

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4014016号
(P4014016)

(45) 発行日 平成19年11月28日(2007.11.28)

(24) 登録日 平成19年9月21日(2007.9.21)

(51) Int. Cl.

B60K 17/348 (2006.01)

F I

B60K 17/348

B

請求項の数 7 (全 20 頁)

(21) 出願番号 特願平9-292693
 (22) 出願日 平成9年10月24日(1997.10.24)
 (65) 公開番号 特開平11-123946
 (43) 公開日 平成11年5月11日(1999.5.11)
 審査請求日 平成16年9月30日(2004.9.30)

(73) 特許権者 000005348
 富士重工業株式会社
 東京都新宿区西新宿一丁目7番2号
 (74) 代理人 100076233
 弁理士 伊藤 進
 (72) 発明者 高橋 明
 東京都三鷹市大沢3丁目9番6号 株式会
 社スバル研究所内
 (72) 発明者 樋渡 穰
 東京都三鷹市大沢3丁目9番6号 株式会
 社スバル研究所内
 審査官 大内 俊彦

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 4輪駆動車の差動制限制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

制動時における制動力を制御して車輪のロック状態発生を防止するアンチロックブレーキ制御装置を備える車両に搭載し、センターディファレンシャル装置の差動制限力を可変制御する4輪駆動車の差動制限制御装置において、

アクセルオフした際、非制動の場合と制動時の制動力が予め設定する車輪のロック状態を生じる直前の基準制動力以下の場合には上記センターディファレンシャル装置の差動制限力を、エンジンプレーキ力を前後輪重量配分比に見合った配分比で前後輪に分配する予め設定する差動制限力とする一方、制動時の制動力が上記予め設定する基準制動力を超える場合は上記センターディファレンシャル装置の差動制限力を、差動制限を解除する方向に設定することを特徴とする4輪駆動車の差動制限制御装置。

10

【請求項2】

上記予め設定する基準制動力は、路面摩擦係数に応じて設定することを特徴とする請求項1記載の4輪駆動車の差動制限制御装置。

【請求項3】

上記予め設定する基準制動力は、道路勾配に応じて設定することを特徴とする請求項1又は請求項2記載の4輪駆動車の差動制限制御装置。

【請求項4】

上記予め設定する基準制動力は、横加速度に応じて設定することを特徴とする請求項1、2、3のいずれか一つに記載の4輪駆動車の差動制限制御装置。

20

【請求項 5】

上記非制動の場合と上記制動時の制動力が予め設定する基準制動力以下の場合に上記センターディファレンシャル装置の差動制限力として上記予め設定する差動制限力は、車両の車輪減速度が予め設定する基準車輪減速度以上であれば差動制限を解除する方向に補正した値に設定することを特徴とする請求項 1, 2, 3, 4 のいずれか一つに記載の 4 輪駆動車の差動制限制御装置。

【請求項 6】

上記予め設定する基準車輪減速度は、制動力が小さいほど小さな値に設定することを特徴とする請求項 5 記載の 4 輪駆動車の差動制限制御装置。

【請求項 7】

上記予め設定する基準車輪減速度は、路面摩擦係数に応じて設定することを特徴とする請求項 5 記載の 4 輪駆動車の差動制限制御装置。

10

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、制動時における制動力を制御して車輪のロック状態発生を防止するアンチロックブレーキ制御装置を備えた 4 輪駆動車の差動制限制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

近年、制動時における制動力を制御して車輪のロック状態発生を防止するアンチロックブレーキ制御装置（以下、ABS と略称）は多くの車両に搭載され、4 輪駆動車にも搭載されている。

20

【0003】

一般に ABS では制動時における車輪のスリップを検出して制動力を制御するようになっており、前後輪間を直結する 4 輪駆動車に搭載するためには様々な技術が採用される。

【0004】

例えば、特開昭 62 - 43355 公報では、ブレーキペダルが操作された際、センターディファレンシャル装置の差動制限を解除し、車輪のスリップを検出して ABS を作動させる技術が示されている。

【0005】

しかし上記技術ではブレーキペダルを軽く踏み込んだ場合でも前後輪の回転拘束を解除するので、特に何度も繰り返してブレーキペダルを踏んだ場合、前後輪直結状態から解除状態への切り換え頻繁に行われ、走行性能がその都度変化して運転者に違和感を感じさせる場合がある。

30

【0006】

すなわち、それまで 4 輪にエンジンブレーキ力がかかっていたものが、急に前輪あるいは後輪に多くかかるようになるため、車両としてアンダーステア特性が強くなったりあるいは逆に弱くなりすぎたりする。

【0007】

そこで、このような問題を解決するため、特公平 6 - 88504 号公報では、制動時に車輪の回転減速度が所定値以上になったら前後輪の差動制限を解除し、その後 ABS 作動条件が満足すれば ABS 作動を許可するようにして、車輪がよりロック状態に近くなって ABS 制御を必要とし始めることを精度よく予測できるようにしている。

40

【0008】

【発明が解決しようとする課題】

しかしながら、上述の後者の技術のように車輪の回転減速度が大きくなったときにいきなり前後輪の差動制限を解除してしまうと、やはりその瞬間に前輪または後輪のみが急激にスリップし始めて、ABS 制御に入る前の短い時間とはいえ、アンダーステア特性の大きな変化をもたらしかねない。

【0009】

50

さらに、一般舗装路面などの高 μ 路での通常の急制動においては、車輪はスリップしないままで大きく回転速度が落ち込むことがあり、その瞬間に前後輪の拘束が解除されることになる。この場合はエンジブレキ力そのものは全体のブレーキ力に比べて相対的に弱いものであるため前後輪の一方だけがそのエンジブレキ力の影響で大きくアンダーステア特性を変化させてしまうことはないが、強いブレーキングの途中で前後輪の拘束が解除されることによる駆動系のショック及びそれによる衝撃音が発生する可能性がある。

【0010】

本発明は上記事情に鑑みてなされたもので、雪道などの滑りやすい路面においてアクセルオフした際、エンジブレキ力が前輪または後輪に過剰に偏りその車輪がスリップを誘発して過度なアンダーステア特性またはオーバーステア特性となってしまうのを防止し、ABS制御が確実に必要となる場面においてのみ、前後輪の独立したスリップ状態を検出するため前後輪の差動制限を解除し、例え高 μ 路での急制動時においても前後輪の回転的拘束を解くことによる駆動系のショック発生を防止できる4輪駆動車の差動制限制御装置を提供することを目的としている。

10

【0011】

【課題を解決するための手段】

上記目的を達成するため請求項1記載の本発明による4輪駆動車の差動制限制御装置は、制動時における制動力を制御して車輪のロック状態発生を防止するアンチロックブレーキ制御装置を備える車両に搭載し、センターディファレンシャル装置の差動制限力を可変制御する4輪駆動車の差動制限制御装置において、アクセルオフした際、非制動の場合と制動時の制動力が予め設定する車輪のロック状態を生じる直前の基準制動力以下の場合は上記センターディファレンシャル装置の差動制限力を、エンジブレキ力を前後輪重量配分比に見合った配分比で前後輪に分配する予め設定する差動制限力とする一方、制動時の制動力が上記予め設定する基準制動力を超える場合は上記センターディファレンシャル装置の差動制限力を、差動制限を解除する方向に設定するものである。

20

【0012】

上記請求項1記載の4輪駆動車の差動制限制御装置は、アクセルオフした際、非制動の場合はセンターディファレンシャル装置の差動制限力を、エンジブレキ力を前後輪重量配分比に見合った配分比で前後輪に分配する予め設定する差動制限力とする。次に制動されると制動力が予め設定する車輪のロック状態を生じる直前の基準制動力以下の場合では上記センターディファレンシャル装置の差動制限力が、エンジブレキ力を前後輪重量配分比に見合った配分比で前後輪に分配する予め設定する差動制限力に設定される。制動時の制動力が上記予め設定する基準制動力を超える場合は上記センターディファレンシャル装置の差動制限力が、差動制限を解除する値に設定される。そして所定の条件でアンチロックブレーキ制御装置が作動して制動時の制動力を制御して車輪のロック状態発生を防止する。また、上記非制動の場合と上記制動時の制動力が予め設定する基準制動力以下の場合に上記センターディファレンシャル装置の差動制限力として上記予め設定する差動制限力は、エンジブレキ力を前後輪重量配分比に見合った配分比で前後輪に分配する値に設定するので、前後輪に影響するエンジブレキ力に基づく正確な差動制限力の設定が行え、前輪または後輪だけが大きくスリップしないよう前後輪の差回転を抑え、安定したアンダーステア特性を正確に維持する。

30

40

【0014】

さらに、請求項2記載の本発明による4輪駆動車の差動制限制御装置は、上記請求項1記載の4輪駆動車の差動制限制御装置において、上記予め設定する基準制動力は、路面摩擦係数に応じて設定するので、車輪のロック状態を生じる直前が正確に求められる。

