

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4058932号  
(P4058932)

(45) 発行日 平成20年3月12日(2008.3.12)

(24) 登録日 平成19年12月28日(2007.12.28)

(51) Int.Cl.		F I			
<b>B60T</b>	<b>8/17</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60T</b>	<b>8/17</b>	<b>C</b>
<b>B60W</b>	<b>10/08</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60K</b>	<b>41/00</b>	<b>301B</b>
<b>B60W</b>	<b>10/18</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60K</b>	<b>41/00</b>	<b>301F</b>
<b>B60L</b>	<b>7/24</b>	<b>(2006.01)</b>	<b>B60L</b>	<b>7/24</b>	<b>ZHVD</b>

請求項の数 4 (全 23 頁)

(21) 出願番号	特願2001-327384 (P2001-327384)	(73) 特許権者	000003207
(22) 出願日	平成13年10月25日(2001.10.25)		トヨタ自動車株式会社
(65) 公開番号	特開2003-127721 (P2003-127721A)		愛知県豊田市トヨタ町1番地
(43) 公開日	平成15年5月8日(2003.5.8)	(74) 代理人	110000213
審査請求日	平成16年5月25日(2004.5.25)		特許業務法人プロスペック特許事務所
前置審査		(72) 発明者	曾我 雅之
			愛知県豊田市トヨタ町1番地 トヨタ自動車株式会社内
		審査官	森本 康正

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車輛用制動制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

摩擦制動装置による摩擦制動及び回生制動装置による回生制動を行うと共に、必要に応じて摩擦制動及び回生制動による協調制動モードと摩擦制動のみによる単独制動モードとの間に移行する車輛用制動制御装置に於いて、前記協調制動モードにて行われるべき初回及び所定回数目の少なくとも一方の制動時に全ての車輪の制動力を前記単独制動モードにて制御し、該単独制動モードによる制動中に於ける運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度合と車輛の実際の減速度合とに基づき前記実際の減速度合に対する前記基準減速度合の比として摩擦制動の制御量に対する補正係数を演算する手段と、前記補正係数にて摩擦制動の制御量を補正する手段とを有することを特徴とする車輛用制動制御装置。

10

【請求項2】

摩擦制動装置による摩擦制動及び回生制動装置による回生制動を行うと共に、必要に応じて摩擦制動及び回生制動による協調制動モードと摩擦制動のみによる単独制動モードとの間に移行する車輛用制動制御装置に於いて、前記協調制動モードにて行われるべき初回及び所定回数目の少なくとも一方の制動時に全ての車輪の制動力を前記単独制動モードにて制御し、該単独制動モードによる制動中に於ける運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度合と車輛の実際の減速度合とに基づき前記基準減速度合に対する前記実際の減速度合の比として回生制動の制御量に対する補正係数を演算する手段と、前記補正係数にて回生制動の制御量を補正する手段とを有することを特徴とする車輛用制動制御装置。

【請求項3】

20

前記摩擦制動の制御量を補正する手段は協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する過程及び単独制動モードに於いて前記補正係数にて摩擦制動の制御量を補正することを特徴とする請求項 1 に記載の車輛用制動制御装置。

【請求項 4】

前記単独制動モードによる制動は少なくとも初回の単独制動モードによる制動であることを特徴とする請求項 1 乃至 3 の何れか一つに記載の車輛用制動制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、車輛の制動制御装置に係り、更に詳細には摩擦制動装置による摩擦制動及び回生制動装置による回生制動を行う制動制御装置に係る。

10

【0002】

【従来の技術】

自動車等の車輛の制動制御装置の一つとして、例えば本願出願人の出願にかかる特開 2000-50409 号公報に記載されている如く、摩擦制動装置及び回生制動装置を有し、通常時には摩擦制動及び回生制動による協調制動モードにより制動を行い、必要に応じて協調制動モードより摩擦制動による単独制動モードへ移行し、単独制動モードより協調制動モードへ復帰するよう構成された制動制御装置が従来より知られている。

【0003】

かかる制動制御装置によれば、通常時には回生制動により車輛の制動時に於ける車輛の運動エネルギーの一部を電気的エネルギーとして回収し、また回生制動がアンチスキッド制御の如き車輛の他の制御に支障となるときには、回生制動による影響を確実に排除することができる。

20

【0004】

【発明が解決しようとする課題】

一般に、協調制動モードによる制動制御時には、運転者の制動要求量の如き車輛全体の目標制動量が摩擦制動の目標制動量及び回生制動の目標制動量に配分され、摩擦制動の制動量及び回生制動の制動量がそれぞれ対応する目標制動量になるよう摩擦制動装置及び回生制動装置が制御される。

【0005】

また協調制動モードより摩擦制動による単独制動モードへ移行する際には、摩擦制動の目標制動量及び回生制動の目標制動量の和が車輛全体の目標制動量に等しい状況を維持しつつ、回生制動の目標制動量が漸次低減されると共に摩擦制動の目標制動量が漸次増大され、最終的に摩擦制動の目標制動量が車輛全体の目標制動量に等しい値に設定される。同様に、摩擦制動による単独制動モードより協調制動モードへ復帰する際には、摩擦制動の目標制動量及び回生制動の目標制動量の和が車輛全体の目標制動量に等しい状況を維持しつつ、回生制動の目標制動量がその可能な最大値になるまで回生制動の目標制動量が漸次増大されると共に摩擦制動の目標制動量が漸次低減される。

30

【0006】

しかし摩擦制動装置による制動は、車輪と共に回転するブレーキロータの如き回転体に対しブレーキパッドの如き摩擦材を押圧することによって発生される摩擦力により行われるので、回転体若しくは摩擦材の摩擦特性、特に摩擦係数とその設計値と異なる場合には、回転体に対する摩擦材の押圧力を如何に正確に制御しても、実際の摩擦制動量が正確に目標制動制御量にならない。

40

【0007】

この回転体若しくは摩擦材の摩擦特性のずれに起因する実際の車輛全体の摩擦制動量の誤差は、協調制動モードにより制動が行われる状況に於いては小さいが、協調制動モードと摩擦制動による単独制動モードとの間に移行する際には顕著に現れ、そのため摩擦特性のずれが大きい場合には協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する際に車輛全体の制動量が急激に変化し、その結果車輛の減速度が急激に変動し、そのため車輛の乗員が違

50

和感を覚えることがある。

【0008】

例えば協調制動モードに於ける車輛全体の目標制動量を10とし、摩擦制動の目標制動量と回生制動の目標制動量との比が1:9であるとし、摩擦材の摩擦特性のずれに起因する実際の摩擦制動量のずれ量が10%であるとする、協調制動モードに於ける実際の車輛全体の摩擦制動量の誤差は $0.1 \times 0.1 = 0.01$ であり1%であるのに対し、単独制動モードに於ける実際の車輛全体の摩擦制動量の誤差は $1 \times 0.1 = 0.1$ であり10%にもなる。

【0009】

本発明は、通常時には摩擦制動及び回生制動による協調制動モードにより制動を行い、必要に応じて協調制動モードと摩擦制動による単独制動モードとの間に移行するよう構成された従来の制動制御装置に於ける上述の如き問題に鑑みてなされたものであり、本発明の主要な課題は、予め設定された回数目の制動を摩擦制動のみによる単独制動モードにて行い、その単独制動モードでの制動中に於ける車輛の基準となる減速度合と車輛の実際の減速度合との関係に基づき摩擦制動の制御量又は回生制動の制御量を補正することにより、摩擦制動装置の摩擦材の摩擦特性の変動に拘わらず、協調制動モードと摩擦制動による単独制動モードとの間に移行する際に於ける車輛の減速度の急激な変動を防止することである。

【0010】

【課題を解決するための手段】

上述の主要な課題は、本発明によれば、摩擦制動装置による摩擦制動及び回生制動装置による回生制動を行うと共に、必要に応じて摩擦制動及び回生制動による協調制動モードと摩擦制動のみによる単独制動モードとの間に移行する車輛用制動制御装置に於いて、前記協調制動モードにて行われるべき初回及び所定回数目の少なくとも一方の制動時に全ての車輪の制動力を前記単独制動モードにて制御し、該単独制動モードによる制動中に於ける運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度合と車輛の実際の減速度合とに基づき前記実際の減速度合に対する前記基準減速度合の比として摩擦制動の制御量に対する補正係数を演算する手段と、前記補正係数にて摩擦制動の制御量を補正する手段とを有することを特徴とする車輛用制動制御装置（請求項1の構成）、又は摩擦制動装置による摩擦制動及び回生制動装置による回生制動を行うと共に、必要に応じて摩擦制動及び回生制動による協調制動モードと摩擦制動のみによる単独制動モードとの間に移行する車輛用制動制御装置に於いて、前記協調制動モードにて行われるべき初回及び所定回数目の少なくとも一方の制動時に全ての車輪の制動力を前記単独制動モードにて制御し、該単独制動モードによる制動中に於ける運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度合と車輛の実際の減速度合とに基づき前記基準減速度合に対する前記実際の減速度合の比として回生制動の制御量に対する補正係数を演算する手段と、前記補正係数にて回生制動の制御量を補正する手段とを有することを特徴とする車輛用制動制御装置（請求項2の構成）によって達成される。

【0011】

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1の構成に於いて、前記摩擦制動の制御量を補正する手段は協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する過程及び単独制動モードに於いて前記補正係数にて摩擦制動の制御量を補正するよう構成される（請求項3の構成）。

また本発明によれば、上述の主要な課題を効果的に達成すべく、上記請求項1乃至3の何れか一つの構成に於いて、前記単独制動モードによる制動は少なくとも初回の単独制動モードによる制動であるよう構成される（請求項4の構成）。

【0012】

【発明の作用及び効果】

上記請求項1の構成によれば、協調制動モードにて行われるべき初回及び所定回数目の少なくとも一方の制動時に全ての車輪の制動力が摩擦制動のみによる単独制動モードにて

10

20

30

40

50

制御され、その単独制動モードでの制動中に於ける運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度合と車輛の実際の減速度合とに基づき実際の減速度合に対する基準減速度合の比として摩擦制動の制御量に対する補正係数が演算され、該補正係数にて摩擦制動の制御量が補正されるので、摩擦材の摩擦特性が所定の特性よりずれていても、摩擦制動の制御量の補正によって摩擦材の摩擦特性ずれの影響を確実に低減することができ、これにより協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する際に車輛全体の制動量が急激に変化すること及びそれに起因して車輛の減速度が急激に変動し車輛の乗員がショックを感じることを確実に防止することができる。

