

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第3960740号
(P3960740)

(45) 発行日 平成19年8月15日(2007. 8. 15)

(24) 登録日 平成19年5月25日(2007. 5. 25)

(51) Int. Cl.

F I

B 6 0 T 8/1755 (2006. 01)

B 6 0 T 8/1755 Z

B 6 0 K 17/34 (2006. 01)

B 6 0 K 17/34 B

B 6 0 K 17/35 (2006. 01)

B 6 0 K 17/35 B

請求項の数 10 (全 24 頁)

(21) 出願番号 特願2000-231989 (P2000-231989)
 (22) 出願日 平成12年7月31日(2000. 7. 31)
 (65) 公開番号 特開2002-46589 (P2002-46589A)
 (43) 公開日 平成14年2月12日(2002. 2. 12)
 審査請求日 平成14年9月27日(2002. 9. 27)
 審判番号 不服2005-9809 (P2005-9809/J1)
 審判請求日 平成17年5月25日(2005. 5. 25)

(73) 特許権者 000003207
 トヨタ自動車株式会社
 愛知県豊田市トヨタ町1番地
 (74) 代理人 100088155
 弁理士 長谷川 芳樹
 (74) 代理人 100113435
 弁理士 黒木 義樹
 (74) 代理人 100122770
 弁理士 上田 和弘
 (72) 発明者 永江 明
 愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の制動制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両の制動制御を行う車両の制動制御装置であって、

前輪側に駆動力を伝達する前輪駆動軸と後輪側に駆動力を伝達する後輪駆動軸との間に介在し、スイッチ操作により、この間の結合状態を変更する結合状態変更手段と、

各車輪に設けられ、対応する車輪に対して制動力を作用させる制動手段と、

車両の走行状態に応じて前記各制動手段の動作制御を行い、前記各車輪に作用させる制動力を個別に制御して車両の走行状態を安定化させる制動制御手段と、

前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が直結である間は、前記制動制御手段による制動制御の開始条件が成立した場合にも、この制動制御を禁止する禁止手段と、

前記制動制御手段による制動制御の実行中は、前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が直結となるように変更された場合であっても、前記制動制御手段による制動制御を継続させる許可手段とを備え、

前記制動制御手段は、車両の旋回挙動が所定状態である場合に、この車両の旋回挙動が安定化傾向となるように、前記各車輪に作用させる制動力を個別に制御することを特徴とする車両の制動制御装置。

【請求項2】

前記禁止手段は、前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の相対回転が拘束されるロック状態中に、前記制動制御が開始されることを禁止する請求項1記載の車両の制動制御装置。

【請求項3】

10

20

前記許可手段は、前記制動制御手段による制動制御の実行中に、前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が一時的に直結となる場合にも、前記制動制御手段による制動制御を継続させる請求項 1 又は 2 記載の車両の制動制御装置。

【請求項 4】

前記許可手段は、前記制動制御手段による制動制御の実行中、2 輪駆動と 4 輪駆動との切替動作に起因して、前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が直結となった場合にも、前記制動制御手段による制動制御を継続させる請求項 1、2 又は 3 記載の車両の制動制御装置。

【請求項 5】

前記禁止手段は、車速が所定のしきい値よりも大きい場合は、前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が直結であっても、前記制動制御手段による制動制御を禁止しない請求項 1～4 のいずれかに記載の車両の制動制御装置。

10

【請求項 6】

前記禁止手段は、路面の摩擦状態が所定の基準値以下である場合は、前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が直結であっても、前記制動制御手段による制動制御を禁止しない請求項 1～4 のいずれかに記載の車両の制動制御装置。

【請求項 7】

前記制動制御手段は、前記許可手段によって制動制御の継続が許可された場合に、前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が小であるとした場合の制動力を補正することで、各車輪の制動力を決定する請求項 1～4 のいずれかに記載の車両の制動制御装置。

20

【請求項 8】

車両の制動制御を行う車両の制動制御装置であって、

前輪側に駆動力を伝達する前輪駆動軸と後輪側に駆動力を伝達する後輪駆動軸との間に介在し、スイッチ操作により、この間の結合状態を変更する結合状態変更手段と、

各車輪に設けられ、対応する車輪に対して制動力を作用させる制動手段と、

車両の走行状態に応じて前記各制動手段の動作制御を行い、前記各車輪に作用させる制動力を個別に制御して車両の走行状態を安定化させる制動制御手段と、

前記制動制御手段による制動制御の実行中、前記結合状態変更手段による結合状態の変更を制限する変更制限手段とを備え、

前記制動制御手段は、車両の旋回挙動が所定状態である場合に、この車両の旋回挙動が安定化傾向となるように、前記各車輪に作用させる制動力を個別に制御し、

30

前記変更制限手段は、前記制動制御手段による制動制御の実行中、2 輪駆動と 4 輪駆動との切替動作を禁止することを特徴とする車両の制動制御装置。

【請求項 9】

車両の制動制御を行う車両の制動制御装置であって、

前輪側に駆動力を伝達する前輪駆動軸と後輪側に駆動力を伝達する後輪駆動軸との間に介在し、スイッチ操作により、この間の結合状態を変更する結合状態変更手段と、

各車輪に設けられ、対応する車輪に対して制動力を作用させる制動手段と、

車両の走行状態に応じて前記各制動手段の動作制御を行い、前記各車輪に作用させる制動力を個別に制御して車両の走行状態を安定化させる制動制御手段と、

40

前記制動制御手段による制動制御の実行中、前記結合状態変更手段による結合状態の変更を制限する変更制限手段とを備え、

前記制動制御手段は、車両の旋回挙動が所定状態である場合に、この車両の旋回挙動が安定化傾向となるように、前記各車輪に作用させる制動力を個別に制御し、

前記変更制限手段は、前記制動制御手段による制動制御の実行中、前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の相対回転が拘束されるロック状態となることを禁止することを特徴とする車両の制動制御装置。

【請求項 10】

前記制動制御手段による制動制御の実行中に、前記前輪駆動軸と後輪駆動軸との結合状態の変更が必要となる動作要求があった場合には、前記制動制御が終了した後に、この動

50

作要求を実行する実行手段をさらに備える請求項 8 又は 9 記載の車両の制動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、各輪に対して設けられた制動装置を個別に制御して、車両の走行状態を安定化させる車両の制動制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】

従来から、車両の走行状態を安定化すべく、各輪に設けられた制動装置を個別に制御する車両の挙動制御装置が知られている。例えば、特開平 8-310366 号公報には、車両挙動がスピン傾向やドリフトアウト傾向に移行しつつある状況では、この移行を抑制するように、それぞれの挙動状態に応じて、各輪の制動力を調整する技術が開示されている。

10

【0003】

【発明が解決しようとする課題】

例えば、前輪駆動軸と後輪駆動軸に対して、その回転差を許容しつつエンジンの駆動力を伝達させるセンターディファレンシャル（以下、「ディファレンシャル」を「デフ」と略す）を搭載した車両では、運転者の操作によりセンターデフの差動機構がロックされると、前輪側と後輪側の車輪回転数が互いに拘束され、左右前輪の車輪回転数の和と、左右後輪の車輪回転数の和が常に一致する状況となる。従って、前輪側の旋回外輪に制動力を与えて車輪速度をある程度低下させると、前輪側の旋回外輪の回転数が減少した分だけ、（イ）旋回内側前輪が増速、（ロ）旋回内側後輪が減速、（ハ）後輪側の旋回内外輪とも減速、のいずれかの影響が出る。前輪駆動車或いは前輪駆動ベースの四輪駆動車では、旋回内側前輪の車輪速度に基づいて車体速度の推定処理を実施するため、（イ）の場合には推定車体速度が高くなり、この影響で旋回外側前輪の目標速度が上昇し、その結果、旋回外側前輪の制動力が弱くなる。また、（ロ）のように旋回内側後輪が減速してブレーキがかかると、スピン傾向を助長するモーメントが車体に作用することとなる。さらに（ハ）のように旋回外側後輪にもブレーキがかかると、後輪側のタイヤ横力が減少し、車両挙動の制御性に影響を及ぼす。

20

【0004】

従ってセンターデフがロックされている状況下で、車両の旋回挙動制御を開始すると、ドライバビリティに影響を及ぼす可能性がある。

30

【0005】

一方、このような車両の制動制御が一旦開始された状況下において、運転者の操作等によりセンターデフのロック要求があった場合には、例えば、要求に従ってセンターデフをロック状態とし、これに伴って制動制御を中止することが考えられる。しかし、途中で制動制御を中止すると、この制動制御によって奏されるべき、スピン・ドリフトアウトの抑制効果が低下する可能性もある。

【0006】

本発明は、このような課題を解決すべくなされたものであり、その目的は、前輪駆動軸と後輪駆動軸との結合状態及びその変更タイミングと、制動制御の実行タイミングとに応じた好適な車両の制動制御を実施し得る車両の制動制御装置を提供することにある。

40

【0007】

【課題を解決するための手段】

そこで、請求項 1 にかかる車両の制動制御装置は、車両の制動制御を行う車両の制動制御装置であって、前輪側に駆動力を伝達する前輪駆動軸と後輪側に駆動力を伝達する後輪駆動軸との間に介在し、スイッチ操作により、この間の結合状態を変更する結合状態変更手段と、各車輪に設けられ、対応する車輪に対して制動力を作用させる制動手段と、車両の走行状態に応じて各制動手段の動作制御を行い、各車輪に作用させる制動力を個別に制御して車両の走行状態を安定化させる制動制御手段と、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の

50

結合状態が直結である間は、制動制御手段による制動制御の開始条件が成立した場合にも、この制動制御を禁止する禁止手段と、制動制御手段による制動制御の実行中は、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が直結となるように変更された場合であっても、制動制御手段による制動制御を継続させる許可手段とを備え、制動制御手段が、車両の旋回挙動が所定状態である場合に、この車両の旋回挙動が安定化傾向となるように、各車輪に作用させる制動力を個別に制御することを特徴としている。

【0008】

前輪駆動軸と後輪駆動軸との間（以下、この欄内において「両駆動軸間」と称す）の結合状態が直結である間は、結合状態が非直結である場合に比べ、前輪側と後輪側との車輪回転数が互いに拘束される。このため、特定の車輪に対して制動制御を行った場合に、その影響が他の車輪の回転状態に影響を及ぼし、制動制御手段によって奏される効果が十分に発揮されない場合も起こり得る。そこで、両駆動軸間の結合状態が直結である間は、制動制御手段による制動制御の開始条件が成立した場合にも、禁止手段によって制動制御を禁止する。