【0015】

また、請求項3記載の本発明による4輪駆動車の差動制限制御装置は、上記請求項1又は請求項2記載の4輪駆動車の差動制限制御装置において、上記予め設定する基準制動力は、道路勾配に応じて設定するので、車輪のロック状態を生じる直前が正確に求められる。

50

【0016】

さらに、請求項4記載の本発明による4輪駆動車の差動制限制御装置は、上記請求項1, 2, 3のいずれか一つに記載の4輪駆動車の差動制限制御装置において、上記予め設定する基準制動力は、横加速度に応じて設定するので、車輪のロック状態を生じる直前が正確に求められる。

【0018】

さらに、請求項5記載の本発明による4輪駆動車の差動制限制御装置は、上記請求項1, 2, 3, 4のいずれか一つに記載の4輪駆動車の差動制限制御装置において、上記非制動の場合と上記制動時の制動力が予め設定する基準制動力以下の場合に上記センターディファレンシャル装置の差動制限力として上記予め設定する差動制限力は、車両の車輪減速度が予め設定する基準車輪減速度以上であれば差動制限を解除する方向に補正した値に設定するので、ブレーキペダルを軽く踏み込んだ場合でも車輪がロックしそうな状態では確実にアンチロックブレーキ制御装置が作動できる。

10

【0019】

また、請求項6記載の本発明による4輪駆動車の差動制限制御装置は、上記請求項5記載の4輪駆動車の差動制限制御装置において、上記予め設定する基準車輪減速度は、制動力が小さいほど小さな値に設定するのでブレーキペダルを軽く踏み込んだ場合でも車輪がロックしそうな状態を正確に検出する。

【0020】

さらに、請求項7記載の本発明による4輪駆動車の差動制限制御装置は、上記請求項5記載の4輪駆動車の差動制限制御装置において、上記予め設定する基準車輪減速度は、路面摩擦係数に応じて設定するので、路面状況に応じてブレーキペダルを軽く踏み込んだ場合でも車輪がロックしそうな状態を正確に検出する。

20

【0021】

【発明の実施の形態】

以下、図面に基づいて本発明の実施の形態を説明する。

図1～図5は本発明の実施の第1形態を示し、図1は差動制限制御装置を適用した4輪駆動車の全体の概略構成を示す説明図、図2は差動制限制御のフローチャート、図3は差動制限トルクの特性の一例を示す説明図、図4はブレーキ力とブレーキ液圧との関係図、図5は差動制限力のブレーキ液圧に対する領域の説明図である。尚、本発明の実施の第1形態の車両は、複合プラネタリギヤ式のセンターディファレンシャル装置および自動変速装置を有する4輪駆動車を例に説明する。

30

【0022】

図1において、符号1は車両前部に配置されたエンジンを示し、このエンジン1による駆動力は、上記エンジン1後方の自動変速装置(トルクコンバータ等も含んで図示)2からトランスミッション出力軸2aを経てセンターディファレンシャル装置3に伝達され、このセンターディファレンシャル装置3から、リヤドライブ軸4、プロペラシャフト5、ドライブピニオン軸部6を介して後輪終減速装置7に入力される一方、トランスファドライブギヤ8、トランスファドリブンギヤ9、ドライブピニオン軸部となっているフロントドライブ軸10を介して前輪終減速装置11に入力されるように構成されている。ここで、上記自動変速装置2、センターディファレンシャル装置3および前輪終減速装置11等は、一体にケース12内に設けられている。

40

【0023】

上記後輪終減速装置7に入力された駆動力は、後輪左ドライブ軸13rlを経て左後輪14rlに、後輪右ドライブ軸13rrを経て右後輪14rrに伝達される一方、上記前輪終減速装置11に入力された駆動力は、前輪左ドライブ軸13flを経て左前輪14flに、前輪右ドライブ軸13frを経て右前輪14frに伝達されるようになっている。

【0024】

上記センターディファレンシャル装置3は、入力側の上記トランスミッション出力軸2aに大径の第1のサンギヤ15が形成されており、この第1のサンギヤ15が小径の第1の

50

ピニオン 16 と噛合して第 1 の歯車列が形成されている。

【 0 0 2 5 】

また、後輪への出力を行う上記リヤドライブ軸 4 には、小径の第 2 のサンギヤ 17 が形成されており、この第 2 のサンギヤ 17 が大径の第 2 のピニオン 18 と噛合して第 2 の歯車列が形成されている。

【 0 0 2 6 】

上記第 1 のピニオン 16 と上記第 2 のピニオン 18 はピニオン部材 19 に一体に形成されており、複数（例えば 3 個）の上記ピニオン部材 19 が、キャリア 20 に設けた固定軸に回転自在に軸支されている。

【 0 0 2 7 】

上記キャリア 20 の前端には、上記トランスファドライブギヤ 8 が連結され、前輪への出力が行われるようになっている。

【 0 0 2 8 】

また、上記キャリア 20 には、前方から上記トランスミッション出力軸 2 a が回転自在に挿入される一方、後方からは上記リヤドライブ軸 4 が回転自在に挿入されて、空間中央に上記第 1 のサンギヤ 15 と上記第 2 のサンギヤ 17 を格納する。そして、上記複数のピニオン部材 19 の上記各第 1 のピニオン 16 が上記第 1 のサンギヤ 15 に、上記各第 2 のピニオン 18 が上記第 2 のサンギヤ 17 に、共に噛合されている。

【 0 0 2 9 】

こうして、入力側の上記第 1 のサンギヤ 15 に対し、上記第 1 , 第 2 のピニオン 16 , 18 および上記第 2 のサンギヤ 17 を介して一方の出力側に、上記第 1 , 第 2 のピニオン 16 , 18 の上記キャリア 20 を介して他方の出力側に噛み合い構成され、リングギヤの無い複合プラネタリギヤを成している。

【 0 0 3 0 】

そしてかかる複合プラネタリギヤ式センターディファレンシャル装置 3 は、上記第 1 , 第 2 のサンギヤ 15 , 17、および、これらサンギヤ 15 , 17 の周囲に複数個配置される上記第 1 , 第 2 のピニオン 16 , 18 の歯数を適切に設定することで差動機能を有する。

【 0 0 3 1 】

また、上記第 1 , 第 2 のサンギヤ 15 , 17 と上記第 1 , 第 2 のピニオン 16 , 18 との噛み合いピッチ半径を適切に設定することで、基準トルク配分を所望の配分（例えば、後輪偏重にした不等トルク配分）にすることができるようになっているのである。

【 0 0 3 2 】

さらに、上記センターディファレンシャル装置 3 は、上記第 1 , 第 2 のサンギヤ 15 , 17 と上記第 1 , 第 2 のピニオン 16 , 18 とを例えばはすば歯車にし、上記第 1 の歯車列と上記第 2 の歯車列のねじれ角を異にしてスラスト荷重を相殺させることなくスラスト荷重を残留させ上記ピニオン部材 19 の両端で発生する摩擦トルクを、上記第 1 , 第 2 のピニオン 16 , 18 と上記キャリア 20 に設けた固定軸の表面に噛み合いによる分離、接線荷重の合成力が作用し、摩擦トルクが生じるように設定して、入力トルクに比例した差動制限トルクを得られるようにすることで、このセンターディファレンシャル装置 3 自体によっても差動制限機能が得られるようになっている。

【 0 0 3 3 】

上記センターディファレンシャル装置 3 の 2 つの出力部材、すなわち上記キャリア 20 と上記第 2 のサンギヤ 17 との間には、差動制限制御装置 70 により上記センターディファレンシャル装置 3 の差動制限力を制御して可変に駆動力配分を行う油圧多板クラッチ 21 が形成されている。

【 0 0 3 4 】

上記油圧多板クラッチ 21 は、上記第 2 のサンギヤ 17 と一体のリヤドライブ軸 4 側に複数のドリブプレート 21 a が設けられ、上記キャリア 20 側に複数のドライブプレート 21 b が交互に重ねて設けられている。そして、上記ケース 12 側に配設されたピストン、押圧プレート等により、上記差動制限制御装置 70 で制御される油圧装置と連結された

10

20

30

40

50

油圧室（以上、油圧多板クラッチ 2 1 の押圧部品関連図示せず）の油圧で押圧され動作させられるようになっている。

【 0 0 3 5 】

このため、上記油圧多板クラッチ 2 1 が開放された状態（上記油圧多板クラッチ 2 1 による差動制限力が 0 の状態）では、上記センターディファレンシャル装置 3 によるトルク配分がそのまま出力されるが、上記油圧多板クラッチ 2 1 が完全に圧着すると上記センターディファレンシャル装置 3 による差動が完全に制限されてトルク配分が停止され、前後直結状態となる。