【 0 0 1 3 】

また上記請求項 2 の構成によれば、協調制動モードにて行われるべき初回及び所定回数目の少なくとも一方の制動時に全ての車輪の制動力が摩擦制動のみによる単独制動モードにて制御され、その単独制動モードでの制動中に於ける運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度合と車輛の実際の減速度合とに基づき基準減速度合に対する実際の減速度合の比として回生制動の制御量に対する補正係数が演算され、該補正係数にて回生制動の制御量が補正されるので、摩擦材の摩擦特性が所定の特性よりずれていても、回生制動の制御量の補正によって摩擦材の摩擦特性ずれの影響を確実に低減することができ、これにより協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する際に車輛全体の制動量が急激に変化すること及びそれに起因して車輛の減速度が急激に変動し車輛の乗員がショックを感じることを確実に防止することができる。

10

また上記請求項 1 及び 2 の構成によれば、確実に単独制動モードによる制動状況が達成され、補正係数は単独制動モードによる制動中に於ける運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度合と車輛の実際の減速度合とに基づいて演算されるので、単独制動モードによる制動が行われている際に確実に補正係数を確実に演算することができ、また回生制動の影響を受けることなく補正係数を演算することができ、これにより回生制動の影響を受けることなく摩擦材の摩擦特性ずれの影響を低減することができる。

20

【 0 0 1 4 】

また上記請求項 3 の構成によれば、協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する過程及び単独制動モードに於いて摩擦制動の制御量が補正係数にて補正されるので、上記請求項 1 の構成の場合に比して簡便に摩擦制動の制御量を補正することができ、これにより協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する際に於ける車輛全体の制動量の急変を簡便に防止することができる。

30

【 0 0 1 5 】

また上記請求項 1 乃至 3 の構成によれば、単独制動モードによる制動中に於ける運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度合と車輛の実際の減速度合とに基づき摩擦制動の制御量に対する補正係数又は回生制動の制御量に対する補正係数が演算され、それらの補正係数にてそれぞれ摩擦制動又は回生制動の制御量が補正されるだけでよいので、例えば運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度合と車輛の実際の減速度合との偏差に基づき摩擦制動力若しくは回生制動力が毎回フィードバック制御される場合に比して、車輛の制動力を容易に且つ簡便に制御することができ、これにより制動力の制動モードが協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する際に於ける車輛の減速度の急変を容易に且つ簡便に防止することができる。

40

【 0 0 1 6 】

また上記請求項 1 乃至 3 の構成によれば、上述の如く制動力の制動モードが協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する際に於ける車輛の減速度の急変を確実に防止することができるので、車輛の減速度の急変を伴うことなく協調制動モードと単独制動モードとの間に制動力の制動モードを迅速に移行させることができる。

また上記請求項 4 の構成によれば、単独制動モードによる制動は少なくとも初回の単独制動モードによる制動であるので、確実に初回の単独制動モードによる制動中の基準減速度合と実際の減速度合とに基づいて補正係数を演算することができる。

【 0 0 1 7 】

50

## 【課題解決手段の好ましい態様】

本発明の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 1 乃至 4 の何れか一つの構成に於いて、車輛の基準減速度合は運転者の制動操作量に基づく車輛の目標減速度であり、車輛の実際の減速度合は車輛の実際の減速度であるよう構成される（好ましい態様 1）。

## 【0021】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 3 の構成に於いて、摩擦制動の制御量を補正する手段は制動制御中であって制御モードが協調制動モードではない状況に於いて前記補正係数にて摩擦制動の制御量を補正するよう構成される（好ましい態様 2）。

## 【0022】

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 1 又は 4 の構成に於いて、協調制動モードに於いては車輛全体の目標制動制御量が求められ、車輛全体の目標制動制御量が摩擦制動の目標制御量及び回生制動の目標制御量に配分され、摩擦制動の制御量を補正する手段は摩擦制動の目標制御量を前記補正係数にて補正するよう構成される（好ましい態様 3）。

本発明の他の一つの好ましい態様によれば、上記請求項 2 又は 4 の構成に於いて、協調制動モードに於いては車輛全体の目標制動制御量が求められ、車輛全体の目標制動制御量が摩擦制動の目標制御量及び回生制動の目標制御量に配分され、回生制動の制御量を補正する手段は回生制動の目標制御量を前記補正係数にて補正するよう構成される（好ましい態様 4）。

## 【0023】

## 【発明の実施の形態】

以下に添付の図を参照しつつ、本発明を好ましい実施形態について詳細に説明する。

## 【0024】

## 第一の実施形態

図 1 は前輪及び後輪に回生制動装置及び摩擦制動装置を有しハイブリッドエンジンが搭載された前輪駆動式の車輛に適用された本発明による制動力制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

## 【0025】

図 1 に於いて、10 は前輪を駆動するハイブリッドエンジンを示しており、ハイブリッドエンジン 10 はガソリンエンジン 12 と電動発電機 14 とを含んでいる。ガソリンエンジン 12 の出力軸 16 はクラッチを内蔵する無段変速機 18 の入力軸に連結されており、無段変速機 18 の入力軸は電動発電機 14 の出力軸 20 にも連結されている。無段変速機 18 の出力軸 19 の回転はフロントディファレンシャルギヤ装置 22 を介して左右前輪用車軸 24 FL 及び 24 FR へ伝達され、これにより左右の前輪 24 FL 及び 24 FR が回転駆動される。

## 【0026】

ハイブリッドエンジン 10 のガソリンエンジン 12 及び電動発電機 14 はエンジン制御装置 28 により運転者による図には示されていないアクセルペダルの踏み込み量及び車輛の走行状況に応じて制御される。また電動発電機 14 は前輪用回生制動装置 30 の発電機としても機能し、回生発電機としての機能（回生制動）もエンジン制御装置 28 により制御される。

## 【0027】

特に図示の実施形態に於いては、ハイブリッドエンジン 10 は図には示されていないシフトレバーが D レンジにある通常走行時にはガソリンエンジン 12 又はガソリンエンジン 12 と電動発電機 14 とにより駆動力又はエンジンプレーキ力を発生し（通常運転モード）、シフトレバーが D レンジにあるが負荷が低いときには電動発電機 14 のみにより駆動力を発生し（電気自動車モード）、シフトレバーが B レンジにあるときにもガソリンエンジン 12 と電動発電機 14 とにより駆動力又はエンジンプレーキ力を発生するが、その場合のエンジンプレーキ力は D レンジの場合よりも高く（エンジンプレーキモード）、シフト

10

20

30

40

50

レバーがDレンジにあり運転者によりブレーキペダル32が踏み込まれたときにも電動発電機14は回生発電機として機能する。

【0028】

また図1に於いて、従動輪である左右の後輪34RL及び34RRの回転は左右後輪用車軸36RL、36RR及び後輪用ディファレンシャルギヤ装置38を介して後輪用回生制動装置40の電動発電機42へ伝達されるようになっている。電動発電機42による回生制動もエンジン制御装置28により制御され、従ってエンジン制御装置28は回生制動装置用制御装置として機能する。

【0029】

左右の前輪26FL、26FR及び左右の後輪34RL、34RRの摩擦制動力は摩擦制動装置44の油圧回路46により対応するホイールシリンダ48FL、48FR、48RL、48RRの制動圧が制御されることによって制御される。図には示されていないが、油圧回路46はリザーバ、オイルポンプ、種々の弁装置等を含み、各ホイールシリンダの制動圧力は通常時には運転者によるブレーキペダル32の踏み込み量及びブレーキペダル32の踏み込みに応じて駆動されるマスタシリンダ50の圧力に応じて摩擦制動装置用制御装置としての制動制御装置52により制御される。

10

【0030】

エンジン制御装置28にはアクセルペダルセンサ54よりアクセルペダルの踏み込み量を示す信号、シフトポジションセンサ56より無段変速機18のシフト位置を示す信号、制動制御装置52より前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ 及び後輪の目標回生制動力 $F_{grt}$ を示す信号がそれぞれ入力される。

20

【0031】

制動制御装置52にはストロークセンサ58よりブレーキペダル32の踏み込みストローク $S_p$ を示す信号、圧力センサ60よりマスタシリンダ50の圧力 $P_m$ を示す信号、前後加速度センサ62より車輻の前後加速度 $G_x$ を示す信号、圧力センサ64fl、64fr、64rl、64rrより左右前輪及び左右後輪のホイールシリンダ48FL、48FR、48RL、48RRの制動圧力 $P_{fl}$ 、 $P_{fr}$ 、 $P_{rl}$ 、 $P_{rr}$ を示す信号、車輪速度センサ66fl、66fr、66rl、66rrより左右前輪及び左右後輪の車輪速度 $V_{wfl}$ 、 $V_{wfr}$ 、 $V_{wrl}$ 、 $V_{wrr}$ を示す信号がそれぞれ入力される。

【0032】

尚エンジン制御装置28及び制動制御装置52は実際にはそれぞれ例えばCPU、ROM、RAM、入出力装置を含むマイクロコンピュータと駆動回路とを含む一般的な構成のものであってよい。また前後加速度センサ62は車輻の加速方向を正として車輻の前後加速度 $G_x$ を検出する。

30

【0033】

後に詳細に説明する如く、制動制御装置52は後述の如く図2に示されたルーチンに従ってブレーキペダル32の踏み込みストローク $S_p$ 及びマスタシリンダ圧力 $P_m$ に基づき運転者の制動要求量である車輻の最終目標減速度 $G_{bt}$ を演算し、最終目標減速度 $G_{bt}$ 及び所定の前後輪制動力配分比に基づき前輪及び後輪の目標制動力 $F_{bft}$ 及び $F_{brt}$ を演算し、回生制動装置30及び40の最大回生制動力をそれぞれ $F_{gfmax}$ 、 $F_{grmax}$ として、目標制動力 $F_{bft}$ 及び最大回生制動力 $F_{gfmax}$ の小さい方の値を前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ として演算すると共に、目標制動力 $F_{brt}$ 及び最大回生制動力 $F_{grmax}$ の小さい方の値を後輪の目標回生制動力 $F_{grt}$ として演算し、これらの目標回生制動力を示す信号をエンジン制御装置28へ出力する。