10

【0009】

一方、制動制御手段による制動制御の実行中に、両駆動軸間の結合状態が直結となった場合を想定すると、結合状態が直結となったために直ちに制動制御を中止すると、車両の走行状態が安定化傾向に移行しつつある状況下において、制動制御が直ちに中止されてしまい、十分な効果が発揮されない場合も起こり得る。そこで、制動制御手段による制動制御が実行されている間は、この間に、両駆動軸間の結合状態が直結となった場合にも、許可手段によって、制動制御手段による制動制御を継続させる。

20

【0010】

請求項2にかかる車両の制動制御装置は、請求項1における車両の制動制御装置において、禁止手段は、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の相対回転が拘束されるロック状態（直結）中に、制動制御が開始されることを禁止する。

【0011】

両駆動軸間の結合状態が直結となる判断として、両駆動軸間がロック状態（直結）となったか否かをもとに判断しても良い。

【0012】

請求項3にかかる車両の制動制御装置は、請求項1又は2における車両の制動制御装置において、許可手段は、制動制御手段による制動制御の実行中に、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が一時的に直結となる場合にも、制動制御手段による制動制御を継続させる。

30

【0013】

両駆動軸間の結合状態が一時的に直結となる期間が、例えば予め想定し得るわずかな時間である場合などには、実行中の制動制御をこの間だけ中止すると、この分、制動制御の効果が低下するおそれもある。そこで、両駆動軸間の結合状態が一時的に直結となる間も、許可手段によって制動制御を継続させ、制動制御による効果を十分に発揮させる。

【0014】

請求項4にかかる車両の制動制御装置は、請求項1、2又は3における車両の制動制御装置において、許可手段は、制動制御手段による制動制御の実行中、2輪駆動と4輪駆動との切替動作に起因して、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が直結となった場合にも、制動制御手段による制動制御を継続させる。2輪駆動方式と4輪駆動方式とを切替えることが可能な車両では、2輪駆動と4輪駆動との切替動作の過程で、結合状態変更手段が動作して、両駆動軸間の結合状態が一時的に直結となる。このような場合にも、許可手段によって制動制御を継続させ、制動制御による効果を十分に発揮させる。

40

【0015】

請求項5にかかる車両の制動制御装置は、請求項1～4のいずれかにおける車両の制動制御装置において、禁止手段が、車速が所定のしきい値よりも大きい場合は、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が直結であっても、制動制御手段による制動制御を禁止し

50

ないことを特徴としている。請求項6にかかる車両の制動制御装置は、請求項1～4のいずれかにおける車両の制動制御装置において、禁止手段が、路面の摩擦状態が所定の基準値以下である場合は、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が直結であっても、制動制御手段による制動制御を禁止しないことを特徴としている。請求項7にかかる車両の制動制御装置は、請求項1～4のいずれかにおける車両の制動制御装置において、制動制御手段が、許可手段によって制動制御の継続が許可された場合に、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の結合状態が小であるとした場合の制動力を補正することで、各車輪の制動力を決定することを特徴としている。

【0016】

請求項8又は9にかかる車両の制動制御装置は、車両の制動制御を行う車両の制動制御装置であって、前輪側に駆動力を伝達する前輪駆動軸と後輪側に駆動力を伝達する後輪駆動軸との間に介在し、スイッチ操作により、この間の結合状態を変更する結合状態変更手段と、各車輪に設けられ、対応する車輪に対して制動力を作用させる制動手段と、車両の走行状態に応じて各制動手段の動作制御を行い、各車輪に作用させる制動力を個別に制御して車両の走行状態を安定化させる制動制御手段と、制動制御手段による制動制御の実行中、結合状態変更手段による結合状態の変更を制限する変更制限手段と備え、制動制御手段が、車両の旋回挙動が所定状態である場合に、この車両の旋回挙動が安定化傾向となるように、各車輪に作用させる制動力を個別に制御する。

10

【0017】

制動制御手段による制動制御が実行されている状況下において、例えば、センターディファレンシャルのロック要求や2輪駆動と4輪駆動との切替要求など、前輪駆動軸と後輪駆動軸との結合状態の変更が必要となる動作要求があった場合にも、変更制限手段によって、結合状態変更手段による結合状態の変更を制限するので、この間、結合状態変更手段による結合状態の変化が抑制され、制動制御手段による好適な制動制御が実施される。

20

【0018】

さらに、請求項8にかかる車両の制動制御装置では、変更制限手段が、制動制御手段による制動制御の実行中、2輪駆動と4輪駆動との切替動作を禁止する。

【0019】

2輪駆動方式と4輪駆動方式とを切替えることが可能な車両では、2輪駆動と4輪駆動との切替動作の過程で、結合状態変更手段が動作して、両駆動軸間の結合状態が一時的に大となる。このため、制動制御の実行中、変更制限手段によって、2輪駆動と4輪駆動との切替動作を禁止する。

30

【0020】

また、請求項9にかかる車両の制動制御装置では、変更制限手段が、制動制御手段による制動制御の実行中、前輪駆動軸と後輪駆動軸との間の相対回転が拘束されるロック状態(直結)となることを禁止する。

【0021】

制動制御手段による制動制御の実行中に、例えばセンターディファレンシャルのロック要求があった場合にも、変更制限手段によって、両駆動軸間がロック状態となることが禁止される。

40

【0022】

請求項10にかかる車両の制動制御装置は、請求項8又は9における車両の制動制御装置において、制動制御手段による制動制御の実行中に、前輪駆動軸と後輪駆動軸との結合状態の変更が必要となる動作要求があった場合には、制動制御が終了した後に、この動作要求を実行する実行手段をさらに備える。

【0023】

制動制御手段による制動制御の実行中に、例えば、センターディファレンシャルのロック要求や2輪駆動と4輪駆動との切替要求などがあった場合にも、変更制限手段の作用によって、これらの動作要求が無効とされる。そして、制動制御によって車両の走行状態が安定化した後にも、これらの動作要求を無効扱いとすると、運転者に再度の要求操作を強

50

いることになる。そこで、実行手段により、制動制御が終了した後にこの動作要求を実行することで、運転者が再度の要求操作をすることなく、この要求に速やかに応じることができる。

【0024】

なお、上述した車両の制動制御装置においては、制動制御手段は、車両の旋回挙動が所定状態である場合に、この車両の旋回挙動が安定化傾向となるように、各車輪に作用させる制動力を個別に制御する。

【0025】

このような制動制御手段を備えることで、車両がスピン傾向やドリフトアウト傾向となった場合にも、これらの傾向が抑制され、車両の旋回挙動の安定化が図られる。

10

【0026】

【発明の実施の形態】

以下、本発明の実施形態につき、添付図面を参照して説明する。

【0027】

実施形態の説明に先立ち、本実施形態で採用する、左右輪及び前後輪への制動力の配分手法について説明する。

【0028】

まず、左右輪への配分手法について説明する。

【0029】

図1に示すように、ホイールベースを0とした左右2輪の車両モデルが横加速度 G_y で左旋回している状態を想定する。外輪100outの摩擦円102outは、荷重移動により内輪100inの摩擦円102inよりも大きくなっている。特に、車両の重量を m 、重力加速度を g 、車両の重心Oの高さを h 、トレッドを t とすると、内輪の摩擦円半径 F_{inmax} 及び外輪の摩擦円半径 F_{outmax} は、それぞれ下記の(1)式、(2)式で示すことができる。

20

$$F_{inmax} = m * g / 2 - m * G_y * h / t \quad \cdots (1)$$

$$F_{outmax} = m * g / 2 + m * G_y * h / t \quad \cdots (2)$$

【0030】

従って、図2に示すように、横軸にモーメント M 、縦軸に前後力 F_x をとると、制動力が働くことで車両に作用するヨーモーメントと前後力とは、図2にハッチングを施して示す矩形領域(制御可能範囲)となる。そして、目標ヨーモーメント M_t と目標前後力 F_x とがこの制御可能範囲内にあるときは、ヨーモーメントの軸と前後力の軸とを基準として、目標ヨーモーメント M_t と目標前後力 F_x とによって決定される座標点から、内輪制動力の軸と外輪制動力の軸にそれぞれ垂線を下し、その垂線の足の座標点の値として、内輪の目標制動力と外輪の目標制動力とがそれぞれ一義的に求められる。

30

【0031】

これに対し、目標ヨーモーメント M_t と目標前後力 F_x とが、前述の制御可能範囲外にあるときには、内輪と外輪の目標制動力を如何に決定するかが問題となる。一般に、車両の挙動がオーバステア傾向(スピン傾向)である場合には、車両の挙動を安定化させるために、車両にアンチスピンモーメントを与えることが効果的であるので、本実施形態では目標ヨーモーメント M_t の達成を優先させて、左右輪に対する制動力の配分を決定する。

40

【0032】

従って、図2に示すように、点P1、P4、P6、P7で囲まれた領域(以下、「スピン領域」と称す)内に、目標ヨーモーメント M_t と目標制動力 F_x とが存在する時には、目標ヨーモーメントと目標前後力を座標とする点を前後力の軸に平行に外輪制動力の軸上へ移動した点の座標として、内輪の目標制動力(=0)及び外輪の目標制動力をそれぞれ決定する。

【0033】

また、一般に車両の挙動がアンダステア傾向(ドリフトアウト傾向)である場合には、車両の挙動を安定化させるために、減速(減速による荷重移動(旋回を補助する方向のモ

50

ーメントが発生する)及び車速低下)が効果的であるので、本実施形態では目標前後力の達成を優先させて、左右輪に対する制動力の配分を決定する。

【0034】

従って、目標ヨーモーメントと目標前後力とが、点P2を通りモーメントMの軸に平行な直線と、点P3を通りモーメントMの軸に平行な直線との間にあり、かつ、点P5と点P3とを結ぶ直線より下方の領域(以下、「ドリフトアウト領域」と称す)にあるときは、目標ヨーモーメントと目標前後力を座標とする点を、モーメントの軸に平行に、線分P2-P3上へ移動した点の座標として、内輪及び外輪の目標制動力を決定する。

【0035】

なお、後述する実施形態では、目標ヨーモーメントMt及び目標前後力Fxは、前述した制御可能範囲、スピン領域及びドリフトアウト領域以外の領域の値には演算されないが、目標ヨーモーメント及び目標前後力が、制御可能範囲、スピン領域及びドリフトアウト領域以外の領域の値に演算される場合には、その値の座標に実質的に最も近い、制御可能範囲の境界線上の点に対応する目標制動力に決定するものとする。

【0036】

例えば、目標ヨーモーメント及び目標前後力が点P6と点P7とを結ぶ直線より下方であって、外輪制動力の軸より上方であり、かつ、線分P6-P4より左方の領域にあるときは、内輪及び外輪の目標制動力は、点P4の座標に決定する。また、目標ヨーモーメント及び目標前後力が外輪制動力の軸より下方であり、点P5とP3とを結ぶ直線より上方であり、かつ、点P3と点P4とを結ぶ直線より下方の領域にあるときは、目標ヨーモーメント及び目標前後力を座標とする点を、外輪制動力の軸に平行に線分P3-P4上へ移動した点の座標として、内輪及び外輪の目標制動力を決定する。

