

(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4月4日(04.04.2019)



(10) 国際公開番号

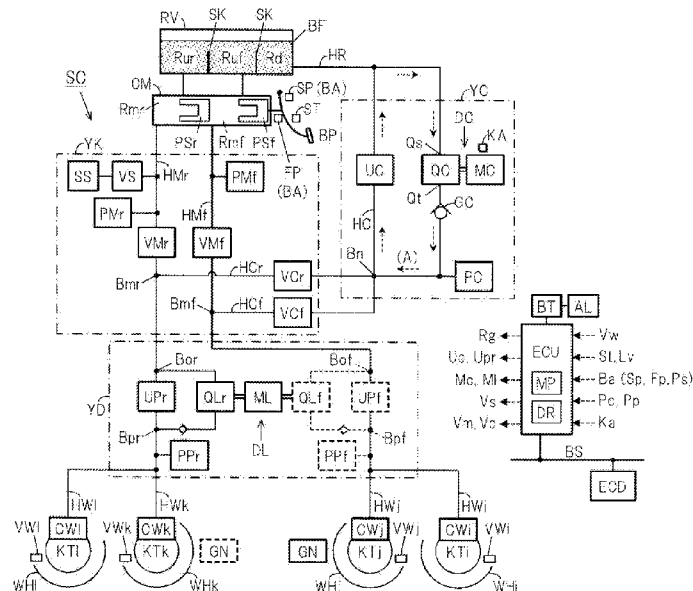
WO 2019/065664 A1

- (51) 国際特許分類:
B60T 8/17 (2006.01) *B60T 13/138* (2006.01)
B60L 7/24 (2006.01) *B60T 13/18* (2006.01)
B60L 15/20 (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2018/035542
- (22) 国際出願日: 2018年9月26日(26.09.2018)
- (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 2017-184275 2017年9月26日(26.09.2017) 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).
- (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, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ,

(54) Title: VEHICLE BRAKE CONTROL DEVICE

(54) 発明の名称: 車両の制動制御装置

[図1]



(57) Abstract: This brake control device is mounted in a vehicle equipped with a regenerative generator on either the front wheels or the rear wheels. The brake control device comprises: a "first pressure adjusting unit that adjusts a liquid pressure generated by a first electric motor to a first liquid pressure and provides the first liquid pressure to wheel cylinders of wheels on one side"; and a "second pressure adjusting unit that is configured by a fluid pump, which is driven by a second electric motor, and a pressure adjusting valve, and that performs adjustment to increase the first liquid pressure to a second

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：

- 一 国際調査報告 (条約第21条(3))

liquid pressure and provides the second liquid pressure to wheel cylinders of wheels on the other side". In the brake control device, when the regeneration amount of the regenerative generator has reached a predetermined regeneration amount, the second pressure adjusting unit rapidly increases the second liquid pressure to a predetermined liquid pressure. Further, if the regeneration amount of the regenerative generator is less than the predetermined regeneration amount, the first and second pressure adjusting units maintain the first and second liquid pressures at zero.

(57) 要約：制動制御装置は、前輪、及び、後輪のうちの何れか一方側の車輪に回生ジェネレータを備えた車両に搭載される。制動制御装置は、「第1電気モータによって発生された液圧を調整して第1液圧とし、一方側の車輪のホイールシリンダに付与する第1調圧ユニット」と、「第2電気モータによって駆動される流体ポンプ、及び、調圧弁にて構成され、第1液圧を増加調整して第2液圧とし、他方側の車輪のホイールシリンダに付与する第2調圧ユニット」と、を備える。制動制御装置では、回生ジェネレータの回生量が所定回生量に達した時点で、第2調圧ユニットは、第2液圧を所定液圧にまで急増する。また、回生ジェネレータの回生量が所定回生量未満の場合には、第1、第2調圧ユニットは第1、第2液圧をゼロに維持する。

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、「コストアップを抑制した液圧制御装置及びブレーキシステムを提供すること」を目的に、「ハウジング内部に設けられ、油路を介して車輪に設けられた液圧発生部に対し作動液圧を発生させる液圧源と、ハウジングに一体的に設けられ、ハウジングとは別に設けられた運転者のブレーキペダル操作反力を生成するストロークシミュレータ内へのブレーキ液の流入を許可するための切換電磁弁と、ハウジングに一体的に設けられ、液圧源及び切換電磁弁を駆動するためのコントロールユニットと、を備える」ことが記載されている。

[0003] 特許文献 1 の装置は、車輪を駆動する原動機として、エンジンのほか電動式のモータ（ジェネレータ）を備えたハイブリッド車や、電動式のモータ（ジェネレータ）のみを備えた電気自動車等の、電動車両のブレーキシステムに適用される。このような電動車両においては、モータ（ジェネレータ）を含む回生制動装置により、車両の運動エネルギーを電気エネルギーに回生することで車両を制動する回生制動を実行可能である。

[0004] 特許文献 1 の装置は、所謂、回生協調制御（回生制動と摩擦制動との協調）を達成するものである。しかしながら、特許文献 1 の装置では、回生用のジェネレータの有無に係らず、全ての車輪のホイールシリンダに同じ液圧が付与される。このため、ジェネレータを備える車輪には、回生制動力と摩擦制動力との合力が発生され、ジェネレータを備えない車輪には、摩擦制動力のみが発生される。

[0005] 車両の走行安定性の観点からは、前輪制動力と後輪制動力とは車両減速に起因する接地荷重（垂直力）を考慮した上で適切に配分される必要がある。

一方、エネルギー回生の観点では、ジェネレータが発生し得る最大限のエネルギーが回生されること（即ち、最大回生制動力の達成）が好ましい。従って、回生協調制御が実行される車両の制動制御装置においては、車両安定性とエネルギー回生が高次元で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

[0006] 特許文献1：特開2016-144952号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0007] 本発明の目的は、車両安定性とエネルギー回生が高次元で両立される回生協調制御が達成可能な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

[0008] 本発明に係る車両の制動制御装置は、前輪（WHf）、及び、後輪（WHr）のうちの何れか一方側の車輪（WHg）に回生ジェネレータ（GN）を備えた車両に搭載される。

[0009] 本発明に係る車両の制動制御装置は、第1電気モータ（MC、MZ、MD）によって発生された液圧を調整して第1液圧（Pc）とする第1調圧ユニット（YC）と、第2電気モータ（ML）によって駆動される流体ポンプ（QL）、及び、調圧弁（UP）にて構成され、前記第1液圧（Pc）を増加調整して第2液圧（Pp）とする第2調圧ユニット（YD）と、を備える。

[0010] 本発明に係る車両の制動制御装置では、前記第1調圧ユニット（YC）は、前記一方側の車輪（WHg）のホイールシリンダ（CWg）に対して前記第1液圧（Pc）を付与し、前記第2調圧ユニット（YD）は、前記一方側の車輪（WHg）とは異なる他方側の車輪（WHt）のホイールシリンダ（CWt）に対して前記第2液圧（Pp）を付与するよう構成されている。

[0011] 上記構成によれば、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とが独立して調整可能である。

[0012] 本発明に係る車両の制動制御装置は、前輪（WH f）に前輪回生ジェネレータ（GN f）を備えるとともに、後輪（WH r）に後輪回生ジェネレータ（GN r）を備えた車両に搭載される。

[0013] 本発明に係る車両の制動制御装置は、第1電気モータ（MC、MZ、MD）によって発生された液圧を調整して第1液圧（P c）とする第1調圧ユニット（YC）と、第2電気モータ（ML）によって駆動される流体ポンプ（QL）、及び、調圧弁（UP）にて構成され、前記第1液圧（P c）を増加調整して第2液圧（P p）とする第2調圧ユニット（YD）と、を備える。

[0014] 本発明に係る車両の制動制御装置では、前記前輪回生ジェネレータ（GN f）による前輪回生制動力（F g f）がゼロであり、前記後輪回生ジェネレータ（GN r）による後輪回生制動力（F g r）がゼロである場合において、前記前輪（WH f）の前輪制動力（F f）と前記後輪（WH r）の後輪制動力（F r）との関係を基準特性（Cb）としたときに、前記第1調圧ユニット（YC）は、前記基準特性（Cb）に対して、前記前輪回生制動力（F g f）、及び、前記後輪回生制動力（F g r）のうちで、相対的に大きい方に対応する車輪のホイールシリンダ（CW）に対して前記第1液圧（P c）を付与し、前記第2調圧ユニット（YD）は、前記基準特性（Cb）に対して、前記前輪回生制動力（F g f）、及び、前記後輪回生制動力（F g r）のうちで、相対的に小さい方に対応する車輪のホイールシリンダ（CW）に対して前記第2液圧（P p）を付与するよう構成されている。

[0015] 上記構成によっても、前後輪の制動システムの液圧P w f、P w rが独立して制御されるため前輪、後輪制動力F f、F rの配分比率が適正化され、車両安定性が維持されるとともに、回生可能なエネルギー量が十分に確保され得る。

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SC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処理を説明するための制御フロー図であ

る。

[図3]前輪WH f にジェネレータGNを備えた車両での回生協調制御における制動力の前後配分を説明するための特性図である。

[図4]本発明に係る車両の制動制御装置SC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]第1調圧ユニットYCの他の構成例を説明するための概略図である。

[図6]後輪WH r にジェネレータGNを備えた車両での回生協調制御における制動力の前後配分を説明するための特性図である。

[図7]前後輪WH f、WH r にジェネレータGN f、GN rを備えた車両での回生協調制御における制動力の前後配分を説明するための特性図である。

発明を実施するための形態

[0017] <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、「ECU」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CW i、左前輪ホイールシリンダCW j、右後輪ホイールシリンダCW k、及び、左後輪ホイールシリンダCW 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、「WH」は各車輪、「CW」は各ホイールシリンダを表す。

[0018] 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、マスタシリンダ弁VMにおいて、前輪マスタシリンダ弁VM f、及び、後輪マスタシリンダ弁VM r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、「VM」は、前後の制動系統におけるマスタシリンダ弁を表す。

[0019] 制動制御装置SCの作動が適正状態であり、制動制御装置SCによって行われる制動が、「制御制動」と称呼される。制動制御装置SCの作動が不調状態である場合において、運転者の操作力のみによる制動が、「マニュアル制動」と称呼される。従って、マニュアル制動では、制動制御装置SCは利用されない。

[0020] <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SCの第1の実施形態について説明する。一般的な車両では、2系統の流体路が採用され、冗長性が確保されている。ここで、流体路は、制動制御装置の作動液体である制動液BF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BFが満たされている。なお、流体路において、リザーバRVに近い側（ホイールシリンダCWから遠い側）が、「上流側」、又は、「上部」と称呼され、ホイールシリンダCWに近い側（リザーバRVから遠い側）が、「下流側」、又は、「下部」と称呼される。

[0021] 2系統の流体路のうちの前輪系統は、前輪ホイールシリンダCW_i、CW_j（「CW_f」とも記載）に接続される。2系統の流体路のうちの後輪系統は、後輪ホイールシリンダCW_k、CW_l（「CW_r」とも記載）に接続される。つまり、2系統の流体路として、所謂、前後型（「H型」ともいう）のものが採用されている。

[0022] 車両は、駆動用の電気モータGNを備えたハイブリッド車両、又は、電気自動車である。駆動用の電気モータGN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GNは、前輪WH_fに備えられる。ここで、ジェネレータGNが備えられる車輪が、「回生車輪WH_g」と称呼され、ジェネレータGNが備えられない車輪が、「非回生車輪

WH t」と称呼される。従って、前輪WH fが、回生車輪WH g（「一方側の車輪」に対応）であり、後輪WH rが、非回生車輪WH t（「他方側の車輪」に対応）である。

[0023] 制動制御装置SC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。制動制御装置SCを備える車両には、制動操作部材BP、ホイールシリンダCW、リザーバRV、及び、車輪速度センサVWが備えられる。

[0024] 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す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の制動トルクが調整され、車輪WHに制動力F（F f、F rの総称）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。そして、回転部材KTを挟み込むようにブレーキキャリパが配置される。

[0025] ブレーキキャリパには、ホイールシリンダCWが設けられている。ホイールシリンダCW内の制動液BFの圧力（制動液圧）Pw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KTに押し付けられる。回転部材KTと車輪WHとは、一体的に回転するよう固定されているため、このときに生じる摩擦力によって、車輪WHに制動トルク（摩擦制動力F p）が発生される。

[0026] 回生車輪WH g（ジェネレータGNを有する車輪）に設けられたホイールシリンダが、「回生ホイールシリンダCW g」と称呼される。また、非回生車輪WH t（ジェネレータGNを有さない車輪）に設けられたホイールシリンダが、「非回生ホイールシリンダCW t」と称呼される。ジェネレータGNは、前輪WH fに設けられたため、前輪ホイールシリンダCW（CW i、CW j）が、回生ホイールシリンダCW gであり、後輪ホイールシリンダCW r（CW k、CW l）が、非回生ホイールシリンダCW tである。

[0027] リザーバ（大気圧リザーバ）RVは、作動液体用のタンクであり、その内部に制動液BFが貯蔵されている。リザーバRVの下部は、仕切り板SKに

よって、マスタシリンダ室 R_m (R_{mf} 、 R_{mr}) に接続されたマスタリザーバ室 R_u (R_{uf} 、 R_{ur}) と、第1調圧ユニット YC に接続された調圧リザーバ室 R_d とに区画されている。リザーバ RV 内に制動液 BF が満たされた状態では、制動液 BF の液面は、仕切り板 SK の高さよりも上にある。このため、制動液 BF は、仕切り板 SK を超えて、マスタリザーバ室 R_u と調圧リザーバ室 R_d との間を自由に移動することができる。一方、リザーバ RV 内の制動液 BF の量が減少し、制動液 BF の液面が仕切り板 SK の高さよりも低くなると、マスタリザーバ室 R_u と調圧リザーバ室 R_d とは独立した液だめとなる。

[0028] マスタシリンダ CM は、制動操作部材 BP に、ブレーキロッド、クレビス（U字継手）等を介して、機械的に接続されている。マスタシリンダ CM は、2つのチャンバ（液圧室） R_{mf} 、 R_{mr} を有する、所謂、タンデム型である。前輪マスタシリンダ室 R_{mf} は、マスタシリンダ CM の内壁（円筒面）、第1マスタピストン PS_f の後端部、及び、第2マスタピストン PS_r の前端部によって区画され、制動操作部材 BP が操作されていない場合（非制動時）には、前輪リザーバ室 R_{uf} に連通されている。後輪マスタシリンダ室 R_{mr} は、マスタシリンダ CM の内壁（円筒面と底面）、及び、第2マスタピストン PS_r の後端部によって区画され、非制動時には、後輪リザーバ室 R_{ur} に連通されている。

[0029] 制動操作部材 BP が操作されると、マスタシリンダ CM 内の第1、第2ピストン PS_f 、 PS_r が押されて前進する。前進移動によって、マスタシリンダ室 R_m (R_{mf} 、 R_{mr}) は、リザーバ RV （特に、マスタリザーバ室 R_{uf} 、 R_{ur}) から遮断される。更に、制動操作部材 BP の操作が増加されると、マスタシリンダ室 R_m の体積は減少し、制動液 BF は、マスタシリンダ CM から、ホイールシリンダ CW に向けて圧送される。

[0030] 各車輪 WH には、車輪速度 V_w を検出するよう、車輪速度センサ VW 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（車輪の過大な減速スリップを抑制する制御）、車両安定化制御（過大なオーバステア、アンダ

ステア挙動を抑制する制御)、等の各輪独立の制動制御に利用される。車輪速度センサVWによって検出された各車輪速度Vwは、コントローラECUに入力される。コントローラECUでは、車輪速度Vwに基づいて、車体速度Vxが演算される。

[0031] 《制動制御装置SC》

制動制御装置SCは、操作量センサBA、操作スイッチST、ストロークシミュレータSS、シミュレータ電磁弁VS、マスタシリンダ電磁弁VM、第1調圧ユニットYC、分離電磁弁VC、第2調圧ユニットYD、及び、コントローラECUにて構成される。制動制御装置SC内は、制動液BFによって液密状態にされている。

[0032] 制動操作部材BPには、操作量センサBAが設けられる。操作量センサBA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Baが検出される。制動操作量センサBAとして、マスタシリンダCM内の液圧(マスタシリンダ液圧)Pmを検出するマスタシリンダ液圧センサPM、制動操作部材BPの操作変位Spを検出する操作変位センサSP、及び、制動操作部材BPの操作力Fpを検出する操作力センサFPのうちの少なくとも1つが採用される。つまり、操作量センサBAによって、制動操作量Baとして、マスタシリンダ液圧Pm、制動操作変位Sp、及び、制動操作力Fpのうちの少なくとも1つが検出される。制動操作量Baは、コントローラECUに入力される。

[0033] 制動操作部材BPには、操作スイッチSTが設けられる。操作スイッチSTによって、運転者による制動操作部材BPの操作の有無が検出される。制動操作部材BP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STによって、操作信号Stとしてオフ信号が出力される。一方、制動操作部材BPが操作されている場合(即ち、制動時)には、操作信号Stとしてオン信号が出力される。制動操作信号Stは、コントローラECUに入力される。

[0034] ストロークシミュレータ(単に、「シミュレータ」ともいう)SSが、制

動操作部材BP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SS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。マスタシリンダCMから制動液BFがシミュレータSSに移動され、流入する制動液BFにより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BFの流入を阻止する方向に力が加えられる。弾性体によって、制動操作部材BPが操作される場合の操作力 F_p が形成される。

