

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第4961857号  
(P4961857)

(45) 発行日 平成24年6月27日(2012.6.27)

(24) 登録日 平成24年4月6日(2012.4.6)

(51) Int. Cl. F 1  
B 6 0 T 7 / 1 2 ( 2 0 0 6 . 0 1 ) B 6 0 T 7 / 1 2 A

請求項の数 3 (全 19 頁)

(21) 出願番号	特願2006-174217 (P2006-174217)	(73) 特許権者	301065892
(22) 出願日	平成18年6月23日 (2006.6.23)		株式会社アドヴィックス
(65) 公開番号	特開2008-1288 (P2008-1288A)		愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地
(43) 公開日	平成20年1月10日 (2008.1.10)	(74) 代理人	110000213
審査請求日	平成20年12月18日 (2008.12.18)		特許業務法人プロスペック特許事務所
		(72) 発明者	新田 千裕
			愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地 株式会 社アドヴィックス内
		(72) 発明者	荒川 晴生
			愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地 株式会 社アドヴィックス内
		(72) 発明者	竹下 隆之
			愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地 株式会 社アドヴィックス内

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両の自動制動力制御装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

車両を停止状態に維持するために運転者によるブレーキ操作部材の操作とは独立して前記車両に制動力を発生させる自動制動力発生手段(51、302~310)と、

前記運転者によるアクセル操作部材(AP)の操作を検出するアクセル操作検出手段(51、314)と、

前記自動制動力発生手段により前記制動力が発生して前記車両が停止している状態において前記アクセル操作部材の操作が検出されたことに基づいて、前記制動力の減少を開始する制動力減少手段(51、316~352)と、

を備えた車両の自動制動力制御装置において、

前記制動力減少手段は、

前記アクセル操作部材の操作の開始に基づいて前記制動力の減少が開始された時点から前記車両が発進する時点である特定の時点までは第1の勾配をもって前記制動力を減少させ(332)、前記特定の時点が到来したとの判定に基づいて前記第1の勾配よりも減少勾配が緩やかな第2の勾配をもって前記制動力を減少させる(340)ように構成され、

前記車両の駆動源の作動により前記車両に発生する駆動力を取得する駆動力取得手段(51、322)と、

路面の勾配に起因して前記車両に対して車体前後方向に働く外力である勾配相当力を取得する勾配相当力取得手段(51、320)と、

を備え、

前記制動力減少手段は、  
 前記特定の時点として、前記制動力と前記駆動力と前記勾配相当力とがつりあう時点を使用する（348、350、352、330）ように構成され、

前記制動力減少手段は、  
 前記駆動力が上り方向に働く場合、前記特定の時点として、前記制動力の大きさが前記駆動力の大きさと前記勾配相当力の大きさの差の絶対値と等しくなった時点を使用する（348、350、352、330）ように構成され、

前記制動力減少手段は、  
 前記駆動力が上り方向に働く場合、前記制動力が前記第2の勾配をもって減少していく過程において前記駆動力の大きさが前記制動力の大きさと前記勾配相当力の大きさの和よりも大きい状態が維持されるように、前記第2の勾配を決定する（338）ように構成された車両の自動制動力制御装置。

10

#### 【請求項2】

請求項1に記載の車両の自動制動力制御装置において、  
 前記制動力減少手段は、  
 前記駆動力の変化に応じて前記第2の勾配を決定する（338）ように構成された車両の自動制動力制御装置。

#### 【請求項3】

請求項1又は請求項2に記載の車両の自動制動力制御装置において、  
 前記車両は、前記駆動源（21）の作動により発生する駆動力の駆動力伝達系にトルクコンバータ付の自動変速機（22）を備えていて、  
 前記駆動力取得手段は、  
 前記自動変速機によるクリープ現象により前記車両に発生する駆動力であるクリープ力を取得するクリープ力取得手段（322）を備えた車両の自動制動力制御装置。

20

#### 【発明の詳細な説明】

#### 【技術分野】

#### 【0001】

本発明は、車両の自動制動力制御装置に関する。

#### 【背景技術】

#### 【0002】

近年、車両を停止状態に維持するために運転者によるブレーキ操作部材の操作とは独立して車両に制動力を発生させる自動制動力制御装置が開発されてきている。例えば、下記特許文献1に記載の装置では、車両停止状態においてブレーキペダルの操作が所定時間継続された場合、自動パーキングブレーキ機能が働いてブレーキ液圧が保持される。これにより、以後、ブレーキペダルを離しても、車両を停止状態に維持できる。

30

【特許文献1】特開2004-161046号公報

#### 【0003】

この文献に記載の装置では、このように、ブレーキ液圧による制動力が自動的に発生している状態で、アクセルペダルが操作されると、ブレーキ液圧の保持が解除されて制動力が減少し、この結果、車両を発進させることができる。

40

#### 【発明の開示】

#### 【0004】

ところで、このように、ブレーキ液圧の保持が解除されて車両を発進させる場合、発進直後において一時的に車両に大きな加速度（即ち、大きなショック）が発生する場合がある。以下、係るショックについて説明する。

#### 【0005】

即ち、アクセルペダルの操作によりブレーキ液圧の保持が解除されると、ブレーキ液圧による制動力はゼロに向けて或る特性（勾配）をもって急激に減少していく。一方、このアクセルペダル操作により、車両に発生する駆動力はアクセルペダル操作に応じて増大していく。この場合、例えば、駆動力伝達系にトルクコンバータ付の自動変速機が備えられ

50

ている車両では、駆動力は、自動変速機によるクリープ現象により車両に発生する駆動力（クリープ力）の値からアクセルペダル操作に応じて増大していく。

【0006】

このように或る特性をもって急激に減少していく制動力（の大きさ）が増大していく駆動力（の大きさ）を上回っている限り、（特に、平地において）車両は停止状態に維持される。一方、急激に減少していく制動力が増大していく駆動力（例えば、クリープ力、或いはクリープ力よりも若干大きい値）と等しくなった時点（即ち、制動力と駆動力とが釣りあう時点）にて、（特に、平地において）車両は移動を開始する（即ち、発進する）。

【0007】

そして、車両が発進した時点以降もなお、制動力がゼロに向けて急激な減少を継続すると、駆動力から制動力を減じた値（即ち、実質的に車両を移動させる力）が、発進時点から制動力がゼロに達するまでの間に亘って急激に増大することになる。このことに起因して、発進直後において一時的に車両に大きな加速度（ショック）が発生するという問題が生じ得る。

【0008】

本発明に係る問題に対処するためになされたものであって、その目的は、車両を停止状態に維持するために運転者によるブレーキ操作部材の操作とは独立して車両に制動力を発生させる自動制動力制御装置において、発進直後における大きな加速度（ショック）の一時的な発生を抑制できるものを提供することにある。

【0009】

本発明に係る車両の自動制動力制御装置は、車両を停止状態に維持するために運転者によるブレーキ操作部材の操作とは独立して前記車両に制動力を発生させる自動制動力発生手段と、前記運転者によるアクセル操作部材の操作を検出するアクセル操作検出手段と、前記自動制動力発生手段により前記制動力が発生して前記車両が停止している状態において前記アクセル操作部材の操作が検出されたことに基づいて、前記制動力の減少を開始する制動力減少手段とを備えている。

【0010】

上記本発明に係る自動制動力制御装置の特徴は、前記制動力減少手段が、前記アクセル操作部材の操作の開始に基づいて前記制動力の減少が開始された時点から前記車両が発進する時点（＝特定の時点）までは第1の勾配をもって前記制動力を減少させ（332）、前記特定の時点が到来したとの判定に基づいて前記第1の勾配よりも減少勾配が緩やかな第2の勾配をもって前記制動力を減少させるように構成されたことにある。

【0011】

この場合、上記本発明に係る自動制動力制御装置は、前記車両の駆動源の作動により前記車両に発生する駆動力を取得する駆動力取得手段を備え、前記制動力減少手段は、前記特定の時点として、前記制動力と前記駆動力とが釣りあう時点を使用するように構成されることが好適である。なお、車両が、駆動力伝達系にトルクコンバータ付の自動変速機を備えている場合、前記駆動力取得手段は、前記自動変速機によるクリープ現象により前記車両に発生する駆動力（クリープ力）を取得するクリープ力取得手段を備えることが好適である。

【0012】

上記構成によれば、第1の特性（例えば、急激に減少していく勾配）をもって減少していく制動力が、増大していく駆動力と等しくなった時点から、制動力の減圧特性が前記第1の特性よりも緩やかな第2の特性に変更される。換言すれば、特に、平地においては、車両が発進した時点から、制動力の減圧特性が前記第1の特性よりも緩やかな第2の特性に変更される。