【0037】

また、目標ヨーモーメント及び目標前後力が点P1、P2、P5で囲まれる三角形の領域にあるときは、それらを座標とする点を、外輪制動力の軸に平行に、内輪制動力の軸上へ移動した点の座標として、内輪の目標制動力及び外輪の目標制動力(=0)を決定する。また、目標ヨーモーメント及び目標前後力が点P2を通りモーメントの軸に平行な直線より上方であって、点P5と点P3とを結ぶ直線より下方の領域にあるときは、点P2の座標として内輪及び外輪の目標制動力を決定する。また、目標ヨーモーメント及び目標前後力が点P3を通り、モーメントの軸に平行な直線より下方であり、かつ、点P5と点P3とを結ぶ直線より下方の領域にあるときは、点P3の座標として内輪及び外輪の目標制動力を決定する。

【0038】

ただし、車両のオーバステア状態を制御する場合には、制動力の付与に伴う横力の減少が問題となる。そこで、例えば図3に示すように、内輪及び外輪の制動力は、対応する車輪の摩擦円半径の1/3以下に設定することが好ましく、制動力が摩擦円半径の1/3程度であれば、横力の減少は5%程度に抑えることができる。

【0039】

また、4輪駆動車や前輪駆動車など、少なくとも前輪に駆動力が与えられる場合には、車両に与え得るヨーモーメント及び前後力は、図4にハッチングを付して示した領域になり、制御可能範囲は制動力のみによる場合の制御可能範囲よりも拡大する。アンダステア傾向の車両挙動に対しては制動力のみを制御し、オーバステア傾向の車両挙動に対してはさらに車輪の駆動力を用いることにより、車両に対してより大きなアンチスピンモーメントを与え、しかも車両の減速度を低減することが可能となる。

【0040】

次ぎに、前後輪への配分手法について説明する。

【0041】

オーバステア傾向に対する制動制御においては、旋回外側前輪の制動力が大きければ大きいほど、車両に与えられるアンチスピンモーメントが大きくなるので、前輪の前後力(制動力)の最大値Fxfmaxは、図5に示すように、その車輪の摩擦円半径となり、前輪に

10

20

30

40

50

ついで路面の摩擦係数を μ_f 、前輪の荷重を W_f とすると、前輪の前後力の最大値 F_{xfmax} は下記(3)式で示すことができる。

$$F_{xfmax} = \mu_f * W_f \quad \dots (3)$$

【0042】

また、後輪に制動力が与えられる場合には、制動力によって与えられるモーメントと、横力が低下することによって減少するモーメントとの両方を考慮して制動力を決定する必要がある。換言すれば、図5に示すように、制動力 F_{xrmax} と横力 F_y との合力 F_r の作用方向が、車両の上方から見て車両の重心 O と後輪の接地点 P とを結ぶ直線に対し垂直な方向であり、しかも、合力 F_r の大きさが後輪の摩擦円半径に等しくなるように、後輪の制動力の最大値 F_{xrmax} が決定されなければならない。従って、重心 O と後輪の回転軸線との間の距離を B 、後輪と路面との摩擦係数を μ_r 、後輪の荷重を W_r とすると、後輪の制動力の最大値は、下記の(4)式で示すことができ、制動力は前後輪の制動力の最大値 F_{xfmax} 及び F_{xrmax} の比に応じて配分される。

$$F_{xrmax} = \mu_r * W_r * (t/2) / (B^2 + t^2/4)^{1/2} \quad \dots (4)$$

【0043】

また、アンダーステア傾向の制動制御においては、制動力は前後輪の摩擦円半径に比例する割合にて配分される。

【0044】

以下、本発明の各実施形態につき、添付図面を参照して説明する。

【0045】

図6に、第1の実施形態にかかる車両の構成を概略的に示す。この車両は、駆動方式として、2輪駆動方式と4輪駆動方式とに切り替えることが可能な機構を備えている。

【0046】

エンジン1の回転出力は、変速機2を介して変速され、さらにセンターデフ3を介して前輪側の駆動軸4Fと後輪側の駆動軸4Rに配分される。このセンターデフ3は、差動機能を制限するロック機構を備えており、運転者の操作により、デフロックアクチュエータ80が駆動され、デフロック(直結状態)及びデフロック解除(非直結状態)が行われる機構となっている。なお、センターデフ3にはこのセンターデフ3がロック状態(直結状態)となったことを検出するデフロック検出センサ65を設けている。

【0047】

また、前輪側の駆動軸4Fがフロントデフ5Fを介して左右の駆動軸6FL、6FRに連結され、後輪側の駆動軸4Rがリアデフ5Rを介して左右の駆動軸6RL、6RRに連結されており、各ディファレンシャル5F、5Rを介して、エンジン1の駆動力が各車輪FL, FR, RL, RRに配分される。

【0048】

さらに、前輪側の駆動軸4Fには、前輪(FL, FR)への駆動トルクを断続する前輪駆動用のクラッチ90を設けており、センターデフ3との間を駆動軸4Faによって連結し、クラッチ90とフロントデフ5Fとの間を駆動軸4Fbによって連結している。このクラッチ90は、駆動軸4Fa-駆動軸4Fb間を断続するためのアクチュエータ(図示せず)を備えており、アクチュエータの駆動制御を行うことで、駆動軸4Fa-駆動軸4Fb間の断続制御が可能となっている。クラッチ90によって駆動軸4Faと駆動軸4Fbとをつなぐことで、駆動軸4Faの回転が駆動軸4Fbを介して、前輪側の駆動軸6FL、6FRに伝達されるため、4輪の各車輪FL, FR, RL, RRにエンジン1の駆動力が伝達される4輪駆動方式となる。これに対し、クラッチ90を切って駆動軸4Faと駆動軸4Fbとの連結を解除することで、前輪側への駆動力の伝達系が切り離されるため、この場合の駆動方式は後輪駆動となる。このようにクラッチ90によって、駆動軸4Fa-駆動軸4Fb間の連結・連結解除を行うことで、駆動方式を切り替えることが可能な機構となっている。

【0049】

ここで、図6を参照して、2駆-4駆の切り替え動作について説明しておく。まず、4

10

20

30

40

50

輪駆動で走行している状況では、クラッチ 90 を介して駆動軸 4 F a と駆動軸 4 F b とが連結された状態となっており、これにより、センターデフ 3 を介して前輪側の駆動軸 4 F と後輪側の駆動軸 4 R にそれぞれ駆動力が伝達される。4 輪駆動から 2 輪駆動に切り替える場合には、この後の動作においてクラッチ 90 を切った場合における駆動軸 4 F a の空転を防止するため、まず、デフロックアクチュエータ 80 を作動させてセンターデフ 3 をロック状態とする。この状態で、前後輪側の駆動軸 4 F、4 R を直結状態とした 4 輪駆動（リジッド 4 W D）となる。そしてこの後、図示しないアクチュエータを作動させてクラッチ 90 の連結を切り離す。これにより、エンジン 1 の駆動力は後輪 R L、R R 側のみに伝達され、後輪による 2 輪駆動に切り替わる。

【0050】

10

一方、この 2 輪駆動から 4 輪駆動に切り替える場合の動作は、まず、図示しないアクチュエータを作動させてクラッチ 90 をつなぐ。2 輪駆動中はセンタデフ 3 がロック状態となっているため、クラッチ 90 をつないだ時点で、前後輪側の駆動軸 4 F、4 R を直結状態とした 4 輪駆動（リジッド 4 W D）となる。この後、センターデフ 3 のロック状態を解除することで、通常の 4 輪駆動の状態となる。

【0051】

このようにして 2 輪駆動－4 輪駆動の切り替え動作が行われるため、2 駆から 4 駆へ及び 4 駆から 2 駆への各切り替え動作の過程で、センターデフ 3 がロック状態となることによって、リジッド 4 W D の状態が一時的に現れることになる。

【0052】

20

次に、制動装置 10 について説明する。

【0053】

各車輪 F L、F R、R L、R R の制動力は、制動装置 10 の油圧回路 10 L によって、ホイールシリンダ 38 F L、38 F R、38 R L、38 R R の各制動圧を制御することにより実施している。

【0054】

図 7 に、制動装置 10 の構成を示す。制動装置 10 は運転者の踏み込み操作に応答してブレーキオイルを第 1 及び第 2 のポートより圧送するマスタシリンダ 14 を有し、第 1 のポートは前輪用のブレーキ油圧制御導管 16 により左右前輪用のブレーキ油圧制御装置 18 及び 20 に接続されている。第 2 のポートは途中にプロポーションバルブ 22 を有する後輪用のブレーキ油圧制御導管 24 により左右後輪用のブレーキ油圧制御装置 26 及び 28 に接続されている。また、制動装置 10 は、リザーバ 30 に貯蔵されたブレーキオイルを汲み上げ、高圧のオイルとして高圧導管 32 へ供給するオイルポンプ 34 を有している。高圧導管 32 は各ブレーキ油圧制御装置 18、20、26、28 に接続され、また、その途中にはアキュムレータ 36 が接続されている。

30

【0055】

各ブレーキ油圧制御装置 18、20、26、28 はそれぞれ対応する車輪に対する制動力を制御するホイールシリンダ 38 F L、38 F R、38 R L、38 R R と、3 ポート 2 位置切り換え型の電磁式の制御弁 40 F L、40 F R、40 R L、40 R R と、リザーバ 30 に接続された低圧導管 42 と高圧導管 32 との間に設けられた常開型の電磁式の開閉弁 44 F L、44 F R、44 R L、44 R R と、常閉型の電磁式の開閉弁 46 F L、46 F R、46 R L、46 R R とを有している。それぞれ開閉弁 44 F L、44 F R、44 R L、44 R R と開閉弁 46 F L、46 F R、46 R L、46 R R との間の高圧導管 32 は、接続導管 48 F L、48 F R、48 R L、48 R R により、制御弁 40 F L、40 F R、40 R L、40 R R に接続されている。

40

【0056】

制御弁 40 F L、40 F R は、それぞれ前輪用のブレーキ油圧制御導管 16 とホイールシリンダ 38 F L、38 F R とを連通接続し、かつ、ホイールシリンダ 38 F L、38 F R と接続導管 48 F L、48 F R との連通を遮断する図示の第 1 の位置と、ブレーキ油圧制御導管 16 とホイールシリンダ 38 F L、38 F R との連通を遮断し、かつ、ホイール