【 0 0 3 6 】

上記油圧多板クラッチ 2 1 の圧着力（締結力）は、上記差動制限制御装置 7 0 で制御され、例えば基準トルク配分が後輪偏重の、前後 3 5 : 6 5 とすると、前後 3 5 : 6 5 から前後直結状態で得られるトルク配分、例えば 5 0 : 5 0 の間でトルク配分制御されるようになっている。すなわち、上記センターディファレンシャル装置 3 の差動制限力（上記油圧多板クラッチ 2 1 の圧着力）を 0 とした場合の前後トルク配分は 3 5 : 6 5 となり、差動制限力を最大とした場合の前後トルク配分は 5 0 : 5 0 となる。

【 0 0 3 7 】

符号 2 5 は車両のブレーキ駆動部を示し、このブレーキ駆動部 2 5 には、ドライバにより操作されるブレーキペダル 2 6 と接続されたマスターシリンダ 2 7 が接続されており、ドライバが上記ブレーキペダル 2 6 を操作すると上記マスターシリンダ 2 7 により、上記ブレーキ駆動部 2 5 を通じて、4 輪 1 4 fl, 1 4 fr, 1 4 rl, 1 4 rr の各ホイールシリンダ（左前輪ホイールシリンダ 2 8 fl, 右前輪ホイールシリンダ 2 8 fr, 左後輪ホイールシリンダ 2 8 rl, 右後輪ホイールシリンダ 2 8 rr）にブレーキ圧が導入され、これにより 4 輪にブレーキがかかって制動されるように構成されている。

【 0 0 3 8 】

上記ブレーキ駆動部 2 5 は、加圧源、減圧弁、増圧弁等を備えたハイドロリックユニットで、入力信号に応じて、上記各ホイールシリンダ 2 8 fl, 2 8 fr, 2 8 rl, 2 8 rr に対して、それぞれ独立にブレーキ圧を導入自在に形成されている。

【 0 0 3 9 】

上記各車輪 1 4 fl, 1 4 fr, 1 4 rl, 1 4 rr は、それぞれの車輪速度が車輪速度センサ（左前輪速度センサ 2 9 fl, 右前輪速度センサ 2 9 fr, 左後輪速度センサ 2 9 rl, 右後輪速度センサ 2 9 rr）により検出されるようになっている。

【 0 0 4 0 】

また、上記マスターシリンダ 2 7 には、ブレーキ液圧を検出するマスターシリンダ液圧センサ 3 0 が設けられ、車両のハンドル部には、ハンドルの回転角を検出するハンドル角センサ 3 1 が設けられている。

【 0 0 4 1 】

さらに、上記ブレーキペダル 2 6 はブレーキペダル 2 6 の ON - OFF がブレーキペダルスイッチ 3 2 で検出され、アクセルペダル 3 3 はアクセルペダル 3 3 の ON - OFF がアクセルペダルスイッチ 3 4 で検出されるようになっている。

【 0 0 4 2 】

車両にはマイクロコンピュータとその周辺回路で形成されたアンチロックブレーキ制御装置 4 0 が搭載されており、このアンチロックブレーキ制御装置 4 0 には、上記車輪速度センサ 2 9 fl, 2 9 fr, 2 9 rl, 2 9 rr、ブレーキペダルスイッチ 3 2 からの各信号が入力され、演算を行い、ABS 作動条件（制動時に車輪の減速度が設定減速度を超える条件）の判定、アンチロックブレーキの作動等を行うようになっている。

【 0 0 4 3 】

具体的には、上記車輪速度センサ 2 9 fl, 2 9 fr, 2 9 rl, 2 9 rr、ブレーキペダルスイッチ 3 2 からの各信号に基づいて各車輪の速度、加減速度および疑似的演算車体速度（ブレーキペダル 2 6 が踏まれており、かつ車輪速度の減速度が所定値以上の場合は急ブレーキと判断し、その時点の車輪速度を初速として設定し、それ以降は所定の減速度で減速さ

10

20

30

40

50

せて演算した値)などを演算し、疑似的演算車体速度と車輪速度との比較、車輪の加減速の大きさなどから判断してアンチロックブレーキ作動の際に増圧、保持、減圧の3つの油圧モードを選択し、選択された所定のブレーキ制御信号を上記ブレーキ駆動部25に出力するようになっている。また、上記アンチロックブレーキ制御装置40の作動信号は、トランスミッション制御装置50、上記差動制限制御装置70に対しても出力されるようになっている。

【0044】

上記トランスミッション制御装置50は、上記自動変速装置2に関して、変速制御、ロックアップ制御、ライン圧制御等の制御を行うもので、本発明の実施の第1形態では、このトランスミッション制御装置50から変速比 I_m が上記差動制限制御装置70に対して出力されるようになっている。

10

【0045】

また、上記トランスミッション制御装置50には、上記アンチロックブレーキ制御装置40の作動信号が入力され、上記アンチロックブレーキ制御装置40が作動条件(制動時に車輪の減速度が設定減速度を超える条件)となった際に、ギヤ位置を高速段にシフトアップしてエンジンプレーキ力の影響が少なくなるように制御する。

【0046】

さらに、符号60はエンジン制御装置を示し、上記エンジン1に関して、上記エンジン制御装置60は、燃料噴射制御、点火時期制御、空燃比制御、過給圧制御、スロットル開度制御等を行うもので、本発明の実施の第1形態では、このエンジン制御装置60からスロ

20

【0047】

上記差動制限制御装置70は、上記車輪速度センサ29fl, 29fr, 29rl, 29rrから各車輪速度、マスターシリンダ液圧センサ30からブレーキ液圧、ハンドル角センサ31からハンドル角、アクセルペダルスイッチ34からアクセルペダル33のON-OFF信号、トランスミッション制御装置50から変速比 I_m 、エンジン制御装置60からスロットル開度 th 、アンチロックブレーキ制御装置40からアンチロックブレーキ作動の状態を示す信号等が入力され、これら各信号に基づき演算を行って上記センターディファレンシャル装置3に対する上記油圧多板クラッチ21による差動制限力の設定を行って、前述した如く、車両を前後35:65から例えば50:50の間でトルク配分制御(動力配分

30

【0048】

具体的には、アクセルオフした際、非制動の場合と制動時の制動力(ブレーキ力)が予め設定する車輪のロック状態を生じる直前の基準制動力 F_s 以下の場合には上記センターディファレンシャル装置3の差動制限力を予め設定する差動制限力 S_c とする一方、制動時のブレーキ力が上記予め設定する基準制動力 F_s を超える場合には上記センターディファレンシャル装置3の差動制限力を差動制限を解除する値、すなわち0に設定する。

【0049】

ここで、上記予め設定する差動制限力 S_c は、本発明の実施の第1形態では一定値で、通常の走行で考えられる中で安全側にとった値、例えば、2速でエンジン回転数5000rpmで発生するエンジンプレーキ力 $\times 0.2$ である。また、上記基準制動力 F_s は、本発明の実施の第1形態では実際の代表的な滑りやすい路面を想定した一定値である。

40

【0050】

すなわち、アクセルオフで非制動の場合は、前輪または後輪だけが大きくスリップしないよう前後輪の差回転を抑えるように差動制限力 S_c で上記センターディファレンシャル装置3の差動を制限し、安定したアンダーステア特性を維持するようになっている。

【0051】

また、アクセルオフでドライバが上記ブレーキペダル26を踏むと、その踏力に応じて上記マスターシリンダ27内のブレーキ液圧が上昇する。ブレーキ力 F_b とブレーキ液圧 P_b との関係は図4に示すように与えられ、上記ブレーキペダル26を踏んでブレーキ液圧

50

P_bがP₀に達してから各車輪にブレーキ力が働き始める。このブレーキ液圧P_bがP₀に達した点においてブレーキが作用し始めたと認識する。そこからさらに上記ブレーキペダル26を踏み込んで、P_s(基準ブレーキ液圧：上記基準制動力F_sに対応するブレーキ液圧) P_bならば前後輪の差動制限制御を特に変更しない。P_s<P_bとなったとき、大きな制動力がかかったために車輪がブレーキロックを起こす虞があるとして、ABS制御へ入ることを促進するため、上記センターディファレンシャル装置3の差動制限力を差動制限を解除する値、すなわち0に設定するようになっている。

【0052】

したがって、以上のアクセルオフした際の非制動の場合と制動時(アンチロックブレーキ作動条件成立時以外の制動時)の場合の差動制限力のブレーキ液圧に対する領域は図5に示すようになる。

10

【0053】

制動時に上記アンチロックブレーキ制御装置3の作動する条件になった際は、上記センターディファレンシャル装置3の差動制限力を小さな所定値に設定してABS制御上、車輪のロック回復を助けるようになっている。

【0054】

また、上述のアクセルオフの場合以外では、例えば、上記油圧多板クラッチ21による差動制限力は、図3に示すように、スロットル開度 θ_h と速度Vをパラメータとしたデューティ比のテーブルマップを予め設定しておき、走行状態からマップ値を検索し制御することを基本とし、そしてこの通常の差動制限制御は、通常制御、発進制御、転舵制御、スリップ制御等で実行される。

