

(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
2020年8月13日(13.08.2020)



(10) 国際公開番号

WO 2020/162433 A1

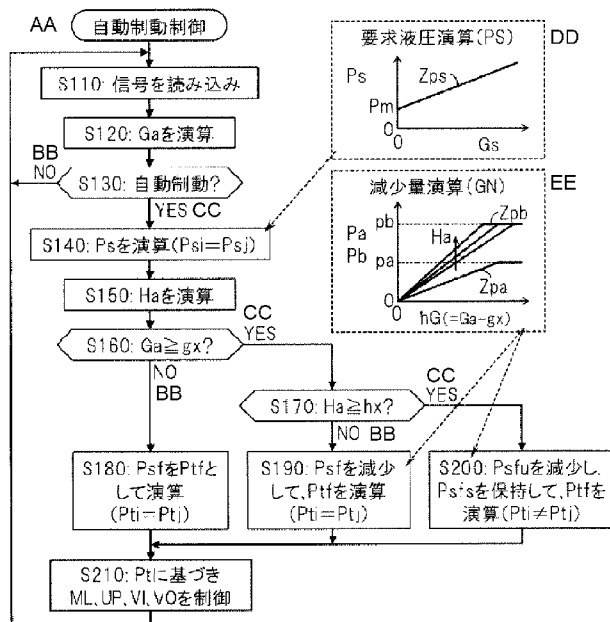
- (51) 国際特許分類:
B60T 7/12 (2006.01) *B60T 8/1755* (2006.01)
- (21) 国際出願番号: PCT/JP2020/004057
- (22) 国際出願日: 2020年2月4日(04.02.2020)
- (25) 国際出願の言語: 日本語
- (26) 国際公開の言語: 日本語
- (30) 優先権データ:
特願 2019-020474 2019年2月7日(07.02.2019) JP
- (71) 出願人: 株式会社アドヴィックス (ADVICS CO., LTD.) [JP/JP]; 〒4488688 愛知県刈谷市昭和町2丁目1番地 Aichi (JP).
- (72) 発明者: 鈴木 孝治 (SUZUKI, Koji); 〒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). 新田 千裕 (NITTA, Chihiro); 〒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, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, SC, SD, SE, SG, SK, SL, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, WS, ZA, ZM, ZW.

(54) Title: AUTOMATIC BRAKING DEVICE OF VEHICLE

(54) 発明の名称: 車両の自動制動装置



- S110 Read signal
S120 Calculate Ga
S130 Automatic brake?
S140 Calculate Ps
S150 Calculate Ha
S180 Calculate by adopting Psf as Ptf
S190 Reduce Psf and calculate Ptf
S200 Reduce Psfu, maintain Psfs, and calculate Ptf
S210 Control ML, UP, VI, VO on basis of Pt
AA Automatic braking control
BB No
CC Yes
DD Calculate required hydraulic pressure (PS)
EE Calculate reduction amount (GN)

(57) Abstract: This automatic braking device is provided with: at least one among a vehicle wheel velocity sensor and a longitudinal acceleration sensor; a yaw rate sensor; an actuator which individually adjusts a first brake torque of a right front wheel and a second brake torque of a left front wheel; and a controller. The controller calculates deceleration on the basis of a detection result of at least one among the vehicle wheel velocity sensor and the longitudinal acceleration sensor, and calculates a deflection direction and a deflection state amount on the basis of the yaw rate. When the deceleration is equal to or greater than a prescribed deceleration and the deflection state amount is smaller than a prescribed amount, the controller reduces the first and second brake torques. When the deceleration is equal to or greater than the prescribed

(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)）

deceleration and the deflection state amount is equal to or greater than the prescribed amount, the controller maintains an external brake torque, which corresponds to the outside in the deflection direction, among the first and second brake torques, and reduces an internal brake torque, which corresponds to the inside in the deflection direction, among the first and second brake torques.