50

シリンダ 38FL、38FRと接続導管 48FL、48FRとを連通接続する第2の位置とに、切り替わるようになっている。同様に、制御弁 40RL、40RRは、それぞれ後輪用のブレーキ油圧制御導管 24とホイールシリンダ 38RL、38RRとを連通接続し、かつ、ホイールシリンダ 38RL、38RRと接続導管 48RL、48RRとの連通を遮断する図示の第1の位置と、ブレーキ油圧制御導管 24とホイールシリンダ 38RL、38RRとの連通を遮断し、かつ、ホイールシリンダ 38RL、38RRと接続導管 48RL、48RRとを連通接続する第2の位置とに、切り替わるようになっている。

【0057】

制御弁 40FL、40FR、40RL、40RRが第2の位置にある状況に置いて、開閉弁 44FL、44FR、44RL、44RR及び開閉弁 46FL、46FR、46RL、46RRが図示の状態に制御されると、ホイールシリンダ 38FL、38FR、38RL、38RRは、制御弁 40FL、40FR、40RL、40RR及び接続導管 48FL、48FR、48RL、48RRを介して高压導管 32と連通接続され、これによりホイールシリンダ 38FL、38FR、38RL、38RR内の圧力が増圧される。逆に、制御弁 40FL、40FR、40RL、40RRが第2の位置にある状況において、開閉弁 44FL、44FR、44RL、44RRが閉弁され、開閉弁 46FL、46FR、46RL、46RRが開弁されると、ホイールシリンダ 38FL、38FR、38RL、38RRは、制御弁 40FL、40FR、40RL、40RR及び接続導管 48FL、48FR、48RL、48RRを介して、低压導管 42と連通接続され、これによりホイールシリンダ 38FL、38FR、38RL、38RR内の圧力が減圧される。さらに制御弁 40FL、40FR、40RL、40RRが第2の位置にある状況において、開閉弁 44FL、44FR、44RL、44RR及び開閉弁 46FL、46FR、46RL、46RRが閉弁されると、ホイールシリンダ 38FL、38FR、38RL、38RRは、高压導管 32及び低压導管 42のいずれとも遮断され、これによりホイールシリンダ 38FL、38FR、38RL、38RR内の圧力は、そのまま保持される。

【0058】

このように制動装置 10は、制御弁 40FL、40FR、40RL、40RRが第1の位置にあるときには、ホイールシリンダ 38FL、38FR、38RL、38RRにより、運転者のブレーキペダル 12の踏み込み量に応じた制動力を発生し、制御弁 40FL、40FR、40RL、40RRのいずれかが第2の位置にあるときには該当する車輪の開閉弁 44FL、44FR、44RL、44RR及び開閉弁 46FL、46FR、46RL、46RRを開閉制御することにより、ブレーキペダル 12の踏み込み量や他の車輪の制動力に拘わりなく、その車輪の制動力を制御し得るようになっている。

【0059】

一方、制御装置 50には、車速Vを検出する車速センサ 56、車体に作用する横加速度Gyを検出する横加速度センサ 58、車体に作用するヨーレート γ を検出するヨーレートセンサ 60、操舵角 θ を検出する操舵角センサ 62、車体に作用する前後加速度Gxを検出する前後加速度センサ 64、センターデフ 3のロック状態を検出するデフロック検出センサ 65、アクセルペダル 7の踏み込み量Accpを検出するアクセルペダルセンサ 66、エンジン回転数Neを検出する回転数センサ 70、変速機 2の変速段(変速比Rtm)を検知するシフトポジションセンサ 70、ホイールシリンダ 38FL、38FR、38RL、38RR内の圧力(制動圧)を検出する圧力センサ 72FL、72FR、72RL、72RR、デフロック及びデフロック解除の要求操作を行うデフロックスイッチ 73、2輪駆動と4輪駆動との切り替え操作を行う2/4WD切り替えスイッチ 74などの、各検出結果又はスイッチ操作情報が与えられる。そして、制御装置 50は、これらの検出結果やスイッチ操作情報をもとに、制動装置 10の動作制御の他、スロットルバルブ 8の開度を変化させるスロットルモータ 9の駆動制御、エンジン 1の出力制御、デフロックアクチュエータ 80の動作制御、2駆-4駆の切り替え動作制御、クラッチ 90の断続制御などの各制御を実行している。なお、横加速度センサ 58等は車両の左旋回方向を正方向として横加速度等を検出するようになっている。

10

20

30

40

50

【0060】

ここで、制御装置50で実施する車両の旋回挙動を安定化させる制動制御について、図8のフローチャートに沿って説明する。なお図8に示すフローチャートはイグニションスイッチのオン操作により起動する。

【0061】

まず、ステップ（以下、ステップを「S」と記す）10において、車速センサ56などの各種センサの検出結果が読み込まれる。

【0062】

続くS20では、車速Vとヨーレート γ の積 $V * \gamma$ と、横加速度 G_y との偏差 $G_y - V * \gamma$ としての横加速度の偏差（車両の横すべり加速度） $V_y d$ が演算され、横加速度の偏差 $V_y d$ を積分することにより、車体の横すべり速度 V_y が演算され、車体の前後速度 V_x （＝車速V）に対する車体の横すべり速度 V_y の比 V_y / V_x として車体のスリップ角 β が演算される。また、車体のスリップ角 β の微分値として車体スリップ角速度 βd が演算される。

10

【0063】

続くS30では、a及びbをそれぞれ正の定数として車体のスリップ角 β 及びスリップ角速度 βd の線形和 $a * \beta + b * \beta d$ の絶対値が基準値 βc （正の定数）を超えているか否か、すなわち車両がスピン傾向になりつつあるか否かの判断が行われる。

【0064】

S30で「Yes」、すなわち車両がスピン傾向になりつつあると判断された場合には、S40に進み、横加速度 G_y が正であるか、すなわち車両が左旋回状態にあるかが判断される。左旋回状態の場合にはS50に進み、Cspinを正の定数として下記（5）式の係数Csが $-Cspin$ に設定され、右旋回状態の場合にはS60に進み、係数CsがCspinに設定される。

20

【0065】

続くS70では、目標ヨーモーメントMtが下記の（5）式をもとに演算されると共に、目標前後力FtがFtc（定数）に設定される。

$$Mt = (|a * \beta + b * \beta d| - \beta c) * Cs \quad \dots (5)$$

【0066】

続くS80では、前出の（1）式、（2）式に従って内輪及び外輪の摩擦円半径Finmax及びFoutmaxが演算されることにより、図4に例示されるマップの点P2～P5が決定され、また、アクセルペダル7の踏み込み量Accp及びエンジン回転数Neに基づき、予め規定した所定のマップより、エンジン1の出力トルクTeが演算され、変速機2の変速比Rtmと出力トルクTeとをもとに、所定のマップより内輪及び外輪の駆動力Fdin及びFdoutが演算される。これらより、点P1'、P4'、P6'が決定される。このようにして決定された図4のマップに基づき前述の手法により外輪の制動力Foutが決定される。

30

【0067】

続くS90では、図9に示すフローチャートに沿って外輪の制動力Foutが前後輪に配分され、これにより旋回外輪側の前後輪の目標制動力が演算される。

40

【0068】

図9のフローチャートでは、まずS92では、mf、mrをそれぞれ車両の前輪側、後輪側の質量とし、車両Cfrを前輪のロール剛性配分として、前後加速度Gx及び横加速度Gyに基づき、下記の（6）式、（7）式に従ってそれぞれ旋回内輪側の前輪の荷重Wfin、後輪の荷重Wrinが算出される。また、前後加速度Gx及び横加速度Gyに基づき、下記の（8）式、（9）式に従ってそれぞれ旋回外輪側の前輪の荷重Wfout、後輪の荷重Wroutが演算される。

$$W_{fin} = m_f * g / 2 - m * G_x * h - C_{fr} * m * G_y * h / t \quad \dots (6)$$

$$W_{rin} = m_r * g / 2 + m * G_x * h - (1 - C_{fr}) * m * G_y * h / t \quad \dots (7)$$

$$W_{fout} = m_f * g / 2 - m * G_x * h + C_{fr} * m * G_y * h / t \quad \dots (8)$$

50

$$W_{rout} = m r * g / 2 + m * G x * h + (1 - C_{fr}) * m * G y * h / t \cdots (9)$$

【0069】

続くS94では、 μ_{inf} 及び μ_{inr} をそれぞれ旋回内輪側の前輪及び後輪についての路面の摩擦係数として、前出の(3)式、(4)式に対応する(10)式、(11)式に従って、それぞれ旋回内輪側の前輪及び後輪に発生させ得る制動力の最大値 F_{infmax} 及び F_{inrmax} が演算される。また、 μ_{outf} 及び μ_{outr} をそれぞれ旋回外輪側の前輪及び後輪についての路面の摩擦係数として、前出の(3)式、(4)式に対応する(12)式、(13)式に従って、それぞれ旋回外輪側の前輪及び後輪に発生させ得る制動力の最大値 $F_{outfmax}$ 及び $F_{outrmax}$ が演算される。

$$F_{infmax} = \mu_{inf} * W_{fin} \cdots (10)$$

10

$$F_{inrmax} = \mu_{inr} * W_{rin} \cdots (11)$$

$$F_{outfmax} = \mu_{outf} * W_{fout} \cdots (12)$$

$$F_{outrmax} = \mu_{outr} * W_{rout} * (t / 2) / (B^2 + t^2 / 4)^{1/2} \cdots (13)$$

【0070】

続くS96では、下記の(14)式、(15)式に従って、制動力の最大値 F_{infmax} 及び F_{inrmax} に比例する割合において内輪の制動力 F_{in} が配分されることにより、旋回内輪側の前輪及び後輪の目標制動力 F_{inf} 及び F_{inr} が演算される。また、下記の(16)式、(17)式に従って、制動力の最大値 $F_{outfmax}$ 及び $F_{outrmax}$ に比例する割合において外輪の制動力 F_{out} が配分されることにより、旋回外輪側の前輪及び後輪の目標制動力 F_{outf} 及び F_{outr} が演算され、S90として示す処理が終了する。

20

$$F_{inf} = F_{in} * F_{infmax} / (F_{infmax} + F_{inrmax}) \cdots (14)$$

$$F_{inr} = F_{in} * F_{inrmax} / (F_{infmax} + F_{inrmax}) \cdots (15)$$

$$F_{outf} = F_{out} * F_{outfmax} / (F_{outfmax} + F_{outrmax}) \cdots (16)$$

$$F_{outr} = F_{out} * F_{outrmax} / (F_{outfmax} + F_{outrmax}) \cdots (17)$$

【0071】

図8のフローチャートに戻り、S30において「No」、すなわち車両がスピン傾向ではないと判断された場合には、S100に進み、 K_h をスタビリティファクタ、 L をホイールベースとして、下記(18)式に従って基準ヨーレート γ_c が演算される。また、 T を時定数、 s をラプラス演算子として、下記(19)式に従って目標ヨーレート γ_t が演算される。

