



- (51) 国際特許分類 :
B60K 17/348 (2006.01) B60K 23/04 (2006.01)
- (21) 国際出願番号 : PCT/JP201 1/065397
- (22) 国際出願日 : 2011年7月5日(05.07.2011)
- (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 2010-156665 2010年7月9日(09.07.2010) JP
- (71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について) : 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 ; および
- (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ) : 鈴木 伸一 (SUZUKI Shinichi) [JP/JP]; 〒2210023 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 Kanagawa (JP). 小澤有樹 (OZAWA Yuuki) [JP/JP]; 〒2210023 神奈川県横浜市神奈川区宝町2番地 Kanagawa (JP).
- (74) 代理人 : 綾田 正道 (AYATA Masamichi); 〒2120014 神奈川県川崎市幸区大宮町22-2 ロイヤルシャトー川崎203 Kanagawa (JP).

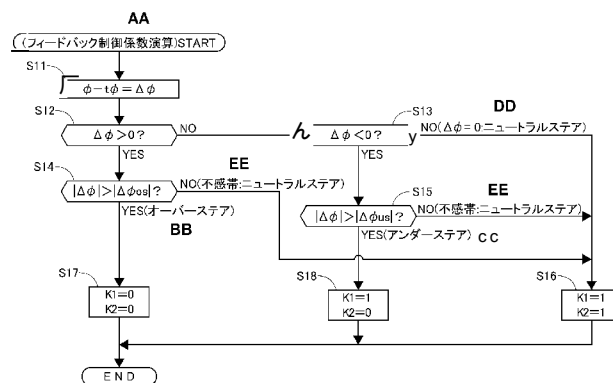
- (81) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能) : AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, 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, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類 :

- 国際調査報告 (条約第21条(3))

- (54) Title: TORQUE- DISTRIBUTION CONTROL DEVICE FOR A FOUR-WHEEL-DRIVE VEHICLE
- (54) 発明の名称 : 四輪駆動車両の駆動力配分制御装置

[図3]



AA (Feedback control coefficient calculation) START
BB YES (oversteer)
CC YES (understeer)
DD NO ($\Delta\phi = 0$: neutral steering)
EE NO (dead zone: neutral steering)

(57) Abstract: In the disclosed torque-distribution control device for a four-wheel-drive vehicle, if oversteer is determined in step S14, in step S17, a rear-wheel total-torque feedback control coefficient (K1) is set to 0 and a rear-wheel torque-difference feedback control coefficient (K2) is also set to 0, putting the vehicle in a two-wheel-drive state. This prevents turning instability due to driving with four-wheel drive in an oversteer state. If understeer is determined in step S15, in step S18, K1 is set to 1 and K2 is set to 0, thereby allowing four-wheel drive without setting a torque difference between the left and right rear wheels. This makes it possible to benefit from excellent terrain handling due to driving with four-wheel drive in an understeer state while preventing the phenomenon of the vehicle climbing up canted roads due to a torque difference being set between the left and right rear wheels.

(57) 要約 :

[続葉有]



ステップS 14でオーバーステアと判定する時、ステップS 17で後輪合計駆動力用のフィードバック制御係数 K_1 を0とし、後輪駆動力差用のフィードバック制御係数 K_2 も0にすることで、二輪駆動状態にする。よって、オーバーステア状態で四輪駆動走行されることによる旋回走行不安定を回避し得る。ステップS 15でアンダーステアと判定する時、ステップS 18で $K_1=1$ とし、 $K_2=0$ とすることにより、四輪駆動走行させるも左右後輪間に駆動力差を設定しない。よってアンダーステア状態で四輪駆動走行による優れた走破性を享受しつつ、左右後輪間に駆動力差が設定されることによるカント路面駆け上がり現象を回避することができる。

明 細 書

発明の名称 : 四輪駆動車両の駆動力配分制御装置

技術分野

- [0001] 本発明は、主駆動輪に向かう駆動力の一部を副駆動輪へ制御下に伝達可能であると共に、該一部の駆動力を左副駆動輪および右副駆動輪へ制御下に分配出力可能な四輪駆動車両の駆動力配分制御装置に関する。

背景技術

- [0002] 四輪駆動車両の駆動力配分制御装置としては従来、例えば特許文献1に記載のようなものが提案されている。

この提案技術は、車両の旋回挙動であるヨーレートと目標ヨーレートとを比較し、オーバーステア状態であるときは、大きすぎる実ヨーレートが小さくなって目標ヨーレートに近づくように旋回方向内外輪間に駆動力差を持たせ、アンダーステア状態であるときは、小さすぎる実ヨーレートが大きくなって目標ヨーレートに近づくように旋回方向内外輪間に駆動力差を持たせる構成となしたものである。

- [0003] かかる従来の駆動力配分制御によれば、ヨーレートのフィードバックにより、実ヨーレートが目標ヨーレートから外れた場合であっても、実ヨーレートを目標ヨーレートに収束させることができる。

先行技術文献

特許文献

- [0004] 特許文献1 : 特開平07-017277号公報

発明の開示

発明が解決しようとする課題

- [0005] しかし上記した従来の駆動力配分制御においては、オーバーステア時に過大な実ヨーレートを目標ヨーレートに近づくよう低下させることから、旋回方向内輪側の駆動力を大きくすることを意味し、また、

アンダーステア時に過小な実ヨーレートを目標ヨーレートに近づくよう大

きくさせることから、旋回方向外輪側の駆動力を大きくすることを意味し、以下のような問題を生ずる。

[0006] つまり、オーバーステア状態である場合、旋回方向内輪側が荷重移動により輪荷重を低下され、旋回方向内輪がスリップし易くなつて大きな駆動力を伝達し得ない。

それにもかかわらず、従来のようにオーバーステア時に旋回方向内輪側の駆動力を大きくするのでは、当該大きくした駆動力を旋回方向内輪が確実に伝達し得ず、所定の効果が得られないばかりか、逆に旋回方向内輪の駆動スリップで車両の旋回安定性が損なわれるという問題を生ずる。

[0007] また、車幅方向に傾斜している所謂カント路面において、運転者がこの路面傾斜に伴う車両ヨーレートを打ち消すための（車両に実ヨーレートが発生しないようにするための）操舵角を与えている場合、操舵しているのにヨーレートが発生していないことから、この操舵から求めた目標ヨーレートと実ヨーレートとの比較結果がアンダーステア状態であるとの判定を下す。

当該アンダーステアの判定が行われると従来の駆動力配分制御では、ヨーレートが発生していない状態から目標ヨーレートと同じヨーレートが発生するように、操舵方向外輪側の駆動力を大きくすることとなり、車両にカント路面を駆け上がるようなヨーモーメントを付与する。

[0008] ところで運転者は、カント路面の路面傾斜に伴う車両ヨーレートを打ち消すために操舵を行ったものであり、旋回を希望して操舵を行ったものでないことから、

車両にカント路面を駆け上がるようなヨーモーメントが付与されて、車両が対応方向へ進路を変更されると、運転者を戸惑わせてしまうという問題を生ずる。

[0009] 本発明は、このような実情に鑑み、目標ヨーレートと実ヨーレートとの比較によるオーバーステア判定時やアンダーステア判定時は、むしろ内外輪間駆動力差制御を行わない方が良いとの結論に達し、これを具体化して上記の問題を解消し得るようにした四輪駆動車両の駆動力配分制御装置を提供する

ことを目的とする。

課題を解決するための手段

[001 0] 上記した目的のため、本発明による四輪駆動車両の駆動力配分制御装置は、

主駆動輪に向かう駆動力の一部を制御下に副駆動輪へ伝達可能で、該副駆動輪への合計駆動力を左右副駆動輪へ制御下に分配出力する四輪駆動車両の駆動力配分制御装置に対し、以下のようなオーバーステア判定手段およびオーバーステア用左右駆動力差制御手段を設けたり、アンダーステア判定手段およびアンダーステア用左右駆動力差制御手段を設けた川迫に特徴づけられる。

[001 1] オーバーステア判定手段は、車両運転状態から求めた目標旋回挙動に対して実旋回挙動が過剰なオーバーステア状態であることを判定し、

オーバーステア用左右駆動力差制御手段は、オーバーステア判定手段がオーバーステア状態と判定するとき、前記左右副駆動輪間の駆動力差を0にするものである。

[001 2] またアンダーステア判定手段は、前記目標旋回挙動に対して実旋回挙動が不足しているアンダーステア状態を判定し、

アンダーステア用左右駆動力差制御手段は、アンダーステア判定手段がアンダーステア状態と判定するとき、前記左右副駆動輪間の駆動力差を0にするものである。

発明の効果

[001 3] 上記した本発明による四輪駆動車両の駆動力配分制御装置にあっては、目標旋回挙動と実旋回挙動との比較によるオーバーステア状態の判定時や、アンダーステア状態の判定時に、左右副駆動輪間の駆動力差を0にするため、以下の効果が奏し得られる。