[0035] マスタシリンダCMは、マスタシリンダ流体路HMによって、ホイールシリンダCWに接続される。マスタシリンダ流体路HMの途中に、マスタシリンダ弁VMが設けられる。マスタシリンダ弁VM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。マスタシリンダ弁VMは、コントローラECUからの駆動信号 V_m によって制御される。非制動時、又は、マニュアル制動時には、マスタシリンダ弁VMは開位置にされ、マスタシリンダ流体路HMを介して、マスタシリンダCMとホイールシリンダCWとは連通状態となる。制御制動時には、マスタシリンダ弁VMは閉位置にされ、マスタシリンダCMとホイールシリンダCWとは遮断状態（非連通状態）にされる。マスタシリンダ弁VMには、常開型の電磁弁が採用される。

[0036] マスタシリンダ弁VMの上流側において、マスタシリンダCM内のマスタシリンダ室 R_m とシミュレータSSとの間は、シミュレータ弁VSが設けられる。シミュレータ弁VSは、開位置と閉位置とを有する2位置の電磁弁（オン・オフ弁）である。シミュレータ弁VSは、コントローラECUからの駆動信号 V_s によって制御される。マニュアル制動時には、シミュレータ弁VSが閉位置にされ、マスタシリンダCMとシミュレータSSとが遮断状態にされる。この場合、マスタシリンダCMからの制動液BFは、シミュレータSSで消費されない。制御制動時には、シミュレータ弁VSが開位置にされ、マスタシリンダCMとシミュレータSSとは連通状態にされる。この場合、制動操作部材BPの操作特性（操作変位 S_p と操作力 F_p との関係）は、シミュレータSSによって形成される。シミュレータ弁VSには、常閉型

の電磁弁が採用される。なお、マスタシリンダ室 R_m の容積が十分に大きい場合には、シミュレータ弁 V_S は省略され得る。

[0037] [第1調圧ユニット Y_C (還流型)]

第1調圧ユニット Y_C は、第1電動ポンプ D_C 、逆止弁 G_C 、第1調圧弁 U_C 、及び、第1調整液圧センサ P_C を備えている。

[0038] 第1電動ポンプ D_C は、1つの第1電気モータ M_C 、及び、1つの第1流体ポンプ Q_C の組によって構成される。第1電動ポンプ D_C では、第1電気モータ M_C と第1流体ポンプ Q_C とが一体となって回転するよう、第1電気モータ M_C と第1流体ポンプ Q_C とが固定されている。第1電動ポンプ D_C (特に、第1電気モータ M_C) 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 M_C は、コントローラ ECU によって制御される。

[0039] 例えば、第1電気モータ M_C として、3相ブラシレスモータが採用される。ブラシレスモータ M_C には、そのロータ位置 (回転角) K_a を検出する回転角センサ K_A が設けられる。回転角 (実際値) K_a に基づいて、ブリッジ回路のスイッチング素子が制御され、電気モータ M_C が駆動される。つまり、3つの各相 (U相、V相、W相) のコイルの通電量の方向 (即ち、励磁方向) が、順次切り替えられ、ブラシレスモータ M_C が回転駆動される。駆動回路 DR には、電気モータ M_C の実際の通電量 I_a (各相の総称) を検出する通電量センサが設けられる。通電量センサとして、電流センサが設けられ、電気モータ M_C への供給電流 I_a が検出される。

[0040] 第1流体ポンプ Q_C の吸込口 Q_s は、リザーバ流体路 HR を介して、リザーバ RV (特に、調圧リザーバ室 R_d) に接続されている。流体ポンプ Q_C の吐出口 Q_t には、調圧流体路 HC が接続されている。電動ポンプ D_C (特に、流体ポンプ Q_C) の駆動によって、制動液 BF が、リザーバ流体路 HR から、吸込口 Q_s を通して吸入され、吐出口 Q_t から調圧流体路 HC に排出される。例えば、第1流体ポンプ Q_C としてギャポンが採用される。

[0041] 調圧流体路 HC には、逆止弁 G_C (「チェック弁」ともいう) が介装され

る。例えば、流体ポンプQCの吐出部Qtの近くに、逆止弁GCが設けられる。逆止弁GCによって、制動液BFは、リザーバ流体路HRから調圧流体路HCに向けては移動可能であるが、調圧流体路HCからリザーバ流体路HRに向けての移動（即ち、制動液BFの逆流）が阻止される。つまり、電動ポンプDCは、一方向に限って回転される。

[0042] 第1調圧弁UCは、調圧流体路HC、及び、リザーバ流体路HRに接続される。第1調圧弁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。調圧弁UCは、駆動信号Ucに基づいて、コントローラECUによって制御される。調圧弁UCとして、常開型の電磁弁が採用される。

[0043] 制動液BFは、リザーバ流体路HRから、第1流体ポンプQCの吸込口Qsを通して汲み上げられ、吐出口Qtから排出される。そして、制動液BFは、逆止弁GCと調圧弁UCとを通り、リザーバ流体路HRに戻される。換言すれば、リザーバ流体路HR、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、逆止弁GC、及び、調圧弁UCが介装される。

[0044] 第1電動ポンプDCが作動している場合には、制動液BFは、破線矢印（A）で示すように、「HR→QC（Qs→Qt）→GC→UC→HR」の順で還流している。第1調圧弁UCが全開状態にある場合（常開型であるため、非通電時）、調圧流体路HC内の液压（調整液压）Pcは低く、略「0（大気圧）」である。第1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、調整液压Pcは増加される。第1調圧ユニットYCでは、電動ポンプDCによって形成された制動液BFの還流が、調圧弁UCによって調整されて、調整液压（「第1液压」に相当）Pcが発生される。該調圧方式が、「還流型」と称呼される。第1調圧ユニットYCでは、調整液压Pcを検出するよう、調圧流体路HC（特に、逆止弁GCと調圧弁UCとの間）に第1調整液压センサPCが設けられる。

[0045] 調圧流体路HCは、分岐部B_nにて、前輪調圧流体路HC_f、及び、後輪調圧流体路HC_rに分岐される。そして、前輪調圧流体路HC_fは、前輪マスタシリンダ弁VM_fの下流部B_{m f}にて、前輪マスタシリンダ流体路HM_fに接続される。また、後輪調圧流体路HC_rは、後輪マスタシリンダ弁VM_rの下流部B_{m r}にて、後輪マスタシリンダ流体路HM_rに接続される。従って、調整液圧P_cは、前輪、後輪調圧流体路HC_f、HC_r、及び、前輪、後輪マスタシリンダ流体路HM_f、HM_rを介して、前輪、後輪ホールシリンダCW_f、CW_rに導入される。つまり、第1調圧ユニットYCによって、マスタシリンダCMの下流部分にて、制動液BFの加圧が行われる。該加圧方式が、「マスタシリンダ下流加圧」と称呼される。

[0046] 調圧流体路HC_f、HC_rの途中に、分離弁VC_f、VC_rが設けられる。分離弁VCは、開位置と閉位置とを有する2位置の電磁弁（オン・オフ弁）である。分離弁VCは、コントローラECUからの駆動信号V_cによって制御される。非制動時、又は、マニュアル制動時には、分離弁VCは閉位置にされ、マスタシリンダCMから第1調圧ユニットYC（特に、調圧弁UC）への制動液BFの移動が遮断される。このため、マニュアル制動時にマスタシリンダCMから圧送された制動液BFは、ホイールシリンダCWに導入される。制御制動時には、分離弁VCは開位置にされる。このとき、マスタシリンダ弁VMは閉位置にされているため、第1調圧ユニットYCからホイールシリンダCWに、調整液圧P_cが導入（供給）される。分離弁VCには、常閉型の電磁弁が採用される。

[0047] [第2調圧ユニットYD]

ジェネレータGNは、前輪WH_fに備えられるが、ジェネレータGNが備えられない後輪WH_r用の制動系統には、第2調圧ユニットYDが設けられる。第2調圧ユニットYDは、後輪マスタシリンダ弁VM_rの下流側（例えば、部位B_{m r}と後輪ホールシリンダCW_rとの間）に設けられる。前輪制動力F_fと後輪制動力F_rとの配分が適正化されるよう、第2調圧ユニットYDによって、調整液圧（「第1液圧」に相当）P_cが、後輪出力液圧（「

第2 液圧」に相当) P_{pr} にまで増加され、この出力液圧 P_{pr} が、後輪ホイールシリンダ CW_r に加えられる。このとき、前輪ホイールシリンダ CW_f には、調整液圧 P_c が付与されている。従って、後輪制動液圧 P_{wr} は、前輪制動液圧 P_{wf} よりも大きい。

[0048] 第2 調圧ユニット YD による該調圧制御が、回生協調制御における「独立制御」と称呼される。即ち、前輪 WH_f にジェネレータ GN を備える車両では、独立制御は、調整液圧 P_c が前輪ホイールシリンダ CW_f に付与されるとともに、調整液圧 P_c から増加された出力液圧 P_{pr} が後輪ホイールシリンダ CW_r に付与されることによって、前輪系統と後輪系統とを、独立に制御するものである。

[0049] 第2 調圧ユニット YD は、第2 電動ポンプ DL 、後輪第2 調圧弁 UP_r 、及び、後輪出力液圧センサ PP_r にて構成される。第2 電動ポンプ DL は、第2 電気モータ ML 、及び、第2 流体ポンプ QL の組によって構成される。第2 電動ポンプ DL でも、第1 電動ポンプ DC と同様に、第2 電気モータ ML と第2 流体ポンプ QL とが一体となって回転するよう、固定されている。第2 電動ポンプ DL （特に、第2 電気モータ ML ）は、調整液圧 P_c を出力液圧 P_{pr} にまで増加するための動力源である。電気モータ ML は、駆動信号 MI に基づいて、コントローラ ECU によって制御される。

[0050] 第2 流体ポンプ QL_r の吸込口は、後輪マスタシリンダ流体路 HM_r において、調圧弁 UP_r の上流部 Bo_r に接続されている。第2 流体ポンプ QL_r の吐出口は、後輪マスタシリンダ流体路 HM_r において、調圧弁 UP_r の下流部 Bp_r に接続されている。流体ポンプ QL_r の吐出部には、逆止弁が設けられ、制動液 BF の逆流が阻止される。電動ポンプ DL （特に、流体ポンプ QL ）が駆動されると、「 $Bo_r \rightarrow QL_r \rightarrow Bp_r \rightarrow UP_r \rightarrow Bo_r$ 」のように、制動液 BF の還流が形成される。例えば、第2 流体ポンプ QL_r としてギヤポンプが採用される。

[0051] 後輪用の第2 調圧弁（「チャージ弁」ともいう） UP_r は、第1 調圧弁 UC と同様に、通電量（例えば、供給電流）に基づいて開弁量が連続的に制御

される常開リニア型の電磁弁（比例弁）である。後輪チャージ弁 UP_r は、駆動信号 Up に基づいて、コントローラ ECU によって制御される。常開型の後輪チャージ弁（後輪第2調圧弁） UP_r に通電が行われず、全開状態にある場合、後輪チャージ弁 UP_r の下流側の液圧（出力液圧） Pp_r は、調整液圧 Pc と一致する。後輪チャージ弁 UP_r への通電量が増加され、後輪チャージ弁 UP_r によって還流が絞られると、オリフィス効果によって、出力液圧 Pp_r は、調整液圧 Pc から増加される。出力液圧 Pp_r を検出するよう、後輪チャージ弁 UP_r の下流部に後輪出力液圧センサ PP_r が設けられる。

[0052] 電子制御ユニット（「コントローラ」ともいう） ECU は、マイクロプロセッサ MP 等が実装された電気回路基板と、マイクロプロセッサ MP にプログラムされた制御アルゴリズムにて構成されている。コントローラ ECU によって、制動操作量 Ba 、操作信号 St 、調整液圧 Pc 、及び、出力液圧 Pp_r に基づいて、第1、第2電気モータ MC 、 ML 、及び、各種電磁弁 VM 、 VS 、 VC 、 UC 、 UP_r が制御される。具体的には、マイクロプロセッサ MP 内の制御アルゴリズムに基づいて、各種電磁弁 VM 、 VS 、 VC 、 UC 、 UP_r を制御するための駆動信号 Vm 、 Vs 、 Vc 、 Uc 、 Up_r が演算される。同様に、電気モータ MC 、 ML を制御するための駆動信号 Mc 、 MI が演算される。そして、これらの駆動信号 Vm 、 Vs 、 Vc 、 Uc 、 Up_r 、 Mc 、 MI に基づいて、電磁弁 VM 、 VS 、 VC 、 UC 、 UP_r 、及び、電気モータ MC 、 ML が駆動される。

[0053] コントローラ ECU は、車載通信バス BS を介して、他の電子制御ユニット（コントローラ）とネットワーク接続されている。コントローラ ECU によって、回生協調制御を実行するよう、駆動用のコントローラ ECD に回生量 Rg （目標値）が送信される。「回生量 Rg 」は、駆動用モータ（回生のジェネレータでもある） GN によって発生される回生ブレーキの大きさを表す状態量である。コントローラ ECU には、車載の発電機 AL 、及び、蓄電池 BT から電力が供給される。

[0054] コントローラECUには、電磁弁VM、VS、VC、UC、UP_r、及び、電気モータMC、MLを駆動するよう、駆動回路DRが備えられる。駆動回路DRには、電気モータMCを駆動するよう、スイッチング素子（MOS-FET、IGBT等のパワー半導体デバイス）によってブリッジ回路が形成される。モータ駆動信号Mc、MIに基づいて、各スイッチング素子の通電状態が制御され、電気モータMC、MLの出力が制御される。また、駆動回路DRでは、電磁弁VM、VS、VC、UC、UP_rを駆動するよう、駆動信号Vm、Vs、Vc、Uc、Up_rに基づいて、それらの励磁状態が制御される。

[0055] <回生協調制御を含む調圧制御の処理>

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処理について説明する。「調圧制御」は、調整液圧P_c、及び、出力液圧P_p_rを調整するための、第1、第2電気モータMC、ML、及び、第1、第2調圧弁UC、UP_rの駆動制御である。該制御のアルゴリズムは、コントローラECU内にプログラムされている。

[0056] ステップS110にて、制動操作量Ba、操作信号St、調整液圧P_c、出力液圧P_p、回転角Ka、及び、車輪速度V_wが読み込まれる。操作量Baは、操作量センサBA（マスタシリンダ液圧センサPM、操作変位センサSP、等）によって検出される。操作信号Stは、制動操作部材BPに設けられた操作スイッチSTによって検出される。調整液圧P_cは、調圧流体路HCに設けられた調整液圧センサPCによって検出される。後輪出力液圧P_p_rは後輪出力液圧センサPP_rにて検出される。モータ回転角Kaは、電気モータMCに設けられた回転角センサKAによって検出される。車輪速度V_wは、各車輪WHに設けられた車輪速度センサVWによって検出される。

[0057] ステップS120にて、制動操作量Ba、及び、制動操作信号Stのうちの少なくとも1つに基づいて、「制動操作中であるか、否か」が判定される。例えば、操作量Baが、所定値bo以上である場合には、ステップS120は肯定され、処理は、ステップS130に進む。一方、「Ba<bo」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BP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St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Stがオフである場合には、ステップS 1 1 0に戻る。

[0058] ステップS 1 3 0にて、常開型のマスタシリンダ弁VMが閉位置にされ、常閉型の分離弁VCが開位置にされる。また、常閉型のシミュレータ弁VSが開位置にされる。これにより、マスタシリンダCMは、ホイールシリンダCWから分離され、ホイールシリンダCWは、第1調圧ユニットYCによって加圧可能な状態にされる。また、シミュレータSSが、マスタシリンダ室Rmに接続され、制動操作部材（ブレーキペダル）BPの操作特性が、シミュレータSSによって形成される。

[0059] ステップS 1 3 0では、第2調圧ユニットYDが制動液BFを吸引できるよう、第1調圧ユニットYCがスタンバイ駆動される。具体的には、調整液圧Pcが、車両の減速度には影響を及ぼさない程度で、大気圧よりも僅かに高くなるよう、第1電動ポンプDCが回転され、第1調圧弁UCが絞られる。ステップS 1 3 0にて、第1調圧ユニットYCが、所謂、スタンバイ状態にされる。

[0060] ステップS 1 4 0にて、操作量Baに基づいて、目標減速度Gtが演算される。目標減速度Gtは、車両の減速における減速度の目標値である。目標減速度Gtは、演算マップZgtに従って、操作量Baが「0」から所定値 b_o の範囲では、「0」に決定され、操作量Baが所定値 b_o 以上では、操作量Baが増加するに伴い、「0」から単調増加するよう演算される。

[0061] ステップS 1 5 0にて、目標減速度Gtに基づいて、「目標減速度Gtが、所定回生量rg以上であるか、否か」が判定される。所定回生量rgは、回生制動によって達成され得る車両減速度についてのしきい値である。例えば、所定回生量rgは、定数として、予め設定されている。また、回生用ジェネレータGN、或いは、蓄電池BTの状態に基づいて、所定回生量rgが

設定され得る。「 $G_t < r_g$ 」であり、ステップS 1 4 0が否定される場合には、処理はステップS 1 6 0に進む。一方、「 $G_t \geq r_g$ 」が満足される場合には、処理はステップS 1 8 0に進む。

