置を備え、

前記制御装置が、

ステアリング操作部材の操作に基づいて前記後輪転舵装置が有する駆動源を制御することで、前記後輪の転舵量を制御する後輪転舵量制御部を有し、

その後輪転舵量制御部が、

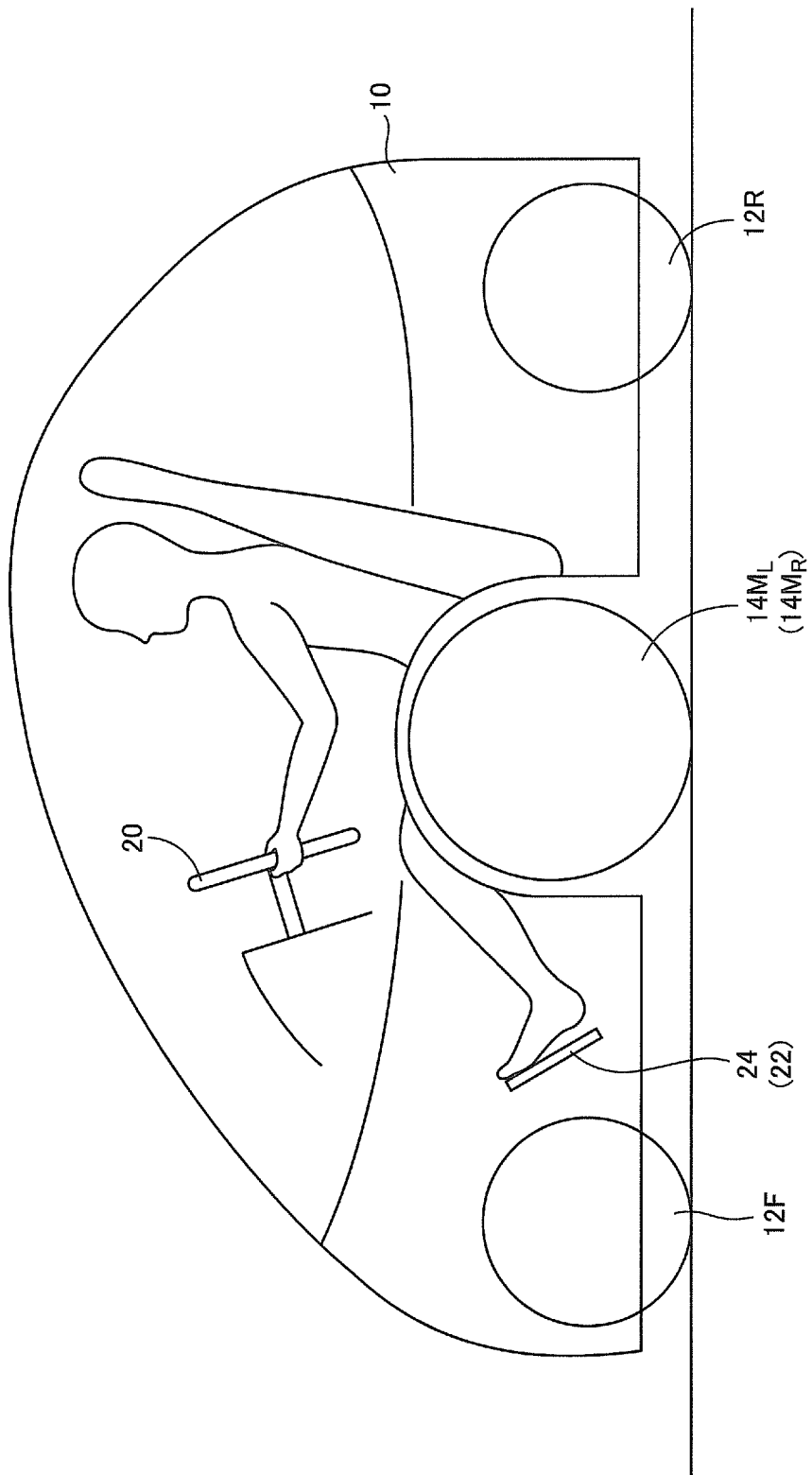
前記制動力制御部が有する前記スリップ対応制御部によって前記スリップ対応制御が実行されている場合に、前記スリップに起因する当該車両の向きの変化に対応すべく、前記特定方向と同じ方向に前記後輪が転舵するようにその後輪の転舵量を制御するスリップ対応制御部を有する請求項1ないし請求項13のいずれか1つに記載の車両運動制御システム。