[0014] つまり、オーバーステア判定時に輪荷重が低下した旋回方向内輪側の副駆動輪に大きな駆動力が向かうことがない。

従って、当該副駆動輪が輪荷重を低下されているのに加え、大きな駆動力

を伝達されて駆動スリップすることがなく、この駆動スリップにより車両の旋回安定性が損なわれるという問題を回避することができる。

- [00 15] また、カント路面の路面傾斜に伴う車両の旋回挙動を打ち消すための操舵時にアンダーステア状態と誤判定されても、操舵方向外輪側の駆動力が大きくされて、車両にカント路面を駆け上がるようなヨーモーメントを付与するようなことがなく、運転者の意に反して車両が対応方向へ進路を変更されるという問題を回避することができる。

図面の簡単な説明

- [00 16] [図1] 本発明の一実施例になる駆動力配分制御装置を具えた四輪駆動車両の車輪駆動系を車両上方から見て、四輪駆動制御システムと共に示す概略平面図である。

[図2] 図1における四輪駆動コントローラを示す機能別ブロック線図である。

[図3] 図2におけるヨーレート偏差演算部およびフィードバック制御係数演算部が実行するフィードバック制御係数の決定プログラムを示すフローチャートである。

[図4] オーバーステア領域、アンダーステア領域、およびニュートラルステア領域を示す領域線図である。

[図5] 後輪合計駆動力用フィードバック制御係数の変化特性図である。

[図6] 図2における左右後輪目標駆動力演算部が左右後輪目標駆動力を演算するときのプロセスを示すフローチャートである。

符号の説明

- [00 17] 1L, 1R 左右前輪 (左右主駆動輪)
2L, 2R 左右後輪 (左右副駆動輪)
3 エンジン
4 変速機 (トランスアクスル)
5L, 5R 左右前輪 アクスルシャフト
6 トランスファー
7 プロペラシャフト

- 8 左右後輪駆動力配分ユニット
- 9L, 9R 左右後輪アクスルシャフト
- 10 センターシャフト
- 11L 左後輪側クラッチ (左副駆動輪側クラッチ)
- 11R 右後輪側クラッチ (右副駆動輪側クラッチ)
- 12 終減速機
- 21 四輪駆動コントローラ
- 22 車輪速センサ
- 23 アクセル開度センサ
- 24 操舵角センサ
- 25 変速機出力回転センサ
- 26 エンジン回転センサ
- 27 ヨーレートセンサ
- 28 前後加速度センサ
- 29 横加速度センサ
- 31 入力信号処理部
- 32 後輪合計駆動力演算部
- 33 左右後輪駆動力差演算部
- 33a 定常制御演算部
- 33b 過渡制御演算部
- 34 フィードバック制御部
- 34a 目標ヨーレート演算部
- 34b ヨーレート偏差演算部
- 34c フィードバック制御係数演算部
- 35 左右後輪目標駆動力演算部

発明を実施するための最良の形態

[0018] 以下、この発明の実施例を添付の図面に基づいて説明する。

実施例 1

[00 19] < 構成 >

図 1 は、本発明の一実施例になる駆動力配分制御装置を具えた四輪駆動車両の車輪駆動系を車両上方から見て、四輪駆動制御システムと共に示す概略平面図である。

図中、1L, 1Rはそれぞれ、主駆動輪としての左右前輪を示し、2L, 2Rはそれぞれ、副駆動輪としての左右後輪を示す。

なお、本明細書中において「駆動力」と称するは、パワーではなくて、「トルク値」を意味するものとする。

[0020] 3は、原動機としてのエンジンで、エンジン3からの回転動力は変速機（デフアレンシャルギヤ装置4aを含むトランスアクスル）4により変速して、左右アクスルシャフト5L, 5Rを介し左右前輪1L, 1Rに向かわせ、これら左右前輪1L, 1Rの駆動に供する。

[002 1] 変速機4により変速された後に左右前輪1L, 1Rへ向かう駆動力の一部を、トランスファー6により方向変換して左右後輪2L, 2Rに向かわせるが、そのための伝動系を以下のような構成となす。

[0022] トランスファー6は入力側ハイポイドギヤ6aおよび出力側ハイポイドギヤ6bより成る傘歯車組を具える。

入力側ハイポイドギヤ6aは、デフアレンシャルギヤ装置4aの入力回転メンバであるデフアレンシャルギヤケースと共に回転するようこれに結合する。

出力側ハイポイドギヤ6bにはプロペラシャフト7の前端を結合し、このプロペラシャフト7を左右後輪駆動力配分ユニット8に向け後方へ延在させる。

[0023] なおトランスファー6は、左右前輪1L, 1Rに向かう駆動力の一部を増速してプロペラシャフト7へ出力するよう、ハイポイドギヤ6aおよび出力側ハイポイドギヤ6bより成る傘歯車組のギヤ比を決定する。

[0024] プロペラシャフト7への増速回転動力は、左右後輪駆動力配分ユニット8による後述の制御下で左右後輪2L, 2Rへ分配出力する。

そのため左右後輪駆動力配分ユニット8は、左右後輪2L, 2Rのアクスルシャ

フ ト9L, 9R間において、これらシャフト9L, 9Rの軸線方向に延在するセンターシャフト10を具える。

左右後輪駆動力配分ユニット8は更に、センターシャフト10および左後輪アクスルシャフト9L間にあつて、これらシャフト10, 9L間を結合制御するための左後輪側クラッチ（左副駆動輪側摩擦要素）11Lと、

センターシャフト10および右後輪アクスルシャフト9R間にあつて、これらシャフト10, 9R間を結合制御するための右後輪側クラッチ（右副駆動輪側摩擦要素）11Rとを具える。

[0025] トランスファー6から車両後方へ延在するプロペラシャフト7の後端と、センターシャフト10との間は、入力側ハイポイドギヤ12aおよび出力側ハイポイドギヤ12bより成る傘歯車式終減速機12を介して駆動結合する。

[0026] なお該終減速機12の減速比は、トランスファー6の前記した増速ギヤ比（ハイポイドギヤ6aおよび出力側ハイポイドギヤ6bより成る傘歯車組の増速ギヤ比）との関連において、左右前輪1L, 1Rに向かう駆動力の一部をセンターシャフト10へ増速下に向かわせるようなギヤ比とし、

本実施例においては、左右前輪1L, 1Rに対してセンターシャフト10が増速回転されるように、トランスファー6および終減速機12のトータルギヤ比を設定する。

[0027] かようにトランスファー6および終減速機12のトータルギヤ比を決定する理由を以下に説明する。

上記センターシャフト10の増速回転を行わせない場合、左右後輪2L, 2Rのうち、旋回走行中に外輪となる後輪2L（または2R）の回転速度がセンターシャフト10の回転速度よりも高速となる。

この状態で旋回方向外輪となる後輪2L（または2R）側におけるクラッチ11L（または11R）を締結するとき、当該後輪の高い回転速度が、低速回転しているセンターシャフト10に引き摺られ、センターシャフト10の回転速度まで低下されることとなる。

このことは、センターシャフト10から旋回方向外側の後輪2L（または2R）へ

駆動力を伝達することができないことを意味し、結果として狙い通りの駆動力配分制御が不可能になり、四輪駆動制御にとって不都合を生ずる。

[0028] そこで本実施例においては、かかる旋回走行中もセンターシャフト10の回転速度が旋回方向外側後輪2L(または2R)の回転速度未満になって駆動力配分制御が不能になることのないよう、トランスファー6および終減速機12のトータルギヤ比を上記のごとくに決定して、センターシャフト10を上記の通り増速回転させるようになす。

かかるセンターシャフト10の増速回転により、後述する駆動力配分制御を狙い通りに遂行し得る。

[0029] 上記した四輪駆動車両の車輪駆動系にあっては、エンジン3からの回転動力が変速機(トランスアクスル)4による変速下で左右前輪1L, 1Rに達し、これら左右前輪1L, 1Rを駆動する。

[0030] この間、左右前輪1L, 1Rに向かう駆動力の一部がトランスファー6から順次、プロペラシャフト7、および終減速機12を経てセンターシャフト10へ増速下に達し、

この増速分だけクラッチ11L, 11Rがスリップするようこれらクラッチ11L, 11Rを締結力制御しつつ、左右後輪2L, 2Rを駆動する。

かくて車両は、左右前輪1L, 1Rの駆動、および、左右後輪2L, 2Rの駆動により、四輪駆動走行が可能である。

[0031] 従って上記の四輪駆動車両においては、左後輪側クラッチ11Lおよび右後輪側クラッチ11Rの締結力制御が必要である。

上記の四輪駆動車両においては更に、車両の発進性能や加速性能を向上させるために、左後輪側クラッチ11Lおよび右後輪側クラッチ11Rの合計締結力制御を介して前後輪駆動力配分制御を行い得るようになすほか、

