

(12) 特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局

(43) 国際公開日
2019年8月15日(15.08.2019)



(10) 国際公開番号

WO 2019/156035 A1

(51) 国際特許分類:

B60T 8/17 (2006.01) *B60T 8/26* (2006.01)
B60L 7/24 (2006.01)

(21) 国際出願番号: PCT/JP2019/003932

(22) 国際出願日: 2019年2月5日(05.02.2019)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:

特願 2018-021735 2018年2月9日(09.02.2018) JP

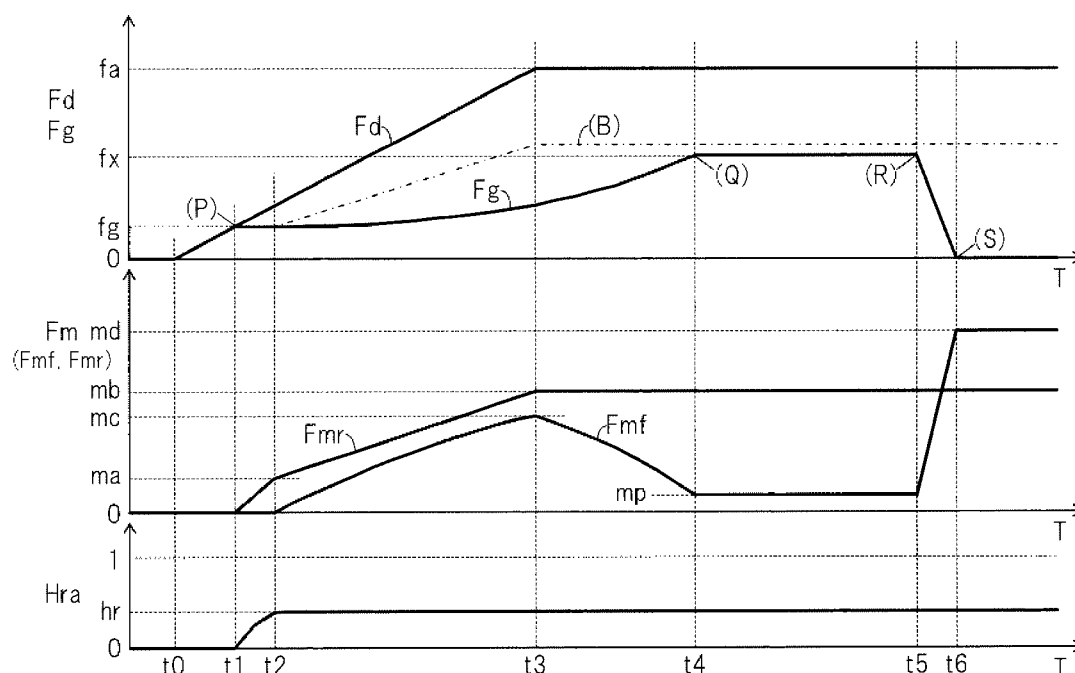
(71) 出願人: 株式会社アドヴィックス (ADVICS CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地 Aichi (JP).

(72) 発明者: 山本 貴之 (YAMAMOTO, Takayuki); 〒4488688 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 Aichi (JP). 児玉 博之 (KODAMA, Hiroyuki); 〒4488688 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 Aichi (JP). 安藤 宏幸 (ANDO, Hiroyuki); 〒4488688 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 Aichi (JP).

(81) 指定国(表示のない限り、全ての種類の国内保護が可能): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DJ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IR, IS, JO, KE, KG, KH, KN, KP, KR, KW, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LU, LY,

(54) Title: BRAKING CONTROL DEVICE FOR VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両の制動制御装置



(57) Abstract: In this vehicle, a regenerative generator is provided to the front wheels. This braking control device is provided with an actuator that imparts front wheel torque and rear wheel torque, and a controller that separately adjusts the front wheel torque and rear wheel torque. The controller sets the front wheel torque and rear wheel torque to zero when regenerative braking force F_g delivered by the regenerative generator has not reached a maximum regenerative force F_x , which is the maximum value that can be generated. The controller is configured so as to increase the rear wheel torque

[続葉有]

MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,
NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT,
QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL,
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：

- 国際調査報告（条約第21条(3)）
- 補正された請求の範囲（条約第19条(1)）

from zero before increasing the front wheel torque from zero when the regenerative braking force F_g has reached the maximum regenerative force F_x .

(57) 要約：車両は、前輪に回生ジェネレータを備える。制動制御装置には、前輪トルク、及び、後輪トルクを付与するアクチュエータと、前輪トルク、及び、後輪トルクを個別に調整するコントローラと、が設けられる。コントローラは、回生ジェネレータによる回生制動力 F_g が発生可能な最大値である最大回生力 F_x に達していない場合には、前輪トルク、及び、後輪トルクをゼロに決定する。一方、回生制動力 F_g が最大回生力 F_x に達した場合には、前輪トルクをゼロから増加する前に、後輪トルクをゼロから増加するよう構成されている。

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、「マスタシリンダによる上流ブレーキ圧とブレーキアクチュエータによる下流ブレーキ圧とを車両の状態に応じて最適化し、高いブレーキ性能を発揮できる回生協調制御を実現する」ことを目的に、「車両は、各輪に対してブレーキ液圧による制動力を与えるブレーキ装置と、各ブレーキ装置に対して共通のブレーキ上流圧を発生するマスタシリンダと、ブレーキ上流圧に基づいて、各ブレーキ装置に対して個別にブレーキ下流圧を発生するブレーキアクチュエータと、前輪に対して回生制動を行うモータとを備える。ブレーキECUは、モータによる回生制動時に、前輪に対応する各ブレーキ装置に対するブレーキ下流圧をブレーキ上流圧よりも減圧し、後輪に対応する各ブレーキ装置に対するブレーキ下流圧をブレーキ上流圧よりも昇圧するように、ブレーキ上流圧およびブレーキ下流圧を制御する」ことが記載されている。

[0003] 具体的には、「ブレーキ制御装置は、目標制動力を駆動輪と非駆動輪に配分し、駆動輪に対する目標制動力および非駆動輪に対する目標制動力を算出する目標制動力配分演算部を備える。この目標制動力配分演算部は、制動時の車両の安定性を予測し、その予測結果に基づいて、駆動輪および非駆動輪に対する目標制動力の配分を変化させる」ことが記載されている。

[0004] 目標制動力（「要求制動力」ともいう）が車両の前後車輪に配分される際には、配分比率を決定することに加え、決定された配分比率が、迅速に達成されることも重要である。つまり、車両の運動エネルギーが最大限に回生されるとともに、必要な場合には、車両の安定性を確保できるよう、直ちに、所望の制動力配分が達成され、制動時の車両安定性と回生エネルギー量とが両立

され得るものが望まれている。

先行技術文献

特許文献

[0005] 特許文献1：特開2013-230800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、エネルギー回生装置を備えた車両において、制動時の車両安定性と回生エネルギー量とが両立され得る制動制御装置を提供することである。

課題を解決するための手段

[0007] 本発明は、前輪(WH f)に回生ジェネレータ(GN)を備えた車両に係る。本発明に係る車両の制動制御装置は、前記前輪(WH f)に前輪摩擦制動力(F m f)を発生させる前輪トルク(T q f)、及び、前記車両の後輪(WH r)に後輪摩擦制動力(F m r)を発生させる後輪トルク(T q r)を付与するアクチュエータ(YU)と、前記アクチュエータ(YU)を制御し、前記前輪トルク(T q f)、及び、前記後輪トルク(T q r)を個別に調整するコントローラ(ECU)と、を備える。

[0008] 本発明に係る車両の制動制御装置では、前記コントローラ(ECU)は、前記回生ジェネレータ(GN)による回生制動力(F g)が発生可能な最大値である最大回生力(F x)に達していない場合には、前記前輪トルク(T q f)、及び、前記後輪トルク(T q r)をゼロに決定し、前記回生制動力(F g)が前記最大回生力(F x)に達した場合には、前記前輪トルク(T q f)をゼロから増加する前に、前記後輪トルク(T q r)をゼロから増加するように構成されている。

[0009] また、本発明は、後輪(WH r)に回生ジェネレータ(GN)を備えた車両に係る。本発明に係る車両の制動制御装置は、前記車両の前輪(WH f)に前輪摩擦制動力(F m f)を発生させる前輪トルク(T q f)、及び、前

記後輪 ($W H r$) に後輪摩擦制動力 ($F m r$) を発生させる後輪トルク ($T q r$) を付与するアクチュエータ ($Y U$) と、前記アクチュエータ ($Y U$) を制御し、前記前輪トルク ($T q f$)、及び、前記後輪トルク ($T q r$) を個別に調整するコントローラ ($E C U$) と、を備える。

[0010] 本発明に係る車両の制動制御装置では、前記コントローラ ($E C U$) は、前記回生ジェネレータ ($G N$) による回生制動力 ($F g$) が発生可能な最大値である最大回生力 ($F x$) に達していない場合には、前記前輪トルク ($T q f$)、及び、前記後輪トルク ($T q r$) をゼロに決定し、前記回生制動力 ($F g$) が前記最大回生力 ($F x$) に達した場合には、前記後輪トルク ($T q r$) をゼロから増加する前に、前記前輪トルク ($T q f$) をゼロから増加するように構成されている。

図面の簡単な説明

[0011] [図1]本発明に係る車両の制動制御装置 $S C$ 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]回生協調制御を含む調圧制御の第1の処理例を説明するための制御フロー図である。

[図3]第1の処理例に対応した制動力 F の遷移例を説明するための時系列線図である。

[図4]第1の処理例に対応した制動力 F の他の遷移例を説明するための時系列線図である。

[図5]本発明に係る車両の制動制御装置 $S C$ 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6]回生協調制御を含む調圧制御の第2の処理例を説明するための制御フロー図である。

[図7]第2の処理例に対応した制動力 F の遷移例を説明するための時系列線図である。

発明を実施するための形態

[0012] <構成部材等の記号、及び、記号末尾の添字>

以下の説明において、「E C U」等の如く、同一記号を付された構成部材、演算処理、信号、特性、及び、値は、同一機能のものである。各種記号の末尾に付された添字「i」～「l」は、それが何れの車輪に関するものであるかを示す包括記号である。具体的には、「i」は右前輪、「j」は左前輪、「k」は右後輪、「l」は左後輪を示す。例えば、4つの各ホイールシリンダにおいて、右前輪ホイールシリンダC W i、左前輪ホイールシリンダC W j、右後輪ホイールシリンダC W k、及び、左後輪ホイールシリンダC W lと表記される。更に、記号末尾の添字「i」～「l」は、省略され得る。添字「i」～「l」が省略された場合には、各記号は、4つの各車輪の総称を表す。例えば、「W H」は各車輪、「C W」は各ホイールシリンダを表す。

[0013] 各種記号の末尾に付された添字「f」、「r」は、2つの制動系統において、それが前後輪の何れの系統に関するものであるかを示す包括記号である。具体的には、「f」は前輪系統、「r」は後輪系統を示す。例えば、各車輪のホイールシリンダC Wにおいて、前輪ホイールシリンダC W f (=C W i、C W j)、及び、後輪ホイールシリンダC W r (=C W k、C W l)と表記される。更に、記号末尾の添字「f」、「r」は省略され得る。添字「f」、「r」が省略された場合には、各記号は、2つの各制動系統の総称を表す。例えば、「C W」は、前後の制動系統におけるホイールシリンダを表す。

[0014] <本発明に係る車両の制動制御装置の第1の実施形態>

図1の全体構成図を参照して、本発明に係る制動制御装置S Cの第1の実施形態について説明する。車両には、2系統の流体路が採用される。ここで、流体路は、制動制御装置の作動液体である制動液B Fを移動するための経路であり、制動配管、流体ユニットの流路、ホース等が該当する。流体路の内部は、制動液B Fが満たされている。流体路において、リザーバR Vに近い側が、「上流側」、又は、「上部」と称呼され、ホイールシリンダC Wに近い側が、「下流側」、又は、「下部」と称呼される。

- [0015] 制動制御装置 S C では、2 系統の流体路として、所謂、前後型（「H 型」ともいう）のものが採用される。具体的には、前輪ホイールシリンダ C W i、C W j（「前輪ホイールシリンダ C W f」とも記載）に接続される前輪系統、及び、後輪ホイールシリンダ C W k、C W l（「後輪ホイールシリンダ C W r」とも記載）に接続される後輪系統にて、2 系統流体路が構成される。
- [0016] 車両は、ハイブリッド自動車、又は、電気自動車であり、駆動用の電気モータ G N が備えられる。駆動用の電気モータ G N は、エネルギー回生用のジェネレータ（発電機）としても機能する。例えば、ジェネレータ G N は、前輪 W H f に備えられる。また、車両には、自車両の前方に存在する物体（他車両、固定物、人、自転車、等）と、自車両との間の距離（相対距離）O b を検出するよう、距離センサ O B（例えば、カメラ、レーダ等）が設けられる。相対距離 O b は、運転支援コントローラ E C J に入力され、相対距離 O b に基づいて要求減速度 G d が演算される。要求減速度 G d は、車両前方の物体に衝突することなく、運転者に代わって自動制動するための、車両減速度の目標値である。
- [0017] 制動制御装置 S C では、所謂、回生協調制御（回生制動と摩擦制動との協調）が実行される。回生協調制御は、運転者による制動時に限らず、運転支援コントローラ E C J による自動制動時にも実行される。車両には、制動操作部材 B P、ホイールシリンダ C W、リザーバ R V、及び、車輪速度センサ V W が備えられる。
- [0018] 制動操作部材（例えば、ブレーキペダル）B P は、運転者が車両を減速するために操作する部材である。制動操作部材 B P が操作されることによって、車輪 W H の制動トルクが調整され、車輪 W H に制動力 F（前輪、後輪制動力 F f、F r の総称）が発生される。具体的には、車両の車輪 W H には、回転部材（例えば、ブレーキディスク）K T が固定され、これを挟み込むようにブレーキキャリパが配置される。ブレーキキャリパには、ホイールシリンダ C W が設けられ、その内部の制動液 B F の圧力（制動液圧）P w が増加さ

れることによって、摩擦部材（例えば、ブレーキパッド）が、回転部材 $K T$ に押し付けられる。このときに生じる摩擦力によって、車両の前後車輪 $W H_f$ 、 $W H_r$ に、摩擦制動トルク（単に、「トルク」ともいう） $T q_f$ 、 $T q_r$ が発生され、結果、摩擦制動力 $F m_f$ 、 $F m_r$ が生じる。換言すれば、前輪、後輪摩擦制動力 $F m_f$ 、 $F m_r$ は、前輪、後輪制動液圧 $P w_f$ 、 $P w_r$ に応じて調整される、前輪、後輪トルク $T q_f$ 、 $T q_r$ によって発生される。

[0019] リザーバ（大気圧リザーバ） $R V$ は、作動液体用のタンクであり、その内部に制動液 $B F$ が貯蔵されている。車両の各車輪 $W H$ には、車輪速度 $V w$ を検出するよう、車輪速度センサ $V W$ が備えられる。車輪速度 $V w$ の信号は、アンチスキッド制御等の各輪独立の制動制御に利用される。車輪速度センサ $V W$ によって検出された各車輪速度 $V w$ に基づいて、車体速度 $V x$ が演算される。

[0020] ≪制動制御装置 $S C$ ≫

制動制御装置 $S C$ は、上部流体ユニット $Y U$ （「アクチュエータ」に相当）、及び、下部流体ユニット $Y L$ を含んで構成される。各流体ユニット $Y U$ 、 $Y L$ の内部は、制動液 $B F$ によって液密状態にされている。上部流体ユニット $Y U$ は上部コントローラ $E C U$ によって制御され、下部流体ユニット $Y L$ は下部コントローラ $E C L$ によって制御される。上部コントローラ $E C U$ と下部コントローラ $E C L$ とは、各信号（センサ検出値、演算値、等）が共有されるよう、通信バス $B S$ を介して接続されている。