20

【0055】

主として、上記通常制御では、上記テーブルマップを通常制御用として、1速から4速及び後退の各変速段ごとに合計5面持ち、スロットル開度 θ_h が低開度及び高車速領域ほど差動制限トルクを低めの値に制御して旋回性能の向上や燃費向上を図っている。

【0056】

上記発進制御では、低 μ 路における容易かつスムーズな発進性能を確保するため、車速0km/hかつ車両が直進状態と判断される場合、スロットル開度 θ_h に比例した値に差動制限トルクを制御する。

【0057】

上記転舵制御では、低車速域での操舵感を向上させるため、設定車速領域で通常制御に対して前後輪回転比 N_R/N_F (N_R :後輪回転数, N_F :前輪回転数)に応じ差動制限トルクを低減する制御を行っている。

30

【0058】

上記スリップ制御では、最大駆動力の確保や走行安定性の向上を図るため、後輪または前輪が設定値以上にスリップした場合、通常制御に対して差動制限トルクを高い値に制御する。

【0059】

そして、上記差動制限制御装置70での制御を、図2に示すフローチャートで説明する。この制御プログラムは、例えば、車両が走行中、所定時間毎に実行され、まず、ステップ(以下、「S」と略称)101で、各センサ、スイッチ、制御装置からの信号を読み込み、S102に進み、アクセルペダルスイッチ34の状態を判定する。

40

【0060】

上記S102で上記アクセルペダルスイッチ34がON状態でありアクセルオンの場合はS103に進み、センターディファレンシャル装置3を上述の通常の差動制限制御としてプログラムを抜け、一方、上記アクセルペダルスイッチ34がOFF状態でありアクセルオフの場合はS104に進み、ブレーキ液圧P_bと予め設定しておいた基準制動力F_sに対応する基準ブレーキ液圧P_sとの比較を行う。

【0061】

そして、上記S104で、P_s P_b、すなわち非制動の場合と制動時のブレーキ液圧P

50

bが基準ブレーキ液圧 P_s 以下（換言すればブレーキ力 F_b が基準制動力 F_s 以下）の場合はS105に進み、上記センターディファレンシャル装置3の差動制限力 S_c とする一方、 $P_s < P_b$ 、すなわち制動時のブレーキ液圧 P_b が上記基準ブレーキ液圧 P_s を超える（ブレーキ力 F_b が基準制動力 F_s を超える）場合はS106に進み、上記センターディファレンシャル装置3の差動制限力を差動制限を解除する値、すなわち0に設定する。

【0062】

上記S105あるいは上記S106からはS107に進む。このS107以降の処理はABS制御に関する処理であり、S107ではABSの作動条件（制動時に車輪の減速度が設定減速度を超える条件）が満足されているか否か判定し、ABSの作動条件が満足されていなければ、そのままプログラムを抜ける。一方、上記S107でABSの作動条件が満足されていると判定した際にはS108に進み、上記センターディファレンシャル装置3の差動制限力を小さい所定値として、ABS制御上、車輪のロック回復を助ける。

10

【0063】

その後、S109に進み、トランスミッション制御装置50でエンジンプレーキ力の影響を排除すべくギヤ位置が高速段にシフトアップされて、S110に進み、ABSが作動される。

【0064】

そして、S111に進みABSが作動中か否か判定され、ABSが作動中の場合には再び上記S110に戻りABSの作動が行われ、ABSが非作動の場合にはプログラムを抜ける。

20

【0065】

このように、本発明の実施の第1形態によれば、アクセルオフした際、非制動の場合と制動時の制動力が予め設定する車輪のロック状態を生じる直前の基準制動力 F_s 以下の場合には上記センターディファレンシャル装置3の差動制限力を予め設定する差動制限力 S_c とするので、雪道などの滑りやすい路面においてアクセルオフした際、エンジンプレーキ力が前輪または後輪に過剰に偏りその車輪がスリップを誘発して過度なアンダーステア特性またはオーバーステア特性となってしまうのを防止できる。

【0066】

また、制動時のブレーキ力が上記予め設定する基準制動力 F_s を超える場合に上記センターディファレンシャル装置3の差動制限力を差動制限を解除する値、すなわち0に設定するので、ABS制御が確実に必要となる場面においてのみ、前後輪の独立したスリップ状態を検出するため前後輪の差動制限を解除し、例えば高 μ 路での急制動時においても前後輪の回転的拘束を解くことによる駆動系のショック発生を防止できる。

30

【0067】

次に、図6および図7は本発明の実施の第2形態を示し、図6は差動制限制御のフローチャート、図7は基準ブレーキ液圧演算ルーチンのフローチャートである。尚、本発明の実施の第2形態は、前記第1形態での基準ブレーキ液圧 P_s を路面摩擦係数に応じて設定するようにしたもので、他の構成、作用は上記第1形態と同様である。

【0068】

本発明の実施の第2形態において路面摩擦係数（路面 μ ）は、例えば、本出願人が、特開平8-2274号公報で提案した路面 μ の推定方法で演算するものである。

40

【0069】

上記路面 μ 推定方法は、舵角、車速、実ヨーレートにより車両の横運動の運動方程式に基づき前後輪のコーナリングパワを非線形域に拡張して推定し、高 μ 路（ $\mu = 1.0$ ）での前後輪の等価コーナリングパワに対する上記推定した前後輪のコーナリングパワの比から路面 μ を推定するものである。

【0070】

このため、本発明の実施の第2形態による差動制限制御装置70には、上記第1形態に加え、図1中に示すヨーレートセンサ71が接続されている。そして、本第2形態による差動制限制御は、図6のフローチャートに示す如く、S102でアクセルペダルスイッチ3

50

4 が OFF 状態でありアクセルオフの場合、S 2 0 0 に進み、後述の基準ブレーキ液圧演算ルーチンに従って基準ブレーキ液圧 P_s を演算し、S 1 0 4 に進み、ブレーキ液圧 P_b と上記 S 2 0 0 で演算した基準ブレーキ液圧 P_s との比較を行う。この S 1 0 4 以降は前記第 1 形態と同様の処理である。

【 0 0 7 1 】

上記基準ブレーキ液圧演算ルーチンは、図 7 に示すように、まず、S 2 0 1 で路面 μ を推定し、S 2 0 2 に進み基準ブレーキ力 F_s を演算する。この演算は、例えば以下の路面 μ に応じた式で行う。

$$F_s = a_1 \cdot W \cdot \mu + b_1 \quad \dots (1)$$

ここで、 W は車両重量、 a_1 、 b_1 は路面 μ の推定誤差等を考慮して予め設定した補正係数である。 10

【 0 0 7 2 】

次いで、S 2 0 3 に進み、上記 S 2 0 2 で演算した基準ブレーキ力 F_s を基準ブレーキ液圧 P_s にマップ等参照して換算した後、S 2 0 4 に進む。

【 0 0 7 3 】

上記 S 2 0 4 では、算出した基準ブレーキ液圧 P_s と予め求めておいた上限値 P_{smax} との比較を行う。ここで、この上限値 P_{smax} は、実車試験により駆動系のショックの発生が問題とならないように設定されており、例えば、0.5 g 程度の減速度が得られる程度のブレーキ力を発生するブレーキ液圧に設定されている。

【 0 0 7 4 】

そして、上記 S 2 0 4 の比較の結果、上記算出した基準ブレーキ液圧 P_s が上記上限値 P_{smax} より低い場合 ($P_s < P_{smax}$ の場合) は S 2 0 5 に進み基準ブレーキ液圧 P_s を上記算出した基準ブレーキ液圧 P_s に決定し、上記算出した基準ブレーキ液圧 P_s が上記上限値 P_{smax} 以上の場合 ($P_s \geq P_{smax}$ の場合) は S 2 0 6 に進み基準ブレーキ液圧 P_s を上記上限値 P_{smax} に決定してルーチンを抜ける。 20

【 0 0 7 5 】

このように本発明の実施の第 2 形態によれば、基準ブレーキ液圧が路面 μ に応じて設定されるので、路面状態に応じた正確な基準ブレーキ液圧の設定が行え、車輪のロック状態を生じる直前のタイミングが正確に求められる。

【 0 0 7 6 】

また、基準ブレーキ液圧の設定は上限値以内で設定され、特に一般舗装路などの高 μ 路面で、前後輪間で大きな差動制限力の移動が急になくすることにより発生しうる駆動系のショックが回避できる。 30

【 0 0 7 7 】

次に、図 8 は本発明の実施の第 3 形態による基準ブレーキ液圧演算ルーチンのフローチャートである。尚、本発明の実施の第 3 形態は、前記第 2 形態での路面 μ に応じて基準ブレーキ液圧を演算することに加え、走行路の道路勾配の影響も考慮して基準ブレーキ液圧を演算するようにしたもので、他の構成、作用は上記第 2 形態と同様である。