30

$$\gamma_c = V * \theta * (1 + K_h * V^2) * L \cdots (18)$$

$$\gamma_t = \gamma_c / (1 + T * s) \cdots (19)$$

【0072】

続くS110では、目標ヨーレート γ_t の絶対値と車両の実ヨーレート γ の絶対値との偏差 $|\gamma_t| - |\gamma|$ が基準値 γ_c (正の定数)を超えているか、すなわち車両がドリフトアウト傾向になりつつあるかが判断される。

【0073】

S110で「No」と判断された場合には車両がドリフトアウト傾向ではなく、しかも先のS30においてスピン傾向ではないと判断されている。このため、S110で「No」の場合には安定走行中であり、この場合には、S112に進んで、挙動制御が実行中であるか否かを示す実行フラグ F の値を $F = 0$ に設定して、挙動制御が行われていないことを示し、このルーチンを終了する。

40

【0074】

一方、S110で「Yes」、すなわち車両がドリフトアウト傾向であると判断された場合には、S120に進み、横加速度 G_y が正であるか、すなわち車両が左旋回状態であるかが判断される。S120で「Yes」と判断された場合にはS130に進んで係数 K の値が1に設定され、S120で「No」と判断された場合にはS140に進んで係数 K の値が-1に設定される。

【0075】

S130又はS140を経た後S150に進み、目標ヨーモーメント M_t が M_{tc} を定数

50

として $K * M_{tc}$ に設定されると共に、目標前後力 F_t が下記 (20) 式に従って演算される。

$$F_t = (|\gamma_t| - |\gamma| - \gamma_c) * C_d \quad \dots (20)$$

【0076】

続く S160 では、前出の (1) 式及び (2) 式に従って、内輪及び外輪の摩擦円半径 F_{inmax} 及び F_{outmax} が演算され、これらの摩擦円半径の $1/3$ の値に基づき、図3のマップにおける点 $P2' \sim P6'$ が決定され、このようにして決定された図3のマップに基づき、前述した手法において内輪及び外輪の制動力 F_{in} 及び F_{out} が決定される。

【0077】

続く S170 では、図10に示すフローチャートに沿って内輪の制動力 F_{in} 及び外輪の制動力 F_{out} がそれぞれ前後輪に配分され、これにより各輪の目標制動力が演算される。図10のフローチャートでは、前述した図9のフローチャートにおける S92～S96 と同様の処理が、S172～S176において実行されるが、S174では旋回内輪側の後輪に発生させ得る制動力の最大値 F_{inrmax} は下記の (21) 式によって演算される。

$$F_{inrmax} = \mu_{inr} * W_{rin} \quad \dots (21)$$

【0078】

続く S180 では、制動力制御が実行中であるか否かを示す実行フラグ F の値を調べる。この実行フラグ F は、 $F=1$ で制動力制御の実行中を示しており、制動力制御の実行条件が成立する直前では、実行フラグ F は $F=0$ に設定されているため、S180で「No」と判断されて S200 に進む。

【0079】

S190では、センターデフ3がロック状態であるかを判断する。ここでは、例えば、デフロック検出センサ65がデフロック状態を検出した場合、デフロックスイッチ73の操作によってデフロックを要求する操作が為された場合に、センターデフ3がロック状態であると判断する。なお、前述したように、2駆-4駆の切り替え動作中に一時的にセンターデフ3がロック状態となるため、切り替えスイッチ74の操作によって2駆-4駆の切り替えを要求する操作が為された場合にも、この切り替え動作が終了するまでの間は、センターデフ3がロック状態であると判断しても良い。

【0080】

S190で「No」、すなわちセンターデフ3がロック状態ではないと判断された場合には、S200に進み、エンジン出力の抑制処理を実行する。具体的には、S30或いはS110などで把握される車両状態量に応じてスロットルバルブ8を自動的に絞ってエンジン出力を低下させる処理である。通常、スロットルバルブ8の開度は、アクセルペダルセンサ66で検出されるアクセルペダル7の踏み込み量 A_{ccp} に応じて決定されるが、前述したような制動装置10によって旋回挙動を安定化させる制動力制御の実行時には、制動装置50による制御の下、アクセルペダル7の踏み込み量 A_{ccp} に依らずにスロットルモータ9を駆動させ、所定の閉側の開度までスロットルバルブ8を変位駆動する。

【0081】

なお、スピン傾向及びドリフトアウト傾向などの各車両状態量に応じたスロットルバルブ開度を、予めマップ化しており、S180では、把握された車両状態量をもとにマップ検索することで、スロットルバルブ開度を決定し、決定したスロットルバルブ開度に応じてスロットルモータ9を駆動させる。

【0082】

続く S210 では、各車輪 FL, FR, RL, RR に対する制動力制御が実行される。この S210 では、S90或いは S170 において演算された各車輪の目標制動力に基づき、各車輪のホイールシリンダ38i ($i = FL, FR, RL, RR$) の目標制動圧が演算され、またデューティ比 Dir が下記 (22) 式に従って演算される。なお、下記 (22) 式において、 K_p 及び K_d は制御圧のフィードバック制御における比例項及び微分項のゲイン係数、 P_i は各輪のホイールシリンダ圧、 P_{ti} は各輪の目標ホイールシリンダ圧である。

10

20

30

40

50

$$Dir = Kp * (Pi - Pti) + Kd * d(Pi - Pti) / dt \quad \dots (22)$$

【0083】

また、制動圧が増減されるべき車輪の制御弁40iに対して制御信号を出力し、これにより制御弁40iを第2の位置に切り替わる。また、その車輪の旋回外輪の開閉弁に対しデューティ比Dirに対応する制御信号を出力して、ホイールシリンダ38iに対するアキュムレータ圧の給非が制御される。このような制御動作によって制動圧が増減され、制動力が目標制動力になるように制御される。

【0084】

なお、この場合、デューティ比Dirが負の基準値と正の基準値との間の値であるときには、上流側の開閉弁が第2の位置に切り替え設定され、かつ、下流側の開閉弁が第1の位置に保持されることにより、対応するホイールシリンダ内の圧力が保持される。また、デューティ比Dirが正の基準値以上の時には旋回外輪の上流側及び下流側の開閉弁が図2に示した位置に制御されることにより、対応するホイールシリンダに対しアキュムレータ圧が供給されることによって、このホイールシリンダ内が増圧される。また、デューティ比Dirが負の基準値以下の時には旋回外輪の上流側及び下流側の開閉弁が第2の位置に切り替えられ、これによって対応するホイールシリンダ内のブレーキオイルが低圧導管42へ排出され、その結果、このホイールシリンダ内が減圧されることになる。

【0085】

このような処理がS210で実行された後、S220に進み、実行フラグFの値をF=1に設定して制動力制御が実行中であることを示し、このルーチンを終了する。

【0086】

一方、先のS190で「Yes」、すなわちデフロック状態であると判断した場合には、そのままこのルーチンを終了する。すなわち、センターデフ3がロック状態となっている間は、この間に制動力制御の開始条件が成立した場合であっても、制動力制御の開始が禁止される。これは、センターデフ3がロック状態となると、前輪FL、FRと後輪RL、RRの回転数差が拘束されることで、センターデフ3がフリーの場合と比べて、アンチスピンモーメントの大きさやタイヤ横力の前後輪バランスが変化するので、センターデフ3がロック状態である場合には、各輪の制動力制御が開始されることを禁止する。

【0087】

これに対し、一旦、制動力制御が開始され、実行フラグFがF=1に設定されている間は、S180で「Yes」と判定されて、S190を実行せずにS200に進む。このため、制動力制御の実行中に、例えば2駆-4駆の切り替え要求があって、その切り替え動作の過程でセンターデフ3がロックされ、直結4輪駆動の状態に一時的になった場合にも、この間、エンジン出力の抑制処理(S200)と制動力制御(S210)が継続して実行される。これは、センターデフ3がロック状態となった場合に直ちに制動力制御を中止すると、車両の旋回挙動が安定化傾向に移行しつつある状況下で、制動力制御が直ちに中止されてしまい、旋回挙動の安定化制御の効果が十分に発揮できない場合も起こり得る。そこで、制動力制御が実行されている間は、この間に、センターデフ3がロック状態となった場合にも、制動力制御を継続させることとする。

【0088】

そして、このような制御処理を実施して、車両のスピン・ドリフトアウト傾向が解消された場合には、S110において「No」と判断されてS112に進み、実行フラグFの値をF=0にリセットして、実行していた制動力制御が終了したことを示す。

【0089】

なお、図12に示すように、S90或いはS170を経た後、S200に進んで、エンジン出力の抑制処理を実行させるフローを採用することもできる。これにより、車両挙動がスピン傾向或いはドリフトアウト傾向と判断され、制御ステップがS90或いはS170に到達した場合には、実際に制動力制御(S210)が実行されるか否かに関わらず、エンジン出力の抑制処理(S190)が必ず実行され、車速Vを低下させて走行安定性が確保される方向に車両状態を推移させることができる。

【0090】

次に、第2の実施形態について説明する。

【0091】

ここでは、センタデフ3がロック状態である場合の他の制御処理について、図11をもとに説明する。図8のフローチャートでは、各輪の制動力制御(S210)等の開始条件が成立した場合であっても、センタデフ3がロック状態であると判断された場合(S190で「Yes」)には、制動力制御(S210)等が開始されることを禁止して、そのままこのルーチンを終了する場合を例示した。この実施形態では、S190で「Yes」の場合には、さらにS192に進んで、車速Vが所定のしきい値Vth以下の低車速域であるかを判断する。その結果、車速Vがしきい値Vthより高車速である場合には(S192で「No」)、先に説明したS200以降の処理に移行して、エンジン出力の抑制処理(S200)及び各輪の制動力制御(S210)を実行する。これは、車速Vが高いほど旋回時の車両の安定性が低くなることを考慮し、高車速で走行中は、エンジン出力の抑制処理(S200)及び各輪の制動力制御(S210)を優先的に実施して、車両挙動の安定化を図るためである。

10

【0092】

さらに、車速Vがしきい値Vth以下の低車速域の場合には(S192で「Yes」)、S194に進んで、路面の摩擦状態を示す路面 μ が所定の基準値 μ_{th} より大であるかを判断する。センタデフ3がロック状態となると、旋回外側前輪のブレーキが後輪に作用したり、旋回内側前輪に駆動力が作用するが、路面の摩擦状態が大の場合には遠心力によって生じる荷重移動によって、特に旋回内側輪の接地荷重の低下が大きくなり、スリップ量が增大するおそれがある。