[0062] ステップS 1 6 0にて、回生量 R_g （車両減速度に対応した値）が、目標減速度 G_t に一致するように決定される。そして、「 $R_g = G_t$ 」が、通信バスBSを介して、コントローラECUから駆動用コントローラECDに送信される。ステップS 1 7 0にて、前後輪の目標液圧 P_{tf} 、 P_{tr} は、「0」に演算される。つまり、調整液圧 P_c の目標値が「0」に決定される。この場合、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、目標減速度 G_t が達成される。

[0063] ステップS 1 8 0にて、車両減速度に対応した回生量 R_g が、所定回生量 r_g に一致するように決定される。そして、「 $R_g = r_g$ 」が、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。つまり、目標減速度 G_t のうちで、所定回生量 r_g に相当する分は、回生制動（ジェネレータGNにて発生される制動力 F_g ）によって達成され、残り（「 $G_t - r_g$ 」）は摩擦制動（回転部材KTと摩擦材との摩擦にて発生される制動力 F_p ）によって達成される。ステップS 1 9 0にて、目標減速度 G_t 、及び、回生量 R_g （ $= r_g$ ）に基づいて、前輪、後輪目標液圧 P_{tf} 、 P_{tr} が決定される。前輪目標液圧 P_{tf} 、及び、後輪目標液圧 P_{tr} の演算方法については後述する。なお、目標液圧 P_t （ P_{tf} 、 P_{tr} ）は、摩擦制動が達成すべき液圧の目標値である。

[0064] ステップ2 0 0にて、目標液圧 P_t （特に、前輪目標液圧 P_{tf} ）に基づいて、目標回転数 N_t が演算される。目標回転数 N_t は、電気モータMCの回転数の目標値である。目標回転数 N_t は、演算マップ Z_{nt} に従って、目標液圧 P_t が増加するに伴い単調増加するよう演算される。上述したように、調整液圧 P_c は、調圧調圧弁UCのオリフィス効果によって発生される。オリフィス効果を得るためには、或る程度の流量が必要となるため、目標回転数 N_t には所定の下限回転数 n_o が設けられる。下限回転数 n_o は、液圧

発生において、最低限必要な値（予め設定された定数）である。なお、目標回転数 N_t は、制動操作量 B_a に基づいて、直接、演算されてもよい。何れの場合であっても、目標回転数 N_t は、制動操作量 B_a に基づいて決定される。

[0065] ステップS210にて、第1電気モータMCにおいて、回転数に基づくサーボ制御（目標値に、実際値を素早く追従させる制御）が実行される。例えば、回転数サーボ制御として、目標回転数 N_t 、及び、実回転数 N_a に基づいて、電気モータMCの回転数フィードバック制御が実行される。ステップS210では、モータ回転角（検出値） K_a に基づいて、回転角 K_a が時間微分されて、モータ回転速度（単位時間当りの実回転数） N_a が演算される。そして、電気モータMCの回転数が制御変数とされて、電気モータMCへの通電量（例えば、供給電流）が制御される。具体的には、回転数の目標値 N_t と実際値 N_a との偏差 $h_N (= N_t - N_a)$ に基づいて、回転数偏差 h_N が「0」となるよう（つまり、実際値 N_a が目標値 N_t に近づくよう）、電気モータMCへの通電量が微調整される。「 $h_N > n_x$ 」の場合には、電気モータMCへの通電量が増加され、電気モータMCは増速される。一方、「 $h_N < -n_x$ 」の場合には、電気モータMCへの通電量が減少され、電気モータMCは減速される。ここで、所定値 n_x は、予め設定された定数である。

[0066] ステップS220にて、第1調圧弁UCにおいて、液圧に基づくサーボ制御が実行される。例えば、液圧サーボ制御として、前輪目標液圧 P_{tf} 、及び、調整液圧 P_c （調圧液圧センサPCの検出値）に基づいて、調圧弁UCの液圧フィードバック制御が実行される。該フィードバック制御では、調圧流体路HC内の制動液BFの圧力 P_c が制御変数とされて、常開・リニア型の第1調圧弁UCへの通電量が制御される。前輪目標液圧 P_{tf} と調整液圧 P_c との偏差 $h_P (= P_{tf} - P_c)$ に基づいて、液圧偏差 h_P が「0」となるよう（つまり、調整液圧 P_c が前輪目標液圧 P_{tf} に近づくよう）、調圧弁UCへの通電量が調整される。「 $h_P > p_x$ 」の場合には、調圧弁UC

への通電量が増加され、調圧弁UCの開弁量が減少される。一方、「 $hP < -p \times$ 」の場合には、第1調圧弁UCへの通電量が減少され、調圧弁UCの開弁量が増加される。ここで、所定値 $p \times$ は、予め設定された定数である。

[0067] ステップS230にて、コントローラECUによって、第2電気モータMLが駆動され、第2流体ポンプQLrによって、後輪チャージ弁UPrの上流側から下流側に向けて、制動液BFが吐出される。チャージ弁UPrが開位置（全開状態）にあり、第2流体ポンプQLrを含む還流路が絞られていない場合には、チャージ弁UPの上流部液圧（調整液圧）Pcと下流部液圧（出力液圧）Ppとは概ね等しい。

[0068] 前輪WHfには、回生制動力Fgfが作用している。前後輪の制動力の配分が適正化されるように、摩擦制動力Fpが調整される。ステップS240にて、後輪チャージ弁（第2調圧弁）UPrにおいて、液圧に基づくサーボ制御（液圧サーボ制御）が実行される。具体的には、後輪出力液圧Pprが、調整液圧Pcから増加して調整されるよう、後輪チャージ弁UPrの液圧フィードバック制御が実行される。具体的には、後輪目標液圧Ptrと実際の後輪出力液圧Ppr（後輪出力液圧センサPPrの検出値）との偏差hQが演算される。そして、液圧偏差hQに基づいて、液圧偏差hQが「0」となり、後輪出力液圧Pprが後輪目標液圧Ptrに近づくよう、後輪チャージ弁UPrへの通電量が調整される。

[0069] 後輪出力液圧センサPPrが省略され得る。この場合には、後輪チャージ弁UPrの制御において、車輪の減速スリップ（単に、「車輪スリップ」ともいう）Swを状態変数として、スリップサーボ制御が実行される。車輪スリップSwに基づくサーボ制御は、車輪の減速スリップSwが過大ではない場合（即ち、車輪スリップSwが所定の範囲内にある場合）には、車輪スリップSwと車輪制動力Fとは比例関係にあることに基づく。例えば、車輪スリップ（状態量）Swとして、車体速度Vwと車輪速度Vxと偏差hVが用いられる。また、車輪スリップSwとして、上記偏差hVが車体速度Vxにて除算された車輪スリップ率が採用され得る。

[0070] ステップS240にて、後輪目標液圧 P_{tr} が、後輪目標スリップ S_{tr} に変換される。また、実際の後輪スリップ S_{wr} が、後輪速度 V_{wr} 、及び、車体速度 V_x に基づいて演算される。そして、実後輪スリップ S_{wr} （実際値）が、後輪目標スリップ S_{tr} （目標値）に近づき、一致するように、後輪チャージ弁 UP_r への通電量が調整される。

[0071] <回生協調制御における制動力前後配分>

図3の特性図を参照して、回生協調制御における制動力 F の前後配分について、図2に示した演算処理と関連付けて説明する。ここで、回生用ジェネレータ GN は、前輪 WH_f に設けられ、前輪 WH_f には、摩擦制動力 F_{pf} に加え、回生制動力 F_{gf} が作用する。従って、前輪 WH_f が、ジェネレータ GN を有する回生車輪 WH_g に相当する。一方、ジェネレータ GN は、後輪 WH_r には備えられていないため、後輪 WH_r には、回生制動力 F_{gr} は作用せず、摩擦制動力 F_{pr} のみが作用する。即ち、後輪 WH_r が、ジェネレータ GN を有さない非回生車輪 WH_t に相当する。

[0072] 一点鎖線で示す特性 C_a は、車両減速に伴う前後輪の接地荷重（垂直力）の変動が考慮された、所謂、理想制動力配分を表している。具体的には、理想配分特性 C_a では、前後輪の制動力 F_f 、 F_r が、車両減速度を考慮した動的な接地荷重（垂直力）に比例している。従って、理想配分特性 C_a では、アンチスキッド制御が実行されない場合において、摩擦係数が異なる路面でも前輪 WH_f と後輪 WH_r とが同時に車輪ロックし、摩擦制動力が最大となる。

[0073] 特性 C_b （特性（O）－（B））は、回生制動力 F_{gf} が作用しない場合（即ち、「 $R_g = 0$ 」）における、前輪制動力 F_f と後輪制動力 F_r との相互関係を表す。特性 C_b が、「基準特性」と称呼される。基準特性 C_b は、「前輪、後輪ホイールシリンダ CW_f 、 CW_r の受圧面積」、「回転部材 KT_f 、 KT_r の有効制動半径」、及び、「前後輪の摩擦材の摩擦係数」に基づく。一般的な車両では、後輪 WH_r が、前輪 WH_f に対して先行して車輪ロックしないよう、通常制動の範囲内（最大制動力を発生する領域を除く領

域内)で、特性 C_b が理想配分特性 C_a よりも小さくなるよう、ホイールシリンドラ CW の受圧面積、回転部材 KT の有効制動半径、及び、摩擦材の摩擦係数が設定されている。なお、最大制動力を発生する領域では、後輪 WH_r の減速スリップが、前輪 WH_f の減速スリップよりも大きくなならないよう、車輪速度 V_w に基づいて制動力配分制御(所謂、 EBD 制御)が実行される。

[0074] 制動操作部材 BP の操作が開始されると、制動初期の段階では、ステップ $S160$ 、及び、ステップ $S170$ に基づいて(即ち、「 $P_{tf}=0$ 、 $P_{tr}=0$ 」であるため)、調整液圧 P_c は、「 0 」に維持される。このため、制動液圧 $P_w (=P_p)$ は、「 0 」のままであり、前後輪制動力 F_f 、 F_r として、摩擦制動力 F_{pf} 、 F_{pr} は作用しない。つまり、前輪制動力 F_f は、回生制動力 F_{gf} のみによって、「 0 」から第1所定力 f_1 に向けて増加され、後輪制動力 F_r は、「 0 」のままに維持される。線図では、原点(O)(「 $F_f=F_r=0$ 」の点)から点(C)への遷移にて表される。

[0075] 更に、制動操作部材 BP の操作量 B_a が増加され、前輪制動力 $F_f (=F_{gf})$ が第1所定力 f_1 に達すると(即ち、回生量 R_g が第1所定力 f_1 に対応する第1所定量 $g_1 (=r_g)$ に達すると)、ステップ $S150$ の判定条件が満足され、ステップ $S180$ 、及び、ステップ $S190$ の処理が実行される。先ず、ステップ $S150$ (「 $G_t \geq r_g (=g_1)$ 」の条件)が満足された時点(演算周期)にて、後輪制動力 F_r が、「 0 」から第1所定力 r_1 に急増するように、後輪目標液圧 P_{tr} が、「第1所定力 r_1 に対応した第1所定液圧 p_1 」に決定される(点(C)から点(D)への遷移を参照)。なお、この後輪制動液圧 $P_{wr} (=P_{pr})$ の「 0 」からのステップ的な急増は、第2調圧ユニット YD (特に、後輪第2調圧弁 UP_r)によって達成される。

[0076] 該時点以降、摩擦制動力 F_p が特性 C_b に沿って増加するよう、前輪目標液圧 P_{tf} は、操作量 B_a の増加に従って、「 0 」から単調増加される。また、後輪目標液圧 P_{tr} は、操作量 B_a の増加に従って、「第1所定力 r_1

に対応する第1所定液圧 p_1 」から単調増加するよう演算される。結果、「 $F_f < f_1$ 」では「 $F_r = 0$ 」であり、「 $F_f \geq f_1$ 」では、特性 C_b と一致する、特性 C_x （特性（O）－（C）－（D）－（B））が達成される。

[0077] ステップS200、及び、ステップS210にて、第1電気モータMCが回転数サーボ制御にて駆動され、第1流体ポンプQC、及び、第1調圧弁UCを含む制動液BFの還流が形成される。そして、ステップS220にて、目標液圧 P_t （特に、前輪目標液圧 P_{tf} ）に基づく液圧サーボ制御が実行され、調整液圧 P_c （調整液圧センサPCの検出値）が前輪目標液圧 P_{tf} に一致するよう、調圧弁UCが制御される。結果、前輪 WH_f には、第1所定量 g_1 （ $= r_g$ ）に対応した回生制動力 F_{gf} と、調整液圧 P_c に対応した摩擦制動力 F_{pf} との合力として、制動力 F_f （ $= F_{gf} + F_{pf}$ ）が作用する。更に、ステップS230にて、第2電気モータMLが、回転駆動され、第2後輪流体ポンプQLr、及び、後輪チャージ弁（第2後輪調圧弁）UPrを含む制動液BFの還流が形成される。ステップS240にて、後輪目標液圧 P_{tr} に基づく液圧サーボ制御が実行され、調整液圧 P_c が増加されて、後輪出力液圧 P_{pr} （後輪出力液圧センサPPrの検出値）が後輪目標液圧 P_{tr} に一致するよう、後輪チャージ弁UPrが制御される。結果、後輪 WH_r には、後輪出力液圧 P_{pr} に対応した摩擦制動力 F_{pr} （ $= F_r$ ）が作用する。

[0078] なお、後輪出力液圧センサPPrが省略されている場合には、ステップS240にて、後輪目標液圧 P_{tr} に対応する後輪目標スリップ S_{tr} が演算され、後輪目標スリップ S_{tr} に基づく、スリップサーボ制御が実行される。具体的には、車輪速度 V_w （車輪速度センサVWの検出値）に基づいて車体速度 V_x が演算され、車体速度 V_x 、及び、後輪速度 V_{wr} （後輪速度センサVWrの検出値）に基づいて、実際の後輪スリップ（実際値） S_{wr} が演算される。そして、後輪実スリップ S_{wr} が、後輪目標スリップ S_{tr} に近づくように、後輪チャージ弁UPrが制御される。これにより、出力液圧 P_{pr} が調整液圧 P_c から増加され、調節される。

[0079] 特性 C_c は、後輪目標液圧 P_{tr} が第1所定液圧 p_1 からではなく、「0」から増加された場合（即ち、独立制御が行われず、「 $P_{tf} = P_{tr}$ 」の場合）の特性を示している。特性 C_c における後輪制動力 F_r は、理想配分特性 C_a の後輪制動力 F_r に比較して小さい。このため、特性 C_c では、車両安定性は確保されるが、後輪制動力 F_r が十分に活用され得ない。これに対し、本発明に係る制動制御装置 SC にて達成される特性 C_x では、後輪チャージ弁 UP_r によって、調整液圧 P_c が増加調整され、前後輪の制動システムの液圧（出力液圧） P_{pf} 、 P_{pr} が独立して制御される。これにより、前後輪の制動力 F_f 、 F_r が好適に確保され、車両安定性が維持された上で、回生可能なエネルギー量が十分に確保され得る。

[0080] <本発明に係る車両の制動制御装置の第2の実施形態>

図4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、マスタシリンダ CM の形式としてタンデム型のものが採用された。また、第1調圧ユニット YC の調圧方式として「還流型」のもの、加圧方式（加圧部位）として「マスタシリンダ下流加圧」のものが採用された。第2の実施形態では、マスタシリンダ CM として、「シングル型」のものが採用されるとともに、第1調圧ユニット YC として、アキュムレータが利用される（「アキュムレータ型」という）。更に、第1調圧ユニット YC による加圧は、マスタシリンダ CM の背面（マスタシリンダ室 R_m とは反対側の部位）に、調整液圧 P_c が導入されることによって行われる（「マスタシリンダ背面加圧」という）。

[0081] 第2の実施形態では、第2調圧ユニット YD として、車両安定化制御を実現するための流体ユニットが採用される。また、第2の実施形態では、第1調圧ユニット YC を含む上部流体ユニット YU とは別に、第2調圧ユニット YD を含む下部流体ユニット YL が設けられる。上部流体ユニット YU は、上部コントローラ ECU によって制御され、下部流体ユニット YL は、上部コントローラ ECU とは別の下部コントローラ ECL によって制御される。

2つのコントローラECU、ECLは、通信バスBSによって、通信可能な状態で接続されている。以下、相違点を中心に説明する。

[0082] 上述したように、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。

[0083] 車両には、ステアリングホイールの操舵角Saを検出するように操舵角センサSAが備えられる。車両のヨーレイト（ヨー角速度）Yrを検出するように、ヨーレイトセンサYRが備えられる。車両の前後方向の加速度（前後加速度）Gx、及び、横方向の加速度（横加速度）Gyを検出するように、前後加速度センサGX、及び、横加速度センサGYが設けられる。検出された、操舵角Sa、ヨーレイトYr、前後加速度Gx、及び、横加速度Gyは、下部コントローラECLに入力される。また、車輪速度センサVWによって検出された車輪速度Vwは、下部コントローラECLに入力される。コントローラECLでは、車輪速度Vwに基づいて、車体速度Vxが演算される。これらの信号（Vw等）は、アンチスキッド制御、車両安定化制御等の各輪独立の制動制御に採用される。

[0084] <<制動制御装置SC>>

制動制御装置SCは、マスタシリンダCMに近い側の上部流体ユニットYU、及び、ホイールシリンダCWに近い側の下部流体ユニットYLにて構成される。上部流体ユニットYUは、上部コントローラECUによって制御さ