40

【0034】

エンジン制御装置28は前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ を上限として前輪の回生制動装置30の電動発電機14を制御し、その発電電圧及び発電電流に基づき前輪の回生制動装置30による実際の回生制動力 $F_{gfa}$ を演算する。同様にエンジン制御装置28は後輪の目標回生制動力 $F_{grt}$ を上限として後輪の回生制動装置40の電動発電機42を制御し、その発電電圧及び発電電流に基づき後輪の回生制動装置40による実際の回生制動力 $F_{gra}$ を

50

演算する。更にエンジン制御装置 28 は前輪及び後輪の実際の回生制動力  $F_{gfa}$  及び  $F_{gra}$  を示す信号を制動制御装置 52 へ出力する。

【0035】

制動制御装置 52 は、目標制動力  $F_{bft}$  より実際の回生制動力  $F_{gfa}$  を減算した値を前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  として演算し、また目標制動力  $F_{brt}$  より実際の回生制動力  $F_{gra}$  を減算した値を後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  として演算し、前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  に基づき左右前輪の目標制動圧力  $P_{bftl}$  及び  $P_{bft r}$  を演算し、また後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  に基づき左右後輪の目標制動圧力  $P_{btrl}$  及び  $P_{btr r}$  を演算し、左右前輪及び左右後輪の制動圧力  $P_i$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) がそれぞれ対応する目標制動圧力  $P_{bti}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) になるよう各車輪の制動圧力を制御する。

10

【0036】

また制動制御装置 52 は、各車輪の車輪速度  $V_{wi}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) に基づき当技術分野に於いて公知の要領にて車体速度  $V_b$  及び各車輪の制動スリップ量  $S_{Li}$  ( $i = fl, fr, rl, rr$ ) を演算し、何れかの車輪の制動スリップ量  $S_{Li}$  がアンチスキッド制御 (ABS 制御) 開始の基準値である  $S_{La}$  (正の定数) よりも大きくなり、アンチスキッド制御の開始条件が成立すると、アンチスキッド制御の終了条件が成立するまで、当該車輪について制動スリップ量が所定の範囲内になるようホイールシリンダ内の圧力を増減するアンチスキッド制御を行い、左右前輪の少なくとも一方についてアンチスキッド制御が行われているときには前輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  を 0 に設定し、左右後輪の少なくとも一方についてアンチスキッド制御が行われているときには後輪の目標回生制動力  $F_{grt}$  を 0 に設定する。

20

【0037】

また制動制御装置 52 は、通常時には目標回生制動力  $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$  に基づく回生制動及び目標制動力  $F_{bft}$ 、 $F_{brt}$  に基づく摩擦制動の両者による協調制動モードにより前輪及び後輪の制動力を制御するが、アンチスキッド制御の如く左右前輪の少なくとも一方若しくは左右後輪の少なくとも一方の制動力が個別に制御されるときには、それぞれ前輪若しくは後輪の制動力を摩擦制動のみによる単独制動モードにて制御する。

【0038】

この場合制動制御装置 52 は、アンチスキッド制御の開始の虞れが高い場合の如く、各車輪の制動力を個別に制御する必要が生じる虞れがあるときには、目標回生制動力  $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$  を 0 まで漸減することにより制動力の制御モードを協調制動モードより単独制動モードへ移行させ、逆に各車輪の制動力の個別制御が完了したときには、目標回生制動力  $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$  を漸増することにより制動力の制御モードを単独制動モードより協調制動モードへ移行させる。

30

【0039】

特に図示の第一の実施形態に於いては、制動制御装置 52 は、初回の制動制御時又は所定の回数目の制動制御時には全ての車輪の制動力を単独制動モードにて制御し、その際の運転者の制動操作量に基づき車輪の基準減速度  $G_{bt}$  の所定サイクル分の平均値  $G_{bta}$  を演算すると共に、車輪の実際の減速度  $G_{bx}$  の所定サイクル分の平均値  $G_{bxa}$  を演算し、平均値  $G_{bxa}$  に対する平均値  $G_{bta}$  の比を目標摩擦制動力  $F_{pft}$ 、 $F_{prt}$  に対する補正係数  $K_p$  として演算する。

40

【0040】

そして制動制御装置 52 は目標摩擦制動力  $F_{pft}$ 、 $F_{prt}$  に補正係数  $K_p$  を乗算することにより目標摩擦制動力を補正する。尚摩擦制動装置の四輪のマクロ値として見た摩擦材の設計摩擦係数を  $\mu_d$  とし、実際の摩擦係数を  $\mu_a$  とすると、補正係数  $K_p$  は  $\mu_d / \mu_a$  に対応する値であり、従って設計摩擦係数  $\mu_d$  に対する実際の摩擦係数  $\mu_a$  の低下を摩擦制動力の増大によって補償するための係数である。

【0041】

尚エンジン制御装置 28 によるハイブリッドエンジン 10 の運転モードの制御及びガソリンエンジン 12 の制御は本発明の要旨をなすものではなく、これらの制御は当技術分野に

50

於いて公知の任意の要領にて実施されてよい。

【 0 0 4 2 】

次に図 2 乃至図 5 に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於ける制動制御装置 5 2 による制動力制御ルーチンについて説明する。尚図 2 乃至図 5 示されたフローチャートによる制御は図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【 0 0 4 3 】

まずステップ 1 0 に於いては図 3 に示されたフローチャートに従って運転者の要求制動量である車輛の最終目標減速度  $G_{bt}$  が演算され、ステップ 2 0 に於いては最終目標減速度  $G_{bt}$  が 0 であるか否かの判別、即ち運転者の制動要求がないか否かの判別が行われ、否定判別、即ち運転者が制動を欲している旨の判別が行われたときにはステップ 5 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 3 0 へ進む。

10

【 0 0 4 4 】

ステップ 3 0 に於いては前輪及び後輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び  $F_{grt}$  が 0 に設定されると共に、前輪及び後輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  及び  $F_{prt}$  が 0 に設定され、ステップ 4 0 に於いては前輪及び後輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び  $F_{grt}$  ( = 0 ) を示す信号がエンジン制御装置 2 8 へ出力され、しかる後ステップ 2 0 0 へ進む。

【 0 0 4 5 】

ステップ 5 0 に於いてはアンチスキッド制御の如く各車輪の制動力が個別に制御されているか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 9 0 へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ 6 0 に於いて前輪及び後輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び  $F_{grt}$  が 0 に設定され、ステップ 7 0 に於いて前輪及び後輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び  $F_{grt}$  ( = 0 ) を示す信号がエンジン制御装置 2 8 へ出力され、ステップ 8 0 に於いてアンチスキッド制御の如き個別制御の目標制御量に基づき各車輪の制動力が個別に制御され、しかる後ステップ 1 0 へ戻る。

20

【 0 0 4 6 】

ステップ 9 0 に於いては上記ステップ 2 0 の判別が否定判別より肯定判別になるまでを一回の制動制御とカウントすることとして、今回の制動制御がイグニッションスイッチがオンに切り替えられてから初回の制動制御又は N 回目 ( N は例えば 2 0、4 0、6 0 ... ) の制動制御であるか否かの判別、即ち目標摩擦制動力を補正するための補正係数  $K_p$  の演算及び更新が必要であるか否かが行われ、肯定判別が行われたときにはステップ 2 2 0 へ進み、否定判別が行われたときにはステップ 1 0 0 へ進む。

30

【 0 0 4 7 】

ステップ 1 0 0 に於いては  $K_f$  及び  $K_r$  をそれぞれ前輪及び後輪に対する制動力の配分比 ( 正の係数 ) として、前輪の目標制動力  $F_{bft}$  及び後輪の目標制動力  $F_{brt}$  がそれぞれ下記の式 1 及び 2 に従って演算される。

$$F_{bft} = K_f \cdot G_t \quad \dots\dots ( 1 )$$

$$F_{brt} = K_r \cdot G_t \quad \dots\dots ( 2 )$$

【 0 0 4 8 】

ステップ 1 1 0 に於いては図 4 に示されたフローチャートに従って前輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び後輪の目標回生制動力  $F_{grt}$  が演算されると共に補正され、ステップ 1 6 0 に於いては補正後の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び  $F_{grt}$  を示す信号がエンジン制御装置 2 8 へ出力される。

40

【 0 0 4 9 】

ステップ 1 7 0 に於いては後述の如くエンジン制御装置 2 8 による回生制動制御により達成された実際の前輪の回生制動力  $F_{gfa}$  及び実際の後輪の回生制動力  $F_{gra}$  を示す信号がエンジン制御装置 2 8 より読み込まれ、ステップ 1 8 0 に於いては前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  及び後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  がそれぞれ下記の式 3 及び 4 に従って演算される。

$$F_{pft} = F_{bft} - F_{gfa} \quad \dots\dots ( 3 )$$

$$F_{prt} = F_{brt} - F_{gra} \quad \dots\dots ( 4 )$$

50

## 【 0 0 5 0 】

ステップ 1 9 0 に於いては前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  及び後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  にそれぞれ補正係数  $K_p$  が乗算されることにより、補正後の前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  及び後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  が演算される。

## 【 0 0 5 1 】

ステップ 2 1 0 に於いては前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  に基づき左右前輪の目標制動圧力  $P_{btfl}$  及び  $P_{btfr}$  が演算され、また後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  に基づき左右後輪の目標制動圧力  $P_{btrl}$  及び  $P_{btrr}$  が演算されると共に、左右前輪及び左右後輪の制動圧力  $P_i$  がそれぞれ対応する目標制動圧力  $P_{bti}$  になるよう各車輪の制動圧力が圧力フィードバックにより制御され、しかる後ステップ 1 0 へ戻る。

10

## 【 0 0 5 2 】

図 5 に示されている如く、ステップ 2 2 0 に於いては前輪及び後輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び  $F_{grt}$  が 0 に設定され、ステップ 2 3 0 に於いては前輪及び後輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び  $F_{grt} (= 0)$  を示す信号がエンジン制御装置 2 8 へ出力され、ステップ 2 4 0 に於いては前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  及び後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  がそれぞれ前輪の目標制動力  $F_{bft}$  及び後輪の目標制動力  $F_{brt}$  に設定される。

## 【 0 0 5 3 】

ステップ 2 5 0 に於いては上記ステップ 2 1 0 の場合と同様、前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  に基づき左右前輪の目標制動圧力  $P_{btfl}$  及び  $P_{btfr}$  が演算され、また後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  に基づき左右後輪の目標制動圧力  $P_{btrl}$  及び  $P_{btrr}$  が演算されると共に、左右前輪及び左右後輪の制動圧力  $P_i$  がそれぞれ対応する目標制動圧力  $P_{bti}$  になるよう各車輪の制動圧力が圧力フィードバックにより制御される。

