

SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA,
UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

- (84) 指定国 (表示のない限り、全ての種類の広域保護が可能): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, ST, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), ユーラシア (AM, AZ, BY, KG, KZ, RU, TJ, TM), ヨーロッパ (AL, AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

添付公開書類:

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))

steering angle sensor for detecting a steering angle of the vehicle. When the vehicle is braking, the pressure adjustment unit determines an actual value on the basis of the detection value of the turning state and determines a normative value corresponding to the actual value on the basis of the steering angle. Next, whether or not either one of the first braking system and the second braking system is in a failed state is determined on the basis of a deviation between the actual value and the normative value.

(57) 要約: 制動制御装置は、加圧ユニットの第1室から左前輪ホイールシリンダ、及び、右後輪ホイールシリンダに制動液を圧送する第1制動系統と、加圧ユニット第2室から右前輪ホイールシリンダ、及び、左後輪ホイールシリンダに制動液を圧送する第2制動系統と、各輪ホイールシリンダの液圧を個別に調整する調圧ユニットと、車両の旋回状態の検出値を取得する旋回状態センサと、車両の操舵角を検出する操舵角センサと、を備える。調圧ユニットは、車両の制動時に、旋回状態の検出値に基づいて実際値を決定し、操舵角に基づいて実際値に対応する規範値を決定する。そして、実際値と規範値との偏差に基づいて、第1制動系統、及び、第2制動系統のうちの何れか1つが失陥状態であるか、否かを判定する。

明 細 書

発明の名称：車両の制動制御装置

技術分野

[0001] 本発明は、車両の制動制御装置に関する。

背景技術

[0002] 特許文献 1 には、「2 系統式液圧ブレーキ装置の 1 系統が失陥した場合におけるアンチロック制御の改善に関するもの」について記載されている。失陥の推定方法については、アンチスキッド制御において、「2 系統のうちのいずれかにおいて液圧制御が開始された後、一定時間経過しても他の系統において液圧制御が開始されないことを以て他の系統が失陥したと推定する」ことが記載されている。

[0003] 特許文献 2 には、「車両の各車輪に対するブレーキ液圧制御を二つの液圧系統を介して行なうブレーキ液圧制御装置において、液圧センサを用いることなく、容易且つ確実に何れかの液圧系統の失陥状態を検出し、検出結果に応じて適切に制動力制御を行ない得るブレーキ液圧制御装置」について記載されている。具体的な判定方法について、「アンチスキッド制御に基づく液圧制御により、制御対象の車輪側の車輪速度が制御対象でない車輪側の車輪速度以下となるべきところ、前者の方が大である場合には、当該一系統のアンチスキッド制御が行なわれていないことになるので、この状態が所定時間以上継続しているときには失陥状態と判定される」旨が記載されている。

[0004] 特許文献 1、2 では、アンチスキッド制御が実行されることを前提に、制動系統の失陥状態が判定される。しかし、通常の制動時において、アンチスキッド制御が実行される状況は、非常に稀であり、失陥判定の頻度は限定される。このため、車両の一般的な走行において、制動系統の失陥判定が行われ得る制動制御装置が切望されている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特許第2 7 5 4 5 6 2号公報

特許文献2：特開平8－2 8 2 4 6 5号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0006] 本発明の目的は、通常の車両走行において、高頻度、且つ、適切に、制動システムの失陥状態が判定され得るものを提供することである。

課題を解決するための手段

[0007] 本発明に係る車両の制動制御装置は、車両の加圧ユニット（KAU）の第1室（Rm1）から左前輪（WHfl）のホイールシリンダ（WCfl）、及び、右後輪（WHrr）のホイールシリンダ（WCrr）に制動液を圧送する第1制動系統（SK1）と、前記加圧ユニット（KAU）の第2室（Rm2）から右前輪（WHfr）のホイールシリンダ（WCfr）、及び、左後輪（WHrl）のホイールシリンダ（WCrl）に制動液を圧送する第2制動系統（SK2）と、前記左前輪（WHfl）のホイールシリンダ（WCfl）の液圧（Pwfl）、前記右後輪（WHrr）のホイールシリンダ（WCrr）の液圧（Pwrr）、前記右前輪（WHfr）のホイールシリンダ（WCfr）の液圧（Pwfr）、及び、前記左後輪（WHrl）のホイールシリンダ（WCrl）の液圧（Pwrl）を個別に調整する調圧ユニット（CAU）と、前記車両の旋回状態の検出値（Yra、Gya）を取得する旋回状態センサ（YRA、GYA）と、前記車両の操舵角（Swa）を検出する操舵角センサ（SWA）と、を備える。

[0008] 本発明に係る車両の制動制御装置では、前記調圧ユニット（CAU）は、前記車両の制動時に、前記旋回状態の検出値（Yra、Gya）に基づいて実際値（Yrj、Gyj、Swj）を決定し、前記操舵角（Swa）に基づいて前記実際値（Yrj、Gyj、Swj）に対応する規範値（Yrt、Gyt、Swa）を決定し、前記実際値（Yrj、Gyj、Swj）と前記規範値（Yrt、Gyt、Swa）との偏差（eYr、eGy、eSw）を演算し、前記偏差（eYr、eGy、eSw）に基づいて、「前記第1制動系

統（SK1）、及び、前記第2制動系統（SK2）のうちの何れか1つが失陥状態であるか、否か」を判定する失陥判定（S170）を実行する。また、前記調圧ユニット（CAU）は、前記偏差（ eY_r 、 eG_y 、 eS_w ）が所定差（ e_{yx} ）以上の場合に前記失陥状態であることを判定し、前記偏差（ eY_r 、 eG_y 、 eS_w ）が所定差（ e_{yx} ）未満の場合に前記失陥状態ではないことを判定する。

[0009] 上記構成によれば、通常の制動時に失陥判定が可能であるため、高頻度で、且つ、確実に失陥状態が検出され得る。また、旋回状態の検出値 Y_{ra} 、 G_{ya} には、減速スリップ S_{gn} の影響が及ばないため、高精度な判定が行われ得る。

[0010] 本発明に係る車両の制動制御装置では、前記車両の制動操作部材（BP）の操作量（ Bpa 、 Pmc ）を検出する操作量センサ（BPA、PMC）が備えられ、前記調圧ユニット（CAU）は、「前記操作量の増加（ Bpa 、 Pmc ）に対して前記実際値（ Y_{rj} 、 G_{yj} 、 S_{wj} ）が増加しているか、否か」を判定する。そして、前記偏差（ eY_r 、 eG_y 、 eS_w ）が所定差（ e_{yx} ）以上であり、前記操作量の増加（ Bpa 、 Pmc ）に対して前記実際値（ Y_{rj} 、 G_{yj} 、 S_{wj} ）が増加している場合に前記失陥状態であることを判定する。一方、「前記偏差（ eY_r 、 eG_y 、 eS_w ）が所定差（ e_{yx} ）以上であること」、及び、「前記操作量の増加（ Bpa 、 Pmc ）に対して前記実際値（ Y_{rj} 、 G_{yj} 、 S_{wj} ）が増加していること」のうちの少なくとも1つが否定される場合には前記失陥状態ではないことを判定する。

[0011] 失陥状態が発生している場合には、制動操作量 Bpa （例えば、制動操作部材BPの操作変位、マスタシリンダ液圧 Pmc ）が増加するに従って、車両に作用するヨーモーメントは増加する。上記構成によれば、ヨーレイト偏差 eY_r に基づく判定に、操作量 Bpa と実際値（ Y_{rj} 等）との相互関係に基づく条件が付加される。失陥状態の判定に2つの条件が採用されるため、判定の信頼度が向上され得る。

- [0012] 本発明に係る車両の制動制御装置では、前記調圧ユニット（CAU）は、前記操舵角（Sw a）が所定舵角（sw x）未満の場合に前記失陥判定（S 1 7 0）の実行を許可し、前記操舵角（Sw a）が所定舵角（sw x）以上の場合に前記失陥判定（S 1 7 0）の実行を禁止する。
- [0013] 旋回走行中の車両において、制動が行われた場合に、前輪横力と後輪横力との不均衡が発生し、上記偏差 $e Y r$ 、 $e G y$ 、 $e S w$ の大きさが増加することが生じ得る。上記構成によれば、操舵角 Sw aに基づく適否判定によって、該状況が適切に回避され得る。例えば、失陥判定は、車両が、略直進走行している場合に限って実行され得る。
- [0014] 本発明に係る車両の制動制御装置では、車両の車輪の速度（V w a**）を検出する車輪速度センサ（VWA**）が備えられ、前記調圧ユニット（CAU）は、前記車輪の速度（V w a**）に基づいて前記車輪（WH**）の過大なスリップを抑制するアンチスキッド制御を実行し、前記アンチスキッド制御が実行されていない場合（FL a b = 0）に前記失陥判定（S 1 7 0）の実行を許可し、前記アンチスキッド制御が実行されている場合（FL a b = 1）に前記失陥判定（S 1 7 0）の実行を禁止する。
- [0015] 車両の左右で摩擦係数が異なる路面にて、アンチスキッド制御が実行される場合に、制動力の左右差によって、上記偏差 $e Y r$ 、 $e G y$ 、 $e S w$ の大きさが増加することが生じ得る。上記構成によれば、アンチスキッド制御の実行状況に基づく適否判定が採用されるため、該状況が適切に回避され得る。失陥判定は、失陥判定は、アンチスキッド制御が実行されていない、通常制動時に限って実行され得る。

図面の簡単な説明

- [0016] [図1]本発明に係る車両の制動制御装置BCSの第1の実施形態を説明するための全体構成図である。
- [図2]一系統失陥判定、及び、失陥補償制御の処理を説明するためのフロー図である。
- [図3]一系統失陥判定についての要否判定の処理を説明するためのフロー図で

ある。

[図4]本発明に係る車両の制動制御装置BCSの第2の実施形態を説明するための全体構成図である。

[図5]作用・効果を説明するための時系列線図等である。

[図6]本発明に係る車両の制動制御装置BCSの実施形態を説明するための全体構成図である。

[図7]失陥制御の処理を説明するためのフロー図である。

[図8]課題、及び、作用・効果を説明するための概略図である。

発明を実施するための形態

[0017] 以下の説明において、同一の記号が付された構成部材、演算処理、信号、特性、及び、値は、同一の機能を発揮するものである。従って、重複説明は、省略されることがある。

[0018] 各種記号等の末尾に付された添字「**」は、車両の前後左右の4輪のうちの何れかに関するものであるかを示す、包括記号である。添字「**」は、省略されることもある。また、各添字は、「f l」が左前輪に、「f r」が右前輪に、「r l」が左後輪に、「r r」が右後輪に、夫々、対応している。例えば、車輪速度センサVWA**は、左前輪用の車輪速度センサVWA f l、右前輪用の車輪速度センサVWA f r、左後輪用の車輪速度センサVWA r l、右後輪用の車輪速度センサVWA r rを包括的に示す。また、添字「*」が省略された場合には、単に、「VWA」と表記される。

[0019] 加えて、各種記号等の末尾に付された数字「1」は第1制動系統SK1に関するものであり、数字「2」は第2制動系統に関するものであることを示す。本発明に係る制動制御装置BCSは、ダイアゴナル型の2系統の制動システムが採用されている。ここで、左前輪WH f l、及び、右後輪WH r rに係る制動系統が「第1制動系統SK1」であり、右前輪WH f r、及び、左後輪WH r lに係る制動系統が「第2制動系統SK2」である。例えば、「HP1」は第1制動系統SK1に関する流体ポンプであり、「HP2」は第2制動系統SK2に関する流体ポンプであることを表す。

[0020] 図1の全体構成図を参照して、本発明に係る、車両の制動制御装置BCSの第1の実施形態について説明する。制動制御装置BCSを備える車両には、制動操作部材BP、制動操作量センサBPA、制動スイッチBSW、操舵操作部材SW、操舵角センサSWA、ヨーレートセンサYRA、前後加速度センサGXA、横加速度センサGYA、加圧ユニットKAU、調圧ユニットCAU、及び、インジケータINDが備えられる。

[0021] さらに、車両の各々の車輪WH**には、ブレーキキャリパCP**、ホイールシリンダWC**、回転部材KT**、摩擦部材MS**、及び、車輪速度センサVWA**が備えられている。そして、加圧ユニットKAUと調圧ユニットCAUとは、第1、第2加圧配管HK1、HK2を介して流体的に接続されている。また、調圧ユニットCAUとホイールシリンダWC**とは、各車輪WH**に対応した調圧配管HC**を介して流体的に接続されている。

[0022] 制動操作部材（例えば、ブレーキペダル）BPは、運転者が車両を減速させるために操作する部材である。制動操作部材BPが操作されることによって、車輪WH**に対する制動トルクが調整され、車輪WHに制動力が発生される。具体的には、車両の車輪WHには、回転部材（例えば、ブレーキディスク）KT**が固定される。回転部材KT**を挟み込むようにブレーキキャリパCP**が配置される。そして、ブレーキキャリパ（単に、キャリパともいう）CP**には、ホイールシリンダWC**が設けられている。キャリパCPのホイールシリンダWC内の液圧（制動液圧）が調整（増加、又は、減少）されることによって、ホイールシリンダWC内のピストンが回転部材KT**に対して移動（前進、又は、後退）される。このピストンの移動によって、図示しない摩擦部材（例えば、ブレーキパッド）MS**が、回転部材KT**に押し付けられ、押圧力が発生する。回転部材KT**と車輪WH**とは、一体となって回転するように固定されている。このため、上記押圧力にて生じる、摩擦部材MS**と回転部材KT**との間の摩擦力によって、車輪WH**に制動トルクが付与される。結果、車輪WH**に制動力が発生され、車両は減速する。

[0023] 制動操作部材BPには、制動操作量センサ（単に、「操作量センサ」ともいう）BPAが設けられる。操作量センサBPAによって、運転者による制動操作部材（ブレーキペダル）BPの操作量Bpaが検出される。具体的には、制動操作量センサBPAとして、マスタシリンダMCの圧力Pmcを検出する液圧センサPMC、制動操作部材BPの操作変位を検出する操作変位センサ、及び、制動操作部材BPの操作力を検出する操作力センサのうちの少なくとも1つが採用される。

[0024] 換言すれば、操作量センサBPAは、マスタシリンダ液圧センサPMC、操作変位センサ、及び、操作力センサについての総称である。従って、制動操作量Bpaは、マスタシリンダMCの液圧Pmc、制動操作部材BPの操作変位、及び、制動操作部材BPの操作力のうちの少なくとも1つに基づいて決定される。操作量の検出値Bpaは、コントローラECUに入力される。

[0025] また、制動操作部材BPには、制動スイッチBSWが設けられる。制動スイッチBSWは、ON/OFFスイッチであり、制動操作部材BPが操作されているか、否かを検出する。制動スイッチBSWによって、検出された信号Bswは、コントローラECUに入力される。具体的には、スイッチ信号Bswとして、制動操作部材BPが操作されている場合にはON信号が検出され、制動操作部材BPが操作されていない場合にはOFF信号が検出される。

[0026] 操舵操作部材（例えば、ステアリングホイール）SWは、運転者が車両を旋回させるために操作する部材である。操舵操作部材SWが操作されることによって、操舵車輪（例えば、前輪WHfl、WHfr）の操舵角が調整され、操舵車輪には横力（旋回力）が発生される。結果、車両は旋回運動を行う。