【0013】

従って、駆動力から制動力を減じた値（即ち、実質的に車両を移動させる力）が、発進時点から制動力がゼロに達するまでの間に亘って急激に増大することが抑制される。この結果、発進直後において一時的に車両に大きな加速度（ショック）が発生することが抑制

10

20

30

40

50

され得る。

【0014】

また、上記本発明に係る自動制動力制御装置は、前記駆動力取得手段に加えて、路面の勾配に起因して前記車両に対して車体前後方向に働く外力である勾配相当力を取得する勾配相当力取得手段を備え、前記制動力減少手段は、前記特定の時点として、前記制動力と前記駆動力と前記勾配相当力とが釣りあう時点を使用するように構成されることが好適である。

【0015】

路面に勾配がある場合、即ち、路面がピッチング方向において傾いている場合、車両には前記勾配相当力（具体的には、車両の重力における路面（斜面）に沿った方向の成分）が発生する。従って、この場合、減少していく制動力と、増大していく駆動力と、前記勾配相当力と、が釣りあった時点にて車両が発進する。

10

【0016】

従って、上記構成によれば、路面に勾配がある場合においても、車両が発進した時点から、制動力の減圧特性が前記第1の特性よりも緩やかな第2の特性に変更され得る。この結果、平地の場合と同様、発進直後において一時的に車両に大きな加速度（ショック）が発生することが抑制され得る。

【0017】

具体的には、「制動力と前記駆動力と勾配相当力とが釣りあう時点」とは、駆動力が下り方向に働く場合（車両が下ろうとしている場合）、「制動力の大きさが駆動力の大きさと前記勾配相当力の大きさの和と等しくなった時点」に対応し、駆動力が上り方向に働く場合（車両が上ろうとしている場合）、「制動力の大きさが駆動力の大きさと勾配相当力の大きさの差の絶対値と等しくなった時点」に対応する。

20

【0018】

このように、前記駆動力が上り方向に働く場合、前記制動力減少手段は、前記制動力が前記第2の特性をもって減少していく過程において前記駆動力の大きさが前記制動力の大きさと前記勾配相当力の大きさの和よりも大きい状態が維持されるように、前記第2の特性を決定するように構成される。

【0019】

駆動力が上り方向に働く場合（車両が上ろうとしている場合）において勾配が大きいとき、制動力と駆動力と勾配相当力とが釣りあった時点（即ち、発進時点）において駆動力の大きさが勾配相当力の大きさよりも小さい場合が発生し得る。このような場合、発進時点以降における制動力の減少特性、即ち、前記第2の特性の設定によっては、発進時点以降において車両が一時的に下り方向に移動する事態（所謂「ずり下がり」）が発生し得る。

30

【0020】

これに対し、上記構成によれば、制動力が前記第2の特性をもって減少していく過程（即ち、発進時点以降）において、駆動力の大きさ（即ち、上り方向に働く力）が制動力の大きさと前記勾配相当力の大きさの和（即ち、下り方向に働く力）よりも大きい状態が維持される。従って、発進時点以降における「ずり下がり」の発生を抑制し得る。

40

【0021】

また、前記制動力減少手段は、前記駆動力の変化に応じて前記第2の特性を決定するように構成されると好ましい。一般に、発進直後における駆動力の増加要求の程度が大きいほど、発進直後において許容され得るショックの程度が大きくなると考えられる。

【0022】

上記構成によれば、例えば、発進直後における駆動力の増加速度が大きいほど発進直後における制動力の減少勾配をより大きい値に決定することができ、自動制動力制御による制動力が不必要に長く残存する事態が抑制され得る。換言すれば、自動制動力制御による制動力がゼロに達する時期が不必要に遅くなる事態が抑制され得る。

【発明を実施するための最良の形態】

50

## 【 0 0 2 3 】

以下、本発明による車両の自動制動力制御装置の実施形態について図面を参照しつつ説明する。図 1 は、本発明の実施形態に係る自動制動力制御装置を含んだ車両の制御装置 10 を搭載した車両の概略構成を示している。この車両は、後輪駆動車両である。

## 【 0 0 2 4 】

この制御装置 10 は、ストロークシミュレータ機構 20 と、車輪にブレーキ液圧による制動力を発生させるための hidroリックユニット 30 とを含んでいる。このストロークシミュレータ機構 20 と hidroリックユニット 30 とにより、所謂ブレーキ・バイ・ワイヤ・システムが構成されている。

## 【 0 0 2 5 】

ストロークシミュレータ機構 20 には、ブレーキペダル B P のストローク St に応じて、同ストローク St に応じたブレーキ液圧に相当する適切な反力をブレーキペダル B P に付与する周知の反力付与機構が内蔵されている。係る反力付与機構については詳細な説明を省略する。これにより、運転者は、ブレーキペダル B P の操作時において適切なブレーキペダルフィーリングを得ることができるようになっている。

## 【 0 0 2 6 】

hidroリックユニット 30 は、その概略構成を表す図 2 に示すように、前 2 輪 FL, FR に係わる前輪側系統と後 2 輪 RL, RR に係わる後輪側系統とからなる 2 系統のブレーキ液圧回路を備えている。係る前輪側系統と後輪側系統とは同様の構成を有しているから、以下、前輪側系統についてのみ説明する。

## 【 0 0 2 7 】

大気圧のブレーキ液を貯留するリザーバ R S と右前輪 FR のホイールシリンダ Wfr との間には常開リニア電磁弁 LVfr が介装されている。リザーバ R S と左前輪 FL のホイールシリンダ Wfl との間には常開リニア電磁弁 LVfl が介装されている。常開リニア電磁弁 LVfr, LVfl の作動については後述する。

## 【 0 0 2 8 】

ブラシレスモータである前輪側モータ Mf は、トロコイドポンプである 2 つの液圧ポンプ HPfr, HPfl を同時に駆動するようになっている。なお、ブラシレスモータは、応答性、耐久性に優れるというメリットを有している。また、トロコイドポンプは、所謂ピストンポンプに比して吐出脈動が小さく、作動に伴う騒音が小さいというメリットを有している。

## 【 0 0 2 9 】

液圧ポンプ HPfr は、リザーバ R S 内のブレーキ液をチェック弁を介して汲み上げ、同汲み上げたブレーキ液をチェック弁を介して常開リニア電磁弁 LVfr とホイールシリンダ Wfr の間に吐出するようになっている。同様に、液圧ポンプ HPfl は、リザーバ R S 内のブレーキ液をチェック弁を介して汲み上げ、同汲み上げたブレーキ液をチェック弁を介して常開リニア電磁弁 LVfl とホイールシリンダ Wfl の間に吐出するようになっている。

## 【 0 0 3 0 】

次に、常開リニア電磁弁 LVfr, LVfl について説明する。常開リニア電磁弁 LVfr, LVfl は同様の構成を有しているから、以下、主として常開リニア電磁弁 LVfr について説明する。常開リニア電磁弁 LVfr の弁体には、図示しないコイルスプリングからの付勢力に基づく開方向の力が常時作用している。

## 【 0 0 3 1 】

また、常開リニア電磁弁 LVfr の弁体には、ホイールシリンダ Wfr 内のブレーキ液圧（以下、「ホイールシリンダ液圧 Pwfr」と称呼する。他の車輪についても同様。）からリザーバ R S 内のブレーキ液圧（即ち、大気圧）を減じることで得られる差圧（以下、単に「実差圧 Pfr」と称呼する。他の車輪についても同様。）に基づく開方向の力と、常開リニア電磁弁 LVfr への通電電流に応じて比例的に増加する吸引力に基づく閉方向の力が作用するようになっている。

## 【 0 0 3 2 】

この結果、上記吸引力に相当する差圧（指令差圧）が上記通電電流に応じて比例的に増

10

20

30

40

50

加するように決定される。そして、常開リニア電磁弁LVfrは、係る指令差圧が上記実差圧 Pfrよりも大きいときに閉弁してリザーバRSと、ホイールシリンダWfrとの連通を遮断する。

【0033】

一方、常開リニア電磁弁LVfrは、実差圧 Pfrが指令差圧よりも大きいとき開弁してリザーバRSと、ホイールシリンダWfrとを連通する。この結果、(液圧ポンプHPfrから供給されている)常開リニア電磁弁LVfrとホイールシリンダWfrの間のブレーキ液が常開リニア電磁弁LVfrを介してリザーバRS側に流れることで、実差圧 Pfr(従って、ホイールシリンダ液圧Pwfr)が指令差圧に一致するように調整され得るようになっている。

【0034】

換言すれば、前輪側モータMf(液圧ポンプHPfr)が駆動されている場合、常開リニア電磁弁LVfrへの通電電流に応じてホイールシリンダ液圧Pwfrが独立してリニアに(無段階に)制御され得るようになっている。