20

## 【 0 0 5 4 】

ステップ 2 6 0 に於いては前後加速度センサ 6 2 により検出された車輪の前後加速度  $G_x$  を示す信号の読み込みが行われると共に、前後加速度  $G_x$  に基づき車輪の減速度  $G_{bx}$  が  $-G_x$  とされる。

## 【 0 0 5 5 】

ステップ 2 7 0 に於いては現在まで所定サイクル分の最終目標減速度  $G_{bt}$  及び実際の減速度  $G_{bx}$  のデータが蓄積されたか否かの判別、即ち目標摩擦制動力に対する補正係数  $K_p$  の演算が可能であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 1 0 へ戻り、肯定判別が行われたときにはステップ 2 8 0 に於いて現在までの所定サイクル分の最終目標減速度  $G_{bt}$  の平均値  $G_{bta}$  及び現在までの所定サイクル分の車輪の実際の減速度  $G_{bx} (= -G_x)$  の平均値  $G_{bxa}$  が演算されると共に、下記の式 5 に従って目標摩擦制動力に対する補正係数  $K_p$  が演算される。

30

$$K_p = G_{bta} / G_{bxa} \quad \dots \dots (5)$$

## 【 0 0 5 6 】

図 3 に示された車輪の最終目標減速度  $G_{bt}$  演算ルーチンのステップ 1 2 に於いてはストロークセンサ 5 8 により検出されたブレーキペダル 3 2 の踏み込みストローク  $S_p$  を示す信号及び圧力センサ 6 0 により検出されたマスタシリンダ 5 0 の圧力  $P_m$  を示す信号の読み込みが行われ、ステップ 1 4 に於いては図 1 2 に示されたグラフに対応するマップより踏み込みストローク  $S_p$  に基づく車輪の目標減速度  $G_{st}$  が演算され、ステップ 1 6 に於いては図 1 3 に示されたグラフに対応するマップよりマスタシリンダ圧力  $P_m$  に基づく車輪の目標減速度  $G_{pt}$  が演算される。

40

## 【 0 0 5 7 】

ステップ 1 8 に於いては前サイクルに於いて演算された最終目標減速度  $G_{bt}$  に基づき図 1 4 に示されたグラフに対応するマップよりマスタシリンダ圧力  $P_m$  に基づく目標減速度  $G_{pt}$  に対する重み  $(0 \quad 1)$  が演算されると共に、下記の式 6 に従って目標減速度  $G_{pt}$  及び目標減速度  $G_{st}$  の重み付け和として車輪の最終目標減速度  $G_{bt}$  が演算される。

$$G_{bt} = \quad \cdot G_{pt} + (1 - \quad) G_{st} \quad \dots \dots (6)$$

## 【 0 0 5 8 】

50

また図4に示された目標回生制動力演算ルーチンのステップ112に於いては前輪の目標回生制動力 $F_{rgft}$ 及び後輪の目標回生制動力 $F_{grt}$ がそれぞれ下記の式6及び7に従って演算される。尚下記の式7及び8に於ける $M I N$ は( )内の数値の小さい方を選択することを意味する。また最大回生制動力 $F_{gfmax}$ 及び $F_{grmax}$ はそれぞれ正の定数であってよいが、ハイブリッドエンジン10の運転モードや車速に応じて可変設定されてもよい。

$$F_{gft} = M I N ( F_{bft} , F_{gfmax} ) \quad \dots\dots ( 7 )$$

$$F_{grt} = M I N ( F_{brt} , F_{grmax} ) \quad \dots\dots ( 8 )$$

【0059】

ステップ116に於いては前輪が協調制動モードより単独制動モードへの移行中であるか又は例えば左右前輪の少なくとも一方についてアンチスキッド制御が開始される虞れがあり上記モードの移行が必要な状況であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ124へ進み、肯定判別が行われたときにはステップ118へ進む。

10

【0060】

ステップ118に於いては前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ が基準値 $F_{fo}$ (0に近い正の定数)未満であるか否かの判別、即ち前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ の漸減が完了したか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ120に於いて $F_{gftf}$ を前輪の目標回生制動力の前回値とし、 $F_f$ を微小な正の定数として前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ が $F_{gftf} - F_f$ に設定され、肯定判別、即ち協調制動モードより単独制動モードへの移行が完了した旨の判別が行われたときにはステップ122に於いて前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ が0に設定される。

20

【0061】

ステップ124に於いては前輪が単独制動モードより協調制動モードへの移行中であるか又は例えばアンチスキッド制御が実行されていたときにはそのアンチスキッド制御が終了し上記モードの移行が必要な状況であるか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ130へ進み、否定判別が行われたときにはステップ126へ進む。

【0062】

ステップ126に於いては前輪が単独制動モードにて制動制御されているか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはステップ128に於いて前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ が0に設定され、否定判別、即ち前輪が協調制動モードにて制動制御されている旨の判別が行われたときにはそのままステップ136へ進む。

30

【0063】

ステップ130に於いては前輪の前の目標制動力 $F_{bftf}$ と前輪の前の目標回生制動力 $F_{gftf}$ との偏差 $F_{gft} (= F_{bftf} - F_{gftf})$ が演算されると共に、偏差 $F_{gft}$ が基準値 $F_{fo}$ (正の定数)未満であるか否かの判別、即ち前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ の漸増が完了したか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ132に於いて前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ が $F_f$ インクリメントされ、肯定判別、即ち単独制動モードより協調制動モードへの移行が完了した旨の判別が行われたときにはそのままステップ136へ進む。

【0064】

ステップ136~152に於いては前輪の目標回生制動力 $F_{gft}$ が後輪の目標回生制動力 $F_{grt}$ に置き換えられ、前輪の前の目標回生制動力 $F_{gftf}$ が後輪の前の目標回生制動力 $F_{grtf}$ に置き換えられ、偏差 $F_{gft}$ が後輪の前の目標制動力 $F_{brtf}$ と後輪の前の目標回生制動力 $F_{grtf}$ との偏差 $(= F_{brtf} - F_{grtf})$ に置き換えられ、基準値 $F_{fo}$ 及び $F_{fo}$ がそれぞれ基準値 $F_{ro}$ 及び $F_{ro}$ (何れも0に近い正の定数)に置き換えられ、増減量 $F_f$ が増減量 $F_r$ (微小な正の定数)に置き換えられる点を除き、それぞれ上述のステップ116~132の場合と同様の要領にて後輪の目標回生制動力 $F_{grt}$ が補正される。

40

【0065】

次に図6に示されたフローチャートを参照して図示の実施形態に於けるエンジン制御装置28による回生制動制御ルーチンについて説明する。尚図6に示されたフローチャートに

50

よる制御も図には示されていないイグニッションスイッチの閉成により開始され、所定の時間毎に繰返し実行される。

【 0 0 6 6 】

まずステップ 3 1 0 に於いては制動制御装置 5 2 より前輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び後輪の目標回生制動力  $F_{grt}$  を示す信号の読み込みが行われ、ステップ 3 2 0 に於いては目標回生制動力  $F_{gft}$  を上限として前輪の回生制動装置 3 0 による回生制動が実行され、ステップ 3 3 0 に於いては前輪の回生制動装置 3 0 による前輪の実際の回生制動力  $F_{gfa}$  が演算される。

【 0 0 6 7 】

同様にステップ 3 4 0 に於いては目標回生制動力  $F_{grt}$  を上限として後輪の回生制動装置 4 0 による回生制動が実行され、ステップ 3 5 0 に於いては後輪の回生制動装置 4 0 による後輪の実際の回生制動力  $F_{gra}$  が演算され、ステップ 3 6 0 に於いては前輪の実際の回生制動力  $F_{gfa}$  及び後輪の実際の回生制動力  $F_{gra}$  を示す信号が制動制御装置 5 2 へ出力され、しかる後ステップ 3 1 0 へ戻る。

【 0 0 6 8 】

かくして図示の第一の実施形態によれば、ステップ 2 0 に於いてブレーキペダル 3 2 の踏み込みストローク  $S_p$  及びマスタシリンダ圧力  $P_m$  に基づき車輦の最終目標減速度  $G_{bt}$ 、即ち運転者の制動操作量に基づく車輦の基準減速度が演算される。

【 0 0 6 9 】

そしてステップ 1 0 0 に於いて所定の前後輪制動力配分比及び最終目標減速度  $G_{bt}$  に基づき前輪の目標制動力  $F_{bft}$  及び後輪の目標制動力  $F_{brt}$  が演算され、ステップ 1 1 0 に於いて前輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  が目標制動力  $F_{bft}$  及び最大回生制動力  $F_{gfm}$  の小さい方の値として演算されると共に、後輪の目標回生制動力  $F_{grt}$  が目標制動力  $F_{brt}$  及び最大回生制動力  $F_{grm}$  の小さい方の値として演算され、ステップ 1 6 0 に於いてこれらの目標回生制動力を示す信号がエンジン制御装置 2 8 へ出力される。

【 0 0 7 0 】

また図 6 に示された回生制動ルーチンのステップ 3 2 0 に於いてエンジン制御装置 2 8 により前輪の目標回生制動力  $F_{rgft}$  を上限として前輪の回生制動装置 3 0 の電動発電機 1 4 が制御され、ステップ 3 3 0 に於いて電動発電機 1 4 の発電電圧及び発電電流に基づき前輪の回生制動装置 3 0 による実際の回生制動力  $F_{rgfa}$  が演算され、またステップ 3 4 0 に於いてエンジン制御装置 2 8 により後輪の目標回生制動力  $F_{rgrt}$  を上限として後輪の回生制動装置 4 0 の電動発電機 4 2 が制御され、ステップ 3 5 0 に於いて電動発電機 4 2 の発電電圧及び発電電流に基づき後輪の回生制動装置 4 0 による実際の回生制動力  $F_{rgra}$  が演算される。

【 0 0 7 1 】

またステップ 1 7 0 及び 1 8 0 に於いて前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  が目標制動力  $F_{bft}$  より実際の回生制動力  $F_{gfa}$  を減算した値として演算されると共に、後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  が目標制動力  $F_{brt}$  より実際の回生制動力  $F_{gra}$  を減算した値として演算され、ステップ 2 1 0 に於いて前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  に基づき左右前輪の目標制動圧力  $P_{bftl}$  及び  $P_{bft r}$  が演算され、後輪の目標摩擦制動力  $F_{prt}$  に基づき左右後輪の目標制動圧力  $P_{btrl}$  及び  $P_{btr r}$  が演算されると共に、左右前輪及び左右後輪の制動圧力  $P_i$  がそれぞれ対応する目標制動圧力  $P_{bti}$  になるよう各車輪の制動圧力がフィードバック制御される。