[0027] 操舵操作部材SWには、操舵角センサSWAが設けられる。操舵角センサSWAによって、運転者による操舵操作部材（ステアリングホイール）SWの操作量（操舵角）Swaが検出される。また、操舵操作部材SWと操舵車

輪との関係（即ち、ステアリングギア比 N_s ）は既知であるため、操舵角 Swa として操舵車輪（例えば、前輪 WHf_l 、 WHf_r ）の角度が採用され得る。ここで、操舵角 Swa では、操舵操作部材 SW の中立位置（車両の直進運動に対応）が「0」に相当する。操舵角 Swa は、中立位置に対して、車両の左旋回に対応する場合（操舵操作部材 SW を反時計回りに操作した場合）に正符号（プラス）の値、車両の右旋回に対応する場合（操舵操作部材 SW を時計回りに操作した場合）に負符号（マイナス）の値を採るように設定されている。検出された、操舵角の検出値 Swa は、コントローラ ECU に入力される。

[0028] 車両には、ヨーレイトセンサ YRA が備えられる。ヨーレイトセンサ YRA によって、車両の実際のヨーレイト Yra が検出される。ヨーレイトの検出値 Yra は、車両が左旋回状態（車両上方から視たときに反時計回り方向）にある場合に正符号（プラス）の値、右旋回状態（車両上方から視たときに時計回り方向）にある場合に負符号（マイナス）の値を採るように設定されている。検出された、ヨーレイトの検出値 Yra は、コントローラ ECU に入力される。

[0029] また、車両には、前後加速度センサ GXA が備えられる。前後加速度センサ GXA によって、車両の実際の前後加速度 Gxa が検出される。前後加速度の検出値 Gxa は、（前進している）車両が加速状態にある場合に正符号（プラス）の値、車両が減速状態にある場合に負符号（マイナス）の値を採るように設定されている。検出された、前後加速度の検出値 Gxa は、コントローラ ECU に入力される。

[0030] さらに、車両には、横加速度センサ GYA が備えられる。横加速度センサ GYA によって、車両の実際の横加速度 Gya が検出される。横加速度の検出値 Gya は、車両が左旋回状態（車両上方から視たときに反時計回り方向）にある場合に正符号（プラス）の値、右旋回状態（車両上方から視たときに時計回り方向）にある場合に負符号（マイナス）の値を採るように設定されている。検出された、横加速度の検出値 Gya は、コントローラ ECU に

入力される。

[0031] 車両の車輪WH**には、車輪速度センサVWA**が備えられる。車輪速度センサVWA**によって、各車輪WH**の回転速度（車輪速度）Vwa**が検出される。例えば、車輪速度センサVWA**として、電磁ピックアップ式のものが採用され得る。車輪速度の検出値Vwa**は、コントローラECUに入力される。

[0032] 加圧ユニットKAUについて説明する。加圧ユニットKAUによって、制動操作部材BPの操作力に応じた制動液圧が発生され、調圧ユニットCAUを介して、夫々の車輪WH**に配置されたホイールシリンダWC**に向けて、制動液が圧送される。加圧ユニットKAUは、ブレーキブースタBB、タンデムマスタシリンダMC、及び、マスタリザーバRVMにて構成される。

[0033] ブレーキブースタ（単に、「ブースタ」ともいう）BBは、制動操作部材BPの作動に応動し、制動操作部材BPの操作力を所定の割合で助勢し、助勢された操作力をマスタシリンダMCに伝達する。例えば、ブースタBBには、エンジンの吸気管内の負圧が利用される。即ち、ブースタBBとして、負圧ブースタが採用される。また、ブースタBBとして、アキュムレータ内に蓄圧された液圧が利用されるもの（ハイドロリックブースタ）、又は、電気モータによって直動されるもの（電動ブースタ）が採用され得る。

[0034] タンデムマスタシリンダ（単に、「マスタシリンダ」ともいう）MCは、制動操作部材BPの操作力を液圧に変換し、各車輪WH**のホイールシリンダWC**に制動液（ブレーキフルイド）を圧送する。具体的には、マスタシリンダMCの内部は、マスタシリンダMCの内壁と2つの第1、第2ピストンPSM、PSNとによって区画され、2つの液圧室（第1、第2室Rm1、Rm2）が形成されている。第1室Rm1は第1ポートを有し、第2室Rm2は第2ポートを有している。マスタシリンダMCは、マスタリザーバRVMからの制動液の供給を受け、助勢された操作力に応じた液圧Pmcにて、2つのポートから制動液を圧送する。なお、第1室Rm1、及び、第2室Rm2の液圧は、略一致している。

- [0035] 第1室R m 1の第1ポート、及び、第2室R m 2の第2ポートは、モジュレータH M Jを介して、各ホイールシリンダW C **と、流体路（加圧配管、調圧配管）H K 1、H K 2、H C **によって接続されている。ここで、制動操作部材B Pが操作されていない場合には、第1、第2室R m 1、R m 2はマスタリザーバR V Mと連通状態にあるため、第1、第2室R m 1、R m 2内の液圧は大気圧となっている（即ち、 $P_{mc} = 0$ ）。
- [0036] マスタシリンダM Cの第1室R m 1は、左前輪W H f lのホイールシリンダW C f l、及び、右後輪W H r rのホイールシリンダW C r rに流体的に接続される。制動操作部材B Pが操作されるとピストンP S Mは前進（図では左方向に移動）され、第1室R m 1の体積が減少される。従って、第1室R m 1内の制動液は、第1室R m 1から左前輪ホイールシリンダW C f l、及び、右後輪ホイールシリンダW C r rに向けて圧送される。
- [0037] 同様に、マスタシリンダM Cの第2室R m 2は、右前輪W H f rのホイールシリンダW C f r、及び、左後輪W H r lのホイールシリンダW C r lに流体的に接続される。制動操作部材B Pが操作されるとピストンP S Nは前進（図では左方向に移動）され、第2室R m 2の体積が減少される。従って、第2室R m 2内の制動液は、第2室R m 2から、右前輪ホイールシリンダW C f r、及び、左後輪ホイールシリンダW C r lに向けて圧送される。
- [0038] 以上のように、マスタシリンダM Cと4つのホイールシリンダW C **との間で制動液が移動される経路（流体路）は、2つの制動系統で構成される。ここで、第1室R m 1からホイールシリンダW C f l、W C r rに至る系統が、「第1制動系統S K 1」と称呼される。また、第2室R m 2から、ホイールシリンダW C f r、W C r lに至る系統が、「第2制動系統S K 2」と称呼される。制動系統として、所謂、ダイアゴナル配管（X配管ともいう）の構成が採用されている。以上、加圧ユニットK A Uについて説明した。
- [0039] 次に、調圧ユニットC A Uについて説明する。調圧ユニットC A Uは、マスタシリンダM CとホイールシリンダW C **との間に配置され、ホイールシリンダW C **内の制動液圧 P_{w**} を、マスタシリンダM Cの液圧 P_{mc} とは

独立に、且つ、各車輪WH**において個別に制御する。調圧ユニットCAUは、モジュレータHMJ、及び、コントローラECUにて構成される。

[0040] モジュレータHMJは、複数の電磁弁（SL1等）、流体ポンプ（HP1等）、及び、電気モータMTを含んで形成される。先ず、第1制動系統SK1に係る、モジュレータHMJの構成要素について説明する。常開型の第1リニア電磁弁SL1が、マスタシリンダMCの第1室Rm1の第1ポートと、左前輪WHf1用の調圧部CAf1、及び、右後輪WHrr用の調圧部CArrの上流部との間に、第1加圧配管HK1を介して、配置されている。ここで、「上流部」とは、流体路において、マスタシリンダMCに近い側の部分である。例えば、左前輪用調圧部CAf1の上流部は、増圧弁SZf1に対して、第1室Rm1に近い側の流体路の部位（即ち、第1リニア電磁弁SL1と増圧弁SZf1との間）を指す。

[0041] 第1リニア電磁弁SL1の弁体には、「調圧部CAf1、CArrの上流部（マスタシリンダMCに近い側）」と第1室Rm1との液圧差によって、開方向の力（第1リニア電磁弁SL1を連通状態にしようとする力）が作用する。一方、第1リニア電磁弁SL1に通電される電流値に応じた吸引力によって、該弁体には閉方向の力（第1リニア電磁弁SL1を非連通状態にしようとする力）が作用する。第1リニア電磁弁SL1は、吸引力が液圧差による力よりも大きい場合に閉弁され、第1室Rm1と、調圧部CAf1、CArrの上流部との連通が遮断される。一方、吸引力が液圧差による力よりも小さい場合に、第1リニア電磁弁SL1は開弁され、第1室Rm1と調圧部CAf1、CArrの上流部とが連通される。

[0042] 従って、電気モータMTが駆動され、流体ポンプHP1が制動液を吐出している場合、第1リニア電磁弁SL1への電流値に応じた吸引力によって、第1室Rm1と調圧部CAf1、CArrとの間の液圧差が制御され得る。換言すれば、調圧部CAf1、CArrの上流部の液圧が、第1室Rm1の液圧Pmcに対して、電流値によって発生される液圧差を加えた値に調整される。なお、第1リニア電磁弁SL1への電流値が「0」にされ、非励磁状

態にされると、調圧部C A f l、C A r rの上流部の液圧は、第1室R m 1の液圧P m cと等しくなる。第1リニア電磁弁S L 1の吸引力が生じないため、液圧差が「0」にされる。

[0043] 左前輪W H f l用の調圧部C A f lが、常開型の電磁弁（即ち、N O弁）である増圧弁S Z f l、及び、常閉型の電磁弁（即ち、N C弁）である減圧弁S G f lにて形成されている。増圧弁S Z f lによって、左前輪W H f l用の調圧部C A f lの上流部と、ホイールシリンダW C f lとの連通状態（連通又は遮断）が選択的に切り替えられる。減圧弁S G f lによって、ホイールシリンダW C f lと、第1リザーバR V 1との連通状態（連通又は遮断）が選択的に切り替えられる。

[0044] 左前輪ホイールシリンダW C f lは、調圧配管H C f lを介して、増圧弁S Z f lと減圧弁S G f lとの間の流体路に接続されている。このため、増圧弁S Z f l、及び、減圧弁S G f lが制御されることによって、ホイールシリンダW C f l内の制動液圧（結果として、制動トルク）P w f lが、他のホイールシリンダの制動液圧とは別個に調整（増圧、保持、又は、減圧）される。

[0045] 同様に、右後輪W H r r用の調圧部C A r rが、増圧弁S Z r r、及び、減圧弁S G r rにて形成される。増圧弁S Z r rによって、第1室R m 1（具体的には、調圧部C A r rの上流部）とホイールシリンダW C r rとの連通状態が切り替えられ、減圧弁S G r rによって、右後輪ホイールシリンダW C r rと、第1リザーバR V 1との連通状態が切り替えられる。ホイールシリンダW C r rは、調圧配管H C r rを介して、増圧弁S Z r rと減圧弁S G r rとの間の流体路に接続されている。このため、増圧弁S Z r r、及び、減圧弁S G r rが制御されることによって、ホイールシリンダW C r r内の制動液圧P w r rが、他のホイールシリンダの制動液圧とは別個に調整される。

[0046] 制動液の供給部R Tは、電気モータM Tと、第1流体ポンプH P 1とを含んで形成される。第1流体ポンプH P 1は、電気モータM Tによって駆動さ

れる。第1流体ポンプHP1によって、減圧弁SGf1、SGrrから還流されてきた第1リザーバRV1内の制動液が汲み上げられる。そして、汲み上げられた制動液は、調圧部CAf1、CArrの上流部（第1リニア電磁弁SL1と、増圧弁SZf1、SZrrとの間の流体路）に供給される（戻される）。以上、第1制動系統SK1に係る、モジュレータHMJの構成要素について説明した。

[0047] 第2制動系統SK2に係る、モジュレータHMJの構成要素は、第1制動系統SK1に係るものと同じであるため、詳細な説明は省略する。なお、第2制動系統SK2に係る各構成要素については、第1制動系統SK1に係る説明において、「第1」が「第2」に、「SK1」が「SK2」に、「SL1」が「SL2」に、「Rm1」が「Rm2」に、「HK1」が「HK2」に、「HP1」が「HP2」に、「RV1」が「RV2」に、「CAf1」が「CAfr」に、「SZf1」が「SZfr」に、「SGf1」が「SGfr」に、「HCf1」が「HCFr」に、「CArr」が「CARl」に、「SZrr」が「SZrl」に、「SGrr」が「SGrl」に、「HCr」が「HCr1」に、夫々、読み替えられることによって説明され得る。

[0048] コントローラ（電子制御ユニット）ECUは、マイクロプロセッサ等が実装された電気回路基板と、マイクロプロセッサにプログラムされた制御アルゴリズムにて形成されている。コントローラECUは、車輪速度Vwa**等に基づいて、モジュレータHMJを制御し、各ホイールシリンダWC**内の液圧Pw**が個別に調整する。具体的には、制御アルゴリズムに基づいて、上述したモジュレータHMJを構成する電磁弁（SL1等）、及び、電気モータMTを制御するための信号が演算され、コントローラECUから出力される。

[0049] また、モジュレータHMJ内には、操作量センサBPAに相当する、マスタシリンダ液圧センサPMCが設けられ得る。例えば、マスタシリンダ液圧センサPMCは、第1加圧配管HK1の液圧をマスタシリンダ液圧Pmcと

して検出する。そして、マスタシリンダ液圧の検出値 P_{mc} は、コントローラ ECU に入力される。以上、調圧ユニット CAU について説明した。

[0050] 報知装置（インジケータ）IND によって、判定フラグ FL_{sk} に基づいて、第 1、第 2 制動系統 SK1、SK2 の失陥状態が運転者に報知される。具体的には、第 1、第 2 制動系統 SK1、SK2 が適切である場合には、インジケータ IND による報知は行われず。第 1、第 2 制動系統 SK1、SK2 の失陥状態が判定された場合に、その旨が、インジケータ IND によって、運転者に報知される。なお、失陥の報知は、音、光等によって行われる。

[0051] 図 2 のフロー図を参照して、コントローラ ECU（即ち、調圧ユニット CAU）にて実行される一系統失陥判定、及び、失陥補償制御の処理について説明する。なお、上記の如く、同一記号の構成部材、演算処理、信号、特性、及び、値は、同一の機能を発揮する。また、各添字「**」は、「fl」が左前輪を、「fr」が右前輪を、「rl」が左後輪を、「rr」が右後輪を、夫々、表している。さらに、記号末尾の数字は、「1」が第 1 制動系統 SK1 を、「2」が第 2 制動系統を示している。

[0052] 車両には、旋回状態の検出値を取得する旋回状態センサと、操舵角 Sw_a を検出する操舵角センサ SWA と、が備えられる。旋回状態の検出値に基づいて、旋回状態の実際値が演算される。また、操舵角の検出値 Sw_a に基づいて、旋回状態の規範値が演算される。そして、実際値と規範値との偏差（旋回状態偏差）に基づいて、「第 1 制動系統 SK1、及び、第 2 制動系統 SK2 のうちの何れか 1 つが失陥状態であるか、否か（失陥判定）」が判定される。以下では、旋回状態変数として、ヨーレートが採用される場合を例に説明する。

[0053] ステップ S110 にて、制動操作量 Bp_a 、制動スイッチ信号 Bsw 、操舵角 Sw_a 、車輪速度 Vw_{a**} 、ヨーレート Yr_a 、及び、アンチスキッド制御の実行フラグ（制御フラグ） FL_{ab} が読み込まれる。操作量 Bp_a は、操作量センサ BPA によって検出される。例えば、マスタシリンダ液圧セ