車両の旋回性能を向上させたり、車両の実挙動(実ヨーレートなど)が車両の運転状態や走行条件に応じた目標通りのものとなるようにする挙動制御を行うために、左後輪側クラッチ11Lおよび右後輪側クラッチ11Rの締結力制御を介して左右輪駆動力配分制御を行い得るようになす。

[0032] そのため、左後輪側クラッチ11Lおよび右後輪側クラッチ11Rの締結力制御システムを以下のようなものとする。

左後輪側クラッチ11Lおよび右後輪側クラッチ11Rはそれぞれ、供給電流に応じて締結力を決定される電磁式とし、これらクラッチ11L, 11Rの締結力がそれぞれ、四輪駆動（4WD）コントローラ21で後述のごとくに求めた左右後輪2L, 2Rの目標駆動力 T_{cL} , T_{cR} に対応した締結力となるよう当該クラッチ11L, 11Rへの供給電流を電子制御することで、上記の前後輪駆動力配分制御および左右輪駆動力配分制御を行うものとする。

[0033] 四輪駆動コントローラ21には、上記した左後輪2Lの目標駆動力 T_{cL} および右後輪2Rの目標駆動力 T_{cR} を演算するために、

車輪1L, 1R, 2L, 2Rの車輪速 V_w を個々に検出する車輪速センサ群22からの信号と、

アクセルペダル踏み込み量であるアクセル開度 AP_0 を検出するアクセル開度センサ23からの信号と、

ステアリングホイール操舵角 θ を検出する操舵角センサ24からの信号と、

変速機出力回転数 N_o を検出する変速機出力回転センサ25からの信号と、

エンジン回転数 N_e を検出するエンジン回転センサ26からの信号と、

車両の重心を通る鉛直軸線周りにおけるヨーレート ϕ を検出するヨーレートセンサ27からの信号と、

車両の前後加速度 G_x を検出する前後加速度センサ28からの信号と、

車両の横加速度 G_y を検出する横加速度センサ29からの信号とをそれぞれ入力する。

[0034] 四輪駆動コントローラ21は、これら入力情報を基に、後で詳述する前後輪駆動力配分制御および左右輪駆動力配分制御用の左後輪目標駆動力 T_{cL} および右後輪目標駆動力 T_{cR} を演算し、

左右後輪2L, 2Rの駆動力がこれら目標駆動力 T_{cL} , T_{cR} に一致するよう、左後輪側クラッチ11Lおよび右後輪側クラッチ11Rの締結力（電流）を電子制御するものとする。

[0035] < 駆動力配分制御 >

四輪駆動コントローラ₂₁が実行する前後輪駆動力配分制御および左右輪駆動力配分制御、つまり左後輪目標駆動力 T_{cL} および右後輪目標駆動力 T_{cR} の決定要領を、以下に説明する。

[0036] 四輪駆動コントローラ₂₁は、機能別ブロック線図で示すと図2に示すときのもので、入力信号処理部₃₁と、後輪合計駆動力演算部₃₂と、左右後輪駆動力差演算部₃₃と、フィードバック制御部₃₄と、左右後輪目標駆動力演算部₃₅とで構成する。

[0037] 入力信号処理部₃₁は、車輪速センサ群₂₂、アクセル開度センサ₂₃、操舵角センサ₂₄、変速機出力回転センサ₂₅、エンジン回転センサ₂₆、ヨーレートセンサ₂₇、前後加速度センサ₂₈、横加速度センサ₂₉の検出信号からノイズを除去すると共に、後述の演算に用い得るよう前処理する。

かように前処理した信号のうち、エンジン回転数 N_e およびアクセル開度 AP_0 を用いて、エンジントルク推定部₃₆でエンジントルク T_e を推定し、

またエンジン回転数 N_e および変速機出力回転数 N_o を用いて、変速機ギヤ比演算部₃₇で変速機ギヤ比 A を演算する。

[0038] 後輪合計駆動力演算部₃₂は、左右後輪_{2L, 2R}八の合計駆動力目標値 rT_{cLR} （以下、合計駆動力 rT_{cLR} と言う）を例えば以下のように求める。

先ずエンジントルク T_e および変速機ギヤ比 A からディファレンシャルギヤ装置_{4a}への入力トルク T_i を演算する。

次いで、車輪速センサ群₂₂からの信号（車輪速 v_w ）を基に左右前輪平均速および左右後輪平均速をそれぞれ求め、両者の比較により推定した左右前輪_{1L, 1R}の駆動スリップ程度（前後輪回転差）や、前後加速度 G_x や、アクセル開度 AP_0 に応じ、上記入力トルク T_i のうちのどの程度を左右後輪_{2L, 2R}に向かわせるべきかを決定して、これら後輪への合計駆動力 rT_{cLR} とする。

[0039] なお後輪への合計駆動力 rT_{cLR} は、上記前輪スリップの程度が高いほど、この駆動スリップ抑制のために大きくする必要があり、また前後加速度 G_x およびアクセル開度 AP_0 が大きいほど、運転者が大きな駆動力を要求していること

から、これに応えるため後輪への合計駆動力 $rTcLR$ を大きくする。

[0040] 左右後輪駆動力差演算部33は、定常制御演算部33aおよび過渡制御演算部33bを具え、左右後輪2L, 2R間の駆動力差目標値 $rATcLR$ （以下、駆動力差 $rATcLR$ と言う）を例えば以下のように求める。

[0041] 定常制御演算部33aは、運転者が定常的に要求している車両旋回挙動のための左右後輪駆動力差定常制御分 $cATcLR$ を以下のようにして求める。

つまり、エンジントルク T_e と、変速機ギヤ比 A とから、車両に発生している前後加速度 G_x を推定し、操舵角 θ および車輪速 v_w （車速 VSP ）から車両に発生している横加速度 G_y を推定し、これら推定した前後加速度 G_x および横加速度 G_y の組み合わせから判る車両のアンダーステア状態（目標旋回挙動に対し実旋回挙動が不足する状態）を解消するのに必要な左右後輪駆動力差を、左右後輪駆動力差定常制御分 $cATcLR$ として定める。

ここで、前後加速度 G_x の検出値ではなく推定値、また横加速度 G_y の検出値ではなく推定値を用いる理由は、定常制御演算部33aがフィードフォワード制御系であって、結果値である検出値よりも、推定値の方が制御の実態にマッチしているためである。

[0042] かくして左右後輪駆動力差定常制御分 $cATcLR$ は、操舵角 θ が0近辺を示す（車輪非転舵状態である）間は、横加速度 $G_y = 0$ に起因して0に保たれ、また、

操舵角 θ が0近辺でない（車輪転舵状態である）間は、操舵角 θ が大きいほど、また車速 VSP が高いほど、横加速度 G_y が大きくなつて車両のアンダーステア傾向が強くなることから、左右後輪駆動力差定常制御分 $cATcLR$ は大きくなり、更に、

前後加速度 G_x が大きいほど、車両のアンダーステア傾向が強くなることから、左右後輪駆動力差定常制御分 $cATcLR$ は大きくなる。

[0043] 過渡制御演算部33bは、運転者が現在の車速 VSP のもとで操舵角 θ の変化速度により過渡的に要求している旋回応答のための左右後輪駆動力差過渡制御分 $dATcLR$ を以下のようにして求める。

つまり、車輪速 v_w （車速）と、操舵角 θ とから、運転者が希望している目標ヨーレート $\dot{\phi}$ を演算し、これを横加速度 G_y に応じて上限設定する。

この目標ヨーレート $\dot{\phi}$ を微分演算して該目標ヨーレート $\dot{\phi}$ の変化速度 $d\dot{\phi}$ を求め、当該目標ヨーレート $\dot{\phi}$ の変化速度 $d\dot{\phi}$ から、運転者が過渡的に要求している旋回応答のための目標値である左右後輪駆動力差過渡制御分 $dATc_{LR}$ をマップ検索により求める。

[0044] この左右後輪駆動力差過渡制御分 $dATc_{LR}$ は、目標ヨーレート $\dot{\phi}$ の変化速度 $d\dot{\phi}$ が高いほど、高い旋回応答を希望していることから、これに対応して大きな値となる。

ここで、ヨーレート検出値 $\dot{\phi}$ の変化速度ではなく目標ヨーレート $\dot{\phi}$ の変化速度 $d\dot{\phi}$ を用いる理由は、過渡制御演算部33bがフィードフォワード制御系であって、結果値である検出値 $\dot{\phi}$ よりも、推定値である目標ヨーレート $\dot{\phi}$ の方が制御の実態にマッチしているためである。

[0045] 左右後輪駆動力差演算部33は、定常制御演算部33aで前記のごとくに求めた左右後輪駆動力差定常制御分 $cATc_{LR}$ と、過渡制御演算部33bで上記のごとくに求めた左右後輪駆動力差過渡制御分 $dATc_{LR}$ との和値を、車両旋回挙動時の目標とすべき左右後輪駆動力差 $rATc_{LR}$ と定める。