20

【0093】

そこでS194で「Yes」、すなわち路面 μ が基準値 μ_{th} よりも大きい場合には、このままこのルーチンを終了することとし、各輪の制動力制御(S210)などが開始されることを禁止して、スリップ量の増大を防止する。また、S194で「No」、すなわち路面 μ が基準値 μ_{th} 以下となる低 μ 路の場合には、S200以降の処理に進み、エンジン出力の抑制処理(S200)及び各輪の制動力制御(S210)を開始させ、車両挙動の安定化を図る。

【0094】

なお、路面 μ の推定手法としては、例えば、実験的に得られたマップから操舵角 θ と横加速度Gyとをもとに検索してこのときの路面 μ の値を推定する手法、加速時或いは制動時における車輪のスリップ率をもとに推定する手法、或いは、操舵角 θ 及び車速Vをもとに推定した横加速度と横加速度センサ58で検出された横加速度Gyとの偏差をもとに推定する手法などを採用することができ、特に限定するものではない。

30

【0095】

次に第3の実施形態について説明する。

【0096】

図8などで説明した実施形態では、車両挙動を制御するための制動力制御が実行されている間に、センタデフ3がロック状態となった場合にも、そのまま制動力制御を継続する場合について説明した。この際、センタデフ3がロックされている状況を考慮して、センタデフ3がフリーの場合に設定される各輪の制動力を補正して用いることも可能である。

40

【0097】

このような制動力の補正処理を、先に説明したS90において実施する場合を例に説明する。図13に示すように、S92～S96を図9で説明した通りに実行した後、S97に進む。S97では、デフロック検出センサ65の検出結果をもとに、センタデフ3がロック状態であるかを判断する。その結果、センタデフ3がフリーの場合には(S97で「No」)、図9のフローチャートと同様に、S96で演算した旋回内輪側の前輪及び後輪の目標制動力F_{inf}及びF_{inr}、旋回外輪側の前輪及び後輪の目標制動力F_{outf}及びF

50

outrをそのまま設定する。

【0098】

センターデフ3がロック状態の場合には（S97で「Yes」）、S98に進み、S30などで得られるスピン状態量としての車両状態量に応じて、各輪に対応する補正係数 k_{inf} 、 K_{inr} 、 k_{outf} 、 k_{outr} を設定する。なお、補正係数 k_{inf} は旋回内輪側の前輪、補正係数 K_{inr} は旋回内輪側の後輪、補正係数 k_{outf} は旋回外輪側の前輪、補正係数 k_{outr} は旋回外輪側の後輪に対し、それぞれ設定された制動力に対する補正係数である。例えば、スピン状態量（ $a * \beta + b * \beta d$ ）に応じた各輪の補正係数を、予め実験的に求めてマップ化しておき、S30で得られたスピン状態量をもとにマップ検索することで、各輪に対応する補正係数 k_{inf} 、 K_{inr} 、 k_{outf} 、 k_{outr} を設定する。

10

【0099】

続くS99では、S96で演算された目標制動力 F_{inf} 、 F_{inr} 、 F_{outf} 、 F_{outr} に対し、S98で設定された各輪に対応する補正係数 k_{inf} 、 K_{inr} 、 k_{outf} 、 k_{outr} をそれぞれ乗じ、その演算結果をそれぞれ目標制動力 F_{inf} 、 F_{inr} 、 F_{outf} 、 F_{outr} として新たに設定する。

【0100】

このような補正処理を行うことで、センターデフ3がロック状態の場合にも、スピン状態に応じた好適な制動力制御を実施し、スピン傾向を抑制し旋回挙動を安定化させることができる。

【0101】

20

また、このようなセンターデフ3のロックに伴う制動力の補正処理を、先に説明したS170において実施する場合を、図14のフローチャートに示す。

【0102】

この場合も、S172～S176を図10で説明した通りに実行した後、S177以降に進み、S177～S179も、図13で説明したS97～S99と同様に実行されるが、S178では、ドリフトアウト状態量（ $\gamma_t - \gamma$ ）に応じた各輪の補正係数を、予め実験的に求めてマップ化しておき、S110で得られたドリフトアウト状態量（ $\gamma_t - \gamma$ ）をもとにマップ検索することで、各輪に対応する補正係数 k_{inf} 、 K_{inr} 、 k_{outf} 、 k_{outr} を設定する。

【0103】

30

このような補正処理を行うことで、センターデフ3がロック状態の場合にも、ドリフトアウト状態に応じた好適な制動力制御を実施し、ドリフトアウト傾向を抑制し旋回挙動を安定化させることができる。

【0104】

次に第4の実施形態について説明する。

【0105】

図8のフローチャートでは、2駆－4駆の切り替え要求や、センターデフ3のロック要求があった場合、制動力制御の実行中か否かに関わらず、常に要求動作を実行する場合について説明したが、ここでは、制動力制御中に、2駆－4駆の切り替え要求やセンターデフ3のロック要求があった場合に、制動力制御が終了するまで、これらの要求を保留（延期）する場合について説明する。

40

【0106】

このような2駆－4駆の切り替え動作制御について、図15のフローチャートに沿って説明する。

【0107】

まず、S302では、2／4WD切り替えスイッチ74の操作状態をもとに、2輪駆動から4輪駆動へ或いは4輪駆動から2輪駆動への切り替え要求があったかを判断する。切り替え要求があった時点で、S302で「Yes」と判断され、S304に進み、この時点における、制動力制御の実行フラグF（図8参照）の値が $F = 0$ であるか、すなわち制動力制御が実施されていないかを判断する。この時点で制動力制御が実施されていない場

50

合には、S 3 0 4で「Y e s」と判断されて、S 3 0 6に進んで、2／4WD切り替えスイッチ74のスイッチ操作に応じた2駆－4駆の切り替え動作を開始する。

【0108】

一方、S 3 0 4で「N o」の場合、すなわち制動力制御の実行中に2駆－4駆の切り替え要求があった場合には、S 3 0 8に進み、該当する表示ランプを点滅させたり、警報音を発生するなど、要求動作が保留状態であることを表示する。さらにS 3 1 0に進んで、制動力制御の実行フラグFがF = 0であるか、すなわち制動力制御が終了したかを判断し、「N o」の場合には前述したS 3 0 8に戻り、S 3 1 0で「Y e s」と判断されるまで、この処理を繰り返す。そして、この後、制動力制御が終了した場合には、S 3 1 0で「Y e s」と判断されてS 3 1 2に進み、S 3 0 8で実施した保留表示を解除した後、S 3 0 6に進んで、要求されていた2駆－4駆の切り替え動作を開始する。

10

【0109】

また、センターデフ3のデフロック制御も同様に実施することができ、図16のフローチャートに沿って説明する。

【0110】

まず、S 4 0 2では、デフロックスイッチ73の操作状態をもとに、センターデフ3のロック要求があったかを判断する。デフロック要求があった時点で、S 4 0 2で「Y e s」と判断され、S 4 0 4に進み、この時点における、制動力制御の実行フラグF（図8参照）の値がF = 0であるか、すなわち制動力制御が実施されていないかを判断する。この時点で制動力制御が実施されていない場合には、S 4 0 4で「Y e s」と判断されて、S 4 0 6に進みセンターデフ3のロック動作を開始する。

20

【0111】

一方、S 4 0 4で「N o」の場合、すなわち制動力制御の実行中にセンターデフ3のロック要求があった場合には、S 4 0 8に進み、該当する表示ランプを点滅させたり、警報音を発生するなど、要求動作が保留状態であることを表示する。さらにS 4 1 0に進んで、制動力制御の実行フラグFがF = 0であるか、すなわち制動力制御が終了したかを判断し、「N o」の場合には前述したS 4 0 8に戻り、S 4 1 0で「Y e s」と判断されるまで、この処理を繰り返す。そして、この後、制動力制御が終了した場合には、S 4 1 0で「Y e s」と判断されてS 4 1 2に進み、S 4 0 8で実施した保留表示を解除した後、S 4 0 6に進んで、要求されていたセンターデフ3のロック動作を開始する。

30

【0112】

図15、図16のような処理を実行することにより、制動力制御の実行中に、センターデフ3がロック状態となることを防止でき、通常通りの制動力制御を実行できる。そして、車両の旋回挙動が安定化して制動力制御が終了した後は、速やかに、2駆－4駆の切り替え動作やセンターデフ3のロック動作を行うことができる。

【0113】

なお、図17、図18に、制動力制御中に、2駆－4駆の切り替え要求やセンターデフ3のロック要求があった場合に、この要求を無効とする処理のフローチャートを示しておく。図17／図18では、それぞれ制動力制御の実行中は（S 3 0 4／S 4 0 4で「N o」）、S 3 1 4／S 4 1 4に進み、ランプの点滅や警報音などを所定時間表示することで、要求が無効であることを示し、そのままこのルーチンを終了する。いずれのフローチャートも、その他の処理は、図15／図16と同様であり、図15／図16と同一の処理ステップには同一のステップ数を付して示し、説明は省略する。

40

【0114】

以上説明した各実施形態では、駆動方式を2輪駆動と4輪駆動に切り替え可能な車両を例に説明したが、図19に示すような4輪駆動機構についても適用することができる。図19に示す4輪駆動機構では、変速機2の出力が後輪側の駆動軸4Rに直結しており、前輪側の駆動軸4Fには、多板クラッチ91を組み込んだトランスファー92によって駆動トルクが分岐される機構となっている。多板クラッチ91の圧着力が十分に小さい状態では後2輪駆動であり、多板クラッチ91の圧着力が増加するに連れて、前輪側の駆動軸4

50

Fに分岐される駆動トルクが増加する。そして、多板クラッチ91を完全につなぐと、駆動軸4F、4R間を直結状態とした4輪駆動（リジッド4WD）となる。このような多板クラッチ91の圧着力の制御は、例えば油圧によって行い、一例としては、前輪FL、FRと後輪RL、RRの回転速度差と車両に作用する横加速度とを主な要素として、この油圧の制御を実施する。すなわち、このようにして油圧制御を行うことで、後輪駆動からリジッド4WD間での間を、連続的に可変可能とした前後駆動力配分制御システムを構成している。前輪：後輪の駆動力配分は、多板クラッチ91のクラッチ断で0：100となり、多板クラッチ91の圧着力を強めるに連れて、次第に50：50に近づいてゆく。