ンサPMCによって検出される、マスタシリンダ液圧Pmcが、操作量Bpaとして採用される。スイッチ信号Bswは、制動スイッチBSWによって検出される。車輪速度Vwaは、各車輪WHに備えられた、車輪速度センサVWAによって検出される。ヨーレートYraは、ヨーレートセンサYRAによって検出される。

[0054] アンチスキッド制御は、コントローラECU内の他の制御アルゴリズムとして、車輪WH**のロック傾向を抑制するように、車輪速度Vwa**に基づいて実行される。具体的には、車体速度Vxaと車輪速度Vwa**の偏差としてスリップ状態量Slp**が演算される。また、車輪速度Vwa**に基づいて、車輪加速度dVw**が演算される。そして、スリップ状態量Slp**、及び、車輪加速度dVw**に基づいて、過大な車輪スリップを抑制するように、車輪WH**の制動トルク（制動液圧）が調整される。「アンチスキッド制御が実行されているか、否か」の情報は、制御フラグFLabによって表示される。具体的には、「FLab=0」の場合には、アンチスキッド制御が実行されていないことが表される。一方、「FLab=1」の場合には、アンチスキッド制御が実行されていることが表される。

[0055] ステップS120にて、操作量Bpa、及び、スイッチ信号Bswのうちの少なくとも1つに基づいて、「車両が制動中であるか、否か（即ち、車両の制動時か、否か）」が判定される。例えば、操作量Bpaが所定操作量bp0以上である場合には、制動中であることが判定され、操作量Bpaが所定操作量bp0未満である場合には、制動中ではないことが判定される。ここで、所定操作量bp0は、判定のためのしきい値であり、予め設定された所定値である。所定操作量bp0は、制動操作部材（ブレーキペダル）BPの「遊び」に相当する値である。また、スイッチ信号Bswがオン状態（ON信号）を表す場合には、制動中であることが判定され、スイッチ信号Bswがオフ状態（OFF信号）を表す場合には、制動中ではないことが判定される。

[0056] 制動操作中ではなく、ステップS120が否定される場合（「NO」の場

合) には、今回の演算処理は終了される。制動操作中であり、ステップ S 1 2 0 が肯定される場合 (「Y E S」の場合) には、処理は、ステップ S 1 3 0 に進む。

[0057] ステップ S 1 3 0 にて、操舵角 $S w a$ 、及び、アンチスキッド制御用の制御フラグ $F L a b$ のうちの少なくとも 1 つに基づいて、「一系統失陥判定が必要か、否か (即ち、失陥判定の要否判定)」が判定される。一系統失陥判定の要否判定の詳細については後述する。一系統失陥判定 (単に、「失陥判定」ともいう) が不要であり、ステップ S 1 3 0 が否定される場合 (「N O」の場合) には、今回の演算処理は終了される。失陥判定が必要であり、ステップ S 1 3 0 が肯定される場合 (「Y E S」の場合) には、処理は、ステップ S 1 4 0 に進む。

[0058] ステップ S 1 4 0 にて、車輪速度の検出値 $V w a^{**}$ に基づいて、車体速度 $V x a$ が演算される。例えば、4 つの車輪速度 $V w a$ のうちで、最大のものが、車体速度 $V x a$ として採用される。

[0059] ステップ S 1 5 0 にて、操舵角の検出値 $S w a$ 、及び、車体速度 $V x a$ に基づいて、ヨーレイトの規範値 $Y r t$ が演算される。例えば、以下の式 (1) にて演算される。

$$Y r t = (V x a \cdot S w a) / \{L \cdot N s \cdot (1 + K h \cdot V x a^2)\}$$

…式 (1)

ここで、 L はホイールベース、 $N s$ はステアリングギア比、 $K h$ はスタビリティファクタであり、夫々は、予め設定された所定値である。

[0060] 式 (1) において、操舵角 $S w a$ は、車両の左旋回 (反時計回りの操舵操作に相当) で正符号 (プラス)、車両の右旋回 (時計回りの操舵操作に相当) で負符号 (マイナス) を採る。従って、規範値 $Y r t$ の演算でも、車両の旋回方向が考慮される。即ち、ヨーレイト規範値 $Y r t$ は、符号付きの値 (プラス/マイナスが考慮された値) として決定される。

[0061] ステップ S 1 6 0 にて、ヨーレイトにおける、検出値 $Y r a$ 、及び、規範値 $Y r t$ に基づいて、それらの偏差 (ヨーレイト偏差) $e Y r$ が演算される

。具体的には、検出値 Y_{ra} が、そのまま、実際値 Y_{rj} として決定（演算）される。旋回状態偏差 e_{Yr} （「偏差」に相当）は、以下の式（2）によって演算される。

$$e_{Yr} = Y_{rj} - Y_{rt} \quad \dots \text{式（2）}$$

ここで、実際値 Y_{rj} と、規範値 Y_{rt} とは、夫々が対応しており、同一物理量の状態変数である。また、実際値 Y_{rj} 、及び、規範値 Y_{rt} は、ともに、符号付きの値である。このため、偏差 e_{Yr} も、符号付きの値として決定される。

[0062] ステップS170にて、ヨーレイト偏差 e_{Yr} に基づいて、「第1制動系統SK1、及び、第2制動系統SK2のうちの何れか1つの失陥状態であるか、否か」が判定される。具体的には、「偏差 e_{Yr} の絶対値 $|e_{Yr}|$ （即ち、偏差 e_{Yr} の大きさ）が、所定差 e_{yx} 以上であるか、否か」に基づいて、2つの制動系統のうちの1つが失陥状態であるか、否かが判定される。そして、偏差 e_{Yr} の符号に基づいて、何れの制動系統が不調であるかが特定される。なお、所定差 e_{yx} は、失陥判定のためのしきい値であり、予め設定された所定値である。

[0063] 具体的には、ヨーレイトの偏差 e_{Yr} の大きさが所定差 e_{yx} 未満の場合には、第1、第2制動系統SK1、SK2は、ともに適正であることが判定される。即ち、失陥状態は判定されない。偏差 e_{Yr} の大きさが所定差 e_{yx} 以上の場合には、第1、第2制動系統SK1、SK2の何れかが失陥状態であることが判定される。そして、偏差 e_{Yr} が正符号（「0」より大）の場合には、「第1制動系統SK1は適正であるが、第2制動系統SK2は不調であること」が判定される。逆に、偏差 e_{Yr} が負符号（「0」より小）の場合には、「第2制動系統SK2は適正であるが、第1制動系統SK1は不調であること」が判定される。

[0064] 失陥状態が判定されず、ステップS170が否定される場合（「NO」の場合）には、失陥状態ではないことを表現する判定フラグ FL_{sk} が「0」にされる。そして、今回の演算処理は終了される。一方、何れかの制動系統

の失陥状態が判定され、ステップS 1 7 0が肯定される場合（「YES」の場合）には、失陥状態であることを表現する判定フラグFLskが「1」にされる。ステップS 1 7 0が満足された時点で、判定フラグFLskが、「0」から「1」に切り替えられる。そして、処理は、ステップS 1 8 0に進む。

[0065] なお、第1制動系統SK1の失陥状態とは、第1室Rm1から回転部材KTfl、KTrrに至るまでの構成要素の少なくとも1つが不調になっている状態（適正な機能を発揮しない状態）であり、第1制動系統SK1に係る車輪WHfl、WHrrに制動トルクが付与できない状態である。即ち、Rm1、HK1、SL1、HP1、SZfl、SZrr、SGfl、SGrr、HCfl、HCrr、WCfl、WCrr、CPfl、CPr r、MSfl、MSrr、KTfl、及び、KTrrのうちの少なくとも何れか1つの不調状態であるため、車輪WHfl、WHrrでは、制動力が発生し得ない。

[0066] 同様に、第2制動系統SK2の失陥状態とは、第2室Rm2から回転部材KTfr、KTrlに至るまでの構成要素の少なくとも1つが不調になっている状態であり、第2制動系統SK2に係る車輪WHfr、WHrlに制動トルクが付与できない状態である。即ち、Rm2、HK2、SL2、HP2、SZfr、SZrl、SGfr、SGrl、HCfr、HCr l、WCfr、WCrl、CPfr、CPr l、MSfr、MSrl、KTfr、及び、KTrlのうちの少なくとも何れか1つの不調状態であるため、車輪WHfr、WHrlでは、制動力が発生し得ない。

[0067] ステップS 1 8 0にて、運転者への報知が行われる。判定フラグFLskが「0（適正状態）」から「1（失陥状態）」に切り替えられた時点（演算周期）にて、報知装置（インジケータ）INDを介して、運転者への報知が実行される。判定フラグFLskが、「0」である場合には、その旨の報知は行われず、「1」である場合に限って報知が行われる。

[0068] ステップS 1 9 0にて、失陥状態を補償するための補償制御が実行される

。制動系統として、ダイアゴナル型が採用されている車両では、一系統の失陥状態が発生すると、車両の偏向が生じ得る。該車両偏向を抑制するものが、「失陥補償制御（単に、「補償制御」ともいう）と称呼される。

[0069] 補償制御では、適正側（即ち、失陥状態ではない側）の制動系統にて、制動力の左右差が抑制されるように、制動トルク（即ち、ホイールシリンダ液圧）の調整が実行される。加圧ユニットK A Uによって発生される制動力において、前輪の制動力は、後輪の制動力よりも大きい。従って、補償制御では、「車両の偏向方向に対応する側の前輪（「偏向側前輪」という）の制動トルクが制限（抑制）されること」、及び、「車両の偏向方向に対応する側とは反対側の後輪（「偏向逆側後輪」という）の制動トルクが増加されること」のうちの少なくとも1つが行われる。加えて、不適側（即ち、失陥状態である側）の制動系統にて、車両への影響を低減する処置が行われる。

[0070] 以下、適正側の制動系統における処置の例について列挙する。（1）偏向側前輪の制動トルク（制動液圧）の増加が制限される。具体的には、制動トルクの大きさが、運転者によって要求された値（「要求値」という）よりも減少される。また、制動トルクの時間増加量（制動液圧の増加勾配）が、要求値よりも減少される。該制限によって、車両偏向の原因である、ヨーイングモーメントの発生が抑制され得る。（2）偏向側前輪の制動トルクが、一旦、減少（又は、保持）された後に、緩やかに増加される。該処理は、偏差 $e Y r$ の大きさの変化速度（偏差 $e Y r$ の時間変化量） $d Y r$ が、第1所定速度 $d y x$ 以上の場合に実行され得る。例えば、操舵角 $S w a$ が一定に保持されているにもかかわらず、ヨーレート $Y r a$ が順次増加していく場合に、上記処理が実行され得る。なお、第1所定速度 $d y x$ は、予め設定された所定値である。（3）偏向逆側後輪の制動トルク（制動液圧）が、要求値よりも増加される。該処理は、偏差 $e Y r$ の大きさの変化速度 $d Y r$ が、第2所定速度 $d y y$ 以下の場合（例えば、ヨーレート $Y r a$ の増加が、或る程度、収まった場合）に実行され得る。後輪の制動トルクの増加は、後輪の横力減少につながる。車両の安定性を確保するため、「 $d Y r \leq d y y$ 」が成立し

た時点で、偏向逆側後輪の制動トルクの増加が開始される。なお、第2所定速度 $d y y$ は、予め設定された所定値である。

[0071] 次に、不適側の制動系統における処置の例を述べる。(4) 調圧ユニット C A U によって、マスタシリンダ M C とホイールシリンダ W C との流体路が遮断される。具体的には、失陥状態が判定された時点（演算周期）で、不適側の制動系統において、モジュレータ H M J の増圧弁が、開位置から閉位置に変更される。例えば、ホイールシリンダ W C の近傍の流体路にて失陥が発生した場合、該部位にて制動液が、装置外部に流出する。これにより、マスタシリンダ M C 内のピストン P S M、P S N は前進方向に移動されるため、それらの有効なストローク（マスタシリンダ M C の中心軸方向の移動量）が損なわれる。しかし、調圧ユニット C A U によって、マスタシリンダ M C からの流体路が遮断されることによって、制動液の流出が抑制される。ピストン P S M、P S N のストロークが確保された結果、制動操作部材 B P の適切な操作特性が確保され得る。

[0072] 以上、失陥判定処理、及び、これに付随する処理（報知、補償制御）について説明した。次に、本発明に係る技術的な意味合いについて説明する。

[0073] 車輪に制動トルクが付与されると、車輪には、減速スリップ $S g n$ が生じ、結果、制動力が発生される。適正側の制動系統では、制動トルクが加えられているため、車輪速度 $V w a$ には減速スリップ $S g n$ が含まれる。このため、適正側制動系統の車輪速度 $V w a$ は、車体速度（真値）よりも遅くなる。一方、不調側の制動系統では、制動トルクが加えられない。このため、車輪速度 $V w a$ には減速スリップ $S g n$ が含まれず、車体速度（真値）に略一致する。つまり、制動時には、適正側と不調側とでは、車輪速度 $V w a$ に差が生じる。従って、減速スリップ $S g n$ の影響のため、車輪速度 $V w a$ に基づく失陥判定では、正確な判定がされ難い。

[0074] これに対し、本発明に係る制動制御装置 B C S では、旋回状態の偏差 $e Y r$ に基づいて、失陥判定が行われる。操舵角 $S w a$ は、運転者の旋回意思を表す状態変数である。従って、操舵角 $S w a$ に基づいて演算される規範値 Y

r_t には、運転者の意図が反映されている。しかし、運転者の意図には、制動システムの失陥状態で生じる旋回状態は含まれていない。一方、ヨーレイトの検出値 Y_{ra} に基づいて決定される実際値 Y_{rj} は、実際に発生している車両の旋回状態である。従って、偏差 e_{Yr} には、失陥状態の影響が反映されている。偏差 e_{Yr} に基づく失陥判定は、上述した、減速スリップ S_{gn} の影響を受けないため、判定精度が高い。また、通常の制動時に判定が可能であるため、失陥状態が、高頻度で、且つ確実に検出され得る。なお、失陥判定は、失陥時に発生する制動力の左右差を前提としている。このため、所謂、前後配管のものには適用されない。

[0075] ステップ S 1 7 0 の判定処理において、操作量 B_{pa} の変化と実際値 Y_{rj} の変化との相互関係が参酌され得る。具体的には、ヨーレイト偏差 e_{Yr} に基づく条件に、「操作量 B_{pa} の増加に対して実際値 Y_{rj} が増加しているか、否か」の条件が追加される。具体的には、操作量 B_{pa} が時間微分されて、操作速度 $d B_p$ が演算される。また、実際値 Y_{rj} が時間微分されて、時間変化量（即ち、ヨー角加速度の実際値） $d Y_r$ が演算される。そして、操作速度 $d B_p$ が所定速度 $d b_x$ 以上である場合に、時間変化量 $d Y_r$ の大きさ（絶対値）が所定変化量 $d y_z$ 以上である場合に、「操作量 B_{pa} の増加に対して実際値 Y_{rj} が増加している」ことが肯定される。一方、「 $d B_p \geq d b_x$ 」であるが、「 $|d Y_r| < d y_z$ 」である場合には、「操作量 B_{pa} の増加に対して実際値 Y_{rj} が増加している」ことは否定される。ここで、所定速度 $d b_x$ 、及び、所定変化量 $d y_z$ は、判定のためのしきい値であり、予め設定された所定値である。