[0046] ただし、かかる左右後輪駆動力差 $rATc_{LR}$ の付与により車両が実際に発生する実旋回挙動（実ヨーレート $\dot{\phi}$ ）は、横風などの外乱により、運転者がステアリング操作により要求している上記の目標旋回挙動（目標ヨーレート $\dot{\phi}_0$ ）と一致しないことがある。

フィードバック制御部34は、これら実ヨーレート $\dot{\phi}$ と目標ヨーレート $\dot{\phi}$ とが一致しない場合に、上記の後輪合計駆動力 rTc_{LR} および後輪駆動力差 $rATc_{LR}$ を以下のごとくに補正して最終的な後輪合計駆動力 Tc_{LR} および後輪駆動力差 ΔTc_{LR} となすもので、以下のように構成する。

[0047] フィードバック制御部34は、目標ヨーレート演算部34aと、ヨーレート偏差演算部34bと、フィードバック制御係数演算部34cとを具える。

目標ヨーレート演算部34aは、操舵角 θ と、横加速度 G_y と、車輪速 v_w を基に

求めた車速 VSP とから、運転者が希望している目標ヨーレート ϕ を演算する。

ヨーレート偏差演算部34bおよびフィードバック制御係数演算部34cは、図3の制御プログラムを実行して、後輪合計駆動力 rT_{cLR} 用のフィードバック制御係数 K_1 (0または1)、および後輪駆動力差 rAT_{cLR} 用のフィードバック制御係数 K_2 (0または1)をそれぞれ決定する。

[0048] フィードバック制御係数 K_1 は、後輪合計駆動力 rT_{cLR} に乗じて補正後の最終的な後輪合計駆動力 T_{cLR} を求めるのに用い、

フィードバック制御係数 K_2 は、後輪駆動力差 rAT_{cLR} に乗じて補正後の最終的な後輪駆動力差 AT_{cLR} を求めるのに用いる。

[0049] ヨーレート偏差演算部34bは、図3のステップS11において、演算部34aで上記のごとくに求めた目標ヨーレート ϕ と、検出した実ヨーレート ϕ との間におけるヨーレート偏差 $\Delta\phi$ ($= \phi - \phi$)を演算する。

[0050] フィードバック制御係数演算部34cは、図3のステップS12〜ステップS15において上記のヨーレート偏差 $\Delta\phi$ を基に、目標ヨーレート ϕ に対し実ヨーレート ϕ が不感帯を超えて過剰なオーバーステア状態 ($0 > \phi - \phi + \text{不感帯}$)か、目標ヨーレート ϕ に対し実ヨーレート ϕ が不感帯を超えて不足しているアンダーステア状態 ($0 \leq \phi - \phi - \text{不感帯}$)か、これら過不足が生じていないニュートラルステア状態 ($-\text{不感帯} \leq \phi - \phi \leq \text{不感帯}$)かを判定し、その結果に応じステップS16〜ステップS18においてフィードバック制御係数 K_1, K_2 を決定する。

[0051] 上記ステア状態の判定に当たりフィードバック制御係数演算部34cは、先ずステップS12において、ヨーレート偏差 $\Delta\phi$ が図4の0を基準としてこれより上側の正値か否かを、またステップS13において、ヨーレート偏差 $\Delta\phi$ が図4の0を基準としてこれより下側の負値か否かをチェックする。

[0052] ステップS12でヨーレート偏差 $\Delta\phi$ が $\Delta\phi > 0$ と判定する場合、ステップS14において、実ヨーレート ϕ が目標ヨーレート ϕ に対し図4に例示した不感帯を超えて過剰なオーバーステア状態 ($0 > \phi - \phi + \text{不感帯}$)か否かをチェックす

るため、ヨーレート偏差 $|\Delta \phi|$ が図4に示すオーバーステア判定値 $|\Delta \phi_{os}|$ を超えているか否かを判定する。

従ってステップS 12およびステップS 14は、本発明におけるオーバーステア判定手段に相当する。

- [0053] ステップS 13でヨーレート偏差 $\Delta \phi$ が $\Delta \phi < 0$ と判定する場合、ステップS 15において、実ヨーレート ϕ が目標ヨーレート ϕ_t に対し図4に例示した不感帯を超えて過剰なアンダーステア状態 ($\phi < \phi_{-}$ 不感帯) か否かをチェックするため、ヨーレート偏差 $|\Delta \phi|$ が図4に示すアンダーステア判定値 $|\Delta \phi_{us}|$ を超えているか否かを判定する。

従ってステップS 13およびステップS 15は、本発明におけるアンダーステア判定手段に相当する。

- [0054] ここで不感帯は例えば、運転者が車両のヨーレート変化を感じない程度の僅かなヨーレート偏差 $\Delta \phi$ に対応させる。

- [0055] ステップS 12で $\Delta \phi > 0$ に非ずと判定し、且つステップS 13で $\Delta \phi < 0$ に非ずと判定する場合、つまり実ヨーレート ϕ が目標ヨーレート ϕ_t に一致してヨーレート偏差 $\Delta \phi$ が $\Delta \phi = 0$ である場合や、

ステップS 14で $|\Delta \phi| \leq |\Delta \phi_{os}|$ と判定したり、ステップS 15で $|\Delta \phi| \leq |\Delta \phi_{us}|$ と判定する場合、つまり実ヨーレート ϕ が目標ヨーレート ϕ_t に対し不感帯を超えた過不足を生じておらず (ϕ_{-} 不感帯 $\leq \phi \leq \phi_{+}$ 不感帯)、ヨーレート偏差 $\Delta \phi$ が $(\Delta \phi_{us} - \text{不感帯}) \leq \Delta \phi \leq (\Delta \phi_{os} + \text{不感帯})$ の不感帯内のものである場合は、

図4に示すように、オーバーステア状態でもなく、アンダーステア状態でもない、ニュートラルステア状態であることから、制御をステップS 16に進めて、後輪合計駆動力 r_{TcLR} 用のフィードバック制御係数 K_1 を図5に示すごとく1にすると共に、後輪駆動力差 r_{ATcLR} 用のフィードバック制御係数 K_2 も1にする。

- [0056] フィードバック制御係数 $K_1 = 1$ は、最終的な後輪合計駆動力 T_{cLR} を $T_{cLR} = r_{TcLR}$ となし、フィードバック制御係数 $K_2 = 1$ は、最終的な後輪駆動力差 A_{TcLR}

を $A_{TcLR} = r_{A_{TcLR}}$ となして、車両を演算部32での演算結果通りに四輪駆動走行させると共に、左右後輪間に演算部33での演算結果通りの駆動力差を設定することを意味し、

これにより、当該ニュートラルステア状態で四輪駆動走行による優れた走破性を享受しつつ、左右後輪間における駆動力差による優れた旋回応答および旋回安定性を実現することができる。

[0057] ところでフィードバック制御係数演算部34cは、ステップS14においてオーバーステア状態 ($|\Delta \phi| > |\Delta \phi_{os}|$) と判定する場合、オーバーステア用左右駆動力差制御手段に相当するステップS17において、後輪合計駆動力 r_{TcLR} 用のフィードバック制御係数 $K1$ を図5に示すごとく < 0 とし、後輪駆動力差 $r_{A_{TcLR}}$ 用のフィードバック制御係数 $K2$ も 0 とする。

フィードバック制御係数 $K1 = 0$ は、最終的な後輪合計駆動力 T_{cLR} を 0 となし、フィードバック制御係数 $K2 = 0$ は、最終的な後輪駆動力差 A_{TcLR} も 0 となし、車両を二輪駆動走行させることを意味し、これにより当該オーバーステア状態で、四輪駆動走行されることによる弊害を、後で詳述するごとく排除することができる。

[0058] またフィードバック制御係数演算部34cは、ステップS15でアンダーステア状態 ($|\Delta \theta| > |\Delta \theta_{u5}|$) と判定する場合、アンダーステア用左右駆動力差制御手段に相当するステップS18において、後輪合計駆動力 r_{TcLR} 用のフィードバック制御係数 $K1$ を図5に示すごとく < 1 とし、後輪駆動力差 $r_{A_{TcLR}}$ 用のフィードバック制御係数 $K2$ を 0 とする。

フィードバック制御係数 $K1 = 1$ は、最終的な後輪合計駆動力 T_{cLR} を $T_{cLR} = r_{TcLR}$ となし、フィードバック制御係数 $K2 = 0$ は、最終的な後輪駆動力差 A_{TcLR} を 0 となし、車両を演算部32での演算結果通りに四輪駆動走行させるも左右後輪間に駆動力差を設定しないことを意味し、これにより、当該アンダーステア状態で四輪駆動走行による優れた走破性を享受しつつ、左右後輪間に駆動力差が設定されることによる弊害を、後で詳述するごとくに排除することができる。