[請求項15] 前記制動装置が、前記後輪にも制動力を付与するものであり、前記制動力制御部が、前記後輪に付与する制動力をも制御するものであり、

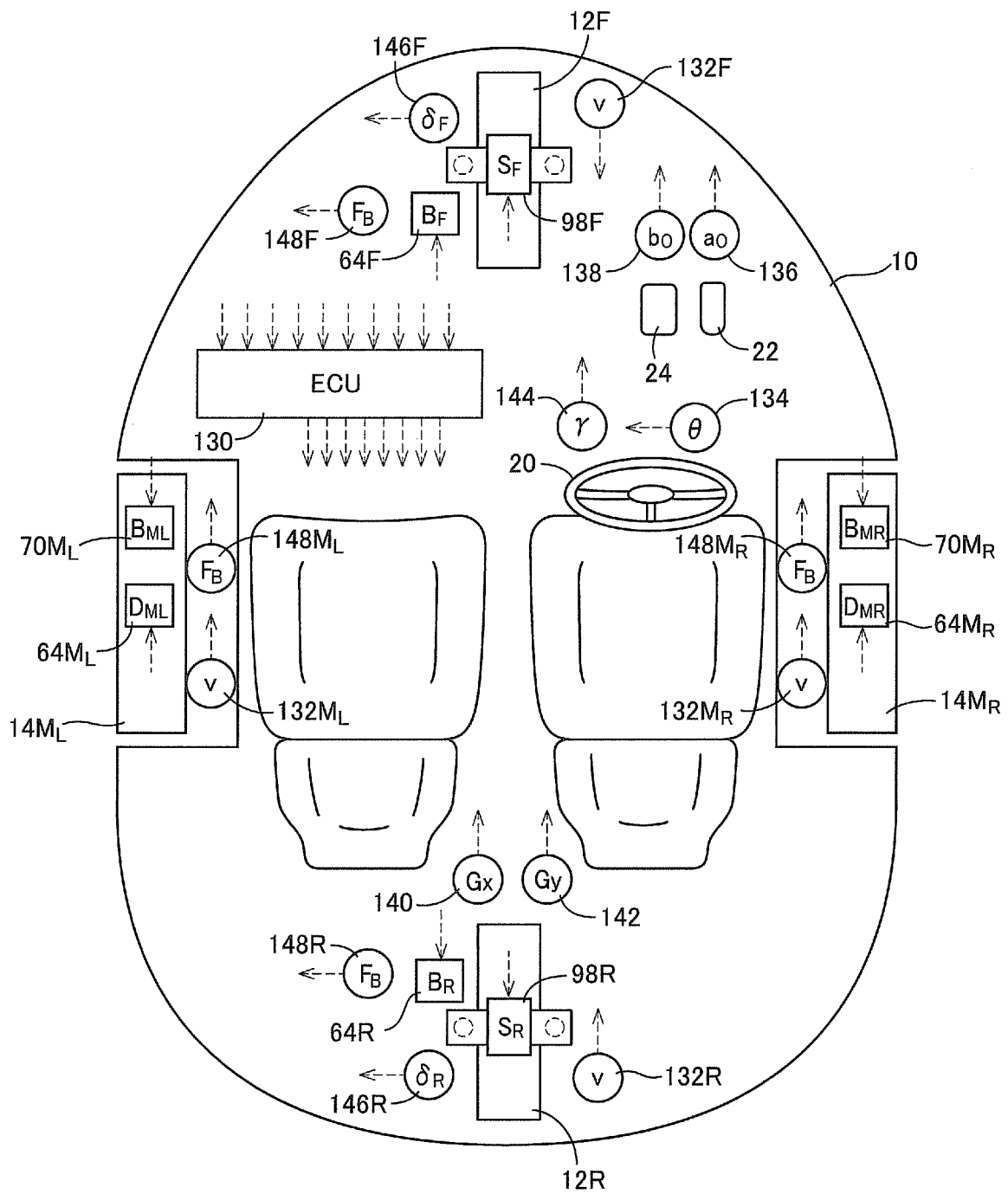
前記制動力制御部が有する前記スリップ対応制御部が、

当該車両の向きの変化の程度を指標するヨーイング指標の値が設定値を超えた場合に、前記後輪の制動力を0とするように構成された請求項14に記載の車両運動制御システム。

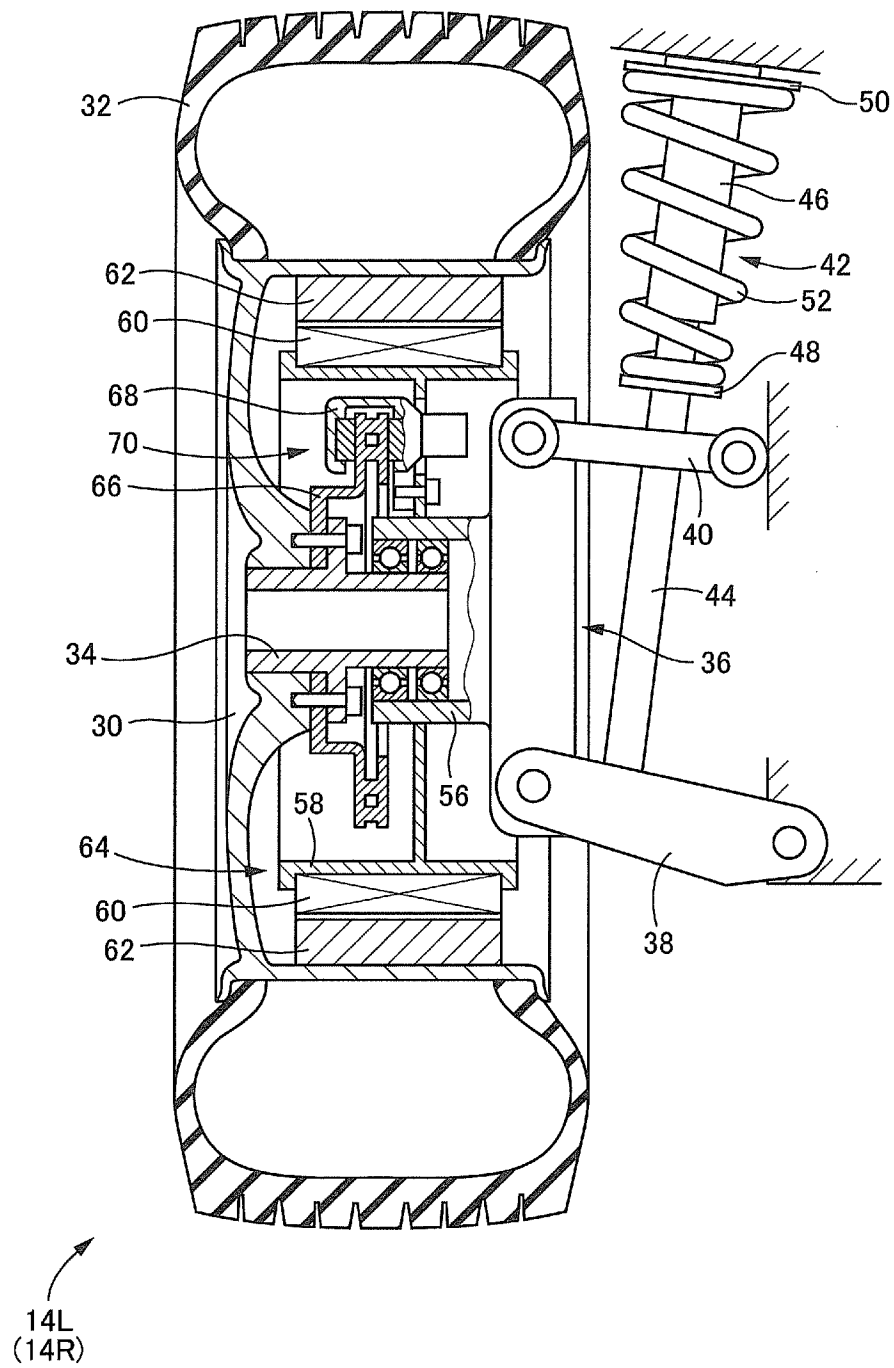
[図1]



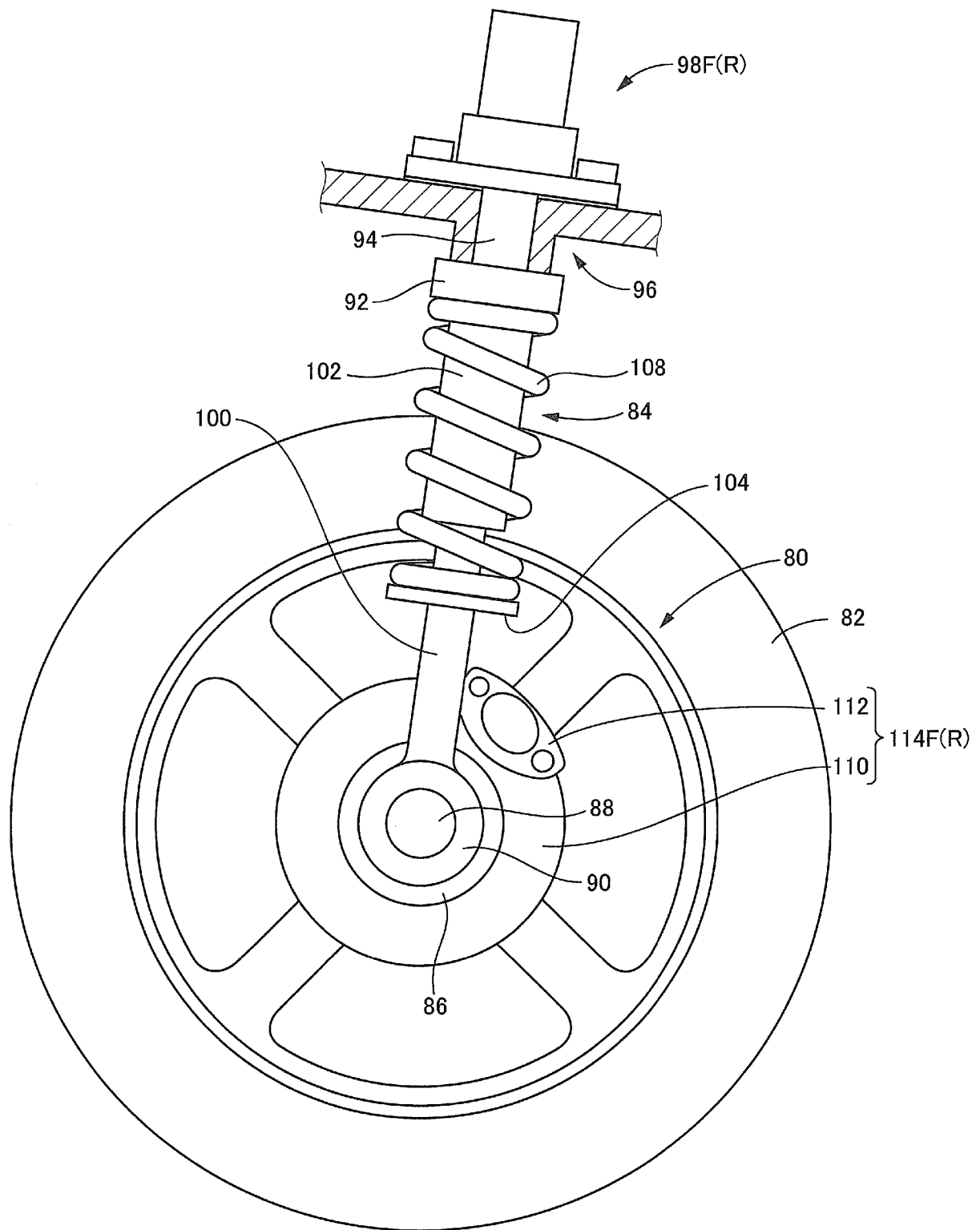
[図2]