【 0 0 7 2 】

また上述の如く、通常時には各車輪の制動力は回生制動及び摩擦制動による協調制動モードにて制御されるが、アンチスキッド制御が実行される場合の如く、前輪及び後輪の各々について車輪の制動力が個別に制御されるときには、ステップ 5 0 に於いて肯定判別が行われ、ステップ 6 0 ~ 8 0 が実行されることにより制動力制御モードが摩擦制動のみによる単独制動モードに切り換えられ、各車輪の制動力が個別に制御される。

【 0 0 7 3 】

この場合各車輪の制動力を個別に制御する必要が生じると、ステップ 1 1 0 に於いて、即

10

20

30

40

50

ちステップ 1 1 2 ~ 1 5 2 に於いて目標回生制動力  $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$  が 0 まで漸減されることにより制動力の制御モードが協調制動モードより単独制動モードへ移行され、逆に各車輪の制動力の個別制御が完了したときには、目標回生制動力  $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$  が漸増されることにより制動力の制御モードが単独制動モードより協調制動モードに戻される。

【 0 0 7 4 】

特に図示の第一の実施形態に於いては、制動力の制御が初回又は N 回目であるときには、ステップ 9 0 に於いて肯定判別が行われ、図 5 のステップ 2 2 0 ~ 2 8 0 が実行されることにより、摩擦制動による単独制動モードにて制動力が制御され、その際の所定サイクル分の最終目標減速度  $G_{bt}$  の平均値  $G_{bta}$  及び所定サイクル分の車輪の実際の減速度  $G_{bx}$  の平均値  $G_{bxa}$  が演算され、 $G_{bxa}$  に対する  $G_{bta}$  の比として目標摩擦制動力  $F_{pft}$ 、 $F_{prt}$  に対する補正係数  $K_p$  が演算され、ステップ 1 9 0 に於いて目標摩擦制動力  $F_{pft}$ 、 $F_{prt}$  がそれぞれ  $K_p$  倍されることにより補正される。

10

【 0 0 7 5 】

従って例えば摩擦制動装置の摩擦材の摩擦係数が低下することにより、目標摩擦制動力に対し実際に発生される摩擦制動力が低くなる状況が生じてても、目標摩擦制動力  $F_{pft}$ 、 $F_{prt}$  が  $K_p$  倍されることによって本来の目標摩擦制動力に対応する摩擦制動力が発生されるので、制動力の制御モードに拘らず車輪全体の制動力を運転者の制動操作量に正確に対応する値に制御することができ、制動力の制御モードが協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する場合にも、車輪全体の制動力が変動することを確実に防止し、これにより車輪の乗員が違和感を感じることを確実に防止することができる。

20

【 0 0 7 6 】

また図示の第一の実施形態によれば、摩擦制動装置の摩擦材の摩擦係数  $\mu_a$  がその設計摩擦係数  $\mu_d$  に対し低下すると、目標摩擦制動力  $F_{pft}$ 、 $F_{prt}$  が  $K_p = \mu_d / \mu_a$  倍に増大され、これにより摩擦制動力が本来あるべき値にて発生されるので、車輪の総制動力は摩擦材の経時変化に拘わらず常に運転者の制動操作量に正確に対応する値、即ち摩擦材の摩擦係数の低下がない場合の値になり、従って後述の第二の実施形態の場合に比して適正に車輪の制動力を制御することができる。

【 0 0 7 7 】

例えば図 1 5 は前輪が協調制動モードより摩擦制動による単独制動モードへ移行する場合に於ける第一の実施形態の作動を従来の場合と比較して示すグラフである。

30

【 0 0 7 8 】

図 1 5 に於いて、運転者の制動操作量が一定であり、前輪の目標制動力  $F_{bft}$  が 1 0 ( 単位は任意 ) であり、時点  $t_1$  まで前輪の制動力が協調制動モードにて制御され、時点  $t_1$  より  $t_2$  までの間に於いて制御モードが協調制動モードより単独制動モードへ移行し、時点  $t_2$  以降に於いては前輪の制動力が単独制動モードにて制御されるものとする。

【 0 0 7 9 】

また協調制動モードに於ける目標回生制動力  $F_{gft}$  は 8 であり、従って前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  は 2 であり、前後輪の摩擦制動装置の摩擦材の摩擦係数  $\mu_a$  がその設計値  $\mu_d$  の 8 0 % に低下しているとすると、協調制動モードに於ける前輪の実際の摩擦制動力は  $2 \times 0.8 = 1.6$  になり、単独制動モードに於ける前輪の実際の摩擦制動力は  $10 \times 0.8 = 8$  になり、前輪の実際の摩擦制動力は図 1 5 の中段に於いて破線にて示されている如く変化し、その結果前輪の総制動力は図 1 5 の下段の破線にて示されている如く変動し、これにより車輪の減速度も運転者の制動操作量に対応する基準の減速度の 8 0 % になる。

40

【 0 0 8 0 】

従って従来 of 制動力制御装置の場合には、制動モードが協調制動モードより単独制動モードへ移行する過程に於いて前輪の実際の摩擦制動力は 1.6 より 8 へ漸次増大すると共に、回生制動力が 8 より 0 に漸次減少し、そのため前輪の総制動力は 9.6 より 8 に減少し、これに起因して時点  $t_1$  と  $t_2$  との間の制動モードの移行中に車輪の減速度が急変する。

【 0 0 8 1 】

これに対し図示の第一の実施形態によれば、単独制動モードに於ける所定サイクル分の実

50

際の減速度の平均値  $G_{bxa}$  に対する所定サイクル分の最終目標減速度の平均値  $G_{bta}$  の比として補正係数  $K_p$  が演算され、補正係数  $K_p$  は  $1 / 0.8 = 1.25$  になり、図 15 の中段の二点鎖線にて示されている如く、前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  は  $1.25$  倍に補正される。

【 0 0 8 2 】

従って前輪の目標摩擦制動力  $F_{pft}$  は協調制動モードに於いては  $2 \times 1.25 = 2.5$  になり、単独制動モードに於いては  $10 \times 1.25 = 12.5$  になり、協調制動モードより単独制動モードへ移行する過程に於いて  $2.5$  より  $12.5$  まで漸次増大し、これにより前輪の実際の摩擦制動力は協調制動モードに於いては  $2.5 \times 0.8 = 2$  となり、単独制動モードに於いては  $12.5 \times 0.8 = 10$  となり、その目標値と同一になる。よって前輪の総制動力はその目標値と同一の  $10$  (一定) となり、従って制動モードが協調制動モードより単独制動モードへ移行する際にも車輛の減速度が変動することを確実に防止することができる。

【 0 0 8 3 】

### 第二の実施形態

図 7 は前輪及び後輪に回生制動装置及び摩擦制動装置を有しハイブリッドエンジンが搭載された前輪駆動式の車輛に適用された本発明による制動力制御装置の第二の実施形態に於ける制動力制御のメインルーチンを示すフローチャート、図 8 は目標回生制動力  $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$  の演算及び補正ルーチンを示すフローチャート、図 9 は補正係数  $K_g$  演算ルーチンを示すフローチャートである。尚図 7 乃至図 9 に於いて、それぞれ図 2、図 4、図 5 に示されたステップに対応するステップにはこれらの図に於いて付されたステップ番号と同一のステップ番号が付されている。

【 0 0 8 4 】

この第二の実施形態に於いては、第一の実施形態のステップ 190 に対応する目標摩擦制動力の補正は行われず、またステップ 90 に於いて肯定判別が行われると、図 9 に示されたステップ 220 ~ 290 が実行される。特にステップ 270 に於いて現在まで所定サイクル分の最終目標減速度  $G_{bt}$  及び実際の減速度  $G_{bx}$  のデータが蓄積されたか否かの判別、即ち目標回生制動力に対する補正係数  $K_g$  の演算が可能であるか否かの判別が行われ、否定判別が行われたときにはステップ 10 へ戻り、肯定判別が行われたときにはステップ 290 に於いて現在までの所定サイクル分の最終目標減速度  $G_{bt}$  の平均値  $G_{bta}$  及び現在までの所定サイクル分の車輛の実際の減速度  $G_{bx}$  の平均値  $G_{bxa}$  が演算されると共に、下記の式 9 に従って目標回生制動力に対する補正係数  $K_g$  が演算される。

【 0 0 8 5 】

$$K_g = G_{bxa} / G_{bta} \quad \dots \dots (9)$$

またこの実施形態に於いては、図 8 に示されている如く、目標回生制動力の演算及び補正ルーチンのステップ 112 が完了すると、ステップ 114 に於いて前輪及び後輪の目標回生制動力  $F_{gft}$  及び  $F_{grt}$  がそれぞれ  $K_g$  倍に補正され、しかる後第一の実施形態の場合と同様ステップ 116 ~ 152 が実行される。

【 0 0 8 6 】

かくしてこの第二の実施形態によれば、基本的な制動力の制御は上述の第一の実施形態の場合と同様に行われるが、制動力の制御が初回又は  $N$  回目であるときには、ステップ 90 に於いて肯定判別が行われ、図 5 のステップ 220 ~ 290 が実行されることにより、摩擦制動による単独制動モードにて制動力が制御され、その際の所定サイクル分の最終目標減速度  $G_{bt}$  の平均値  $G_{bta}$  及び所定サイクル分の車輛の実際の減速度  $G_{bx}$  の平均値  $G_{bxa}$  が演算され、 $G_{bta}$  に対する  $G_{bxa}$  の比として目標回生制動力  $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$  に対する補正係数  $K_g$  が演算され、ステップ 110、より詳細には図 8 のステップ 114 に於いて目標回生制動力  $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$  がそれぞれ  $K_g$  倍されることにより補正される。

【 0 0 8 7 】

従って例えば摩擦制動装置の摩擦材の摩擦係数が低下することにより、目標摩擦制動力に対し実際に発生される摩擦制動力が低くなる状況が生じても、目標回生制動力  $F_{gft}$ 、 $F_g$

10

20

30

40

50

rtがKg倍されることによって協調制動モード及び制動モードの移行中に於ける回生制動力が低減されるので、制動力の制御モードに拘らず車輛全体の制動力を運転者の制動操作量に対応する値に制御することができ、制動力の制御モードが協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する場合にも、車輛全体の制動力が変動することを確実に防止し、これにより車輛の乗員が違和感を感じることを確実に防止することができる。