[0059] 左右後輪目標駆動力演算部35は、図6に示すプロセスにより、上記した補正後の最終的な目標とすべき左右後輪合計駆動力 T_{cLR} と左右後輪駆動力差 ΔT_{oLR} との双方を満足する左後輪目標駆動力 T_{cL} および右後輪目標駆動力 T_{cR} を求める。

[0060] ステップS 11においては、前記のフィードバック制御により補正した最終的な後輪合計駆動力 T_{cLR} を読み込み、

ステップS 12においては、前記のフィードバック制御により補正した最終的な左右後輪駆動力差 AT_{cLR} を読み込む。

[0061] ステップS 13においては、ステップS 11で読み込んだ後輪合計駆動力 T_{cLR} の左右均等配分量 $T_{cLR}/2$ を求め、ステップS 14においては、ステップS 12で読み込んだ後輪駆動力差 AT_{cLR} の左右均等配分量 $AT_{cLR}/2$ を求める。

ステップS 15においては、後輪合計駆動力左右均等配分量 $T_{cLR}/2$ に後輪駆動力差左右均等配分量 $AT_{cLR}/2$ を加算して、旋回方向外側後輪の目標駆動力 T_{cOUT} ($= T_{cLR}/2 + AT_{cLR}/2$) を求める。

ステップS 16においては、後輪合計駆動力左右均等配分量 $T_{cLR}/2$ から後輪駆動力差左右均等配分量 $AT_{cLR}/2$ を減算して、旋回方向内側後輪の目標駆動力 T_{cIN} ($= T_{cLR}/2 - AT_{cLR}/2$) を求める。

[0062] かようにして求めた旋回方向外側後輪の目標駆動力 T_{cOUT} および旋回方向内側後輪の目標駆動力 T_{cIN} は、後輪合計駆動力 T_{cLR} と後輪駆動力差 AT_{cLR} との双方を達成するための旋回方向外側後輪の駆動力および旋回方向内側後輪の駆動力である。

[0063] ステップS 21以降においては、上記のごとくに求めた旋回方向外側後輪の外輪側目標駆動力 T_{cOUT} および旋回方向内側後輪の内輪側目標駆動力 T_{cIN} を基に、左後輪目標駆動力 T_{cL} および右後輪目標駆動力 T_{cR} を以下の要領により決定する。

まずステップS 21において、操舵角 θ やヨーレート ϕ に基づき、車両の旋回走行が左旋回か、右旋回かを判定する。

[0064] 左旋回であれば、ステップS 22において、旋回方向内側輪となる左後輪の

目標駆動力 T_{cL} に上記の内輪側目標駆動力 T_{cIN} をセットすると共に、旋回方向外側輪となる右後輪の目標駆動力 T_{cR} に上記の外輪側目標駆動力 T_{cOUT} をセットする。

逆に右旋回であれば、ステップS 23において、旋回方向外側輪となる左後輪の目標駆動力 T_{cL} に上記の外輪側目標駆動力 T_{cOUT} をセットすると共に、旋回方向内側輪となる右後輪の目標駆動力 T_{cR} に上記の内輪側目標駆動力 T_{cIN} をセットする。

[0065] 図1の四輪駆動コントローラ21は左後輪側クラッチ11Lおよび右後輪側クラッチ11Rの締結力がそれぞれ、図2の演算部35で上記のごとく決定した左後輪目標駆動力 T_{cL} および右後輪目標駆動力 T_{cR} に対応したものとなるよう、左後輪側クラッチ11Lおよび右後輪側クラッチ11Rへの供給電流を制御する。

[0066] < 効果 >

上述した本実施例になる四輪駆動車両の駆動力配分制御によれば、以下のような効果が得られる。

(1) 図3のステップS 14でオーバーステア状態 ($|\Delta \phi| > |A \phi_{os}|$) と判定するとき、ステップS 17において、後輪合計駆動力 rT_{cLR} 用のフィードバック制御係数 K_1 を0にし、後輪駆動力差 rAT_{cLR} 用のフィードバック制御係数 K_2 も0とすることで、後輪へ駆動力が伝達されない二輪駆動走行状態にするため、以下の作用効果が奏し得られる。

[0067] つまりオーバーステア状態では、旋回方向内輪側が荷重移動により輪荷重を低下されるため、内側後輪がスリップし易くなつて大きな駆動力を伝達し得ない。

ところで、オーバーステア状態を解消するためには当該内側後輪の駆動力を大きくする必要がある。

オーバーステア状態では内側後輪が上記のごとく、輪荷重の低下により大きな駆動力を伝達し得ないのに、これを無視してオーバーステア状態解消のため内側後輪への駆動力を大きくすると、内側後輪が駆動スリップを生じて、肝心のオーバーステア状態の解消が不能であるばかりでなく、車両の旋回

安定性が損なわれるという問題を生ずる。

[0068] しかして本実施例によれば、オーバーステア状態では後輪へ駆動力が伝達されないようにしたため、内側後輪の駆動スリップを生ずることがなく、車両の旋回安定性が損なわれるという上記の問題を回避することができる。

[0069] なお、オーバーステア状態で本実施例のごとく後輪へ駆動力が伝達されない二輪駆動走行状態にすることは必須ではなく、四輪駆動走行状態のままでも、ステップS 17での $K_2 = 0$ により左右後輪間に駆動力差を設定しないようにすれば、つまり内側後輪の駆動力をオーバーステア状態の解消用に増大しなければ、内側後輪の駆動スリップが緩和されて、車両の旋回安定性が損なわれるという上記の問題を或る程度は回避することができる。

従って、ステップS 17では $K_2 = 0$ を実行するのみとしてもよい。

[0070] (2) また 図3のステップS 15でアンダーステア状態 ($|\Delta \theta| > |\Delta \theta_{us}|$) と判定するとき、ステップS 18において、後輪合計駆動力 rT_{cLR} 用のフィードバック制御係数 K_1 を1にし、後輪駆動力差 rAT_{cLR} 用のフィードバック制御係数 K_2 を0とすることで、後輪へ、演算部32での演算結果通りの駆動力が伝達される四輪駆動走行状態を保ち、また左右後輪の駆動力配分を、演算部33での演算結果にかかわらず、同じにするため、以下の作用効果が奏し得られる。

[0071] つまり、車幅方向に傾斜しているカント路面において、運転者がこの路面傾斜に伴う車両ヨーレートを打ち消すための（車両に実ヨーレートが発生しないようにするための）操舵角を与えている場合、操舵しているのにヨーレートが発生していないことから、この操舵から求めた目標ヨーレート ϕ と実ヨーレート ϕ との比較によるステア状態の判定が、本実施例のステップS 15におけるように、アンダーステア状態との判定を下す。

当該アンダーステアの判定が行われると従来の駆動力配分制御では、ヨーレートが発生していない状態から目標ヨーレートと同じヨーレートが発生するように、操舵方向外側後輪の駆動力を大きくすることとなり、車両にカント路面を駆け上がるようなヨーモーメントを付与する。

[0072] ところで運転者は、カント路面の路面傾斜に伴う車両ヨーレートを打ち消

すために操舵を行ったものであり、旋回を希望して操舵を行ったものでないことから、

車両にカント路面を駆け上がるようなヨーモーメントが付与されて、車両が対応方向へ進路を変更されると、運転者を戸惑わせるという問題を生ずる。

[0073] しかし本実施例では、ステップS 15でアンダーステア状態 ($|\Delta \phi| > |\Delta \phi_{os}|$) と判定するとき、ステップS 18において、 $K_2 = 0$ により左右後輪の駆動力配分を同じにするため、車両にカント路面を駆け上がるようなヨーモーメントを付与することがなく、車両が対応方向へ進路を変更されて運転者を戸惑わせるという問題を解消することができる。

[0074] しかも、このアンダーステア判定時は、同時にステップS 18で、 $K_1 = 1$ により後輪への駆動力伝達を継続するため、四輪駆動走行による優れた走破性を享受しつつ、上記の問題解決を実現することができる。

[0075] < 他の実施例 >

なお本実施例では図5に示すように、ヨーレート偏差 $\Delta \dot{\phi}$ がオーバーステア判定値 $\Delta \dot{\phi}_{os}$ を超えるオーバーステア判定時に後輪合計駆動力用フィードバック制御係数 K_1 を1から0に切り替え、ヨーレート偏差 $\Delta \dot{\phi}$ がオーバーステア判定値 $\Delta \dot{\phi}_{os}$ まで低下するニュートラルステア判定時に後輪合計駆動力用フィードバック制御係数 K_1 を0から1に切り替えるようにしたが、

