

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局(43) 国際公開日
2004年2月12日 (12.02.2004)

PCT

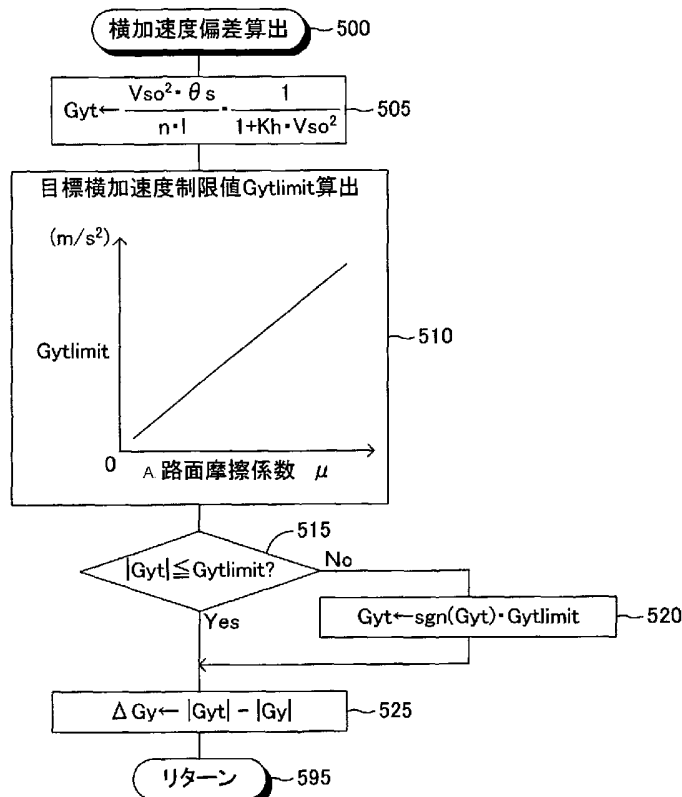
(10) 国際公開番号
WO 2004/012973 A1

- (51) 国際特許分類: B60T 8/58 (72) 発明者; および
(21) 国際出願番号: PCT/JP2003/009624 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 加藤 平久 (KATO, Toshihisa) [JP/JP]; 〒448-8650 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 長屋 淳也 (NAGAYA, Junya) [JP/JP]; 〒448-8650 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 株式会社アドヴィックス内 Aichi (JP). 薬師神 宙夫 (YAKUSHIJIN, Tokio) [JP/JP]; 〒563-8651 大阪府池田市ダイハツ町1番1号 ダイハツ工業株式会社内 Osaka (JP).
(22) 国際出願日: 2003年7月30日 (30.07.2003)
(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2002-228518 2002年8月6日 (06.08.2002) JP
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 株式会社アドヴィックス (ADVICS CO., LTD.) [JP/JP]; 〒448-8650 愛知県刈谷市朝日町2丁目1番地 Aichi (JP).
(74) 代理人: 大庭 咲夫, 外(OBA, Sakio et al.); 〒453-0801 愛知県名古屋市 中村区太閤3丁目1番18号 名古屋KSビル2階 プロスペック特許事務所 Aichi (JP).
(81) 指定国 (国内): US.

/ 続葉有 /

(54) Title: MOTION CONTROL DEVICE OF VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両の運動制御装置



500...CALCULATION OF LATERAL ACCELERATION DEVIATION
510...CALCULATION OF TARGET ACCELERATION LIMIT VALUE GYTLIMIT
595...RETURN
A...ROAD SURFACE FRICTION COEFFICIENT (μ)

(57) Abstract: A motion control device of a vehicle, comprising a body speed acquisition means for acquiring the body speed of the vehicle, a steering operation amount acquiring means for acquiring a steering operation amount to change the steering angle of the steered wheels of the vehicle, an actual lateral acceleration acquisition means for acquiring, as an actual lateral acceleration, the actual value of a lateral acceleration which is the component of the acceleration acting on the vehicle in the lateral direction of the body, a target lateral acceleration calculation means for calculating, as a target lateral acceleration, the target value of the lateral acceleration according to specified rules pre-determined based on at least the body speed and the steering operation amount, and a braking force control means for controlling a braking force provided to the front wheels and rear wheels of the vehicle so that the actual lateral acceleration nears the target lateral acceleration, whereby the turning state of the vehicle can be accurately stabilized without using an expensive yaw rate sensor, i.e., by using a lateral acceleration feedback control in place of a conventional yaw rate feedback control.

/ 続葉有 /



(84) 指定国 (広域): ヨーロッパ特許 (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

2文字コード及び他の略語については、定期発行される各PCTガゼットの巻頭に掲載されている「コードと略語のガイダンスノート」を参照。

添付公開書類:

— 国際調査報告書

(57) 要約:

「車両の車体速度を取得する車体速度取得手段と、

前記車両の操舵輪の転舵角を変更するステアリングの操作量を取得するステアリング操作量取得手段と、

前記車両に働く加速度の車体左右方向の成分である横加速度の実際値を実横加速度として取得する実横加速度取得手段と、

少なくとも前記車体速度及び前記ステアリング操作量に基いて予め定められた所定の規則に従って前記横加速度の目標値を目標横加速度として算出する目標横加速度算出手段と、

前記実横加速度が前記目標横加速度に近づくように前記車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御する制動力制御手段と、

を備えた車両の運動制御装置」とすることにより、高価なヨーレートセンサを使用せずに高精度に車両の旋回状態を安定させるものである。すなわち、従来のヨーレートフィードバック制御に代えて横加速度フィードバック制御を用いた車両の運動制御装置を提供するものである。

明 細 書

車両の運動制御装置

技 術 分 野

本発明は、車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御することにより同車両の運動を制御する車両の運動制御装置に関する。

背 景 技 術

従来より、例えば特開 2 0 0 1 - 8 0 4 9 1 号公報等に記載されているように、車両の実ヨーレイトを検出するヨーレイトセンサを備え、ヨーレイトセンサにより検出された実ヨーレイトが所定の目標ヨーレイトに近づくように車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御することにより、車両の旋回状態を安定させることができるヨーレイトフィードバック制御を用いた車両の運動制御装置が知られている。

ところで、上記したヨーレイト以外の物理量であって車両の旋回状態を示す指標値として使用され得る物理量の一つとして車両に働く加速度の車体左右方向の成分である横加速度がある。この横加速度の大きさは、例えば、車体に発生しているロールの程度をヨーレイトよりも高精度に示す指標となり得る。

従って、車両に働く実横加速度を所定の目標横加速度に近づけるような横加速度フィードバック制御を実行すれば、上記したヨーレイトフィードバック制御を実行する場合よりもより高精度に車両の旋回状態を安定させ得ることが期待できる。しかしながら、かかる横加速度フィードバック制御を用いた車両の運動制御装置は未だ知られていない。

発 明 の 開 示

従って、本発明の目的は、横加速度フィードバック制御を用いて車両の旋回状態を安定させることができる車両の運動制御装置を提供することにある。

本発明の特徴は、車両の運動制御装置が、車両の車体速度を取得する車体速度取得手段と、前記車両の操舵輪の転舵角を変更するステアリングの操作量を取得するステアリング操作量取得手段と、前記車両に働く加速度の車体左右方向の成分である横加速度の実際値を実横加速度として取得する実横加速度取得手段と、少なくとも前記車体速度及び前記ステアリング操作量に基いて予め定められた所定の規則に従って前記横加速度の目標値を目標横加速度として算出する目標横加速度算出手段と、前記実横加速度が前記目標横加速度に近づくように前記車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御する制動力制御手段とを備えたことにある。

これによれば、例えば、目標横加速度算出手段は、車両の運動モデルから導かれる理論式による予め定められた所定の規則に従って、車体速度取得手段により取得された車体速度、ステアリング操作量取得手段により取得されたステアリング操作量（例えば、基準位置から（回転）操作されることにより車両の操舵輪の転舵角を同車両が直進する基準角度から変更するステアリングの同基準位置からの操作量（回転角度））、及び車両の所定の実際の諸元値（例えば、ギヤ比、スタビリティファクタ）を使用することにより、車両の旋回状態を安定させるために車両に働くべき横加速度を目標横加速度として算出する。

そして、制動力制御手段は、実横加速度取得手段により取得された実横加速度が上記のように設定され得る目標横加速度に近づくように車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御する。従って、上記構成によれば、横加速度フィードバック制御を実行でき、先に説明したように、ヨーレイトフィードバック制御を実行する場合よりもより高精度に車両の旋回状態を安定させ得ることが期待できる。

この場合、上記車両の運動制御装置が、前記車両が走行している路面と同車両のタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数を取得する路面摩擦係数取得手段と、前記路面摩擦係数に応じて目標横加速度制限値を設定するとともに前記目標横加速度の絶対値が同目標横加速度制限値より大きいとき同目標横加速度の絶対値が同目標横加速度制限値になるように同目標横加速度を制限する目標横加速度制限手段とを備えるように構成されることが好適である。ここにおいて、「目標横

加速度制限値」は、所定の幅を有する値であってもよい。

一般に、車両に発生し得る横加速度の最大値は、車両が走行している路面の路面摩擦係数の値に依存し路面摩擦係数の値が小さくなるほど小さくなる。従って、路面摩擦係数の値を考慮せずに目標横加速度算出手段が目標横加速度を算出すると、路面摩擦係数が小さい路面を旋回走行する場合等、車両の運転状態によっては目標横加速度の大きさが路面摩擦係数の値に依存するその時点で発生し得る横加速度の範囲を超える場合がある。

このような場合、例えば、実横加速度を目標横加速度に近づけるために目標横加速度と実横加速度との偏差に応じた制動力を車両の各車輪に付与しようとする、同偏差が過度に大きいとき各車輪に過度の制動力が働いて各車輪がロックすること等により車両の旋回状態が不安定になることがある。

これに対し、上記のように、目標横加速度の絶対値が路面摩擦係数に応じて設定される目標横加速度制限値より大きいとき目標横加速度の絶対値が目標横加速度制限値になるように目標横加速度を制限するように構成すれば、目標横加速度の絶対値がその時点で車両に発生し得る横加速度の範囲内の値に制限され得るので、路面摩擦係数が小さい路面を車両が旋回走行する際に目標横加速度と実横加速度との偏差が過度に大きくなることなく、その結果、各車輪に過度の制動力が発生して車両の旋回状態が不安定になることが防止され得る。