[0021] 制動制御装置 $S C$ の上部流体ユニット $Y U$ は、操作量センサ $B A$ 、操作スイッチ $S T$ 、シミュレータ $S S$ 、マスタユニット $Y M$ 、調圧ユニット $Y C$ 、及び、回生協調ユニット $Y K$ にて構成される。上部流体ユニット $Y U$ （アクチュエータ）によって、前輪制動トルク $T q_f$ 、及び、後輪制動トルク $T q_r$ が個別に調整（制御）される。

[0022] 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 $B a$ を検出するよう、操作量センサ $B A$ が設けられる。操作量センサ $B A$ として、制動操

作部材 B P の操作変位 S p を検出する操作変位センサ S P が設けられる。制動操作部材 B P の操作力 F p を検出するよう、操作力センサ F P が設けられる。また、操作量センサ B A として、シミュレータ S S 内の液圧（シミュレータ液圧） P s を検出するよう、シミュレータ液圧センサ P S が設けられる。回生協調ユニット Y K の入力室 R n 内の液圧（入力液圧） P n を検出するよう、入力液圧センサ P N が設けられる。操作量センサ B A は、操作変位センサ S P 等の総称であり、制動操作量 B a として、操作変位 S p、操作力 F p、シミュレータ液圧 P s、及び、入力液圧 P n のうちの少なくとも 1 つが採用される。また、制動操作部材 B P には、運転者による制動操作部材 B P の操作の有無を検出するよう、操作スイッチ S T が設けられる。制動操作部材 B P が操作されていない場合（即ち、非制動時）には、制動操作スイッチ S T によって、操作信号 S t としてオフ信号が出力される。一方、制動操作部材 B P が操作されている場合（即ち、制動時）には、操作信号 S t としてオン信号が出力される。制動操作量 B a、及び、操作信号 S t は、上部コントローラ E C U に入力される。

[0023] シミュレータ S S が、制動操作部材 B P に操作力 F p を発生させるために設けられる。シミュレータ S S の内部には、ピストン、及び、弾性体が備えられる。制動液 B F がシミュレータ S S 内に移動されると、流入する制動液 B F によってピストンが押される。ピストンには、弾性体によって制動液 B F の流入を阻止する方向に力が加えられたため、制動操作部材 B P が操作される場合の操作力 F p が形成される。

[0024] [マスタユニット Y M]

マスタユニット Y M によって、マスタシリンダ室 R m を介して、前輪ホイールシリンダ C W f 内の液圧（前輪制動液圧） P w f が調整される。マスタユニット Y M は、マスタシリンダ C M、及び、マスタピストン P M、及び、マスタ弾性体 S M を含んで構成される。

[0025] マスタシリンダ C M は、底部を有するシリンダ部材である。マスタピストン P M は、マスタシリンダ C M の内部に挿入されたピストン部材であり、制

動操作部材BPの操作に連動して移動可能である。マスタシリンダCMの内部は、マスタピストンPMによって、3つの液压室Rm、Rs、Roに区画されている。

[0026] 2つのシールSLによって、マスタシリンダCMの第1内周部Mw、及び、マスタピストンPMの外周部（外周円筒面）Mpが封止（シール）されている。マスタシリンダ室（単に、「マスタ室」ともいう）Rmは、「マスタシリンダCMの第1内周部Mw、第1底部（底面）Mu」と、マスタピストンPMの第1端部Mvと、によって区画された液压室である。マスタ室Rmには、マスタシリンダ流体路HMが接続される。

[0027] マスタピストンPMには、つば部（フランジ）Tmが設けられる。つば部Tmによって、マスタシリンダCMの内部は、サーボ液压室（単に、「サーボ室」ともいう）Rsと後方液压室（単に、「後方室」ともいう）Roとに仕切られている。つば部Tmの外周部にはシールSLが設けられ、つば部TmとマスタシリンダCMの第2内周部Mdとが封止されている。サーボ室Rsは、「マスタシリンダCMの第2内周部Md、第2底部（底面）Mt」、及び、マスタピストンPMのつば部Tmの第1面Msによって区画された液压室である。マスタ室Rmとサーボ室Rsとは、マスタピストンPM（特に、つば部Tm）を挟んで、相対するように配置される。後方室Roは、マスタシリンダCMの第2内周部Md、段付部Mz、及び、マスタピストンPMのつば部Tmの第2面Moによって区画された液压室である。後方室Roは、中心軸Jmの方向において、マスタ室Rmとサーボ室Rsとに挟まれ、それらの間に位置する。サーボ室Rsには調圧流体路HCが接続され、後方室Roにはシミュレータ流体路HSが接続される。

[0028] マスタピストンPMの第1端部Mvの窪み部MxとマスタシリンダCMの第1底部Muとの間に、マスタ弾性体（例えば、圧縮ばね）SMが設けられる。マスタ弾性体SMは、マスタシリンダCMの中心軸Jmの方向に、マスタピストンPMをマスタシリンダCMの第2底部Mtに対して押し付けている。非制動時には、マスタピストンPMの段付部MyとマスタシリンダCM

の第2底部 M_t とが当接している。この状態でのマスタピストン PM の位置が、「マスタユニット YM の初期位置」と称呼される。マスタピストン PM が初期位置にある場合には、マスタ室 R_m とリザーバ RV とは接続されている。

[0029] マスタピストン PM が、その中心軸線 J_m に沿って移動されると、マスタ室 R_m とリザーバ RV との接続は遮断され、マスタ室 R_m には圧力（「マスタシリンダ液圧」であり、「マスタ液圧」ともいう） P_m が生じる。このとき、マスタ液圧 P_m によって、中心軸 J_m に沿った後退方向 H_b の付勢力 F_b （「後退力」という）が、マスタピストン PM に対して付与する。サーボ室 R_s は、その内圧によって、後退力 F_b に対向する付勢力 F_a （「前進力」という）を、マスタピストン PM に付与する。つまり、マスタピストン PM において、サーボ室 R_s 内の液圧 P_v による前進力 F_a とマスタ室 R_m 内の液圧 P_m による後退力 F_b とは、中心軸 J_m の方向で互いに対抗し（向き合い）、静的には均衡している。マスタ液圧 P_m を検出するよう、マスタ液圧センサ PQ が設けられる。例えば、マスタ液圧センサ PQ は、下部流体ユニット YL に含まれていてもよい。

[0030] [調圧ユニット YC]

調圧ユニット YC によって、前輪ホイールシリンダ CW_f の液圧 P_{wf} （結果、前輪トルク T_{qf} ）、及び、後輪ホイールシリンダ CW_r の液圧 P_{wr} （後輪トルク T_{qr} ）が、独立、且つ、個別に調節される。具体的には、前輪 WH_f の制動液圧 P_{wf} が、後輪 WH_r の制動液圧 P_{wr} 以下で、個別に調整される。調圧ユニット YC は、電動ポンプ DC 、逆止弁 GC 、第1、第2調圧弁 UB 、 UC 、及び、第1、第2調整液圧センサ PB 、 PC を備えている。

[0031] 電動ポンプ DC では、電気モータ MC と流体ポンプ QC とが一体となって回転するよう、電気モータ MC と流体ポンプ QC とが固定されている。電動ポンプ DC （特に、電気モータ MC ）は、制御制動時に制動液圧 P_w を増加するための動力源である。電気モータ MC は、コントローラ ECU によって

制御される。例えば、電気モータMCとして、3相ブラシレスモータが採用される。

[0032] 流体ポンプQCの吸込口Qsは、第1リザーバ流体路HVを介して、リザーバRVに接続されている。流体ポンプQCの吐出口Qtには、調圧流体路HCが接続されている。電動ポンプDC（特に、流体ポンプQC）の駆動によって、制動液BFが、第1リザーバ流体路HVから、吸込口Qsを通して吸入され、吐出口Qtから調圧流体路HCに排出される。例えば、流体ポンプQCとしてギヤポンプが採用される。

[0033] 調圧流体路HCには、逆止弁GC（「チェック弁」ともいう）が介装される。2つの常開型の調圧弁UB、UCが、調圧流体路HCにおいて直列に設けられる。具体的には、調圧流体路HCには、第1調圧弁UBが設けられる。そして、第1調圧弁UBと部位bvとの間に、第2調圧弁UCが配置される。第1、第2調圧弁UB、UCは、通電状態（例えば、供給電流）に基づいて開弁量（リフト量）が連続的に制御されるリニア型の電磁弁（「比例弁」、又は、「差圧弁」ともいう）である。第1、第2調圧弁UB、UCは、駆動信号Ub、Ucに基づいて、コントローラECUによって制御される。

[0034] 制動液BFは、第1リザーバ流体路HVから、流体ポンプQCによって汲み上げられ、第1調圧弁UB、及び、第2調圧弁UCを通り、リザーバ流体路HVに戻される。換言すれば、第1リザーバ流体路HV、及び、調圧流体路HCによって、還流路（制動液BFの流れが、再び元の流れに戻る流体路）が形成され、この還流路に、第1、第2調圧弁UB、UCが直列に設けられる。電動ポンプDCが作動し、第1、第2調圧弁UB、UCが全開状態にある場合（これらは常開型であるため、非通電時）、調圧流体路HC内の液圧（調整液圧）Pb、Pcは、共に、略「0（大気圧）」である。第1調圧弁UBへの通電量が増加され、調圧弁UBによって還流路が絞られると、調圧流体路HCにおける流体ポンプQCと第1調圧弁UBと間の液圧（第1調整液圧）Pbが、「0」から増加される。また、第2調圧弁UCへの通電量が増加され、調圧弁UCによって還流路が絞られると、調圧流体路HCにお

ける第1調圧弁UBと第2調圧弁UCと間の液圧（第2調整液圧）Pcが、「0」から増加される。第1、第2調圧弁UB、UCは、調圧流体路HCに直列配置されるため、第2調圧弁UCによって調整される第2調整液圧Pcは、第1調整液圧Pb以下である。第1、第2調整液圧Pb、Pcを検出するように、調圧流体路HCに、第1、第2調整液圧センサPB、PCが設けられる。

[0035] 調圧流体路HCは、流体ポンプQCと第1調圧弁UBとの間の部位Bhにて、後輪調圧流体路HRに分岐される。後輪調圧流体路HRは、下部流体ユニットYLを介して、後輪ホイールシリンダCW_rに接続される。従って、第1調整液圧Pbは、後輪ホイールシリンダCW_rに、直接、導入（供給）される。また、調圧流体路HCは、第1調圧弁UBと第2調圧弁UCとの間の部位Bgにて、前輪調圧流体路HFに分岐される。前輪調圧流体路HFは、サーボ室Rsに接続される。従って、第2調整液圧Pcは、サーボ室Rsに導入（供給）される。マスタシリンダCMは、下部流体ユニットYLを介して、前輪ホイールシリンダCW_fに接続されているため、第2調整液圧Pcは、マスタシリンダCMを介して、前輪ホイールシリンダCW_fに、間接的に導入される。

[0036] 調圧ユニットYCには、調圧流体路HCとは並列に、リザーバRVとサーボ室Rsとを接続するバイパス流体路HDが設けられる。該流体路HDには、逆止弁GDが介装される。逆止弁GDでは、リザーバRVからサーボ室Rsへの制動液BFの流れは許容されるが、サーボ室RsからリザーバRVへの流れは阻止される。制動操作部材BPが急操作された場合には、運転者の操作力によっても、マスタピストンPMは前進方向Haに移動され、サーボ室Rsの体積は増加され得る。この場合、運転者の操作に起因するサーボ室Rsの体積増加分の液量は、バイパス流体路HD、及び、逆止弁GDを介して供給される。電動ポンプDCによって供給される制動液BFの量が、制動液圧Pwの増加に効率的に利用されるため、急制動時の昇圧応答性が向上され得る。

[0037] [回生協調ユニットYK]

回生協調ユニットYKによって、摩擦制動と回生制動との協調制御（「回生協調制御」という）が達成される。つまり、回生協調ユニットYKによって、制動操作部材BPは操作されているが、制動液圧Pwが発生しない状態が形成され得る。回生協調ユニットYKは、入力シリンダCN、入力ピストンPK、入力弾性体SN、第1開閉弁VA、第2開閉弁VB、シミュレータSS、シミュレータ液圧センサPS、及び、入力液圧センサPNにて構成される。

[0038] 入力シリンダCNは、マスタシリンダCMに固定された、底部を有するシリンダ部材である。入力ピストンPKは、入力シリンダCNの内部に挿入されたピストン部材である。入力ピストンPKは、制動操作部材BPに機械的に接続されている。入力ピストンPKには、つば部（フランジ）Tnが設けられる。入力シリンダCNのマスタシリンダCMへの取付面Maと、入力ピストンPKのつば部Tnとの間には、入力弾性体SNが設けられる。入力弾性体SNは、中心軸Jmの方向に、入力ピストンPKのつば部Tnを入力シリンダCNの底部Mbに対して押し付けている。

[0039] 非制動時には、マスタピストンPMの段付部MyがマスタシリンダCMの第2底部Mtに当接し、入力ピストンPKのつば部Tnが入力シリンダCNの底部Mbに当接している。非制動時には、入力シリンダCNの内部にて、マスタピストンPM（特に、端面Mq）と入力ピストンPK（特に、端面Mg）との隙間Ksは、所定距離ks（「初期隙間」という）にされている。即ち、ピストンPM、PKが最も後退方向Hbの位置（各ピストンの「初期位置」という）にある場合（即ち、非制動時）に、マスタピストンPMと入力ピストンPKとは、所定距離ksだけ離れている。ここで、所定距離ksは、回生量Rgの最大値に対応している。回生協調制御が実行される場合には、隙間（「離間変位」ともいう）Ksが第2調整液圧Pcによって制御（調節）される。

[0040] 入力シリンダCNは、第2リザーバ流体路HTを介して、リザーバRVに

接続される。第2リザーバ流体路HTは、その一部を第1リザーバ流体路HVと共用することができる。第2リザーバ流体路HTには、2つの開閉弁VA、VBが直列に設けられる。第1、第2開閉弁VA、VBは、開位置（連通状態）と閉位置（遮断状態）とを有する2位置の電磁弁（「オン・オフ弁」ともいう）である。第1、第2開閉弁VA、VBは、駆動信号Va、Vbに基づいて、上部コントローラECUによって制御される。第1開閉弁VAとして常閉型の電磁弁が、第2開閉弁VBとして常開型の電磁弁が、夫々採用される。

[0041] 第2リザーバ流体路HTは、第1開閉弁VAと第2開閉弁VBとの間の接続部Bsにて、シミュレータ流体路HSに接続される。換言すれば、シミュレータ流体路HSの一方端は後方室Roに接続され、他方端は部位Bsに接続される。シミュレータ流体路HSには、シミュレータSSが設けられる。シミュレータSSによって、回生協調制御が実行され、第1開閉弁VAが開位置、第2開閉弁VBが閉位置にされた場合に、制動操作部材BPの操作力Fpが発生される。

[0042] シミュレータSS内の液圧（シミュレータ液圧）Psを検出するよう、シミュレータ液圧センサPSが設けられる。また、第2リザーバ流体路HTの第1開閉弁VAと入力室Rnとの間の液圧（入力室Rnの液圧であり、「入力液圧」という）Pnを検出するよう、入力液圧センサPNが設けられる。シミュレータ液圧センサPS、及び、入力液圧センサPNは、上述した制動操作量センサBAの1つである。検出された液圧Ps、Pnは、制動操作量Baとして、上部コントローラECUに入力される。

[0043] [上部コントローラECU]

上部コントローラECUによって、電気モータMC、及び、電磁弁VA、VB、UB、UCが制御される。具体的には、上部コントローラECUでは、各種電磁弁VA、VB、UB、UCを制御するための駆動信号Va、Vb、Ub、Ucが演算される。同様に、電気モータMCを制御するための駆動信号Mcが演算される。そして、駆動信号Va、Vb、Ub、Uc、Mcに

基づいて、電磁弁 V_A 、 V_B 、 U_B 、 U_C 、及び、電気モータ MC が駆動される。

[0044] 上部コントローラ（電子制御ユニット） ECU は、車載通信バス BS を介して、下部コントローラ ECL 、及び、他システムのコントローラ（ ECD 、 ECJ 等）とネットワーク接続されている。回生協調制御を実行するように、上部コントローラ ECU から駆動コントローラ ECD に回生量（目標値） R_g が、通信バス BS を通して送信される。また、運転支援コントローラ ECJ から上部コントローラ ECU に要求減速度（目標値） G_d が、通信バス BS を通して送信される。