【0035】

他方、常開リニア電磁弁LVfrを非励磁状態にすると(即ち、通電電流を「0」に設定すると)、常開リニア電磁弁LVfrはコイルスプリングの付勢力により開状態を維持するようになっている。この場合、前輪側モータMf(液圧ポンプHPfr)が駆動されているか否かにかかわらず、実差圧 Pfrが「0」になってホイールシリンダ液圧PwfrがリザーバRS内のブレーキ液圧(即ち、大気圧)と等しくなる。

【0036】

常開リニア電磁弁LVflについても同様である。即ち、前輪側モータMf(液圧ポンプHPfl)が駆動されている場合、常開リニア電磁弁LVflへの通電電流に応じてホイールシリンダ液圧Pwflが独立してリニアに(無段階に)制御され得るようになっている。他方、常開リニア電磁弁LVflを非励磁状態にすると(即ち、通電電流を「0」に設定すると)、前輪側モータMf(液圧ポンプHPfl)が駆動されているか否かにかかわらず、実差圧 Pflが「0」になってホイールシリンダ液圧PwflがリザーバRS内のブレーキ液圧(即ち、大気圧)と等しくなる。

【0037】

以上、前輪側系統について説明したが、後輪側系統についても全く同様で、後輪側モータMr(液圧ポンプHPrr,HPrl)が駆動されている場合、常開リニア電磁弁LVrr,LVrlへのそれぞれの通電電流に応じてホイールシリンダ液圧Pwrr,Pwrlがリニアに(無段階に)、且つ個別に制御され得るようになっている。他方、常開リニア電磁弁LVrr,LVrlを非励磁状態にすると(即ち、通電電流を「0」に設定すると)、後輪側モータMr(液圧ポンプHPrr,HPrl)が駆動されているか否かにかかわらず、実差圧 Prr, Prlが「0」になってホイールシリンダ液圧Pwrr,PwrlがリザーバRS内のブレーキ液圧(即ち、大気圧)と等しくなる。

【0038】

以上、説明したように、ハイドロリックユニット30は、モータMf,Mrを駆動するとともに、常開リニア電磁弁LV\*\*への通電電流をそれぞれ制御することでホイールシリンダ液圧Pw\*\*を個別に調整できるようになっている。なお、変数等の末尾に付された「\*\*」は、同変数等が何れの車輪に関するものであるかを示すために同変数の末尾に付される「fl」「fr」等の包括表記であって、例えば、ホイールシリンダ液圧Pw\*\*は、ホイールシリンダPwfr,Pwfl,Pwrr,Pwrlを包括的に示している。

【0039】

再び図1を参照すると、この制御装置10は、車両の駆動源であるエンジンE/G21と、トルクコンバータ付自動変速機A/T22とを備えている。A/T22は、E/G21と駆動輪(後輪)との間の駆動力伝達系に介装されている。これにより、アイドリング中(即ち、アクセルペダルAP非操作時)において、クリーブ現象によりA/T22により出力される駆動力(以下、「クリーブ力Fc」と称呼する。)が後輪に伝達されるようになっている。

10

20

30

40

50

## 【 0 0 4 0 】

制御装置 10 は、車輪\*\*の車輪速度に応じた周波数を有する信号をそれぞれ出力する電磁ピックアップ式の車輪速度センサ 4 1 fr, 4 1 fl, 4 1 rr 及び 4 1 rl と、ブレーキペダル B P のストロークを検出し、ブレーキペダルストローク St を示す信号を出力するストロークセンサ 4 2 と、アクセルペダル A P の操作量を検出し、アクセルペダル操作量 Accp を示す信号を出力するアクセル操作量センサ 4 3 と、路面勾配 ( 車両ピッチング方向の勾配 ) を検出し、路面勾配 grad を検出する勾配センサ 4 4 と、 E / G 2 1 の回転速度を検出し、エンジン回転速度 NE を出力する回転速度センサ 4 5 と、ホイールシリンダ液圧 Pw\*\* をそれぞれ検出するホイールシリンダ液圧センサ 4 6 \*\* ( 図 2 を参照 ) とを備えている。なお、本例では、路面勾配 grad は、下り勾配において正の値、上り勾配において負の値を採る

10

## 【 0 0 4 1 】

加えて、制御装置 10 は電子制御装置 50 を備えている。電子制御装置 50 は、互いにバスで接続された C P U 5 1、C P U 5 1 が実行するルーチン ( プログラム )、テーブル ( ルックアップテーブル、マップ )、定数等を予め記憶した R O M 5 2、C P U 5 1 が必要に応じてデータを一時的に格納する R A M 5 3、電源が投入された状態でデータを格納するとともに同格納したデータを電源が遮断されている間も保持するバックアップ R A M 5 4、及び A D コンバータを含むインターフェース 5 5 等からなるマイクロコンピュータである。インターフェース 5 5 は、前記センサ 4 1 ~ 4 6 と接続され、センサ 4 1 ~ 4 6 からの信号を C P U 5 1 に供給するとともに、同 C P U 5 1 の指示に応じてハイドロリッ

20

## 【 0 0 4 2 】

以上の構成により、制御装置 10 は、運転者がブレーキペダル B P を操作している間 ( 従って、ブレーキペダルストローク St > 0 のとき )、モータ Mf, Mr、及び常開リア電磁弁 LV\*\* を制御して、ホイールシリンダ液圧 Pw\*\* をブレーキペダルストローク St に応じた最適な目標値にそれぞれ調整する。これにより、前輪側と後輪側のホイールシリンダ液圧の関係は原則的に、周知の理想制動力配分曲線に沿うように設定される。また、左右前輪のホイールシリンダ液圧 Pwfr, Pwfl が同圧に設定され、左右後輪のホイールシリンダ液圧 Pwrr, Pwrl も同圧に設定される。

30

## 【 0 0 4 3 】

加えて、制御装置 10 は、車両停止状態において、車両を停止状態に維持するために、運転者によるブレーキペダル B P の操作とは独立してブレーキ液圧を自動的に保持するオートホールド制御を実行するようになっている。以下、図 3 のフローチャート、及び図 4 ~ 図 11 のタイムチャートを参照しながら、上記構成を有する本発明の実施形態に係る制御装置 10 ( 以下、「本装置」ということもある。 ) が行うオートホールド制御について説明していく。

## 【 0 0 4 4 】

( オートホールド制御における実際の作動 )

C P U 5 1 は、図 3 に示したルーチンを所定時間 ( 実行間隔時間  $t$ 。例えば、6 msec ) の経過毎に繰り返し実行している。従って、所定のタイミングになると、C P U 5 1 はステップ 300 から処理を開始し、ステップ 302 に進んで、フラグ H O L D = 0 であるか否かを判定し、「 Y e s 」と判定する場合、ステップ 304 に進んでオートホールド制御開始条件が成立しているか否かを判定する。

40

## 【 0 0 4 5 】

ここで、フラグ H O L D は、その値が「 1 」のときオートホールド制御実行中であることを示し、その値が「 0 」のときオートホールド制御非実行中であることを示す。また、オートホールド制御開始条件は、例えば、車両停止中においてブレーキペダル B P の操作 ( ブレーキペダルストローク St > 0 ) が所定時間継続している場合に成立する。ここで、車両停止中か否かは、例えば、車輪速度センサ 4 1 \*\* から得られる車輪速度 Vw\*\* から計算

50

される車体速度 $V_{so}$ がゼロであるか否かを判定することで判定され得る。

【 0 0 4 6 】

いま、オートホールド制御非実行中であり、且つ、オートホールド制御開始条件が成立していないものとする、CPU 51はステップ302にて「Yes」と判定し、続くステップ304にて「No」と判定してステップ395に直に進んで本ルーチンを一旦終了する。このような処理は、オートホールド制御開始条件が成立するまで繰り返し実行される。

【 0 0 4 7 】

次に、この場合にて、オートホールド制御開始条件が成立した場合について説明する。この場合、CPU 51はステップ304に進んだとき「Yes」と判定してステップ306に進み、フラグHOLDの値を「0」から「1」に設定し、続くステップ308にてフラグDECの値を「0」に設定する。フラグDECは、その値が「0」のとき後述するオートホールド制御終了条件が成立していないことを示し、その値が「1」のときオートホールド制御終了条件が成立したことを示す。

【 0 0 4 8 】

そして、CPU 51はステップ310に進んでホイールシリンダ圧 $Pw^{**}$ を所定の高圧Ph(一定)に維持するようにモータ $M_f, M_r$ 、及び常開リニア電磁弁 $LV^{**}$ に対して制御指示を行い、ステップ395に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、ブレーキペダルBPの操作にかかわらずホイールシリンダ圧 $Pw^{**}$ がそれぞれ高圧Phに維持継続される。即ち、高圧Phに相当する制動力が発生する。このようにして、オートホールド制御が実行開始される。