【0088】

例えば図16は前輪が協調制動モードより摩擦制動による単独制動モードへ移行する場合に於ける第二の実施形態の作動を従来の場合と比較して示す図15と同様のグラフである。

【0089】

図15の場合と同様、前後輪の摩擦制動装置の摩擦材の摩擦係数 $\mu_a$ がその設計値 $\mu_d$ の80%に低下しているとすると、補正係数Kgは0.8になり、図16の上段に於いて二点鎖線にて示されている如く、前輪の目標回生制動力は協調制動モードに於いては $8 \times 0.8 = 6.4$ になり、単独制動モードへ移行する過程に於いて0まで漸次減少する。

【0090】

従って前輪の実際の回生制動力が前輪の目標回生制動力と同一であると仮定すると、前輪の実際の摩擦制動力は図15の下段に於いて細い実線にて示されている如く、協調制動モードに於いては $6.4 + 1.6 = 8$ であり、単独制動モードに於いては $10 \times 0.8 = 8$ であり、その結果前輪の総制動力は制動モードに拘わらず8(一定)であり、これにより車輛の減速度も運転者の制動操作量に対応する基準の減速度の80%の一定になり、従って制動モードが協調制動モードより単独制動モードへ移行する際にも車輛の減速度が変動することを確実に防止することができる。

【0091】

### 第三の実施形態

図10は第一の実施形態の修正例として構成された本発明による制動力制御装置の第三の実施形態に於ける制動力制御のメインルーチンを示すフローチャート、図11は目標摩擦制動力 $F_{pft}$ 、 $F_{prt}$ の補正ルーチンを示すフローチャートである。尚図10に於いて、図2に示されたステップに対応するステップには図2に於いて付されたステップ番号と同一のステップ番号が付されている。

【0092】

この第三の実施形態に於いては、ステップ190の次に実行されるステップ200に於いて、図11に示されたルーチンに従って前輪の目標摩擦制動力 $F_{pft}$ 若しくは後輪の目標摩擦制動力 $F_{prt}$ が補正される点を除き、他のステップは上述の第一の実施形態の場合と同様に実行される。

【0093】

特に図11に示されている如く、目標摩擦制動力補正ルーチンのステップ202に於いては、前輪が協調制動モードにて制御されているか否かの判別、即ち単独制動モードでもモードの移行状態にもないか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはそのままステップ206へ進み、否定判別が行われたときにはステップ204に於いて前輪の目標摩擦制動力 $F_{pft}$ がKp倍に補正される。

【0094】

同様にステップ206に於いては後輪が協調制動モードにて制御されているか否かの判別が行われ、肯定判別が行われたときにはそのままステップ210へ進み、否定判別が行われたときにはステップ208に於いて後輪の目標摩擦制動力 $F_{prt}$ がKp倍に補正され、しかる後ステップ210へ進む。

【0095】

かくしてこの第三の実施形態によれば、制動モードが単独制動モードにある場合又は協調制動モードより単独制動モードへ移行する過程に於いてのみ目標摩擦制動力 $F_{pft}$ 、 $F_{prt}$ がKp倍に補正されることにより、制動モードが協調制動モードより単独制動モードへ移行する過程に於ける総制動力の急変が防止されるので、制動モードが協調制動モードより

10

20

30

40

50

単独制動モードへ移行する際に車輛の減速度が変動することを効果的に防止することができる。

【0096】

例えば図17は前輪が協調制動モードより摩擦制動による単独制動モードへ移行する場合に於ける第三の実施形態の作動を従来の場合と比較して示す図15と同様のグラフである。

【0097】

図15及び図16の場合と同様、前後輪の摩擦制動装置の摩擦材の摩擦係数 $\mu_a$ がその設計値 $\mu_d$ の80%に低下しているとすると、補正係数 $K_p$ は1.25になり、図17の中段に於いて二点鎖線にて示されている如く、前輪の目標摩擦生制動力は時点 $t_1$ 以降に1.25倍に補正され、単独制動モードに於いては $1.0 \times 1.25 = 1.25$ になり、協調制動モードより単独制動モードへ移行する過程に於いて2より1.25まで漸次増大する。

10

【0098】

従って前輪の実際の回生制動力が前輪の目標回生制動力と同一であると仮定すると、前輪の実際の摩擦制動力は図15の下段に於いて細い実線にて示されている如く、協調制動モードに於いては2であり、単独制動モードに於いては $1.25 \times 0.8 = 1.0$ になり、協調制動モードより単独制動モードへ移行する過程に於いて2より1.0まで漸次増大し、図17の中段に於いて太い実線にて示された目標摩擦制動力と同一の値になる。その結果前輪の総制動力は協調制動モードより単独制動モードへ移行する過程に於いて $8 + 1.6 = 9.6$ より1.0までしか変化せず、従来の場合の9.6より8まで変化する場合に比してその変化量を大幅に低減することができ、これにより制動モードが協調制動モードより単独制動モードへ移行する際に車輛の減速度が急激に変動することを効果的に防止することができる。

20

【0099】

尚上述の各実施形態に於いて、制動制御モードが単独制動モードより協調制動モードへ移行する場合には、時間の経過がそれぞれ図15乃至図17の場合とは逆であり、従って各制動力が図15乃至図17の場合とは逆の態様にて変化する点を除き同一であり、従って上述の各実施形態によれば、制動制御モードが単独制動モードより協調制動モードへ移行する際にも車輛の減速度が変動することを確実に防止することができる。

30

【0100】

また以上の説明に於ける具体例は摩擦制動装置の摩擦材の摩擦係数 $\mu_a$ がその設計値 $\mu_d$ よりも低下している場合であるが、上述の各実施形態によれば、摩擦材の摩擦係数 $\mu_a$ がその設計値 $\mu_d$ よりも大きい場合にも、制動制御モードが単独制動モードより協調制動モードへ移行する際に於ける車輛の減速度の急変を確実に防止することができる。尚この場合、補正係数 $K_p$ は1よりも小さい値になり、逆に補正係数 $K_g$ は1よりも大きい値になる。

【0101】

また図示の各実施形態によれば、初回の制動制御又はN回目の制動制御時に各車輪の制動力が摩擦制動による単独制動モードにて制御され、その際の運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度及び車輛の実際の減速度に基づき補正係数 $K_p$ 又は $K_g$ が演算され、目標摩擦制動力が $K_p$ 倍されることによって補正され又は目標回生制動力が $K_g$ 倍されることによって補正され、これにより制動力の制動モードが協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する際に於ける車輛の減速度の急変が防止されるので、運転者の制動操作量に基づく車輛の基準減速度と車輛の実際の減速度との偏差に基づき摩擦制動力若しくは回生制動力が毎回フィードバック制御される場合に比して、車輛の制動力を容易に且つ簡便に制御することができ、これにより制動力の制動モードが協調制動モードと単独制動モードとの間に移行する際に於ける車輛の減速度の急変を容易に且つ簡便に防止することができる。

40

【0102】

また図示の各実施形態によれば、前輪及び後輪の摩擦制動装置による制動力と回生制動装

50

置による制動力との合計及び後輪の摩擦制動装置による制動力と回生制動装置による制動力との合計の比が所定の前後輪制動力配分比  $K_f / K_r$  になるよう制御されるので、摩擦制動装置による制動力と回生制動装置による制動力との割合に拘わらず前後輪の制動力の配分比を確実に所定の前後輪制動力配分比に制御することができ、これにより前後輪の制動力配分比が所定の配分比以外の配分比になることに起因する車輛の安定性の低下やステア特性の変化を確実に防止することができる。

【 0 1 0 3 】

また図示の各実施形態によれば、前輪の目標制動力  $F_{bft}$  は前輪の回生制動装置による制動力が最大になるよう前輪の回生制動力及び摩擦制動力が制御されることによって達成され、後輪の目標制動力  $F_{brt}$  も後輪の回生制動装置による制動力が最大になるよう後輪の回生制動力及び摩擦制動力が制御されることによって達成されるので、所定の前後輪制動力配分比を達成しつつ車輛全体の回生効率が最大になるよう回生制動力及び摩擦制動力を制御することができる。

10

【 0 1 0 4 】

また一般に、回生制動装置、特にハイブリッドエンジンに組み込まれた電動発電機を使用する回生制動装置は種々の制約からある目標回生制動力にて制御されても実際の回生制動力は目標回生制動力にならず、実際の回生制動力は目標回生制動力よりも低い値になる。

【 0 1 0 5 】

図示の各実施形態によれば、それぞれ前輪の目標回生制動力  $F_{rgft}$  及び後輪の目標回生制動力  $F_{rgrt}$  を上限としてエンジン制御装置 28 により前輪の回生制動装置 30 の電動発電機 14 及び後輪の回生制動装置 40 の電動発電機 42 が制御され、各電動発電機の発電電圧及び発電電流に基づき前輪及び後輪の実際の回生制動力  $F_{rgfa}$ 、 $F_{rgra}$  が演算され、前輪の目標摩擦制動力  $F_{bpft}$  及び後輪の目標摩擦制動力  $F_{bpft}$  はそれぞれ目標制動力  $F_{bft}$ 、 $F_{brt}$  より実際の回生制動力  $F_{rgfa}$ 、 $F_{rgra}$  を減算することにより演算されるので、前輪の目標摩擦制動力  $F_{bpft}$  及び後輪の目標摩擦制動力  $F_{bpft}$  がそれぞれ目標制動力  $F_{bft}$ 、 $F_{brt}$  より目標回生制動力  $F_{rgft}$ 、 $F_{rgrt}$  を減算することにより演算される場合に比して、車輛全体の制動力が正確に運転者の制動要求量に対応するよう前輪及び後輪の摩擦制動力を制御をすることができる。

20

【 0 1 0 6 】

以上に於いては本発明を特定の実施形態について詳細に説明したが、本発明は上述の実施形態に限定されるものではなく、本発明の範囲内にて他の種々の実施形態が可能であることは当業者にとって明らかであろう。

30

【 0 1 0 7 】

例えば上述の各実施形態に於いては、車輛の基準減速度合及び車輛の実際の減速度合は車輛の基準減速度  $G_{bt}$  及び車輛の実際の減速度  $G_{bx}$  であるが、車輛の基準減速度合及び車輛の実際の減速度合は所定の時間に於ける車速の変化量の如く、車輛の減速の程度を示す任意の値であってよい。