(57) 要約：自動制動装置は、車輪速度センサ、及び、前後加速度センサのうちの少なくとも一方と、ヨーレートセンサと、右前輪の第1制動トルクと左前輪の第2制動トルクとを個別に調整するアクチュエータと、コントローラと、を備える。コントローラは、車輪速度センサ、及び、前後加速度センサのうちの少なくとも一方の検出結果に基づいて、減速度を演算し、ヨーレートに基づいて、偏向方向、偏向状態量を演算する。減速度が所定減速度以上、且つ、偏向状態量が所定量未満である場合には、第1、第2制動トルクを減少し、減速度が所定減速度以上、且つ、偏向状態量が所定量以上である場合には、第1、第2制動トルクのうちで偏向方向の外側に対応する外側制動トルクを保持し、第1、第2制動トルクのうちで偏向方向の内側に対応する内側制動トルクを減少する。

明 細 書

発明の名称：車両の自動制動装置

技術分野

[0001] 本開示は、車両の自動制動装置に関する。

背景技術

[0002] 特許文献 1 には、「自動ブレーキ制御時の車両の姿勢安定性を向上する」ことを目的に、「運転者のブレーキ操作によらず、自動的に車両の車輪に制動力を発生させる自動ブレーキ制御を行うブレーキ装置であって、マスタシリンダから左右前輪の各ホイールシリンダにそれぞれ液圧を伝達する第 1 及び第 2 のブレーキ液圧回路と、前記ブレーキ液圧回路に設けられ、前記各ホイールシリンダに供給される液圧を個別に調節可能なブレーキアクチュエータと、前記ブレーキアクチュエータを制御して、前記各前輪の制動力を個別に制御するブレーキ制御部と、前記車両のヨー方向の挙動を検出する挙動検出センサとを備え、前記ブレーキアクチュエータは、自動ブレーキ制御時に前記各ブレーキ液圧回路の液圧を加圧するポンプと、前記各ブレーキ液圧回路の液圧を個別に調節する調圧弁とを有し、前記ブレーキ制御部は、自動ブレーキ制御時に、前記挙動検出センサが検出したヨー方向の挙動に基づいて、前記各前輪のうち制動力が低い方のホイールシリンダに供給される液圧を増圧するように前記調圧弁を制御する」ことが記載されている。

[0003] 特許文献 1 の装置のように、2 系統のブレーキ液圧回路（制動系統）として、ダイアゴナル型（「X 型」ともいう）が採用される車両では、調圧弁の精度ばらつき等によって、左右前輪の制動力に差が生じ、車両偏向が生じることがある。該装置では、この車両偏向を抑制するため、自動ブレーキ制御時に、ヨー方向の挙動に基づいて、制動力が低い方のホイールシリンダに供給される液圧が増圧されるように調圧弁が制御される。

[0004] ところで、自動制動装置では、障害物との衝突を回避又は抑制するよう、高い減速度で制動が行われる場合がある。例えば、重心高が高い車両、ホイ

ールベースが短い車両等では、この時に生じる高減速度によって、前後輪間で荷重（垂直力）の変化（つまり、後輪から前輪への荷重移動）が生じ、後輪の制動力が効果的に発揮されない場合が生じ得る。加えて、車両（車体）のピッチング挙動が過大となる状況が生じることもある。このため、高減速度で自動制動制御を実行する自動制動装置では、車両偏向のみならず、車両のピッチング挙動が安定化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2017-149378号

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、緊急時に作動する自動制動制御において、車両の偏向、及び、ピッチング挙動が効果的に抑制され得るものを提供することである。

課題を解決するための手段

[0007] 車両の自動制動装置は、車両の前方の物体と前記車両との距離（ $O b$ ）に応じた要求減速度（ $G s$ ）に基づいて、前記車両の車輪（ $W H$ ）の制動トルク（ $T q$ ）を自動的に増加するものであって、「前記車両の車輪速度（ $V w$ ）を検出する車輪速度センサ（ $V W$ ）、及び、前記車両の前後加速度（ $G x$ ）を検出する前後加速度センサ（ $G X$ ）のうちの少なくとも一方」と、「前記車両のヨーレート（ $Y r$ ）を検出するヨーレートセンサ（ $Y R$ ）」と、「前記車両の右前輪（ $W H i$ ）の第1制動トルク（ $T q i$ ）と前記車両の左前輪（ $W H j$ ）の第2制動トルク（ $T q j$ ）とを個別に調整するアクチュエータ（ $H U$ ）」と、「前記アクチュエータ（ $H U$ ）を制御するコントローラ（ $E C U$ ）」と、を備える。

[0008] 車両の自動制動装置では、前記コントローラ（ $E C U$ ）は、前記車輪速度センサ（ $V W$ ）、及び、前記前後加速度センサ（ $G X$ ）のうちの少なくとも一方の検出結果に基づいて、前記車両の減速度（ $G a$ ）を演算するとともに