[0045] [下部流体ユニット YL]

下部流体ユニット YL は、マスタ液圧センサ PQ 、複数の電磁弁、電動ポンプ、低圧リザーバを含む、公知の流体ユニットである。下部流体ユニット YL は、下部コントローラ ECL によって制御される。下部コントローラ ECL では、車輪速度 V_w に基づいて、車体速度 V_x が演算される。そして、車体速度 V_x 、及び、車輪速度 V_w に基づいて、車輪 WH の過度の減速スリップ（例えば、車輪ロック）を抑制するように、アンチスキッド制御が実行される。下部流体ユニット YL によって、各車輪 WH の制動液圧 P_w が、個別に制御される。なお、演算された車体速度 V_x は、通信バス BS を通して、上部コントローラ ECU に入力される。

[0046] [制動制御装置 SC の作動]

非制動時（例えば、制動操作部材 BP の操作が行われていない場合）には、電磁弁 V_A 、 V_B 、 U_B 、 U_C への通電は行われない。このため、第1開閉弁 V_A は閉位置、第2開閉弁 V_B は開位置にされている。このとき、ピストン PM 、 PN は、弾性体 SM 、 SN によって、各初期位置に押し付けられ、マスタシリンダ CM とリザーバ RV とは連通状態にあり、マスタ液圧 P_m は「0（大気圧）」である。

[0047] 制動操作部材 BP が操作された場合（即ち、制動時）には、第1開閉弁 V_A の開位置によって、入力室 R_n と後方室 R_o とが接続されるとともに、シ

ミュレータSSが入力室Rnに接続される。また、第2開閉弁VBの閉位置によって、シミュレータSSとリザーバRVとの接続が遮断される。制動操作部材BPの操作によって入力ピストンPKが前進方向Haに移動され、該移動によって入力室Rnから流出する液量が、シミュレータSSに流入し、制動操作部材BPの操作力Fpが形成される。

[0048] 車両減速が、ジェネレータGNによる回生制動力Fgで満足される場合には、「 $P_b = P_c = 0$ 」の状態が維持される。しかし、制動操作部材BPの操作によって、入力ピストンPKは、その初期位置から前進方向Haに移動される。このとき、第2調整液圧Pcが、「0」のままであるため、マスタピストンPMは移動されない。従って、入力ピストンPKの前進に伴い、隙間Ks（入力ピストンPKの端面MgとマスタピストンPMの端面Mqとの間の距離）は、徐々に減少する。

[0049] 車両減速が、ジェネレータGNによる回生制動力Fgでは不足する場合には、コントローラECUによって、調圧ユニットYCが制御され、第1、第2調整液圧Pb、Pcが調節される。第1調整液圧Pbは、後輪調圧流体路HR、及び、下部流体ユニットYLを通して、直接、後輪ホイールシリンダCW_rに付与される。第2調整液圧Pcは、前輪調圧流体路HFを通して、サーボ室Rsに付与される。サーボ室Rs内の液圧（サーボ液圧）Pv（= P_c ）によって発生する前進方向Haの力（前進力）Faが、マスタ弾性体SMのセット荷重よりも大きくなると、マスタピストンPMは、中心軸Jmに沿って移動される。この前進方向Haへの移動によって、マスタ室RmはリザーバRVから遮断される。更に、第2調整液圧Pcが増加されると、制動液BFは、マスタシリンダCMから前輪ホイールシリンダCW_fに向けて、マスタ液圧Pmで圧送される。マスタピストンPMには、マスタ液圧Pmによって、後退方向Hbの力（後退力）Fbが作用している。サーボ室Rsは、この後退力Fbに対抗（対向）するよう、第2調整液圧Pcによって、前進方向Haの力（前進力）Faを発生する。調整液圧Pcの増減に応じて、マスタ液圧Pmが増減される。

[0050] 第2調整液圧 P_c の増加に伴い、マスタピストン PM は初期位置から前進方向 H_a に移動される。このとき、隙間 K_s は、第2調整液圧 P_c によって、「 $0 \leq K_s \leq k_s$ 」の範囲で制動操作量 B_a とは独立して調整可能である。つまり、第2調整液圧 P_c が調整されることにより、隙間 K_s が調節され、回生協調制御が達成される。

[0051] 制動操作部材 BP が戻されると、調圧ユニット YC によって第2調整液圧 P_c が減少される。そして、サーボ液圧 $P_v (= P_c)$ が、マスタ室液圧 $P_m (= P_{wf})$ よりも小さくなると、マスタピストン PM は後退方向 H_b に移動される。制動操作部材 BP が非操作状態にされると、圧縮ばね SM の弾性力によって、マスタピストン PM （特に、段付部 My ）は、マスタシリンダ CM の第2底部 M_t に接触する位置（初期位置）にまで戻される。

[0052] <調圧制御の第1処理例>

図2の制御フロー図を参照して、回生協調制御を含む調圧制御の第1の処理例について説明する。「調圧制御」は、第1、第2調整液圧 P_b 、 P_c を調整するための、電気モータ MC 、及び、第1、第2調圧弁 UB 、 UC の駆動制御である。該制御のアルゴリズムは、上部コントローラ ECU 内にプログラムされている。

[0053] ステップ $S110$ にて、制動操作量 B_a 、操作信号 S_t 、第1、第2調整液圧（検出値） P_b 、 P_c 、要求減速度 G_d 、及び、車体速度 V_x が読み込まれる。操作量 B_a は、操作量センサ BA （操作変位センサ SP 、操作力センサ FP 、入力液圧センサ PN 、シミュレータ液圧センサ PS 等）によって検出される。操作信号 S_t は、操作スイッチ ST によって検出される。第1、第2調整液圧 P_b 、 P_c は、調圧流体路 HC に設けられた、第1、第2調整液圧センサ PB 、 PC によって検出される。自動制動による要求減速度 G_d は、通信バス BS を介して、運転支援コントローラ ECJ から取得される。車体速度 V_x は、通信バス BS を介して、下部コントローラ ECL から取得される。なお、車体速度 V_x は、車輪速度 V_w が上部コントローラ ECU に入力され、車輪速度 V_w に基づいて、上部コントローラ ECU にて演算さ

れてもよい。

[0054] ステップS 1 2 0にて、制動操作量B a、及び、制動操作信号S tのうちの少なくとも1つに基づいて、「制動中であるか、否か」が判定される。例えば、操作量B aが、所定値b oよりも大きい場合には、ステップS 1 2 0は肯定され、処理はステップS 1 3 0に進む。一方、制動操作量B aが所定値b o以下である場合には、ステップS 1 2 0は否定され、処理はステップS 1 1 0に戻される。ここで、所定値b oは、制動操作部材B Pの遊びに相当する、予め設定された定数である。また、操作信号S tがオンである場合には、ステップS 1 3 0に進み、操作信号S tがオフである場合には、ステップS 1 1 0に戻る。

[0055] 自動制動時には、ステップS 1 2 0にて、要求減速度G dに基づいて、「制動中であるか、否か」が判定される。例えば、要求減速度G dが、所定値g oよりも大きい場合には、ステップS 1 2 0は肯定され、処理はステップS 1 3 0に進む。一方、要求減速度G dが所定値g o以下である場合には、ステップS 1 2 0は否定され、処理はステップS 1 1 0に戻される。所定値g oは、予め設定された定数（例えば、「0」）である。

[0056] ステップS 1 3 0にて、ブロックX 1 3 0に示す様に、操作量B aに基づいて、要求制動力F dが演算される。要求制動力F dは、車両に作用する総制動力Fの目標値であり、「制動制御装置S Cによる摩擦制動力F m」と「ジェネレータG Nによる回生制動力F g」とを合わせた制動力である。要求制動力F dは、演算マップZ f dに従って、操作量B aが「0」から所定値b oの範囲では、「0」に決定され、操作量B aが所定値b o以上では、操作量B aが増加するに伴い、「0」から単調増加するよう演算される。同様に、自動制動時には、要求減速度G dに基づいて、要求制動力F dが演算される。要求制動力F dは、要求減速度G dが「0」以上、所定値g o未満では「0」に決定され、要求減速度G dが所定値b o以上では、要求減速度G dの増加に応じて、「0」から単調増加するよう決定される。

[0057] ステップS 1 4 0にて、ブロックX 1 4 0に示す様に、車体速度V x、及

び、演算マップ $Z f x$ に基づいて、回生制動力の最大値（「最大回生力」という） $F x$ が演算される。ジェネレータ $G N$ の回生量は、駆動コントローラ $E C D$ のパワートランジスタ（ $I G B T$ 等）の定格、及び、バッテリーの充電受入性によって制限される。例えば、ジェネレータ $G N$ の回生量は、所定の電力（単位時間当りの電気エネルギー）に制御される。電力（仕事率）が一定であるため、ジェネレータ $G N$ による車輪軸まわりの回生トルクは、車輪 $W H$ の回転数（つまり、車体速度 $V x$ ）に反比例する。また、ジェネレータ $G N$ の回転数 $N g$ が低下すると、回生量は減少する。更に、回生量には、上限値が設けられる。以上のことから、最大回生力 $F x$ 用の演算マップ $Z f x$ では、車体速度 $V x$ が、「0」以上、第1所定速度 $v o$ 未満の範囲では、車体速度 $V x$ の増加に従って、最大回生力 $F x$ が増加するように設定される。また、車体速度 $V x$ が、第1所定速度 $v o$ 以上、第2所定速度 $v p$ 未満の範囲では、最大回生力 $F x$ は、上限値 $f x$ に決定される。そして、車体速度 $V x$ が、第2所定速度 $v p$ 以上では、車体速度 $V x$ が増加するに従って、最大回生力 $F x$ が減少するように設定されている。例えば、最大回生力 $F x$ の減少特性（「 $V x \geq v p$ 」の特性）では、車体速度 $V x$ と最大回生力 $F x$ との関係は双曲線で表される（即ち、回生電力が一定）。ここで、各所定値 $v o$ 、 $v p$ は予め設定された定数である。なお、演算マップ $Z f x$ では、車体速度 $V x$ に代えて、ジェネレータ $G N$ の回転数 $N g$ が採用され得る。

[0058] ステップ $S 150$ にて、ブロック $X 150$ に示す様に、後輪比率 $H r$ （「前後比率」に相当）が、旋回状態量 $T a$ 、車体速度 $V x$ 、及び、要求制動力 $F d$ のうちの少なくとも1つに基づいて演算される。或いは、後輪比率 $H r$ は、予め設定された定数 $h r$ として決定され得る。後輪比率 $H r$ は、制動力の前後輪間の配分比率を表す値である。後輪比率 $H r$ は、車両全体の制動力 F に対する後輪制動力 $F r$ の配分比率（目標値）である。車両全体に作用する制動力 F に対する前輪制動力 $F f$ の配分比率を前輪比率 $H f$ とすると、「 $H f + H r = 1$ 」の関係にある。例えば、後輪比率 $H r$ は、旋回状態量 $T a$ に基づいて演算される。旋回状態量 $T a$ は、車両の旋回の程度を表す状態量

である。旋回状態量 T_a として、操舵角 S_a 、ヨーレイト Y_r 、及び、横加速度 G_y のうちの少なくとも 1 つが採用される。車両には、操舵角センサ S_A 、ヨーレイトセンサ Y_R 、及び、横加速度センサ G_Y が備えられ、これらは、総じて、「旋回状態センサ T_A 」と称呼される。操舵角 S_a は操舵角センサ S_A によって検出され、ヨーレイト Y_r はヨーレイトセンサ Y_R によって検出され、横加速度 G_y は横加速度センサ G_Y によって検出される。後輪比率 H_r は、演算マップ Z_{hr} に応じて、旋回状態量 T_a の増加に従って、減少するように演算される。これにより、旋回状態量 T_a が大きいほど、後輪制動力 F_r が小さくされ、後輪 W_{Hr} の横力が確保されるため、車両の旋回安定性が向上され得る。なお、後輪比率 H_r には、下限値 h_a 、及び、上限値 h_b が設けられる。

[0059] 後輪比率 H_r （前後比率）は、車体速度 V_x に基づいて演算される。後輪比率 H_r は、演算マップ Y_{hr} に応じて、車体速度 V_x の増加に従って、減少するように演算される。これにより、車体速度 V_x が高いほど、後輪制動力 F_r が小さくされ、後輪 W_{Hr} の横力が確保されるため、車両の方向安定性（例えば、直進性）が向上され得る。なお、後輪比率 H_r には、下限値 i_a 、及び、上限値 i_b が設けられる。後輪比率 H_r は、要求制動力 F_d に基づいて演算される。後輪比率 H_r は、演算マップ X_{hr} に応じて、要求制動力 F_d の増加に従って、減少するように演算される。これにより、要求制動力 F_d が大きいほど、後輪制動力 F_r が小さくされ、後輪 W_{Hr} の横力が確保されるため、上記と同様に、車両の方向安定性が向上され得る。後輪比率 H_r には、下限値 j_a 、及び、上限値 j_b が設けられる。ここで、要求制動力 F_d に代えて、車両に備えられた前後加速度センサ G_X によって検出される前後加速度（減速度） G_x が採用され得る。つまり、後輪比率 H_r は、車両の減速の程度に基づいて、その程度が大きいほど、後輪比率 H_r が小さくなるよう演算される。

[0060] ステップ $S160$ にて、要求制動力 F_d 、及び、最大回生力 F_x に基づいて、「要求制動力 F_d が、最大回生力 F_x 以下であるか、否か」が判定され

る。つまり、運転者によって要求されている制動力 F_d が、回生制動力のみによって達成可能か、否かが判定される。「 $F_d \leq F_x$ 」であり、ステップ S 1 6 0 が肯定される場合には、処理はステップ S 1 7 0 に進む。一方、「 $F_d > F_x$ 」であり、ステップ S 1 6 0 が否定される場合には、処理はステップ S 1 8 0 に進む。

[0061] ステップ S 1 7 0 にて、要求制動力 F_d に基づいて、回生制動力（目標値） F_g 、及び、前後輪摩擦制動力（目標値） F_{mf} 、 F_{mr} が演算される。具体的には、目標回生制動力 F_g が、要求制動力 F_d に一致するように決定され、前後輪の目標摩擦制動力 F_{mf} 、 F_{mr} が、「0」に演算される（即ち、「 $F_g = F_d$ 、 $F_{mf} = F_{mr} = 0$ 」）。つまり、回生制動力 F_g が、最大回生力 F_x に達していない場合（「 $F_g < F_x$ 」の場合）には、車両減速には、摩擦制動が採用されず、回生制動のみによって、要求制動力 F_d が達成される。

[0062] ステップ S 1 8 0 にて、最大回生力 F_x に基づいて、回生制動力 F_g が演算される。具体的には、回生制動力 F_g が、最大回生力 F_x に一致するように演算される。つまり、回生制動力 F_g が、最大回生力 F_x に達した場合（「 $F_g \geq F_x$ 」の場合）には、「 $F_g = F_x$ 」が演算され、回生エネルギーが最大化される。

[0063] ステップ S 1 9 0 では、要求制動力 F_d に基づいて、後輪基準力 F_s が演算される。後輪基準力 F_s は、要求制動力 F_d に対して制動力の前後比率（即ち、後輪比率 H_r ）が考慮された値であり、後輪比率 H_r を達成するために基準とされる。具体的には、要求制動力 F_d に後輪比率 H_r が乗算されて、後輪基準力 F_s が演算される（即ち、「 $F_s = H_r \times F_d$ 」）。また、要求制動力 F_d 、及び、最大回生力 F_x に基づいて、補完制動力 F_h が演算される。補完制動力 F_h は、要求制動力 F_d を達成するために、摩擦制動によって補完されるべき制動力である。具体的には、要求制動力 F_d から最大回生力 F_x が減算されて、補完制動力 F_h が演算される（即ち、「 $F_h = F_d - F_x$ 」）。そして、補完制動力 F_h と後輪基準力 F_s とが比較され、「補

完制動力 F_h が後輪基準力 F_s 以下であるか、否か」が判定される。「 $F_h \leq F_s$ 」である場合にはステップ S 2 0 0 に進み、「 $F_h > F_s$ 」である場合にはステップ S 2 1 0 に進む。