[0076] ステップ S 1 7 0 の判定処理では、偏差 e_{Yr} の大きさが所定差 e_{yx} 以上であり、操作量 B_{pa} の増加に対して実際値 Y_{rj} が増加している場合に限って失陥状態が判定される。即ち、「偏差 e_{Yr} の大きさが所定差 e_{yx} 以上」、及び、「操作量 B_{pa} の増加に対して実際値 Y_{rj} が増加」のうちの何れかの条件が否定される場合（例えば、「 $|e_{Yr}| \geq e_{yx}$ 」ではあるが、操作量 B_{pa} の増加に対して実際値 Y_{rj} が減少している場合）には

、失陥状態は判定されない。

[0077] 失陥状態が発生している場合には、制動操作量 Bpa （例えば、ブレーキペダルの操作変位、マスタシリンダ液圧 Pmc ）が増加するに従って、車両に作用するヨーモーメントは増加する。「 $|eYr| \geq eyx$ 」の条件は満足されているが、操作量 Bpa が増加しているにもかかわらず、ヨーレイトの実際値 Yrj が増加しない場合には、その原因が失陥状態以外である可能性があり得る。このため、上記相互関係に基づく条件が付け加えられ、2つの条件に基づいて失陥状態が判定されるため、判定の信頼度が向上される。

[0078] 図3のフロー図を参照して、一系統失陥判定の要否判定処理について説明する。ステップS170の失陥判定は、ヨーレイトの偏差 eYr に基づいて実行される。しかし、偏差 eYr は、外乱等によって、車両の安定性が低下した場合にも、その大きさが増加する。要否判定によって、外乱等に起因して、偏差 eYr の増大が発生し得る状況が排除され、失陥判定の精度向上が達成され得る。

[0079] ステップS210にて、操舵角 $Sw a$ に基づいて、「操舵角 $Sw a$ が、所定舵角 $sw x$ 以上であるか、否か」が判定される。ここで、所定舵角 $sw x$ は、要否判定のためのしきい値であり、予め設定された所定値である。「 $Sw a \geq sw x$ 」であり、ステップS210が肯定される場合（「YES」の場合）には、処理は、ステップS240に進む。一方、「 $Sw a < sw x$ 」であり、ステップS210が否定される場合（「NO」の場合）には、処理は、ステップS220に進む。

[0080] ステップS220にて、制御フラグ $FL a b$ に基づいて、「アンチスキッド制御の実行中であるか、否か」が判定される。ここで、制御フラグ $FL a b$ は、アンチスキッド制御の実行／非実行を表す信号であり、「0」が非実行状態、「1」が実行状態を、夫々示す。「 $FL a b = 1$ 」であり、ステップS220が肯定される場合（「YES」の場合）には、処理は、ステップS240に進む。一方、「 $FL a b = 0$ 」であり、ステップS220が否定される場合（「NO」の場合）には、処理は、ステップS230に進む。

- [0081] ステップS 2 3 0にて、失陥判定の処理は、許可される。一方、ステップS 2 4 0では、失陥判定の処理は、禁止される。即ち、ヨーレイト偏差 $e Y_r$ の大きさが、所定差 $e y_x$ を超過したとしても、失陥状態であるとは判定されない。
- [0082] 旋回走行中の車両において、制動が行われた場合に、前輪横力と後輪横力との不均衡が発生し、ヨーレイト偏差 $e Y_r$ の大きさが増加することがある。該状況を回避するために、操舵角 $S w a$ に基づく適否判定（ステップS 2 1 0の処理）が採用される。換言すれば、失陥判定は、車両が、略直進走行している場合に限って実行され得る。
- [0083] また、車両の左右で摩擦係数が異なる路面（所謂、 μ スプリット路）にて、アンチスキッド制御が実行される場合に、制動力の左右差によって、ヨーレイト偏差 $e Y_r$ の大きさが増加することがある。該状況を回避するために、アンチスキッド制御の実行状況（制御フラグ） $F L a b$ に基づく適否判定（ステップS 2 2 0の処理）が採用される。即ち、失陥判定は、アンチスキッド制御が実行されていない場合（即ち、通常制動時）に限って実行される。
- [0084] 上述したように、車両が旋回している場合、又は、アンチスキッド制御が実行されている場合には、失陥判定は禁止される。このため、不必要に失陥状態が判定されることが回避され、確実な判定が行われ得る。なお、上記の2つの適否判定の処理のうちの少なくとも1つは省略され得る。
- [0085] 制動制御装置BCSの第1実施形態では、運転者の制動操作部材BPの操作によって、マスタシリンダMCが、直接駆動された。これに代えて、運転者とは独立した、パワーユニットPWUによって、制御シリンダSCが駆動される構成が採用され得る。第2実施形態に係る制動制御装置BCSの構成は、所謂、「ブレーキ・バイ・ワイヤ」と称呼される。第1実施形態とは異なる部分を主に説明する。
- [0086] 制動操作部材BPは、ストロークシミュレータSSMに接続される。ストロークシミュレータ（単に、「シミュレータ」ともいう）SSMは、制動操

作部材B Pに操作力を発生させるために設けられる。シミュレータS S Mの内部には、ピストン、及び、弾性体（例えば、圧縮ばね）が備えられる。弾性体によって、制動操作部材B Pが操作される場合の操作力（例えば、ブレーキペダル踏力）が形成される。

[0087] 第1の実施形態と同様に、制動操作部材B Pには、その操作量B p aを検出するよう、制動操作量センサB P Aが設けられる。操作量の検出値B p aは、コントローラE C Uに入力される。

[0088] 加圧ユニットK A Uには、パワーユニットP W Uによって駆動される、制御シリンダS Cが設けられる。コントローラE C Uにて、操作量B p aに基づいて、駆動信号C m dが形成され、駆動信号C m dに基づいて、パワーユニットP W Uが制御される。なお、制御シリンダS Cの内部は、マスタシリンダM Cと同様に、2つのピストンP S M、P S Nによって、第1室R m 1と第2室R m 2とに区画されている。即ち、制御シリンダS Cも、タンデム型である。

[0089] パワーユニットP W Uの動力源として、電気モータが採用される。この場合、制御シリンダS Cの第1、第2ピストンP S M、P S Nは、電気モータによって、直接、駆動され得る。また、パワーユニットP W Uの動力源として、アキュムレータが採用され得る。この構成では、アキュムレータは、電気モータによって駆動される流体ポンプによって蓄圧される。そして、アキュムレータの液圧が、リニア電磁弁によって調圧される。調圧された液圧に基づいて、制御シリンダS Cが駆動される。

[0090] モジュレータH M Jとして、第1の実施形態と同様の構成が採用され得る。また、パワーユニットP W Uによって、自動加圧が可能であるため、第2の実施形態のモジュレータH M Jでは、第1、第2リニア電磁弁S L 1、S L 2が省略され得る。

[0091] 第1の実施形態と同様に、制御シリンダS Cの第1室R m 1からホイールシリンダW C f l、W C r rに至る第1制動系統S K 1と、制御シリンダS Cの第2室R m 2からホイールシリンダW C f r、W C r lに至る第2制動

系統SK2が形成されている。そして、ヨーレイト偏差 eY_r に基づいて、失陥判定が実行される。第1、第2制動系統SK1、SK2のうちの何れか一方の失陥が判定された場合には、上記同様の補償制御（「偏向側前輪の制動トルクの制限」、及び、「偏向逆側後輪の制動トルクの増加」のうちの少なくとも1つ）が実行される。

[0092] これにより、第2の実施形態においても、上記同様の効果を奏する。旋回状態偏差 eY_r に基づいて失陥状態が判定されるため、通常制動時での判定が可能となり、判定頻度が増加される。また、旋回状態量であるヨーレイト Y_{ra} は、減速スリップ Sgn の影響を受けないため、適切な判定が行われ得る。適正側の制動系統において、制動力の左右差が低減されるため、車両の偏向が抑制される。さらに、不調側の制動系統において、調圧ユニットCAU（特に、モジュレータHMJの増圧弁）によって、制御シリンダSCからの流体路が遮断されるため、制動液の流出が回避され、十分な、第1、第2ピストンPSM、PSNのストローク（制御シリンダSCの中心軸方向の移動量）が確保され得る。

[0093] 図5を参照して、本発明に係る車両の制動制御装置BCSの作用・効果について説明する。

[0094] 先ず、図5（a）の車両上方から見た概略図を参照して、想定している状況について説明する。第1制動系統SK1は適正であるが、第2制動系統SK2は失陥状態にある。このため、制動（アンチスキッド制御は非実行）が行われると、左前輪WHf lには制動力Bff lが、右後輪WHrrには制動力Bfrrが、夫々、発生される。しかし、右前輪WHfr、及び、左後輪WHrlには制動力が発生されない。左前輪制動力Bff lと、右後輪制動力Bfrrとは、大きさが異なるため、その差によって、反時計回り方向のヨーイングモーメントが、車両に加えられる。結果、失陥状態時の制動に起因して、反時計回り方向のヨーレイト（正符号）が生じ得る。実際の操舵角Sw aは略中立位置（ $Sw a = 0$ ）にあるが、車両は、左方向に偏向している。従って、「車両の偏向方向に対応する側の前輪（即ち、偏向側前輪）

」は、左前輪 $WHf l$ に相当し、「車両の偏向方向に対応する側とは反対側の後輪（即ち、偏向逆側後輪）」は、右後輪 $WHr r$ に相当する。

[0095] 次に、図5（b）の時系列線図を参照して、失陥判定、及び、補償制御の作用・効果について説明する。なお、図5（b）において、記号（X）が付された線図（破線部参照）は、失陥判定が行われない場合の例を示している。

[0096] 運転者は、操舵操作部材 SW を中立位置に保持しているため、操舵角 $Sw a$ は「0」である。時点 t_0 までは、制動操作は行われず、車両は、値 $v \times 0$ の速度で直進走行している。マスタシリンダ液圧 $P m c$ （制動操作量 $B p a$ ）、前後加速度 $G x a$ 、制動液圧 $P w^{**}$ 、実際値 $Y r j$ （ $= Y r a$ ）、規範値 $Y r t$ 、偏差 $e Y r$ は、全て「0」である。非制動時であるため、失陥判定は実行されず、「 $FL s k = 0$ 」の状態が維持されている。

[0097] 時点 t_0 にて、制動操作部材 BP の操作が開始される。これに伴い、マスタシリンダ液圧 $P m c$ 、及び、第1制動系統 SK に対応する制動液圧 $P w f l$ 、 $P w r r$ が増加し始める。第2制動系統 $SK2$ は失陥状態であるため、これに対応する制動液圧 $P w f r$ 、 $P w r l$ は、増加せず、「0」のままである。制動液圧 $P w f l$ 、 $P w r r$ の増加に起因して、左前輪 $WHf l$ と右後輪 $WHr r$ との間で制動力差が生じ、車両が左方向に偏向し始める。操舵角 $Sw a$ は、略「0」であるため、車両偏向によって、ヨーレイトの実際値 $Y r j$ が増加する。ヨーレイトの規範値 $Y r t$ は、略「0」であるため、実際値 $Y r j$ の増加に従って、偏差 $e Y r$ は増加する。ここで、実際値 $Y r j$ の線図と、偏差 $e Y r$ の線図とは重なっている。

[0098] 時点 t_1 にて、「操作量 $B p a$ の増加に対して実際値 $Y r j$ が増加している」ことが判定される。具体的には、操作速度 $d B p$ （操作量 $B p a$ の微分値）が所定速度 $d b x$ 以上である場合に、時間変化量 $d Y r$ （実際値 $Y r j$ の微分値）の絶対値が所定変化量 $d y z$ 以上であることに基づいて、上記条件が肯定される。

[0099] 時点 t_2 にて、ヨーレイト偏差 $e Y r$ が所定差 $e y x$ に達する。「 $| e Y r | \geq e y x$ 」

$r \mid \geq e y x$ 」の条件が満足されて、失陥状態が判定される。ここで、偏差 $e Y r$ の符号は正符号であるため、第2制動系統 $S K 2$ が失陥状態にあることが識別される。時点 $t 2$ にて、判定フラグ $F L s k$ が、「0」から「1」に切り替えられる。これにより、失陥状態が発生していることが、インジケータ $I N D$ を介して、運転者に報知される。

[0100] 時点 $t 2$ から、マスタシリンダ液圧 $P m c$ は増加されているにもかかわらず、第1制動系統 $S K 1$ の前輪（即ち、車両偏向方向側の前輪） $W H f l$ の制動液圧（制動トルク） $P w f l$ の増加が制限され、概ね一定液圧 $p f 1$ に保持される。これにより、ヨーレイトの実際値 $Y r j$ （結果として、偏差 $e Y r$ ）の増加傾向（時間に対する変化量 $d Y r$ ）が抑制される。左前輪制動液圧 $P w f l$ の保持によって、前後加速度 $G x a$ の増加は影響を受けるが、その量は、限定的である。

[0101] 加えて、時点 $t 2$ にて、調圧ユニット $C A U$ によって、マスタシリンダ $M C$ の第2室 $R m 2$ と、ホイールシリンダ $W C f r$ 、 $W C r l$ との流体路が遮断される。具体的には、第2制動系統 $S K 2$ において、モジュレータ $H M J$ の増圧弁 $S Z f r$ 、 $S Z r l$ が、開位置から閉位置に変更され、第2室 $R m 2$ が流体的にロックされる（封じ込められる）。これにより、第2制動系統 $S K 2$ に制動液が消費されることが抑制され、ピストン $P S M$ 、 $P S N$ の不必要な前進方向への移動が回避される。即ち、制動操作部材 $B P$ の無効変位（変位は発生するが液圧が発生しない領域）が抑制され、制動操作特性が確保される。

[0102] 時点 $t 3$ にて、ヨーレイトの実際値 $Y r j$ の増加が、或る程度、収まり、その変化速度 $d Y r$ が、第2所定速度 $d y y$ 以下となる。「 $d Y r \leq d y y$ 」が満足されたことを条件に、第1制動系統 $S K 1$ の後輪（即ち、偏向方向とは逆側の後輪） $W H r r$ の制動液圧 $P w r r$ が、値 $p r 2$ から増加される。これにより、ヨーレイトの実際値 $Y r j$ は、「0」に向けて減少され、車両は直進走行の状態に戻る。

[0103] 通常制動時（アンチスキッド制御が非実行である場合）に、実際値 $Y r j$

と規範値 Y_{rt} との比較結果 $e Y_r$ に基づいて失陥判定が行われる。このため、アンチスキッド制御の実行が、判定の前提条件とはされず、失陥判定が、一般的な車両の走行状況において、高頻度に行われ得る。また、実際値 Y_{rj} には、減速スリップ Sgn の影響が及ばないため、確実な判定が達成され得る。加えて、操作量 Bpa の増加に対する実際値 Y_{rj} の増加が、判定条件として参酌されるため、判定の信頼度が向上され得る。

[0104] 失陥状態が判定された場合には、「偏向側前輪 $WHf l$ の制動トルク $Pwf l$ の制限」、及び、「偏向逆側後輪 $WHr r$ の制動トルク $Pwr r$ の増加」のうちの少なくとも1つが行われる。このため、失陥に起因する制動力差が、上記処置によって補償され、車両偏向が抑制され得る。

[0105] 不適側の制動系統において、調圧ユニット CAU によって、マスタシリンダ MC とホイールシリンダ WC との流体路が遮断され、マスタシリンダ MC が流体的にロックされる。これにより、制動液の装置外部への流出が抑制され、ピストン PSM 、 PSN のストロークが、十分に確保され得る。