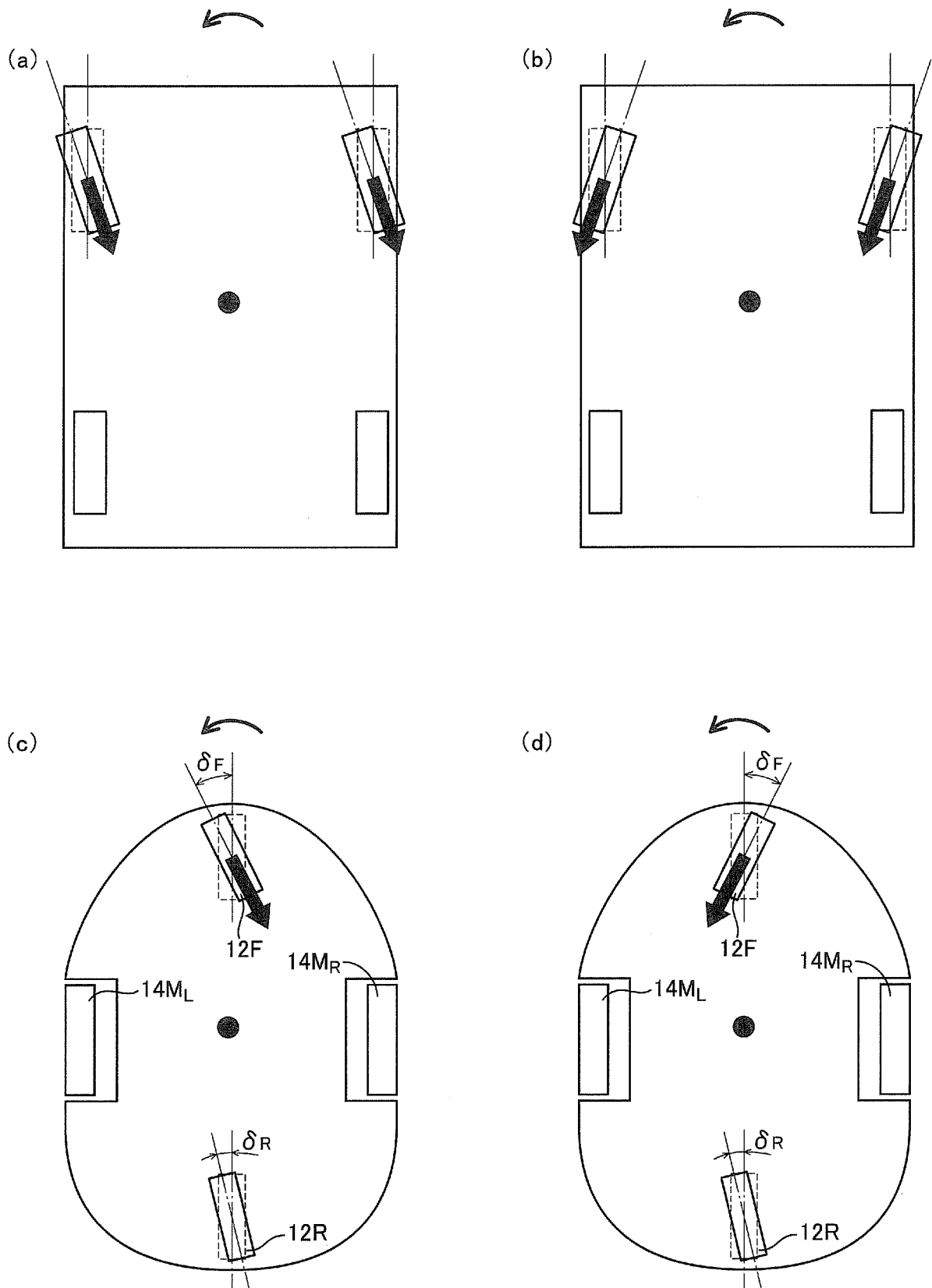
[図3]



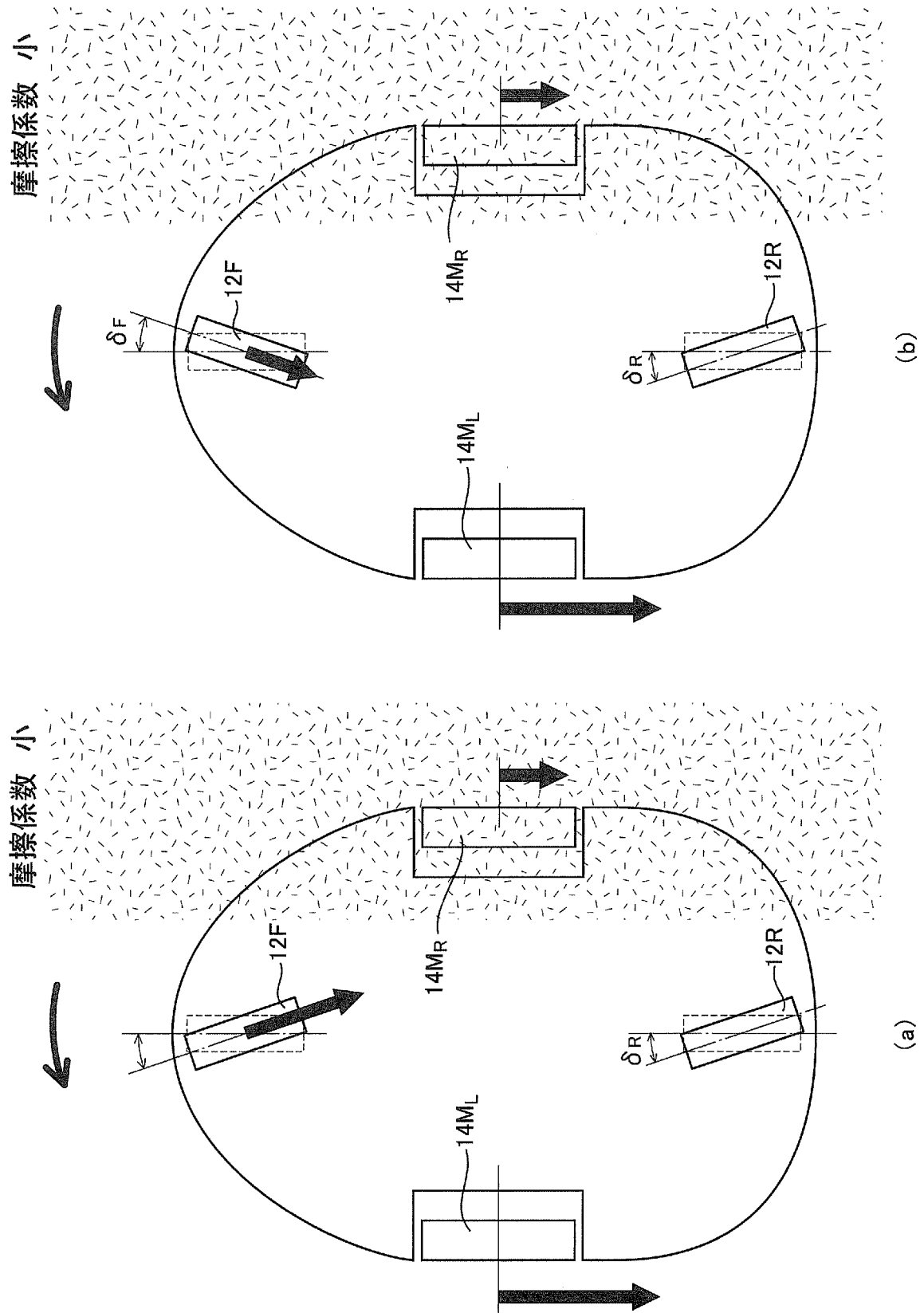
[図4]