【 0 0 4 9 】

この結果、ブレーキペダルBPが開放されても車両が停止状態に維持される。なお、高圧Phは、ピッチング方向において想定され得る最大の勾配を有する路面上に車両が停止している場合においても車両が下り方向に移動しない程度に十分に大きい圧力に設定されている。

【 0 0 5 0 】

以降、フラグHOLD = 1、フラグDEC = 0となっているから、CPU 51はステップ302に進んだとき「No」と判定してステップ312に進み、ステップ312にて「Yes」と判定してステップ314に進み、オートホールド制御終了条件が成立しているか否かをモニタするようになる。ここで、オートホールド制御終了条件は、例えば、運転者がアクセルペダルAPを操作した場合(即ち、アクセルペダル操作量 $Accp > 0$ )に成立する。

【 0 0 5 1 】

係るオートホールド制御終了条件が成立しない限りにおいて、CPU 51はステップ314にて「No」と判定してステップ395に直に進んで本ルーチンを一旦終了する。この間、オートホールド制御が継続される。

【 0 0 5 2 】

次に、オートホールド制御継続中においてオートホールド制御終了条件が成立した場合について説明する。この場合、CPU 51はステップ314に進んだとき「Yes」と判定してステップ316に進み、フラグDECの値を「0」から「1」に変更し、続くステップ318にて勾配判定を行う。勾配判定では、勾配センサ44により検出される路面勾配gradに基づいて「平地」、「下り」、「上り」の何れかが選択される。

【 0 0 5 3 】

具体的には、路面勾配gradの絶対値が或る正の微小値以下の場合には「平地」と判定されて値 $E = 1$ に設定される。路面勾配 $grad(> 0)$ が上記微小値よりも大きい場合には「下り」と判定されて値 $E = 2$ に設定される。路面勾配 $grad(< 0)$ が-(上記微小値)よりも小さい場合には「上り」と判定されて値 $E = 3$ に設定される。

【 0 0 5 4 】

続いて、CPU 51はステップ320に進んで、上記路面勾配gradと、gradを引数とす

10

20

30

40

50



る関数funcとに基づいて、路面勾配gradに起因して車体前後方向に働く外力、即ち、車両の重力における路面に沿った方向の成分である勾配相当力Fgradを算出する。これにより、勾配相当力Fgradは、下り勾配においては正の値に計算され、上り勾配においては負の値に計算される。また、勾配相当力Fgradの絶対値は、路面勾配gradの絶対値が大きいほどより大きい値に計算される。

【 0 0 5 5 】

次に、CPU 5 1 はステップ 3 2 2 に進み、E / G 2 1 の作動に起因して後輪に働く駆動力Fd ( $> 0$ ) を、エンジン回転速度NEと、アクセルペダル操作量Accpと、NE, Accpを引数とするテーブルMapとに基づいて決定する。これにより、エンジン回転速度NEが大きいほど、アクセルペダル操作量Accpが大きいほど、駆動力Fdがより大きい値に決定される。また、アクセルペダル操作量Accp = 0 の場合、駆動力Fdは前記クリープ力Fcと等しい値に決定される。

10

【 0 0 5 6 】

次いで、CPU 5 1 はステップ 3 2 4 に進んで、値 E = 1 (「平地」) であるか否かを判定する。以下、先ずは、「平地」と判定される場合について説明する。

【 0 0 5 7 】

<平地の場合>

平地の場合、値 E = 1 となっている。従って、CPU 5 1 はステップ 3 2 4 にて「Yes」と判定してステップ 3 2 6 に進み、正味駆動力Fdnetを前記決定された駆動力Fdと等しい値に設定する。ここで、正味駆動力Fdnetとは、路面勾配gradを考慮して実質的に車両に発生する駆動力である。

20

【 0 0 5 8 】

次に、CPU 5 1 はステップ 3 2 8 に進んで、正味駆動力Fdnetに係数K1 (一定) を乗じることで、正味駆動力Fdnetとつりあう制動力を発生させるために必要なブレーキ液圧である正味駆動力相当液圧Pdnetを計算する。この係数K1は、制動力をブレーキ液圧に変換するための変換係数に相当する。

【 0 0 5 9 】

続いて、CPU 5 1 はステップ 3 3 0 に進み、ホイールシリンダ圧Pwが前記計算された現時点での正味駆動力相当液圧Pdnet以上であるか否かを判定する。現時点では、ホイールシリンダ圧Pw\*\*は、高圧Ph ( $> Pdnet$ ) に維持されている。従って、CPU 5 1 はステップ 3 2 8 にて「Yes」と判定してステップ 3 3 2 に進み、ホイールシリンダ圧Pw\*\*を第 1 勾配 (一定、前記第 1 の特性) で減少させる指示をモータMf, Mr、及び常開リニア電磁弁LV\*\*に対して行い、続くステップ 3 3 4 にて、アクセルペダル操作量前回値Accpbを現時点でのアクセルペダル操作量Accpと等しい値に設定した後、ステップ 3 9 5 に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、ホイールシリンダ圧Pw\*\*が第 1 勾配をもって減少を開始する。第 1 勾配は、本例では、ホイールシリンダ圧Pw\*\* (従って、制動力) が急激に減少していく減少勾配に相当する。

30

【 0 0 6 0 】

以降、フラグDEC = 1 となっているから、CPU 5 1 はステップ 3 1 2 に進んだとき「No」と判定して、ステップ 3 2 2、3 2 4、3 2 6、3 2 8 の処理を順に実行し、ステップ 3 3 0 の判定を行う。そして、ステップ 3 3 0 にて「Yes」と判定する限りにおいて、CPU 5 1 はステップ 3 3 2、3 3 4 の処理を実行する。即ち、ホイールシリンダ圧Pwがその時点での正味駆動力相当液圧Pdnet以上である間は、ホイールシリンダ圧Pw\*\* (従って、制動力) が第 1 勾配をもって急激に減少し続ける。

40

【 0 0 6 1 】

第 1 勾配をもって減少していくホイールシリンダ圧Pwは、やがてその時点での正味駆動力相当液圧Pdnetと一致する。この時点は、制動力と正味駆動力Fdnetとがつりあう時点に対応する。平地の場合では、正味駆動力Fdnetは駆動力Fdと等しい (ステップ 3 2 6) から、この時点は、制動力と駆動力Fdnetとがつりあう時点に対応する。この時点が、前記「特定の時点」に相当する。

50

## 【 0 0 6 2 】

このように、ホイールシリンダ圧 $P_w$ がその時点での正味駆動力相当液圧 $P_{dnet}$ と一致すると、CPU 51はステップ330に進んだとき「No」と判定してステップ336に進み、ホイールシリンダ圧 $P_w$ が所定の微小液圧 $P_{min}$ (例えば、ゼロ)よりも大きいかなかを判定する。

## 【 0 0 6 3 】

現時点では、ホイールシリンダ圧 $P_w (= P_{dnet})$ は、微小液圧 $P_{min}$ よりも大きい。従って、CPU 51はステップ336にて「Yes」と判定してステップ338に進んで、第2勾配(前記第2の特性に相当)を、ステップ338内に記載の式に従って計算する。ここで、 $Accp$ としては、アクセル操作量センサ43から得られる現時点での値が使用される。10  
 $Accpb$ としては、前回の本ルーチン実行時においてステップ334にて更新されている値が使用される。 $K2$ は係数(一定)である。 $t$ は本ルーチンの実行間隔(周期)である。

## 【 0 0 6 4 】

これにより、第2勾配は、アクセルペダル操作量 $Accp$ の変化速度「 $(Accp - Accpb) / t$ 」に係数 $K2$ を乗じた値に決定される。換言すれば、第2勾配は、駆動力 $F_d$ の変化に応じて決定される。この第2勾配は、前記第1勾配(一定)よりも緩やかな減少勾配となるように計算される。

## 【 0 0 6 5 】

続いて、CPU 51はステップ340に進み、ホイールシリンダ圧 $P_w^{**}$ を前記決定された第2勾配で減少させる指示をモータ $M_f, M_r$ 、及び常開リニア電磁弁 $LV^{**}$ に対して行い、ステップ334の処理を行った後、ステップ395に進んで本ルーチンを一旦終了する。20  
これにより、第1勾配で減少してきたホイールシリンダ圧 $P_w^{**}$ は、制動力と駆動力 $F_{dnet}$ とが釣りあう時点から第2勾配をもって減少を開始する。