[0106] 以下、他の実施形態について説明する。他の実施形態においても、上記同様の効果（通常制動時での失陥判定、判定精度の向上、車両偏向の抑制、ピストンストロークの確保）を奏する。

[0107] 上記実施形態では、旋回状態として「ヨーレイト」を採用した場合について説明した。ヨーレイトに代えて、旋回状態（状態変数）として、「横加速度」が採用され得る。

$$G_{yt} = (V \times a^2 \cdot Swa) / \{L \cdot Ns \cdot (1 + Kh \cdot V \times a^2)\}$$

…式 (3)

ヨーレイトの規範値 Y_{rt} の場合と同様に、 L はホイールベース、 Ns はステアリングギア比、 Kh はスタビリティファクタであり、夫々は、予め設定された所定値である。

[0108] 横加速度の検出値 G_{ya} に基づいて、横加速度の実際値 G_{yj} が演算される。具体的には、横加速度の検出値 G_{ya} が、そのまま、横加速度の実際値 G_{yj} として決定される。実際値 G_{yj} 、規範値 G_{yt} 、及び、以下の式（

4) に基づいて、横加速度の偏差 $e G y$ が決定される。横加速度偏差 $e G y$ と所定差 $e y x$ との対比に基づいて、失陥判定が実行される。

$$e G y = G y j - G y t \quad \cdots \text{式 (4)}$$

[0109] 旋回状態 (変数) は、ヨーレイトと横加速度とを組み合わせたものであってもよい。従って、旋回状態として、ヨーレイト、及び、横加速度のうちの少なくとも1つが採用され得る。

[0110] 旋回状態 (変数) は、「操舵角」の次元として演算され得る。具体的には、下記の式 (5)、(6) に基づいて、操舵角の実際値 $S w j$ が演算される。

$$S w j = \{L \cdot N s \cdot (1 + K h \cdot V x a^2) \cdot Y r a\} / V x a \quad \cdots \text{式 (5)}$$

又は、

$$S w j = \{L \cdot N s \cdot (1 + K h \cdot V x a^2) \cdot G y a\} / V x a^2 \quad \cdots \text{式 (6)}$$

実際値 $S w j$ 、検出値 $S w a$ 、及び、式 (7) に基づいて、操舵角の偏差 $e S w$ が演算される。操舵角偏差 $e S w$ と所定差 $e y x$ との対比に基づいて、失陥判定が実行される。

$$e S w = S w j - S w a \quad \cdots \text{式 (7)}$$

[0111] なお、ヨーレイトの検出値 $Y r a$ に基づく演算結果と、横加速度の検出値 $G y a$ に基づく演算結果が組み合わされて、操舵角の実際値 $S w j$ が決定され得る。即ち、ヨーレイトの検出値 $Y r a$ 、及び、横加速度の検出値 $G y a$ の少なくとも1つに基づいて、操舵角の実際値 $S w j$ が演算され得る。

[0112] 以上で説明したように、旋回状態の偏差 $e Y r$ 、 $e G y$ 、 $e S w$ は、各種物理量において決定される。このとき、規範値の物理量は、実際値の物理量に対応している。同様に、実際値の時間変化量 $d Y r$ 、 $d G y$ 、 $d S w$ も、各種物理量において決定される。即ち、実際値の物理量と、規範値の物理量とは同一である。例えば、物理量として、ヨーレイトが採用される場合には、実際値 $Y r j$ 、規範値 $Y r t$ 、及び、偏差 $e Y r$ は、全て、ヨーレイトの

次元の変数である。換言すれば、横加速度の実際値 G_{y_j} と、ヨーレイトの規範値 Y_{r_t} とが組み合わされることはない。

[0113] 上記実施形態では、車両の制動時が肯定された後に、旋回状態偏差 (e_{Y_r} 等) が演算された。しかし、制動時に限らず、常時、旋回状態偏差は演算され得る。即ち、ステップ S 1 4 0 からステップ S 1 6 0 までの処理が、ステップ S 1 2 0 よりも前に実行され得る。この場合であっても、失陥判定 (S 1 7 0)、及び、これに付随する処理 (S 1 8 0、S 1 9 0) は、ステップ S 1 2 0 の判定処理が実行された後に実行される。即ち、失陥判定は、車両の制動時に限って実行される。

[0114] 上記実施形態では、ディスク型制動装置 (ディスクブレーキ) の構成が例示された。この場合、摩擦部材 M S** はブレーキパッドであり、回転部材 K T** はブレーキディスクである。ディスク型制動装置に代えて、ドラム型制動装置 (ドラムブレーキ) が採用され得る。ドラムブレーキの場合、キャリパ C P** に代えて、ブレーキドラムが採用される。また、摩擦部材 M S** はブレーキシューであり、回転部材 K T** はブレーキドラムである。

[0115] 図 6 の全体構成図を参照して、本発明に係る、車両の制動制御装置 B C S の第 3 の実施形態について説明する。図 6 において、図 1 と同一の記号が付された構成部材についての説明は省略する。

[0116] 制動操作部材 B P には、制動操作量センサ (単に、「操作量センサ」ともいう) B P A が設けられる。操作量センサ B P A によって、運転者による制動操作部材 (ブレーキペダル) B P の操作量 B_{p_a} が検出される。具体的には、制動操作量センサ B P A として、制動操作部材 B P の操作変位を検出する操作変位センサ、及び、制動操作部材 B P の操作力を検出する操作力センサのうちの少なくとも 1 つが採用される。また、マスタシリンダ M C の第 1、第 2 液圧 P_{m_1} 、 P_{m_2} を検出する第 1、第 2 マスタシリンダ液圧センサ (単に、「液圧センサ」ともいう) P M 1、P M 2 が、操作量センサ B P A として採用され得る。

[0117] 換言すれば、操作量センサ B P A は、操作変位センサ、操作力センサ、及

び、第1、第2液圧センサPM1、PM2についての総称である。従って、制動操作量Bpaは、制動操作部材BPの操作変位、制動操作部材BPの操作力、及び、第1、第2マスタシリンダ液圧Pm1、Pm2のうちの少なくとも1つに基づいて決定される。操作量の検出値Bpaは、コントローラECUに入力される。

[0118] 操舵操作部材SWには、操舵角センサSWAが設けられる。操舵角センサSWAによって、運転者による操舵操作部材（ステアリングホイール）SWの操作量（操舵角）Swaが検出される。ここで、操舵角Swaでは、操舵操作部材SWの中立位置（車両の直進運動に対応）が「0」に相当する。操舵角Swaは、中立位置に対して、車両の左旋回に対応する場合（操舵操作部材SWを反時計回りに操作した場合）に正符号（プラス）の値、車両の右旋回に対応する場合（操舵操作部材SWを時計回りに操作した場合）に負符号（マイナス）の値を採るように設定されている。検出された、操舵角の検出値Swaは、コントローラECUに入力される。

[0119] 車両の各車輪WH**には、車輪速度センサVWA**が備えられる。車輪速度センサVWA**によって、各車輪WH**の回転速度（車輪速度）Vwa**が検出される。車輪速度の検出値Vwa**は、コントローラECUに入力される。

[0120] タンデムマスタシリンダ（単に、「マスタシリンダ」ともいう）MCは、制動操作部材BPの操作力を液圧に変換し、各車輪WH**のホイールシリンダWC**に制動液（ブレーキフルイド）を圧送する。具体的には、マスタシリンダMCの内部は、マスタシリンダMCの内壁と2つの第1、第2ピストンPS1、PS2とによって区画され、2つの液圧室（第1、第2液圧室Rm1、Rm2）が形成されている。第1液圧室Rm1は第1ポートを有し、第2液圧室Rm2は第2ポートを有している。マスタシリンダMCの第1、第2液圧室Rm1、Rm2は、マスタリザーバRVMからの制動液の供給を受け、助勢された操作力に応じた第1、第2液圧Pm1、Pm2にて、2つのポートから制動液を圧送する。なお、第1、第2液圧Pm1、Pm2は、

略一致している。

[0121] 第1 液压室 R_{m1} の第1 ポート、及び、第2 液压室 R_{m2} の第2 ポートは、モジュレータ HMJ を介して、各ホイールシリンダ WC^{**} と、流体路（加压配管、調圧配管） $HK1$ 、 $HK2$ 、 HC^{**} によって接続されている。ここで、制動操作部材 BP が操作されていない場合には、第1、第2 液压室 R_{m1} 、 R_{m2} はマスタリザーバ RV と連通状態にあるため、第1、第2 液压室 R_{m1} 、 R_{m2} 内の液压 P_{m1} 、 P_{m2} は大気圧となっている（即ち、 $P_{m1} = P_{m2} = 0$ ）。

[0122] マスタシリンダ MC の第1 液压室 R_{m1} は、左前輪 WH_{fl} のホイールシリンダ WC_{fl} 、及び、右後輪 WH_{rr} のホイールシリンダ WC_{rr} に流体的に接続される。制動操作部材 BP が操作されるとピストン $PS1$ は前進（図では左方向に移動）され、第1 液压室 R_{m1} の体積が減少される。従って、第1 液压室 R_{m1} 内の制動液は、第1 液压室 R_{m1} から左前輪ホイールシリンダ WC_{fl} 、及び、右後輪ホイールシリンダ WC_{rr} に向けて圧送される。

[0123] 同様に、マスタシリンダ MC の第2 液压室 R_{m2} は、右前輪 WH_{fr} のホイールシリンダ WC_{fr} 、及び、左後輪 WH_{rl} のホイールシリンダ WC_{rl} に流体的に接続される。制動操作部材 BP が操作されるとピストン $PS2$ は前進（図では左方向に移動）され、第2 液压室 R_{m2} の体積が減少される。従って、第2 液压室 R_{m2} 内の制動液は、第2 液压室 R_{m2} から、右前輪ホイールシリンダ WC_{fr} 、及び、左後輪ホイールシリンダ WC_{rl} に向けて圧送される。

[0124] 以上のように、マスタシリンダ MC と4つのホイールシリンダ WC^{**} との間で制動液が移動される経路（流体路）は、2つの制動系統で構成される。ここで、第1 液压室 R_{m1} からホイールシリンダ WC_{fl} 、 WC_{rr} に至る系統が、「第1 制動系統 $SK1$ 」と称呼される。また、第2 液压室 R_{m2} から、ホイールシリンダ WC_{fr} 、 WC_{rl} に至る系統が、「第2 制動系統 $SK2$ 」と称呼される。制動系統として、所謂、ダイアゴナル配管（X配管と

もいう)の構成が採用されている。以上、加圧ユニットK A Uについて説明した。

[0125] 次に、調圧ユニットC A Uについて説明する。調圧ユニットC A Uは、マスタシリンダM CとホイールシリンダW C**との間に配置され、各ホイールシリンダW C**内の制動液圧P w**を、マスタシリンダM Cの第1、第2液圧P m 1、P m 2とは独立に、且つ、各車輪W H**において個別に制御する。調圧ユニットC A Uは、モジュレータH M J、及び、コントローラE C Uにて構成される。

[0126] モジュレータH M Jは、複数の電磁弁(S L 1等)、流体ポンプ(H P 1等)、及び、電気モータM Tを含んで形成される。先ず、第1制動系統S K 1に係る、モジュレータH M Jの構成要素について説明する。常開型の第1リニア電磁弁S L 1が、マスタシリンダM Cの第1液圧室R m 1の第1ポートと、左前輪W H f l用の調圧部C A f l、及び、右後輪W H r r用の調圧部C A r rの上流部との間に、第1加圧配管H K 1を介して、配置されている。ここで、「上流部」とは、流体路において、マスタシリンダM Cに近い側の部分である。例えば、左前輪用調圧部C A f lの上流部は、増圧弁S Z f lに対して、第1液圧室R m 1に近い側の流体路の部位(即ち、第1リニア電磁弁S L 1と増圧弁S Z f lとの間)を指す。

[0127] 第1リニア電磁弁S L 1の弁体には、「調圧部C A f l、C A r rの上流部(マスタシリンダM Cに近い側)」と第1液圧室R m 1との液圧差によって、開方向の力(第1リニア電磁弁S L 1を連通状態にしようとする力)が作用する。一方、第1リニア電磁弁S L 1に通電される電流値に応じた吸引力によって、該弁体には閉方向の力(第1リニア電磁弁S L 1を非連通状態にしようとする力)が作用する。第1リニア電磁弁S L 1は、吸引力が液圧差による力よりも大きい場合に閉弁され、第1液圧室R m 1と、調圧部C A f l、C A r rの上流部との連通が遮断される。一方、吸引力が液圧差による力よりも小さい場合に、第1リニア電磁弁S L 1は開弁され、第1液圧室R m 1と調圧部C A f l、C A r rの上流部とが連通される。

[0128] 電気モータMTが駆動され、第1流体ポンプHP1が制動液を吐出している場合、第1リニア電磁弁SL1への電流値に応じた吸引力によって、第1液圧室Rm1と調圧部CAf1、CArrとの間の液圧差が制御され得る。換言すれば、調圧部CAf1、CArrの上流部の液圧が、第1液圧室Rm1の液圧Pm1に対して、電流値によって発生される液圧差を加えた値に調整される。なお、第1リニア電磁弁SL1への電流値が「0」にされ、非励磁状態にされると、調圧部CAf1、CArrの上流部の液圧は、第1液圧室Rm1の液圧Pm1と等しくなる。第1リニア電磁弁SL1の吸引力が生じないため、液圧差が「0」にされる。リニア電磁弁は、「差圧弁」とも称呼される。

[0129] 左前輪WHf1用の調圧部CAf1が、増圧弁SZf1、及び、減圧弁SGf1にて形成されている。増圧弁SZf1として、常開2位置型の電磁弁（所謂、NO弁）が採用される。即ち、増圧弁SZf1は、非通電時には開位置（連通状態）にあり、通電時には閉位置（非連通状態）にある。また、減圧弁SGf1として、常閉2位置型の電磁弁（所謂、NC弁）が採用される。即ち、減圧弁SGf1は、非通電時には閉位置（非連通状態）にあり、通電時には開位置（連通状態）にある。

[0130] 増圧弁SZf1によって、左前輪WHf1用の調圧部CAf1の上流部と、ホイールシリンダWCf1との連通状態（連通又は遮断）が選択的に切り替えられる。増圧弁SZf1は常開型であるため、通電されていない状態（非励磁状態）では、調圧部CAf1の上流部と、ホイールシリンダWCf1とは、連通状態にされている。一方、増圧弁SZf1に通電が行われ、励磁状態が達成されると、調圧部CAf1の上流部とホイールシリンダWCf1との連通状態は遮断され、非連通状態に変更される。

[0131] 同様に、減圧弁SGf1によって、ホイールシリンダWCf1と、第1リザーバRV1との連通状態（連通又は遮断）が選択的に切り替えられる。SGf1は常閉型であるため、通電されていない状態（非励磁状態）では、ホイールシリンダWCf1と第1リザーバRV1との連通状態は遮断されてい

る（非連通状態）。SGfIに通電が行われると（即ち、励磁状態にされると）、ホイールシリンダWCfIと第1リザーバRV1とは連通状態に変更される。

[0132] 左前輪ホイールシリンダWCfIは、調圧配管HCfIを介して、増圧弁SZfIと減圧弁SGfIとの間の流体路に接続されている。このため、増圧弁SZfI、及び、減圧弁SGfIが制御されることによって、ホイールシリンダWCfI内の制動液圧（結果として、制動トルク）PwfIが、他のホイールシリンダの制動液圧とは別個に調整（増圧、保持、又は、減圧）される。