【 0 0 7 8 】

本発明の実施の第 3 形態において道路勾配 SL (%) は、例えば、前後加速度と車速変化率を基に、次式により求める。 40

道路勾配の登り方向を (+) として、

$$\text{道路勾配 } SL = (\text{前後加速度} - \text{車速変化率} / g) / 100 \quad \dots (2)$$

尚、以下の (2) ' 式に示すように、エンジン出力トルク (N · m) , トルクコンバータのトルク比 (オートマチックトランスミッション車の場合) , トランスミッションギヤ比 , ファイナルギヤ比 , タイヤ半径 (m) , 走行抵抗 (N) , 車両質量 (kg) , 車速変化率 (m/s^2) , 重力加速度を g (m/s^2) により道路勾配 SL を演算しても良い。

$$\begin{aligned}
 \text{道路勾配 } SL &= \tan(\sin^{-1} ((((\text{エンジン出力トルク} \cdot \text{トルクコンバータの} \\
 &\quad \text{トルク比} \cdot \text{トランスミッションギヤ比} \cdot \text{ファイナルギヤ比} / \text{タイヤ半径}) - \text{走行抵抗}) / \text{車両質量} - \text{車速変化率}) / g)) \cdot 100 \\
 &0) \\
 &\equiv ((((\text{エンジン出力トルク} \cdot \text{トルクコンバータのトルク比} \\
 &\quad \cdot \text{トランスミッションギヤ比} \cdot \text{ファイナルギヤ比} / \text{タイヤ半径}) \\
 &\quad - \text{走行抵抗}) / \text{車両質量} - \text{車速変化率}) / g)) \cdot 100 \quad \dots (2)'
 \end{aligned}$$

10

また、ナビゲーション装置から得られる高度データ等から道路勾配 SLを演算しても良い。

【0079】

本発明の実施の第3形態による差動制限制御装置70には、上記第2形態に加え、図1中に示す前後加速度センサ72が接続されている。そして、本第3形態による基準ブレーキ液圧演算は、図8のフローチャートに示す如く、まず、S201で路面 μ を推定し、S301で道路勾配 SLを上述の如く演算し、S302に進んで基準ブレーキ力Fsを演算する。この演算は、例えば以下の路面 μ 、道路勾配 SLに応じた式で行う。

20

$$F_s = a^2 \cdot \cos(SL) \cdot W \cdot \mu + b^2 \quad \dots (3)$$

ここで、Wは車両重量、 a^2 、 b^2 は路面 μ 、道路勾配 SLの検出誤差等を考慮して予め設定した補正係数である。

【0080】

次いで、S203に進み、このS203以降、前記第2形態と同様である。

【0081】

このように本発明の実施の第3形態によれば、基準ブレーキ液圧が路面 μ 、道路勾配 SLに応じて設定されるので、路面状態、道路の登り下り形状に応じた正確な基準ブレーキ液圧の設定が行え、車輪のロック状態を生じる直前のタイミングが正確に求められる。

【0082】

30

次に、図9は本発明の実施の第4形態による基準ブレーキ液圧演算ルーチンのフローチャートである。尚、本発明の実施の第4形態は、前記第3形態での路面 μ 、道路勾配に応じて基準ブレーキ液圧を演算することに加え、旋回状態を示す横加速度の影響も考慮して基準ブレーキ液圧を演算するようにしたもので、他の構成、作用は上記第3形態と同様である。

【0083】

本発明の実施の第4形態では、横加速度は横加速度センサによって検出した値が用いられるようになっており、そのため差動制限制御装置70には、上記第3形態に加え、図1中に示す横加速度センサ73が接続されている。

【0084】

40

尚、横加速度Gyは、ヨーレートセンサ71により検出した実ヨーレートと車速Vとから以下の式により算出しても良い。

$$G_y = V \cdot \quad \dots (4)$$

また、ハンドル角 f 、ステアリングギヤ比N、車両のスタビリティファクタA、ホイールベースLから以下の式により横加速度Gyを算出しても良い。

$$G_y = f / N \cdot V^2 / (1 + A \cdot V^2) \cdot L / g \quad \dots (4)'$$

本発明の実施の第4形態による基準ブレーキ液圧演算は、図9のフローチャートに示す如く、まず、S201で路面 μ を推定し、S301で道路勾配 SLを演算し、S401に進んで横加速度Gyを横加速度センサ73から読み込む。

【0085】

50

その後、S 4 0 2 に進み、基準ブレーキ力 F_s を演算する。この演算は、例えば以下の路面 μ 、道路勾配 SL 、横加速度 G_y に応じた式で行う。

$$F_s = a_3 \cdot \cos(SL) \cdot W \cdot (\mu^2 - G_y^2)^{1/2} + b_3 \dots (5)$$

ここで、 W は車両重量、 a_3 、 b_3 は路面 μ 、道路勾配 SL 、横加速度 G_y の検出誤差等を考慮して予め設定した補正係数である。

【0086】

次いで、S 2 0 3 に進み、この S 2 0 3 以降、前記第 3 形態と同様である。

【0087】

このように本発明の実施の第 4 形態によれば、基準ブレーキ液圧が路面 μ 、道路勾配 SL 、横加速度 G_y に応じて設定されるので、路面状態、道路の登り下り形状、車両の旋回状態に応じた正確な基準ブレーキ液圧の設定が行え、車輪のロック状態を生じる直前のタイミングが正確に求められる。

10

【0088】

次に、図 1 0 ~ 図 1 2 は本発明の実施の第 5 形態を示し、図 1 0 は差動制限制御のフローチャート、図 1 1 は差動制限力演算ルーチンのフローチャート、図 1 2 はエンジン回転数とエンジンブレーキトルクの関係の説明図である。尚、本発明の実施の第 5 形態は、前記第 4 形態において、アクセルオフでブレーキ液圧 P_b が基準ブレーキ液圧 P_s 以下の場合にセンターディファレンシャル装置の差動制限力とする予め設定する差動制限力をエンジンブレーキ力を前後輪重量配分比に見合った配分比で前後輪に分配する値に設定するようにしたもので、他の構成、作用は上記第 4 形態と同様である。

20

【0089】

すなわち、図 1 0 の差動制限制御のフローチャートに示すように、S 1 0 4 で、 P_s 、 P_b 、すなわち非制動の場合と制動時のブレーキ液圧 P_b が基準ブレーキ液圧 P_s 以下と判断すると S 5 0 0 に進み、後述の差動制限力演算ルーチンに従って差動制限力 S_c を演算する。

【0090】

その後、S 1 0 5 に進み、センターディファレンシャル装置 3 の差動制限力を上記 S 5 0 0 で演算した S_c として S 1 0 7 に進む。この S 1 0 7 以降は前記第 4 形態と同様の処理である。

【0091】

上記差動制限力演算ルーチンは、図 1 1 に示すように、まず、S 5 0 1 でエンジン制御装置 6 0 からエンジン回転数 N_e を読み込み、S 5 0 2 に進み、エンジン回転数 N_e より、タービン軸上でのエンジンブレーキトルク T_e をテーブルルックアップして求める。ここでエンジン回転数 N_e とエンジンブレーキトルク T_e の関係のテーブルは、例えば、図 1 2 に示すように、予め与えられている。

30

【0092】

その後、S 5 0 3 に進み、現在の变速位置より变速比 I_m を読み込むとともに、終減速比、タイヤ径よりタイヤ接地点でのエンジンブレーキ力 B_e を推定する。

【0093】

そして、S 5 0 4 に進み、前/後トルク配分率 I_f / I_r 、上記エンジンブレーキ力 B_e より差動制限力 S_c をエンジンブレーキ力が前後輪重量配分比に見合った配分比で前後輪に分配されるような値に演算(次式)してルーチンを抜ける。

40

$$S_c = (I_r - I_f) \cdot B_e \dots (6)$$

例えば、一般的な乗用車の例として、車両重量 $W = 1500 \text{ kg}$ 、前輪配分重量 $W_f = 900 \text{ kg}$ 、後輪配分重量 $W_r = 600 \text{ kg}$ 、センターディファレンシャル装置 3 の前/後トルク配分率 $I_f = 0.4 / I_r = 0.6$ とする。

【0094】

このとき発生するエンジンブレーキ力を B_e としたとき、このエンジンブレーキ力 B_e が前後輪重量配分比に見合った前後配分比となるための最小限必要な差動制限力 S_c を求める。

50

【0095】

まず初めに差動制限力が、この差動制限力 S_c ではなく 0 であるとき、すなわち上記センターディファレンシャル装置 3 の差動制限が解除されている時は前後エンジンプレーキ力は B_f (前輪側) = $B_e \cdot I_f = 0.4 \cdot B_e$ 、 B_r (後輪側) = $B_e \cdot I_r = 0.6 \cdot B_e$ となっている。