図面の簡単な説明

図1は、本発明の実施形態に係る車両の運動制御装置を搭載した車両の概略構成図である。

図2は、図1に示したブレーキ液圧制御装置の概略構成図である。

図3は、図1に示したCPUが目標横加速度を計算する際に使用する目標横加速度制限値と路面摩擦係数との関係を示したテーブルである。

図4は、図1に示したCPUが実行する車輪速度等を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図5は、図1に示したCPUが実行する横加速度偏差を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図6は、図1に示したCPUが目標スリップ率を算出するためのルーチンを示したフローチャートである。

図7は、図1に示したCPUが制御モードを設定するためのルーチンを示したフローチャートである。

図8は、図1に示したCPUが各車輪に付与するブレーキ力を制御するためのルーチンを示したフローチャートである。

発明を実施するための最良の形態

以下、本発明による車両の運動制御装置の一実施形態について図面を参照しつつ説明する。図1は、本発明の実施形態に係る車両の運動制御装置10を搭載した車両の概略構成を示している。この車両は、操舵輪であり且つ非駆動輪である前2輪（左前輪FL及び右前輪FR）と、駆動輪である後2輪（左後輪RL及び右後輪RR）を備えた後輪駆動方式の4輪車両である。

この車両の運動制御装置10は、操舵輪FL,FRを転舵するための前輪転舵機構部20と、駆動力を発生するとともに同駆動力を駆動輪RL,RRに伝達する駆動力伝達機構部30と、各車輪にブレーキ液圧によるブレーキ力を発生させるためのブレーキ液圧制御装置40と、各種センサから構成されるセンサ部50と、電気式制御装置60とを含んで構成されている。

前輪転舵機構部20は、ステアリング21と、同ステアリング21と一体的に回動可能なコラム22と、同コラム22に連結された転舵アクチュエータ23と、同転舵アクチュエータ23により車体左右方向に移動させられるタイロッドを含むとともに同タイロッドの移動により操舵輪FL,FRを転舵可能なリンクを含んだリンク機構部24とから構成されている。これにより、ステアリング21が中立位置（基準位置）から回転することで操舵輪FL,FRの転舵角が車両が直進する基準角度から変更されるようになっている。

転舵アクチュエータ23は、所謂公知の油圧式パワーステアリング装置を含んで構成されており、ステアリング21、即ちコラム22の回転トルクに応じてタイロッドを移動させる助成力を発生し、同ステアリング21の中立位置からのステアリング角度 θ_s に比例して同助成力によりタイロッドを中立位置から車体左

右方向へ変位させるものである。なお、かかる転舵アクチュエータ 23 の構成及び作動は周知であるので、ここでは、その詳細な説明を省略する。

駆動力伝達機構部 30 は、駆動力を発生するエンジン 31 と、同エンジン 31 の吸気管 31a 内に配置されるとともに吸気通路の開口断面積を可変とするスロットル弁 TH の開度を制御する DC モータからなるスロットル弁アクチュエータ 32 と、エンジン 31 の図示しない吸気ポート近傍に燃料を噴射するインジェクタを含む燃料噴射装置 33 と、エンジン 31 の出力軸に接続されたトランスミッション 34 と、同トランスミッション 34 から伝達される駆動力を適宜分配して後輪 RR, RL に伝達するディファレンシャルギヤ 35 とを含んで構成されている。

ブレーキ液圧制御装置 40 は、その概略構成を表す図 2 に示すように、高圧発生部 41 と、ブレーキペダル BP の操作力に応じたブレーキ液圧を発生するブレーキ液圧発生部 42 と、各車輪 FR, FL, RR, RL にそれぞれ配置されたホイールシリンダ Wfr, Wfl, Wrr, Wrl に供給するブレーキ液圧をそれぞれ調整可能な FR ブレーキ液圧調整部 43, FL ブレーキ液圧調整部 44, RR ブレーキ液圧調整部 45, RL ブレーキ液圧調整部 46 とを含んで構成されている。

高圧発生部 41 は、電動モータ M と、同電動モータ M により駆動されるとともにリザーバ RS 内のブレーキ液を昇圧する液圧ポンプ HP と、液圧ポンプ HP の吐出側にチェック弁 CVH を介して接続されるとともに同液圧ポンプ HP により昇圧されたブレーキ液を貯留するアキュムレータ Acc とを含んで構成されている。

電動モータ M は、アキュムレータ Acc 内の液圧が所定の下限値を下回ったとき駆動され、同アキュムレータ Acc 内の液圧が所定の上限値を上回ったとき停止されるようになっており、これにより、アキュムレータ Acc 内の液圧は常時所定の範囲内の高圧に維持されるようになっている。

また、アキュムレータ Acc とリザーバ RS との間にリリーフ弁 RV が配設されており、アキュムレータ Acc 内の液圧が前記高圧より異常に高い圧力になったときに同アキュムレータ Acc 内のブレーキ液がリザーバ RS に戻されるようになっている。これにより、高圧発生部 41 の液圧回路が保護されるようになっている。

ブレーキ液压発生部 4 2 は、ブレーキペダル B P の作動により応動するハイドロブースタ H B と、同ハイドロブースタ H B に連結されたマスタシリンダ M C とから構成されている。ハイドロブースタ H B は、液压高压発生部 4 1 から供給される前記高压を利用してブレーキペダル B P の操作力を所定の割合で助勢し同助勢された操作力をマスタシリンダ M C に伝達するようになっている。

マスタシリンダ M C は、前記助勢された操作力に応じたマスタシリンダ液压を発生するようになっている。また、ハイドロブースタ H B は、マスタシリンダ液压を入力することによりマスタシリンダ液压と略同一の液压である前記助勢された操作力に応じたレギュレータ液压を発生するようになっている。これらマスタシリンダ M C 及びハイドロブースタ H B の構成及び作動は周知であるので、ここではそれらの詳細な説明を省略する。このようにして、マスタシリンダ M C 及びハイドロブースタ H B は、ブレーキペダル B P の操作力に応じたマスタシリンダ液压及びレギュレータ液压をそれぞれ発生するようになっている。

マスタシリンダ M C と F R ブレーキ液压調整部 4 3 の上流側及び F L ブレーキ液压調整部 4 4 の上流側の各々との間には、3 ポート 2 位置切換型の電磁弁である制御弁 S A 1 が介装されている。同様に、ハイドロブースタ H B と R R ブレーキ液压調整部 4 5 の上流側及び R L ブレーキ液压調整部 4 6 の上流側の各々との間には、3 ポート 2 位置切換型の電磁弁である制御弁 S A 2 が介装されている。また、高压発生部 4 1 と制御弁 S A 1 及び制御弁 S A 2 の各々との間には、2 ポート 2 位置切換型の常閉電磁開閉弁である切換弁 S T R が介装されている。

制御弁 S A 1 は、図 2 に示す第 1 の位置（非励磁状態における位置）にあるときマスタシリンダ M C と F R ブレーキ液压調整部 4 3 の上流部及び F L ブレーキ液压調整部 4 4 の上流部の各々とを連通するとともに、第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるときマスタシリンダ M C と F R ブレーキ液压調整部 4 3 の上流部及び F L ブレーキ液压調整部 4 4 の上流部の各々との連通を遮断して切換弁 S T R と F R ブレーキ液压調整部 4 3 の上流部及び F L ブレーキ液压調整部 4 4 の上流部の各々とを連通するようになっている。

制御弁 S A 2 は、図 2 に示す第 1 の位置（非励磁状態における位置）にあるときハイドロブースタ H B と R R ブレーキ液压調整部 4 5 の上流部及び R L ブレーキ

液圧調整部 4 6 の上流部の各々とを連通するとともに、第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるときハイドロブースタ H B と R R ブレーキ液圧調整部 4 5 の上流部及び R L ブレーキ液圧調整部 4 6 の上流部の各々とを連通を遮断して切換弁 S T R と R R ブレーキ液圧調整部 4 5 の上流部及び R L ブレーキ液圧調整部 4 6 の上流部の各々とを連通するようになっている。

これにより、F R ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部及び F L ブレーキ液圧調整部 4 4 の上流部の各々には、制御弁 S A 1 が第 1 の位置にあるときマスタシリンダ液圧が供給されるとともに、制御弁 S A 1 が第 2 の位置にあり且つ切換弁 S T R が第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるとき高圧発生部 4 1 が発生する高圧が供給されるようになっている。

同様に、R R ブレーキ液圧調整部 4 5 の上流部及び R L ブレーキ液圧調整部 4 6 の上流部の各々には、制御弁 S A 2 が第 1 の位置にあるときレギュレータ液圧が供給されるとともに、制御弁 S A 2 が第 2 の位置にあり且つ切換弁 S T R が第 2 の位置にあるとき高圧発生部 4 1 が発生する高圧が供給されるようになっている。

F R ブレーキ液圧調整部 4 3 は、2 ポート 2 位置切換型の常開電磁開閉弁である増圧弁 P U f r と、2 ポート 2 位置切換型の常閉電磁開閉弁である減圧弁 P D f r とから構成されており、増圧弁 P U f r は、図 2 に示す第 1 の位置（非励磁状態における位置）にあるとき F R ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部とホイールシリンダ W f r とを連通するとともに、第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるとき F R ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部とホイールシリンダ W f r との連通を遮断するようになっている。減圧弁 P D f r は、図 2 に示す第 1 の位置（非励磁状態における位置）にあるときホイールシリンダ W f r とリザーバ R S との連通を遮断するとともに、第 2 の位置（励磁状態における位置）にあるときホイールシリンダ W f r とリザーバ R S とを連通するようになっている。

これにより、ホイールシリンダ W f r 内のブレーキ液圧は、増圧弁 P U f r 及び減圧弁 P D f r が共に第 1 の位置にあるときホイールシリンダ W f r 内に F R ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部の液圧が供給されることにより増圧され、増圧弁 P U f r が第 2 の位置にあり且つ減圧弁 P D f r が第 1 の位置にあるとき F R ブレーキ液圧

調整部 4 3 の上流部の液圧に拘わらずその時点の液圧に保持されるとともに、増圧弁 P U fr 及び減圧弁 P D fr が共に第 2 の位置にあるときホイールシリンダ W fr 内のブレーキ液がリザーバ R S に戻されることにより減圧されるようになっている。