、前記ヨーレート (Y_r) に基づいて、前記車両の偏向方向 (D_a)、及び、前記車両の偏向の程度を表す偏向状態量 (H_a) を演算する。そして、前記減速度 (G_a) が所定減速度 (g_x) 以上、且つ、前記偏向状態量 (H_a) が所定量 (h_x) 未満である場合には、前記第1、第2制動トルク (T_{qi} 、 T_{qj}) を減少し、前記減速度 (G_a) が前記所定減速度 (g_x) 以上、且つ、前記偏向状態量 (H_a) が前記所定量 (h_x) 以上である場合には、前記第1、第2制動トルク (T_{qi} 、 T_{qj}) のうちで前記偏向方向 (D_a) の外側に対応する外側制動トルク (T_{qfs}) を保持し、前記第1、第2制動トルク (T_{qi} 、 T_{qj}) のうちで前記偏向方向 (D_a) の内側に対応する内側制動トルク (T_{qfu}) を減少する。例えば、前記コントローラ (ECU) は、前記偏向状態量 (H_a) が大きいほど、前記内側制動トルク (T_{qfu}) の減少量 (P_b) を大きく決定する。

[0009] 上記構成によれば、実際の減速度 G_a が、所定減速度 (しきい値) g_x 以上になった場合には、要求減速度 G_s が所定減速度 g_x よりも大きい状況でも、2つの前輪 WH_f のうちの少なくとも1つの制動トルクが減少され、減速度 G_a がしきい値 g_x の近傍に維持される。このため、車両の過大なピッチング挙動が低減されるとともに、後輪制動力が有効に活用され得る。更に、車両偏向の程度を表す偏向状態量 H_a が所定量 h_x 以上の場合には、偏向外側車輪 WH_s の制動トルク T_{qs} が一定に保持され、偏向内側車輪 WH_u の制動トルク T_{qu} が減少される。これにより、前輪の制動トルクの左右差によって、車両偏向を抑制するヨーモーメントが形成される。従って、ピッチング挙動が安定化されるとともに、車両偏向が低減され得る。

図面の簡単な説明

[0010] [図1] 車両の自動制動装置 JS の実施形態を説明するための全体構成図である。

[図2] 運転支援コントローラ ECJ 、及び、制動コントローラ ECU での演算処理を説明するための機能ブロック図である。

[図3] 自動制動制御の演算処理を説明するためのフロー図である。

[図4]作用・効果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

[0011] <構成部材等の記号、記号末尾の添字、及び、運動・移動方向>

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。

[0012] 各種記号の末尾に付された添字「f」、「r」は、車両の前後方向において、それが何れ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、「r」は後輪を示す。例えば、車輪において、前輪W H f、及び、後輪W H 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、その総称を表す。例えば、「W H」は、4つの各車輪を表す。

[0013] 加えて、記号末尾の添字「s」、「u」は、車両の偏向方向D aに対して外側、内側の何れに位置（対応）するかを表す記号である。例えば、車両の偏向方向外側の前輪W H fは「W H f s」、偏向方向内側の前輪W H fは「W H f u」と表記される。同様に、各ホイールシリンダC W内の液圧において、偏向方向外側の前輪W H fの制動液圧は「P w f s」、偏向方向内側に位置する前輪W H fの制動液圧は「P w f u」と表記される。

[0014] <車両の自動制動装置の実施形態>

図1の全体構成図を参照して、車両の自動制動装置J Sの実施形態について説明する。マスタシリンダC Mは、マスタシリンダ流体路H M、及び、ホ

イールシリンダ流体路HWを介して、ホイールシリンダCWに接続されている。流体路は、自動制動装置JS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。流体路の内部には、制動液BFが満たされている。流体路において、マスタシリンダCMに近い側が「上部」と称呼され、ホイールシリンダCWに近い側が「下部」と称呼される。

[0015] 車両には、2系統の流体路（即ち、2つの制動系統）が採用される。2つの制動系統のうちの前輪系統（前輪マスタシリンダ室Rmfに係る系統）は、右前輪、左前輪ホイールシリンダCWi、CWj（=CWf）に接続される。また、2つの制動系統のうちの後輪系統（後輪マスタシリンダ室Rmrに係る系統）は、右後輪、左後輪ホイールシリンダCWk、CWl（=CW r）に接続される。車両の2つの制動系統として、所謂、前後型（「II型」ともいう）のものが採用されている。

[0016] 自動制動装置JSを備える車両には、制動操作部材BP、ホイールシリンダCW、マスタリザーバRV、マスタシリンダCM、及び、ブレーキブースタBBが備えられる。

[0017] 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、ホイールシリンダCWの液圧（制動液圧）Pwが調整され、車輪WHの制動トルクTqが調整される。その結果、車輪WHに制動力が調整される。