## 【 0 0 6 6 】

以降、ステップ330では「No」と判定され続ける。即ち、CPU 51はステップ302、312、322、324、326、328の処理を順に実行し、ステップ330にて「No」と判定してステップ336に進み、同ステップ336の判定を行う。そして、ステップ336にて「Yes」と判定する限りにおいて、CPU 51はステップ338、340、334の処理を実行する。即ち、ホイールシリンダ圧 $P_w$ が微小液圧 $P_{min}$ (例えば、ゼロ)よりも大きい間は、ホイールシリンダ圧 $P_w^{**}$ (従って、制動力)が第2勾配をもって緩やかに減少し続ける。30

## 【 0 0 6 7 】

第2勾配をもって減少していくホイールシリンダ圧 $P_w$ は、やがて微小液圧 $P_{min}$ に達する。この結果、CPU 51はステップ336に進んだとき「No」と判定してステップ342に進み、所定のオートホールド制御終了処理を行い、続くステップ344にてフラグHOLDの値を「1」から「0」に変更した後、ステップ395に進んで本ルーチンを一旦終了する。これにより、オートホールド制御が終了する。

## 【 0 0 6 8 】

以降、フラグHOLD = 0となっているから、CPU 51はステップ302に進んだとき「Yes」と判定してステップ304に進み、オートホールド制御開始条件が成立したかなかを再びモニタするようになる。40

## 【 0 0 6 9 】

以上のように、オートホールド制御終了条件が成立すると、ホイールシリンダ圧 $P_w^{**}$ (従って、制動力)は、先ず、第1勾配(一定)をもって高圧 $P_h$ から急激に減少していく。そして、平地の場合、制動力と駆動力 $F_d$ とが釣りあう時点が到来すると、ホイールシリンダ圧 $P_w^{**}$ (従って、制動力)は、第1勾配よりも減少勾配が緩やかな第2勾配をもって減少していく。以下、このように、制動力の減少勾配を2段階とすることによる作用・効果について図4、図5のタイムチャートを参照しながら説明する。

## 【 0 0 7 0 】

図4は、比較対象として、制動力の減少勾配が第1勾配に維持される従来の装置が適用された場合であって、且つ、平地の場合における、制動力( $P_w$ )、駆動力 $F_d$ 、車体加速度 $G$ 、アクセルペダル操作量 $Accp$ の変化の一例を示したタイムチャートである。

【0071】

図4では、時刻 $t_1$ 以前では、オートホールド制御が実行・継続されている。従って、ホイールシリンダ圧 $P_w^{**}$ が高圧 $P_h$ に保持されていることにより大きい制動力(一定)が発生していて、車両は停止状態に維持されている。また、アクセルペダル操作量 $Accp$ は、時刻 $t_1$ 以前ではゼロに維持されている。これにより、駆動力 $F_d$ は、クリープ力 $F_c$ に維持されている。

【0072】

時刻 $t_1$ 以降、アクセルペダル $AP$ の操作が開始される。アクセルペダル操作量 $Accp$ は、時刻 $t_1$ から所定の勾配を持って時刻 $t_4$ まで増大していき、時刻 $t_4$ 以降、一定に維持されている。

【0073】

時刻 $t_1$ にて、アクセルペダル操作が開始されることにより、オートホールド制御終了条件が成立する。従って、時刻 $t_1$ 以降、制動力は、前記高圧 $P_h$ に相当する大きい値からゼロに向けて第1勾配(一定)をもって急激に減少していく。この結果、時刻 $t_2$ にて、制動力と正味駆動力 $F_{dnet}$ (= $F_d$ )(この例では、値 $F_c$ と等しい)とがつりあう。この時刻 $t_2$ にて車両は発進する。

【0074】

時刻 $t_2$ 以降もなお、制動力はゼロに向けて第1勾配をもって急激に減少していく。この結果、時刻 $t_2$ から、制動力がゼロに達する時刻 $t_3$ までの間、正味駆動力 $F_{dnet}$ (= $F_d$ )から制動力を減じた値(即ち、実質的に車両を移動させる力)が急激に増大する。このことに起因して、時刻 $t_2 \sim t_3$ において、車体加速度 $G$ が急激に増大する。この結果、発進直後において一時的に大きな加速度(ショック)が発生する。

【0075】

なお、図4において、車体加速度 $G$ に関する破線は、運転者の意思(具体的には、アクセルペダル操作量 $Accp$ )に沿った理想の車体加速度 $G$ の変化特性を示している。また、車体加速度 $G$ に関する微細なドットで示した領域は、制動力に関する斜線で示した領域に対応している。

【0076】

これに対し、図5は、本装置が適用された場合における、図4に対応するタイムチャートである。図5に示したように、この場合、第1勾配で急激に減少してきた制動力と正味駆動力 $F_{dnet}$ とがつりあう時刻 $t_2$ 以降、制動力は、ゼロに向けて第1勾配よりも緩やかな第2勾配をもって減少していく。この結果、時刻 $t_2$ から、制動力がゼロに達する時刻 $t_3'$ までの間、正味駆動力 $F_{dnet}$ (= $F_d$ )から制動力を減じた値(即ち、実質的に車両を移動させる力)が急激に増大しない。即ち、時刻 $t_2 \sim t_3'$ において、車体加速度 $G$ が急激に増大しない。この結果、発進直後において一時的に大きな加速度(ショック)が発生することが抑制され得る。以上、平地の場合について説明した。次に、「下り」と判定される場合について説明する。

【0077】

<下りの場合>

下りの場合、値 $E = 2$ となっている。従って、CPU51はステップ324に進んだとき「No」と判定してステップ346に進み、同ステップ346にて「Yes」と判定して、正味駆動力 $F_{dnet}$ を、ステップ322にて決定されているその時点での駆動力 $F_d$ とステップ320にて計算されている勾配相当力 $F_{grad} (> 0)$ の和の値に設定する。これは、勾配相当力 $F_{grad}$ が駆動力 $F_d$ を助勢する方向(下り方向)に働くからである。

【0078】

これにより、下りの場合、ホイールシリンダ圧 $P_w$ が正味駆動力相当液圧 $P_{dnet}$ と一致する時点(ステップ330にて初めて「No」と判定される時点)、即ち、制動力と正味駆

10

20

30

40

50

動力 $F_{dnet}$ とがつりあう時点（即ち、車両が発進する時点）は、制動力と駆動力 $F_d$ と勾配相当力 $F_{grad}$  ( $> 0$ )とがつりあう時点に対応する。換言すれば、この時点は、制動力の大きさが駆動力 $F_d$ の大きさと勾配相当力 $F_{grad}$ の大きさの和 ( $F_d + F_{grad}$ )と等しくなった時点に対応する。

【 0 0 7 9 】

このように、下りの場合、制動力の大きさが駆動力 $F_d$ の大きさと勾配相当力 $F_{grad}$ の大きさの和 ( $F_d + F_{grad}$ )と等しくなる時点が到来すると、ホイールシリンダ圧 $P_{w**}$ （従って、制動力）の減少勾配が、第 1 勾配から第 2 勾配に切替る。

【 0 0 8 0 】

図 6 は、比較対象として、制動力の減少勾配が第 1 勾配に維持される従来の装置が適用された場合であって、且つ、下りの場合における、図 4 に対応するタイムチャートである。図 6 は、図 4 に対して、車両が発進する時点である時刻  $t_2$  において、制動力とつりあう正味駆動力 $F_{dnet}$ が値 $F_d$ ではなく値「 $F_d + F_{grad}$ 」（この例では、値 $F_c + F_{grad}$ と等しい）である点、並びに、車両発進後において車体加速度 $G$ が向かう変化特性が上述した「運転者の意思に沿った理想の車体加速度 $G$ の変化特性（破線を参照）」ではなく「前記理想の変化特性を勾配相当力 $F_{grad}$  ( $> 0$ )に相当する分だけかさ上げして得られる変化特性」である点においてのみ異なる。

【 0 0 8 1 】

図 6 に示すように、この場合も、図 4 に示した場合と同様、時刻  $t_2 \sim t_3$  において、車体加速度 $G$ が急激に増大する。この結果、発進直後において一時的に大きな加速度（ショック）が発生する。

【 0 0 8 2 】

これに対し、図 7 は、本装置が適用された場合における、図 6 に対応するタイムチャートである。図 7 に示したように、この場合も、図 5 に示した場合と同様、時刻  $t_2$  から、制動力がゼロに達する時刻  $t_3'$  までの間、正味駆動力 $F_{dnet}$  ( $= F_d + F_{grad}$ )から制動力を減じた値（即ち、実質的に車両を下り方向に移動させる力）が急激に増大しない。即ち、時刻  $t_2 \sim t_3'$  において、車体加速度 $G$ が急激に増大しない。この結果、発進直後において一時的に大きな加速度（ショック）が発生することが抑制され得る。以上、下りの場合について説明した。次に、「上り」と判定される場合について説明する。