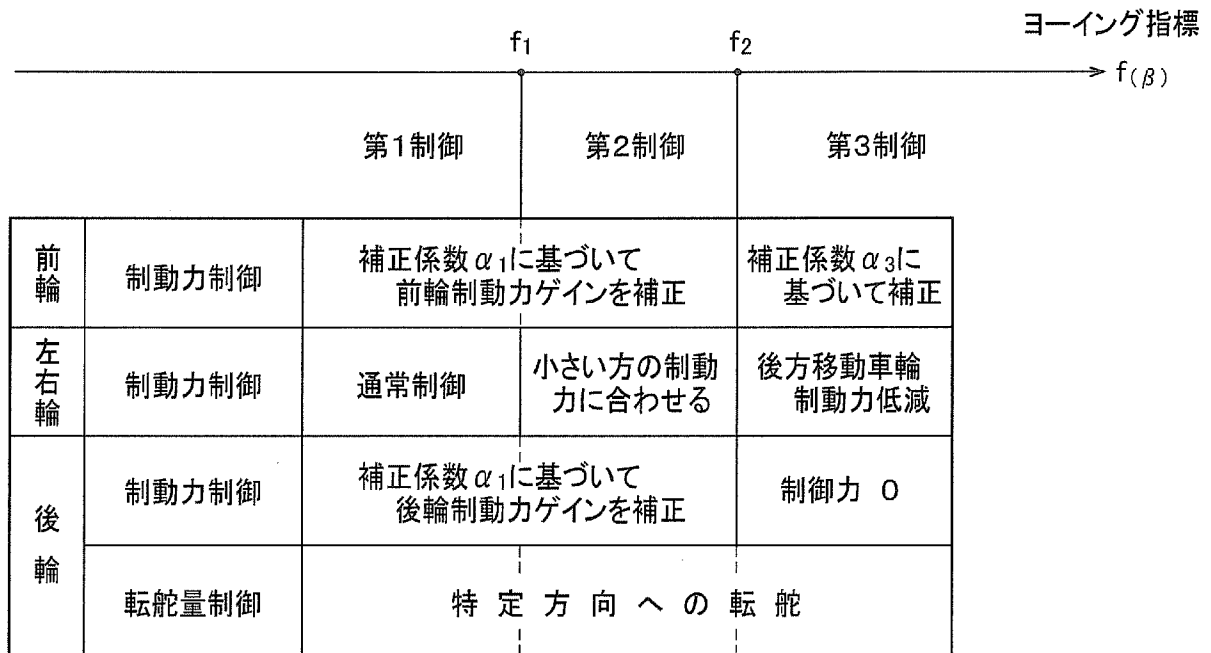
[図5]



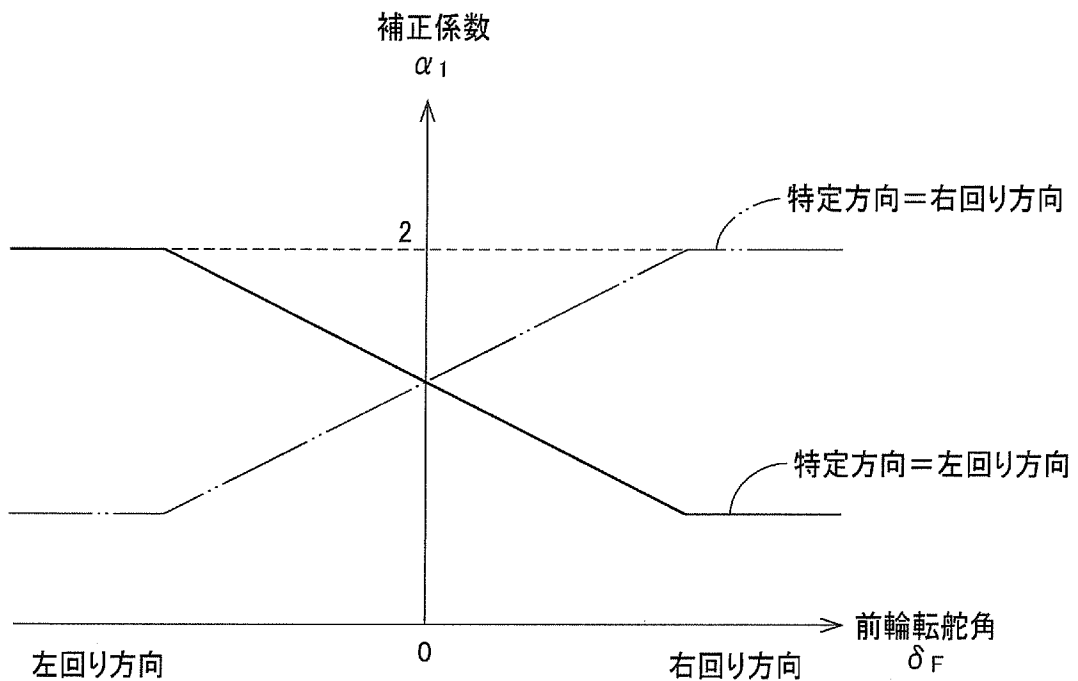
[図6]



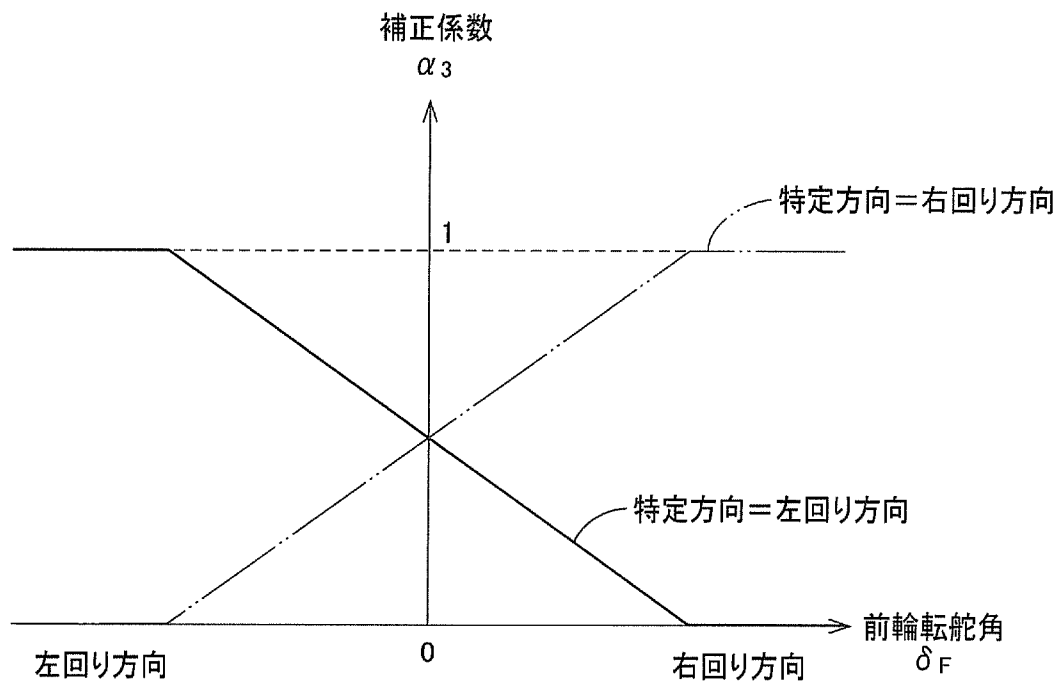
[図7]