れ、制動制御装置 S C に含まれる流体ユニットである。

[0085] 上部流体ユニット Y U は、操作量センサ B A、及び、操作スイッチ S T の他に、マスタユニット Y M、第 1 調圧ユニット Y C、回生協調ユニット Y K、及び、上部コントローラ E C U にて構成される。

[0086] 操作量センサ B 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 a が検出される。操作量センサ B A として、操作変位 S p を検出する操作変位センサ S P、操作力 F p を検出する操作力センサ F P が設けられる。また、操作量センサ B A として、ストロークシミュレータ 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。なお、第 2 の実施形態では、マスタシリンダ液圧センサ P M は採用されない。

[0087] [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。

[0088] 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 B P の操作に連動して移動可能である。マスタシリンダ C M の内部は、マスタピストン P M によって、3 つのチャンバ（液圧室） R m、R s、R o に区画されている。

[0089] マスタシリンダ C M の第 1 内周部 M c には、溝部が形成され、該溝部に、2 つのシール S L がはめ込まれる。2 つのシール S L によって、マスタピストン P M の外周部（外周円筒面） M p と、マスタシリンダ C M の第 1 内周部（内周円筒面） M c と、が封止されている。マスタピストン P M は、マスタシリンダ C M の中心軸 J m に沿って、滑らかに移動可能である。

[0090] マスタシリンダ室（単に、「マスタ室」ともいう） R m は、「マスタシリンダ C M の第 1 内周部 M c、第 1 底部（底面） M u」と、マスタピストン P

Mの第1端部M_vと、によって区画された液压室である。マスタ室R_mには、マスタシリンダ流体路H_Mが接続され、下部流体ユニットY_Lを介して、最終的には、前輪ホイールシリンダC_{Wf}に接続される。

[0091] マスタピストンP_Mには、つば部（フランジ）T_mが設けられる。つば部T_mによって、マスタシリンダC_Mの内部は、サーボ液压室（単に、「サーボ室」ともいう）R_sと後方液压室（単に、「後方室」ともいう）R_oとに仕切られている。つば部T_mの外周部にはシールS_Lが設けられ、つば部T_mとマスタシリンダC_Mの第2内周部M_dとが封止（シール）されている。サーボ室R_sは、「マスタシリンダC_Mの第2内周部M_d、第2底部（底部）M_t」と、マスタピストンP_Mのつば部T_mの第1面M_sと、によって区画された液压室である。マスタ室R_mとサーボ室R_sとは、マスタピストンP_M（特に、つば部T_m）を挟んで、相対するように配置される。サーボ室R_sには、前輪調圧流体路H_{Cf}が接続され、第1調圧ユニットY_Cから調整液压P_cが導入される。即ち、加圧部位において、「マスタシリンダ背面加圧型」が採用されている。

[0092] 後方室（後方液压室）R_oは、マスタシリンダC_Mの第2内周部M_dと、段付部M_zと、マスタピストンP_Mのつば部T_mの第2面M_oと、によって区画された液压室である。後方液压室R_oは、中心軸J_mの方向において、マスタ液压室R_mとサーボ液压室R_sとに挟まれ、それらの間に位置する。後方室R_oには、シミュレータ流体路H_Sが接続される。後方室R_oによって、上部流体ユニットY_U内の制動液B_Fの液量が調節される。

[0093] マスタピストンP_Mの第1端部M_vには、窪み部M_xが設けられる。該窪み部M_xと、マスタシリンダC_Mの第1底部M_uとの間には、マスタ弾性体（例えば、圧縮ばね）S_Mが設けられる。マスタ弾性体S_Mは、マスタシリンダC_Mの中心軸J_mの方向に、マスタピストンP_MをマスタシリンダC_Mの第2底部M_tに対して押し付けている。非制動時には、マスタピストンP_Mの段付部M_yとマスタシリンダC_M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P_Mの位置が、「マスタユニットY_Mの初期位置

」と称呼される。

[0094] 2つのシールSL（例えば、カップシール）の間で、マスタシリンダCMには貫通孔Acが設けられる。貫通孔Acは、補給流体路HUを介して、マスタリザーバ室Ruに接続される。また、マスタピストンPMの第1端部Mvの近傍には、貫通孔Apが設けられる。マスタピストンPMが初期位置にある場合には、貫通孔Ac、Ap、及び、補給流体路HUを介して、マスタ室Rmは、リザーバRV（特に、マスタリザーバ室Ru）と連通状態にされる。

[0095] マスタ室Rmは、その内圧（「マスタシリンダ液压」であり、「マスタ液压」ともいう） P_m によって、中心軸Jmに沿った後退方向Hbの付勢力Fb（「後退力」という）を、マスタピストンPMに対して付与する。サーボ室（サーボ液压室）Rsは、その内圧（即ち、導入された調整液压 P_c ）によって、後退力Fbに対向する付勢力Fa（「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Rs内の液压 P_v （ $=P_c$ ）による前進力Faとマスタ室Rm内の液压（マスタ液压） P_m による後退力Fbとは、中心軸Jmの方向で互いに対抗し（向き合い）、静的には均衡している。

[0096] 例えば、つば部Tmの第1面Msの受圧面積（即ち、サーボ室Rsの受圧面積） r_s は、マスタピストンPMの第1端部Mvの受圧面積（即ち、マスタ室Rmの受圧面積） r_m と等しくなるように設定されている。この場合、サーボ室Rs内に導入された液压 P_c （結果、サーボ液压 P_v ）と、マスタ室Rm内の液压 P_m とは、定常状態では同一である。このとき、前進力Fa（ $=P_c \times r_s$ ）と、後退力Fb（ $=P_m \times r_m$ （+SMの弾性力））とは釣り合っている。

[0097] 制動操作部材BPが操作されると、第1調圧ユニットYCによって調整液压 P_c が上昇される。調整液压 P_c がサーボ室Rs内に導入され、サーボ室Rs内の液压（サーボ液压） P_v が増加される。サーボ液压 P_v によって発生する前進方向（図中で左方向）Haの力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、貫通孔ApがシールSLを通過すると、マスタ室Rmは、リザーバRV（特に、マスタリザーバ室Ru）から遮断される。更に、調整液圧Pcが増加されると、マスタ室Rmの体積は減少し、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CWf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（=Pwf）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、後退力Fbに対抗（対向）するよう、サーボ液圧Pv（=Pc）によって、前進方向Haの力（前進力）Faを発生する。このため、調整液圧Pcの増減に応じて、マスタ液圧Pmが増減される。

[0098] 制動操作部材BPが戻されると、第1調圧ユニットYCによって調整液圧Pcが減少される。そして、サーボ液圧Pvが、マスタ室液圧Pm（=Pwf）よりも小さくなり、マスタピストンPMは後退方向（図中で右方向）Hb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Mtに接触する位置（初期位置）にまで戻される。

[0099] [第1調圧ユニットYC（アキュムレータ型）]

第1調圧ユニットYCによって、マスタ室Rm内の液圧Pm、及び、後輪ホイールシリンダCWr内の液圧（後輪制動液圧）Pwrが調整される。第1調圧ユニットYCは、電動ポンプDZ、アキュムレータAZ、アキュムレータ液圧センサ（「蓄圧センサ」ともいう）PZ、増加調圧弁UA、減少調圧弁UB、及び、調整液圧センサPCにて構成される。第1調圧ユニットYCは、アキュムレータが利用される「アキュムレータ型」である。

[0100] 第1調圧ユニットYCには、アキュムレータAZ内に加圧された制動液BFが蓄えられるよう、蓄圧電動ポンプDZが設けられる。蓄圧電動ポンプDZは、1つの蓄圧電気モータMZ、及び、1つの蓄圧流体ポンプQZの組によって構成される。蓄圧電動ポンプDCでは、電気モータMZと流体ポンプ

Q Zとが一体となって回転するよう、電気モータM Zと流体ポンプQ Zとが固定されている。蓄圧電動ポンプD Z（特に、蓄圧電気モータM Z）は、アキュムレータA Z内の液圧（アキュムレータ液圧）P zを高圧に維持するための動力源である。蓄圧電気モータM Zは、コントローラE C Uによって回転駆動される。例えば、電気モータM Zとして、ブラシ付モータが採用される。

[0101] 蓄圧流体ポンプQ Zから吐出された制動液B Fは、アキュムレータA Zに蓄えられる。アキュムレータA Zには、アキュムレータ流体路H Zが接続され、アキュムレータA Zと増加調圧弁U Aとが接続される。アキュムレータA Z内に蓄えられた液圧（アキュムレータ液圧）P zを検出するよう、アキュムレータ流体路H Zには、蓄圧センサP Zが設けられる。アキュムレータA Zから制動液B Fが逆流しないよう、蓄圧流体ポンプQ Zの吐出部には、逆止弁G Zが設けられる。

[0102] アキュムレータ液圧P zが所定範囲内に維持されるよう、コントローラE C Uによって、蓄圧電動ポンプD Z（特に、蓄圧電気モータM Z）が制御される。具体的には、アキュムレータ液圧P zが、下限値（所定値） p_l 未満の場合には、電気モータM Zが所定回転数で駆動される。また、アキュムレータ液圧P zが、上限値（所定値） p_u 以上の場合には、電気モータM Zは停止される。ここで、下限値 p_l 、及び、上限値 p_u は、予め設定された所定の定数であり、「 $p_l < p_u$ 」の関係にある。従って、アキュムレータA Z内の液圧P zは、下限値 p_l から上限値 p_u の範囲に維持される。

[0103] 第1調圧ユニットY Cには、常閉型の増加調圧弁U A、及び、常開型の減少調圧弁U Bが設けられる。増加調圧弁U Aと減少調圧弁U Bとの間が、調圧流体路H Cによって接続される。また、減少調圧弁U Bは、リザーバ流体路H Rに接続される。増加、減少調圧弁U A、U Bは、通電量（例えば、供給電流）に基づいて開弁量が連続的に制御されるリニア型の電磁弁（比例弁）である。調圧弁U A、U Bは、駆動信号U a、U bに基づいて、コントローラE C Uによって制御される。

[0104] 調整液圧（第1液圧） P_c が調節される場合には、増加調圧弁 U_A に通電が行われ、アキュムレータ流体路 H_Z を介して、アキュムレータ A_Z から調圧流体路 H_C に制動液 B_F が流入される。また、調整液圧 P_c （実際値）に基づいて、減少調圧弁 U_B に通電が行われ、調整液圧 P_c が調節される。第1の実施形態と同様に、調整液圧 P_c を検出するよう、調整液圧センサ P_C が設けられる。

[0105] 調圧流体路 H_C は、分岐部 B_n にて、前輪調圧流体路 $H_C f$ 、及び、後輪調圧流体路 $H_C r$ に分岐（分流）される。前輪調圧流体路 $H_C f$ は、サーボ室 R_s に接続され、サーボ室 R_s に調整液圧 P_c が付与される。また、後輪調圧流体路 $H_C r$ は、下部流体ユニット Y_L に接続され、最終的には、後輪ホイールシリンダ CW_r （ CW_k 、 CW_l ）に接続される。従って、調整液圧 P_c は、後輪ホイールシリンダ CW_r に付与される。後輪ホイールシリンダ CW_r の液圧 $P_w r$ は、マスタシリンダ CM を介さず、直接、第1調圧ユニット Y_C によって制御される。即ち、マスタシリンダ CM として、シングル型のものが採用されている。このため、マスタシリンダ CM の中心軸 J_m 方向の寸法が短縮化され得る。

[0106] [回生協調ユニット Y_K]

回生協調ユニット Y_K によって、摩擦制動と回生制動との協調制御が達成される。つまり、回生協調ユニット Y_K によって、制動操作部材 B_P は操作されているが、制動液圧 P_w が発生しない状態が形成され得る。回生協調ユニット Y_K は、入力シリンダ C_N 、入力ピストン P_N 、入力弾性体 S_N 、第1開閉弁 V_A 、第2開閉弁 V_B 、ストロークシミュレータ S_S 、及び、シミュレータ液圧センサ P_S にて構成される。

[0107] 入力シリンダ C_N 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 P_N は、入力シリンダ C_N の内部に挿入されたピストン部材である。入力ピストン P_N は、制動操作部材 B_P に連動するよう、クレビス（U字リンク）を介して、制動操作部材 B_P に機械的に接続されている。入力ピストン P_N には、つば部（フランジ） T_n が設けられ

る。入力シリンダC NのマスタシリンダC Mへの取付面と、入力ピストンP Nのつば部T nとの間には、入力弾性体（例えば、圧縮ばね）S Nが設けられる。入力弾性体S Nは、中心軸J mの方向に、入力ピストンP Nのつば部T nを入力シリンダC Nの底部に対して押し付けている。

[0108] 非制動時には、マスタピストンP Mの段付部M yがマスタシリンダC Mの第2底部M tに当接し、入力ピストンP Nのつば部T nが入力シリンダC Nの底部に当接している。非制動時には、入力シリンダC Nの内部にて、マスタピストンP M（特に、端面M q）と入力ピストンP N（特に、端面R v）との隙間K sは、所定距離k s（「初期隙間」という）にされている。即ち、ピストンP M、P Nが最も後退方向H b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P Mと入力ピストンP Nとは、所定距離k sだけ離れている。ここで、所定距離k sは、回生量R g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）K sは、調整液圧P cによって制御（調節）される。

[0109] 入力シリンダC N内にあるマスタピストンP M（端部M q）の直径d mと、制動操作部材B Pが操作された場合に入力シリンダC N内に侵入する入力ピストンP Nの直径d nとが等しくなるように設定される。つまり、直径d mによる断面積a mと、直径d nによる断面積a nとが一致している。後述するように、マニュアル制動は、入力シリンダC Nの内部が流体ロックされて実現される。マニュアル制動が行われると、「 $d m = d n$ （ $a m = a n$ ）」であるため、入力シリンダC N内への入力ピストンP Nの侵入体積が、入力シリンダC N外へのマスタピストンP Mの退出体積に一致されて、各ピストンP N、P Mが前進方向H aに移動される。つまり、入力ピストンP Nの変位H nと、マスタピストンP Mの変位H mとが一致するとともに、運転者によって、入力ピストンP Nに加えられた力F nが、そのまま、マスタピストンP Mに作用する力F mとされる（つまり、「 $H n = H m$ 、 $F n = F m$ 」）。

[0110] 入力シリンダC Nは、第2リザーバ流体路H Tを介して、リザーバR V（特に、調圧リザーバ室R d）に接続される。第2リザーバ流体路H Tは、その一部を第1リザーバ流体路H Rと共用することができる。しかし、第1リザーバ流体路H Rと第2リザーバ流体路H Tとは、別々にリザーバR Vに接続されることが望ましい。流体ポンプQ Cは、第1リザーバ流体路H Rを介して、リザーバR Vから制動液B Fを吸引するが、このとき、第1リザーバ流体路H Rには、気泡が混じることが生じ得る。このため、入力シリンダC N等に、気泡が混入することを回避するよう、第2リザーバ流体路H Tは、第1リザーバ流体路H Rと共通部分を有さず、第1リザーバ流体路H Rとは別個に、リザーバR Vに接続される。

[0111] 第2リザーバ流体路H Tには、2つの開閉弁V A、V Bが直列に設けられる。第1、第2開閉弁V A、V B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V A、V Bは、駆動信号V a、V bに基づいて、上部コントローラE C Uによって制御される。第1開閉弁V Aとして常閉型の電磁弁が、第2開閉弁V Bとして常開型の電磁弁が、夫々採用される。

[0112] 第2リザーバ流体路H Tは、第1開閉弁V Aと第2開閉弁V Bとの間の接続部B sにて、シミュレータ流体路H Sに接続される。換言すれば、シミュレータ流体路H Sの一方端は後方室R oに接続され、他方端は部位B sに接続される。シミュレータ流体路H Sには、ストロークシミュレータ（単に、「シミュレータ」ともいう）S Sが設けられる。シミュレータS Sによって、回生協調制御が実行され、第1開閉弁V Aが開位置、第2開閉弁V Bが閉位置にされた場合に、制動操作部材B Pの操作力F pが発生される。シミュレータS S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。入力シリンダC Nから制動液B FがシミュレータS Sに移動され、流入する制動液B Fにより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F pが形成される。

[0113] シミュレータSS内の液圧（シミュレータ液圧） P_s を検出するよう、シミュレータ流体路HSには、シミュレータ液圧センサPSが設けられる。シミュレータ液圧センサPSは、上述した制動操作量センサBAの1つである。検出されたシミュレータ液圧 P_s は、制動操作量Baとして、コントローラECUに入力される。

[0114] マスタピストンPMの移動に伴う体積変化が吸収されるよう、マスタピストンPMの端部Mqの断面積 a_m と、つば部Tmの第2面Moの面積 a_o とが等しく設定されている。回生協調制御が実行される場合、第1開閉弁VAは開位置であり、第2開閉弁VBは閉位置であるため、入力室Rnと後方室Roとは、第2リザーバ流体路HT、及び、シミュレータ流体路HSによって接続されている。マスタピストンPMが前進方向Haに移動されると、該移動分だけ入力室Rn内の体積が増加されるが、「 $a_m = a_o$ 」であるため、体積増加分の制動液BFは、全て後方室Roから入力室Rnに移動される。換言すれば、マスタピストンPMの移動に伴う液量の収支には過不足がない。従って、シミュレータSSへ流入する、又は、シミュレータSSからの流出する、制動液BFの量（体積）は、入力ピストンPNの移動のみに因る。