また、増圧弁 P U fr にはブレーキ液のホイールシリンダ W fr 側から FR ブレーキ液圧調整部 4 3 の上流部への一方向の流れのみを許容するチェック弁 C V 1 が並列に配設されており、これにより、制御弁 S A 1 が第 1 の位置にある状態で操作されているブレーキペダル B P が開放されたときホイールシリンダ W fr 内のブレーキ液圧が迅速に減圧されるようになっている。

同様に、FL ブレーキ液圧調整部 4 4, RR ブレーキ液圧調整部 4 5 及び RL ブレーキ液圧調整部 4 6 は、それぞれ、増圧弁 P U fl 及び減圧弁 P D fl, 増圧弁 P U rr 及び減圧弁 P D rr, 増圧弁 P U rl 及び減圧弁 P D rl から構成されており、これらの各増圧弁及び各減圧弁の位置が制御されることにより、ホイールシリンダ W fl, ホイールシリンダ W rr 及びホイールシリンダ W rl 内のブレーキ液圧をそれぞれ増圧、保持、減圧できるようになっている。また、増圧弁 P U fl, P U rr 及び P U rl の各々にも、上記チェック弁 C V 1 と同様の機能を達成し得るチェック弁 C V 2, C V 3 及び C V 4 がそれぞれ並列に配設されている。

また、制御弁 S A 1 にはブレーキ液の上流側から下流側への一方向の流れのみを許容するチェック弁 C V 5 が並列に配設されており、同制御弁 S A 1 が第 2 の位置にあってマスタシリンダ M C と FR ブレーキ液圧調整部 4 3 及び FL ブレーキ液圧調整部 4 4 の各々との連通が遮断されている状態にあるときに、ブレーキペダル B P を操作することによりホイールシリンダ W fr, W fl 内のブレーキ液圧が増圧され得るようになっている。また、制御弁 S A 2 にも、上記チェック弁 C V 5 と同様の機能を達成し得るチェック弁 C V 6 が並列に配設されている。

以上、説明した構成により、ブレーキ液圧制御装置 4 0 は、全ての電磁弁が第 1 の位置にあるときブレーキペダル B P の操作力に応じたブレーキ液圧を各ホイールシリンダに供給できるようになっている。また、この状態において、例えば、増圧弁 P U rr 及び減圧弁 P D rr をそれぞれ制御することにより、ホイールシリンダ W rr 内のブレーキ液圧のみを所定量だけ減圧することができるようになって

いる。

また、ブレーキ液圧制御装置 40 は、ブレーキペダル B P が操作されていない状態（開放されている状態）において、例えば、制御弁 S A 1，切換弁 S T R 及び増圧弁 P U f l を共に第 2 の位置に切換るとともに増圧弁 P U f r 及び減圧弁 P D f r をそれぞれ制御することにより、ホイールシリンダ W f l 内のブレーキ液圧を保持した状態で高圧発生部 41 が発生する高圧を利用してホイールシリンダ W f r 内のブレーキ液圧のみを所定量だけ増圧することもできるようになっている。このようにして、ブレーキ液圧制御装置 40 は、ブレーキペダル B P の操作に拘わらず、各車輪のホイールシリンダ内のブレーキ液圧をそれぞれ独立して制御し、各車輪毎に独立して所定のブレーキ力を付与することができるようになっている。

。

再び図 1 を参照すると、センサ部 50 は、各車輪 FL, FR, RL 及び RR が所定角度回転する度にパルスを有する信号をそれぞれ出力するロータリーエンコーダから構成される車輪速度センサ 51 f l, 51 f r, 51 r l 及び 51 r r と、ステアリング 21 の中立位置からの回転角度を検出し、ステアリング角度 θ_s を示す信号を出力するステアリング操作量取得手段としてのステアリング角度センサ 52 と、運転者により操作されるアクセルペダル A P の操作量を検出し、同アクセルペダル A P の操作量 Accp を示す信号を出力するアクセル開度センサ 53 と、車両に働く実際の加速度の車体左右方向の成分である横加速度を検出し、横加速度 G_y (m/s^2) を示す信号を出力する実横加速度取得手段としての横加速度センサ 54 と、運転者によりブレーキペダル B P が操作されているか否かを検出し、ブレーキ操作の有無を示す信号を出力するブレーキスイッチ 55 とから構成されている。

。

ステアリング角度 θ_s は、ステアリング 21 が中立位置にあるときに「0」となり、同中立位置からステアリング 21 を（ドライバーから見て）反時計まわりの方向へ回転させたときに正の値、同中立位置から同ステアリング 21 を時計まわりの方向へ回転させたときに負の値となるように設定されている。また、横加速度 G_y は、車両が左方向へ旋回しているときに正の値、車両が右方向へ旋回しているときに負の値となるように設定されている。

電気式制御装置 60 は、互いにバスで接続された CPU 61、CPU 61 が実行するルーチン（プログラム）、テーブル（ルックアップテーブル、マップ）、定数等を予め記憶した ROM 62、CPU 61 が必要に応じてデータを一時的に格納する RAM 63、電源が投入された状態でデータを格納するとともに同格納したデータを電源が遮断されている間も保持するバックアップ RAM 64、及び A/D コンバータを含むインターフェース 65 等からなるマイクロコンピュータである。インターフェース 65 は、前記センサ 51～55 と接続され、CPU 61 にセンサ 51～55 からの信号を供給するとともに、同 CPU 61 の指示に応じてブレーキ液圧制御装置 40 の各電磁弁及びモータ M、スロットル弁アクチュエータ 32、及び燃料噴射装置 33 に駆動信号を送出している。

これにより、スロットル弁アクチュエータ 32 は、スロットル弁 TH の開度がアクセルペダル AP の操作量 Accp に応じた開度になるように同スロットル弁 TH を駆動するとともに、燃料噴射装置 33 は、スロットル弁 TH の開度に応じた吸入空気量に対して所定の目標空燃比（理論空燃比）を得るために必要な量の燃料を噴射している。

（本発明による車両の運動制御の概要）

本発明による車両の運動制御装置 10 は、車両の運動モデルから導かれる所定の規則としての理論式である下記(1)式に基いて目標横加速度 G_{yt} (m/s²) を算出する。この目標横加速度 G_{yt} は、車両が左方向へ旋回しているとき（ステアリング角度 θ_s (deg) が正の値のとき）に正の値、車両が右方向へ旋回しているとき（ステアリング角度 θ_s が負の値のとき）に負の値となるように設定される。なお、この理論式は、ステアリング角度及び車体速度が共に一定である状態で車両が旋回するとき（定常円旋回時）に車両に働く横加速度の理論値を算出する式である。

$$G_{yt} = (V_{so}^2 \cdot \theta_s) / (n \cdot l) \cdot (1 / (1 + K_h \cdot V_{so}^2)) \quad \cdots (1)$$

上記(1)式において、 V_{so} は後述するように算出される推定車体速度(m/s)である。また、 n は操舵輪 FL, FR の転舵角度の変化量に対するステアリング 21 の回

転角度の変化量の割合であるギヤ比（一定値）であり、 l は車体により決定される一定値である車両のホイールベース (m) であり、 K_h は車体により決定される一定値であるスタビリティファクタ (s^2/m^2) である。

また、本装置は、下記(2)式に基いて、現時点で走行している路面の路面摩擦係数 μ を推定する。

$$\mu = (DV_{so}^2 + Gy^2)^{1/2} \quad \dots (2)$$

上記(2)式において、 DV_{so} は後述するように算出される推定車体加速度 (m/s^2) であり、 Gy は上述したように横加速度センサ 54 により得られる実際の横加速度 (m/s^2) である。

また、本装置は、上記(2)式により推定した路面摩擦係数 μ の値と、路面摩擦係数 μ と目標横加速度制限値 Gy_{tlimit} (m/s^2) との関係を表す図 3 に示したテーブルとに基いて目標横加速度制限値 Gy_{tlimit} を算出する。このとき、図 3 に示すように、目標横加速度制限値 Gy_{tlimit} は路面摩擦係数 μ が大きくなるほど線形的に大きくなるように算出される。この図 3 に示した特性線図の勾配は、路面摩擦係数 μ の値に応じてその時点で発生し得る横加速度の最大値近傍の値を各種実験等により求めることにより決定される。

ここで、本装置は、上記(1)式により算出した目標横加速度 Gy_t の絶対値が上記のように算出した目標横加速度制限値 Gy_{tlimit} より大きいとき、目標横加速度 Gy_t の絶対値が目標横加速度制限値 Gy_{tlimit} になるように目標横加速度 Gy_t を制限する。

次に、本装置は、下記(3)式に基いて、上述したように計算した目標横加速度 Gy_t の絶対値と横加速度センサ 54 により得られる実際の横加速度 Gy の絶対値との偏差である横加速度偏差 ΔGy (m/s^2) を算出する。

$$\Delta Gy = |Gy_t| - |Gy| \quad \dots (3)$$

そして、この横加速度偏差 ΔGy の値が正の値であるとき、車両は目標横加速度

Gyt が同車両に発生していると仮定したときの旋回半径よりも同旋回半径が大きくなる状態（以下、「アンダーステア状態」と称呼する。）にあるので、本装置は、アンダーステア状態を抑制するためのアンダーステア抑制制御を実行する。具体的には、本装置は、旋回方向内側の後輪に上記横加速度偏差 ΔGy の値に応じた所定のブレーキ力を発生させて車両に対して旋回方向と同一方向のヨーイングモーメントを強制的に発生させる。これにより、実際の横加速度 Gy の絶対値が大きくなり、実際の横加速度 Gy が目標横加速度 Gyt に近づくように制御される。

また、横加速度偏差 ΔGy の値が負の値であるとき、車両は目標横加速度 Gyt が同車両に発生していると仮定したときの旋回半径よりも同旋回半径が小さくなる状態（以下、「オーバーステア状態」と称呼する。）にあるので、本装置は、オーバーステア状態を抑制するためのオーバーステア抑制制御を実行する。具体的には、本装置は、旋回方向外側の前輪に上記横加速度偏差 ΔGy の値に応じた所定のブレーキ力を発生させて車両に対して旋回方向と反対方向のヨーイングモーメントを強制的に発生させる。これにより、実際の横加速度 Gy の絶対値が小さくなり、実際の横加速度 Gy が目標横加速度 Gyt に近づくように制御される。