この切り替えがヨーレート偏差 $\Delta \dot{\phi}$ に応じて徐々に切り替わるようにし、これにより後輪合計駆動力 T_{cLR} (図2参照) が、演算部32での演算値 rT_{cLR} と0との間で急変することのないようにするのが、違和感を防止する上で好ましい。

請求の範囲

[請求項 1] 主駆動輪に向かう駆動力の一部を制御下に副駆動輪へ伝達可能で、
該副駆動輪への合計駆動力を左右副駆動輪へ制御下に分配出力する四
輪駆動車両の駆動力配分制御装置において、

車両運転状態から求めた目標旋回挙動に対して実旋回挙動が過剰な
オーバーステア状態であることを判定するオーバーステア判定手段と、

該手段でオーバーステア状態と判定されるとき、前記左右副駆動輪
間の駆動力差を0にするオーバーステア用左右駆動力差制御手段とを
具備してなることを特徴とする四輪駆動車両の駆動力配分制御装置。

[請求項 2] 主駆動輪に向かう駆動力の一部を制御下に副駆動輪へ伝達可能で、
該副駆動輪への合計駆動力を左右副駆動輪へ制御下に分配出力する四
輪駆動車両の駆動力配分制御装置において、

車両運転状態から求めた目標旋回挙動に対して実旋回挙動が不足し
ているアンダーステア状態を判定するアンダーステア判定手段と、

該手段でアンダーステア状態と判定されるとき、前記左右副駆動輪
間の駆動力差を0にするアンダーステア用左右駆動力差制御手段とを
具備してなることを特徴とする四輪駆動車両の駆動力配分制御装置。

[請求項 3] 主駆動輪に向かう駆動力の一部を制御下に副駆動輪へ伝達可能で、
該副駆動輪への合計駆動力を左右副駆動輪へ制御下に分配出力する四
輪駆動車両の駆動力配分制御装置において、

車両運転状態から求めた目標旋回挙動に対して実旋回挙動が過剰な
オーバーステア状態であることを判定するオーバーステア判定手段と、

該手段でオーバーステア状態と判定されるとき、前記左右副駆動輪
間の駆動力差を0にするオーバーステア用左右駆動力差制御手段と、

前記目標旋回挙動に対して実旋回挙動が不足しているアンダーステ
ア状態を判定するアンダーステア判定手段と、

該手段でアンダーステア状態と判定されるとき、前記左右副駆動輪
間の駆動力差を0にするアンダーステア用左右駆動力差制御手段とを

具備してなることを特徴とする四輪駆動車両の駆動力配分制御装置。

[請求項4] 請求項1または3に記載された四輪駆動車両の駆動力配分制御装置において、

前記オーバーステア判定手段は、前記目標旋回挙動に対して実旋回挙動が不感帯を超えた過剰状態である時をもってオーバーステア状態と判定するものであることを特徴とする四輪駆動車両の駆動力配分制御装置。

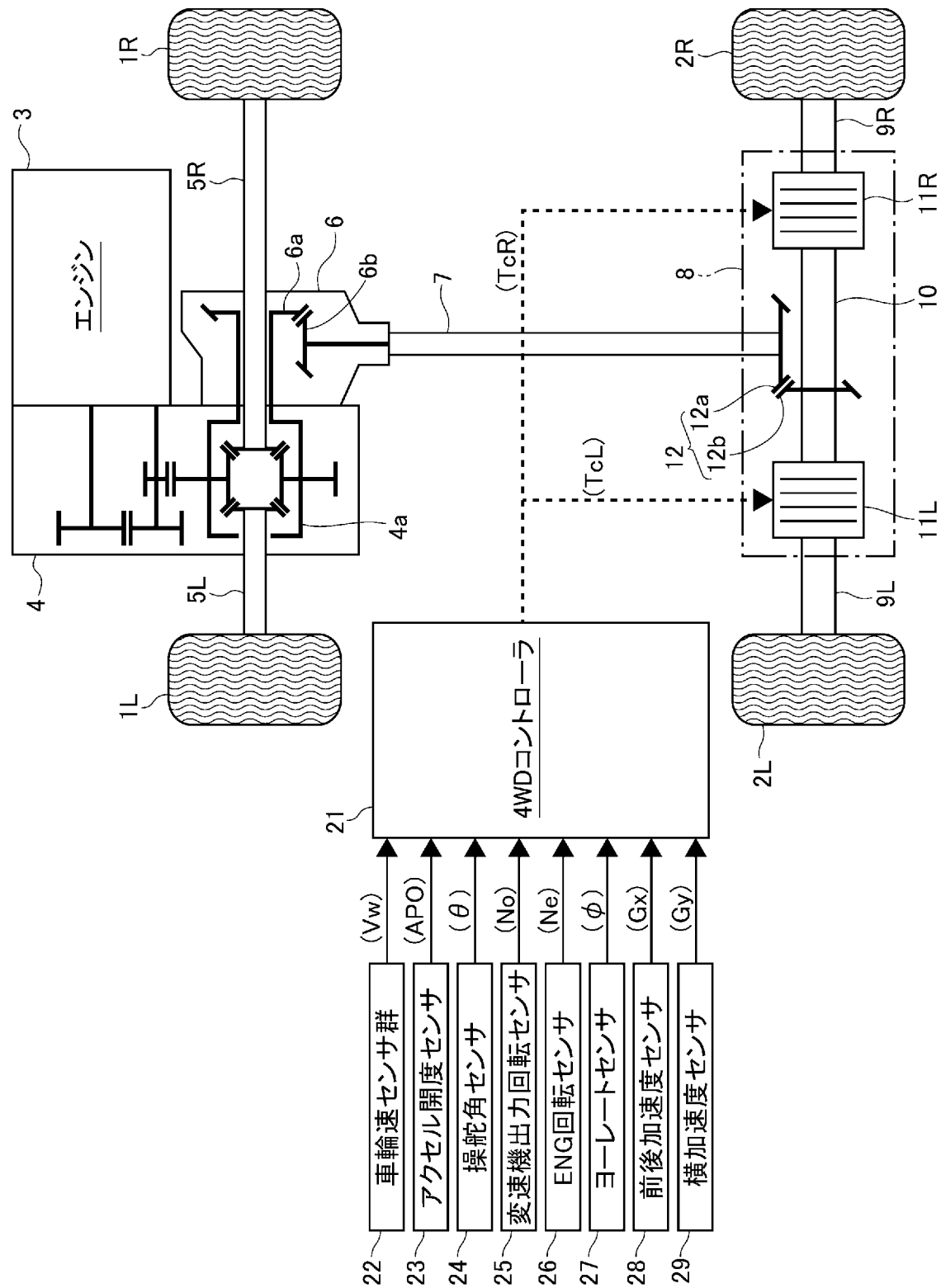
[請求項5] 請求項2または3に記載された四輪駆動車両の駆動力配分制御装置において、

前記アンダーステア判定手段は、前記目標旋回挙動に対して実旋回挙動が不感帯を超えた不足状態である時をもってアンダーステア状態と判定するものであることを特徴とする四輪駆動車両の駆動力配分制御装置。