[0115] [上部コントローラECU]

上部コントローラECUによって、制動操作量Ba、操作信号St、調整液圧Pc、及び、出力液圧Ppに基づいて、電気モータMZ、及び、電磁弁VA、VB、UA、UBが制御される。各種電磁弁VA、VB、UA、UBを制御するための駆動信号Va、Vb、Ua、Ubが演算される。同様に、電気モータMZを制御するための駆動信号Mzが演算される。そして、駆動信号Va、Vb、Ua、Ub、Mzに基づいて、電磁弁VA、VB、UA、UB、及び、電気モータMZが駆動される。

[0116] 上部コントローラ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（電子制御ユニット）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、上部コントローラE

C Uから駆動用のコントローラE C Dに回生量R g（目標値）が、通信バスB Sを通して送信される。

[0117] 非制動時（例えば、制動操作部材B Pの操作が行われていない場合）には、電磁弁V A、V B、U A、U B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。

[0118] 制動制御装置S Cが適正作動する状態にある場合の制御制動時には、コントローラE C Uによって、まず、第1、第2開閉弁V A、V Bに通電が行われ、第1開閉弁V Aが開位置に、第2開閉弁V Bが閉位置にされる。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とが流体接続されるとともに、シミュレータS Sが入力室R nに接続される。また、第2開閉弁V Bの閉位置によって、シミュレータS SとリザーバR Vとの接続が遮断される。制動操作部材B Pの操作によって入力ピストンP Nが前進方向H aに移動され、該移動によって入力室R nから流出する液量が、シミュレータS Sに流入し、制動操作部材B Pの操作力F pが形成される。

[0119] 制御制動時には、コントローラE C Uによって、操作量B aに基づいて、第1調圧ユニットY Cが制御される。そして、第1調圧ユニットY Cによって、調整された調整液圧P cは、前輪調圧流体路H C fを介して、サーボ室R sに導入される。調整液圧P cによって、マスタピストンP Mは前進方向H aに移動され、マスタ室R mから、制動液B Fが前輪ホイールシリンダC W f（C W i、C W j）に向けて圧送される。なお、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、調整液圧P cと等しいマスタ液圧P mが前輪ホイールシリンダC W fに付与される。また、調整液圧P cは、後輪調圧流体路H C rを通して、後輪ホイールシリンダC W r（C W k、C W l）に導入される。

[0120] マニュアル制動時には、第1、第2開閉弁V A、V Bには通電が行われない。従って、第1開閉弁V Aが閉位置に、第2開閉弁V Bが開位置にされる。第1開閉弁V Aの閉位置によって、入力室R nは流体ロックの状態（密封状態）にされ、入力ピストンP NとマスタピストンP Mとが、相対移動でき

ないようにされる。また、第2開閉弁VBの開位置によって、後方室Roは、第2リザーバ流体路HTを通して、リザーバRVに流体接続される。このため、マスタピストンPMの前進方向Haの移動によって、後方室Roの容積は減少されるが、容積減少に伴う液量は、リザーバRVに向けて排出される。制動操作部材BPの操作に連動して、入力ピストンPNとマスタピストンPMとが一体となって移動され、マスタ室Rmから制動液BFが圧送される。

[0121] [下部流体ユニットYL]

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には、車輪速度Vw、ヨーレイトYr、操舵角Sa、前後加速度Gx、横加速度Gy、等が入力される。

[0122] 例えば、下部流体ユニットYLでは、車輪速度Vw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、アンチスキッド制御が実行される。アンチスキッド制御では、まず、車輪速度Vwに基づいて、車体速度Vxが演算される。車輪速度Vw、及び、車体速度Vxに基づいて、各車輪WHの減速スリップ（例えば、車輪速度Vxと車体速度Vwとの差）Swが演算される。そして、車輪スリップSwが、しきい値sxを超過して、過大となった場合に、後述の電磁弁VI、VOによって、制動液圧Pwが減少される。また、車輪スリップSwが、しきい値sy未満となり、車輪WHのグリップが回復すると、電磁弁VI、VOによって、制動液圧Pwが増加される。

[0123] また、下部流体ユニットYLでは、実際のヨーレイトYrに基づいて、車両の不安定挙動（過度のオーバステア挙動、アンダステア挙動）を抑制する車両安定化制御（所謂、ESC）が行われる。車両安定化制御では、まず、車体速度Vx、及び、操舵角Saに基づいて、目標ヨーレイトYtが演算される。目標ヨーレイトYtと実際のヨーレイトYr（検出値）との偏差hYが演算される。そして、ヨーレイト偏差hYに基づいて、過大なオーバステア挙動、及び、過大なアンダステア挙動が判定される。該判定結果に基づい

て、各輪の制動液圧 P_w が独立に制御されて、車両が減速されるとともに、車両を安定化するヨーモーメントが形成される。以上で説明したように、下部流体ユニット Y_L では、上記信号 (V_w 等) に基づいて、各輪独立の制動制御が実行される。

[0124] 加えて、下部流体ユニット Y_L には、第2調圧ユニット Y_D が含まれる。回生協調制御において、前輪系統と後輪系統とが独立して制御されるよう、第2調圧ユニット Y_D によって、調整液圧 P_c が更に調節される。上部コントローラ ECU と下部コントローラ ECL とは、通信バス BS によって通信可能な状態で接続され、センサ信号、演算値が共有されている。上部流体ユニット Y_U と下部流体ユニット Y_L とは、マスタシリンダ流体路 HM 、及び、後輪調圧流体路 HCr を介して接続される。

[0125] 下部流体ユニット Y_L には、第2電動ポンプ DL 、「前輪、後輪低圧リザーバ RLf 、 RLr 」、「前輪、後輪チャージ弁 UPf 、 UPr （「第2調圧弁」に相当）」、「前輪、後輪入力液圧センサ PQf 、 PQr 」、「前輪、後輪出力液圧センサ PPf 、 PPr 」、「インレット弁 VI 」、及び、「アウトレット弁 VO 」にて構成される。ここで、第2電動ポンプ DL 、チャージ弁（第2調圧弁） UPf 、 UPr 、及び、出力液圧センサ PPf 、 PPr が、第2調圧ユニット Y_D の構成要素である。

[0126] 第2電動ポンプ DL は、1つの第2電気モータ ML 、及び、2つの第2流体ポンプ QLf 、 QLr にて構成される。第2電気モータ ML は、下部コントローラ ECL によって、駆動信号 MI に基づいて制御される。電気モータ ML によって、前輪用と後輪用の2つの第2流体ポンプ QLf 、 QLr が一体となって回転され、駆動される。そして、第2電動ポンプ DL の前輪、後輪第2流体ポンプ QLf 、 QLr によって、前輪、後輪チャージ弁（第2調圧弁であり、「チャージオーバ弁」ともいう） UPf 、 UPr の上流部 Bof 、 Bor から制動液 BF が汲み上げられ、チャージ弁 UPf 、 UPr の下流部 Bpf 、 Bpr に吐出される。前輪、後輪流体ポンプ QLf 、 QLr の吸込み側には、前輪、後輪低圧リザーバ RLf 、 RLr が設けられる。

- [0127] 第1リニア調圧弁UCと同様に、チャージ弁UP（UPf、UPrの総称）として、常開型のリニア調圧弁（通電状態によって開弁量が連続的に制御される電磁弁）が採用される。第2リニア調圧弁UPは、下部コントローラECLによって、駆動信号Up（Upf、Up r）に基づいて制御される。
- [0128] 前輪第2流体ポンプQLfが駆動されると、「Bo f→RL f→QL f→Bpf→UPf→Bo f」の還流（循環する制動液BFの流れ）が形成される。マスタシリンダ流体路HMに設けられた前輪チャージ弁UPfによって、前輪チャージ弁UPfの下流部の液圧（前輪出力液圧であり、前輪第2液圧）Ppfが調節される。流体ポンプQLfによって、前輪チャージ弁UPfの上流部Bo fから下流部Bpfに向けたて、制動液BFが移動され、前輪チャージ弁UPf（開弁部の絞り）によって、上流部の入力液圧Pqfと下流部の出力液圧Ppfとの間の差圧（ $Ppf > Pqf$ ）が調整される。
- [0129] 同様に、後輪第2流体ポンプQLrの駆動によって、「Bo r→RL r→QL r→Bpr→UPr→Bo r」の還流が形成される。後輪調圧流体路HC rに設けられた、後輪チャージ弁UPrによって、後輪チャージ弁UPrの下流部の液圧（後輪出力液圧であり、後輪第2液圧）Pprが調節される。つまり、流体ポンプQLrによって、後輪チャージ弁UPrの上部Bo rから下部Bprに制動液BFが移動され、後輪チャージ弁UPrによって、上部液圧（入力液圧）Pqrと下部液圧（出力液圧）Pprとの間の差圧（ $Ppr > Pqr$ ）が調整される。
- [0130] 前後輪の入力液圧Pqf、Pqrを検出するよう、前輪、後輪入力液圧センサPQf、PQrが設けられる。また、前後輪の出力液圧（第2液圧）Ppf、Pprを検出するよう、前輪、後輪出力液圧センサPPf、PPrが設けられる。検出された液圧信号Pq、Ppは、下部コントローラECLに入力される。なお、4つの液圧センサPQf、PQr、PPf、及び、PPrのうちの少なくとも1つは省略可能である。
- [0131] マスタシリンダ流体路HMは、前輪チャージ弁UPfの下流側の前輪分岐部Bpfにて、各前輪ホイールシリンダ流体路HWi、HWjに分岐（分流

）される。同様に、後輪調圧流体路 $H C r$ は、後輪チャージ弁 $U P r$ の下流側の後輪分岐部 $B p r$ にて、各後輪ホイールシリンダ流体路 $H W k$ 、 $H W l$ に分岐される。

[0132] ホイールシリンダ流体路 $H W$ には、インレット弁 $V l$ 、及び、アウトレット弁 $V O$ が設けられる。インレット弁 $V l$ として、常開型のオン・オフ電磁弁が採用される。また、アウトレット弁 $V O$ として、常閉型のオン・オフ電磁弁が採用される。電磁弁 $V l$ 、 $V O$ は、下部コントローラ $E C L$ によって、駆動信号 $V i$ 、 $V o$ に基づいて制御される。インレット弁 $V l$ 、及び、アウトレット弁 $V O$ によって各輪の制動液圧 $P w$ が独立して制御され得る。なお、インレット弁 $V l$ 、及び、アウトレット弁 $V O$ が駆動されていない場合には、前輪制動液圧 $P w f$ ($P w i$ 、 $P w j$) は、前輪出力液圧 $P p f$ と同じであり、後輪制動液圧 $P w r$ ($P w k$ 、 $P w l$) は、後輪出力液圧 $P p r$ と同じである。

[0133] インレット弁 $V l$ 、及び、アウトレット弁 $V O$ において、各車輪 $W H$ に係る構成は同じであるため、右前輪 $W H i$ に係る構成を例に説明する。右前輪用のホイールシリンダ流体路 $H W i$ (分岐部 $B p f$ と右前輪ホイールシリンダ $C W i$ とを結ぶ流体路) には、常開型のインレット弁 $V l i$ が介装される。ホイールシリンダ流体路 $H W i$ は、インレット弁 $V l i$ の下流部にて、常閉型のアウトレット弁 $V O i$ を介して、低圧リザーバ $R L f$ に流体接続される。例えば、アンチスキッド制御において、ホイールシリンダ $C W i$ 内の液圧 $P w i$ を減少するためには、インレット弁 $V l i$ が閉位置にされ、アウトレット弁 $V O i$ が開位置される。制動液 $B F$ のインレット弁 $V l i$ からの流入が阻止され、ホイールシリンダ $C W i$ 内の制動液 $B F$ は、低圧リザーバ $R L f$ に流出し、制動液圧 $P w i$ は減少される。また、制動液圧 $P w i$ を増加するため、インレット弁 $V l i$ が開位置にされ、アウトレット弁 $V O i$ が閉位置される。制動液 $B F$ の低圧リザーバ $R L f$ への流出が阻止され、前輪チャージ弁 $U P f$ を介した出力液圧 $P p f$ が、ホイールシリンダ $C W i$ に導入され、右前輪制動液圧 $P w i$ が増加される。

[0134] 上述したように、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 とは同じに設定され、「 $P_c = P_m$ 」であるため、調整液圧 P_c のサーボ室 R_s への供給は、調整液圧 P_c のホイールシリンダ CW への供給と等価である。一方、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 とが異なる場合には、調整液圧 P_c は、その面積比によって増減される。しかし、動力伝達の観点では、サーボ室 R_s に対する調整液圧 P_c の付与は、ホイールシリンダ CW に対する調整液圧 P_c の付与に相当する。

[0135] <第1調圧ユニット YC の他の構成例を説明するため>

図5の概略図を参照して、第1調圧ユニット YC の他の構成例について説明する。図1を参照して還流型の第1調圧ユニット YC を、図4を参照してアキュムレータ型の第1調圧ユニット YC について説明した。これらに代えて、他の構成例では、調圧用の電気モータ MD によって、調圧シリンダ CD 内に設けられた調圧ピストン PD が押圧され、これにより、調整液圧 P_c の調圧が行われる。該調圧方式が、「電動シリンダ型」と称呼される。なお、電動シリンダ型の第1調圧ユニット YC では、流体ポンプ、及び、調圧弁は利用されない。

[0136] 第1調圧ユニット YC は、調圧用の電気モータ MD 、減速機 GS 、回転・直動変換機構（ねじ機構） NJ 、押圧部材 PO 、調圧シリンダ CD 、調圧ピストン PD 、及び、戻し弾性体 SD にて構成される。

[0137] 調圧用電気モータ（調圧モータ） MD は、第1調圧ユニット YC が制動液圧 P_w を調整（増減）するための動力源である。調圧モータ MD は、コントローラ ECU によって、駆動信号 Md に基づいて駆動される。例えば、調圧モータ MD として、ブラシレスモータが採用され得る。

[0138] 減速機 GS は、小径歯車 SK 、及び、大径歯車 DK にて構成される。ここで、大径歯車 DK の歯数は、小径歯車 SK の歯数よりも多い。従って、減速機 GS によって、電気モータ MD の回転動力が減速されて、ねじ機構 NJ に伝達される。具体的には、小径歯車 SK が、電気モータ MD の出力軸に固定される。大径歯車 DK が、小径歯車 SK とかみ合わされ、大径歯車 DK の回

転軸がねじ機構N Jのボルト部材B Tの回転軸と一致するように、大径歯車D Kとボルト部材B Tとが固定される。即ち、減速機G Sにおいて、電気モータM Dからの回転動力が小径歯車S Kに入力され、それが減速されて大径歯車D Kからねじ機構N Jに出力される。

[0139] ねじ機構N Jにて、減速機G Sの回転動力が、押圧部材P Oの直線動力F eに変換される。押圧部材P Oにはナット部材N Tが固定される。ねじ機構N Jのボルト部材B Tが大径歯車D Kと同軸に固定される。ナット部材N Tの回転運動はキー部材K Yによって拘束されるため、大径歯車D Kの回転によって、ボルト部材B Tと螺合するナット部材N T（即ち、押圧部材P O）が大径歯車D Kの回転軸の方向に移動される。即ち、ねじ機構N Jによって、調圧モータM Dの回転動力が、押圧部材P Oの直線動力F eに変換される。

[0140] 押圧部材P Oによって、調圧ピストンP Dが移動される。調圧ピストンP Dは、調圧シリンダC Dの内孔に挿入され、ピストンとシリンダとの組み合わせが形成されている。具体的には、調圧ピストンP Dの外周には、シールS Lが設けられ、調圧シリンダC Dの内孔（内部の円筒面）との間で液密性が確保される。即ち、調圧シリンダC Dと調圧ピストンP Dとによって区画される液压室（調圧シリンダ室）R aが形成される。

[0141] 第1調圧ユニットY Cの調圧シリンダ室R a内には、戻し弾性体（圧縮ばね）S Dが設けられる。戻し弾性体S Dによって、調圧モータM Dへの通電が停止された場合に、調圧ピストンP Dが初期位置（制動液压のゼロに対応する位置）に戻される。具体的には、調圧シリンダC Dの内部にストッパ部S pが設けられ、調圧モータM Dの出力が「0」の場合には、戻し弾性体S Dによって調圧ピストンP Dがストッパ部S pに当接する位置（初期位置）にまで押し付けられる。

[0142] 調圧シリンダ室R aは、調圧流体路H Cに接続されている。調圧ピストンP Dが中心軸方向に移動されることによって、調圧シリンダ室R aの体積が変化する。これによって、調整液压（第1液压）P cが調整される。具体的

には、調圧モータMDが正転方向に回転駆動されると、調圧シリンダ室Raの体積が減少するように調圧ピストンPDが、前進方向（図では左方向）Heに移動され、調整液圧Pcが増加されて、制動液BFが調圧シリンダCDから調圧流体路HCに排出される。一方、調圧モータMDが逆転方向に回転駆動されると、調圧シリンダ室Raの体積が増加するように調圧ピストンPDが、後退方向（図では右方向）Hgに移動され、調整液圧Pcが減少されて、制動液BFが、調圧流体路HCを介して調圧シリンダ室Ra内に戻される。調圧モータMDが正転、又は、逆転方向に駆動されることによって、調整液圧Pcが調整（増減）される。上記同様、調圧流体路HCには、調整液圧Pcを検出するよう、調整液圧センサPCが設けられる。