[0133] 同様に、右後輪WHrr用の調圧部CArrが、増圧弁SZrr、及び、減圧弁SGrrにて形成される。増圧弁SZrrによって、第1液压室Rm1（具体的には、調圧部CArrの上流部）とホイールシリンダWCrrとの連通状態が切り替えられ、減圧弁SGrrによって、右後輪ホイールシリンダWCrrと、第1リザーバRV1との連通状態が切り替えられる。ホイールシリンダWCrrは、調圧配管HCrrを介して、増圧弁SZrrと減圧弁SGrrとの間の流体路に接続されている。このため、増圧弁SZrr、及び、減圧弁SGrrが制御されることによって、ホイールシリンダWCrr内の制動液圧Pwrrが、他のホイールシリンダの制動液圧とは別個に調整される。

[0134] 制動液の供給部RTは、電気モータMTと、第1流体ポンプHP1とを含んで形成される。第1流体ポンプHP1は、電気モータMTによって駆動される。第1流体ポンプHP1によって、減圧弁SGfI、SGrrから還流されてきた第1リザーバRV1内の制動液が汲み上げられる。そして、汲み上げられた制動液は、第1制動系統SK1の調圧部CAfI、CArrの上流部（第1リニア電磁弁SL1と、増圧弁SZfI、SZrrとの間の流体路）に供給される（戻される）。以上、第1制動系統SK1に係る、モジュレータHMJの構成要素について説明した。

[0135] 左前輪WHfI用の調圧部CAfIの上流部（右後輪WHrr用の調圧部

C A r r の上流部と同じ) には、第 1 マスタシリンダ液圧センサ (単に、「第 1 液圧センサ」ともいう) P M 1 が設けられる。即ち、第 1 液圧センサ P M 1 によって、モジュレータ H M J 内の第 1 加圧配管 H K 1 の液圧が、第 1 マスタシリンダ液圧 (単に、「第 1 液圧」ともいう) P m 1 として検出される。第 1 液圧センサ P M 1 の検出値 P m 1 は、コントローラ E C U に入力される。

[0136] 第 2 制動系統 S K 2 に係る、モジュレータ H M J の構成要素は、第 1 制動系統 S K 1 に係るものと同じであるため、詳細な説明は省略する。なお、第 2 制動系統 S K 2 に係る各構成要素については、第 1 制動系統 S K 1 に係る説明において、「第 1」が「第 2」に、「S K 1」が「S K 2」に、「P M 1」が「P M 2」に、「S L 1」が「S L 2」に、「R m 1」が「R m 2」に、「H K 1」が「H K 2」に、「H P 1」が「H P 2」に、「R V 1」が「R V 2」に、「C A f l」が「C A f r」に、「S Z f l」が「S Z f r」に、「S G f l」が「S G f r」に、「H C f l」が「H C f r」に、「C A r r」が「C A r l」に、「S Z r r」が「S Z r l」に、「S G r r」が「S G r l」に、「H C r r」が「H C r l」に、夫々、読み替えられることによって説明され得る。

[0137] コントローラ (電子制御ユニット) E C U は、マイクロプロセッサ等が実装された電気回路基板と、マイクロプロセッサにプログラムされた制御アルゴリズムにて形成されている。コントローラ E C U は、車輪速度 V w a **等に基づいて、モジュレータ H M J を制御し、各ホイールシリンダ W C **内の液圧 P w **が個別に調整する。具体的には、制御アルゴリズムに基づいて、上述したモジュレータ H M J を構成する電磁弁 (S L 1 等)、及び、電気モータ M T を制御するための信号が演算され、コントローラ E C U から出力される。以上、調圧ユニット C A U について説明した。

[0138] 報知装置 (インジケータ) I N D によって、第 1、第 2 制動系統 S K 1、S K 2 の失陥状態が運転者に報知される。具体的には、第 1、第 2 制動系統 S K 1、S K 2 が適切である場合には、インジケータ I N D による報知は行

われない。第1、第2制動系統SK1、SK2の失陥状態が判定された場合に、その旨が、インジケータINDによって、運転者に報知される。なお、失陥の報知は、音、光等によって行われる。

[0139] 図7のフロー図を参照して、コントローラECU（即ち、調圧ユニットCAU）にて実行される失陥制御の処理について説明する。失陥制御の処理は、制御アルゴリズムであり、コントローラECU内にプログラムされている。なお、上記の如く、同一記号の構成部材、演算処理、信号、特性、及び、値は、同一の機能を発揮する。また、各添字「**」は、「f l」が左前輪を、「f r」が右前輪を、「r l」が左後輪を、「r r」が右後輪を、夫々、表している。さらに、記号末尾の数字は、「1」が第1制動系統SK1を、「2」が第2制動系統を示している。

[0140] ステップS310にて、失陥判定に必要な信号が読み込まれる。具体的には、制動スイッチ信号Bsw、制動操作量Bpa、第1、第2液圧Pm1、Pm2、車輪速度Vwa**、操舵角Swa、ヨーレイトYra、Gxa、横加速度Gyaが読み込まれる。制動スイッチ信号Bswは、制動スイッチBSWのオン又はオフの信号である。操作量Bpaは、操作量センサBPA（例えば、操作変位センサ）によって検出される。第1、第2液圧Pm1、Pm2は、第1、第2液圧センサPM1、PM2によって検出される。車輪速度Vwa**は、各車輪WH**に備えられた、車輪速度センサVWA**によって検出される。操舵角Swaは、操舵操作部材（例えば、ステアリングホイール）SWに備えられた、操舵角センサSWAによって検出される。ヨーレイトYra、前後加速度Gxa、及び、横加速度Gyaは、車体に備えられた、ヨーレイトセンサYRA、前後加速度センサGXA、及び、横加速度センサGYAによって、夫々、検出される。

[0141] ステップS320にて、操作量Bpa、及び、スイッチ信号Bswのうちの少なくとも1つに基づいて、「車両が制動中であるか、否か（即ち、車両の制動時か、否か）」が判定される。例えば、操作量Bpaが所定操作量bp0以上である場合には、制動中であることが判定され、操作量Bpaが所

定操作量 $b p 0$ 未満である場合には、制動中ではないことが判定される。ここで、所定操作量 $b p 0$ は、判定のためのしきい値であり、予め設定された所定値である。所定操作量 $b p 0$ は、制動操作部材（ブレーキペダル） $B P$ の「遊び」に相当する値である。また、スイッチ信号 $B s w$ がオン状態（ $O N$ 信号）を表す場合には、制動中であることが判定され、スイッチ信号 $B s w$ がオフ状態（ $O F F$ 信号）を表す場合には、制動中ではないことが判定される。

[0142] 制動操作中ではなく、ステップ $S 3 2 0$ が否定される場合（「 $N O$ 」の場合）には、今回の演算処理は終了される。制動操作中であり、ステップ $S 3 2 0$ が肯定される場合（「 $Y E S$ 」の場合）には、処理は、ステップ $S 3 3 0$ に進む。

[0143] ステップ $S 3 3 0$ にて、「第 1 制動系統 $S K 1$ が失陥状態であるか、否か」が判定される。例えば、操作量 $B p a$ （例えば、制動操作部材 $B P$ の操作変位）が増加しているにも係らず、それに相当する液压 $P b p$ だけ、第 1 液压（実際値） $P m 1$ が増加しない場合に、「第 1 制動系統 $S K 1$ が失陥状態である」ことが判定される。一方、操作量 $B p a$ に相当する液压 $P b p$ だけ、第 1 液压 $P m 1$ が増加している場合には、「第 1 制動系統 $S K 1$ が失陥状態ではない（適正状態である）」ことが判定される。

[0144] 具体的には、ステップ $S 3 3 0$ では、操作量 $B p a$ に基づいて液压推定値 $P b p$ が演算される。そして、液压推定値 $P b p$ と実際値（検出値） $P m 1$ とが比較され、その偏差 $e P m (= P b p - P m 1)$ が決定される。「偏差の大きさ $e P m$ （絶対値）が所定液压 $e p x$ 以上であるか、否か」が判定され、「 $e P m \geq e p x$ 」の場合には失陥状態が決定され、「 $e P m < e p x$ 」の場合には適正状態が決定される。ここで、 $e p x$ は、判定のためのしきい値であり、予め設定された所定値である。

[0145] 操作量 $B p a$ として、第 2 液压 $P m 2$ が採用され得る。この場合には、液压推定値 $P b p$ には、第 2 液压 $P m 2$ そのものが決定される。上記同様に、第 1 液压 $P m 1$ と第 2 液压 $P m 2$ との偏差 $e P m (= P m 2 - P m 1)$ が演

算され、その偏差 $e P m$ の大きさ（絶対値）が所定液圧 $e p x$ 以上である場合に、第 1 制動系統 $S K 1$ の失陥状態が判定される。

[0146] 「 $e P m \geq e p x$ 」であり、ステップ $S 3 3 0$ が肯定される場合（「YES」の場合）には、処理はステップ $S 3 5 0$ に進む。一方、「 $e P m < e p x$ 」であり、ステップ $S 3 3 0$ が否定される場合（「NO」の場合）には、処理はステップ $S 3 4 0$ に進む。

[0147] ステップ $S 3 4 0$ では、ステップ $S 3 3 0$ と同様の方法で、「第 2 制動系統 $S K 2$ が失陥状態であるか、否か」が判定される。例えば、操作量 $B p a$ （例えば、制動操作部材 $B P$ の操作変位）が増加しているにも係らず、それに相当する液圧 $P b p$ だけ、第 2 液圧 $P m 2$ が増加しない場合に、「第 2 制動系統 $S K 2$ が失陥状態である」ことが判定される。具体的には、操作量 $B p a$ に基づいて液圧推定値 $P b p$ が演算される。そして、液圧推定値 $P b p$ 、及び、実際値 $P m 2$ に基づいて偏差 $e P m (= P b p - P m 2)$ が決定される。「偏差の大きさ $e P m$ （絶対値）が所定液圧 $e p x$ 以上であるか、否か」が判定され、「 $e P m \geq e p x$ 」の場合には第 2 制動系統 $S K 2$ の失陥状態が決定される。一方、「 $e P m < e p x$ 」の場合には第 2 制動系統 $S K 2$ の適正状態が決定される。なお、所定液圧 $e p x$ は、判定のためのしきい値であり、予め設定された所定値である。

[0148] また、操作量 $B p a$ として、第 1 液圧 $P m 1$ が採用され得る。この場合には、液圧推定値 $P b p$ には、第 1 液圧 $P m 1$ そのものが決定される。第 1 液圧 $P m 1$ と第 2 液圧 $P m 2$ との偏差 $e P m$ の絶対値が所定液圧 $e p x$ 以上である場合に、第 2 制動系統 $S K 2$ の失陥状態が判定される。

[0149] 「 $e P m \geq e p x$ 」であり、ステップ $S 3 4 0$ が肯定される場合（「YES」の場合）には、処理はステップ $S 3 7 0$ に進む。一方、「 $e P m < e p x$ 」であり、ステップ $S 3 4 0$ が否定される場合（「NO」の場合）には、今回の演算処理は終了される。

[0150] ステップ $S 3 3 0$ 、及び、ステップ $S 3 4 0$ の処理によって、「第 1 制動系統 $S K 1$ が失陥状態にあるか、否か」、又は、「第 2 制動系統 $S K 2$ が失

陥状態にあるか、否か」が判定される。即ち、第1制動系統SK1、及び、第2制動系統SK2のうちの何れか1つの系統の失陥状態が検出される。

[0151] ステップS350、及び、ステップS360にて、第1制動系統SK1が失陥状態にある場合の失陥制御が実行される。ここで、「失陥制御」は、1つの制動系統において失陥状態が発生した場合に、制動操作部材BPの操作特性を確保するとともに、車両の減速度を好適に保つための処理である。

[0152] ステップS350では、失陥側系統（即ち、第1制動系統SK1）に係る処理が実行される。具体的には、モジュレータHMJ内の第1制動系統SK1の増圧弁SZf1、SZr1に通电が行われ、電磁弁の励磁状態が達成される（即ち、失陥状態にある制動系統SK1の電磁弁SZf1、SZr1に通电が行われる）。これにより、マスタシリンダMCと第1制動系統SK1のホイールシリンダWCf1、WCr1との間の連通状態が遮断される。また、第1制動系統SK1の第1液压室Rm1が流体的にロックされる。制動液は、非圧縮性の流体であるため、第1液压室Rm1が封じ込められた状態では、第1ピストンPS1と第2ピストンPS2との相対的な変位は拘束される。このため、第1制動系統SK1に係る構成部材の何れかが故障し、第1制動系統SK1が失陥状態に陥った場合であっても、制動操作部材BPの操作変位が延ばされることなく、操作特性が適切に維持され得る。

[0153] ステップS360では、適正側系統（即ち、第2制動系統SK2）に係る処理が実行される。第1制動系統SK1が失陥状態になった場合には、第1制動系統SK1に係る車輪WHf1、WHr1では制動力が発生されない。車両の減速度を補償するため、第2制動系統SK2に係る車輪WHf2、WHr2の制動力が増加される。具体的には、電気モータMTが駆動され、第2リニア電磁弁SL2によって、第2液压Pm2が増加するように調圧が行われる。この場合、第2制動系統SK2の増圧弁SZf2、SZr2には通电は行われず、開位置が維持されたままである（即ち、失陥状態にはない制動系統SK2の電磁弁SZf2、SZr2には、通电が行われない）。なお、第2制動系統SK2の増圧量は、予め設定された特性に基づいて、制動操

作量 Bpa （操作変位）の増加に伴って、大きくなるように設定されている。

[0154] 同様に、ステップ $S370$ 、及び、ステップ $S380$ では、第2制動系統 $SK2$ が失陥状態にある場合の失陥制御が実行される。具体的には、ステップ $S370$ にて、第2制動系統 $SK2$ の増圧弁 $SZfr$ 、 $SZrl$ に通電が行われ、マスタシリンダ MC と、第2制動系統 $SK2$ のホイールシリンダ $WCfr$ 、 $WCrl$ とが非連通状態が遮断され、第2液圧室 $Rm2$ が流体的に封じ込められる。また、ステップ $S380$ にて、電気モータ MT が駆動され、第1リニア電磁弁 $SL1$ によって、第1液圧 $Pm1$ が増加して、調圧される。なお、失陥状態にはない制動系統 $SK1$ の電磁弁 $SZfl$ 、 $SZrr$ には、通電が行われず、マスタシリンダ MC と、第1制動系統 $SK1$ のホイールシリンダ $WCfl$ 、 $WCrr$ との連通状態は維持されている。これらの処理により、上記同様の効果が得られる。

[0155] ステップ $S360$ 、及び、ステップ $S380$ の処理の後、処理はステップ $S390$ に進む。ステップ $S390$ にて、運転者への報知が行われる。ステップ $S330$ 、又は、ステップ $S340$ の条件が初めて満足された時点（演算周期）にて、報知装置（インジケータ） IND を介して、運転者への報知が実行される。

[0156] 以上では、マスタシリンダ MC 内の第1、第2液圧 $Pm1$ 、 $Pm2$ に基づく失陥判定について説明した。以下、他の信号（ Vwa 等）に基づく失陥判定（ステップ $S330$ 、 $S340$ の処理）の例について説明する。なお、他の失陥判定が採用された場合でも、ステップ $S350$ ～ステップ $S390$ は同じである。