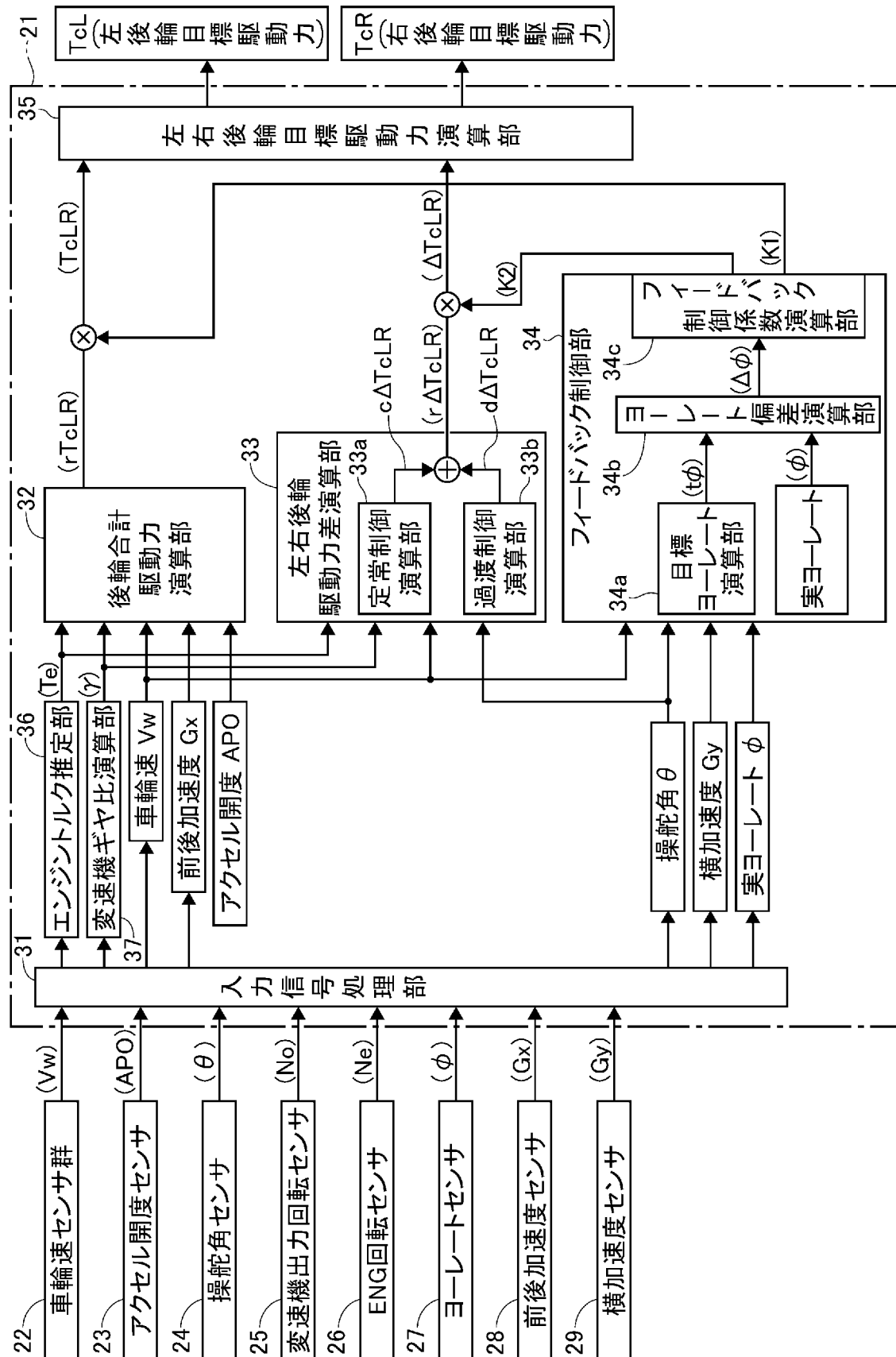
[請求項6] 請求項1, 3, 4のいずれか1項に記載された四輪駆動車両の駆動力配分制御装置において、

前記オーバーステア判定手段でオーバーステア状態と判定されるとき、主駆動輪側から副駆動輪側へ伝達される前記副駆動輪への合計駆動力を0にするオーバーステア用副駆動輪駆動力制御手段とを具備してなることを特徴とする四輪駆動車両の駆動力配分制御装置。

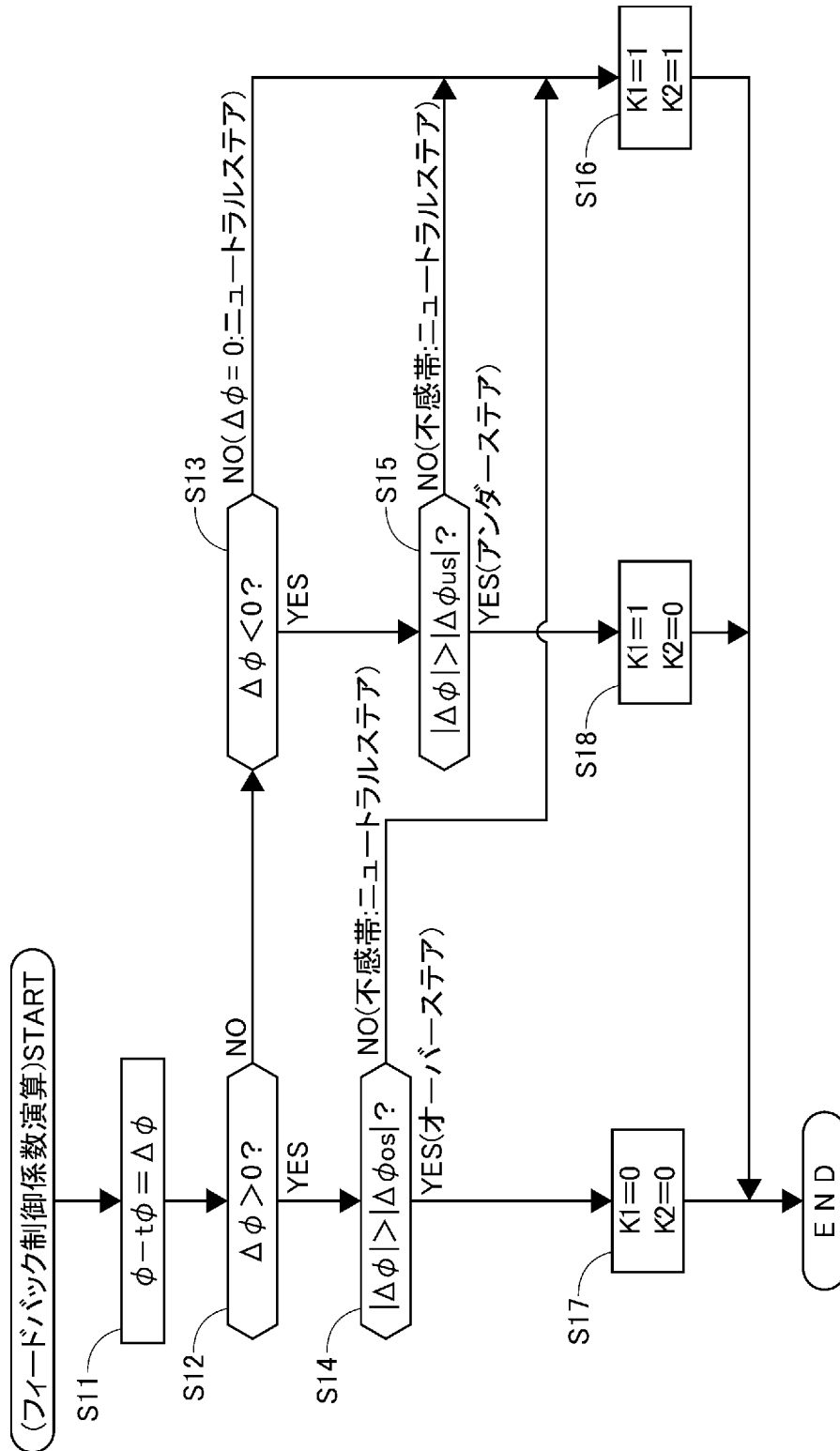
[図1]



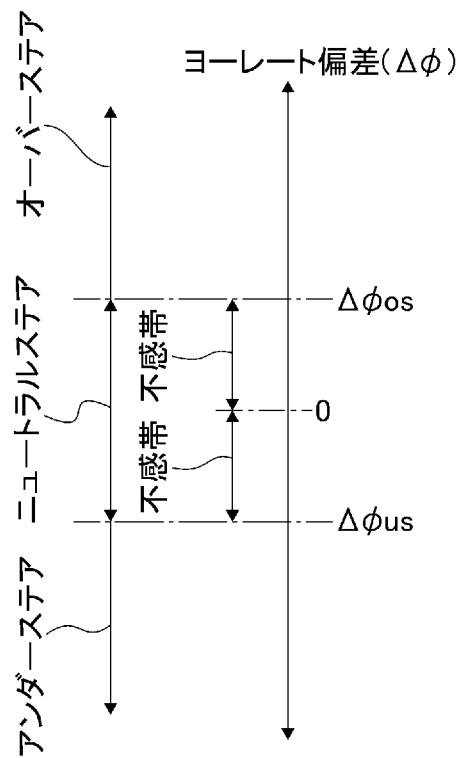
[図2]



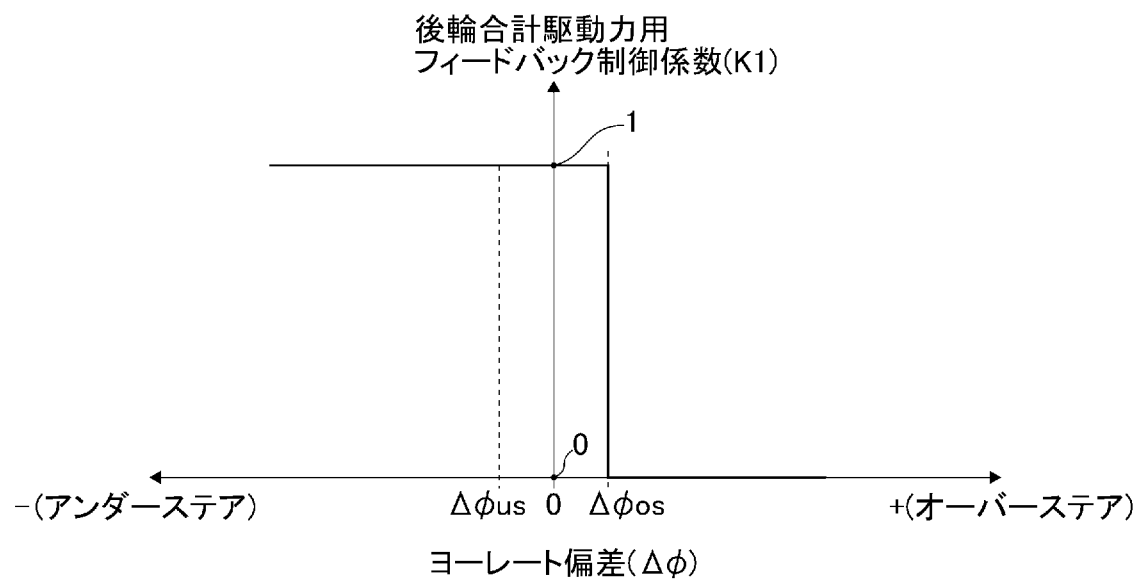
[図3]