【0096】

一方、前後輪重量配分比は 6 : 4 となっており、後輪のほうが前輪と比較して車輪に加わる荷重が小さい割に大きなエンジンプレーキ力がかかっているからスリップ率が前輪より大きくなり、したがって車輪回転数としては前輪より後輪のほうが低くなる。ここで差動制限力を加えると後輪側から前輪側にブレーキ力の一部が流れる。

10

【0097】

よって、重量配分比に見合ったエンジンプレーキ力配分とするには差動制限力を $0.2 \cdot B_e$ を最低限確保できるように設定すればよい。すなわち、上述の差動制限力 S_c を $0.2 \cdot B_e$ とすればよい。このとき前後輪のエンジンプレーキ力 B_f 、 B_r は、 $B_f = B_e \cdot I_f + S_c = 0.6 \cdot B_e$ 、 $B_r = B_e \cdot I_r - S_c = 0.4 \cdot B_e$ となる。

【0098】

このように本発明の実施の第 5 形態によれば、正確にエンジンプレーキ力を前後輪重量配分比に見合った配分比で前後輪に分配する値に設定するので、前後輪に影響するエンジンプレーキ力に基づく正確な差動制限力の設定が行え、前輪または後輪だけが大きくスリップしないよう前後輪の差回転を抑え、安定したアンダーステア特性を正確に維持することができる。

20

【0099】

次に、図 13 ~ 図 15 は本発明の実施の第 6 形態を示し、図 13 は差動制限制御のフローチャート、図 14 は差動制限力演算ルーチンのフローチャート、図 15 は差動制限力のブレーキ液圧と車輪減速度に対する領域の説明図である。尚、本発明の実施の第 6 形態は、前記第 5 形態において、アクセルオフでブレーキ液圧 P_b が基準ブレーキ液圧 P_s 以下の場合にセンターディファレンシャル装置の差動制限力とする予め設定する差動制限力を設定した後、車両の車輪減速度が予め設定する基準車輪減速度以上であれば差動制限を解除する方向に補正した値を設定するようにしたもので、他の構成、作用は上記第 5 形態と同様である。

30

【0100】

このため、本発明の実施の第 6 形態の差動制限制御は、図 13 に示すように、 $S500$ で予め設定する差動制限力 S_c を演算した後、 $S600$ に進み、後述する差動制限力演算ルーチンに従って差動制限力を演算する。

【0101】

すなわち、前記第 5 形態では上記 $S500$ で演算した差動制限力 S_c を、そのまま前記 $S105$ でセンターディファレンシャル装置 3 の差動制限力とするものであったが、本第 6 形態では、上記 $S600$ でさらに演算処理して上記センターディファレンシャル装置 3 の差動制限力とするのである。

【0102】

その後、 $S107$ に進み、以降は前記第 5 形態と同様の処理である。

40

【0103】

上記差動制限力演算ルーチンは、図 14 に示すように、まず、 $S601$ で車輪速度から車輪減速度 ($-V_w$) を演算し、 $S602$ に進んで、この車輪減速度 ($-V_w$) と予め設定する基準車輪減速度 A_w (一定値、例えば $1g$) との比較を行う。

【0104】

そして上記 $S602$ で車輪減速度 ($-V_w$) が上記基準車輪減速度 A_w より小さい場合 ($(-V_w) < A_w$ の場合)、 $S603$ に進み、上記センターディファレンシャル装置 3 の差動制限力を S_c としてルーチンを抜ける。一方、車輪減速度 ($-V_w$) が上記基準車輪減速度 A_w 以上の場合 ($(-V_w) \geq A_w$ の場合)、 $S604$ に進み、上記セン

50

ターディファレンシャル装置 3 の差動制限力を $S_d (0 \leq S_d \leq S_c)$ としてルーチンを抜ける。

【0105】

すなわち、アクセルオフでブレーキ液圧 P_b が基準ブレーキ液圧 P_s 以下の場合に、車輪減速度 ($-V_w$) が上記基準車輪減速度 A_w 以上の場合には差動制限力をそれまでの設定値より低くして前後輪の独立したスリップ状態を検出しやすくするとともに、急激な前輪または後輪のみのスリップ過大を抑制するようになっている (差動制限力のブレーキ液圧と車輪減速度に対する領域を図 15 に示す)。

【0106】

尚、上述の差動制限力 S_d は、例えば、確実に $0 \leq S_d \leq S_c$ の条件を満足できるのであれば固定値でも良く、また、 $S_d = k \cdot S_c (0 \leq k \leq 1.0)$ でも良い。さらに、ブレーキ液圧 P_b が基準ブレーキ液圧 P_s に近ければ、又は (かつ)、車輪減速度 ($-V_w$) が 0 に近ければ、 S_d を S_c に近い値に設定するようにしても良い。また、ブレーキ液圧 P_b が P_0 に近ければ、又は (かつ)、車輪減速度 ($-V_w$) が大きければ S_d を 0 に近い値に設定するようにしても良い。

10

【0107】

このように、本発明の実施の第 6 形態によれば、車両の車輪減速度が予め設定する基準車輪減速度以上であれば差動制限を解除する方向に補正した値を設定するので、ブレーキペダルを軽く踏み込んだ場合でも車輪がロックしそうな状態では確実にアンチロックブレーキ制御装置が作動できる。

20

【0108】

次に、図 16 ~ 図 18 は本発明の実施の第 7 形態を示し、図 16 は差動制限力演算ルーチンのフローチャート、図 17 は差動制限力のブレーキ液圧と車輪減速度に対する領域の説明図、図 18 は路面 μ に応じて設定する基準車輪減速度の例の説明図である。尚、本発明の実施の第 7 形態は、前記第 6 形態において、一定値とした基準車輪減速度を可変設定するもので、他の構成、作用は上記第 6 形態と同様である。

【0109】

すなわち、図 16 の差動制限力演算ルーチンのフローチャートに示すように、S601 で車輪速度から車輪減速度 ($-V_w$) を演算すると、S700 に進み、基準車輪減速度 A_w の設定を行う。

30

【0110】

この基準車輪減速度 A_w の設定は、ブレーキ液圧 P_b が基準ブレーキ液圧 P_s 以下であれば、ブレーキ液圧 P_b が小さいほど車輪減速度 ($-V_w$) が小さくても差動制限力が S_d になるように設定する。このため差動制限力のブレーキ液圧 P_b と車輪減速度 ($-V_w$) に対する領域は図 17 に示すように与えられる。これは、路面 μ が低いと軽いブレーキでも車輪速が落ち込んでロックしやすく、このため、ブレーキ力が低いときの車輪減速度 ($-V_w$) がある程度に大きければ、ABS 制御に入り得るとして、差動制限力を S_d とするのである。一方、ブレーキ力が高いときは車輪減速度 ($-V_w$) がかなり大きいときのみ、同様の判断とする。

【0111】

40

その後、S602 に進み、車輪減速度 ($-V_w$) と上記 S700 で設定した基準車輪減速度 A_w との比較を行い、前記第 6 形態と同様、車輪減速度 ($-V_w$) が上記基準車輪減速度 A_w より小さい場合 ($(-V_w) < A_w$ の場合)、S603 に進み、上記センターディファレンシャル装置 3 の差動制限力を S_c としてルーチンを抜ける。一方、車輪減速度 ($-V_w$) が上記基準車輪減速度 A_w 以上の場合 ($(-V_w) \geq A_w$ の場合)、S604 に進み、上記センターディファレンシャル装置 3 の差動制限力を $S_d (0 \leq S_d \leq S_c)$ としてルーチンを抜ける。

【0112】

図 18 は、上述の S700 で設定する基準車輪減速度 A_w を、路面 μ に応じて設定する場合の図を示したものである。

50

【 0 1 1 3 】

すなわち、路面 μ が低いと軽いブレーキでも車輪速が落ち込んでロックしやすくなる。この車輪速の変化すなわち車輪減速度 ($-V_w$) は、大きなすべりを伴わない通常の制動状態なら路面 μ より大きくなることはない。このため、基準車輪減速度 A_w を路面 μ の関数として、路面 μ が小さければ基準車輪減速度 A_w も小さい値に定めておくのである。

【 0 1 1 4 】

このように本発明の実施の第 7 形態では、基準車輪減速度を細かく設定するので、車輪がロックしそうな状態をより正確に検出することが可能になっている。

【 0 1 1 5 】

【 発明の効果 】

以上、説明したように本発明によれば、雪道などの滑りやすい路面においてアクセルオフした際、エンジンプレーキ力が前輪または後輪に過剰に偏りその車輪がスリップを誘発して過度なアンダーステア特性またはオーバーステア特性となってしまうのを防止し、ABS 制御が確実に必要となる場面においてのみ、前後輪の独立したスリップ状態を検出するため前後輪の差動制限を解除し、例えば高 μ 路での急制動時においても前後輪の回転的拘束を解くことによる駆動系のショック発生が防止できる。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 本発明の実施の第 1 形態による差動制限制御装置を適用した 4 輪駆動車の全体の概略構成を示す説明図