【 0 0 8 3 】

<上りの場合>

上りの場合、値 $E = 3$ となっている。従って、CPU 51 はステップ 324、346 に進んだとき共に「No」と判定してステップ 350 に進み、その時点での駆動力 $F_d$ が勾配相当力 $F_{grad}$  ( $< 0$ )の絶対値 $|F_{grad}|$ よりも小さいか否かを判定する。ここで、「No」と判定される場合は、発進時点以降において前記「ずり下がり」が発生しない場合に対応し、「Yes」と判定される場合は、上り勾配が急で発進時点以降において前記「ずり下がり」が発生し得る場合に対応する。

【 0 0 8 4 】

CPU 51 はステップ 350 にて「No」と判定する場合、前述のステップ 348 に進んで、上述した下りの場合と同様、正味駆動力 $F_{dnet}$ を、その時点での駆動力 $F_d$ と勾配相当力 $F_{grad}$  ( $< 0$ )の和の値 ( $F_d + F_{grad}$ )に設定する。一方、CPU 51 はステップ 350 にて「Yes」と判定する場合、ステップ 352 に進んで、正味駆動力 $F_{dnet}$ を、その時点での駆動力 $F_d$ と勾配相当力 $F_{grad}$  ( $< 0$ )の和の絶対値 $|F_d + F_{grad}|$ に設定する。

【 0 0 8 5 】

即ち、上りの場合、勾配相当力 $F_{grad} < 0$ であることを考慮すると、駆動力 $F_d$ と勾配相当力の絶対値 $|F_{grad}|$ との大小関係にかかわらず、正味駆動力 $F_{dnet}$ は、駆動力 $F_d$ の大きさと勾配相当力 $F_{grad}$ の大きさ ( $-F_{grad}$ )の差の絶対値 $|F_d - (-F_{grad})|$ に設定されるということもできる。これは、勾配相当力 $F_{grad}$ が駆動力 $F_d$ と対抗する方向（下り方向）に働くからである。

【 0 0 8 6 】

10

20

30

40

50

これにより、上りの場合も、下りの場合と同様、ホイールシリンダ圧 $P_w$ が正味駆動力相当液圧 $P_{dnet}$ と一致する時点（ステップ330にて初めて「No」と判定される時点）、即ち、制動力と正味駆動力 $F_{dnet}$ とがつりあう時点（即ち、車両が発進する時点）は、制動力と駆動力 $F_d$ と勾配相当力 $F_{grad}$ （ $< 0$ ）とがつりあう時点に対応する。換言すれば、この時点は、制動力の大きさが駆動力 $F_d$ の大きさと勾配相当力 $F_{grad}$ の大きさ（ $-F_{grad}$ ）の差の絶対値 $|F_d - (-F_{grad})|$ と等しくなった時点に対応する。

【0087】

このように、上りの場合、制動力の大きさが駆動力 $F_d$ の大きさと勾配相当力 $F_{grad}$ の大きさ（ $-F_{grad}$ ）の差の絶対値 $|F_d + F_{grad}|$ と等しくなる時点が到来すると、ホイールシリンダ圧 $P_w^{**}$ （従って、制動力）の減少勾配が、第1勾配から第2勾配に切換る。

10

【0088】

図8は、比較対象として、制動力の減少勾配が第1勾配に維持される従来の装置が適用された場合であって、且つ、上りの場合であって、且つ、駆動力 $F_d$ が勾配相当力の絶対値 $|F_{grad}|$ よりも大きい場合（即ち、前記「ずり下がり」が発生しない場合）における、図4に対応するタイムチャートである。

【0089】

図8は、図4に対して、車両が発進する時点である時刻 $t_2$ において、制動力とつりあう正味駆動力 $F_{dnet}$ が値 $F_d$ ではなく値 $|F_d + F_{grad}|$ （この例では、値 $F_c + F_{grad}$ と等しい）である点、並びに、車両発進後において車体加速度 $G$ が向かう変化特性が上述した「運転者の意思に沿った理想の車体加速度 $G$ の変化特性（破線を参照）」ではなく「前記理想の変化特性を勾配相当力 $F_{grad}$ （ $< 0$ ）に相当する分だけかさ下げして得られる変化特性」である点においてのみ異なる。

20

【0090】

図8に示すように、この場合も、図4に示した場合と同様、時刻 $t_2 \sim t_3$ において、車体加速度 $G$ が急激に増大する。この結果、発進直後において一時的に大きな加速度（ショック）が発生する。

【0091】

これに対し、図9は、本装置が適用された場合における、図8に対応するタイムチャートである。図9に示したように、この場合も、図5に示した場合と同様、時刻 $t_2$ から、制動力がゼロに達する時刻 $t_3'$ までの間、正味駆動力 $F_{dnet}$ （ $= F_d + F_{grad}$ ）から制動力を減じた値（即ち、実質的に車両を上り方向に移動させる力）が急激に増大しない。即ち、時刻 $t_2 \sim t_3'$ において、車体加速度 $G$ が急激に増大しない。この結果、発進直後において一時的に大きな加速度（ショック）が発生することが抑制され得る。

30

【0092】

また、図10は、比較対象として、制動力の減少勾配が第1勾配に維持される従来の装置が適用された場合であって、且つ、上りの場合であって、且つ、駆動力 $F_d$ が勾配相当力の絶対値 $|F_{grad}|$ よりも小さい場合（即ち、上り勾配が急で前記「ずり下がり」が発生し得る場合）における、図4に対応するタイムチャートである。

【0093】

図10に示すように、車両が発進する時点である時刻 $t_2$ において、駆動力 $F_d$ が勾配相当力の絶対値 $|F_{grad}|$ よりも小さい場合、時刻 $t_2$ 以降においてもなお、制動力がゼロに向けて第1勾配をもって急激に減少していくと、時刻 $t_2$ 以降において、勾配相当力 $F_{grad}$ の大きさ $|F_{grad}|$ （即ち、下り方向に働く力）が駆動力 $F_d$ の大きさと制動力の大きさの和（即ち、上り方向に働く力）よりも大きい状態が一時的に発生し、車体加速度 $G$ が負の値（下り方向に対応する値）に維持される状態が発生し得る。換言すれば、前記「ずり下がり」が発生し得る。

40

【0094】

加えて、図8に示した場合と同様、時刻 $t_2 \sim t_3$ において、車体加速度 $G$ （の絶対値）が急激に増大する。この結果、発進直後において一時的に大きな加速度（ショック）が発生する。

50

## 【 0 0 9 5 】

これに対し、図 1 1 は、本装置が適用された場合における、図 1 0 に対応するタイムチャートである。図 1 1 に示したように、この場合、時刻  $t_2$  以降において、制動力がゼロに向けて第 2 勾配をもって緩やかに減少していく。この結果、時刻  $t_2$  以降において、駆動力  $F_d$  の大きさ（即ち、上り方向に働く力）が制動力の大きさと勾配相当力  $F_{grad}$  の大きさ  $|F_{grad}|$  の和（即ち、下り方向に働く力）よりも大きい状態が維持される。換言すれば、このような状態が維持されるように第 2 勾配の決定に使用される前記係数  $K_2$  が決定されている。従って、時刻  $t_2$  以降において、車体加速度  $G$  が正の値（上り方向に対応する値）に維持される。換言すれば、前記「ずり下がり」が発生しない。

## 【 0 0 9 6 】

加えて、図 5 に示した場合と同様、時刻  $t_2$  から、制動力がゼロに達する時刻  $t_3'$  までの間、正味駆動力  $F_{dnet}$  ( $= F_d + F_{grad}$ ) から制動力を減じた値（即ち、実質的に車両を上り方向に移動させる力）が急激に増大しない。即ち、時刻  $t_2 \sim t_3'$  において、車体加速度  $G$  が急激に増大しない。この結果、発進直後において一時的に大きな加速度（ショック）が発生することが抑制され得る。

## 【 0 0 9 7 】

以上、説明したように、本発明の実施形態に係る自動制動力制御装置によれば、ホイールシリンダ圧  $P_{w^{**}}$  を保持して車両を停止状態に維持するオートホールド制御が実行されている状態においてオートホールド制御の終了条件（アクセルペダル：ON）が成立すると、ホイールシリンダ圧  $P_{w^{**}}$ （従って、制動力）が、先ず、第 1 勾配をもって急激に減少させられる。そして、平地と判定される場合は制動力と駆動力  $F_d$  とが釣りあう時点、平地でないときとされる場合（下り、或いは上りと判定される場合）は制動力と駆動力  $F_d$  と勾配相当力  $F_{grad}$  とが釣りあう時点（即ち、車両が発進する時点）が到来すると、ホイールシリンダ圧  $P_{w^{**}}$ （従って、制動力）が、第 1 勾配よりも減少勾配が緩やかな第 2 の勾配をもって緩やかに減少させられる。