[0064] ステップ S 2 0 0 にて、前輪摩擦制動力 F_{mf} が「0」に決定され、後輪摩擦制動力 F_{mr} は、補完制動力 F_h に一致するよう演算される（即ち、「 $F_{mf} = 0$ 、 $F_{mr} = F_h$ 」）。補完制動力 F_h が後輪基準力 F_s 以下である場合には、前輪 $W_H f$ には、前輪摩擦制動力 F_{mf} が発生されず、回生制動力 F_g のみが作用される。そして、要求制動力 F_d が満足されるように、後輪 $W_H r$ には、摩擦制動力 F_{mr} が発生される。

[0065] 一方、ステップ S 2 1 0 では、後輪摩擦制動力 F_{mr} が後輪基準力 F_s に一致するよう演算されるとともに、前輪摩擦制動力 F_{mf} が、補完制動力 F_h から後輪基準力 F_s を減じた値（「前輪指示力」という） F_c に一致するよう演算される（即ち、「 $F_{mf} = F_c = F_h - F_s$ 、 $F_{mr} = F_s$ 」）。補完制動力 F_h が後輪基準力 F_s よりも大きい場合には、後輪摩擦制動力 F_{mr} は、後輪比率 H_r が考慮された後輪基準力 F_s にされ、要求制動力 F_d に対して不足する分（ $= F_c$ ）が、前輪摩擦制動力 F_{mf} として決定される。

[0066] ステップ S 2 2 0 にて、回生制動力 F_g に基づいて、回生量 R_g が演算される。回生量 R_g は、ジェネレータ GN の回生量の目標値である。回生量 R_g は、通信バス BS を介して、制動コントローラ ECU から駆動コントローラ ECD に送信される。ステップ S 2 3 0 にて、第 1 開閉弁 VA が開位置に、第 2 開閉弁 VB が閉位置に、夫々、駆動される。ステップ S 2 4 0 にて、摩擦制動力の目標値 F_m （ F_{mf} 、 F_{mr} ）に基づいて、目標液圧 P_t （ P_{tf} 、 P_{tr} ）が演算される。つまり、摩擦制動力 F_m が液圧換算されて、目標液圧 P_t が決定される。後輪目標液圧 P_{tr} は、第 1 調整液圧 P_b に対応した後輪ホイールシリンダ CW_r の液圧の目標値である。また、前輪目標液圧 P_{tf} は、第 2 調整液圧 P_c に対応した前輪ホイールシリンダ CW_f の液圧の目標値である。

[0067] ステップS250にて、電気モータMCが駆動され、流体ポンプQCを含んだ制動液BFの還流が形成される。なお、電気モータMC（電動ポンプDC）は、昇圧応答性を確保するため、「 $P_{tf} = P_{tr} = 0$ 」であっても、制動中には駆動（回転）される。そして、ステップS260にて、後輪目標液圧 P_{tr} 、及び、第1調整液圧 P_b （第1調整液圧センサPBの検出値）に基づいて、第1調整液圧 P_b が、後輪目標液圧 P_{tr} に一致するよう、第1調圧弁UBがサーボ制御される。また、前輪目標液圧 P_{tf} 、及び、第2調整液圧 P_c （第2調整液圧センサPCの検出値）に基づいて、第2調整液圧 P_c が、前輪目標液圧 P_{tf} に一致するよう、第2調圧弁UCがサーボ制御される。サーボ制御では、実際値 P_b 、 P_c が、目標値 P_t に一致するよう、フィードバック制御が行われる。

[0068] 第1、第2調圧弁UB、UCは、調圧流体路HCに直列に配置されている。このため、第1、第2調整液圧 P_b 、 P_c の液圧フィードバック制御において、相互に影響を及ぼし、所謂、制御干渉が生じ得る。このような場合には、前輪WHfに係る第2調整液圧 P_c の制御が、後輪WHrに係る第1調整液圧 P_b の制御よりも優先される。前輪制動力 F_f は、後輪制動力 F_r よりも、全制動力 F に対する寄与度が高いことに基づく。

[0069] <第1の演算処理例での制動力の遷移例>

図3の時系列線図を参照して、第1の処理例に対応した制動力 F の遷移例について説明する。回生用ジェネレータGNは前輪WHfに設けられ、前輪WHfには、摩擦制動力 F_{mf} に加え、回生制動力 F_g が作用する。一方、ジェネレータGNは後輪WHrには備えられていない。このため、後輪WHrには、回生制動力は作用せず、摩擦制動力 F_{mr} のみが作用する。遷移例では、運転者が制動操作部材BPを所定の操作速度（一定値）で操作量を増加し、その後、制動操作部材BPを一定に維持し、車両が停止する場合が想定されている。後輪比率 H_r は、予め設定された一定の所定値（定数） h_r に設定されている（即ち、「 $H_r = h_r$ 」）。なお、時系列線図において、要求制動力 F_d において、回生制動力 F_g による成分は「X軸と回生制動力

F_gを示す曲線PQRSで挟まれた部分」に、前輪摩擦制動力F_{mf}による成分は「二点鎖線(B)と曲線PQRSで挟まれた部分」に、後輪摩擦制動力F_{mr}による成分は「要求制動力F_dと二点鎖線(B)とで挟まれた部分」に、夫々対応する。

[0070] 時点t₀にて、制動操作部材BPの操作が開始され、制動操作量B_aが「0」から増加される。時点t₀にて、電動ポンプDCの駆動が開始される。操作量B_aの増加に伴い、要求制動力F_dが「0」から増加される。時点t₀から時点t₁までは、「F_d ≤ F_x」であるため、「F_g = F_d、F_{mf} = F_{mr} = 0 (S170の処理)」が決定される。従って、「P_{tf} = P_{tr} = 0」が演算され、前輪、後輪制動液圧P_{wf}、P_{wr} (即ち、前輪、後輪トルクT_{qf}、T_{qr}) は「0」にされる。つまり、摩擦制動力F_mは発生されず、車両は、回生制動力F_gのみによって減速される。つまり、回生ジェネレータGNによる回生制動力F_gが発生可能な最大回生力F_xに達していない場合 (即ち、「F_g < F_x」の場合) には、前輪トルクT_{qf}、及び、後輪トルクT_{qr}が、「0 (ゼロ)」に決定される。このとき、実際の後輪比率H_{ra}は「0」である。

[0071] 時点t₁にて、要求制動力F_dが最大回生力F_x (ジェネレータGNによって発生され得る回生制動力の最大値) に一致する。時点t₁からは、「F_d > F_x」になるため、「F_g = F_x (S180の処理)」が決定される。また、補完制動力F_h (= F_d - F_x) は、後輪基準力F_s (= H_r × F_d) よりも小さいため、「F_{mf} = 0、F_{mr} = F_h (S200の処理)」が演算される。従って、前輪目標液圧P_{tf}が「0」にされたまま、後輪目標液圧P_{tr}が増加される。結果、「P_{wf} = 0」の状態が維持されつつ、後輪制動液圧P_{wr}が急速に増加される (即ち、前輪トルクT_{qf}は「0」であり、後輪トルクT_{qr}が急増される)。つまり、回生制動力F_gが最大回生力F_xに達した場合には、前輪トルクT_{qf}が「0」から増加される前に、後輪トルクT_{qr}が「0」から増加され、要求制動力F_dの増加分が後輪トルクT_{qr}のみによって補完される。このため、実際の後輪比率H_{ra}は

「0」から設定値（定数） h_r に向けて、素早く変化される。

[0072] 時点 t_2 にて、補完制動力 F_h が後輪基準力 F_s （後輪配分 H_r に応じた基準値）に一致する。時点 t_2 からは、「 $F_h > F_s$ 」になるため、「 $F_g = F_x$ 、 $F_{mf} = F_c = F_h - F_s$ 、 $F_{mr} = F_s$ （S180、S210の処理）」が演算される。従って、目標後輪液圧 P_{tr} が増加されるとともに、目標前輪液圧 P_{tf} が「0」から増加され、結果、前輪、後輪制動液圧 P_{wf} 、 P_{wr} が、共に増加される。前輪トルク T_{qf} の増加が開始され、後輪トルク T_{qr} （後輪摩擦制動力 F_{mr} ）は、その増加勾配が、「 $F_h \leq F_s$ 」の状態から減少されて、増加が継続される。車体速度 V_x （即ち、ジェネレータ GN の回転数 N_g ）が減少されると、最大回生力 F_x が増加され、これに従って、回生制動力 F_g が増加される（ブロック X140 の特性 Z_{fx} を参照）。前輪指示力 F_c に基づいて、前輪制動液圧 P_{wf} （即ち、前輪トルク T_{qf} ）が決定され、後輪基準力 F_s に基づいて、後輪制動液圧 P_{wr} （即ち、後輪トルク T_{qr} ）が決定される。これにより、後輪比率 H_{ra} （回生制動力 F_g を含む）が、目標とする設定値 h_r に好適に維持され得る。

[0073] 時点 t_3 にて、制動操作量 B_a が保持され、要求制動力 F_d が値 f_a で一定になる。要求制動力 F_d が一定であっても、車両減速に応じて、最大回生力 F_x が増加され、回生制動力 F_g が増加される。時点 t_3 からは、回生制動力 F_g の変化が補償され、後輪比率 H_{ra} が目標値 h_r に維持されるよう、前輪摩擦制動力 F_{mf} （即ち、前輪トルク T_{qf} ）が減少される。このとき、後輪摩擦制動力 F_{mr} は、値 m_b （ $= F_s$ ）に維持される。時点 t_4 にて、車体速度 V_x が所定速度 v_p となり、回生制動力 F_g （ $= F_x$ ）は上限値 f_x に達する。時点 t_4 からは、要求制動力 F_d 、及び、回生制動力 F_g が一定であるため、後輪摩擦制動力 F_{mr} が値 m_b に維持されたまま、前輪摩擦制動力 F_{mf} が値 m_p に維持される。

[0074] 時点 t_5 にて、車体速度 V_x が所定速度 v_o に達し、最大回生力 F_x が減少する。つまり、時点 t_5 にて、回生制動と摩擦制動とのすり替え作動が開

始される。このとき、後輪摩擦制動力 F_{mr} は一定にされ、回生制動力 F_g の減少分が、前輪摩擦制動力 F_{mf} によって補償される。後輪摩擦制動力 F_{mr} が後輪基準力 $F_s (=m_b)$ に達した後は、後輪摩擦制動力 F_{mr} が一定に保持され、回生制動力 F_g の変動が、前輪摩擦制動力 F_{mf} によって調整されたため、回生制動力 F_g を含む後輪比率（実際値） H_{ra} は目標値 h_r に維持され得る。

[0075] 要求制動力 F_d が回生制動力 F_g のみにて達成可能な場合には、前輪、後輪トルク T_{qf} 、 T_{qr} が「0」にされ、摩擦制動力は発生されないため、ジェネレータ G_N によるエネルギー回生が最大化され得る。要求制動力 F_d が回生制動力 F_g のみにて達成できなくなると、前輪トルク T_{qf} は「0」に維持されたまま、後輪トルク T_{qr} が、制動力の前後配分比率が考慮された後輪基準力 F_s に応じた値まで増加される。このため、所望の配分比率 h_r が、迅速に達成され得る。該目標配分比率 h_r が達成された後は、前輪トルク T_{qf} が増加されるとともに、後輪トルク T_{qr} の増加勾配が減少された上で、後輪トルク T_{qr} が増加される。このため、目標比率 h_r が好適に維持され得る。

[0076] <第1の演算処理例での他の制動力遷移例>

図4の時系列線図を参照して、第1の処理例に対応した制動力 F の他の遷移例について説明する。図3を参照した遷移例では、要求制動力 F_d の維持値 f_a が相対的に大きく、車体速度 V_x が低い状態（時点 $t_4 \sim$ 時点 t_5 の間）でも前輪摩擦制動力 F_{mf} が発生された。他の遷移例では、要求制動力 F_d の維持値 f_b が相対的に小さい場合について説明する。他の遷移例では、車体速度 V_x が低い状態（時点 $u_4 \sim$ 時点 u_6 の間）で「 $F_h < F_s$ 」となる場合が想定されている。

[0077] 時点 u_1 から時点 u_3 までは同様であるため、簡単に説明する。時点 u_0 にて、制動操作部材 B_P の操作が開始され、要求制動力 F_d が増加される。時点 u_1 までは、「 $F_d \leq F_x$ 」であるため、「 $F_g = F_d$ 、 $F_{mf} = F_{mr} = 0$ （S170の処理）」が決定され、前輪、後輪トルク T_{qf} 、 T_{qr}

は「0」のままである。時点 u_1 以降は、「 $F_d > F_x$ 」になるため、「 $F_g = F_x$ 、 $F_{mf} = 0$ 、 $F_{mr} = F_h$ （S180、S200の処理）」が決定される。後輪比率 H_{ra} が迅速に設定値 h_r に近づくよう、前輪トルク T_{qf} は「0」にされた上で、後輪トルク T_{qr} が素早く増加される。時点 u_2 以降は、「 $F_h > F_s$ 」になるため、「 $F_g = F_x$ 、 $F_{mf} = F_c$ 、 $F_{mr} = F_s$ （S180、S210の処理）」が演算される。後輪比率 H_{ra} が設定値 h_r に維持されるよう、「 $F_h \leq F_s$ 」の場合に比較して、後輪トルク T_{qr} の増加勾配が減少された上で、前輪トルク T_{qf} が増加される。

[0078] 時点 u_3 にて、操作量 B_a が一定にされる。時点 u_3 から、前輪摩擦制動力 F_{mf} は、一定値 m_g に維持されるが、前輪摩擦制動力 F_{mf} は、回生制動力 F_g の増加分を補償するよう減少される。時点 u_4 にて、「 $F_h = F_s$ 」になり、これ以降、「 $F_h < F_s$ 」の状態が継続され、前輪摩擦制動力 F_{mf} のみによって、補完制動力 F_h が調整され得なくなる。このため、「 $F_g = F_x$ 、 $F_{mf} = 0$ 、 $F_{mr} = F_h$ 」が演算され、前輪摩擦制動力 F_{mf} が「0」にされたまま、後輪摩擦制動力 F_{mr} が値 m_g から減少される。結果、「 $P_{wf}(T_{qf}) = 0$ 」の状態が維持されつつ、要求制動力 F_d が満足されるよう、後輪制動液圧 P_{wr} （後輪トルク T_{qr} ）が減少される。このとき、後輪比率 H_{ra} は、設定値 h_r から僅かに減少される。

[0079] 時点 u_6 にて、車体速度 V_x が所定速度 v_o に達し、最大回生力 F_x が減少し始め、回生制動と摩擦制動とのすり替え作動が開始される。該作動では、先ず、後輪摩擦制動力 F_{mr} が増加され、値 m_g にまで戻される。その後、後輪摩擦制動力 F_{mr} は一定にされ、前輪摩擦制動力 F_{mf} が増加され。回生制動力 F_g の低下分が補償される。

[0080] 他の遷移例でも、上記同様の効果（エネルギー回生の最大化、所望比率の迅速な達成と確実な継続）を奏する。加えて、車両減速に伴い回生制動力 F_g が増大された場合には、前輪トルク T_{qf} が「0」にされた上で、後輪トルク T_{qr} が後輪基準力 F_s に相当する値から減少される。このため、エネルギー回生の最大化された上で、制動操作量 B_a に応じた要求制動力 F_d （即ち

、運転者が要求する車両減速度)が達成され得る。なお、後輪比率 H_{ra} は所望比率 h_r から減少されるが、車体速度 V_x は低いため、車両安定性への影響は軽微である。また、回生制動力 F_g の減少に伴うすり替え作動においては、後輪トルク T_{qr} が増加された後に、前輪摩擦制動力 F_{mf} が増加される。このため、後輪比率 H_{ra} が所望比率 h_r に維持され得る。ここで、後輪トルク T_{qr} の減少量が僅かである場合には、すり替え作動で、前輪、後輪トルク T_{qf} 、 T_{qr} が同時に増加され得る。或いは、後輪トルク T_{qr} は減少された状態のまま、前輪トルク T_{qf} のみが増加されてもよい。