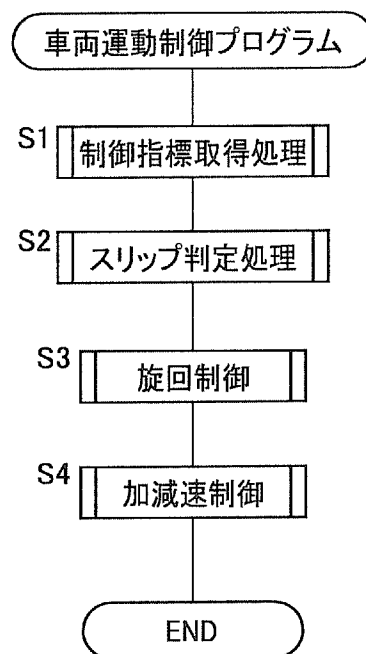
[図8]



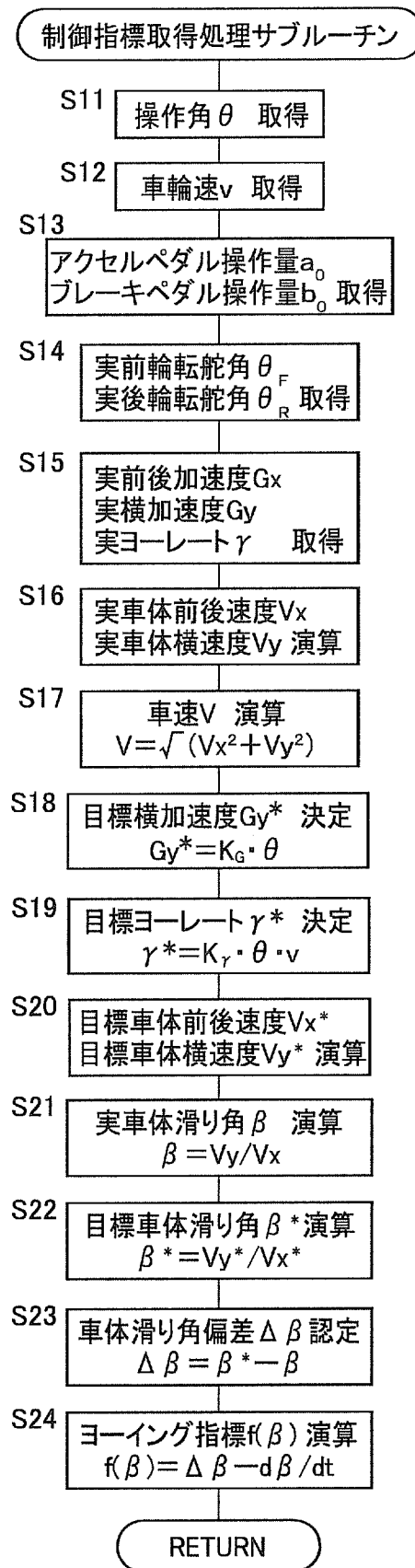
[図9]



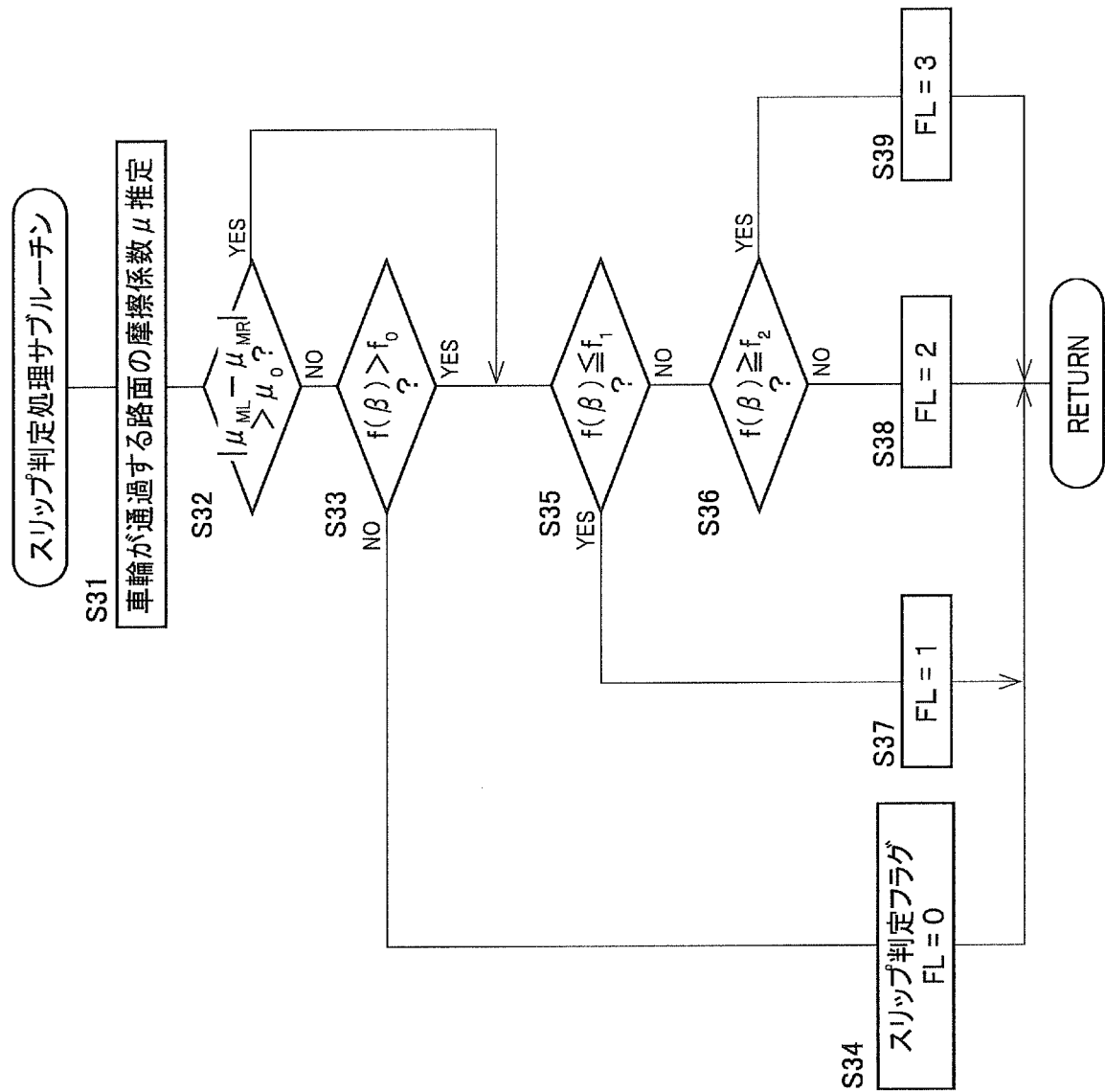
[図10]



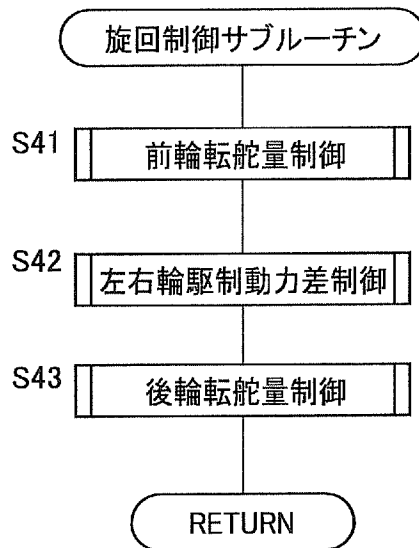
[図11]