[0143] 調圧モータMDは、前輪目標液圧Pt f、及び、調整液圧Pc（検出値）に基づいて制御される。まず、前輪目標液圧Pt fに基づいて、前輪目標液圧Pt fが「0」から増加するに従って、指示通電量Isが、「0」から単調増加するように演算される。そして、前輪目標液圧Pt fと調整液圧Pcとの偏差h Pに基づいて、補償通電量Iuが演算される。「 $h P > p y$ （所定値）」の場合には、液圧偏差h Pの増加に応じて、補償通電量Iuは正符号の値（調圧モータMDの正転方向に対応）として増加される。「 $h P < -p y$ （所定値）」の場合には、液圧偏差h Pの減少に応じて、補償通電量Iuは負符号の値（調圧モータMDの逆転方向に対応）として減少される。「 $-p y \leq h P \leq p y$ 」の場合には、「 $I u = 0$ 」に演算される。ここで、所定値p yは、予め設定された定数である。

[0144] 最終的には、指示通電量Is、及び、補償通電量Iuに基づいて、目標通電量Itが決定される。調整液圧Pcの調圧制御において、指示通電量Isはフィードフォワード成分であり、補償通電量Iuはフィードバック成分である。例えば、指示通電量Isと補償通電量Iuとが合算されて、目標通電量Itが演算される。目標通電量Itは、調圧モータMDへの通電量の目標値であり、目標通電量It、及び、実通電量Ia（検出値）に基づいて、通電量（電流）フィードバック制御が実行される。ここで、実通電量Iaは、

調圧モータMDの駆動回路に設けられた通電量センサ（電流センサ） I_A によって検出される。

[0145] <エネルギー回生用のジェネレータGNが後輪WH_rに備えられる場合>

以上、ジェネレータGNが前輪WH_fに備えられる場合について説明した。ジェネレータGNは、後輪WH_rに備えられ得る。即ち、後輪WH_rは、ジェネレータGNが設けられた、回生車輪WH_g（「一方側の車輪」に相当）であり、後輪ホールシリンダCW_r（CW_k、CW_l）は、回生ホイールシリンダCW_gである。一方、前輪WH_fは、ジェネレータGNが設けられない、非回生車輪WH_t（「他方側車輪」に相当）であり、前輪ホールシリンダCW（CW_i、CW_j）は、非回生ホイールシリンダCW_tである。

[0146] 後輪WH_rが回生車輪WH_gである車両では、第2調圧ユニットYDとして、第2電気モータMLによって駆動される前輪第2流体ポンプQL_f、前輪第2調圧弁UP_f、及び、前輪出力液压センサPP_fが設けられる（図1の破線で示す構成要素を参照）。そして、後輪WH_rに係る後輪制動系統（即ち、後輪ホールシリンダCW_r）には、第1調圧ユニットYCによる調整液压P_cが、調整されずに、直接、供給される。従って、後輪制動液压P_{wr}は、調整液压P_cに一致する。一方、前輪WH_fに係る前輪制動系統（即ち、前輪ホールシリンダCW_f）には、前輪用の第2調圧弁UP_fによって、調整液压P_c（実際値）が増加されて、前輪出力液压P_{pf}とされ、この出力液压P_{pf}が付与される。従って、前輪制動液压P_{wf}は、前輪出力液压P_{pf}に等しい。後輪WH_rにジェネレータGNが設けられる車両の独立制御では、前輪制動液压P_{wf}が後輪制動液压P_{wr}よりも大きい。

[0147] 加えて、図2を参照して説明した回生協調制御の演算処理では、以下の点が相違する。

（1）ステップS210にて、前輪目標液压P_{tf}に代えて、後輪目標液压P_{tr}に基づいて、目標回転数N_tが決定される。

（2）ステップS220にて、前輪目標液压P_{tf}に代えて、後輪目標液压P_{tr}に基づいて、液压偏差h_P（=P_{tr}−P_c）が決定される。即ち

、実際の調整液圧 P_c が、後輪目標液圧 P_{tr} に一致するように、調圧ユニット YC （特に、リニア調圧弁 UC 、 UA 、 UB 、又は、電気モータ MD ）が制御される。

（３）ステップ $S240$ にて、「後輪第２調圧弁 UP_r 、後輪出力液圧センサ PP_r 、実後輪出力液圧 P_{pr} 、後輪目標液圧 P_{tr} 」に代えて、「前輪第２調圧弁 UP_f 、前輪出力液圧センサ PP_f 、実前輪出力液圧 P_{pf} 、前輪目標液圧 P_{tf} 」によってサーボ制御が実行される（即ち、「 $hQ = P_{tf} - P_{pf}$ 」）。調整液圧 P_c が増加されて、前輪出力液圧 P_{pf} （検出値）が、前輪目標液圧 P_{tf} に一致するよう、前輪チャージ弁 UP_f への通電量が制御（調整）される。ここで、「 $P_c < P_{pf} (P_{tf})$ 」の関係にある。

[0148] 図６の特性図を参照して、後輪 WH_r に回生用ジェネレータ GN が設けられた車両において、回生協調制御の独立制御について説明する。特性図は、摩擦制動力 F_p のみによる前輪制動力 F_f と、回生制動力 F_{gr} を含む後輪制動力 $F_r (= F_{gr} + F_{pr})$ との関係を示している。上記同様、一点鎖線の特性 Ca は、理想制動力配分の線図である。

[0149] 制動操作部材 BP の操作が開始されると、制動初期の段階（「 $G_t < r_g (= g_2)$ 」の状態）では、「 $P_{tf} = 0$ 、 $P_{tr} = 0$ 」が演算され、前輪、後輪摩擦制動力 F_{pf} 、 F_{pr} は発生されない。従って、後輪制動力 F_r は回生制動力 F_{gr} のみによって、「 0 」から第２所定力 r_2 に向けて増加されるが、前輪制動力 F_f は「 0 」のままである（原点（ O ）から点（ E ）への遷移を参照）。

[0150] 制動操作部材 BP の操作量 Ba が増加され、後輪制動力 $F_r (= F_{gr})$ が第２所定力 r_2 に達すると（即ち、回生量 R_g が、第２所定力 r_2 に対応する第２所定量 g_2 に達すると）、ステップ $S150$ が肯定され、ステップ $S180$ 、及び、ステップ $S190$ の処理が実行される。先ず、ステップ $S150$ が肯定された時点（演算周期）にて、前輪制動力 F_f が、「 0 」から第２所定力 f_2 に急増するように、前輪目標液圧 P_{tf} が、「第２所定力 f

2に対応した第2所定液圧 p_2 」に演算される（点（E）から点（F）への遷移を参照）。なお、この前輪制動液圧 P_{wf} （= P_{pf} ）の「0」からのステップ的な急増は、第2調圧ユニットYD（特に、前輪第2調圧弁 UP_f ）によって達成される。

[0151] 該時点以降、摩擦制動力 F_p が、基準特性 C_b （ホイールシリンダCWの受圧面積、回転部材KTの有効制動半径、及び、摩擦材の摩擦係数にて定まる、回生制動力 F_{gr} が作用しない場合の前輪制動力 F_f と後輪制動力 F_r との関係であり、線図（O）－（B）で示す特性）に沿って増加される。具体的には、前輪目標液圧 P_{tf} は、操作量 B_a の増加に従って、「第2所定力 f_2 に対応する第2所定液圧 p_2 」から、単調増加するよう演算される。また、後輪目標液圧 P_{tr} は、操作量 B_a の増加に従って、「0」から単調増加される。即ち、「 $F_r < r_2$ 」では「 $F_f = 0$ 」であり、「 $F_r \geq r_2$ 」では、基準特性 C_b と一致する、特性 C_y （線図（O）－（E）－（F）－（B））が達成される。

[0152] 上記と同様に、ステップS200、及び、ステップS210にて、電気モータMCでは、回転数の実際値 N_a が、後輪目標液圧 P_{tr} に応じて決定された目標値 N_t に一致するよう、回転数サーボ制御が実行される。そして、ステップS220にて、調圧弁UCでは、液圧の実際値 P_c が後輪目標液圧 P_{tr} に一致するよう、液圧サーボ制御が実行される。結果、後輪WH r には、所定回生量 r_g に対応した回生制動力 F_{gr} と、調整液圧 P_c に対応した摩擦制動力 F_{pr} との合力 F_r （= $F_{gr} + F_{pr}$ ）が作用する。ステップS230にて、電動ポンプDL（特に、電気モータML）が回転され、ステップS240にて、前輪チャージ弁 UP_f では、出力液圧の実際値 P_{pf} が、その目標値 P_{tf} に一致するよう、液圧サーボ制御が実行される。これにより、調整液圧 P_c が増加されて、前輪出力液圧 P_{pf} が形成され、前後システムの独立制御が達成される。

[0153] 同様に、前輪出力液圧センサ PP_f が省略される場合には、車輪の減速スリップ（単に、「車輪スリップ」ともいう） Sw を状態変数として、スリッ

プサーボ制御が実行される。車輪スリップ（状態量） S_w として、車体速度 V_w と車輪速度 V_x と偏差 hV 、或いは、速度偏差 hV が車体速度 V_x にて除算された車輪スリップ率が採用され得る。例えば、ステップS240にて、前輪目標液圧 P_{tf} に対応する前輪目標スリップ S_{tf} が演算される。前輪速度 V_{wf} と車体速度 V_x との差 hV に応じて、前輪スリップの実際値 S_{wf} が演算される。実際値 S_{wf} が目標値 S_{tf} に一致するよう、前輪チャージ弁 UP_f のスリップサーボ制御が実行される。この場合でも、調整液圧 P_c から増加され、前輪出力液圧 P_{pf} が形成される。

[0154] 特性 C_d は、前輪目標液圧 P_{tf} が第2所定液圧 p_2 からではなく、「0」から増加された場合（即ち、独立制御が行われず、「 $P_{tf} = P_{tr}$ 」の場合）の特性を示している。特性 C_d における後輪制動力 F_r は、理想配分特性 C_a の後輪制動力 F_r に比較して大きい。このため、特性 C_c では、後輪制動力 F_r が十分に活用されるが、車両安定性が懸念される。

[0155] 前輪チャージ弁 UP_f によって、調整液圧 P_c が増加調整されて、前後輪の制動系統の出力液圧 P_{pf} 、 P_{pr} が個別に制御される。このため、前後輪の制動力 F_f 、 F_r の配分が好適に調整され、車両減速度、及び、車両安定性の維持と、回生エネルギーの確保とが、両立され得る。

[0156] <エネルギー回生用のジェネレータ GN が前輪 WH_f 、及び、後輪 WH_r の両方に備えられる場合>

図7の特性図を参照して、前後輪 WH_f 、 WH_r に前輪、後輪回生ジェネレータ GN_f 、 GN_r が備えられる場合について説明する。即ち、車両には、前輪 WH_f 用の前輪回生ジェネレータ GN_f 、及び、後輪 WH_r 用の後輪回生ジェネレータ GN_r が備えられる。

[0157] 図7(a)を参照して、基準特性 C_b に対して、前輪回生制動力 F_{gf} が、後輪回生制動力 F_{gr} よりも相対的に大きい場合について説明する。これは、例えば、前輪ジェネレータ GN_f の発電容量（回生能力）が、後輪ジェネレータ GN_r の発電容量よりも大きい場合が該当する。

[0158] 上述したように、基準特性 C_b は、前輪、後輪回生制動力 F_{gf} 、 F_{gr}

が、共に発生されていない状態における、前輪制動力 F_f （即ち、前輪摩擦制動力 F_{pf} ）と後輪制動力 F_r （即ち、後輪摩擦制動力 F_{pr} ）との相互関係である。具体的には、前輪、後輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} が「0」であって、前輪 WH_f に係る流体路 HC_f 、及び、後輪 WH_r に係る流体路 HC_r に同一の液圧が供給された場合において発生される、前輪制動力 F_f （= F_{pf} ）に対する後輪制動力 F_r （= F_{pr} ）の関係である。ここで、第2調圧ユニット YD によって、増圧は行われていない。

[0159] 「 $G_t < r_g$ 」の場合には、ステップ $S160$ にて、目標減速度 G_t に基づいて、前輪、後輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} （目標値）が演算される。ここで、前輪回生量 R_{gf} と後輪回生量 R_{gr} との和は、目標減速度 G_t に一致する。換言すれば、目標減速度 G_t が、前輪回生量 R_{gf} と後輪回生量 R_{gr} とに配分される。例えば、前輪、後輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} は、前輪、後輪ジェネレータ GN_f 、 GN_r の容量に基づいて決定される。前輪、後輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} は、通信バス BS にて、駆動用コントローラ ECD に送信される。「 $G_t < r_g$ 」の場合には、「 $P_{tf} = 0$ 、 $P_{tr} = 0$ 」が決定され、前輪、後輪摩擦制動力 F_{pf} 、 F_{pr} は増加されない（以上、図2を参照）。

[0160] 前輪、後輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} の増加に応じて、制動力配分線図において、前輪制動力 F_f （= F_{gf} ）、及び、後輪制動力 F_r （= F_{gr} ）が、夫々、増加される。なお、基準特性 C_b に対して、前輪回生制動力 F_{gf} が、後輪回生制動力 F_{gr} よりも相対的に大きいため、配分線図では、前輪回生制動力 F_{gf} と後輪回生制動力 F_{gr} との関係を示す線図は、基準特性 C_b よりも下方に位置する。

[0161] 前輪ジェネレータ GN_f の回生量 R_{gf} が所定回生量 g_{f1} （このとき、「 $F_{gf} = f_{f1}$ 」）となった場合に、後輪ジェネレータ GN_r の発電容量は相対的に小さいため、後輪回生量 R_{gr} が限界値 g_{r1} （このとき、「 $F_{gr} = f_{r1}$ 」）に達する。これ以降は、「 $R_{gr} = g_{r1}$ 」の状態（即ち、「 $F_{gr} = f_{r1}$ 」の状態）が維持されて、前輪回生量 R_{gf} が、所定回

生量 g_{f2} に向けて増加される。これに伴い、前輪制動力 $F_f (=F_{gf})$ は、所定値 f_{f2} にまで増加される。

[0162] 前輪、後輪回生量前輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} が、夫々、所定回生量 g_{f2} 、 g_{r1} に達した時点（点（H））にて、ステップ S150 の条件が満足されると、調整液圧 P_c は、第1調圧ユニット YC によって、「0」から増加され始める。同時に、第2調圧ユニット YD によって、後輪出力液圧 $P_{pr} (=P_{wr})$ が、「0」から所定液圧 p_3 だけ、ステップ的に急増される（点（H）から点（I）への遷移を参照）。ここで、所定液圧（所定値） p_3 は、予め設定された定数である。これ以降、後輪出力液圧 P_{pr} （実際値）は、所定液圧 p_3 から単調増加され、基準特性 C_b に沿った、特性 C_p （線図（O）－（G）－（H）－（I）－（B））が達成される。なお、前輪ジェネレータ GN_f の限界と、後輪ジェネレータ GN_r の限界とが同時に生じる場合には、2点鎖線で示すように、特性 C_p は、点（O）から点（H）に遷移する。

[0163] 上記と同様に、前後輪 WH_f 、 WH_r に、前輪、後輪回生ジェネレータ GN_f 、 GN_r が備えられる場合でも、回生協調制御の独立制御にて、前後輪の制動力 F_f 、 F_r が好適に確保され、車両安定性が維持された上で、回生可能なエネルギー量が十分に確保され得る。

[0164] 次に、図7（b）を参照して、基準特性 C_b に対して、後輪回生制動力 F_{gr} が、前輪回生制動力 F_{gf} よりも相対的に大きい場合について説明する。これは、例えば、後輪ジェネレータ GN_r の発電容量（回生能力）が、前輪ジェネレータ GN_f の発電容量よりも大きい場合が該当する。

[0165] 「 $F_{gf} > F_{gr}$ 」の場合と同様に、「 $G_t < r_g$ 」の場合には、ステップ S160 にて、目標減速度 G_t に基づいて、前輪、後輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} （目標値）が演算される。このとき、各状態量の関係は、「 $G_t = R_{gf} + R_{gr}$ 」、及び、「 $P_{tf} = 0$ 、 $P_{tr} = 0$ 」である。

[0166] 前輪、後輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} の増加に応じて、制動力配分線図において、前輪制動力 $F_f (=F_{gf})$ 、及び、後輪制動力 $F_r (=F_{gr})$ が、

夫々、増加される。基準特性 C_b に対して、後輪回生制動力 F_{gr} が、前輪回生制動力 F_{gf} よりも相対的に大きいため、配分線図では、前輪回生制動力 F_{gf} と後輪回生制動力 F_{gr} との関係を示す線図は、基準特性 C_b よりも上方にある。

[0167] 後輪ジェネレータ GN_r の回生量 R_{gr} が所定値 gf_3 （このとき、「 $F_{gr} = ff_3$ 」）となった場合に、前輪ジェネレータ GN_f の発電容量は相対的に小さいため、前輪回生量 R_{gf} が限界値 gf_3 （このとき、「 $F_{gf} = ff_3$ 」）に達する。これ以降は、「 $R_{gf} = gf_3$ 」の状態（即ち、「 $F_{gf} = ff_3$ 」の状態）が維持されて、後輪回生量 R_{gr} が、所定値 gr_4 に向けて増加される。これに伴い、後輪制動力 $F_r (= F_{gr})$ は、所定値 fr_4 にまで増加される（線図（O）－（J）－（K）を参照）。