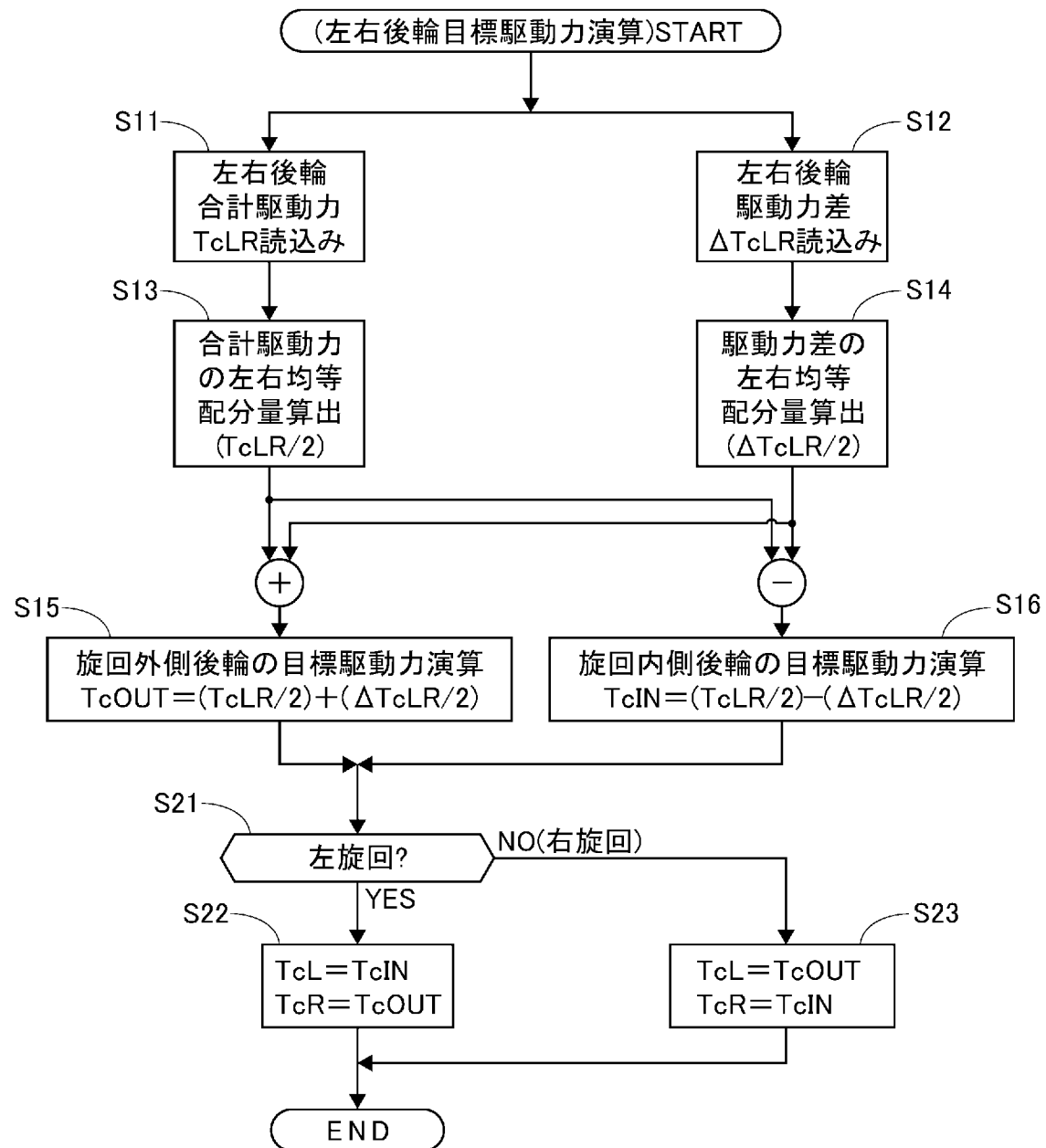
[図4]



[図5]



[図6]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/065397

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

B 60K1 7/34 8 (2006.01) i , B 60K23/0 4 (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)

B 60K1 7/28-17/36 , B 60K2 3/00-23/08

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	1996-2011
Kokai	Jitsuyo	Shinan	1971-2011	Toroku	Jitsuyo	Shinan	Koho	1994-2011

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.
X Y	JP 2003-231428 A (Nissan Motor Co., Ltd.), 19 August 2003 (19.08.2003), paragraphs [0053] to [0059], [0074] to [0077], [0085] to [0119], [0157]; fig. 1 to 5 (Family: none)	1-3, 6 4-5
Y	WO 2010/070725 A1 (Toyota Motor Corp.), 24 June 2010 (24.06.2010), paragraphs [0069] to [0072]; fig. 12, 13 (Family: none)	4-5
A	JP 9-20217 A (Toyota Motor Corp.), 21 January 1997 (21.01.1997), paragraphs [0048] to [0068] (Family: none)	1-6



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

"I" 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
12 September, 2011 (12.09.11)Date of mailing of the international search report
20 September, 2011 (20.09.11)Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2011/065397

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 3-189241 A (Maz da Motor Corp.), 19 Augu st 1991 (19.08.1991), page s 2 to 5; fig . 1, 9 & US 5105901 A & DE 4039392 AI	1-6
A	JP 2006-7984 A (Fuj i Heavy Indust ries Ltd.), 12 January 2006 (12.01.2006), paragraph s [0037] to [0053]; fig . 1, 2 & US 2005/0285442 AI	1-6
A	JP 2007-131229 A (Mi tsubi shi Moto rs Corp.), 31 May 2007 (31.05.2007), paragraph s [0002] to [0006] & US 2007/0112497 AI & DE 102006053107 AI	1-6

A . 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (I P C))
 Int.Cl. B60K17/348 (2006. 01) i , B60K23/04 (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. B60K17/28- 17/36 , B60K23/00- 23/08

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 1 年
日本国実用新案登録公報	1 9 9 6 — 2 0 1 1 年
日本国登録実用新案公報	1 9 9 4 — 2 0 1 1 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 カテゴリー水	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
X Y	JP 2003-231428 A (日産自動車株式会社) 2003. 08. 19, 段落 【0 0 5 3】 - 【0 0 5 9】 , 【0 0 7 4】 - 【0 0 7 7】 , 【0 0 8 5】 - 【0 1 1 9】 , 【0 1 5 7】 , 図 1 1 - 図 5 1 (ファミリーなし)	1-3 , 6 4-5
Y	W0 2010/070725 A1 (トヨタ自動車株式会社) 2010. 06. 24, 段落 【0 0 6 9】 - 【0 0 7 2】 , 図 1 2 , 図 1 3 1 (ファミリーなし)	4-5
A	JP 9-20217 A (トヨタ自動車株式会社) 1997. 01. 21, 段落 【0 0 4 8】 - 【0 0 6 8】 (ファミリーなし)	1-6

☒ 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

IA 「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」
 IE 「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」
 I 「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)」
 IΘ 「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

「」 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
 rX 「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」
 IY 「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」
 I& 「同一パテントファミリー文献」

国際調査を完了した日

1 2 . 0 9 . 2 0 1 1

国際調査報告の発送日

2 0 . 0 9 . 2 0 1 1

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 1 0 0 — 8 9 1 5

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)

西堀 宏之

電話番号 0 3 — 3 5 8 1 — 1 1 0 1 内線 3 3 2 8

3 J

3 8 2 3

C (続 き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 3-189241 A (マツダ株式会社) 1991. 08. 19, 第 2 ページ—第 5 ページ, 第 1 図, 第 9 図 & US 5105901 A & DE 4039392 AI	1-6
A	JP 2006-7984 A (富士重工業株式会社) 2006. 01. 12, 段落 【 0 3 7 】 — 【 0 0 5 3 】 , 図 1 , 図 2 & US 2005/0285442 AI	1-6
A	JP 2007-131229 A (三菱自動車工業株式会社) 2007. 05. 31, 段落 【 0 0 2 】 — 【 0 0 0 6 】 & US 2007/0112497 A1 & DE 102006053107 A1	1-6