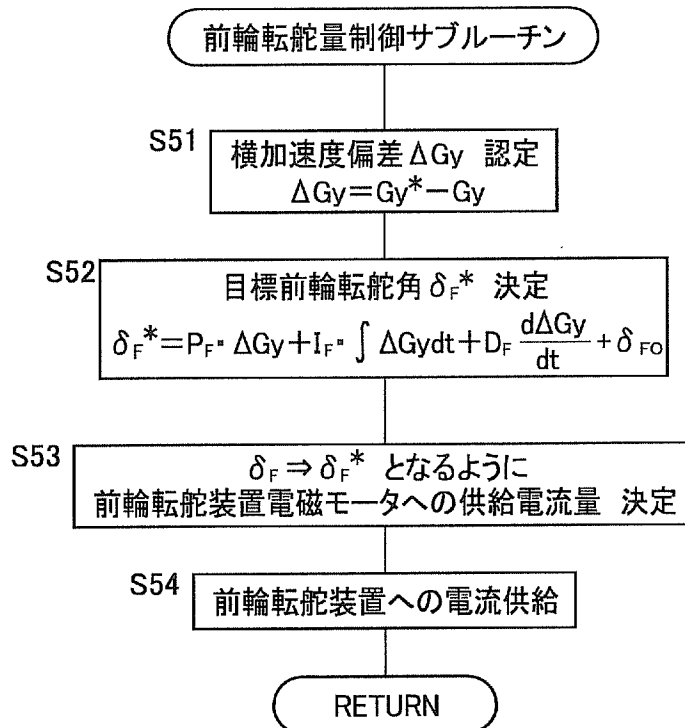
[図12]



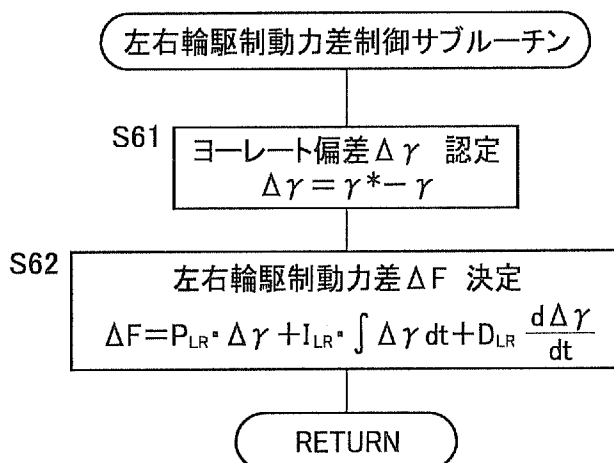
[図13]



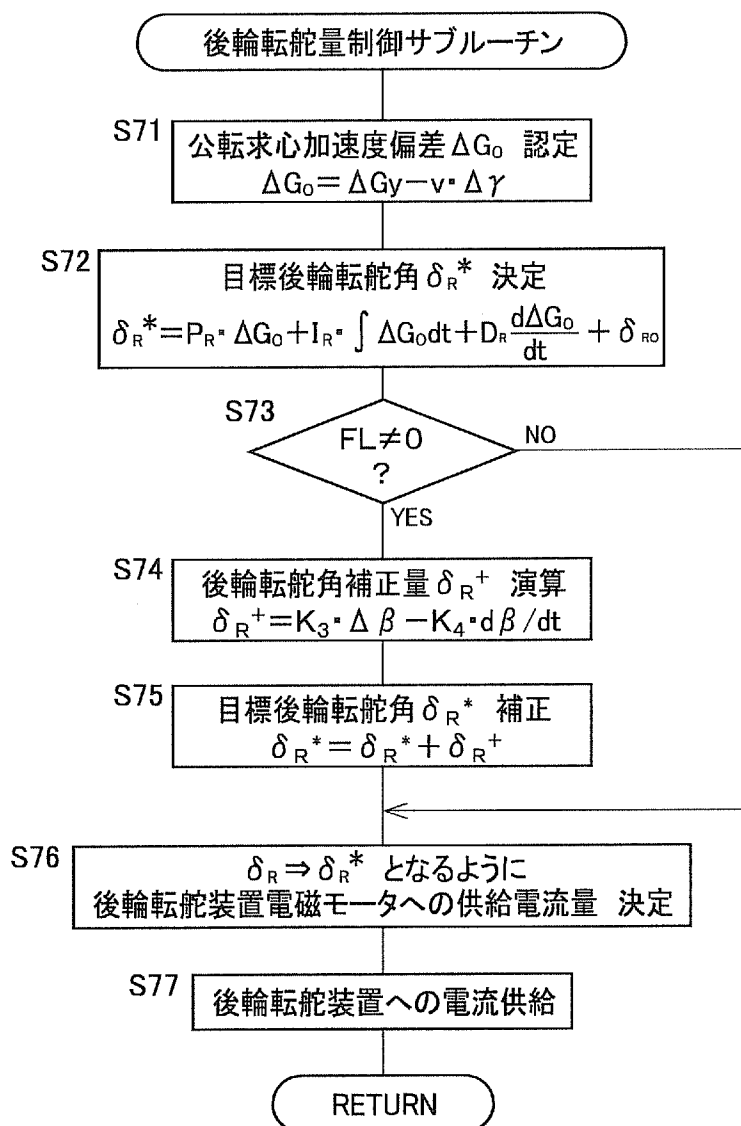
[図14]



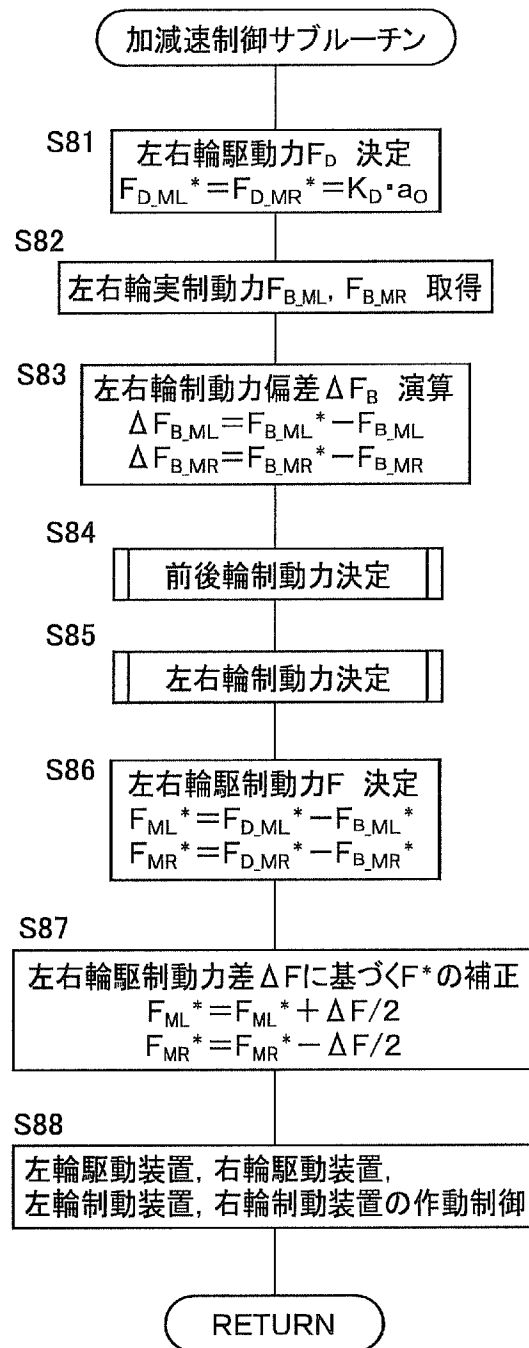
[図15]