## 【 0 0 9 8 】

これにより、発進時点以降において実質的に車両を移動させる力が急激に増大することが抑制され得るから、発進直後において一時的に大きな加速度（ショック）が発生することが抑制され得る。

## 【 0 0 9 9 】

本発明は上記実施形態に限定されることはなく、本発明の範囲内において種々の変形例を採用することができる。例えば、上記実施形態においては、第 2 勾配（前記第 2 の特性）がアクセルペダル操作量  $Accp$  の変化速度「 $(Accp - Accpb) / t$ 」に応じた値に決定されているが（ステップ 338 を参照）、第 2 勾配が駆動力  $F_d$  の変化速度に応じた値に決定されてもよい。この場合、例えば、第 2 勾配は、駆動力  $F_d$  の変化速度に係数を乗じた値に決定される。更には、第 2 勾配を、第 1 勾配よりも減少勾配が緩やかな一定の勾配としてもよい。

## 【 0 1 0 0 】

また、上記実施形態においては、第 1 勾配を急激な一定の減少勾配に設定しているが、例えば、常開リニア電磁弁  $LV^{**}$  を開状態に維持することにより常開リニア電磁弁  $LV^{**}$  の開口面積と前記実差圧とから流体力学的に逐次決定されていくホイールシリンダ圧の急激な減少勾配（曲線）を第 1 勾配として使用してもよい。

## 【 0 1 0 1 】

また、上記実施形態においては、第 1 勾配で急激に減少していく制動力と、その時点での駆動力  $F_d$ （と、勾配相当力  $F_{grad}$ ）とが釣りあう時点にてホイールシリンダ圧（制動力）の減少勾配を第 1 勾配から第 2 勾配へと切り換えているが、発進直後における駆動力  $F_d$  はほぼクリープ力  $F_c$  と等しいと考えて、第 1 勾配で急激に減少していく制動力と、その時点でのクリープ力  $F_c$ （と、勾配相当力  $F_{grad}$ ）とが釣りあう時点にてホイールシリンダ圧（制動力）の減少勾配を第 1 勾配から第 2 勾配へと切り換えてもよい。

## 【 0 1 0 2 】

10

20

30

40

50

加えて、上記実施形態においては、勾配センサ 4 4 として、前後加速度センサを使用してもよい。これは、前後加速度センサは、車両がピッチング方向に傾くと、その傾きの程度に応じた信号を出力する特性があることに基づく。

【図面の簡単な説明】

【 0 1 0 3 】

【図 1】本発明の実施形態に係る自動制動力制御装置を搭載した車両の概略構成図である。

【図 2】図 1 に示したハイドロリックユニットの概略構成図である。

【図 3】図 1 に示した CPU が実行するオートホールド制御を実行するためのルーチンを示したフローチャートである。

10

【図 4】従来の装置が適用された場合であって、且つ、平地の場合における、制動力、駆動力、車体加速度、アクセルペダル操作量の変化の一例を示したタイムチャートである。

【図 5】本装置が適用された場合における、図 4 に対応するタイムチャートである。

【図 6】従来の装置が適用された場合であって、且つ、下りの場合における、制動力、駆動力、車体加速度、アクセルペダル操作量の変化の一例を示したタイムチャートである。

【図 7】本装置が適用された場合における、図 6 に対応するタイムチャートである。

【図 8】従来の装置が適用された場合であって、且つ、上りの場合における、制動力、駆動力、車体加速度、アクセルペダル操作量の変化の一例を示したタイムチャートである。

【図 9】本装置が適用された場合における、図 8 に対応するタイムチャートである。

【図 10】従来の装置が適用された場合であって、且つ、急な上りの場合における、制動力、駆動力、車体加速度、アクセルペダル操作量の変化の一例を示したタイムチャートである。

20

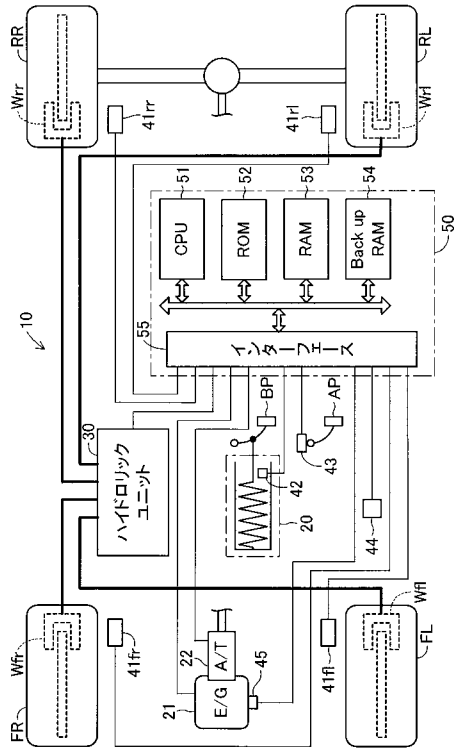
【図 11】本装置が適用された場合における、図 10 に対応するタイムチャートである。

【符号の説明】

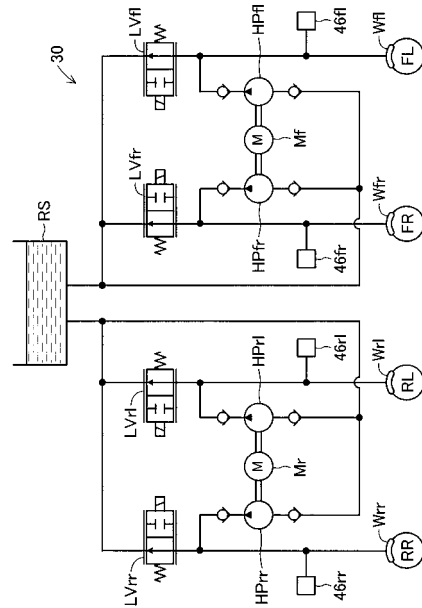
【 0 1 0 4 】

1 0 ... 制御装置、 2 0 ... ストロークシミュレータ、 3 0 ... ハイドロリックユニット、 4 1 \*\* ... 車輪速度センサ、 4 2 ... ストロークセンサ、 4 3 ... アクセル操作量センサ、 4 4 ... 勾配センサ、 4 6 ... ホイールシリンダ液圧センサ、 5 0 ... 電子制御装置、 5 1 ... CPU、 HP\*\* ... 液圧ポンプ、 LV\*\* ... 常開リニア電磁弁、 Mf, Mr ... モータ