[0081] 上記の遷移例では、時点 u_4 から時点 u_6 の間で、要求制動力 F_d を満足するよう、後輪摩擦制動力 F_{mr} （後輪トルク T_{qr} ）が減少調整された。これに代えて、回生制動力 F_g が調整されてもよい。この場合、破線で示す様に、後輪摩擦制動力 F_{mr} は、値 m_g に維持された状態で、回生制動力 F_g が、最大回生力 F_x （即ち、上限値 f_x ）から減少される。後輪比率 H_{ra} は、常に所望の配分比率 h_r に維持され得る。

[0082] <本発明に係る車両の制動制御装置の第2の実施形態>

図5の全体構成図を参照して、本発明に係る制動制御装置SCの第2の実施形態について説明する。図1を参照して説明した第1の実施形態では、ジェネレータGNが、前輪 WH_f （ WH_i 、 WH_j ）に設けられた。第2の実施形態では、ジェネレータGNが、後輪 WH_r （ WH_k 、 WH_l ）に設けられる。

[0083] 第1の実施形態と同様に、第2の実施形態でも、同一記号を付された構成部材、演算処理、信号、特性、及び、値は、同一機能のものである。記号末尾の添字「i」～「l」は、何れの車輪に関するものであるかを示す包括記号であり、「i」は右前輪、「j」は左前輪、「k」は右後輪、「l」は左後輪を示す。添字「i」～「l」が省略された場合には、各記号は、4つの各車輪の総称を表す。また、記号末尾の添字「f」、「r」は、2系統の流体路（制動液BFの移動経路）において、前後輪の何れの系統に関するものであるかを示す包括記号であり、「f」は前輪系統、「r」は後輪系統を示

す。添字「f」、「r」が省略された場合には、2系統の総称を表す。各流体路において、「上流側、又は、上部」はリザーバRVに近い側であり、「下流側、又は、下部」はホイールシリンダCWに近い側である。以下、相違点について説明する。

[0084] 第1の実施形態と同様に、第2の実施形態でも、調圧ユニットYCでは、2つの調圧弁UB、UCが、調圧流体路HCにおいて直列に設けられる。具体的には、制動液BFの循環流(A)に沿って、第1調圧弁UB、第2調圧弁UCの順で配置される。そして、第2調圧弁UCによって第2調整液圧Pcが「0（大気圧）」から増加するよう調整され、第1調圧弁UBによって第1調整液圧Pbが、第2調整液圧Pcから増加するよう調整される。逆に言えば、第1調圧弁UBによって第1調整液圧Pbに調整され、第2調圧弁UCによって第2調整液圧Pcが第1調整液圧Pbから減少するよう調整される。つまり、第1調整液圧Pbと第2調整液圧Pcとは、「 $Pb \geq Pc$ 」の関係にある。

[0085] 第2の実施形態では、前輪ホイールシリンダCWfの液圧Pwfと、後輪ホイールシリンダCWrの液圧Pwrとが、独立して調節される。そして、ジェネレータGNが備えられる後輪WHrの液圧Pwrは、ジェネレータGNが備えられない前輪WHfの制動液圧Pwf以下になるように調整される。具体的には、調圧流体路HCは、流体ポンプQCと第1調圧弁UBとの間の部位Cgにて、前輪調圧流体路HFに分岐される。前輪調圧流体路HFは、サーボ室Rsに接続され、第1調整液圧Pbはサーボ室Rsに導入（供給）される。従って、第1調整液圧Pbは、マスタシリンダCMを介して、前輪ホイールシリンダCWfに、間接的に導入される。即ち、第1調整液圧Pbは、「 $Rs \rightarrow Rm \rightarrow CWf$ 」の順で、前輪ホイールシリンダCWfに供給される。また、調圧流体路HCは、第1調圧弁UBと第2調圧弁UCとの間の部位Csにて、後輪調圧流体路HRに分岐される。後輪調圧流体路HRは、下部流体ユニットYLを介して、後輪ホイールシリンダCWrに接続される。従って、第2調整液圧Pcは、後輪ホイールシリンダCWrに、直接、導

入（供給）され、「 $0 \leq P_c \leq P_b$ 」の範囲で調整される。調圧ユニット YC は、第 1、第 2 電磁弁 UB、UC を含んで構成され、第 1 調圧弁 UB によって、電動ポンプ DC が吐出する制動液 BF が第 1 調整液圧 P_b に調節され、この第 1 調整液圧 P_b はサーボ室 R_s に導入される。そして、第 2 調圧弁 UC によって、第 1 調整液圧 P_b が第 2 調整液圧 P_c にまで減少調整され、この第 2 調整液圧 P_c は後輪ホイールシリンダ CW_r に導入される。

[0086] 第 2 の実施形態では、第 1 調整液圧 P_b が調整されることにより、隙間（離間変位） K_s が調節され、回生協調制御が達成される。制動操作部材 BP が、「 $B_a = 0$ 」の状態では、「 $K_s = k_s$ 」であるが、制動操作量 B_a と独立して、第 1 調整液圧 P_b が制御されることにより、隙間 K_s が「0」以上、初期隙間 k_s 以下の範囲で調節される。従って、マスタ液圧 $P_m (= P_{wf})$ が、制動操作量 B_a とは独立して調整可能である。

[0087] <調圧制御の第 2 処理例>

図 6 の制御フロー図を参照して、第 2 の実施形態に対応した調圧制御の第 2 の処理例について説明する。第 1 の処理例では、後輪基準力 F_s に基づいて処理が行われたが、第 2 の処理例では、前輪基準力 F_t に基づいて処理が実行される。

[0088] ステップ S 3 1 0 ～ステップ S 3 4 0 は、ステップ S 1 1 0 ～ステップ S 1 4 0 の処理と同様である。

ステップ S 3 1 0 にて、各種の信号（ B_a 、 S_t 、 P_b 、 P_c 、 G_d 、 V_x 等）が読み込まれる。ステップ S 3 2 0 にて、制動操作量 B_a 、制動操作信号 S_t 、及び、要求減速度 G_d のうちの少なくとも 1 つに基づいて、「制動中であるか、否か」が判定される。処理は、制動時にはステップ S 3 3 0 に進むが、非制動時にはステップ S 3 1 0 に戻される。ステップ S 3 3 0 にて、ブロック X 3 3 0（ブロック X 1 3 0 と同じ）に示す演算マップ Z_{fd} に基づいて要求制動力 F_d が演算される。要求制動力 F_d は、制動操作部材 BP の操作、又は、自動制動に応じて、車両に作用されるべき制動力全体 F の目標値である。ステップ S 3 4 0 にて、ブロック X 3 4 0（ブロック X 1

40と同じ)に示す演算マップZfxに基づいて、最大回生力Fxが演算される。最大回生力Fxは、ジェネレータGNによって発生可能な回生制動力Fgの最大値である。

[0089] ステップS350にて、ブロックX350(ブロックX150と同じ)に示す様に、前輪比率Hf(「前後比率」に相当)が、旋回状態量Ta、車体速度Vx、及び、要求制動力Fdのうちの少なくとも1つに基づいて演算される。或いは、前輪比率Hfは、予め設定された定数hfとして決定される。前輪比率Hfは、制動力の前後輪間の配分比率を表す値(目標値)である。なお、前輪、後輪配分比率Hf、Hrの関係は、「 $Hf + Hr = 1$ 」である。例えば、前輪比率Hfは、旋回状態量Ta(操舵角Sa、ヨーレートYr、及び、横加速度Gyのうちの少なくとも1つ)に基づいて演算される。前輪比率Hfは、演算マップZh fに応じて、旋回状態量Taの増加に従って、増加するように演算される。旋回状態量Taが大きいほど、後輪WHrの横力が確保されるため、車両の旋回安定性が向上され得る。前輪比率Hfには、下限値ha、及び、上限値hbが設けられる。

[0090] 前輪比率(前後比率)Hfは、車体速度Vxに基づいて演算される。前輪比率Hfは、演算マップYhfに応じて、車体速度Vxの増加に従って、増加するように演算される。車体速度Vxが高いほど、後輪WHrの横力が確保されるため、車両の方向安定性(例えば、直進性)が向上され得る。前輪比率Hfには、下限値ia、及び、上限値ibが設けられる。また、前輪比率Hfは、要求制動力Fdに基づいて演算される。前輪比率Hfは、演算マップXhfに応じて、要求制動力Fdの増加に従って、増加するように演算される。要求制動力Fdが大きいほど、後輪WHrの横力が確保されるため、車両の方向安定性が向上され得る。前輪比率Hfには、下限値ja、及び、上限値jbが設けられる。要求制動力Fdに代えて、前後加速度(減速度)Gxが採用され得る。つまり、前輪比率Hfは、車両の減速の程度に基づいて、その程度が大きいほど、前輪比率Hfが大きくなるよう演算される。

[0091] ステップS360～ステップS380は、ステップS160～ステップS

180の処理と同様である。

ステップS360にて、要求制動力 F_d 、及び、最大回生力 F_x に基づいて、「要求制動力 F_d が、最大回生力 F_x 以下であるか、否か」が判定される。「 $F_d \leq F_x$ 」の場合には、ステップS370に進む。一方、「 $F_d > F_x$ 」の場合には、処理はステップS380に進む。ステップS370では、要求制動力 F_d に基づいて、回生制動力（目標値） F_g 、及び、前後輪摩擦制動力（目標値） F_{mf} 、 F_{mr} が演算される。具体的には、「 $F_g = F_d$ 、 $F_{mf} = F_{mr} = 0$ 」に演算される。即ち、回生制動力 F_g が、最大回生力 F_x に達していない場合（「 $F_g < F_x$ 」の場合）には、車両減速には、摩擦制動が用いられることなく、回生制動のみによって、要求制動力 F_d が達成される。ステップS380では、最大回生力 F_x に基づいて、回生制動力 F_g が演算される。具体的には、「 $F_g = F_x$ 」が演算される。即ち、回生制動力 F_g が、最大回生力 F_x に達した場合には、最大可能なエネルギーが回生される。

[0092] ステップS390では、要求制動力 F_d に基づいて、前輪基準力 F_t が演算される。前輪基準力 F_t は、要求制動力 F_d に対して制動力の前後比率（即ち、前輪比率 H_f ）が考慮された値であり、前輪比率 H_f を達成する際の基準とされる。例えば、前輪基準力 F_t は、要求制動力 F_d に前輪比率 H_f が乗算されて、前輪基準力 F_t が演算される（即ち、「 $F_t = H_f \times F_d$ 」）。また、要求制動力 F_d 、及び、最大回生力 F_x に基づいて、補完制動力 F_h が演算される。補完制動力 F_h は、要求制動力 F_d を達成するために、摩擦制動によって補完されるべき制動力である。具体的には、要求制動力 F_d から最大回生力 F_x が減算されて、補完制動力 F_h が演算される（即ち、「 $F_h = F_d - F_x$ 」）。そして、補完制動力 F_h と前輪基準力 F_t とが比較され、「補完制動力 F_h が前輪基準力 F_t 以下であるか、否か」が判定される。「 $F_h \leq F_t$ 」である場合にはステップS400に進み、「 $F_h > F_t$ 」である場合にはステップS410に進む。

[0093] ステップS400にて、後輪摩擦制動力 F_{mr} が「0」に決定され、前輪

摩擦制動力 F_{mf} は、補完制動力 F_h に一致するよう演算される（即ち、「 $F_{mf} = F_h$ 、 $F_{mr} = 0$ 」）。補完制動力 F_h が前輪基準力 F_t 以下である場合には、後輪 WH_r には、後輪摩擦制動力 F_{mr} が発生されず、回生制動力 F_g のみが作用される。一方、ステップ $S410$ では、前輪摩擦制動力 F_{mf} が前輪基準力 F_t に一致するよう演算されるとともに、後輪摩擦制動力 F_{mr} が、補完制動力 F_h から前輪基準力 F_t を減じた値（「後輪指示力」という） F_q に一致するよう演算される（即ち、「 $F_{mf} = F_t$ 、 $F_{mr} = F_q = F_h - F_t$ 」）。補完制動力 F_h が前輪基準力 F_t よりも大きい場合には、前輪摩擦制動力 F_{mf} は、前輪比率 H_f が考慮された前輪基準力 F_t にされ、要求制動力 F_d に対して不足する分（ $= F_q$ ）が、後輪摩擦制動力 F_{mr} として決定される。

[0094] ステップ $S420$ にて、回生制動力 F_g に基づいて、回生量 R_g （目標値）が演算され、通信バス BS を介して、駆動用コントローラ ECD に送信される。ステップ $S430$ にて、第1開閉弁 VA が開位置に、第2開閉弁 VB が閉位置に、夫々、駆動される。ステップ $S440$ にて、摩擦制動力の目標値 F_{mf} 、 F_{mr} に基づいて、目標液圧 P_{tf} 、 P_{tr} が演算される。前輪目標液圧 P_{tf} は、第1調整液圧 P_b に対応した前輪ホイールシリンダ CW_f の液圧の目標値である。また、後輪目標液圧 P_{tr} は、第2調整液圧 P_c に対応した後輪ホイールシリンダ CW_r の液圧の目標値である。

[0095] ステップ $S450$ にて、電気モータ MC が駆動され、流体ポンプ QC を含んだ制動液 BF の還流が形成される。電気モータ MC は、昇圧応答性のため、「 $P_{tf} = P_{tr} = 0$ 」であっても、制動時には駆動される。ステップ $S460$ にて、前輪目標液圧 P_{tf} 、及び、第1調整液圧 P_b （検出値）に基づいて、第1調整液圧 P_b が、前輪目標液圧 P_{tf} に一致するよう、第1調圧弁 UB がサーボ制御される。また、後輪目標液圧 P_{tr} 、及び、第2調整液圧 P_c に基づいて、第2調整液圧 P_c が、後輪目標液圧 P_{tr} に一致するよう、第2調圧弁 UC がサーボ制御される。つまり、第1、第2調整液圧（実際値） P_b 、 P_c が、目標値 P_{tf} 、 P_{tr} に一致するよう、フィードバ

ック制御が行われる。

[0096] 同様に、第1、第2調圧弁UB、UCは、調圧流体路HCに直列に配置されているため、第1、第2調整液圧Pb、Pcの液圧フィードバック制御において、相互干渉が生じ得る。前輪制動力Ffは、後輪制動力Frよりも、全制動力Fに対する寄与度が高いため、前輪WHfに係る第1調整液圧Pbの制御が、後輪WHrに係る第2調整液圧Pcの制御よりも優先される。

[0097] <第2の演算処理例での制動力の遷移例>

図7の時系列線図を参照して、第2の処理例に対応した制動力Fの遷移例について説明する。第2の処理例では、回生用ジェネレータGNは後輪WHrに設けられ、後輪WHrには、摩擦制動力Fmrに加え、回生制動力Fgが作用する。ジェネレータGNは前輪WHfには備えられていないため、前輪WHfには、摩擦制動力Fmfのみが作用する。第1の遷移例と同様に、運転者が制動操作部材BPを一定の操作速度で操作し、その後、制動操作部材BPを一定に維持し、車両が停止する場合が想定されている。また、前輪比率（前後比率）Hfは、予め設定された一定の所定値（定数）hfに設定されている（即ち、「 $Hf = hf$ 」）。線図において、回生制動力Fgの成分は「X軸と回生制動力Fgの曲線EFGHで挟まれた部分」に、後輪摩擦制動力Fmrの成分は「二点鎖線（D）と曲線EFGHで挟まれた部分」に、前輪摩擦制動力Fmfの成分は「要求制動力Fdと二点鎖線（D）とで挟まれた部分」に、夫々対応する。

[0098] 時点v0にて、制動操作部材BPの操作が開始され、操作量Baが「0」から増加され、要求制動力Fdの増加が開始される。制動初期（時点v0～時点v1の間）は、「 $Fd \leq Fx$ 」であるため、「 $Fg = Fd$ 、 $Fmf = Fmr = 0$ （S370の処理）」が決定され、前輪、後輪制動液圧Pwf、Pwr（即ち、前輪、後輪トルクTqf、Tqr）は「0」にされる。つまり、摩擦制動力Fmは発生されず、車両は、回生制動力Fgのみによって減速される。即ち、回生ジェネレータGNによる回生制動力Fgが最大回生力Fx（発生可能な最大制動力）に達していない場合（即ち、「 $Fg < Fx$ 」の