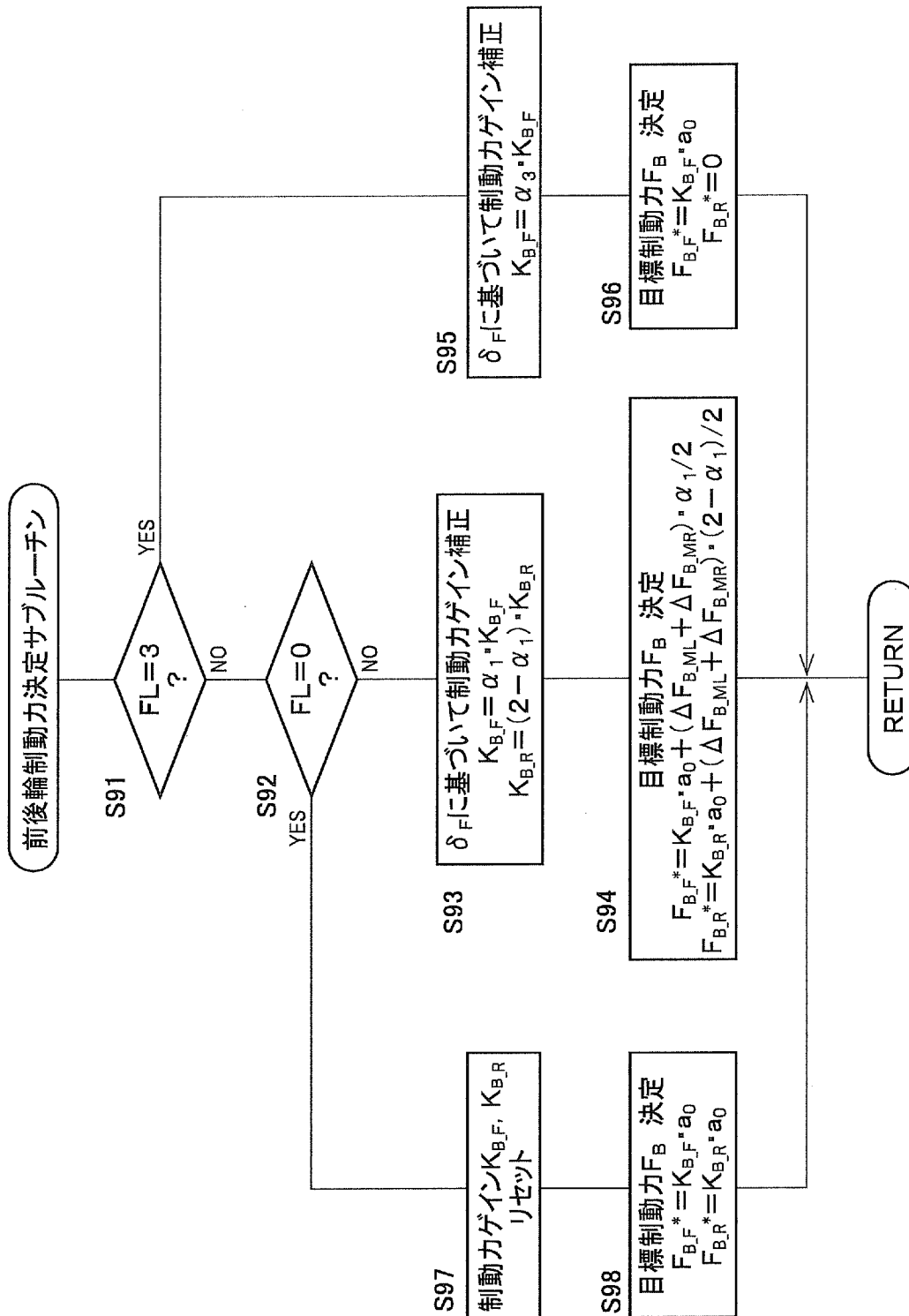
[図16]



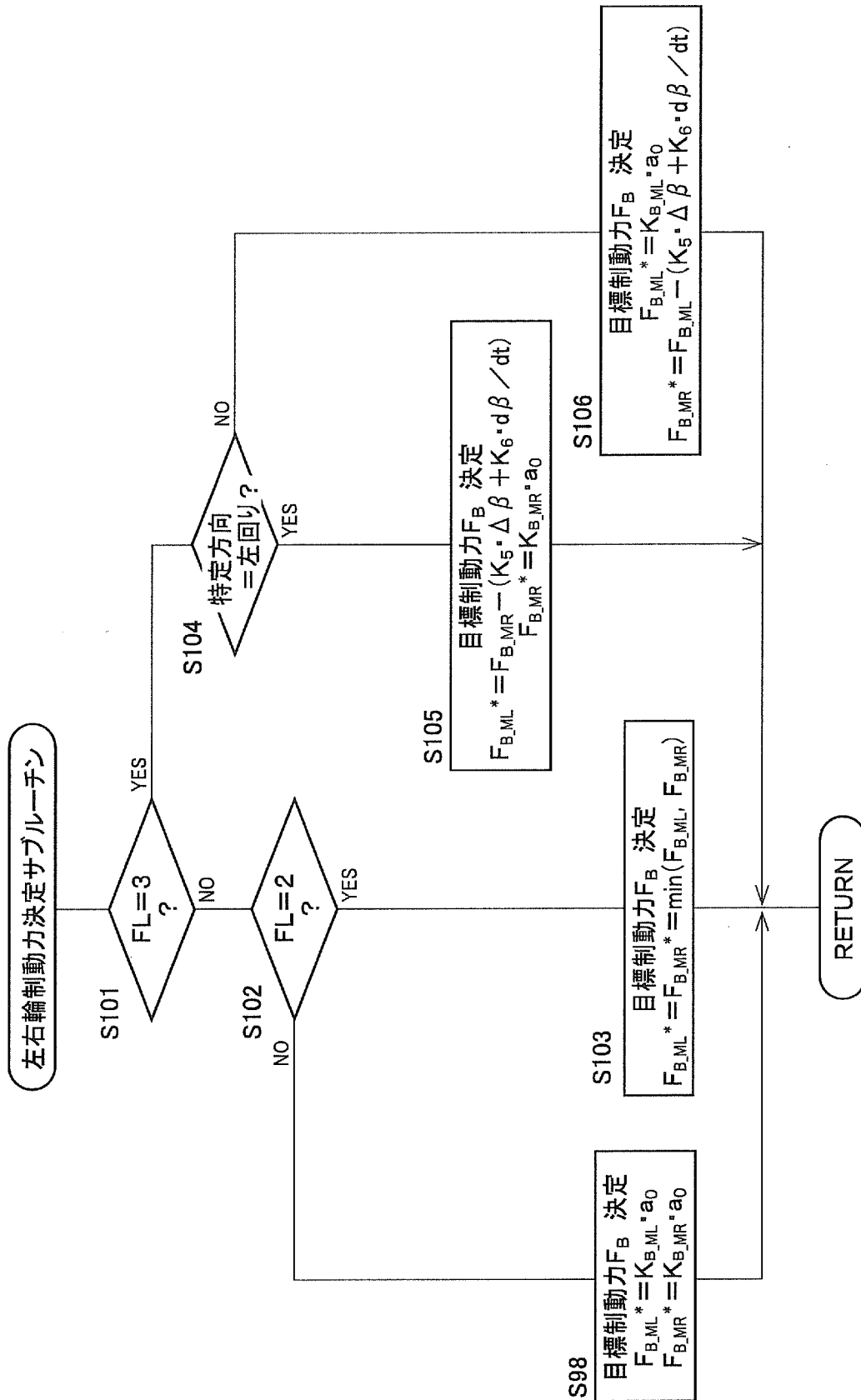
[図17]