【 0 1 0 8 】

また上述の各実施形態に於いては、目標摩擦制動力又は目標回生制動力がそれぞれ  $K_p$  倍又は  $K_g$  倍されることにより補正されるようになっていたが、目標摩擦制動力及び目標回生制動力の両者が補正係数  $K_p$  及び  $K_g$  に対応する補正係数にて補正されるよう修正されてもよい。

40

【 0 1 0 9 】

また上述の各実施形態に於いては、摩擦制動装置の摩擦材の摩擦係数の変動が大きい場合にも運転者に警報が発せられないが、補正係数  $K_p$  がその所定の基準値よりも大きい場合や補正係数  $K_g$  がその所定の基準値よりも小さい場合には、摩擦材の摩擦係数の変動が大きい状況であるので、かかる状況に於いて運転者に警報が発せられるよう修正されてもよい。

【 0 1 1 0 】

また上述の各実施形態に於いては、制動力制御装置はホイールシリンダ圧力が増減される

50

ことにより制動力が増減される油圧式の制動力制御装置であるが、本発明による制動力制御装置は車輪に設けられたブレーキロータの如き回転部材に対しブレーキパッドの如き摩擦部材を押圧する電動機の如き電気式の押圧装置を有する電気式の制動力制御装置に適用されてもよい。

【0111】

また各上述の実施形態に於いては、エンジン制御装置28と制動制御装置52との間に於いて目標回生制動力及び実際の回生制動力が通信されるようになっているが、目標回生制動力に基づき目標回生制動トルクが演算され、その目標回生制動トルクを示す信号が制動制御装置52よりエンジン制御装置28へ通信され、エンジン制御装置28により目標回生制動トルクを上限として回生制動が制御され、逆に実際の回生制動トルクを示す信号がエンジン制御装置28より制動制御装置52へ通信され、実際の回生制動トルクに基づき実際の回生制動力が演算されるよう修正されてもよい。

10

【0112】

また上述の各実施形態に於いては、ブレーキペダル32の踏み込みストローク $S_p$ 及びマスタシリンダ圧力 $P_m$ に基づき車輪の目標減速度 $G_{bt}$ が演算され、目標減速度に基づき前輪の目標制動力 $F_{bft}$ 及び後輪の目標制動力 $F_{brt}$ が演算されるようになっているが、前輪及び後輪の目標制動力は踏み込みストローク $S_p$ 又はマスタシリンダ圧力 $P_m$ に基づき演算されてもよい。

【0113】

また上述の各実施形態に於いては、車輪を駆動する駆動手段はガソリンエンジン12と電動発電機14とを含むハイブリッドエンジン10であり、電動発電機14が回生制動用の発電機として作動するようになっているが、ハイブリッドエンジンの内燃機関はディーゼルエンジンの如き他の内燃機関であってもよく、また車輪を駆動する駆動手段は通常の内燃機関であり、回生制動用の発電機は内燃機関とは独立のものであってもよい。

20

【0114】

また上述の各実施形態に於いては、車輪は前輪駆動車であるが、本発明が適用される車輪は後輪駆動車や四輪駆動車であってもよく、また後輪の電動発電機40は回生制動用の発電機としてのみ作動するようになっているが、例えば必要に応じて後輪を駆動する補助的な駆動源として機能するよう修正されてもよい。

【図面の簡単な説明】

30

【図1】前輪及び後輪に回生制動装置及び摩擦制動装置を有しハイブリッドエンジンが搭載された前輪駆動式の車輪に適用された本発明による制動力制御装置の第一の実施形態を示す概略構成図である。

【図2】第一の実施形態に於ける制動制御装置による制動力制御のメインルーチンを示すフローチャートである。

【図3】ステップ10に於ける最終目標減速度 $G_{bt}$ 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図4】ステップ110に於ける目標回生制動力 $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$ の補正ルーチンを示すフローチャートである。

【図5】第一の実施形態に於ける目標摩擦制動力に対する補正係数 $K_p$ 演算ルーチンを示すフローチャートである。

40

【図6】第一の実施形態に於けるエンジン制御装置による回生制動制御ルーチンを示すフローチャートである。

【図7】本発明による制動力制御装置の第二の実施形態に於ける制動力制御のメインルーチンを示すフローチャートである。

【図8】第二の実施形態に於ける目標回生制動力 $F_{gft}$ 、 $F_{grt}$ の演算及び補正ルーチンを示すフローチャートである。

【図9】第二の実施形態に於ける目標回生制動力に対する補正係数 $K_g$ 演算ルーチンを示すフローチャートである。

【図10】第一の実施形態の修正例として構成された本発明による制動力制御装置の第三

50

の実施形態に於ける制動力制御のメインルーチンを示すフローチャートである。

【図 1 1】第三の実施形態に於ける目標摩擦制動力  $F_{pft}$ 、 $F_{prt}$  の補正ルーチンを示すフローチャートである。

【図 1 2】ブレーキペダルの踏み込みストローク  $S_p$  と目標減速度  $G_{st}$  との関係を示すグラフである。

【図 1 3】マスタシリンダ圧力  $P_m$  と目標減速度  $G_{pt}$  との関係を示すグラフである。

【図 1 4】前回演算された最終目標減速度  $G_{bt}$  と目標減速度  $G_{pt}$  に対する重み  $\alpha$  との関係を示すグラフである。