場合) には、前輪トルク $T_{q f}$ 、及び、後輪トルク $T_{q r}$ が、「0 (ゼロ)」に決定される。このとき、実際の前輪比率 $H_{f a}$ は「0」であり、後輪比率 $H_{r a}$ が「1」である。

[0099] 時点 v_1 にて、「 $F_d = F_x$ 」になり、それ以降は、「 $F_d > F_x$ 」になるため、「 $F_g = F_x$ (S380の処理)」が決定される。また、「 $F_h \leq F_t (= H_f \times F_d)$ 」であるため、「 $F_{m f} = F_h$ 、 $F_{m r} = 0$ (S400の処理)」が演算される。従って、後輪目標液圧 $P_{t r}$ が「0」がされたまま、前輪目標液圧 $P_{t f}$ が増加される。即ち、回生制動力 F_g が最大回生力 F_x に達した場合には、後輪トルク $T_{q r}$ が「0」から増加される前に、前輪トルク $T_{q f}$ が「0」から急増される。要求制動力 F_d の増加分が前輪トルク $T_{q f}$ のみによって補完されるため、回生制動力 F_g を含む実際の前輪比率 $H_{f a}$ は「0」から設定値 (定数) h_f に向けて、迅速に増加 (調整) され得る。

[0100] 時点 v_2 にて、「 $F_h = F_t$ 」になり、それ以降は、「 $F_h > F_t$ 」になるため、「 $F_g = F_x$ 、 $F_{m f} = F_t$ 、 $F_{m r} = F_q$ (S380、S410の処理)」が演算される。従って、前輪目標液圧 $P_{t f}$ の増加が継続されるとともに、後輪目標液圧 $P_{t r}$ の増加が開始される。結果、後輪トルク $T_{q r}$ が「0」から増加されるとともに、「 $F_h \leq F_t$ 」の場合に比べ、前輪トルク $T_{q f}$ の増加勾配が減少された上で、前輪トルク $T_{q f}$ が増加継続される。このため、前輪比率 $H_{f a}$ が、目標とする設定比率 h_f に、確実に維持され得る。

[0101] 時点 v_3 にて、制動操作量 B_a が保持され、要求制動力 F_d が値 f_c で一定になる。要求制動力 F_d が一定であっても、車両減速に応じて、最大回生力 F_x が増加され、回生制動力 F_g が増加される。時点 v_3 からは、回生制動力 F_g の変化が補償され、前輪比率 $H_{f a}$ が目標値 h_f に維持されるよう、後輪摩擦制動力 $F_{m r}$ (即ち、後輪トルク $T_{q r}$) が減少調整される。このとき、前輪摩擦制動力 $F_{m f}$ は、値 $m_b (= F_t)$ に維持される。時点 v_4 にて、車体速度 V_x が所定速度 v_p となり、回生制動力 $F_g (= F_x)$ は

上限値 f_x に達する。時点 v_4 からは、要求制動力 F_d 、及び、回生制動力 F_g が一定であるため、前輪摩擦制動力 F_{mf} が値 p_q に維持されたまま、後輪摩擦制動力 F_{mr} が値 p_t に維持される。

[0102] 時点 v_5 にて、車体速度 V_x が所定速度 v_o に達し、最大回生力 F_x が減少する。つまり、時点 v_5 にて、回生制動と摩擦制動とのすり替え作動が開始される。このとき、前輪摩擦制動力 F_{mf} は一定にされ、回生制動力 F_g の減少分が、後輪摩擦制動力 F_{mr} によって補償される。後輪摩擦制動力 F_{mr} が前輪基準力 $F_t (= p_u)$ に達した後は、前輪摩擦制動力 F_{mf} も一定に保持される。回生制動力 F_g の変動が、後輪摩擦制動力 F_{mr} によって調整されたため、前輪比率 H_{fa} は目標比率 h_f に維持され得る。

[0103] 第1の実施形態と同様に、第2の実施形態でも以下の効果を奏する。要求制動力 F_d が回生制動力 F_g のみにて達成可能な場合には、前輪、後輪トルク T_{qf} 、 T_{qr} が「0」にされ、摩擦制動力は発生されないため、ジェネレータ G_N によるエネルギー回生が最大化され得る。要求制動力 F_d が回生制動力 F_g のみにて達成できなくなると、後輪トルク T_{qr} は「0」に維持されたまま、前輪トルク T_{qf} が、前輪基準力 F_t (制動力の配分比率 h_f が考慮された前輪制動力) に応じた値まで増加される。このため、所望の前後比率 h_f が、迅速に達成され得る。該比率 h_f が達成された後は、後輪トルク T_{qr} が増加されるとともに、前輪トルク T_{qf} の増加勾配が減少された上で、前輪トルク T_{qf} の増加が継続される。このため、所望の配分比率 h_f が好適に維持され得る。

[0104] なお、上述した他の遷移例で言及したように、車体速度 V_x の減少に伴い、回生制動力 F_g が増加し、回生制動力 F_g の増加分が、後輪摩擦制動力 F_{mr} (後輪トルク T_{qr}) のみでは補償できない場合には、前輪摩擦制動力 F_{mf} (前輪トルク T_{qf}) の減少によって調整され得る。或いは、要求制動力 F_d を達成するよう、回生制動力 F_g が最大回生力 F_x よりも小さくなるよう調整されてもよい。

[0105] <作用・効果>

本発明に係る制動制御装置ＳＣの作用・効果についてまとめる。

制動制御装置ＳＣは、前輪ＷＨｆに回生ジェネレータＧＮを有する車両に備えられる。制動制御装置ＳＣには、前輪トルク $T_{q f}$ 、及び、後輪トルク $T_{q r}$ を付与するアクチュエータＹＵ、及び、アクチュエータＹＵを制御し、前輪トルク $T_{q f}$ 、及び、後輪トルク $T_{q r}$ を調整するコントローラＥＣＵが備えられる。ここで、前輪摩擦制動力 $F_{m f}$ は、前輪トルク $T_{q f}$ によって発生される。また、後輪摩擦制動力 $F_{m r}$ は、後輪トルク $T_{q r}$ によって発生される。そして、回生ジェネレータＧＮによる回生制動力 F_g が発生可能な最大値である最大回生力 F_x に達していない場合（即ち、「 $F_g < F_x$ 」の場合）には、前輪トルク $T_{q f}$ 、及び、後輪トルク $T_{q r}$ が、「０（ゼロ）」に決定される。一方、回生制動力 F_g が最大回生力 F_x に達した場合には、前輪トルク $T_{q f}$ が「０」から増加される前に、後輪トルク $T_{q r}$ が「０」から増加される。

[0106] 例えば、回生制動力 F_g が最大回生力 F_x に達した場合には、車両の制動操作量 B_a に応じた要求制動力 F_d 、及び、車両に作用する制動力の前後比率 H_r （又は、前後比率 H_f ）に基づいて後輪基準力 F_s が演算される。同時に、要求制動力 F_d 、及び、最大回生力 F_x に基づいて補完制動力 F_h が演算される。そして、補完制動力 F_h が後輪基準力 F_s 以下である場合（即ち、「 $F_h \leq F_s$ 」の場合）には、前輪トルク $T_{q f}$ が「０」に維持されるとともに、後輪トルク $T_{q r}$ が補完制動力 F_h に基づいて増加される。一方、補完制動力 F_h が後輪基準力 F_s よりも大きい場合（即ち、「 $F_h > F_s$ 」の場合）には、前輪トルク $T_{q f}$ が、補完制動力 F_h 、及び、後輪基準力 F_s に基づいて増加される、また、後輪トルク $T_{q r}$ が後輪基準力 F_s に基づいて増加される。

[0107] 「 $F_g < F_x$ 」の場合には、前輪トルク $T_{q f}$ 、及び、後輪トルク $T_{q r}$ が「０」にされるため、最大限のエネルギーが回生され得る。そして、「 $F_g \geq F_x$ 」となった場合には、前輪トルク $T_{q f}$ が増加開始される前に、後輪トルク $T_{q r}$ の増加が開始されるため、所望された制動力の前後配分比率 H

r に短時間で到達され得る。加えて、所望の配分比率 H_r が達成された後には、前輪トルク T_{qf} が、補完制動力 F_h 、及び、後輪基準力 F_s に基づいて増加されるとともに、後輪トルク T_{qr} が後輪基準力 F_s に基づいて増加されるため、該配分比率 H_f が確実に維持され得る。

[0108] 制動制御装置 SC は、後輪 WH_r に回生ジェネレータ GN を有する車両に備えられる。制動制御装置 SC では、回生制動力 F_g が最大回生力 F_x に達していない場合には、前輪トルク T_{qf} 、及び、後輪トルク T_{qr} が、「0（ゼロ）」に決定される。また、回生制動力 F_g が最大回生力 F_x に達した場合には、後輪トルク T_{qr} が「0」から増加される前に、前輪トルク T_{qf} が「0」から増加される。

[0109] 更に、回生制動力 F_g が最大回生力 F_x に達した場合には、制動操作量 B_a に応じた要求制動力 F_d 、及び、車両に作用する制動力の前後比率 H_f （又は、前後比率 H_r ）に基づいて、前輪基準力 F_t が演算される。同時に、要求制動力 F_d 、及び、最大回生力 F_x に基づいて補完制動力 F_h が演算される。そして、補完制動力 F_h が前輪基準力 F_t 以下である場合には、後輪トルク T_{qr} が「0」に維持されるとともに、前輪トルク T_{qf} が補完制動力 F_h に基づいて増加される。一方、補完制動力 F_h が前輪基準力 F_t よりも大きい場合には、前輪トルク T_{qf} が前輪基準力 F_t に基づいて増加される。また、後輪トルク T_{qr} が、補完制動力 F_h 、及び、前輪基準力 F_t に基づいて増加される。

[0110] 上記同様に、「 $F_g < F_x$ 」の場合には、前輪トルク T_{qf} 、及び、後輪トルク T_{qr} が「0」にされるため、エネルギーの回生量が最大にされ得る。そして、「 $F_g \geq F_x$ 」となった場合には、後輪トルク T_{qr} の増加が開始される前に前輪トルク T_{qf} の増加が開始されるため、所望された制動力の前後配分比率 H_f が瞬時に達成され得る。加えて、所望の配分比率 H_f が達成された以降は、前輪トルク T_{qf} が前輪基準力 F_t に基づいて増加されるとともに、後輪トルク T_{qr} が、補完制動力 F_h 、及び、前輪基準力 F_t に基づいて増加されるため、該配分比率 H_f が確実に維持され得る。

[0111] <他の実施形態>

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（回生エネルギーの最大化と、所望の前後配分比率 H_f 、 H_r の迅速な達成と維持）を奏する。

[0112] 上記実施形態では、後輪比率 H_r に基づいて後輪基準力 F_s が演算され、前輪比率 H_f に基づいて前輪基準力 F_t が演算された。「 $H_f + H_r = 1$ 」の関係があるため、前輪比率 H_f に基づいて後輪基準力 F_s が演算され、後輪比率 H_r に基づいて前輪基準力 F_t が演算され得る。具体的には、要求制動力 F_d に「 $1 - H_f$ 」が乗算されて、後輪基準力 F_s が演算される。また、要求制動力 F_d に「 $1 - H_r$ 」が乗算されて、前輪基準力 F_t が演算される。従って、後輪基準力 F_s 、及び、前輪基準力 F_t は、配分比率 H_f 、 H_r （車両に作用する制動力の前後比率）に基づいて演算される。

[0113] 上記実施形態では、リニア型の調圧弁 U_B 、 U_C には、通電量に応じて開弁量が調整されるものが採用された。例えば、調圧弁 U_B 、 U_C は、オン・オフ弁ではあるが、弁の開閉がデューティ比で制御され、液圧が線形に制御されるものでもよい。

[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、摩擦部材はブレーキパッドであり、回転部材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、キャリパに代えて、ブレーキドラムが採用される。また、摩擦部材はブレーキシューであり、回転部材はブレーキドラムである。

[0115] 上記実施形態では、制動液 B_F によって制動トルク T_{qf} 、 T_{qr} が調整される、液圧式の制動制御装置 S_C が例示された。これに代えて、制動液 B_F が用いられない、電動式の制動制御装置 S_C が採用される。該装置では、電気モータの回転が、ねじ機構等によって直線動力に変換され、摩擦部材が回転部材 K_T に押圧される。この場合には、制動液圧 P_w に代えて、電気モータを動力源にして発生される、回転部材 K_T に対する摩擦部材の押圧力よ

って、制動トルク $T_{q f}$ 、 $T_{q r}$ が発生される。また、液圧式のものと電動式のものとが組み合わされた構成であってもよい。

[0116] 上記実施形態では、第 1、第 2 調整液圧 P_b 、 P_c を検出するよう、調圧流体路 H_C に、第 1、第 2 調整液圧センサ P_B 、 P_C が設けられた。第 1、第 2 調整液圧センサ P_B 、 P_C に代えて、マスタ液圧センサ P_Q が利用され得る。具体的には、第 1 の実施形態では、第 2 調整液圧センサ P_C が省略され、マスタ液圧センサ P_Q の検出値 P_m に基づいて、実際の第 2 調整液圧 P_c が演算され得る。また、第 2 の実施形態では、第 1 調整液圧センサ P_B が省略され、マスタ液圧の検出値 P_m に基づいて、実際の第 1 調整液圧 P_b が演算され得る。これは、マスタピストン P_M 、マスタシリンダ C_M の諸元は既知であることに因る。例えば、サーボ室 R_s の受圧面積 r_s と、マスタ室 R_m の受圧面積 r_m とが等しい場合には、「 $P_m = P_c$ 」、又は、「 $P_m = P_b$ 」の関係が成立する。

請求の範囲

[請求項1] 車両の前輪に回生ジェネレータを備えた車両の制動制御装置であって、

前記前輪に前輪摩擦制動力を発生させる前輪トルク、及び、前記車両の後輪に後輪摩擦制動力を発生させる後輪トルクを付与するアクチュエータと、前記アクチュエータを制御し、前記前輪トルク、及び、前記後輪トルクを個別に調整するコントローラと、を備え、

前記コントローラは、

前記回生ジェネレータによる回生制動力が発生可能な最大値である最大回生力に達していない場合には、前記前輪トルク、及び、前記後輪トルクをゼロに決定し、

前記回生制動力が前記最大回生力に達した場合には、前記前輪トルクをゼロから増加する前に、前記後輪トルクをゼロから増加するよう構成された、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、

前記コントローラは、

前記回生制動力が前記最大回生力に達した場合には、

前記車両の制動操作量に応じた要求制動力、及び、前記車両に作用する制動力の前後比率に基づいて後輪基準力を演算し、

前記要求制動力、及び、前記最大回生力に基づいて補完制動力を演算し、

前記補完制動力が前記後輪基準力以下である場合には、前記前輪トルクをゼロに維持するとともに、前記後輪トルクを前記補完制動力に基づいて増加し、

前記補完制動力が前記後輪基準力よりも大きい場合には、前記前輪トルクを前記補完制動力、及び、前記後輪基準力に基づいて増加するとともに、前記後輪トルクを前記後輪基準力に基づいて増加するよう構成された、車両の制動制御装置。

[請求項3] 車両の後輪に回生ジェネレータを備えた車両の制動制御装置であって、

前記車両の前輪に前輪摩擦制動力を発生させる前輪トルク、及び、前記後輪に後輪摩擦制動力を発生させる後輪トルクを付与するアクチュエータと、前記アクチュエータを制御し、前記前輪トルク、及び、前記後輪トルクを個別に調整するコントローラと、を備え、