【 図 2 】 本発明の実施の第 1 形態による差動制限制御のフローチャート

【 図 3 】 本発明の実施の第 1 形態による差動制限トルクの特性の一例を示す説明図

【 図 4 】 本発明の実施の第 1 形態によるブレーキ力とブレーキ液圧との関係図

【 図 5 】 本発明の実施の第 1 形態による差動制限力のブレーキ液圧に対する領域の説明図

【 図 6 】 本発明の実施の第 2 形態による差動制限制御のフローチャート

【 図 7 】 本発明の実施の第 2 形態による基準ブレーキ液圧演算ルーチンのフローチャート

【 図 8 】 本発明の実施の第 3 形態による基準ブレーキ液圧演算ルーチンのフローチャート

【 図 9 】 本発明の実施の第 4 形態による基準ブレーキ液圧演算ルーチンのフローチャート

【 図 10 】 本発明の実施の第 5 形態による差動制限制御のフローチャート

【 図 11 】 本発明の実施の第 5 形態による差動制限力演算ルーチンのフローチャート

【 図 12 】 本発明の実施の第 5 形態によるエンジン回転数とエンジンプレーキトルクの関係の説明図

【 図 13 】 本発明の実施の第 6 形態による差動制限制御のフローチャート

【 図 14 】 本発明の実施の第 6 形態による差動制限力演算ルーチンのフローチャート

【 図 15 】 本発明の実施の第 6 形態による差動制限力のブレーキ液圧と車輪減速度に対する領域の説明図

【 図 16 】 本発明の実施の第 7 形態による差動制限力演算ルーチンのフローチャート

【 図 17 】 本発明の実施の第 7 形態による差動制限力のブレーキ液圧と車輪減速度に対する領域の説明図

【 図 18 】 本発明の実施の第 7 形態による路面 μ に応じて設定する基準車輪減速度の例の説明図

【 符号の説明 】

- 1 エンジン
- 2 自動変速装置
- 3 センターディファレンシャル装置
- 1 4 fr , 1 4 fl 前輪
- 1 4 rr , 1 4 rl 後輪
- 2 1 油圧多板クラッチ
- 2 5 ブレーキ駆動部
- 2 7 マスターシリンダ
- 2 8 fr , 2 8 fl , 2 8 rr , 2 8 rl ホイールシリンダ

10

20

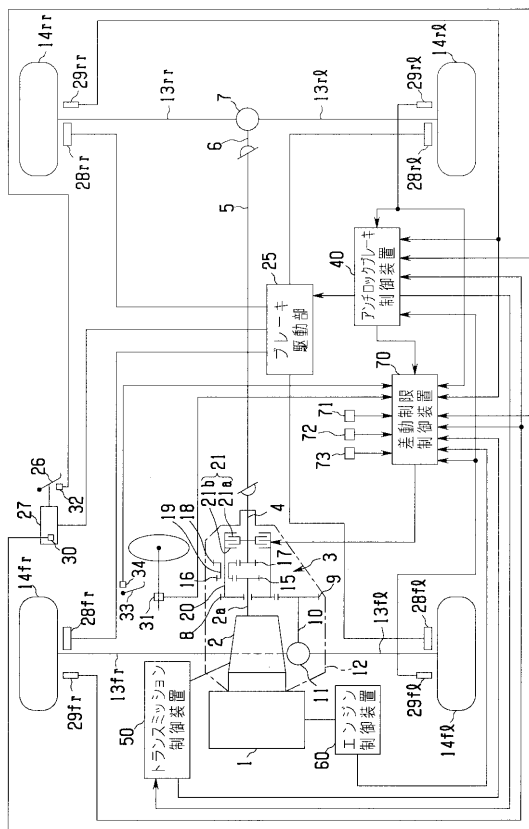
30

40

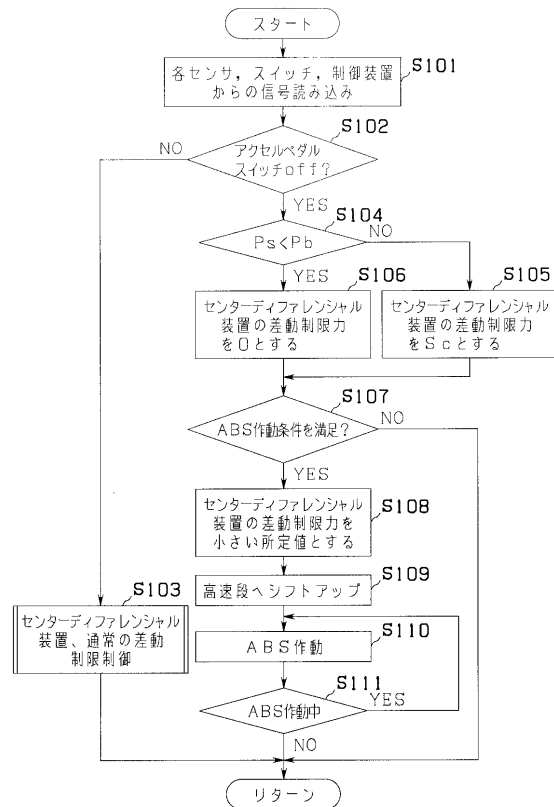
50

- 29 fr, 29 fl, 29 rr, 29 rl 車輪速度センサ
- 30 マスターシリンダ液圧センサ
- 31 ハンドル角センサ
- 32 ブレーキペダルスイッチ
- 34 アクセルペダルスイッチ
- 40 アンチロックブレーキ制御装置
- 50 トランスミッション制御装置
- 60 エンジン制御装置
- 70 差動制限制御装置