このようにして、アンダーステア抑制制御又はオーバーステア抑制制御（以下、これらを併せて「制動操舵制御」と総称する。）を実行することにより、本装置は、各車輪に付与すべきブレーキ力を制御して実際の横加速度 Gy が上記のように計算される目標横加速度 Gyt に近づく方向に車両に対して所定のヨーイングモーメントを発生させる。また、制動操舵制御を実行する際に、後述するアンチスキッド制御、前後制動力配分制御、及びトラクション制御のうちのいずれか一つも併せて実行する必要があるとき、本装置は、同いずれか一つの制御を実行するために各車輪に付与すべきブレーキ力をも考慮して各車輪に付与すべきブレーキ力を最終的に決定する。以上が、本発明による車両の運動制御の概要である。

（実際の作動）

次に、以上のように構成された本発明による車両の運動制御装置 10 の実際の作動について、電気式制御装置 60 の CPU 61 が実行するルーチンをフローチャートにより示した図 4～図 8 を参照しながら説明する。なお、各種変数・フラグ・符号等の末尾に付された「**」は、同各種変数・フラグ・符号等が各車輪 FR

等のいずれに関するものであるかを示すために同各種変数・フラグ・符号等の末尾に付される「fl」、「fr」等の包括表記であって、例えば、車輪速度 V_{w**} は、左前輪速度 V_{wfl} 、右前輪速度 V_{wfr} 、左後輪速度 V_{wrl} 、右後輪速度 V_{wrr} を包括的に示している。

CPU 61 は、図 4 に示した車輪速度 V_{w**} 等の計算を行うルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU 61 はステップ 400 から処理を開始し、ステップ 405 に進んで各車輪 FR 等の車輪速度（各車輪の外周の速度） V_{w**} をそれぞれ算出する。具体的には、CPU 61 は各車輪速度センサ 51** が出力する信号が有するパルスの時間間隔に基づいて各車輪 FR 等の車輪速度 V_{w**} をそれぞれ算出する。

次いで、CPU 61 はステップ 410 に進み、各車輪 FR 等の車輪速度 V_{w**} のうちの最大値を推定車体速度 V_{so} として算出する。なお、各車輪 FR 等の車輪速度 V_{w**} の平均値を推定車体速度 V_{so} として算出してもよい。ここで、ステップ 410 は車体速度取得手段に対応している。

次に、CPU 61 はステップ 415 に進み、ステップ 410 にて算出した推定車体速度 V_{so} の値と、ステップ 405 にて算出した各車輪 FR 等の車輪速度 V_{w**} の値と、ステップ 415 内に記載した式とに基づいて各車輪毎の実際のスリップ率 $Sa**$ を算出する。この実際のスリップ率 $Sa**$ は、後述するように、各車輪に付与すべきブレーキ力を計算する際に使用される。

次に、CPU 61 はステップ 420 に進んで、下記(4)式に基づいて推定車体速度 V_{so} の時間微分値である推定車体加速度 DV_{so} を算出する。

$$DV_{so} = (V_{so} - V_{so1}) / \Delta t \quad \cdots (4)$$

上記(4)式において、 V_{so1} は前回の本ルーチン実行時にステップ 410 にて算出した前回の推定車体速度であり、 Δt は本ルーチンの演算周期である上記所定時間である。

そして、CPU 61 はステップ 425 に進み、ステップ 420 にて算出した推定車体加速度 DV_{so} の値と、横加速度センサ 54 により得られる実際の横加速度

Gy の値と、上記(2)式の右辺に対応するステップ425内に記載した式とに基づいて路面摩擦係数 μ を推定する。ここで、ステップ425は、路面摩擦係数取得手段に対応している。

なお、ステップ425における計算に使用される推定車体加速度DVsoの値及び実際の横加速度Gyの値として、それぞれ、所定回前の本ルーチン実行時から今回の本ルーチン実行時まで取得された値のうちの最大値を採用してもよい。そして、CPU61はステップ495に進んで本ルーチンを一旦終了する。

次に、横加速度偏差の算出について説明すると、CPU61は図5に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ500から処理を開始し、ステップ505に進んで、ステアリング角度センサ52により得られるステアリング角度 θ_s の値と、図4のステップ410にて算出した推定車体速度Vsoの値と、上記(1)式の右辺に対応するステップ505内に記載した式とに基づいて目標横加速度Gytを算出する。ここで、ステップ505は、目標横加速度算出手段に対応している。

次に、CPU61はステップ510に進み、図4のステップ425にて推定した路面摩擦係数 μ の値と、上述した図3に示したテーブルと同一のテーブルであるステップ510内に記載したテーブルとに基づいて正の値である目標横加速度制限値Gytlimitを算出する。

次に、CPU61はステップ515に進んで、ステップ505にて算出した目標横加速度Gytの絶対値がステップ510にて算出した目標横加速度制限値Gytlimit以下であるか否かを判定する。そして、目標横加速度Gytの絶対値が目標横加速度制限値Gytlimitを超えていれば、CPU61はステップ515にて「No」と判定してステップ520に進み、目標横加速度制限値Gytlimitに現時点での目標横加速度Gytの符号を付した値を目標横加速度Gytとして格納した後ステップ525に進む。一方、ステップ515の判定において、目標横加速度Gytの絶対値が目標横加速度制限値Gytlimit以下であればステップ515にて「Yes」と判定して直接ステップ525に進む。ここで、ステップ520は、目標横加速度制限手段に対応している。

次いで、CPU61はステップ525に進んで、目標横加速度Gytの値と、横

加速度センサ 54 により得られる実際の横加速度 G_y の値と、上記(3)式の右辺に対応するステップ 525 内に記載した式とに基づいて横加速度偏差 ΔG_y を算出する。そして、CPU 61 はステップ 595 に進んで本ルーチンを一旦終了する。

次に、上記した制動操舵制御のみを実行する際に各車輪に付与すべきブレーキ力を決定するために必要となる各車輪の目標スリップ率の算出について説明すると、CPU 61 は図 6 に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU 61 はステップ 600 から処理を開始し、ステップ 605 に進んで、横加速度センサ 54 により得られる実際の横加速度 G_y の値が「0」以上であるか否かを判定し、実際の横加速度 G_y の値が「0」以上である場合には同ステップ 605 にて「Yes」と判定してステップ 610 に進み、旋回方向表示フラグ L を「1」に設定する。また、実際の横加速度 G_y の値が負の値である場合には同ステップ 605 にて「No」と判定してステップ 615 に進み、旋回方向表示フラグ L を「0」に設定する。

ここで、旋回方向表示フラグ L は、車両が左方向に旋回しているか右方向に旋回しているかを示すフラグであり、その値が「1」のときは車両が左方向に旋回していることを示し、その値が「0」のときは車両が右方向に旋回していることを示している。従って、旋回方向表示フラグ L の値により車両の旋回方向が特定される。

次いで、CPU 61 はステップ 620 に進み、図 5 のステップ 525 にて算出した横加速度偏差 ΔG_y の絶対値と、ステップ 620 内に記載したテーブルとに基づいて制動操舵制御により車両に発生させるべきヨーイングモーメントの大きさに応じた制御量 G を算出する。ステップ 620 内に記載したテーブルに示すように、制御量 G は、横加速度偏差 ΔG_y の絶対値が値 G_{y1} 以下のときには「0」になるように設定され、横加速度偏差 ΔG_y の絶対値が値 G_{y1} 以上であって値 G_{y2} 以下のときには同横加速度偏差 ΔG_y の絶対値が値 G_{y1} から値 G_{y2} まで変化するに従い「0」から正の一定値 G_1 まで線形的に変化するように設定され、横加速度偏差 ΔG_y の絶対値が値 G_{y2} 以上のときには正の一定値 G_1 に維持されるように設定される。換言すれば、横加速度偏差 ΔG_y の絶対値が値 G_{y1} 以下のときには制動操舵制御が実行されない一方で、横加速度偏差 ΔG_y の絶対値が値 G_{y1} 以上のときには

ステップ 6 2 0 内に記載したテーブルに基き、制御量 G が横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じて決定される。

次に、CPU 6 1 はステップ 6 2 5 に進んで、図 5 のステップ 5 2 5 にて算出した横加速度偏差 ΔGy の値が「0」以上であるか否かを判定する。ここで、横加速度偏差 ΔGy の値が「0」以上である場合には、CPU 6 1 は先に説明したように車両がアンダーステア状態にあると判定し、上記アンダーステア抑制制御を実行する際の各車輪の目標スリップ率を計算するためステップ 6 3 0 に進んで、旋回方向表示フラグ L の値が「1」であるか否かを判定する。

ステップ 6 3 0 の判定において旋回方向表示フラグ L が「1」であるとき、CPU 6 1 はステップ 6 3 5 に進んで、正の一定値である係数 Kr にステップ 6 2 0 にて計算した制御量 G の値を乗算した値を左後輪 RL の目標スリップ率 $Strl$ として設定するとともに、その他の車輪 FL , FR , RR の目標スリップ率 $Stfl$, $Stfr$, $Strr$ を総て「0」に設定し、ステップ 6 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が左方向に旋回している場合における旋回方向内側の後輪に対応する左後輪 RL にのみ横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。

一方、ステップ 6 3 0 の判定において旋回方向表示フラグ L が「0」であるとき、CPU 6 1 はステップ 6 4 0 に進んで、上記係数 Kr にステップ 6 2 0 にて計算した制御量 G の値を乗算した値を右後輪 RR の目標スリップ率 $Strr$ として設定するとともに、その他の車輪 FL , FR , RL の目標スリップ率 $Stfl$, $Stfr$, $Strl$ を総て「0」に設定し、ステップ 6 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が右方向に旋回している場合における旋回方向内側の後輪に対応する右後輪 RR にのみ横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。

他方、ステップ 6 2 5 の判定において、横加速度偏差 ΔGy の値が負の値である場合には、CPU 6 1 は先に説明したように車両がオーバーステア状態にあると判定し、上記オーバーステア抑制制御を実行する際の各車輪の目標スリップ率を計算するためステップ 6 4 5 に進んで、旋回方向表示フラグ L の値が「1」であるか否かを判定する。