[0168] 前輪、後輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} が、夫々、所定値 gf_3 、 gr_4 に達した時点（点（K））にて、ステップ S_{150} の条件が満足されると、調整液圧 P_c は、第1調圧ユニット YC によって、「0」から増加され始める。同時に、第2調圧ユニット YD によって、前輪出力液圧 $P_{pf} (= P_{wf})$ が、「0」から所定液圧 p_4 だけ、ステップ的に急増される（点（K）から点（L）への遷移を参照）。ここで、所定値 p_4 は、予め定数として設定されている。これ以降、前輪出力液圧 P_{pf} （実際値）は、所定液圧 p_4 から単調増加され、基準特性 C_b に沿った、特性 C_q （線図（O）－（J）－（K）－（L）－（B））が達成される。なお、前輪ジェネレータ GN_f の限界と、後輪ジェネレータ GN_r の限界とが同時に生じる場合には、2点鎖線で示すように、特性 C_q は、点（O）から点（K）に遷移する。

[0169] 上記と同様に、前後輪 WH_f 、 WH_r に前輪、後輪回生ジェネレータ GN_f 、 GN_r が備えられる場合でも、回生協調制御の独立制御によって、前後輪の制動力 F_f 、 F_r の配分が好適に調整され、車両減速度、及び、車両安定性の維持、回生エネルギーの確保が達成され得る。

[0170] <作用・効果>

制動制御装置 SC は、前輪 WH_f 、及び、後輪 WH_r のうちの何れか一方

側の車輪に回生ジェネレータGNを備えた車両に搭載される。ここで、ジェネレータGNが備えられる車輪が回生車輪WHg（「一方側車輪」に相当）であり、ジェネレータGNが備えられない車輪が非回生車輪WHt（「他方側車輪」に相当）である。

[0171] 制動制御装置SCは、第1調圧ユニットYC、及び、第2調圧ユニットYDを含んで構成される。第1調圧ユニットYCによって、第1電気モータMC、MZ、MDにて発生された液圧が調整されて、第1液圧（調整液圧）Pcにされる。第1液圧Pcは、回生車輪WHgの回生ホイールシリンダCWgに対して付与（例えば、導入）される。第2調圧ユニットYDは、第2電気モータMLによって駆動される流体ポンプ（第2流体ポンプ）QL、及び、調圧弁UPにて構成される。第2調圧ユニットYDによって、第1液圧Pcが増加調整されて、第2液圧（出力液圧）Ppとされる。第2液圧Ppは、非回生車輪WHtの非回生ホイールシリンダCWtに対して付与（例えば、導入）される。ここで、回生車輪WHgと非回生車輪WHtとは、異なる（別個の）車輪である。

[0172] 制動制御装置SCでは、回生ジェネレータGNの回生量Rgが所定回生量g1、g2未満の場合には、第1調圧ユニットYCによって第1液圧Pcが「0（ゼロ）」に維持されるとともに、第2調圧ユニットYDによって第2液圧Ppが「0（ゼロ）」に維持される。即ち、回生量Rgが所定回生量g1、g2未満の状態では、回生制動力Fgのみが発生され、摩擦制動力Fpは発生されない。

[0173] 第2調圧ユニットYDによって、調整液圧Pcが増加調整され、前後輪の制動システムの液圧（出力液圧）Ppf、Pprが独立して制御される。回生ジェネレータGNの回生量Rgが所定回生量g1、g2に達した時点（演算周期）で、第2調圧ユニットYDによって、第2液圧Ppが、「0（ゼロ）」から所定液圧p1、p2にまで急増される。例えば、制動操作量Baが緩やかに増加される場合、回生ホイールシリンダCWgに付与される第1液圧Pcは、回生量Rgが所定回生量g1、g2に達した時点から、操作量Baの

時間変化量（操作速度）に応じて（依存して）、「0」から緩やかに増加される。一方、非回生ホイールシリンダCWtに付与される第2液圧Ppは、回生量Rgが所定回生量g1、g2に達した時点で、操作速度に係らず（依存せず）、「0（ゼロ）」から所定液圧p1、p2に、ステップ的に増加される。その後、第2液圧Ppは、操作速度に応じて、所定液圧p1、p2から緩やかに増加される。これにより、前後輪の制動力Ff、Frが好適に確保され、車両安定性が維持されるとともに、回生可能なエネルギー量が十分に確保され得る。

[0174] 制動制御装置SCには、車両のヨーレイトYrを検出するヨーレイトセンサYRが備えられる。そして、第2調圧ユニットYDによって、ヨーレイトYrに基づいて、車両の過大なオーバステア挙動を抑制する車両安定化制御が実行される。回生協調制御が実行される車両には、既に、車両安定化制御用の液圧ユニットYLが備えられている場合がある。この場合には、第2調圧ユニットYDとして、既存の液圧ユニットYLが利用される。新たなデバイスを追加することなく、前後制動系統における独立制御が達成され得る。

[0175] 第1調圧ユニットYC（還流型）は、第1電気モータMCによって駆動される流体ポンプQC、及び、調圧弁UCを含んで構成される。流体ポンプQCによって形成された制動液BFの還流が、調圧弁UCによって絞られることによって、調整液圧Pcが調節される。アキュムレータ型の第1調圧ユニットYCでは、アキュムレータAZに蓄積された高圧が、調圧弁UA、UBによって減少調整される。調圧弁の僅かな開弁量の変化で、調圧結果が大きく変わるため、特に、低圧における調圧精度（液圧分解能）の確保が重要となる。還流型の第1調圧ユニットYCでは、調整液圧Pcは、制動時に「0」から上昇される。このため、低圧領域における制御精度が、容易に確保され得る。

[0176] また、電動シリンダ型の第1調圧ユニットYCでは、調圧に必要とされる制動液BFの量が、シリンダ容積（特に、シリンダ内のピストン変位）によって制限される。換言すれば、調圧に必要な制動液BFの容量（体積）を確

保するには、大径で、且つ、長い、調圧シリンダCDが必要となる。一方、還流型の第1調圧ユニットYCでは、調整液圧Pcの形成には、電動ポンプDCによる制動液BFの循環（還流）が利用されるため、制動液BFの量についての制限がない。このため、大流量を要する制動制御装置SCにおいて、還流型の第1調圧ユニットYCによって、小型化が達成され得る。

[0177] 更に、制動制御装置SCとして、マスタピストンPMにおいて、マスタシリンダ室Rmとは反対側（マスタピストンPMの背面部分）にサーボ室Rsが設けられ、サーボ室Rsに調整液圧（第1液圧）Pcが導入（供給）される。このとき、後輪ホールシリンダCWr用のマスタシリンダ室は省略され、調整液圧Pcが、直接、後輪ホールシリンダCWrに導入（供給）される。これにより、マスタシリンダCMの短縮化が図られ得る。

[0178] 制動制御装置SCは、前輪WHf、及び、後輪WHrの両方に回生ジェネレータGNf、GNrを備えた車両に搭載され得る。つまり、前輪WHfには、前輪回生ジェネレータGNfが、後輪WHrには、後輪回生ジェネレータGNrが、夫々、備えられる。上記同様、第1調圧ユニットYCは、第1電気モータMC、MZ、MDによって発生された液圧を調整して第1液圧（調整液圧）Pcとする。そして、第1調圧ユニットYCは、基準特性Cbに対して、前輪回生制動力Fgf、及び、後輪回生制動力Fgrのうちで、相対的に大きい方に対応する車輪のホイールシリンダCWに対して第1液圧Pcを付与する。また、第2調圧ユニットYDは、第2電気モータMLによって駆動される流体ポンプQL、及び、調圧弁UPにて構成され、第1液圧Pcを増加調整して第2液圧（出力液圧）Ppとする。第2調圧ユニットYDは、基準特性Cbに対して、前輪回生制動力Fgf、及び、後輪回生制動力Fgrのうちで、相対的に小さい方に対応する車輪のホイールシリンダCWに対して第2液圧Ppを付与する。なお、基準特性Cbは、前輪回生ジェネレータGNfによる前輪回生制動力Fgfが「0（ゼロ）」であり、後輪回生ジェネレータGNrによる後輪回生制動力Fgfが「0（ゼロ）」である場合において、前輪WHfの前輪制動力Ffと後輪WHrの後輪制動力Fr

との関係である。

[0179] 例えば、上記の「大きい方に対応する車輪」が前輪 WH_f であり、「小さい方に対応する車輪」が後輪 WH_r である場合には、前輪ホイールシリンダ CW_f に対して第1液圧 P_c が付与され、後輪ホイールシリンダ CW_r に対して第2液圧 P_p が付与される。逆に、「大きい方に対応する車輪」が後輪 WH_r であり、「小さい方に対応する車輪」が前輪 WH_f である場合には、前輪ホイールシリンダ CW_f に対して第2液圧 P_p が付与され、後輪ホイールシリンダ CW_r に対して第1液圧 P_c が付与される。

[0180] 制動制御装置 SC では、前輪、後輪回生ジェネレータ GN_f 、 GN_r の回生量 R_{gf} 、 R_{gr} が所定回生量 gf_2 、 gr_1 （又は、所定回生量 gf_3 、 gr_4 ）未満の場合には、第1調圧ユニット YC によって第1液圧 P_c が「0（ゼロ）」に維持されるとともに、第2調圧ユニット YD によって第2液圧 P_p が「0（ゼロ）」に維持される。即ち、前輪、後輪回生量 R_{gf} 、 R_{gr} が所定回生量 gf_2 、 gr_1 （又は、所定回生量 gf_3 、 gr_4 ）未満の状態では、回生制動力 F_g （ F_{gf} 、 F_{gr} ）のみが発生され、摩擦制動力 F_{pf} 、 F_{pr} は発生されない。

[0181] 上記同様、前後輪の制動システムの液圧（出力液圧） P_{pf} 、 P_{pr} が独立して制御される。前輪、後輪回生ジェネレータ GN_f 、 GN_r の回生量 R_{gf} 、 R_{gr} が所定回生量 gf_2 、 gr_1 （又は、所定回生量 gf_3 、 gr_4 ）に達した時点（演算周期）で、第1液圧 P_c は、制動操作部材 BP の操作速度に依存して、「0」から増加される。これに対し、第2液圧 P_p は、上記時点において、第2調圧ユニット YD によって、「0」から所定液圧 p_3 （又は、 p_4 ）だけ急増される。つまり、第2液圧 P_p は、制動操作部材 BP の操作量 Ba の時間変化量（操作速度）に依らず、上記時点で、「0」から所定値 p_3 、 p_4 に、ステップ的に増加される。その後、第2液圧 P_p は、操作速度に依存して、所定値 p_3 、 p_4 から増加される。これにより、前輪、後輪制動力 F_f 、 F_r の配分比率が適正化され、車両安定性が維持されるとともに、回生可能なエネルギー量が十分に確保され得る。なお、この場合で

も、第2調圧ユニットY Dとして、既存の液圧ユニットY Lが利用され得る。

[0182] <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（制動力配分の適正化による車両安定性の確保とエネルギー回生量の増大、等）を奏する。

[0183] 上記の第1実施形態では、「タンデム型マスタシリンダCM」、「還流型第1調圧ユニットYC」、及び、「マスタシリンダ下流加圧」の構成が例示された（図1参照）。第2実施形態では、「シングル型マスタシリンダCM」、「アキュムレータ型第1調圧ユニットYC」、及び、「マスタシリンダ背面加圧」の構成が例示された（図4参照）。また、第1調圧ユニットYCの他の構成として、「電動シリンダ型第1調圧ユニットYC」の構成が例示された（図5参照）。これらの要素は、組み合わせ自由である。従って、制動制御装置SCの構成として、表1の一覧表に示した12組のうちの1つが採用される。なお、何れの構成においても、2系統の流体路は、前後型である。

[0184]

[表1]

No	加圧方式	マスダシリンダ形式	調圧方式
1	マスダシリンダ 下流加圧	シングル型	還流型
2			アキユムレータ型
3			電動シリンダ型
4		タンデム型	還流型
5			アキユムレータ型
6			電動シリンダ型
7	マスダシリンダ 背面加圧	シングル型	還流型
8			アキユムレータ型
9			電動シリンダ型
10		タンデム型	還流型
11			アキユムレータ型
12			電動シリンダ型

[0185] 上記実施形態では、リニア型の調圧弁UC、UP、UA、UB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UC、UP、UA、UB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。

[0186] 上記実施形態では、チャージ弁（第2調圧弁）UPの駆動制御において、液圧サーボ制御、又は、スリップサーボ制御が採用された。これに代えて、目標液圧 P_t （ P_{tf} 、 P_{tr} ）に基づいて、指示通電量（例えば、指示電

流)が決定され、該通電量が、チャージ弁UP (UP f、UP r)に供給されることによって、チャージ弁UPが駆動され得る。ここで、指示通電量の演算マップでは、目標液圧Ptが大であるほど、指示通電量が大きくなるよう、予め設定されている。

[0187] 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。

[0188] 上記実施形態では、上部流体ユニットYUと、下部流体ユニットYLとが別体として構成された。上部流体ユニットYUと下部流体ユニットYLとは、一体として構成され得る。この場合、下部コントローラECLは、上部コントローラECUに含まれる。

請求の範囲

- [請求項1] 前輪、及び、後輪のうちの何れか一方側の車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、
- 第1電気モータによって発生された液圧を調整して第1液圧とする第1調圧ユニットと、
- 第2電気モータによって駆動される流体ポンプ、及び、調圧弁にて構成され、前記第1液圧を増加調整して第2液圧とする第2調圧ユニットと、
- を備え、
- 前記第1調圧ユニットは、前記一方側の車輪のホイールシリンダに対して前記第1液圧を付与し、
- 前記第2調圧ユニットは、前記一方側の車輪とは異なる他方側の車輪のホイールシリンダに対して前記第2液圧を付与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、
- 前記回生ジェネレータの回生量が所定回生量に達した時点で、
- 前記第2調圧ユニットは、前記第2液圧を所定液圧にまで急増するよう構成された、車両の制動制御装置。
- [請求項3] 請求項1又は請求項2に記載の車両の制動制御装置において、
- 前記回生ジェネレータの回生量が所定回生量未満の場合には、
- 前記第1調圧ユニットは前記第1液圧をゼロに維持し、
- 前記第2調圧ユニットは前記第2液圧をゼロに維持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1乃至請求項3に記載の車両の制動制御装置であって、
- 前記車両のヨーレイトを検出するヨーレイトセンサを備え、
- 前記第2調圧ユニットは、前記ヨーレイトに基づいて、前記車両の過大なオーバステア挙動を抑制する車両安定化制御を実行するよう構成された、車両の制動制御装置。

[請求項5] 前輪に前輪回生ジェネレータを備えるとともに、後輪に後輪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、

第1電気モータによって発生された液圧を調整して第1液圧とする第1調圧ユニットと、

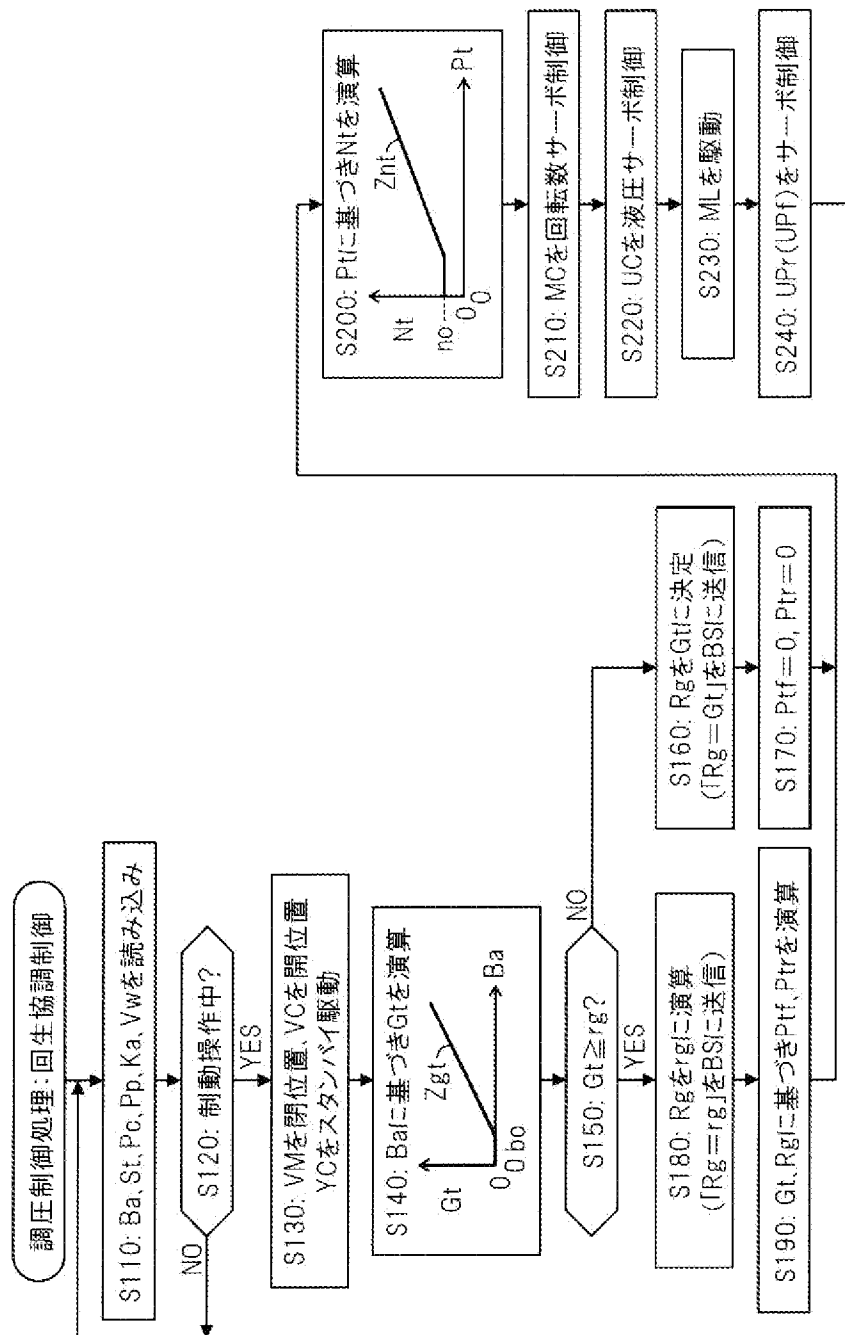
第2電気モータによって駆動される流体ポンプ、及び、調圧弁にて構成され、前記第1液圧を増加調整して第2液圧とする第2調圧ユニットと、を備え、