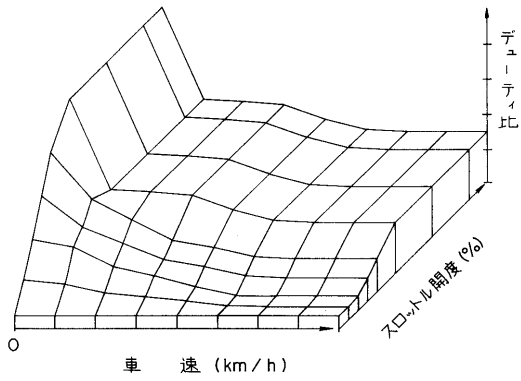
【図1】



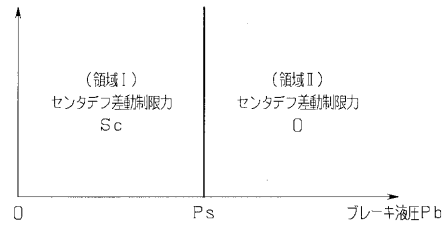
【図2】



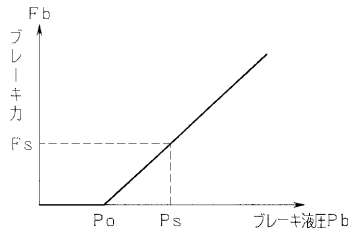
【 図 3 】



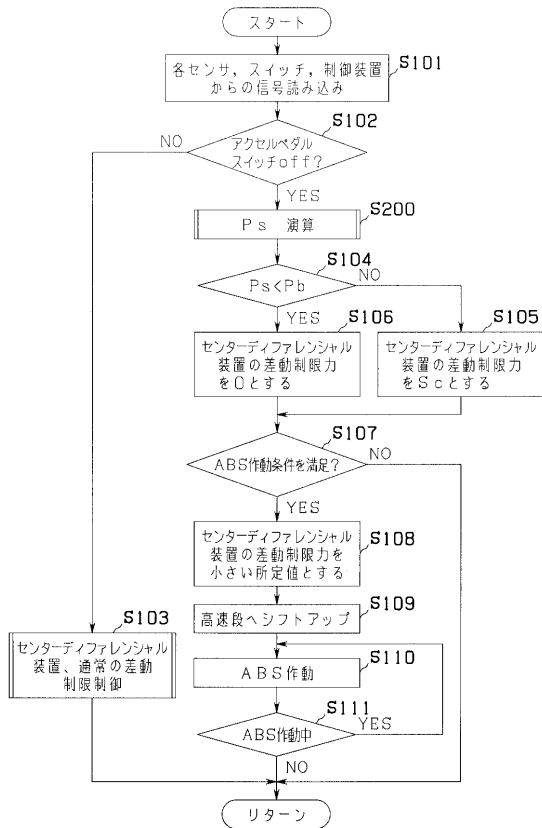
【 図 5 】



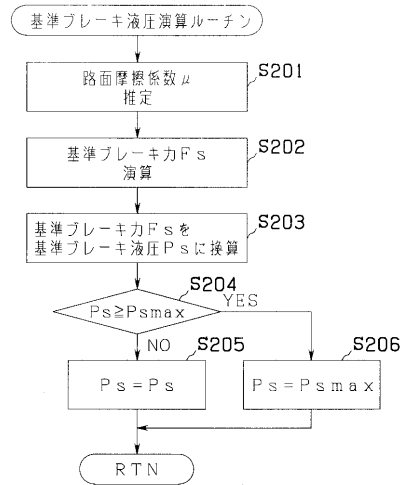
【 図 4 】



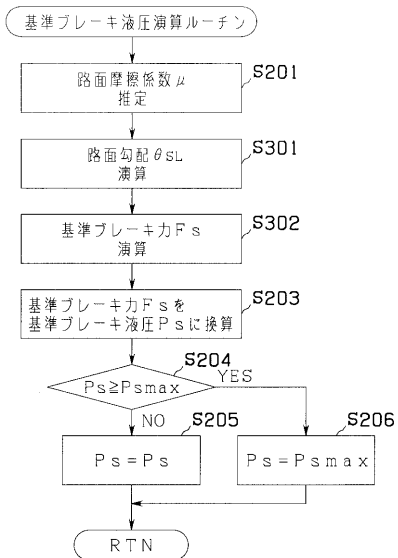
【 図 6 】



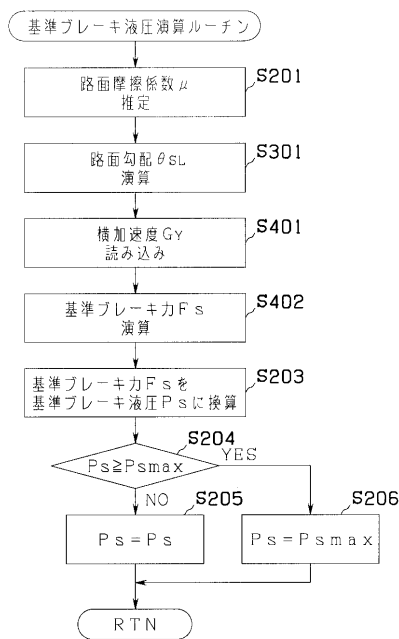
【 図 7 】



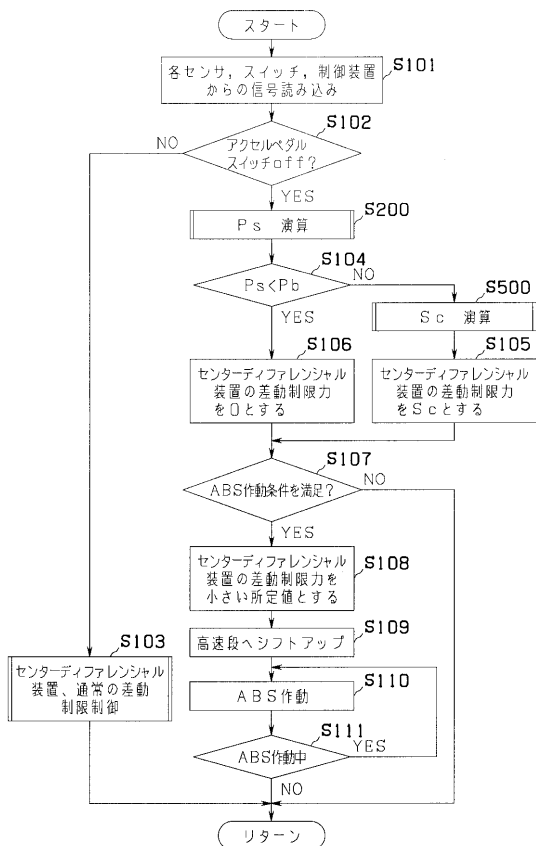
【 図 8 】



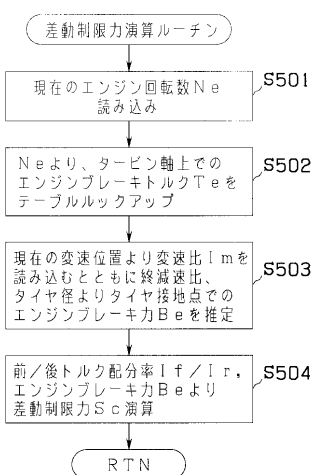
【 図 9 】



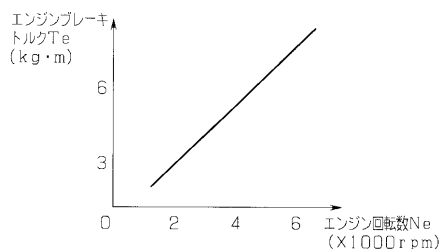
【 図 10 】



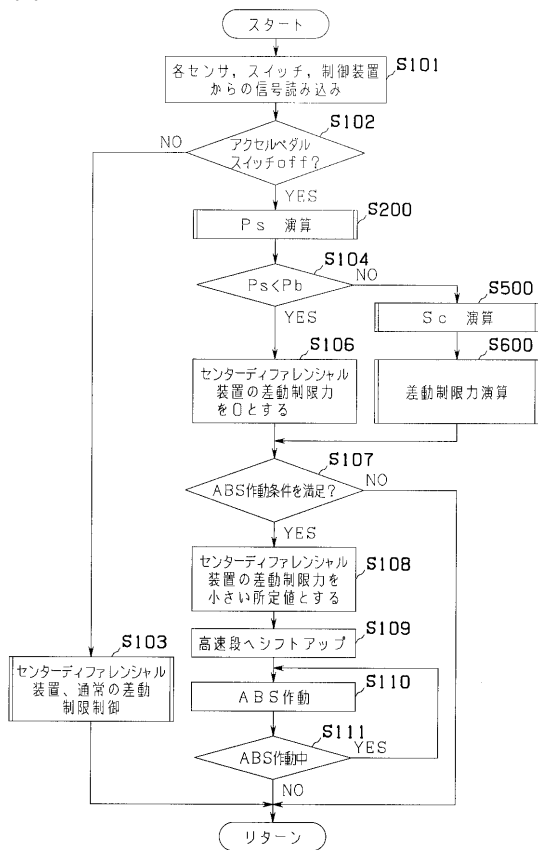
【 図 11 】



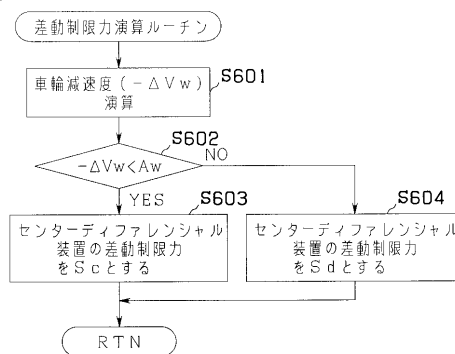
【 図 12 】



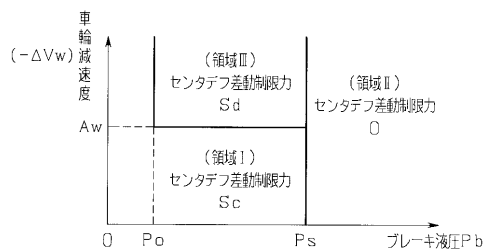
【 図 1 3 】



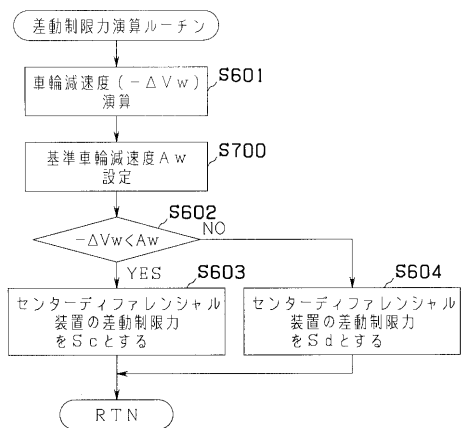
【 図 1 4 】



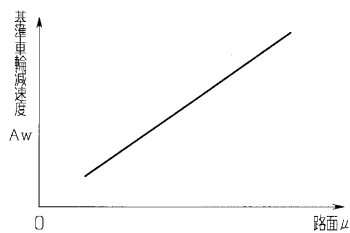
【 図 1 5 】



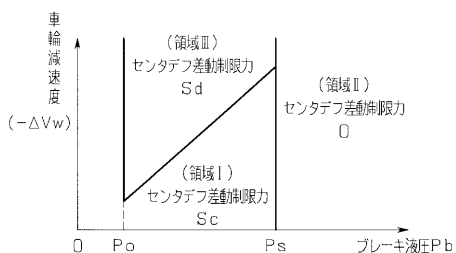
【 図 1 6 】



【 図 1 8 】



【 図 1 7 】



フロントページの続き

- (56)参考文献 特開平03 - 086627 (JP, A)
特許第2638990 (JP, B2)
特公平06 - 053466 (JP, B2)
特開平08 - 002274 (JP, A)
特公平07 - 041804 (JP, B2)
特許第2666845 (JP, B2)
特公平06 - 088504 (JP, B2)
特開平04 - 169335 (JP, A)
特開平04 - 328028 (JP, A)
特開昭63 - 057334 (JP, A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60K 17/34-17/36,23/08