ステップ 6 4 5 の判定において旋回方向表示フラグ L が「1」であるとき、CPU 6 1 はステップ 6 5 0 に進んで、正の一定値である係数 Kf にステップ 6 2 0 にて計算した制御量 G の値を乗算した値を右前輪 FR の目標スリップ率 Stfr として設定するとともに、その他の車輪 FL, RL, RR の目標スリップ率 Stfl, Strl, Strr を総て「0」に設定し、ステップ 6 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が左方向に旋回している場合における旋回方向外側の前輪に対応する右前輪 FR にのみ横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。

一方、ステップ 6 4 5 の判定において旋回方向表示フラグ L が「0」であるとき、CPU 6 1 はステップ 6 5 5 に進んで、上記係数 Kf にステップ 6 2 0 にて計算した制御量 G の値を乗算した値を左前輪 FL の目標スリップ率 Stfl として設定するとともに、その他の車輪 FR, RL, RR の目標スリップ率 Stfr, Strl, Strr を総て「0」に設定し、ステップ 6 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、車両が右方向に旋回している場合における旋回方向外側の前輪に対応する左前輪 FL にのみ横加速度偏差 ΔGy の絶対値に応じた目標スリップ率が設定される。以上のようにして、制動操舵制御のみを実行する際に各車輪に付与すべきブレーキ力を決定するために必要となる各車輪の目標スリップ率が決定される。

次に、車両の制御モードの設定について説明すると、CPU 6 1 は図 7 に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU 6 1 はステップ 7 0 0 から処理を開始し、ステップ 7 0 5 に進んで、現時点においてアンチスキッド制御が必要であるか否かを判定する。アンチスキッド制御は、ブレーキペダル BP が操作されている状態において特定の車輪がロックしている場合に、同特定の車輪のブレーキ力を減少させる制御である。アンチスキッド制御の詳細については周知であるので、ここではその詳細な説明を省略する。

具体的には、CPU 6 1 はステップ 7 0 5 において、ブレーキスイッチ 5 5 によりブレーキペダル BP が操作されていることが示されている場合であって、且つ図 4 のステップ 4 1 5 にて算出した特定の車輪の実際のスリップ率 Sa** の値が正の所定値以上となっている場合に、アンチスキッド制御が必要であると判定

する。

ステップ 705 の判定にてアンチスキッド制御が必要であると判定したとき、CPU 61 はステップ 710 に進んで、制動操舵制御とアンチスキッド制御とを重畳して実行する制御モードを設定するため変数 Mode に「1」を設定し、続くステップ 750 に進む。

一方、ステップ 705 の判定にてアンチスキッド制御が必要でないと判定したとき、CPU 61 はステップ 715 に進んで、現時点において前後制動力配分制御が必要であるか否かを判定する。前後制動力配分制御は、ブレーキペダル BP が操作されている状態において車両の前後方向の減速度の大きさに応じて前輪のブレーキ力に対する後輪のブレーキ力の比率（配分）を減少させる制御である。前後制動力配分制御の詳細については周知であるので、ここではその詳細な説明を省略する。

具体的には、CPU 61 はステップ 715 において、ブレーキスイッチ 55 によりブレーキペダル BP が操作されていることが示されている場合であって、且つ図 4 のステップ 420 にて算出した推定車体加速度 DVs_0 の値が負の値であり同推定車体加速度 DVs_0 の絶対値が所定値以上となっている場合に、前後制動力配分制御が必要であると判定する。

ステップ 715 の判定にて前後制動力配分制御が必要であると判定したとき、CPU 61 はステップ 720 に進んで、制動操舵制御と前後制動力配分制御とを重畳して実行する制御モードを設定するため変数 Mode に「2」を設定し、続くステップ 750 に進む。

ステップ 715 の判定にて前後制動力配分制御が必要でないと判定したとき、CPU 61 はステップ 725 に進んで、現時点においてトラクション制御が必要であるか否かを判定する。トラクション制御は、ブレーキペダル BP が操作されていない状態において特定の車輪がエンジン 31 の駆動力が発生している方向にスピンしている場合に、同特定の車輪のブレーキ力を増大させる制御又はエンジン 31 の駆動力を減少させる制御である。トラクション制御の詳細については周知であるので、ここではその詳細な説明を省略する。

具体的には、CPU 61 はステップ 725 において、ブレーキスイッチ 55 に

よりブレーキペダルBPが操作されていないことが示されている場合であって、且つ図4のステップ415にて算出した特定の車輪の実際のスリップ率 Sa^{**} の値が負の値であり同実際のスリップ率 Sa^{**} の絶対値が所定値以上となっている場合に、トラクション制御が必要であると判定する。

ステップ725の判定にてトラクション制御が必要であると判定したとき、CPU61はステップ730に進んで、制動操舵制御とトラクション制御とを重畳して実行する制御モードを設定するため変数Modeに「3」を設定し、続くステップ750に進む。

ステップ725の判定にてトラクション制御が必要でないと判定したとき、CPU61はステップ735に進んで、現時点において上記制動操舵制御が必要であるか否かを判定する。具体的には、CPU61はステップ735において、図5のステップ525にて算出した横加速度偏差 ΔGy の絶対値が図6のステップ620内に記載のテーブルにおける値 $Gy1$ 以上となっている場合に、図6にて設定された目標スリップ率 St^{**} の値が「0」でない特定の車輪が存在するので制動操舵制御が必要であると判定する。

ステップ735の判定にて制動操舵制御が必要であると判定したとき、CPU61はステップ740に進んで、制動操舵制御のみを実行する制御モードを設定するため変数Modeに「4」を設定し、続くステップ750に進む。一方、ステップ735の判定にて制動操舵制御が必要でないと判定したとき、CPU61はステップ745に進んで、車両の運動制御を実行しない非制御モードを設定するため変数Modeに「0」を設定し、続くステップ750に進む。この場合、制御すべき特定の車輪は存在しない。

CPU61はステップ750に進むと、制御対象車輪に対応するフラグCONT**に「1」を設定するとともに、制御対象車輪でない非制御対象車輪に対応するフラグCONT**に「0」を設定する。なお、このステップ750における制御対象車輪は、図2に示した対応する増圧弁PU**及び減圧弁PD**の少なくとも一方を制御する必要がある車輪である。

従って、例えば、ブレーキペダルBPが操作されていない状態であって上述した図6のステップ650に進む場合等、右前輪FRのホイールシリンダWfr内のブ

ブレーキ液圧のみを増圧する必要がある場合、図2に示した制御弁SA1、切換弁STR及び増圧弁PUflを共に第2の位置に切換るとともに増圧弁PUfr及び減圧弁PDfrをそれぞれ制御することにより、ホイールシリンダWfl内のブレーキ液圧を保持した状態で高圧発生部41が発生する高圧を利用してホイールシリンダWfr内のブレーキ液圧のみを増圧することになる。従って、この場合における制御対象車輪には、右前輪FRのみならず左前輪FLが含まれる。そして、CPU61はステップ750を実行した後、ステップ795に進んで本ルーチンを一旦終了する。このようにして、制御モードが特定されるとともに、制御対象車輪が特定される。

次に、各車輪に付与すべきブレーキ力の制御について説明すると、CPU61は図8に示したルーチンを所定時間の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、CPU61はステップ800から処理を開始し、ステップ805に進んで、変数Modeが「0」でないか否かを判定し、変数Modeが「0」であればステップ805にて「No」と判定してステップ810に進み、各車輪に対してブレーキ制御を実行する必要がないのでブレーキ液圧制御装置40における総ての電磁弁をOFF（非励磁状態）にした後、ステップ895に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、ドライバーによるブレーキペダルBPの操作力に応じたブレーキ液圧が各ホイールシリンダW**に供給される。

一方、ステップ805の判定において変数Modeが「0」でない場合、CPU61はステップ805にて「Yes」と判定してステップ815に進み変数Modeが「4」であるか否かを判定する。そして、変数Modeが「4」でない場合（即ち、制動操舵制御以外のアンチスキッド制御等が必要である場合）、CPU61はステップ815にて「No」と判定してステップ820に進み、図7のステップ750にてフラグCONT**の値が「1」に設定された制御対象車輪に対して図6にて既に設定した制動操舵制御のみを実行する際に必要となる各車輪の目標スリップ率St**を補正した後ステップ825に進む。これにより、制動操舵制御に重畳される変数Modeの値に対応する制御を実行する際に必要となる各車輪の目標スリップ率分だけ図6にて既に設定した各車輪の目標スリップ率St**が制御対象車輪毎に補正される。

ステップ 8 1 5 の判定において変数 Mode が「4」である場合、CPU 6 1 はステップ 8 1 5 にて「Yes」と判定し、図 6 にて既に設定した各車輪の目標スリップ率 St^{**} を補正する必要がないので直接ステップ 8 2 5 に進む。CPU 6 1 はステップ 8 2 5 に進むと、図 7 のステップ 7 5 0 にてフラグ CONT ** の値が「1」に設定された制御対象車輪に対して、目標スリップ率 St^{**} の値と、図 4 のステップ 4 1 5 にて算出した実際のスリップ率 Sa^{**} の値と、ステップ 8 2 5 内に記載の式とに基いて制御対象車輪毎にスリップ率偏差 ΔSt^{**} を算出する。

次いで、CPU 6 1 はステップ 8 3 0 に進み、上記制御対象車輪に対して同制御対象車輪毎に液圧制御モードを設定する。具体的には、CPU 6 1 はステップ 8 2 5 にて算出した制御対象車輪毎のスリップ率偏差 ΔSt^{**} の値と、ステップ 8 3 0 内に記載のテーブルとに基いて、制御対象車輪毎に、スリップ率偏差 ΔSt^{**} の値が所定の正の基準値を超えるときは液圧制御モードを「増圧」に設定し、スリップ率偏差 ΔSt^{**} の値が所定の負の基準値以上であって前記所定の正の基準値以下であるときは液圧制御モードを「保持」に設定し、スリップ率偏差 ΔSt^{**} の値が前記所定の負の基準値を下回るときは液圧制御モードを「減圧」に設定する。