【図 1 5】前輪が協調制動モードより単独制動モードへ移行する場合に於ける第一の実施形態の作動を従来の場合と比較して示すグラフである。

10

【図 1 6】前輪が協調制動モードより単独制動モードへ移行する場合に於ける第二の実施形態の作動を従来の場合と比較して示すグラフである。

【図 1 7】前輪が協調制動モードより単独制動モードへ移行する場合に於ける第三の実施形態の作動を従来の場合と比較して示すグラフである。

【符号の説明】

1 0 ... ハイブリッドエンジン

1 2 ... ガソリンエンジン

1 4 ... 電動発電機

2 8 ... エンジン制御装置

3 0 ... 前輪の回生制動装置

20

3 2 ... ブレーキペダル

4 0 ... 後輪用回生制動装置

4 2 ... 電動発電機

4 4 ... 摩擦制動装置

5 0 ... マスタシリンダ

5 2 ... 制動制御装置

5 8 ... ストロークセンサ

6 0 ... 圧力センサ

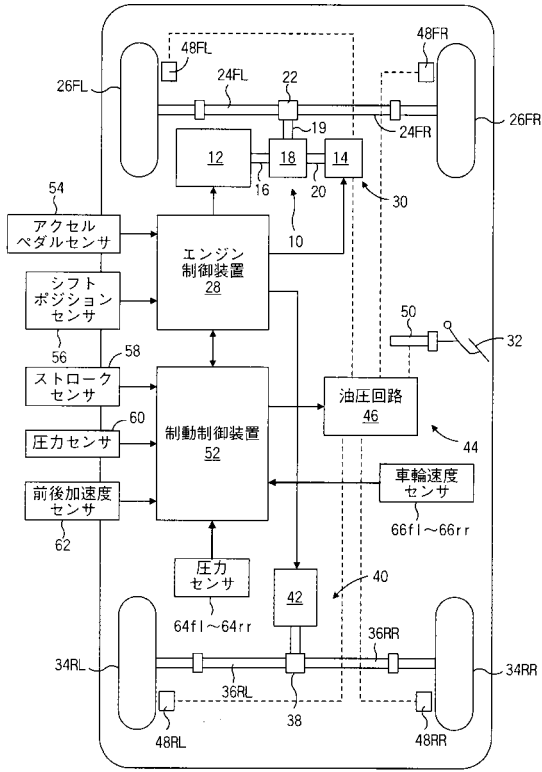
6 2 ... 前後加速度センサ

6 4 fl ~ 6 4 rr ... 圧力センサ

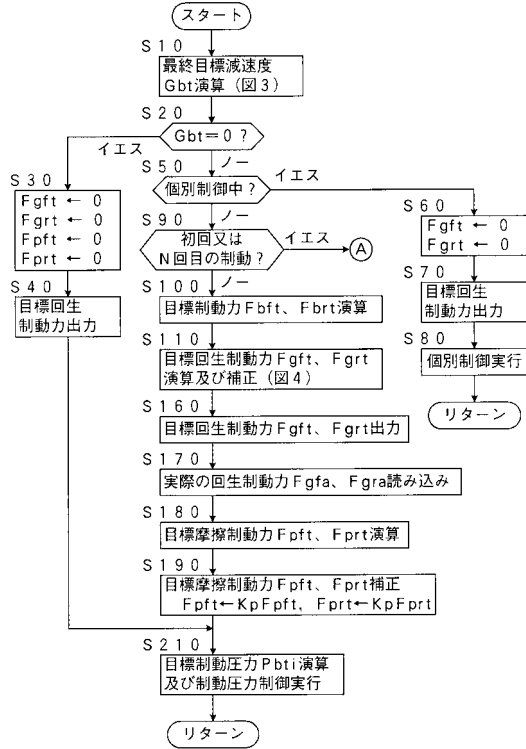
30

6 6 fl ~ 6 6 rr ... 車輪速度センサ

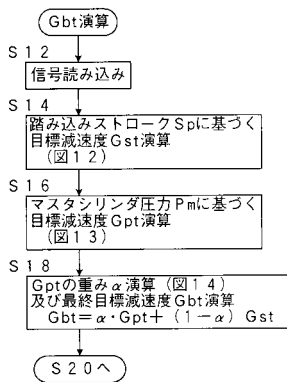
【図1】



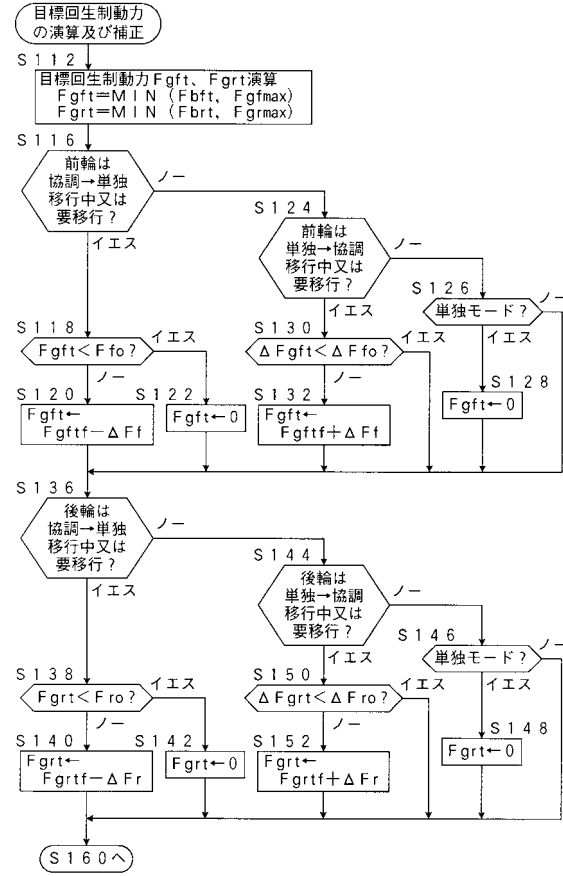
【図2】



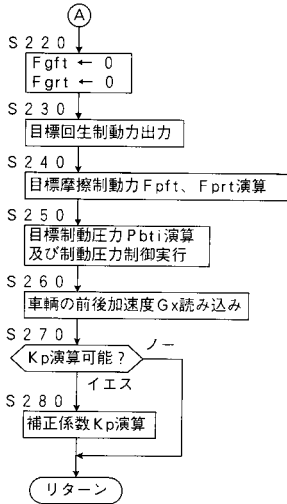
【図3】



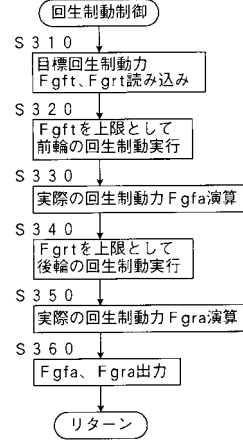
【図4】



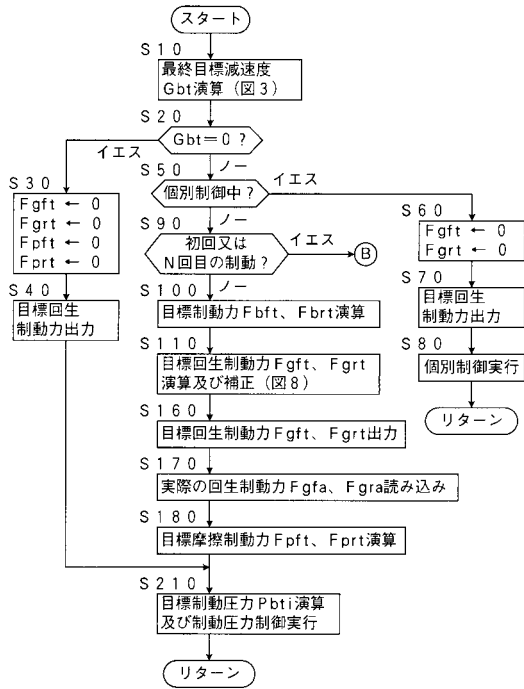
【図5】



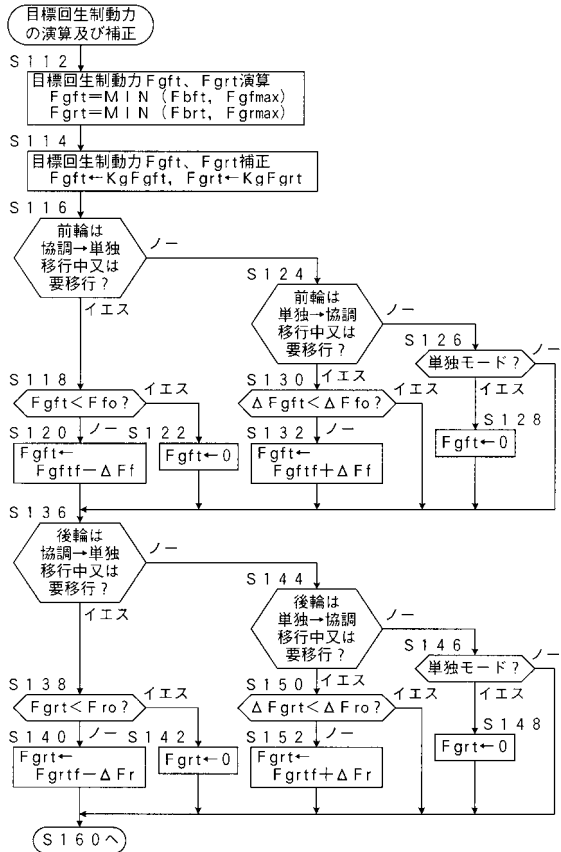
【図6】



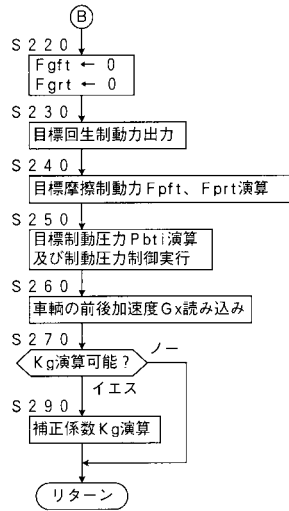
【図7】



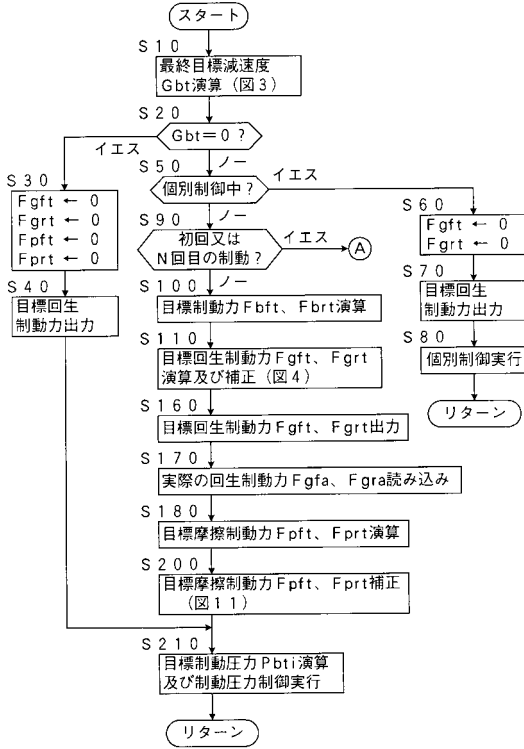
【図8】



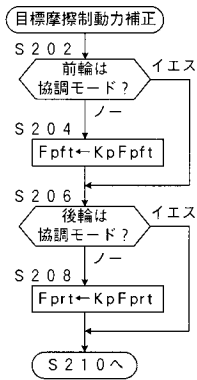
【図 9】



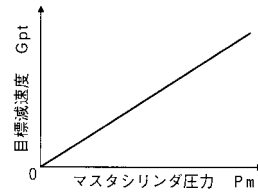
【図 10】



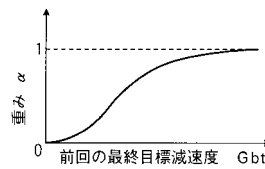
【図 11】



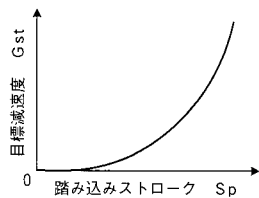
【図 13】



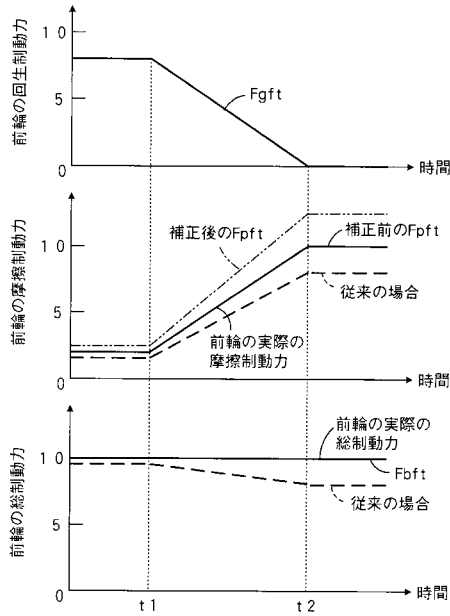
【図 14】



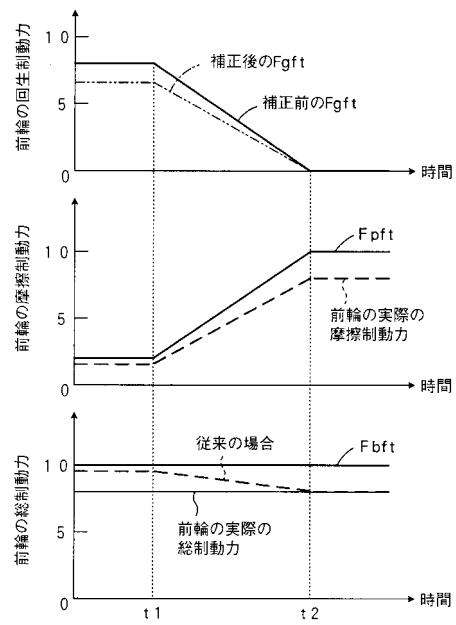
【図 12】



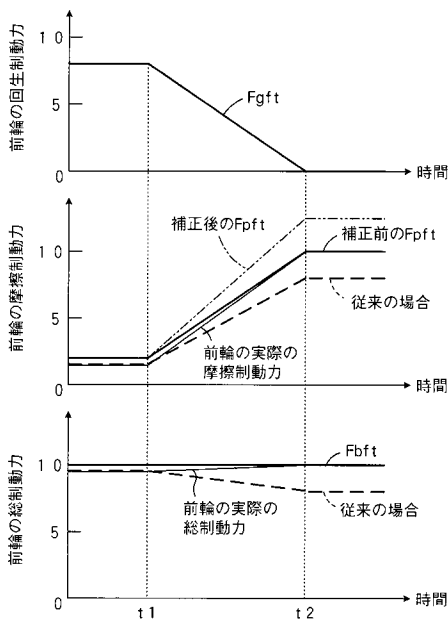
【図15】



【図16】



【図17】



---

フロントページの続き

- (56)参考文献 特開2000-197205(JP,A)  
特開2000-245003(JP,A)  
特開平09-249101(JP,A)  
特開平11-004503(JP,A)  
特開平11-078839(JP,A)  
特開2001-097207(JP,A)  
特開平07-228241(JP,A)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60T 7/12- 8/96  
B60L 7/00- 7/28  
B60W 10/00-10/30