[0157] 各車輪速度 Vwa^{**} に基づいて失陥状態が判定され得る。制動液圧（ホイールシリンダ液圧） Pw^{**} が増加されて、各車輪 WH に制動トルクが付与されると、車輪 WH には制動スリップが生じ、制動力が発生される。失陥状態にある制動系統には、制動液圧（制動トルク） Pw^{**} が増加されないため、制動スリップが生じない。従って、各車輪 WH の車輪速度 Vwa が比較され

ることによって、制動スリップの有無が識別され、失陥状態が判定される。

[0158] 例えば、直進制動時において、左前輪速度 $V_{waf l}$ と、右前輪速度 $V_{waf r}$ とが比較される。左前輪速度 $V_{waf l}$ と右前輪速度 $V_{waf r}$ との差 eV_w (絶対値) が所定速度 $e v x$ 以上である場合に、失陥状態が判定される。この場合、車輪速度の速い方 (制動スリップが含まれない方) に対応する制動系統に失陥が発生している。即ち、「 $V_{waf l} > V_{waf r}$ 」の場合には、第1制動系統 $SK1$ の失陥状態が決定され、「 $V_{waf l} < V_{waf r}$ 」の場合には、第2制動系統 $SK2$ の失陥状態が決定される。なお、直進制動時は、操舵角 (検出値) $Sw a$ が「0」近傍であり、制動操作量 $B p a$ が所定値 $b p x$ 以上の条件に基づいて判定される。

[0159] 後輪における左右車輪速度の比較に基づいて、失陥状態が判定され得る。前輪の場合と同様に、「 $V_{war r} > V_{war l}$ 」の場合には、第1制動系統 $SK1$ の失陥状態が判定され、「 $V_{war r} < V_{war l}$ 」の場合には、第2制動系統 $SK2$ の失陥状態が判定される。以上、車輪速度 V_{wa**} に基づく失陥判定について説明した。

[0160] 失陥状態は、車両の旋回状態量に基づいて判定され得る。ここで、「旋回状態量」は、車両の旋回状態を表す状態変数であり、例えば、ヨーレート $Y r a$ 、及び、横加速度 $G y a$ のうちの少なくとも1つに基づいて決定される。以下、旋回状態量として、ヨーレート $Y r a$ が採用される場合を例に説明する。

[0161] 先ず、車輪速度 (検出値) V_{wa**} に基づいて、車体速度 $V x a$ が演算される。例えば、4つの車輪速度 V_{wa} のうちで、最大のものが、車体速度 $V x a$ として採用される。操舵角の検出値 $Sw a$ 、及び、車体速度 $V x a$ に基づいて、ヨーレートの規範値 $Y r t$ が演算される。例えば、以下の式 (7) にて演算される。

$$Y r t = (V x a \cdot Sw a) / \{L \cdot N s \cdot (1 + K h \cdot V x a^2)\}$$

…式 (7)

ここで、 L はホイールベース、 $N s$ はステアリングギア比、 $K h$ はスタビリ

ティファクタであり、夫々は、予め設定された所定値である。

[0162] 操舵角 Swa は、車両の左旋回（反時計回りの操舵操作に相当）で正符号（プラス）、車両の右旋回（時計回りの操舵操作に相当）で負符号（マイナス）を採る。従って、ヨーレイト規範値 Yrt は、符号付きの値（プラス／マイナスが考慮された値）として決定される。

[0163] ヨーレイト（物理量）における、検出値 Yra 、及び、規範値 Yrt に基づいて、それらの偏差（ヨーレイト偏差） eYr が演算される。ヨーレイト偏差 eYr ($=Yra - Yrt$) に基づいて、失陥状態が判定される。具体的には、「偏差 eYr の絶対値 $|eYr|$ が、所定差 eyx 以上であるか、否か」に基づいて、「2つの制動システムのうちの1つが失陥状態であるか、否か」が判定される。そして、偏差 eYr の符号に基づいて、何れの制動システムが不調であるかが特定される。偏差 eYr が正符号の場合には、第2制動システム $SK2$ の失陥状態が判定される。逆に、偏差 eYr が負符号の場合には、第1制動システム $SK1$ の失陥状態が判定される。なお、所定差 eyx は、失陥判定のためのしきい値であり、予め設定された所定値である。

[0164] 同様に、旋回状態量として、横加速度 Gya が採用される場合には、横加速度の規範値 Gyt は以下の式（8）に基づいて決定される。

$$Gyt = (V \times a^2 \cdot Swa) / \{L \cdot Ns \cdot (1 + Kh \cdot V \times a^2)\}$$

…式（8）

そして、横加速度における、検出値 Gya 、及び、規範値 Gyt に基づいて、それらの偏差（横加速度偏差） eGy が演算される。横加速度偏差 eGy ($=Gya - Gyt$) の絶対値、及び、符号に基づいて、何れの制動システムに失陥が発生しているかが判定される。なお、旋回状態量として、ヨーレイトと横加速度とを組み合わせたものが採用され得る。以上、旋回状態量に基づく失陥判定について説明した。

[0165] 制動制御装置 BCS の上記した実施形態では、2つの制動システムは、ダイアゴナル型である。2つの制動システムとして、前後型（「H型」ともいう）のものが採用され得る。この場合も、マスタシリンダ MC には、2つの液圧室 R

m 1、R m 2が備えられる。第1 液压室R m 1は、第1 加压配管H K 1、モジュレータH M J、及び、前輪調圧配管H C f l、H C f rを介して、前輪ホイールシリンダW C f l、W C f rに接続される。また、第2 液压室R m 2は、第2 加压配管H K 2、モジュレータH M J、及び、後輪調圧配管H C r l、H C r rを介して、後輪ホイールシリンダW C r l、W C r rに接続される。即ち、前輪に係る制動系統が第1 制動系統S K 1であり、後輪に係る制動系統が第2 制動系統S K 2である。

[0166] 上記実施形態の説明において、「右後輪W H r rに係る構成部材（S Z r r等）」が「右前輪W H f rに係る構成部材（S Z f r等）」に、「右前輪W H f rに係る構成部材（S Z f r等）」が「右後輪W H r rに係る構成部材（S Z r r等）」に、夫々、読み替えられたものが、第2 実施形態についての説明に相当する。

[0167] この実施形態においても、第1 制動系統S K 1が失陥状態にある場合には、前輪の増圧弁S Z f l、S Z f rが通電されて、閉位置にされる。これにより、第1 液压室R m 1が流体的に封じ込められ、制動操作部材B Pの無効変位が抑制され得る。ここで、後輪の増圧弁S Z r l、S Z r rには通電は行われず、開位置の状態が継続される。

[0168] さらに、電気モータM Tが駆動され、第2 流体ポンプH P 2から制動液が、第2 リニア電磁弁S L 2と増圧弁S Z r l、S Z r rとの間に吐出される。制動操作量（例えば、操作変位）B p aに基づいて、第2 リニア電磁弁S L 2に通電が行われ、第2 制動系統S K 2内の第2 液压P m 2が増加される。これにより、第1 制動系統S K 1の失陥に起因する制動力不足が補償され得る。

[0169] また、第2 制動系統S K 2が失陥状態にある場合には、後輪用の増圧弁S Z r l、S Z r rが通電されて、閉位置にされる。さらに、電気モータM Tが駆動され、第1 リニア電磁弁S L 1によって、第1 制動系統S K 1の第1 液压P m 1が増加調整される。ここで、前輪の増圧弁S Z f l、S Z f rには通電は行われず、開位置の状態が維持されている。上記と同様に、第2 液

圧室 R_{m2} が流体的に封じ込められ、制動操作部材 B_P の無効変位が抑制されるとともに、第1 液圧 P_{m1} が増加され、車両減速度が確保され得る。

[0170] なお、この実施形態では、1 系統失陥が発生した場合に、制動力の左右差が生じない。従って、第3 の実施形態で採用された旋回状態量 (Y_{ra} 等) に基づく失陥判定は、第2 の実施形態では採用されない。

[0171] 図8 の概略図を参照して、本発明に係る車両の制動制御装置 B_{CS} の作用・効果について説明する。中心軸 J_{mc} の上側 (a) は、制動操作部材 (ブレーキペダル) B_P の操作が行われていない場合に対応し、中心軸 J_{mc} の下側 (b) は、第2 制動系統 S_{K2} に失陥が生じている場合に対応している。

[0172] 制動操作部材 B_P の操作量 B_{pa} が増加されていく場合、その操作力は、制動操作部材 B_P 、ピストンロッド P_{RD} 、第1 ピストン P_{S1} 、第1 戻しばね R_{S1} 、第2 ピストン P_{S2} 、第2 戻しばね R_{S2} の順で伝達される。また、制動系統に失陥が生じていない場合には、第1、第2 液圧室 R_{m1} 、 R_{m2} 内の液圧 P_{m1} 、 P_{m2} が上昇されるため、第1、第2 ピストン P_{S1} 、 P_{S2} には、第1、第2 液圧 P_{m1} 、 P_{m2} によって生じる力も作用する。そして、これらの力が平衡するように、各制動系統内の液圧が増加する。

[0173] しかし、1 つの制動系統 (例えば、第2 制動系統 S_{K2}) が失陥状態にある場合、制動液は制動系統の外部に流出するため、該制動系統では圧力は発生されない。従って、該制動系統に対応するピストン (この場合、第2 ピストン P_{S2}) には、液圧室 (この場合、第2 液圧室 R_{m2}) からの力が作用しない。また、適正に機能している液圧室 (この場合、第1 液圧室 R_{m1}) にも圧力が発生されない。結果、ピストンロッド P_{RD} (即ち、制動操作部材 B_P) は、第1、第2 戻しばね R_{S1} 、 R_{S2} 、及び、僅かな摺動抵抗は受けるが、無効変位 s_{sk} に亘って前進移動する間、略反力を受けない。つまり、1 系統失陥が発生すると、制動操作部材 B_P の操作特性において、変位は発生するが、操作力が発生しない状態となる。

[0174] 本発明に係る車両の制動制御装置BCSでは、先ず、調圧ユニットCAU（特に、コントローラECU）によって、第1制動系統SK1、及び、第2制動系統SK2のうちの何れか1つの系統の失陥状態が検出される。コントローラECUによって、「2つの制動系統SK1、SK2に失陥状態が発生しているか、否か」、及び、「失陥状態が発生している場合には、第1、第2制動系統SK1、SK2の何れで発生しているか」が決定される。ここで、失陥状態の検出（決定）には、各制動系統の液压センサPM1、PM2の検出結果（第1、第2液压Pm1、Pm2）、各車輪速度Vwa**、及び、車両の旋回状態量（Yra等）のうちの少なくとも1つが利用される。

[0175] コントローラECUが失陥状態を検出した場合には、モジュレータHMJにおいて、失陥状態にある制動系統の常開型電磁弁（増圧弁）SZ**が通電駆動され、電磁弁SZ**が閉位置にされる。従って、該電磁弁SZ**によって、失陥状態にある制動系統のマスタシリンダMCの液压室が、液压的にロックされる。このため、1系統失陥が発生した場合であっても、制動操作部材BPの操作変位が延長されることはない（即ち、上記の無効変位sskが生じ得ない）。結果、制動操作部材の操作特性が、適正に維持され得る。

請求の範囲

- [請求項1] 車両の加圧ユニットの第1室から左前輪のホイールシリンダ、及び、右後輪のホイールシリンダに制動液を圧送する第1制動系統と、
前記加圧ユニットの第2室から右前輪のホイールシリンダ、及び、左後輪のホイールシリンダに制動液を圧送する第2制動系統と、
前記左前輪のホイールシリンダの液圧、前記右後輪のホイールシリンダの液圧、前記右前輪のホイールシリンダの液圧、及び、前記左後輪のホイールシリンダの液圧を個別に調整する調圧ユニットと、
前記車両の旋回状態の検出値を取得する旋回状態センサと、
前記車両の操舵角を検出する操舵角センサと、を備えた車両の制動制御装置において、
前記調圧ユニットは、
前記車両の制動時に、
前記旋回状態の検出値に基づいて実際値を決定し、
前記操舵角に基づいて前記実際値に対応する規範値を決定し、
前記実際値と前記規範値との偏差を演算し、
前記偏差に基づいて、前記第1制動系統、及び、前記第2制動系統のうちの何れか1つが失陥状態であるか、否かを判定する失陥判定を実行する、車両の制動制御装置。
- [請求項2] 請求項1に記載の車両の制動制御装置において、
前記調圧ユニットは、
前記偏差が所定差以上の場合に前記失陥状態であることを判定し、
前記偏差が所定差未満の場合に前記失陥状態ではないことを判定する、車両の制動制御装置。
- [請求項3] 請求項1に記載の車両の制動制御装置であって、
前記車両の制動操作部材の操作量を検出する操作量センサを備え、
前記調圧ユニットは、
前記操作量の増加に対して前記実際値が増加しているか、否かを判

定し、

前記偏差が所定差以上であり、前記操作量の増加に対して前記実際値が増加している場合に前記失陥状態であることを判定し、

前記偏差が所定差以上であること、及び、前記操作量の増加に対して前記実際値が増加していることのうちの少なくとも1つが否定される場合には前記失陥状態ではないことを判定する、車両の制動制御装置。