次に、CPU 6 1 はステップ 8 3 5 に進み、ステップ 8 3 0 にて設定した制御対象車輪毎の液圧制御モードに基いて、図 2 に示した制御弁 SA 1, SA 2、切換弁 STR を制御するとともに制御対象車輪毎に同液圧制御モードに応じて増圧弁 PU ** 及び減圧弁 PD ** を制御する。

具体的には、CPU 6 1 は液圧制御モードが「増圧」となっている車輪に対しては対応する増圧弁 PU ** 及び減圧弁 PD ** を共に第 1 の位置（非励磁状態における位置）に制御し、液圧制御モードが「保持」となっている車輪に対しては対応する増圧弁 PU ** を第 2 の位置（励磁状態における位置）に制御するとともに対応する減圧弁 PD ** を第 1 の位置に制御し、液圧制御モードが「減圧」となっている車輪に対しては対応する増圧弁 PU ** 及び減圧弁 PD ** を共に第 2 の位置（励磁状態における位置）に制御する。

これにより、液圧制御モードが「増圧」となっている制御対象車輪のホイールシリンダ W ** 内のブレーキ液圧は増大し、また、液圧制御モードが「減圧」とな

っている制御対象車輪のホイールシリンダ W^{**} 内のブレーキ液圧は減少することで、各制御車輪の実際のスリップ率 Sa^{**} が目標スリップ率 St^{**} に近づくようにそれぞれ制御され、この結果、図7に設定した制御モードに対応する制御が達成される。ここで、ステップ835は、制動力制御手段に対応している。

なお、図7のルーチンの実行により設定された制御モードがトラクション制御を実行する制御モード（変数 $Mode=3$ ）又は制動操舵制御のみを実行する制御モード（変数 $Mode=4$ ）であるときには、エンジン31の駆動力を減少させるため、CPU61は必要に応じて、スロットル弁THの開度がアクセルペダルAPの操作量 $Accp$ に応じた開度よりも所定量だけ小さい開度になるようにスロットル弁アクチュエータ32を制御する。そして、CPU61はステップ895に進んで本ルーチンを一旦終了する。

以上、説明したように、本発明による車両の運動制御装置によれば、車両の運動モデルから導かれる理論式である上記(1)式に基いて、車両の旋回状態を安定させるために車両に働くべき横加速度である目標横加速度 G_{yt} が算出され、実際の横加速度 G_y が目標横加速度 G_{yt} に近づくように車両の各車輪の目標スリップ率 St^{**} が設定されるとともに、各車輪の実際のスリップ率 Sa^{**} が同目標スリップ率 St^{**} になるように同各車輪のブレーキ力が制御される。従って、横加速度フィードバック制御が実行され、ヨーレイトフィードバック制御を実行する場合よりもより高精度に車両の旋回状態を安定させ得る制御を行うことができた。

また、上記目標横加速度 G_{yt} の絶対値が路面摩擦係数 μ に応じて設定される目標横加速度制限値 $G_{ytlimit}$ より大きいとき、目標横加速度 G_{yt} の絶対値が目標横加速度制限値 $G_{ytlimit}$ になるように目標横加速度 G_{yt} が制限される。従って、目標横加速度 G_{yt} の絶対値がその時点で車両に発生し得る横加速度の範囲内の値に制限されるので、路面摩擦係数 μ が小さい路面を車両が旋回走行する際に目標横加速度 G_{yt} と実横加速度 G_y との偏差が過度に大きくなることなく、その結果、各車輪に過度の制動力が発生して車両が不安定になることが防止された。

本発明は上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、上記実施形態においては、実際の横加速度 G_y を目標横加速度 G_{yt} に近づけるための制御目標として車両の各車輪のス

リップ率を使用しているが、例えば、各車輪のホイールシリンダW**内のブレーキ液圧等、各車輪に付与されるブレーキ力に応じて変化する物理量であればどのような物理量を制御目標としてもよい。

また、上記実施形態においては、目標横加速度制限値Gytlimitは図3に示すように路面摩擦係数 μ が大きくなるほど線形的に大きくなるように算出されるが、路面摩擦係数 μ が大きくなるほど目標横加速度制限値Gytlimitが大きくなるように設定されれば、路面摩擦係数 μ と目標横加速度制限値Gytlimitとの関係はどのような関係であってもよい。

請 求 の 範 囲

1. 車両の車体速度を取得する車体速度取得手段と、

前記車両の操舵輪の転舵角を変更するステアリングの操作量を取得するステアリング操作量取得手段と、

前記車両に働く加速度の車体左右方向の成分である横加速度の実際値を実横加速度として取得する実横加速度取得手段と、

少なくとも前記車体速度及び前記ステアリング操作量に基いて予め定められた所定の規則に従って前記横加速度の目標値を目標横加速度として算出する目標横加速度算出手段と、

前記実横加速度が前記目標横加速度に近づくように前記車両の前輪及び後輪の各車輪に付与される制動力を制御する制動力制御手段と、

を備えた車両の運動制御装置。

2. 請求の範囲 1 に記載の車両の運動制御装置であって、

前記車両が走行している路面と同車両のタイヤとの間の摩擦係数である路面摩擦係数を取得する路面摩擦係数取得手段と、

前記路面摩擦係数に応じて目標横加速度制限値を設定するとともに前記目標横加速度の絶対値が同目標横加速度制限値より大きいとき同目標横加速度の絶対値が同目標横加速度制限値になるように同目標横加速度を制限する目標横加速度制限手段と、