前記前輪回生ジェネレータによる前輪回生制動力がゼロであり、前記後輪回生ジェネレータによる後輪回生制動力がゼロである場合において、前記前輪の前輪制動力と前記後輪の後輪制動力との関係を基準特性としたときに、

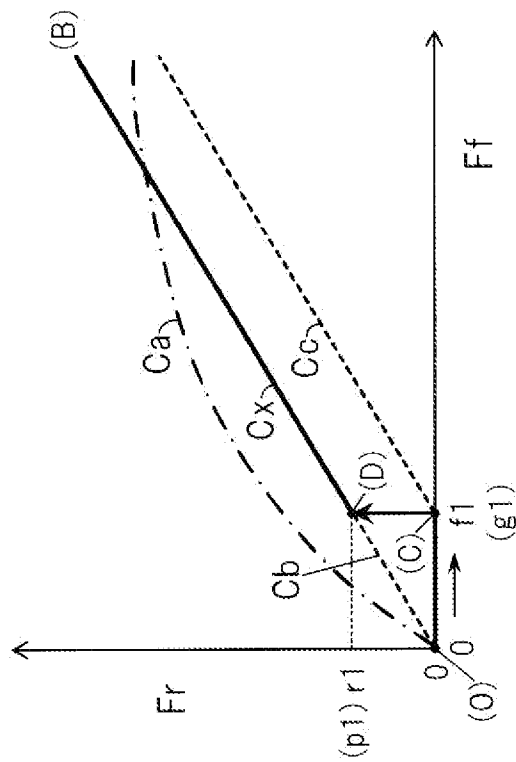
前記第1調圧ユニットは、前記基準特性に対して、前記前輪回生制動力、及び、前記後輪回生制動力のうちで、相対的に大きい方に対応する車輪のホイールシリンダに対して前記第1液圧を付与し、

前記第2調圧ユニットは、前記基準特性に対して、前記前輪回生制動力、及び、前記後輪回生制動力のうちで、相対的に小さい方に対応する車輪のホイールシリンダに対して前記第2液圧を付与するよう構成された、車両の制動制御装置。

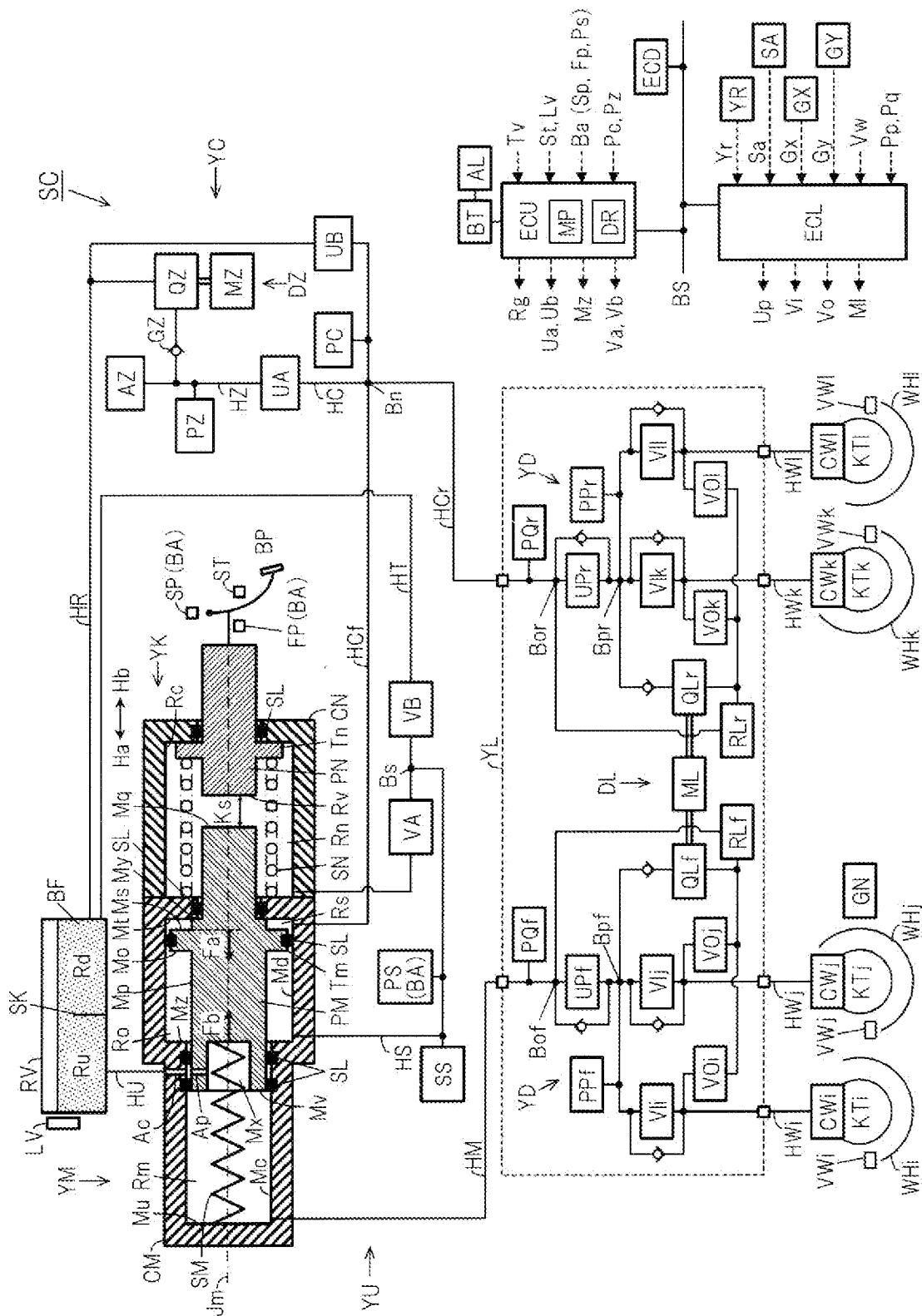
[図2]



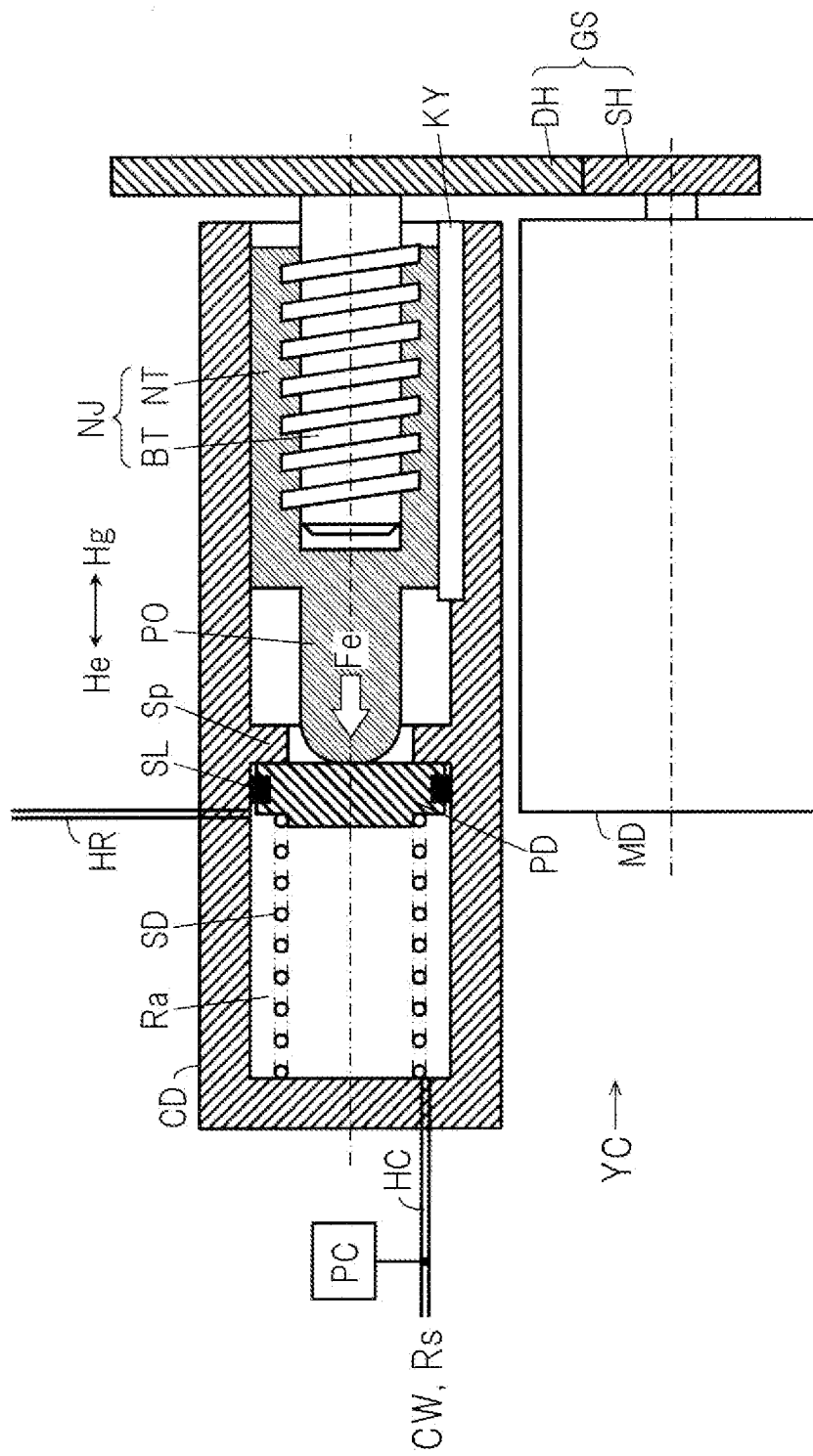
[図3]



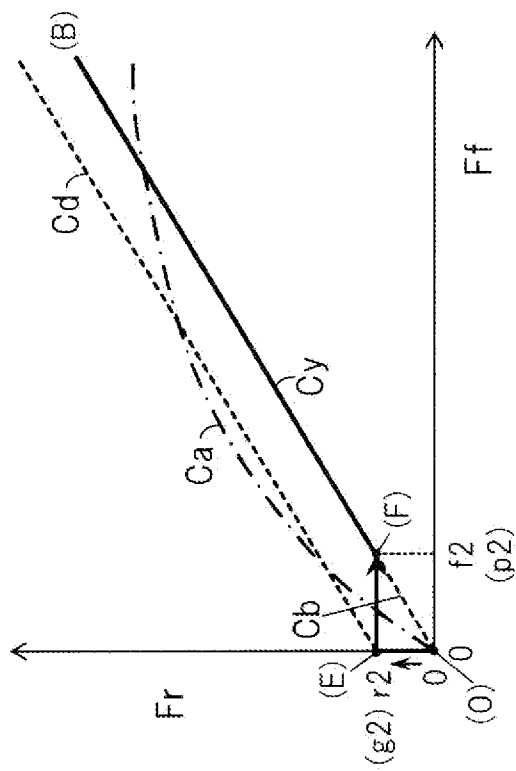
[図4]



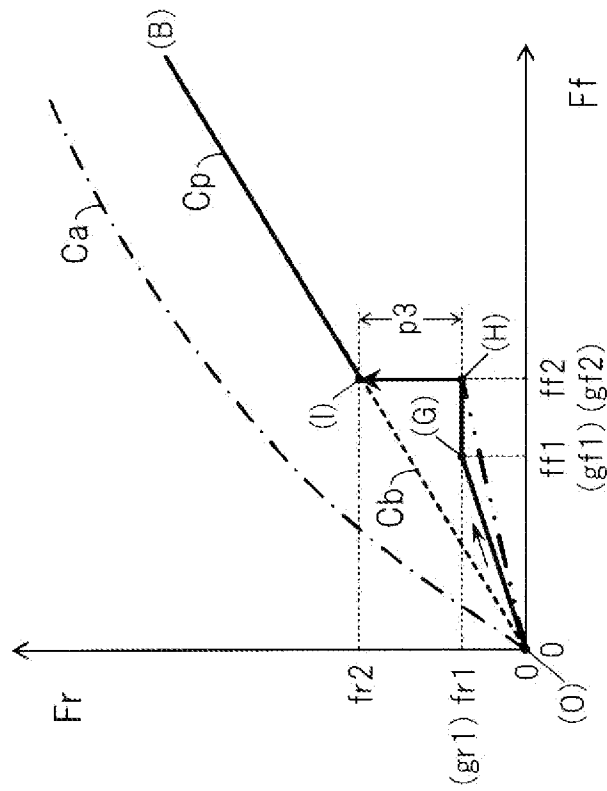
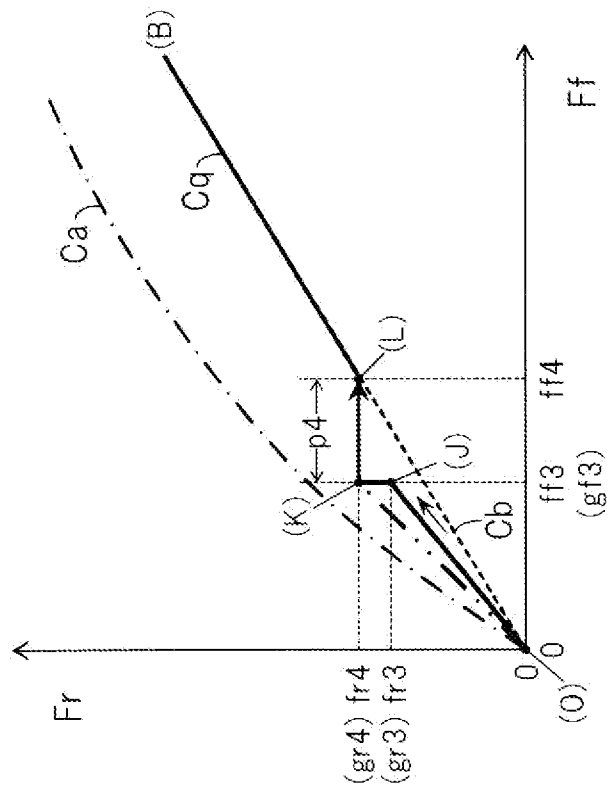
[図5]



[図6]



[図7]

(a) F_{gf} が F_{gr} よりも相対的に大きい場合(b) F_{gr} が F_{gf} よりも相対的に大きい場合

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2018/035542

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl. B60T8/17 (2006.01)i, B60L7/24 (2006.01)i, B60L15/20 (2006.01)i,
B60T13/138 (2006.01)i, B60T13/18 (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, B60L15/20, B60T13/138, B60T13/18

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	WO 2014/184840 A1 (TOYOTA MOTOR CORP.) 20 November 2014, claim 1, fig. 2 & JP 14-184840 A1 & US 2016/0082937 A1, claim 1, fig. 2	1-5
A	JP 2008-230362 A (HONDA MOTOR CO., LTD.) 02 October 2008, claim 1, fig. 1 (Family: none)	1-5
P, A	WO 2018/043110 A1 (HITACHI AUTOMOTIVE SYSTEMS, LTD.) 08 March 2018, paragraphs [0008], [0025]-[0026], [0072]-[0074], fig. 11 & JP 2018-34733 A	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

"I" 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
20 November 2018 (20.11.2018)

Date of mailing of the international search report
04 December 2018 (04.12.2018)

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, B60L15/20(2006.01)i, B60T13/138(2006.01)i, B60T13/18(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, B60L15/20, B60T13/138, B60T13/18

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	WO 2014/184840 A1 (トヨタ自動車株式会社) 2014. 11. 20, [請求項 1], [図 2] & JP 14-184840 A1 & US 2016/0082937 A1, claim 1, FIG. 2	1-5
A	JP 2008-230362 A (本田技研工業株式会社) 2008. 10. 02, [請求項 1], [図 1] (ファミリーなし)	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

20. 11. 2018

国際調査報告の発送日

04. 12. 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)

谷口 耕之助

3W

9340

電話番号 03-3581-1101 内線 3367

C (続き) . 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
P, A	WO 2018/043110 A1 (日立オートモティブシステムズ株式会社) 2018.03.08, [0008], [0025]-[0026], [0072]-[0074], [図 11] & JP 2018-34733 A	1-5