【0115】

このような前後駆動力配分制御システムを図8のフローチャートに適用する場合には、S190において、多板クラッチ91に作用させる油圧の大きさをもとに、駆動軸4F、4R間の結合状態が所定値より大であるかを判断する。また、図15などに対応する実施形態としては、制動力制御が実行中の場合には、多板クラッチ91に作用させる油圧を一定圧に維持して、制動力制御の実行中は多板クラッチ91の結合状態の変更を禁止する。なお、このように多板クラッチ91の結合状態の変更を禁止せずに、例えば、制動力制御の実行中は、多板クラッチ91の結合状態の変化範囲を所定の小範囲に限定するなどの処理を実行しても良い。

【0116】

また、先に説明した実施形態のうち、図15～図18では、制動力制御中に、2駆－4駆の切り替え要求やセンターデフ3のロック要求があった場合に、これらの要求を無効として扱い、或いは、制動力制御が終了するまでこれらの要求を保留する場合を説明したが、この例に限定するものでない。この他の場合としては、制動時に車輪がロック状態となることを防止する、アンチロックブレーキシステム（ABS）が作動中の状況下においても、図15～図18と同様に取り扱うこともできる。図15～図18の処理をアンチロックブレーキシステムに対応させた場合のフローチャートを、図20～図23に示しておく。この場合、S304／S404では、アンチロックブレーキシステムが作動中か否かを判断し、作動していない状況では要求された動作をそのまま開始し、作動中では、要求動作を保留或いは無効扱いとするものである。なお、図20～図23は、図15～図18と同様な処理であり、同一の処理ステップには同一のステップ数を付して示し、詳細な説明は省略する。

【0117】

【発明の効果】

以上説明したように、請求項1にかかる車両の制動制御装置によれば、両駆動軸間の結合状態が大である間は、制動制御手段による制動制御の開始条件が成立した場合にも、禁止手段によって制動制御を禁止するので、両駆動軸間の結合状態が大である状況下で制動制御を開始した場合に生じ得る、ドライバビリティの変化を防止することができる。さらに、制動制御手段による制動制御が実行されている間は、この間に、両駆動軸間の結合状態が大となった場合にも、許可手段によって、制動制御手段による制動制御を継続させるので、制動制御が不意に中止されることを防止でき、また、制動制御によって奏されるべき、スピン・ドリフトアウトの抑制効果を十分に発揮させることが可能となる。

【0118】

また、請求項8又は9にかかる車両の制動制御装置によれば、変更制限手段によって、制動制御の実行中に、前・後駆動軸の結合状態の変更を制限するので、前・後駆動軸の結合状態が変更されることによる影響が最小限に抑えられるため、走行状態が回復するまで、好適な制動制御を継続して実行することが可能となる。

【図面の簡単な説明】

【図1】左右2輪の車両モデルを左旋回時について示す説明図である。

【図2】車両挙動がオーバステア傾向の場合における、モーメントM及び前後力Fxと、内輪及び外輪の制動力Fin、Foutとの間の関係などを示すグラフである。

【図3】車両挙動がアンダステア傾向の場合における、モーメントM及び前後力Fxと、

10

20

30

40

50

内輪及び外輪の制動力 F_{in} 、 F_{out} との間の関係などを示すグラフである。

【図 4】少なくとも前輪が駆動される車両の挙動がオーバステア傾向の場合における、モーメント M 及び前後力 F_x と、内輪及び外輪の制動力 F_{in} 、 F_{out} との間の関係などを示すグラフである。