[請求項4] 請求項1乃至請求項3の何れか一項に記載の車両の制動制御装置において、

前記調圧ユニットは、

前記操舵角が所定舵角未満の場合に前記失陥判定の実行を許可し、

前記操舵角が所定舵角以上の場合に前記失陥判定の実行を禁止する、車両の制動制御装置。

[請求項5] 請求項1乃至請求項4の何れか一項に記載の車両の制動制御装置であって、

前記車両の車輪の速度を検出する車輪速度センサを備え、

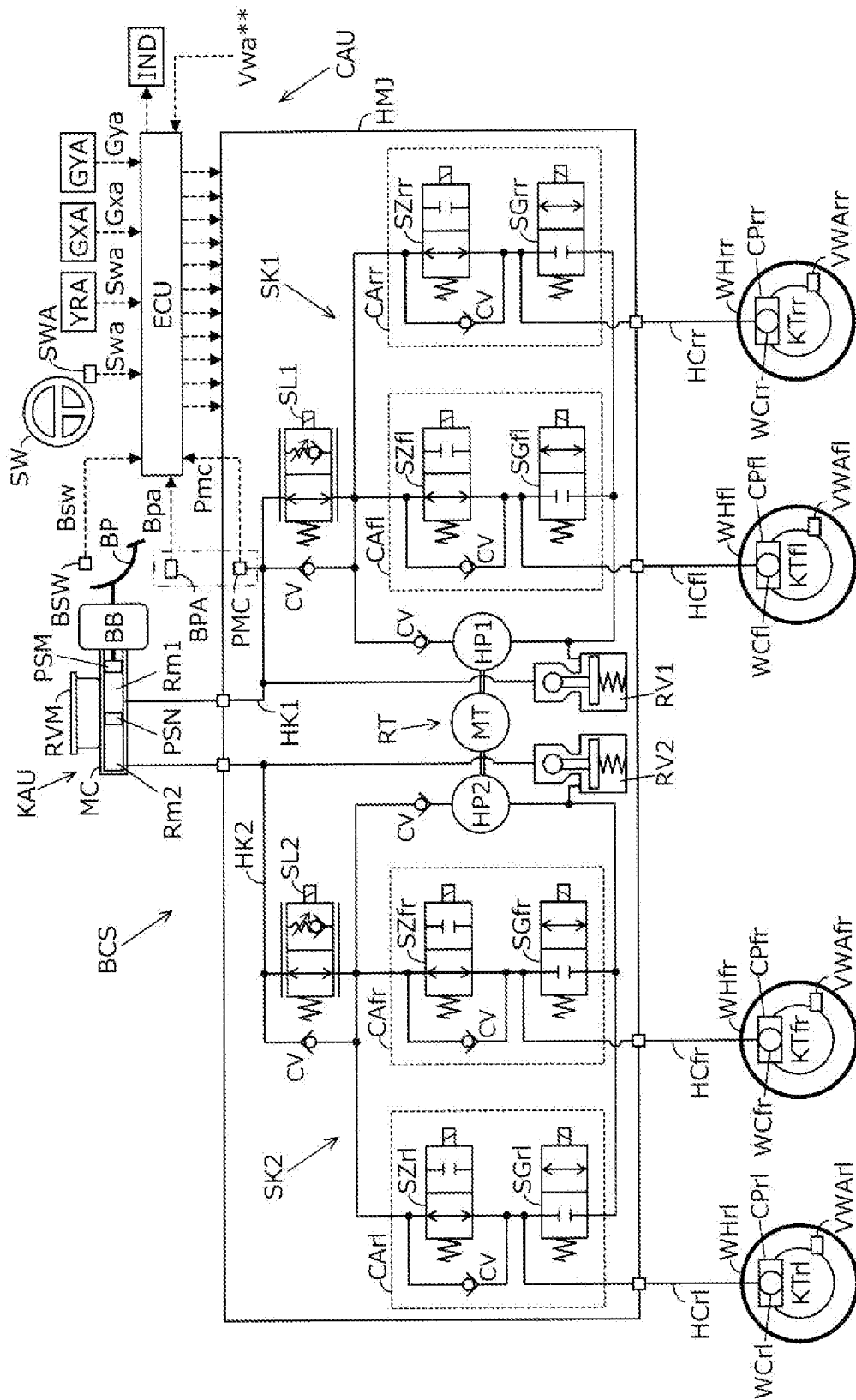
前記調圧ユニットは、

前記車輪の速度に基づいて前記車輪の過大なスリップを抑制するアンチスキッド制御を実行し、

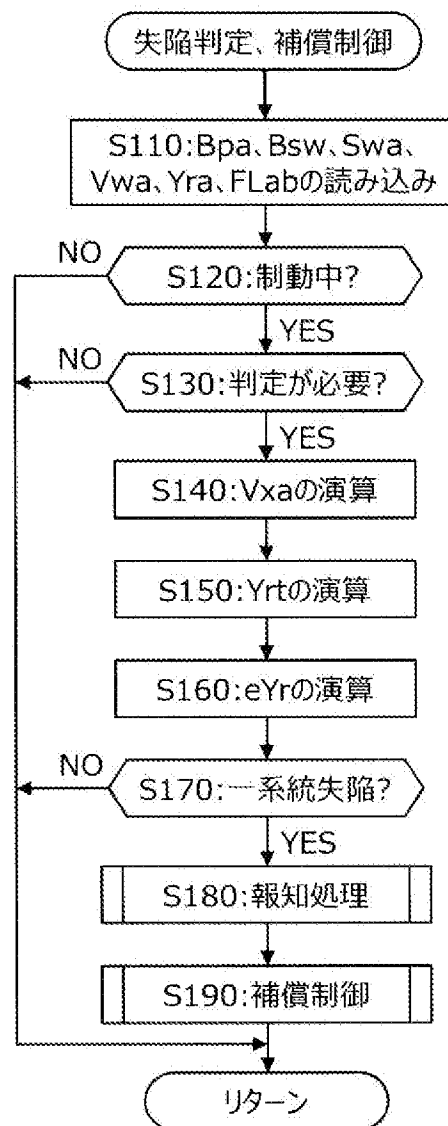
前記アンチスキッド制御が実行されていない場合に前記失陥判定の実行を許可し、

前記アンチスキッド制御が実行されている場合に前記失陥判定の実行を禁止する、車両の制動制御装置。

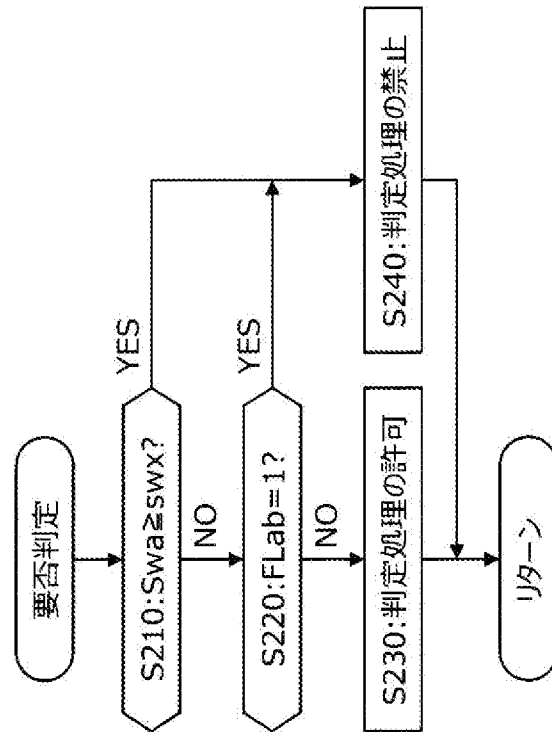
[図1]



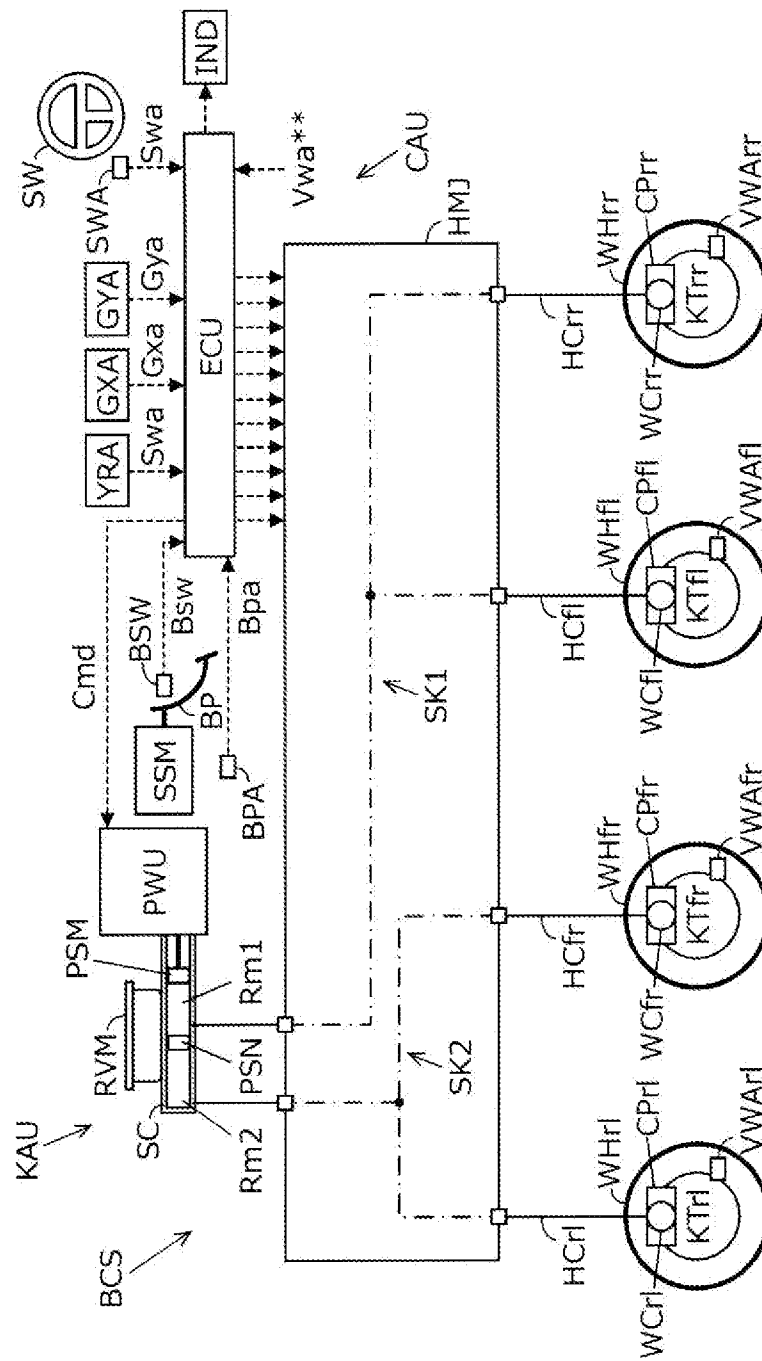
[図2]



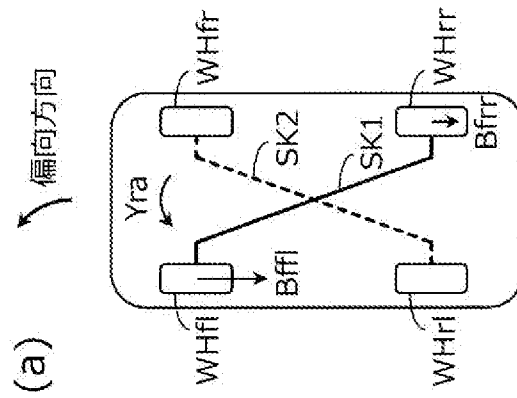
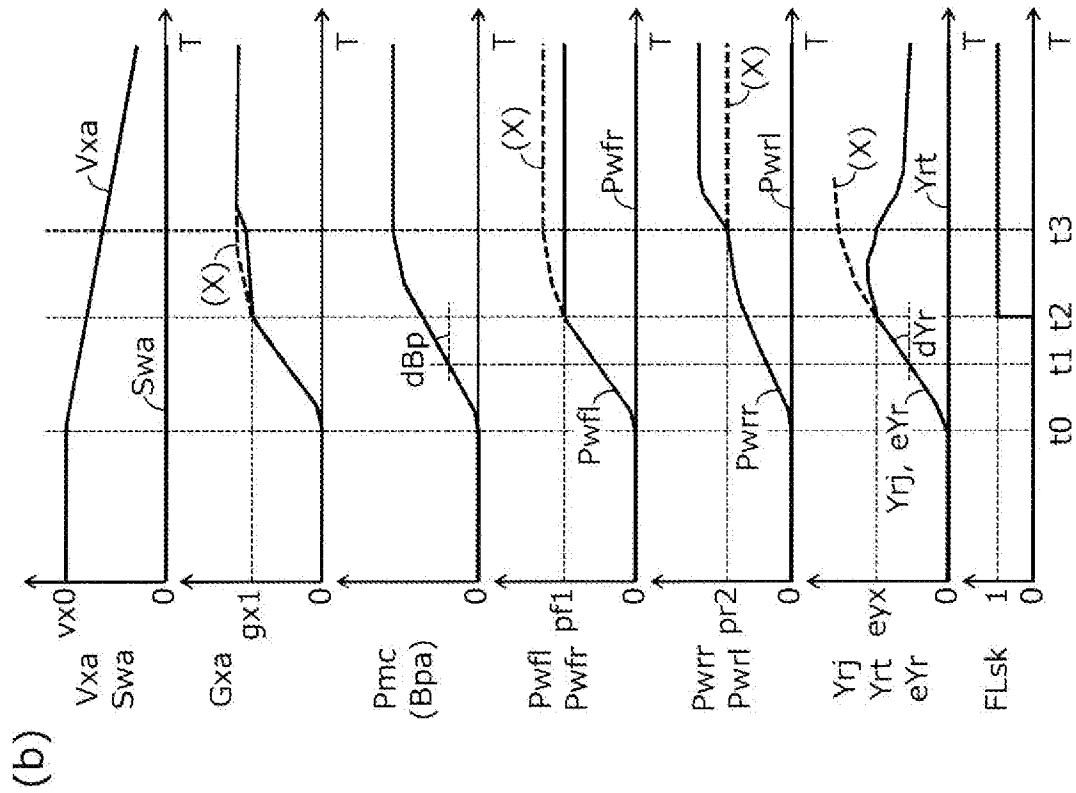
[図3]



[図4]



[図5]




```

graph TD
    Start([失陥制御]) --> S310[S310:信号の読み込み]
    S310 --> S320{S320:制動中?}
    S320 -- YES --> S330{S330:SK1が失陥?}
    S320 -- NO --> S390[S390:報知処理]
    S330 -- YES --> S350[S350:失陥側処理]
    S330 -- NO --> S340{S340:SK2が失陥?}
    S340 -- YES --> S370[S370:失陥側処理]
    S340 -- NO --> S390
    S350 --> S360[S360:適正側処理]
    S370 --> S380[S380:適正側処理]
    S360 --> S390
    S380 --> S390
    S390 --> End([リターン])

```

Figure 1 consists of two schematic diagrams, (a) and (b), illustrating the structure of the proposed device. Diagram (a) is a top view showing a central rectangular region labeled 'RVM' (Resonant Vertical Membrane) with a dashed line 'Skr' (Signal Kernel) inside it. The 'RVM' is surrounded by a layer labeled 'Eka' (Electrode) and 'Ekb' (Electrode). A dimension 'ssk' (Signal Kernel Size) is indicated. The 'RVM' is connected to a layer labeled 'Rm1' (Resonant Membrane) and 'MC' (Micro-Capacitor). A layer labeled '(a)' (PRD) is shown below 'Rm1'. A dimension 'Jmc' (Micro-Capacitor Junction) is indicated. Diagram (b) is a cross-sectional view showing the layers: 'Rm2' (Resonant Membrane), 'RS2' (Resonant Surface), 'PS2' (Piezoelectric Surface), 'RS1' (Resonant Surface), 'PS1' (Piezoelectric Surface), 'HK2' (Hard Layer), and 'HK1' (Hard Layer).

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2017/042687

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl. B60T17/22 (2006.01) i

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int. Cl. B60T17/22

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996

Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2018

Registered utility model specifications of Japan 1996-2018

Published registered utility model applications of Japan 1994-2018

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2013-147183 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 01 August 2013, entire text, all drawings (Family: none)	1-5
A	JP 2013-216268 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 24 October 2013, entire text, all drawings (Family: none)	1-5
A	JP 2016-196295 A (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 24 November 2016, entire text, all drawings & US 2015/0100207 A1, whole document	1-5

☐ Further documents are listed in the continuation of Box C.

☐ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

“A” document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

“E” earlier application or patent but published on or after the international filing date

“L” document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

“O” document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

“P” document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

“T” later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

“X” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

“Y” document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

“&” document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

Date of mailing of the international search report

Name and mailing address of the ISA/
Japan Patent Office
3-4-3, Kasumigaseki, Chiyoda-ku,
Tokyo 100-8915, Japan

Authorized officer

Telephone No.

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. B60T17/22 (2006.01) i

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. B60T17/22

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2018年
日本国実用新案登録公報	1996-2018年
日本国登録実用新案公報	1994-2018年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2013-147183 A (トヨタ自動車株式会社) 2013.08.01, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-5
A	JP 2013-216268 A (トヨタ自動車株式会社) 2013.10.24, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-5
A	JP 2016-196295 A (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2016.11.24, 全文, 全図 & US 2015/0100207 A1, Whole document	1-5

C欄の続きにも文献が列挙されている。

パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

13.02.2018

国際調査報告の発送日

27.02.2018

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

山田 康孝

3W

3529

電話番号 03-3581-1101 内線 3367