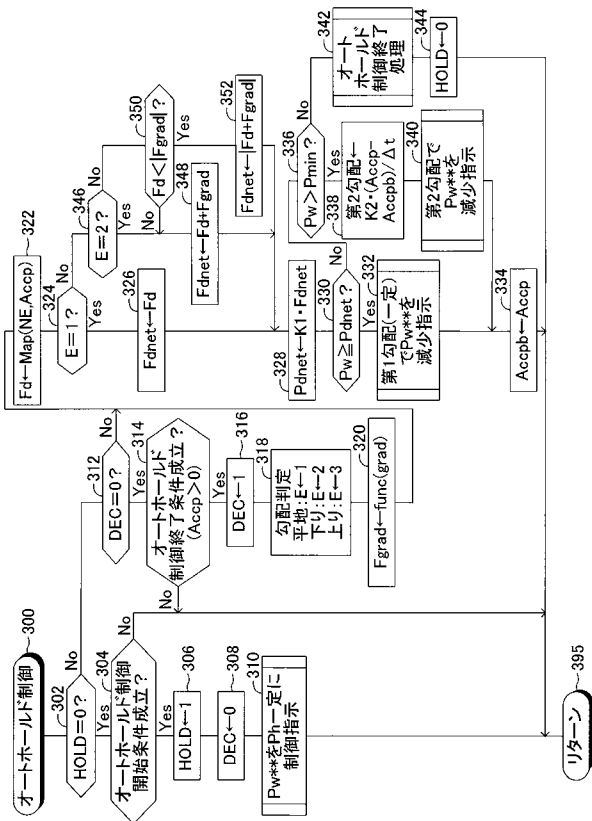
【図1】



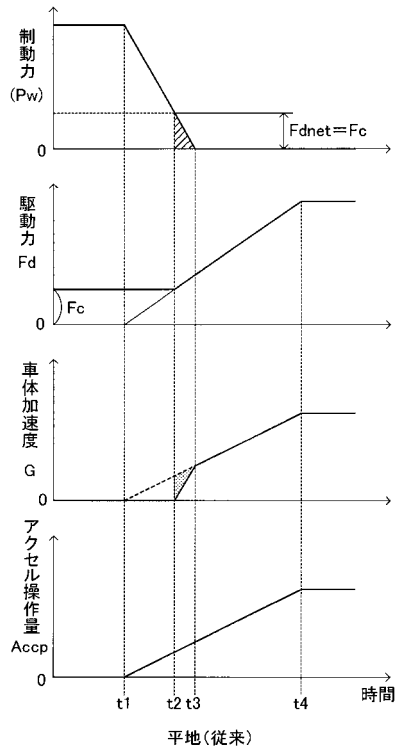
【図2】



【図3】

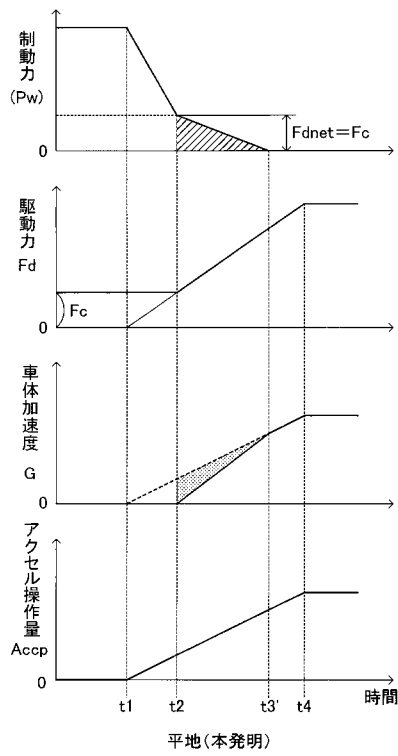


【図4】

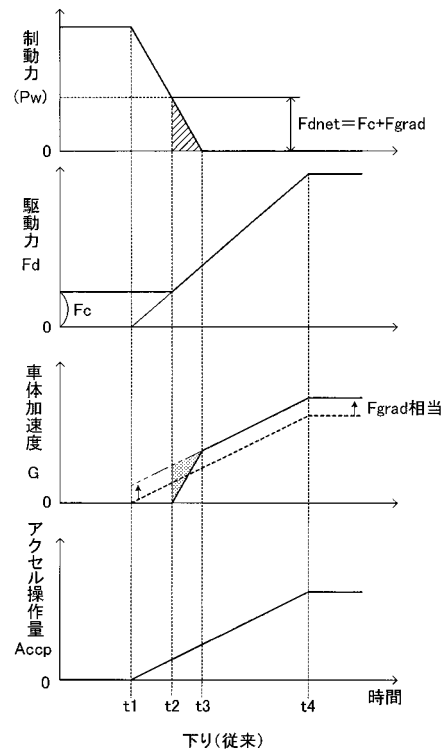




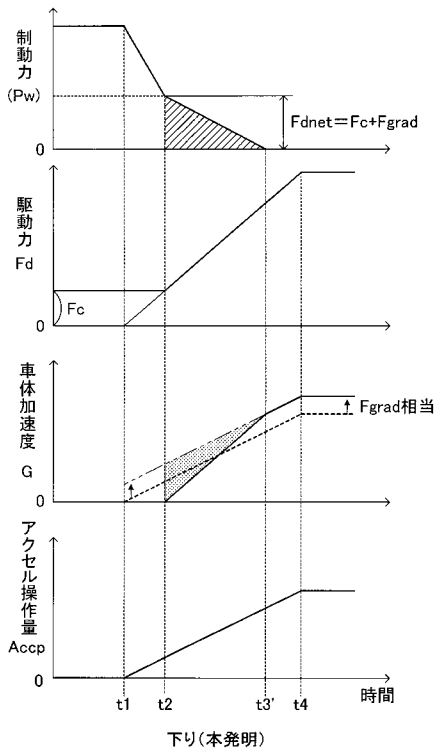
【図5】



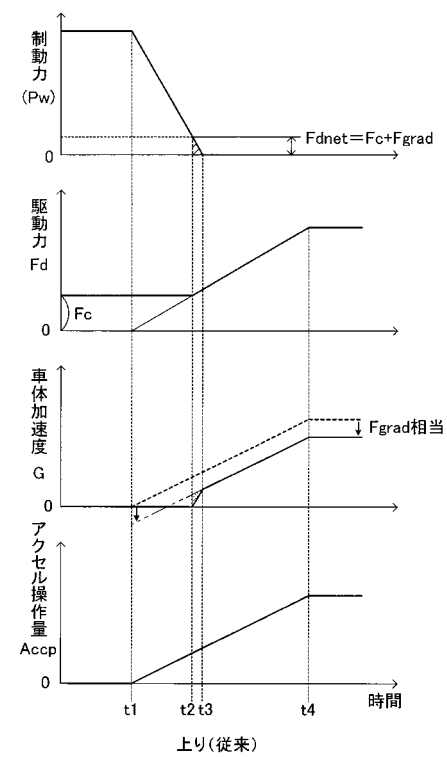
【図6】



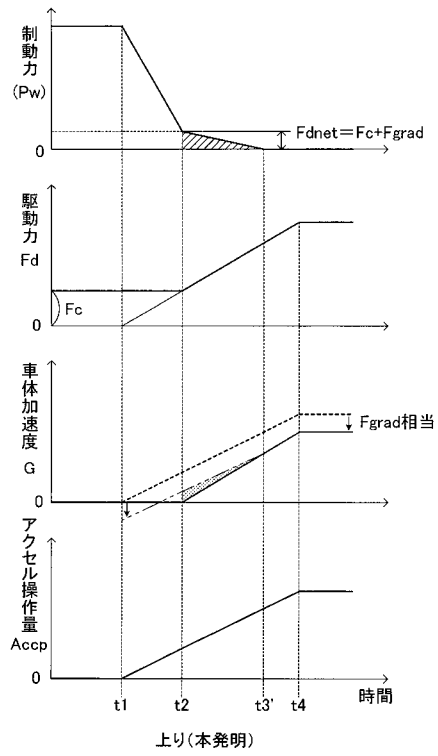
【図7】



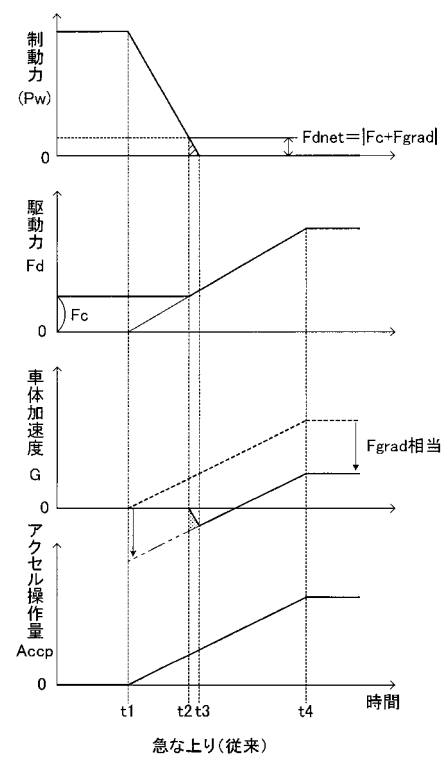
【図8】



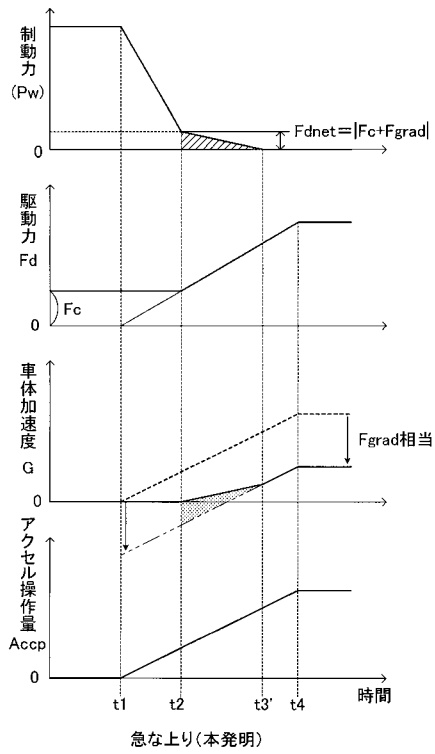
【図9】



【図10】



【図11】



---

フロントページの続き

審査官 塚原 一久

- (56)参考文献 特開2000-006691(JP,A)  
特開2005-041277(JP,A)  
特開2003-011800(JP,A)  
特開2004-066993(JP,A)  
実開昭61-132151(JP,U)

(58)調査した分野(Int.Cl., DB名)

B60T 7/12 - 8/1769、8/32 - 8/96