【図 5】車両の挙動がオーバステア傾向の場合において、制動力の前後輪への配分要領を示す説明図である。

【図 6】実施形態にかかる車両の制動制御装置の構成を概略的に示す構成図である。

【図 7】制動装置の構成を概略的に示す構成図である。

【図 8】制御装置において実施される、車両の挙動制御を示すフローチャートである。

【図 9】S 90 で実施する、制動力を前後輪へ配分する処理を示すフローチャートである 10

。【図 10】S 170 で実施する、制動力を前後輪へ配分する処理を示すフローチャートである。

【図 11】デフロック状態出あると判断された後、他の処理例として、フローチャートの一部を示す説明図である。

【図 12】制御装置において実施される、制動制御の他の実施形態を示すフローチャートである。

【図 13】S 90 で実施する、制動力を前後輪へ配分する処理の他の実施形態を示すフローチャートである。

【図 14】S 170 で実施する、制動力を前後輪へ配分する処理の他の実施形態を示すフ 20
ローチャートである。

【図 15】制動力制御中に、2 駆－4 駆の切り替え要求があった場合の処理例を示すフローチャートである。

【図 16】制動力制御中に、センターデフのロック要求があった場合の処理例を示すフローチャートである。

【図 17】制動力制御中に、2 駆－4 駆の切り替え要求があった場合の他の処理例を示すフローチャートである。

【図 18】制動力制御中に、センターデフのロック要求があった場合の処理例を示すフローチャートである。

【図 19】他の 4 輪駆動機構を概略的に示す構成図である。 30

【図 20】ABS 作動中に、2 駆－4 駆の切り替え要求があった場合の処理例を示すフローチャートである。

【図 21】ABS 作動中に、センターデフのロック要求があった場合の処理例を示すフローチャートである。

【図 22】ABS 作動中に、2 駆－4 駆の切り替え要求があった場合の他の処理例を示すフローチャートである。

【図 23】ABS 作動中に、センターデフのロック要求があった場合の処理例を示すフローチャートである。

【符号の説明】

1 …エンジン、2 …変速機、3 …センターデフ 40

5 F …フロントデフ、5 R …リアデフ、10 …制動装置

38 FL、38 FR、38 RL、38 RR …ホイールシリンダ

40 FL、40 FR、40 RL、40 RR …制御弁

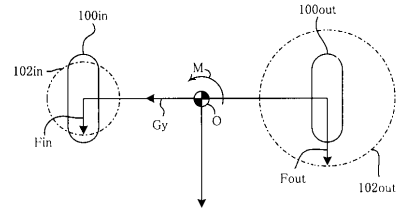
44 FL、44 FR、44 RL、44 RR …開閉弁

46 FL、46 FR、46 RL、46 RR …開閉弁

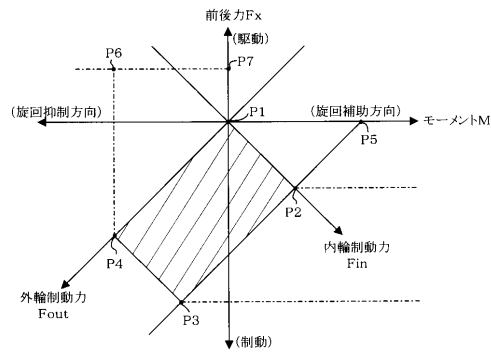
50 …制動装置、80 …デフロックアクチュエータ

90 …クラッチ、91 …多板クラッチ

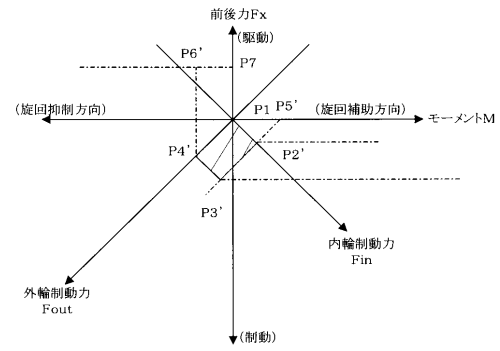
【図 1】



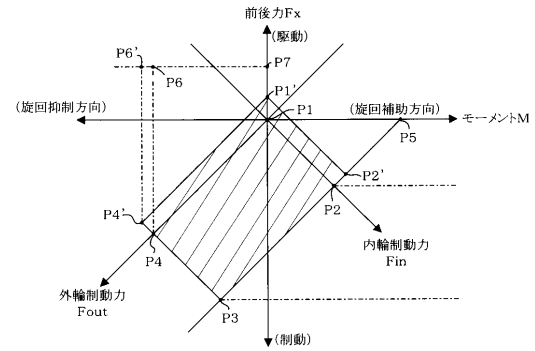
【図 2】



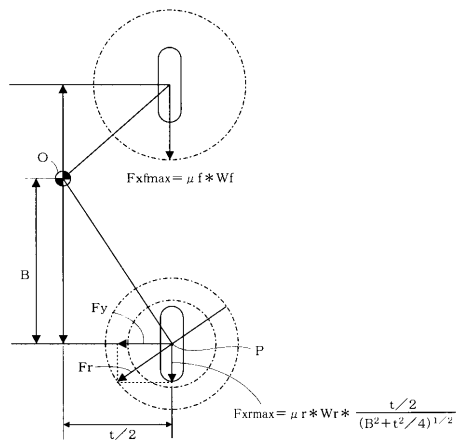
【図 3】



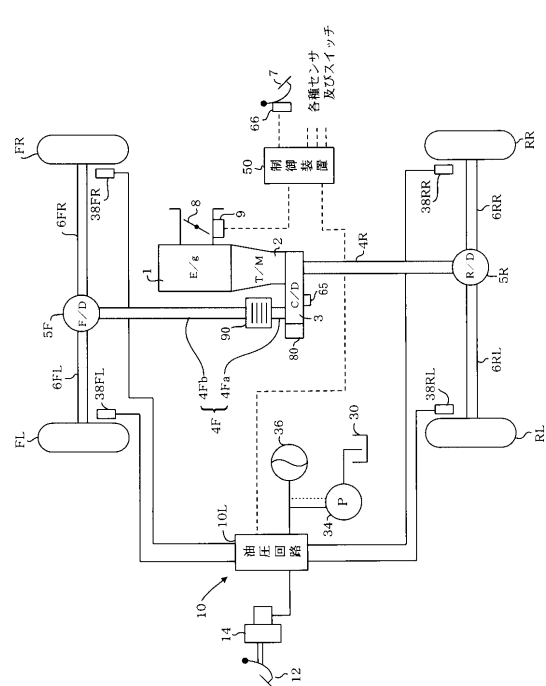
【図 4】



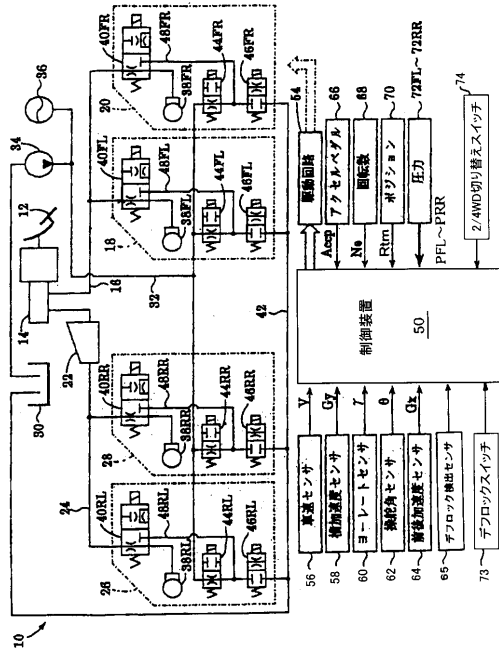
【図 5】



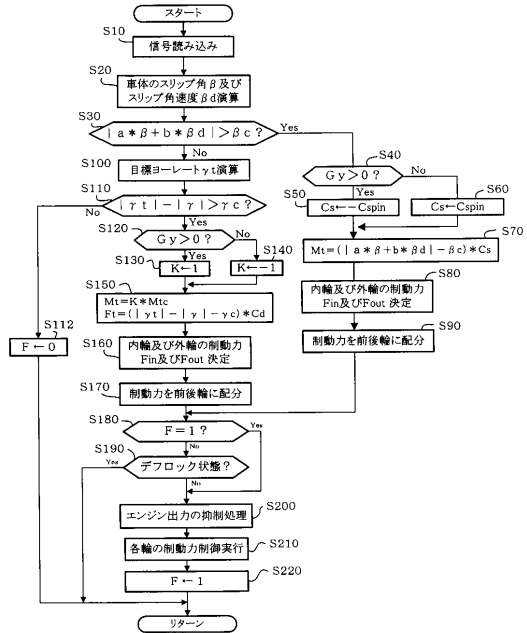
【図 6】



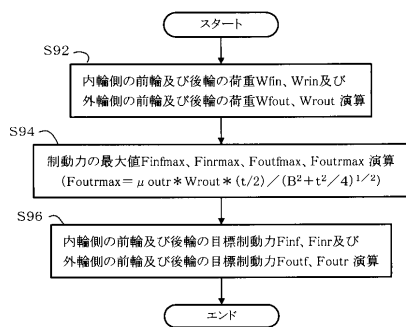
【図 7】



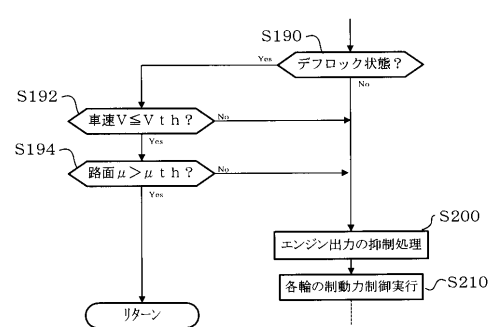
【図 8】



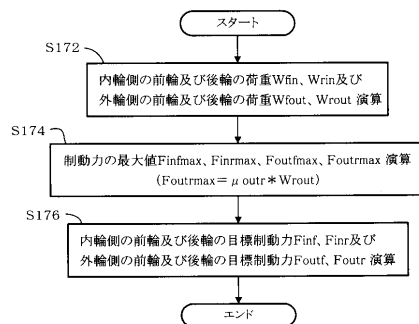
【図 9】



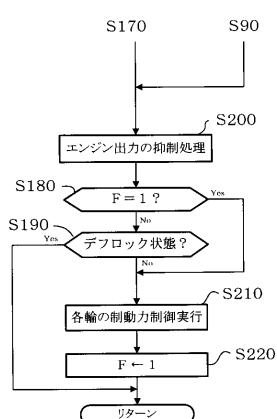
【図 11】



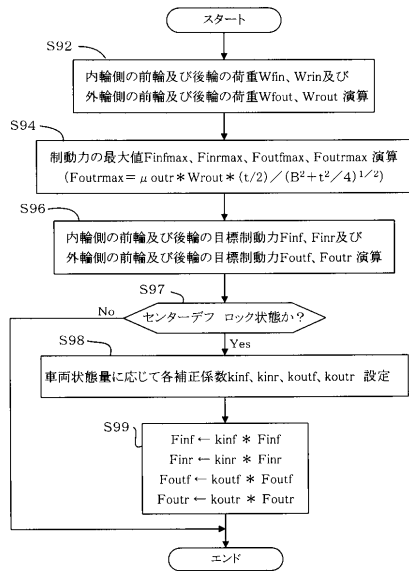
【図 10】



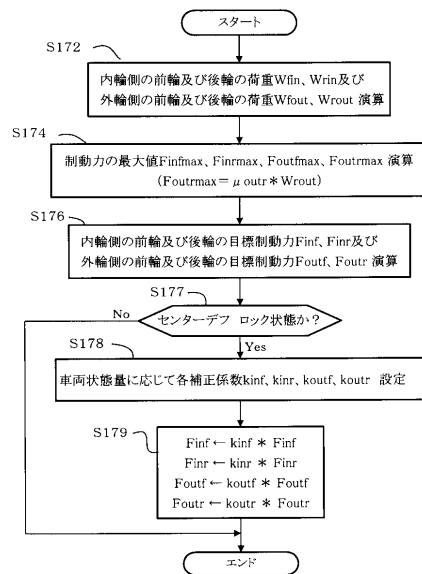
【図 12】



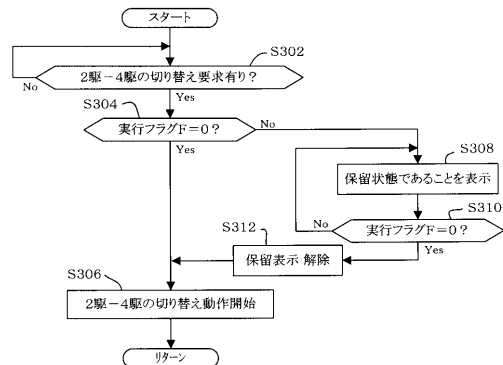
【図 13】



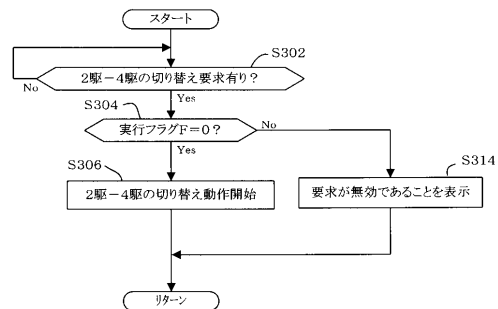
【図 14】



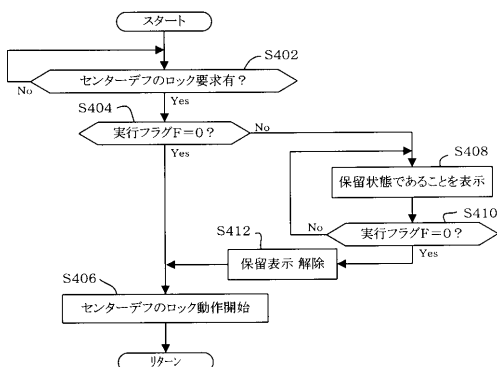
【図 15】



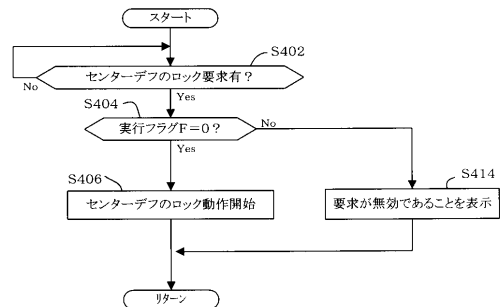
【図 17】



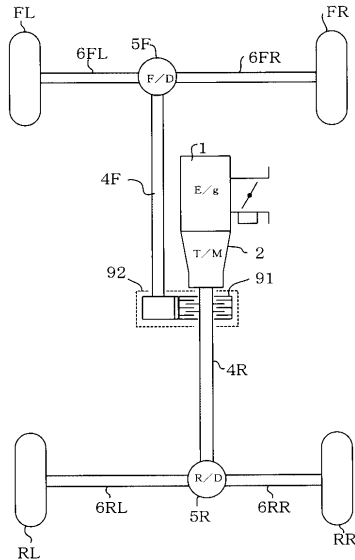
【図 16】



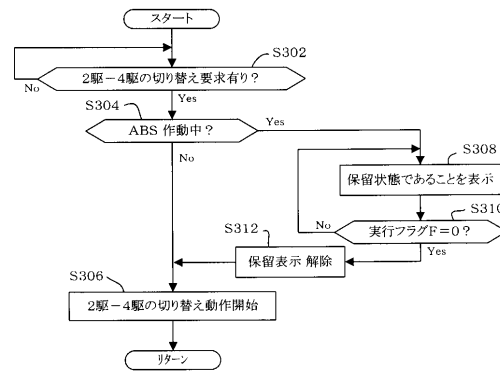
【図 18】



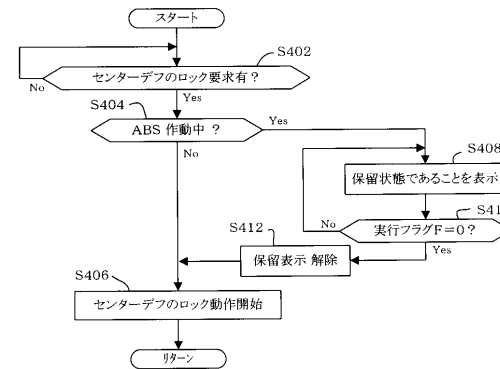
【図 19】



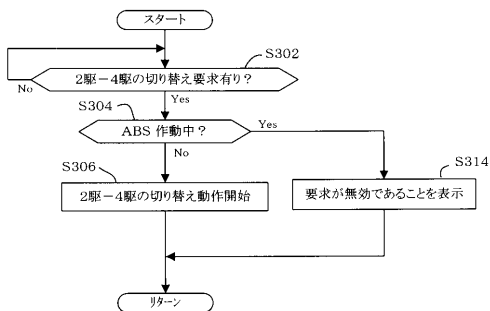
【図 20】



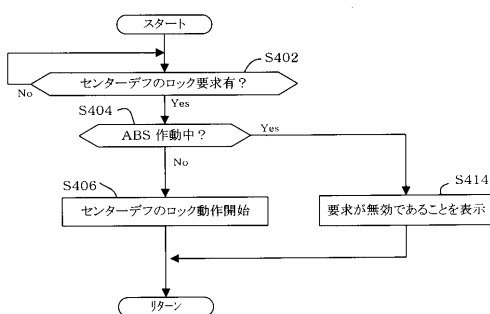
【図 21】



【図 22】



【図 23】



フロントページの続き

合議体

審判長 溝渕 良一

審判官 岩谷 一臣

審判官 常盤 務

- (56)参考文献 特開平10-81217 (JP, A)
特開昭62-251264 (JP, A)
特開平11-115719 (JP, A)
特開平11-34839 (JP, A)
特開平6-227381 (JP, A)
特開昭62-221922 (JP, A)
特開昭62-289435 (JP, A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60T7/12-8/00

B60T8/17-8/96

B60K17/34-17/356