を備えた車両の運動制御装置。

図1

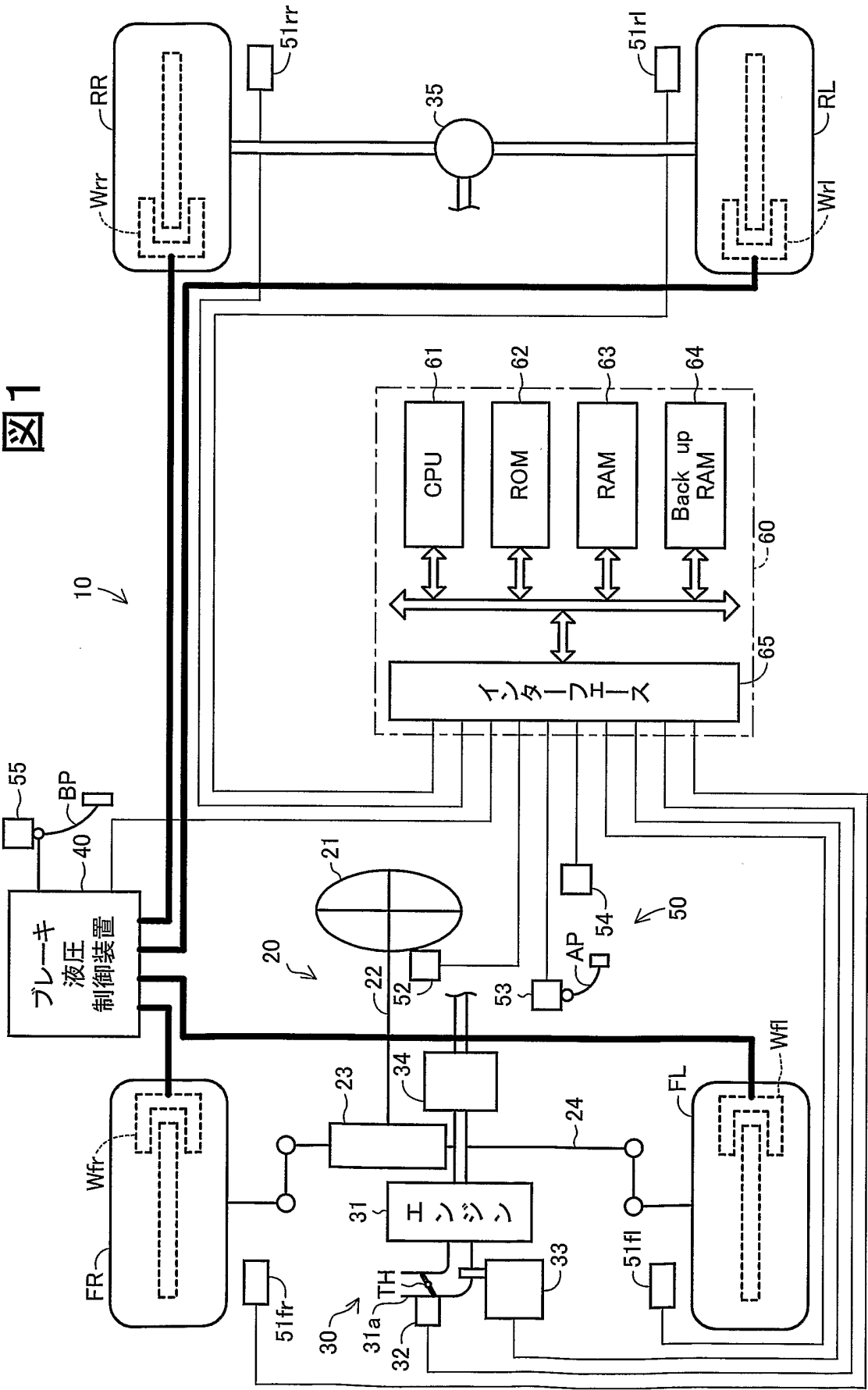


図2

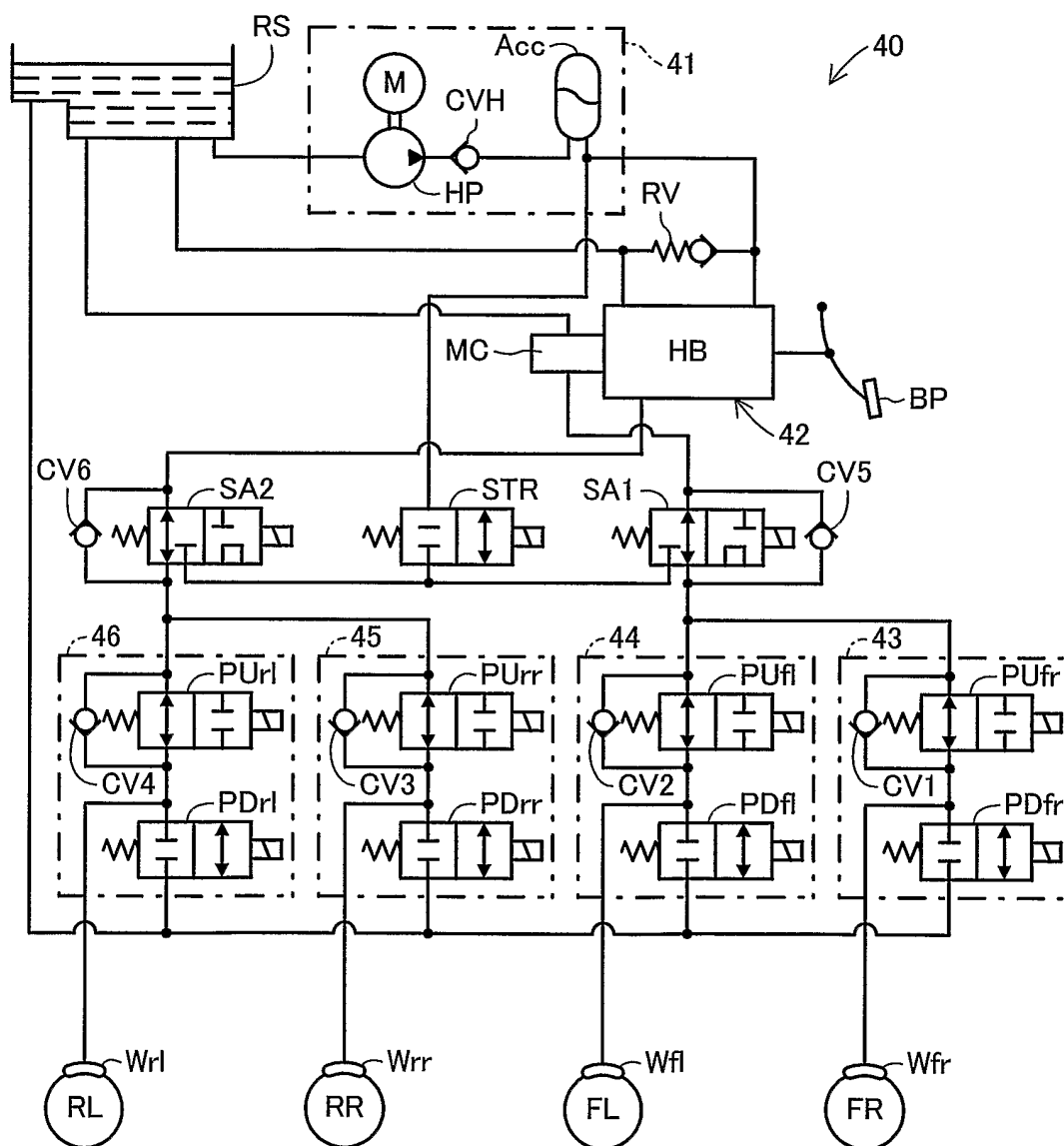


図3

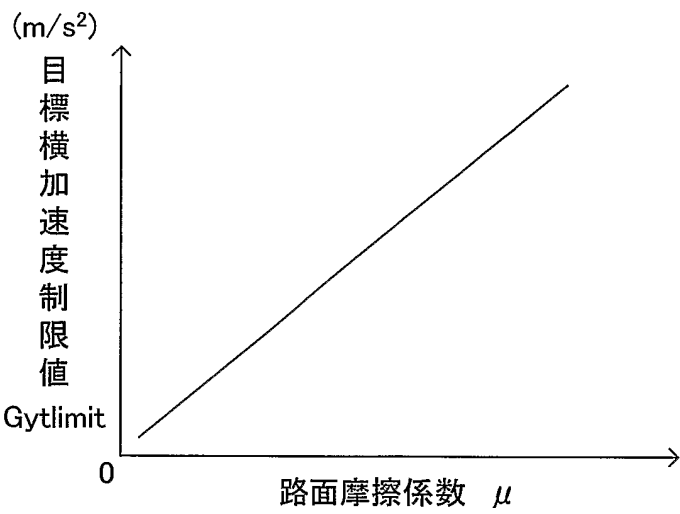


図4

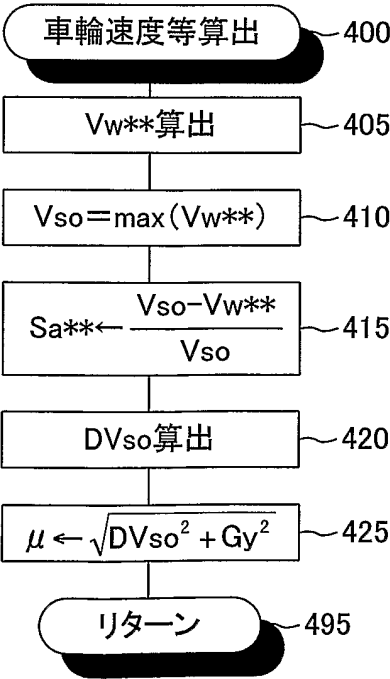


図5

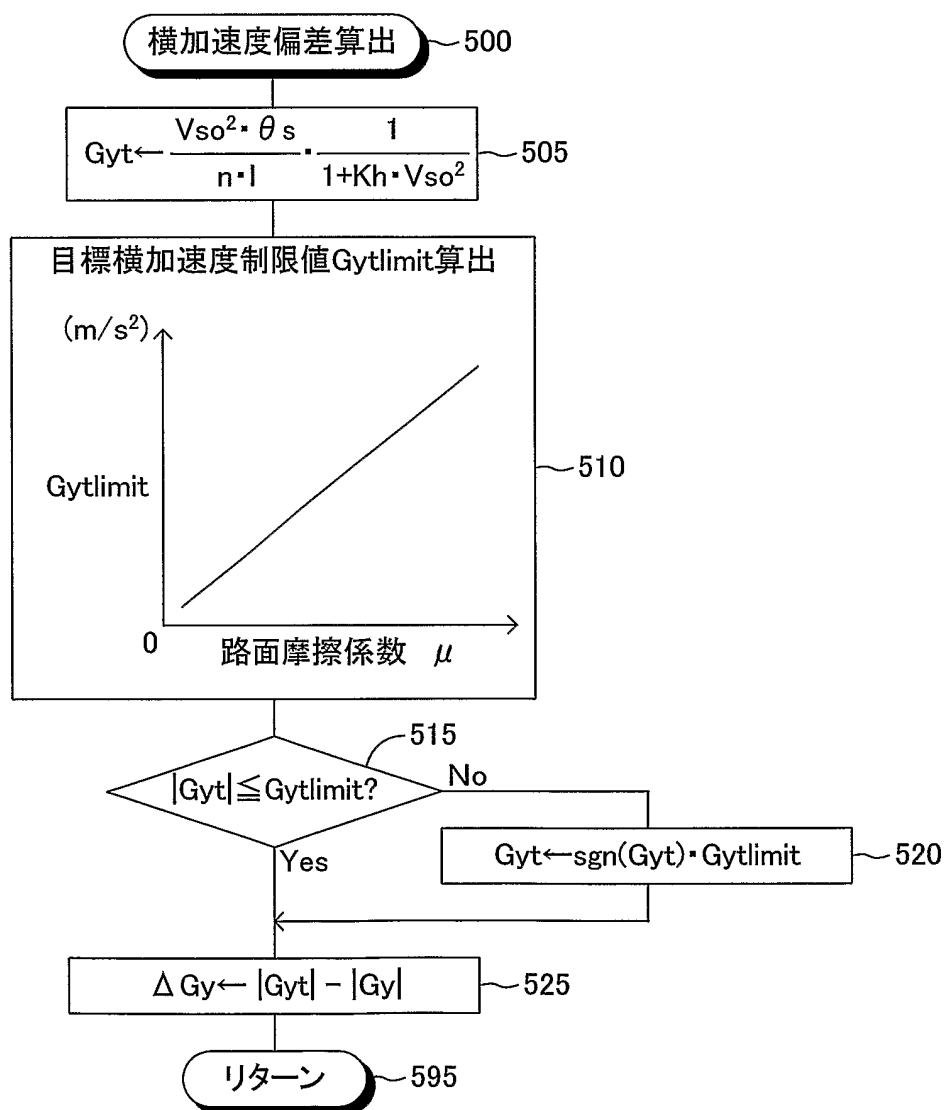


図6

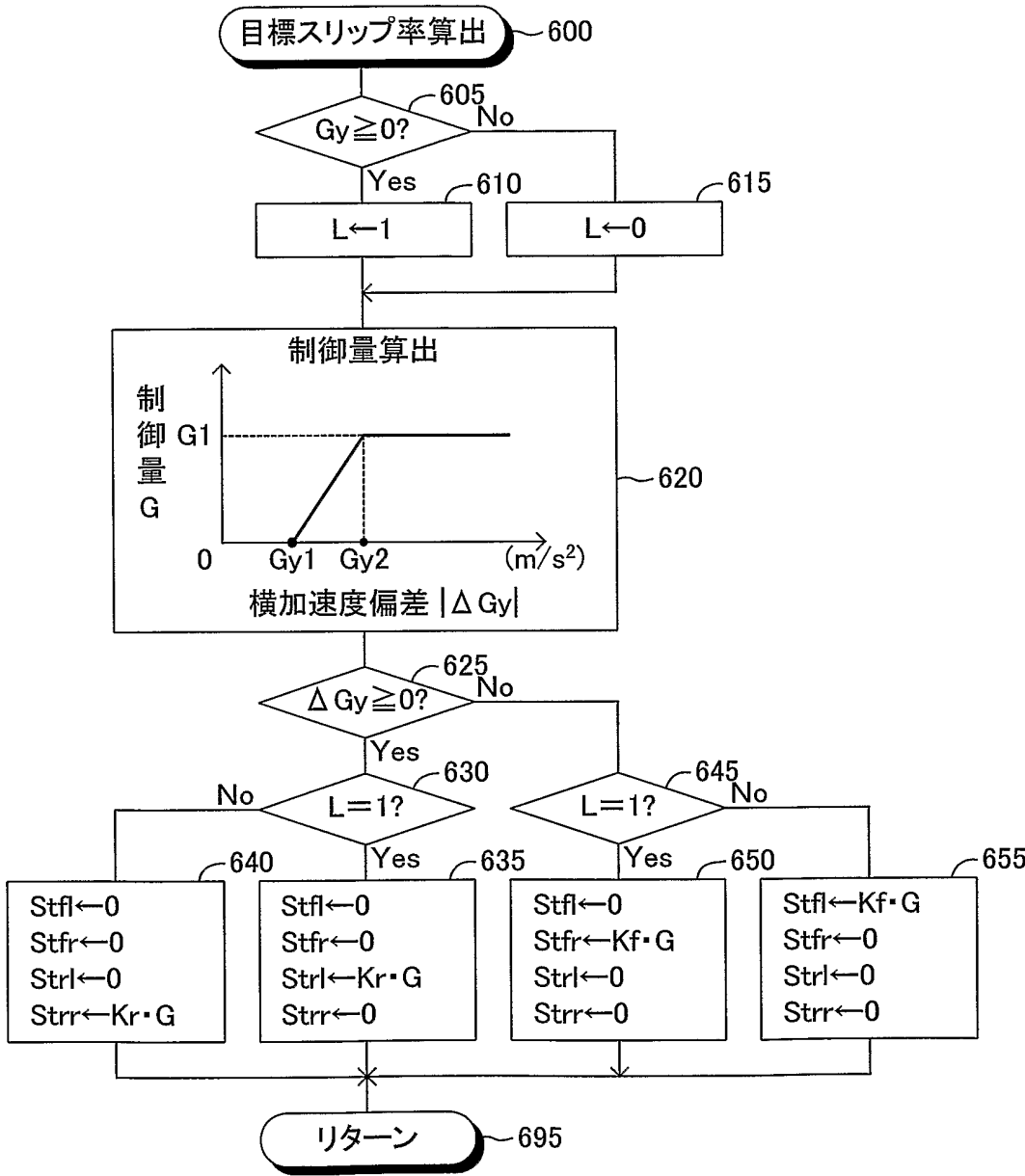


図7

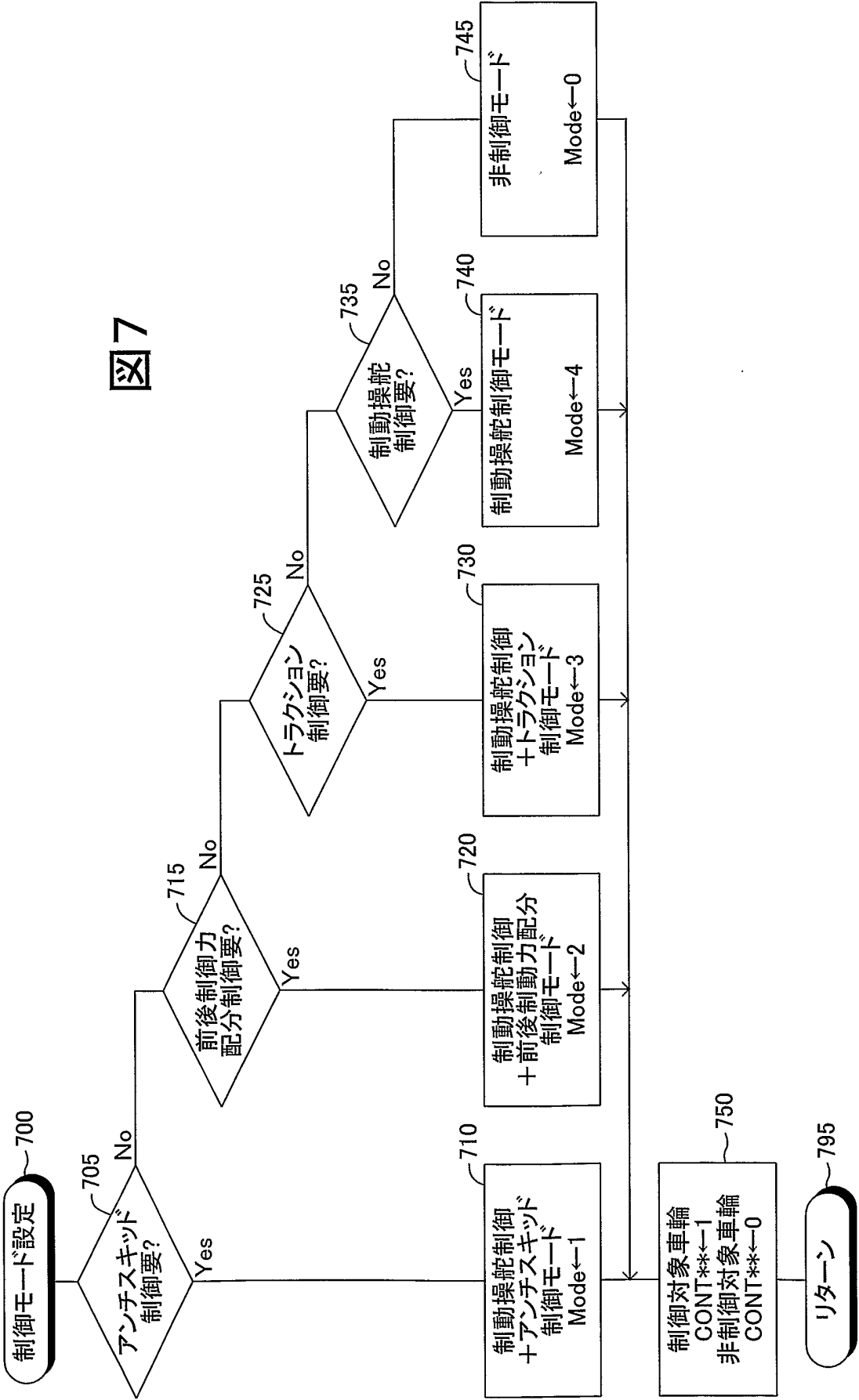
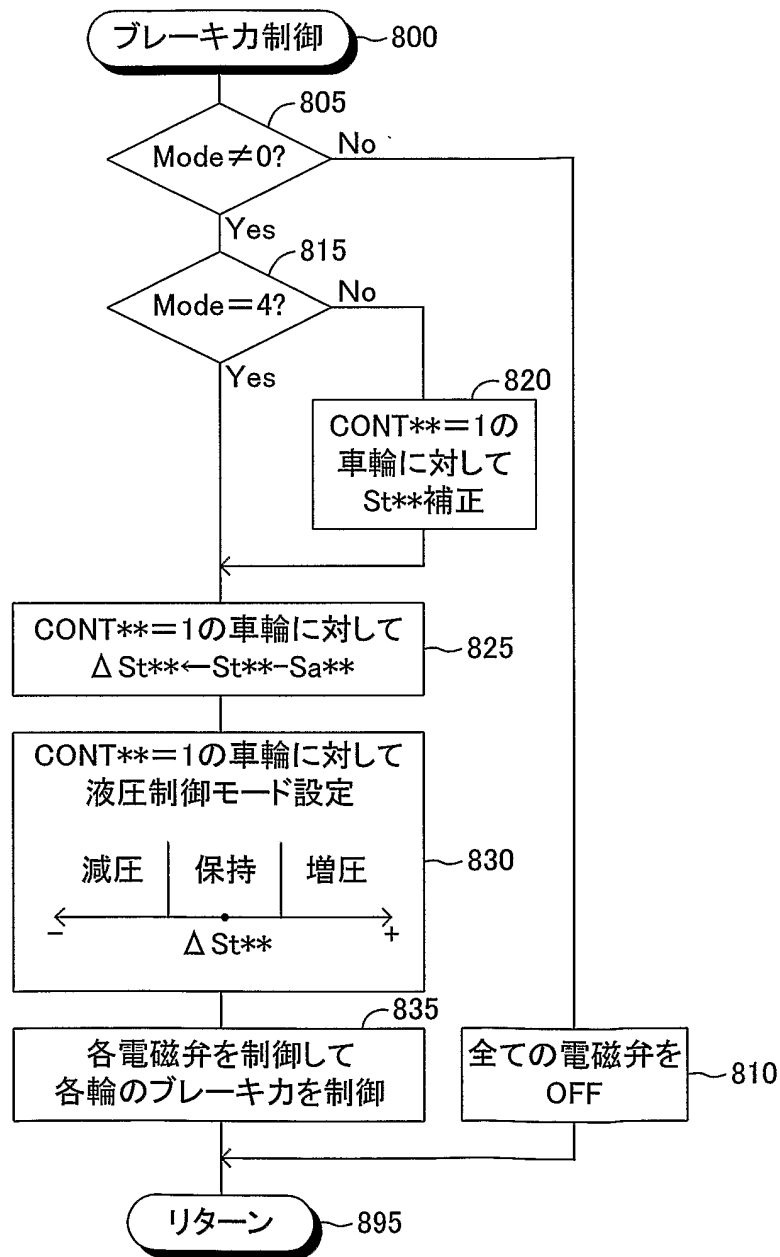


図8



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.
PCT/JP03/09624

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl⁷ B60T8/58

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)

Int.Cl⁷ B60T8/58

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	1996-2003
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2003	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2003

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	JP 2-283555 A (Aisin Seiki Co., Ltd.),	1
Y	21 November, 1990 (21.11.90), & US 4998593 A & DE 4010332 A1	2
Y	JP 11-500379 A (ITT Automotive Europe GmbH.), 12 January, 1999 (12.01.99), Claim 2 & WO 96-16848 A	2

☐ 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 document 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
28 October, 2003 (28.10.03)

Date of mailing of the international search report
11 November, 2003 (11.11.03)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ B60T8/58

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int. Cl⁷ B60T8/58

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報 1922-1996
 日本国公開実用新案公報 1971-2003
 日本国実用新案登録公報 1996-2003
 日本国登録実用新案公報 1994-2003

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 請求の範囲の番号
X	J P 2-283555 A (アイシン精機株式会社) 1990.	1
Y	11.21 &US 4998593 A &DE 4010332 A1	2
Y	J P 11-500379 A (イーテーター・アウトモティーフ エ・オイローペ・ゲゼルシャフト・ミト・ベシュレンクテル・ハフ ツング) 1999.01.12, 特許請求の範囲第2項 &WO 96-16848 A	2

☐ 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

28.10.03

国際調査報告の発送日

11.11.03

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)
 郵便番号100-8915
 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

戸田 耕太郎



3W

9329

電話番号 03-3581-1101 内線 3368