前記コントローラは、

前記回生ジェネレータによる回生制動力が発生可能な最大値である最大回生力に達していない場合には、前記前輪トルク、及び、前記後輪トルクをゼロに決定し、

前記回生制動力が前記最大回生力に達した場合には、前記後輪トルクをゼロから増加する前に、前記前輪トルクをゼロから増加するよう構成された、車両の制動制御装置。

[請求項4] 請求項3に記載の車両の制動制御装置において、

前記コントローラは、

前記回生制動力が前記最大回生力に達した場合には、

前記車両の制動操作量に応じた要求制動力、及び、前記車両に作用する制動力の前後比率に基づいて前輪基準力を演算し、

前記要求制動力、及び、前記最大回生力に基づいて補完制動力を演算し、

前記補完制動力が前記前輪基準力以下である場合には、前記後輪トルクをゼロに維持するとともに、前記前輪トルクを前記補完制動力に基づいて増加し、

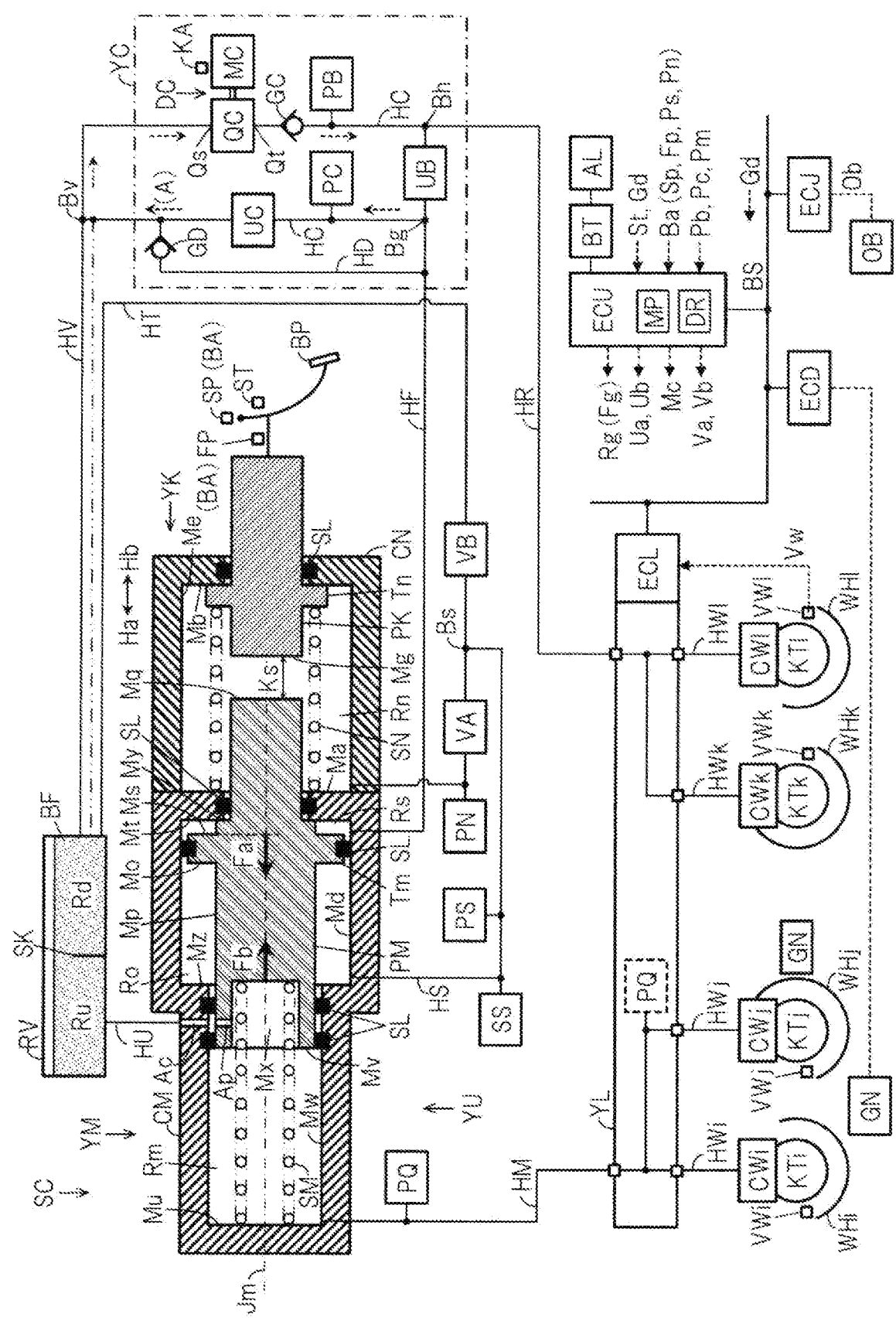
前記補完制動力が前記前輪基準力よりも大きい場合には、前記前輪トルクを前記前輪基準力に基づいて増加するとともに、前記後輪トルクを前記補完制動力、及び、前記前輪基準力に基づいて増加するよう構成された、車両の制動制御装置。

補正された請求の範囲
[2019年6月26日 (26.06.2019) 国際事務局受理]

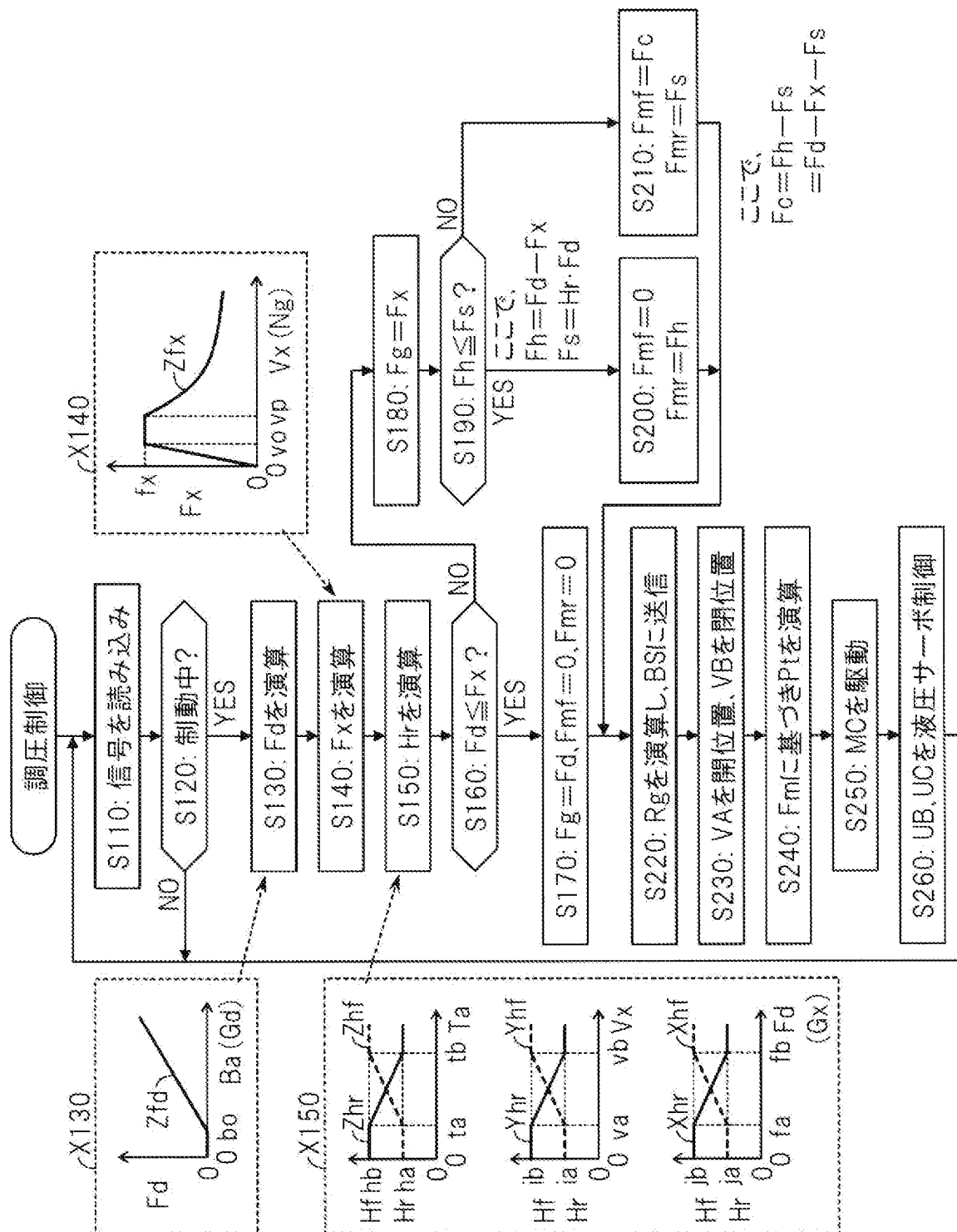
- [請求項1] [補正後]車両の前輪に回生ジェネレータを備えた車両の制動制御装置であって、前記前輪に前輪摩擦制動力を発生させる前輪トルク、及び、前記車両の後輪に後輪摩擦制動力を発生させる後輪トルクを付与するアクチュエータと、前記アクチュエータを制御し、前記前輪トルク、及び、前記後輪トルクを個別に調整するコントローラと、を備え、
前記コントローラは、
前記回生ジェネレータによる回生制動力が発生可能な最大値であって前記車両の車体速度の減少に応じて増加する最大回生力に達していない場合には、前記前輪トルク、及び、前記後輪トルクをゼロに決定し、
前記回生制動力が前記最大回生力に達した場合には、前記前輪トルクをゼロから増加する前に、前記後輪トルクをゼロから増加するよう構成された、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、
前記コントローラは、
前記回生制動力が前記最大回生力に達した場合には、
前記車両の制動操作量に応じた要求制動力、及び、前記車両に作用する制動力の前後比率に基づいて後輪基準力を演算し、
前記要求制動力、及び、前記最大回生力に基づいて補完制動力を演算し、
前記補完制動力が前記後輪基準力以下である場合には、前記前輪トルクをゼロに維持するとともに、前記後輪トルクを前記補完制動力に基づいて増加し、
前記補完制動力が前記後輪基準力よりも大きい場合には、前記前輪トルクを前記補完制動力、及び、前記後輪基準力に基づいて増加するとともに、前記後輪トルクを前記後輪基準力に基づいて増加するよう構成された、車両の制動制御装置。
- [請求項3] [補正後]車両の後輪に回生ジェネレータを備えた車両の制動制御装置であって、前記車両の前輪に前輪摩擦制動力を発生させる前輪トルク、及び、前記後輪に後輪摩擦制動力を発生させる後輪トルクを付与するアクチュエータと、前記アクチュエータを制御し、前記前輪トルク、及び、前記後輪トルクを個別に調整するコントローラと、を備え、
前記コントローラは、
前記回生ジェネレータによる回生制動力が発生可能な最大値であって前記車両の車体速度の減少に応じて増加する最大回生力に達していない場合には、前記前輪トルク、及び、前記後輪トルクをゼロに決定し、
前記回生制動力が前記最大回生力に達した場合には、前記後輪トルクをゼロから増加する前に、前記前輪トルクをゼロから増加するよう構成された、車両の制動制御装置。
- [請求項4] 請求項3に記載の車両の制動制御装置において、
前記コントローラは、

前記回生制動力が前記最大回生力に達した場合には、
前記車両の制動操作量に応じた要求制動力、及び、前記車両に作用する制動力の前後比率に基づいて前輪基準力を演算し、
前記要求制動力、及び、前記最大回生力に基づいて補完制動力を演算し、
前記補完制動力が前記前輪基準力以下である場合には、前記後輪トルクをゼロに維持するとともに、前記前輪トルクを前記補完制動力に基づいて増加し、
前記補完制動力が前記前輪基準力よりも大きい場合には、前記前輪トルクを前記前輪基準力に基づいて増加するとともに、前記後輪トルクを前記補完制動力、及び、前記前輪基準力に基づいて増加するよう構成された、車両の制動制御装置。

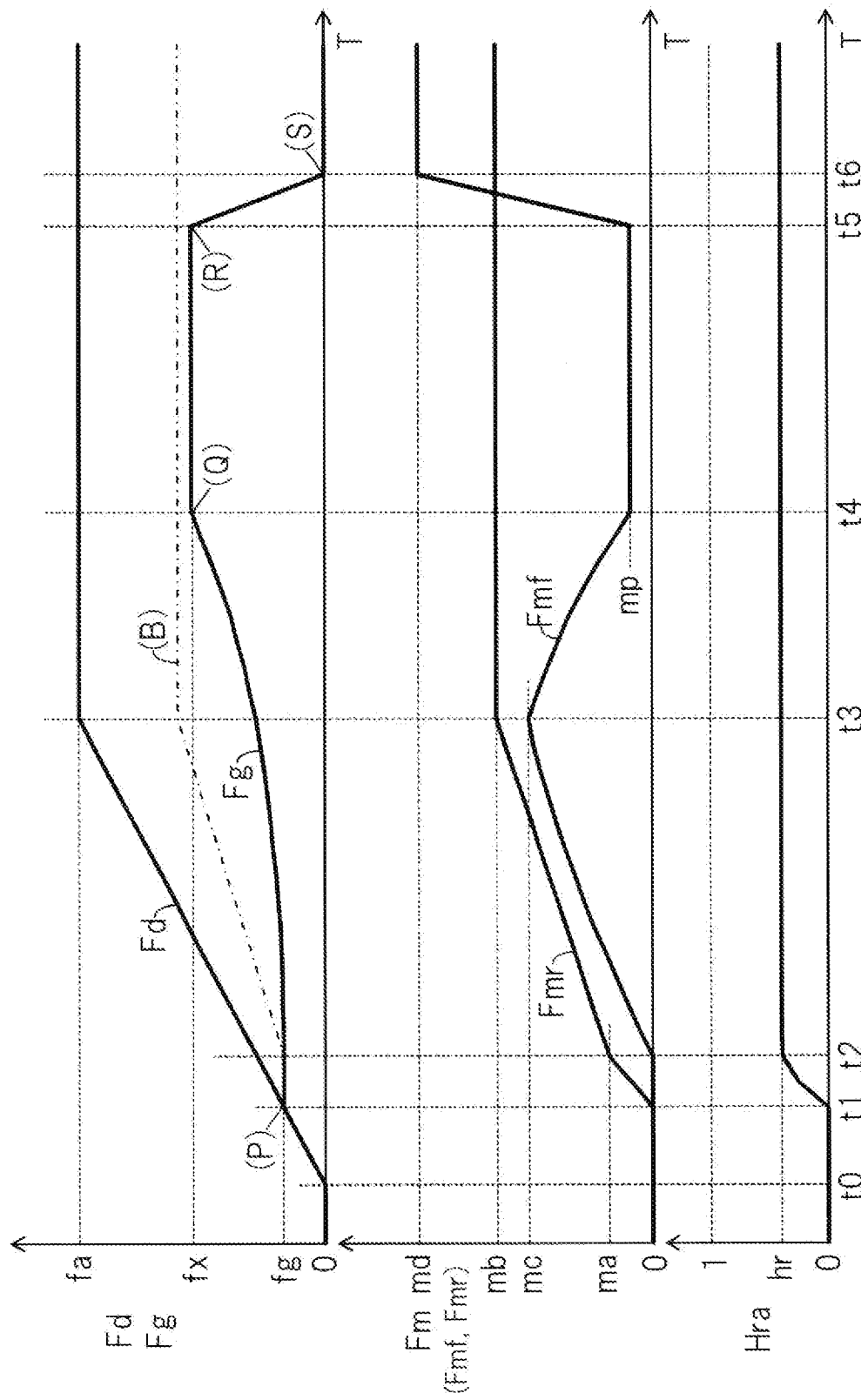
[図1]