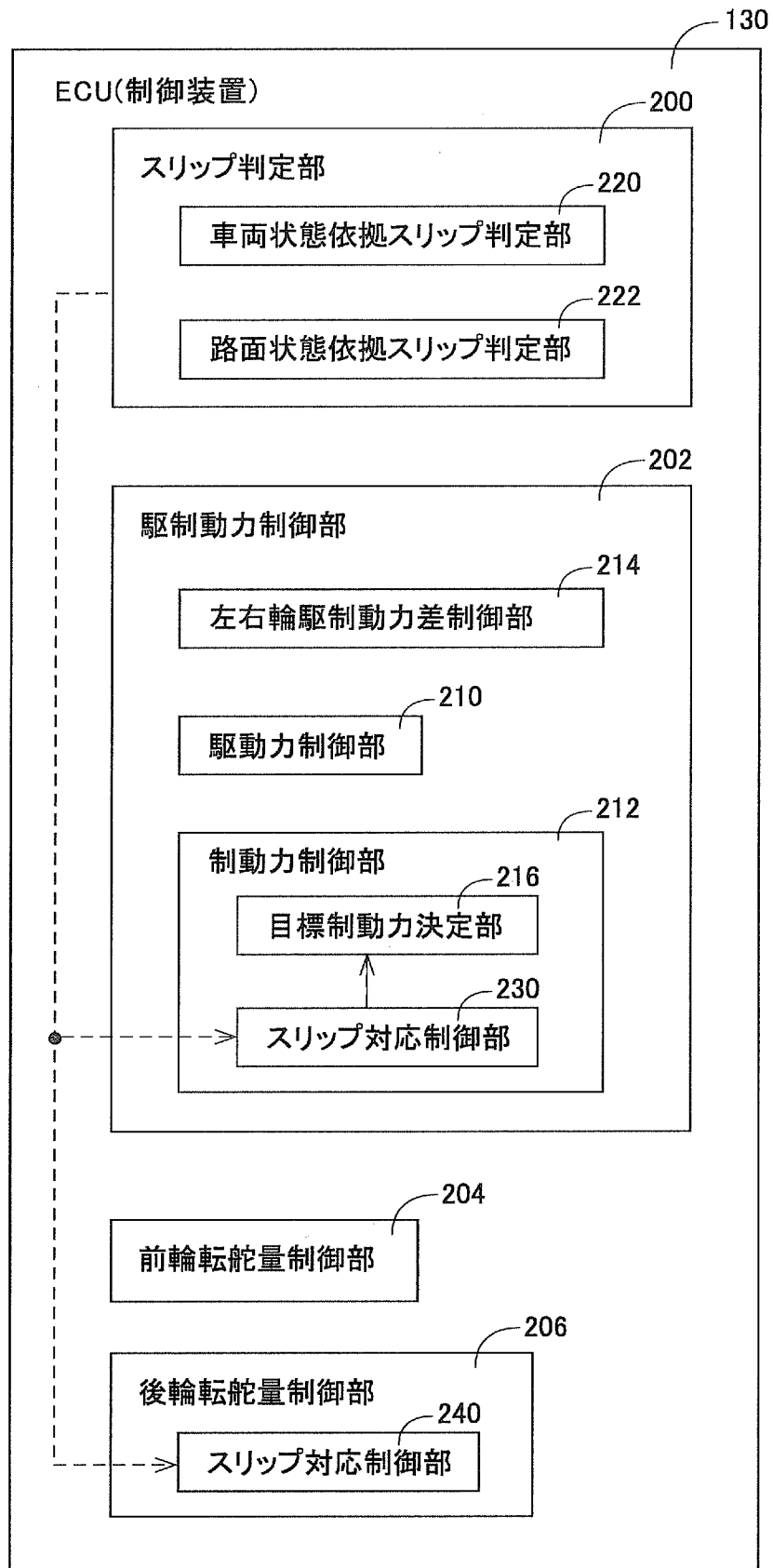
[図18]



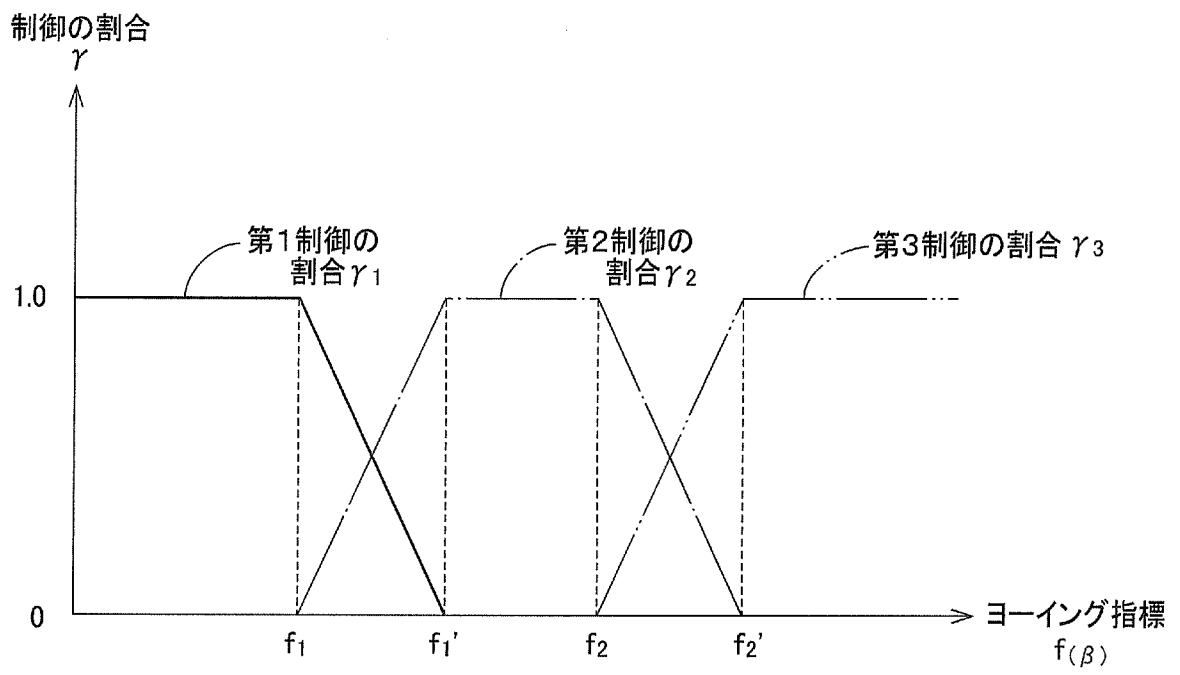
[図19]



[図20]



[図21]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/060853

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B60T8/1755(2006.01)i, B60T8/1764(2006.01)i, B60W10/18(2006.01)i,
B60W10/20(2006.01)i, B60W30/02(2006.01)i, B62D6/00(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)

B60T8/1755, B60T8/1764, B60W10/18, B60W10/20, B60W30/02, B62D6/00,
B62D61/00-61/10

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	1996-2010
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2010	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2010

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 2006-130985 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 25 May 2006 (25.05.2006), paragraphs [0013] to [0014]; fig. 1 (Family: none)	1-15
A	JP 2006-193087 A (Nissin Kogyo Co., Ltd.), 27 July 2006 (27.07.2006), paragraphs [0034] to [0049]; fig. 5 (Family: none)	1-15



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
09 July, 2010 (09.07.10)

Date of mailing of the international search report
28 September, 2010 (28.09.10)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2010/060853

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No. 34756/1990 (Laid-open No. 125687/1991) (Nissan Shatai Co., Ltd.), 18 December 1991 (18.12.1991), page 8, line 7 to page 9, line 6; fig. 2 (Family: none)	1-15
A	JP 2007-176314 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 12 July 2007 (12.07.2007), paragraphs [0019] to [0020]; fig. 7 (Family: none)	14-15

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（I P C））

Int.Cl. B60T8/1755(2006.01)i, B60T8/1764(2006.01)i, B60W10/18(2006.01)i, B60W10/20(2006.01)i, B60W30/02(2006.01)i, B62D6/00(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. B60T8/1755, B60T8/1764, B60W10/18, B60W10/20, B60W30/02, B62D6/00, B62D61/00-61/10

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 0 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 - 2 0 1 0 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 - 2 0 1 0 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 2006-130985 A（日産自動車株式会社）2006.05.25, 段落【0013】 - 【0014】, 図1（ファミリーなし）	1-15
A	JP 2006-193087 A（日信工業株式会社）2006.07.27, 段落【0034】 - 【0049】, 図5（ファミリーなし）	1-15

☒ 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

の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

0 9 . 0 7 . 2 0 1 0

国際調査報告の発送日

2 8 . 0 9 . 2 0 1 0

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）

林 道広

3 W

3 5 2 5

電話番号 0 3 - 3 5 8 1 - 1 1 0 1 内線 3 3 6 8

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	日本国実用新案登録出願 2-34756 号(日本国実用新案登録出願公開 3-125687 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 (日産車体株式会社) 1991.12.18, 第 8 ページ第 7 行-第 9 ページ第 6 行, 第 2 図 (ファミリーなし)	1-15
A	JP 2007-176314 A (日産自動車株式会社) 2007.07.12, 段落【0019】 - 【0020】, 図 7 (ファミリーなし)	14-15