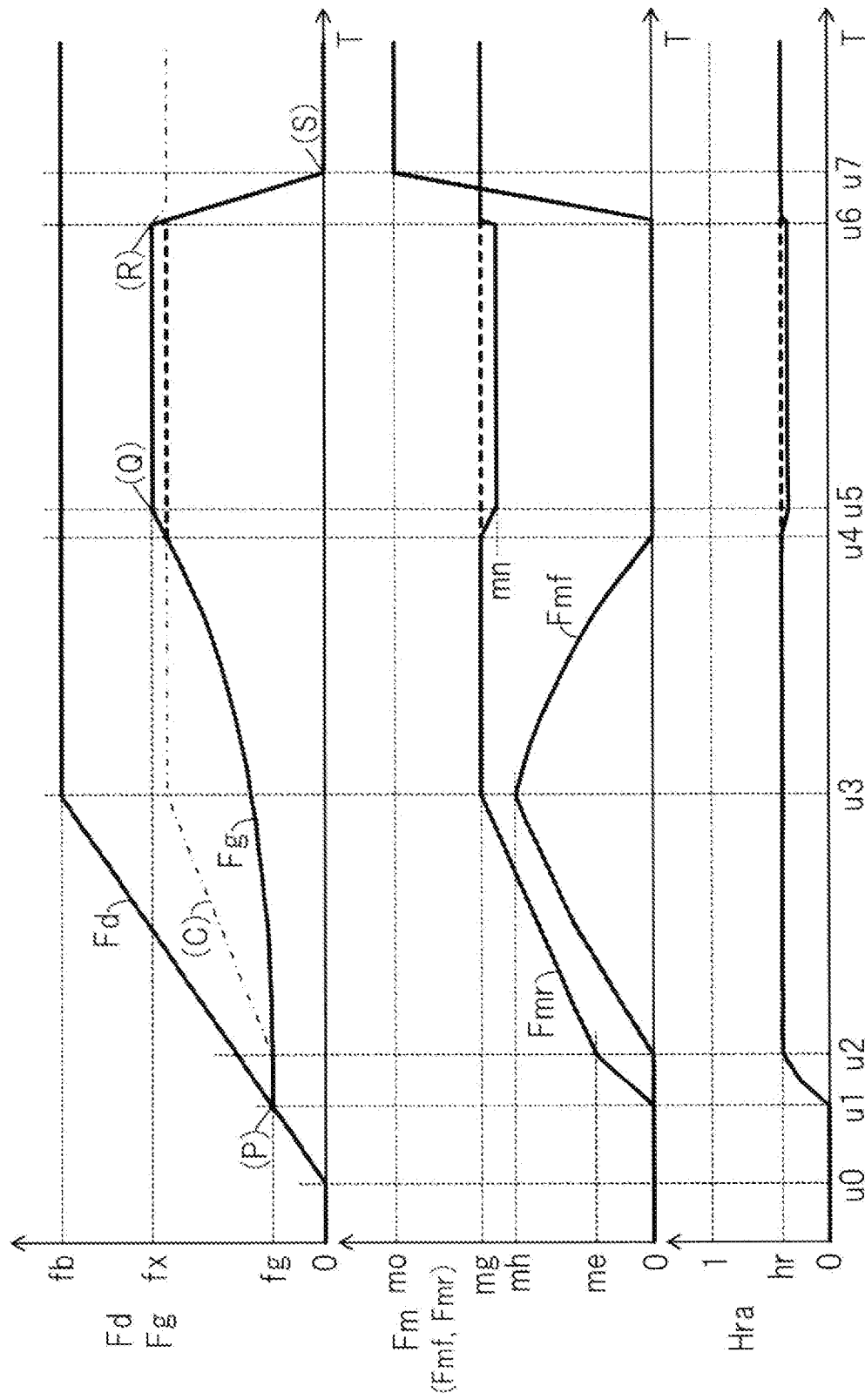
[図2]



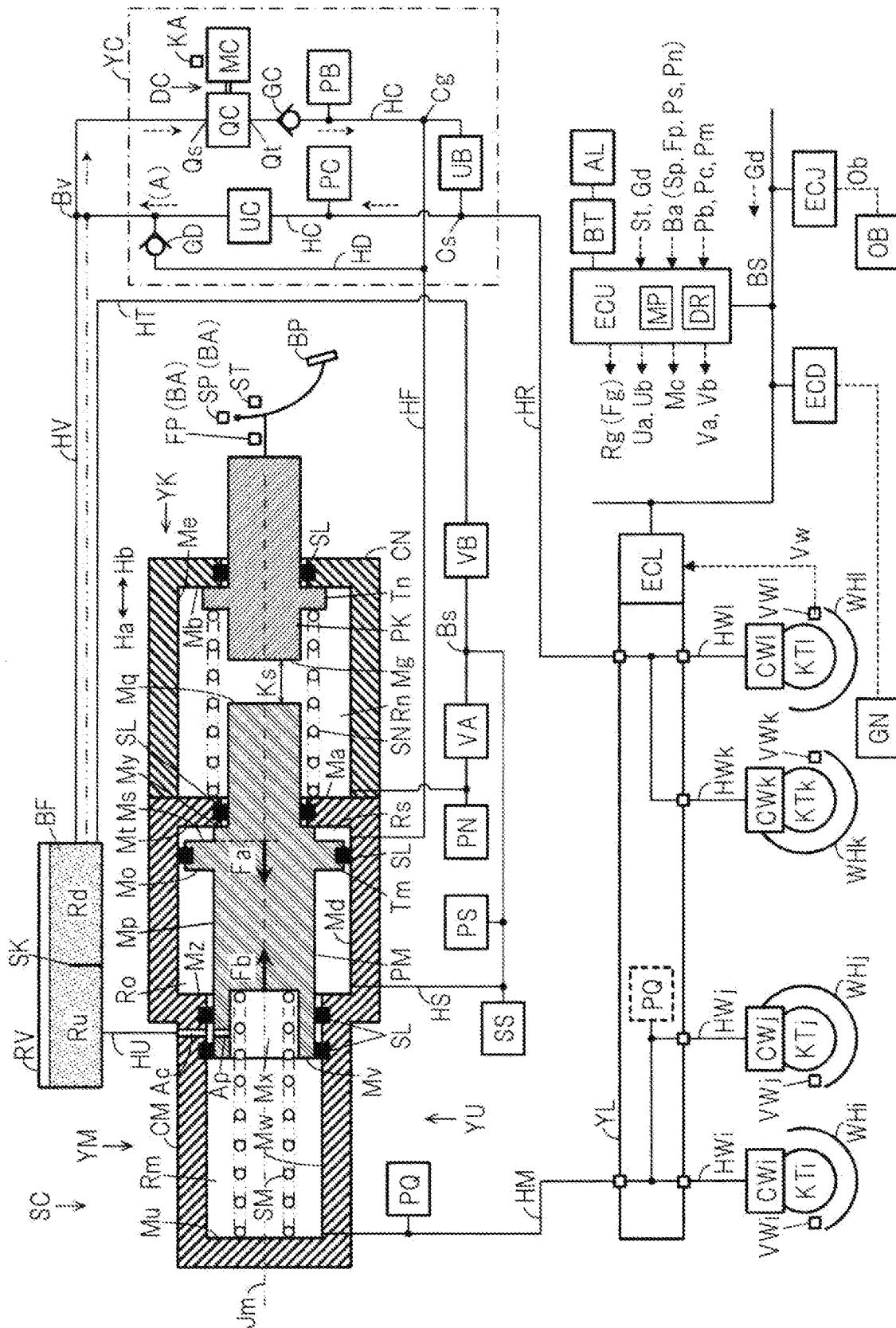
[図3]



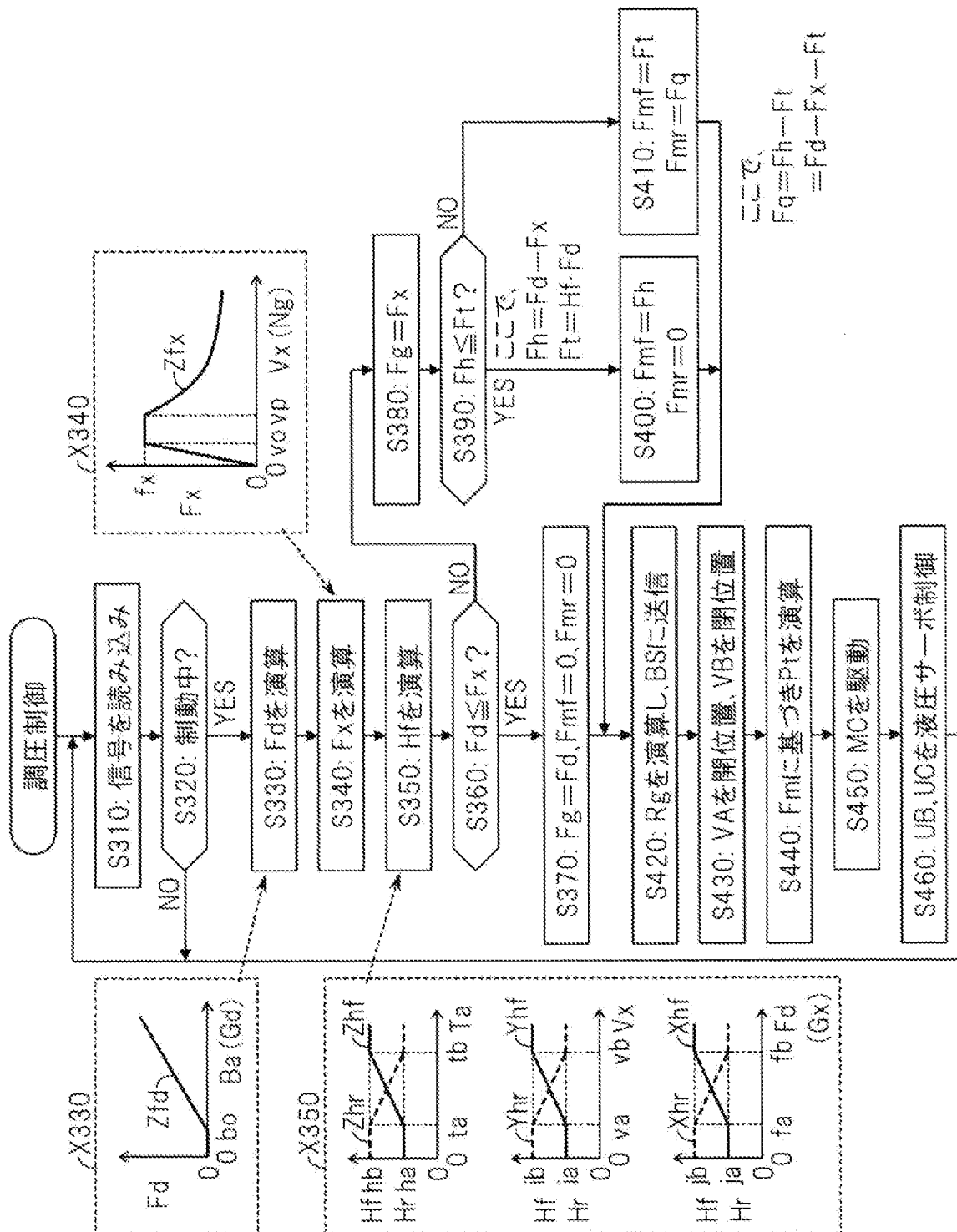
[図4]



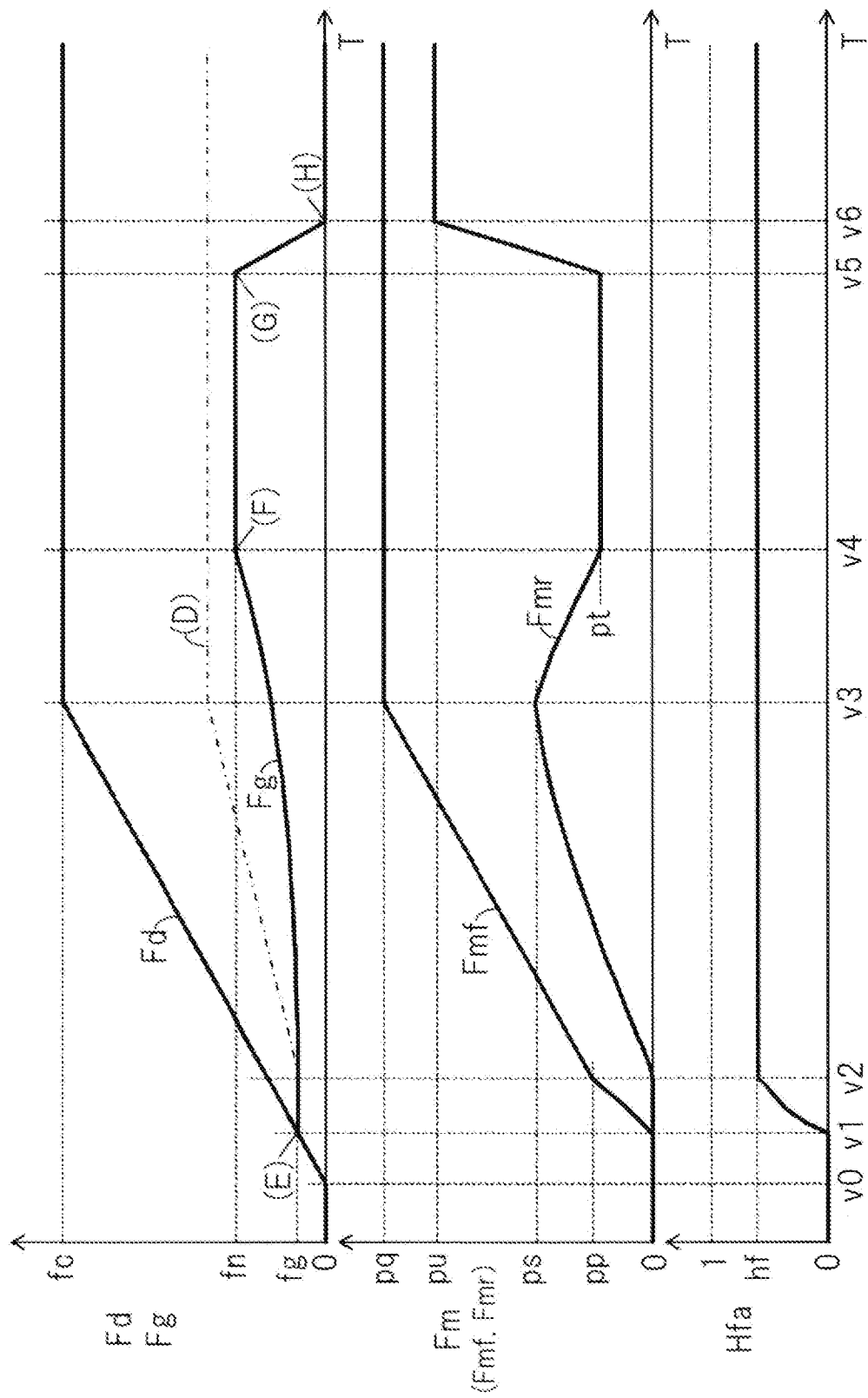
[図5]



[図6]



[図7]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/003932

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. B60T8/17(2006.01) i, B60L7/24(2006.01) i, B60T8/26(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. B60T8/17, B60L7/24, B60T8/26

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	1971-2019
Registered utility model specifications of Japan	1996-2019
Published registered utility model applications of Japan	1994-2019

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.
X	WO 2013/008298 A1 (TOYOTA MOTOR CORP.) 17 January 2013, paragraphs [0024]-[0026], fig. 2, 5 & US 2014/0131150 A1, paragraphs [0191]-[0204], fig. 2, 5	1-4
A	JP 2007-276579 A (NISSAN MOTOR CO., LTD.) 25 October 2007, paragraph [0013], fig. 3-4 (Family: none)	1-4
A	JP 2018-19537 A (ISUZU MOTORS LTD.) 01 February 2018, paragraphs [0012]-[019], fig. 1 (Family: none)	1-4

☐ 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
25 April 2019 (25.04.2019)

Date of mailing of the international search report
14 May 2019 (14.05.2019)

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. B60T8/17(2006.01)i, B60L7/24(2006.01)i, B60T8/26(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. B60T8/17, B60L7/24, B60T8/26

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	1971-2019年
日本国実用新案登録公報	1996-2019年
日本国登録実用新案公報	1994-2019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
X	WO 2013/008298 A1 (トヨタ自動車株式会社) 2013.01.17, 段落 [0024] - [0026], 第2,5図 & US 2014/0131150 A1, [0191] - [0204], Figs 2,5	1-4
A	JP 2007-276579 A (日産自動車株式会社) 2007.10.25, 段落 [0013], 第3-4図 (ファミリーなし)	1-4
A	JP 2018-19537 A (いすゞ自動車株式会社) 2018.02.01, 段落 [0012] - [019], 第1図 (ファミリーなし)	1-4

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

25.04.2019

国際調査報告の発送日

14.05.2019

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)

竹村 秀康

3W

3524

電話番号 03-3581-1101 内線 3367