[0018] 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。ブレーキキャリパには、ホイールシリンダCWが設けられ、その内部の制動液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Tqが発生される。制動トルクTqによって、車輪WHに減速スリップが発生され、その結果、制動力

が生じる。

[0019] マスタリザーバ（大気圧リザーバであり、単に、「リザーバ」ともいう） $R V$ 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。マスタシリンダ $C M$ は、制動操作部材 $B P$ に、ブレーキロッド、クレビス（U字リンク）等を介して、機械的に接続されている。マスタシリンダ $C M$ は、タンデム型であり、マスタピストン $P L f$ 、 $P L r$ によって、その内部が、前輪、後輪マスタシリンダ室 $R m f$ 、 $R m r$ に分けられている。制動操作部材 $B P$ が操作されていない場合には、マスタシリンダ $C M$ のマスタシリンダ室 $R m f$ 、 $R m r$ とリザーバ $R V$ とは連通状態にある。マスタシリンダ $C M$ には、前輪、後輪マスタシリンダ流体路 $H M f$ 、 $H M r$ が接続されている。制動操作部材 $B P$ が操作されると、2つのマスタピストン $P L f$ 、 $P L r$ が前進し、2つのマスタシリンダ室 $R m f$ 、 $R m r$ は、リザーバ $R V$ から遮断される。制動操作部材 $B P$ の操作が増加されると、制動液 $B F$ は、マスタシリンダ $C M$ から、前輪、後輪マスタシリンダ流体路 $H M f$ 、 $H M r$ を介して、4つのホイールシリンダ $C W i \sim C W l$ に向けて圧送される。

[0020] ブレーキブースタ（単に、「ブースタ」ともいう） $B B$ によって、運転者による制動操作部材 $B P$ の操作力 $F p$ が軽減される。ブースタ $B B$ として、負圧式のものが採用される。負圧は、エンジン、又は、電動負圧ポンプにて形成される。ブースタ $B B$ として、電気モータを駆動源とするものが採用されてもよい。

[0021] 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、車輪 $W H$ のロック傾向（即ち、過大な減速スリップ）を抑制するアンチスキッド制御（アンチロックブレーキ制御）等の各輪独立の制動制御に利用される。

[0022] 操舵操作部材（例えば、ステアリングホイール）には、操舵角 $S a$ を検出するように操舵角センサ $S A$ が備えられる。車両の車体には、ヨーレート（ヨー角速度） $Y r$ を検出するよう、ヨーレートセンサ $Y R$ が備えられる。また、車両の前後方向（進行方向）の加速度（前後加速度） $G x$ 、及び、横方

向（進行方向に直角な方向）の加速度（横加速度） G_y を検出するよう、前後加速度センサ G_x 、及び、横加速度センサ G_y が設けられる。これらの信号（ S_a 、 Y_r 等）は、過大なオーバステア挙動、アンダステア挙動を抑制する車両安定化制御（所謂、ESC）等の車両運動制御に用いられる。

[0023] 運転者による制動操作部材BP（ブレーキペダル）の操作量 B_a を検出するよう、制動操作量センサBAが設けられる。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） P_m 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 S_p 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 F_p 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 B_a として、マスタシリンダ液圧 P_m 、操作変位 S_p 、及び、操作力 F_p のうちの少なくとも1つが検出される。

[0024] 上記の各センサ（VW等）によって検出された車輪速度 V_w 、操舵角 S_a 、ヨーレイト Y_r 、前後加速度（減速度） G_x 、横加速度 G_y 、制動操作量 B_a （ P_m 、 S_p 、 F_p ）等の信号は、制動コントローラECUに入力される。

[0025] 車両には、障害物との衝突を回避、又は、衝突時の被害を軽減するよう、運転支援システムが備えられる。運転支援システムは、距離センサOB、及び、運転支援コントローラECJを含んで構成される。距離センサOBによって、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 が検出される。例えば、距離センサOBとして、カメラ、レーダ等が採用される。相対距離 O_b は、運転支援コントローラECJに入力される。運転支援コントローラECJでは、相対距離 O_b に基づいて、要求減速度 G_s が演算される。要求減速度 G_s は、車両が物体にぶつかることを回避するための、車両減速度の目標値である。要求減速度 G_s は、通信バスBSを介して、制動コントローラECUに送信される。

[0026] ≪制動コントローラECU≫

自動制動装置 J S は、制動コントローラ E C U、及び、流体ユニット H U にて構成される。制動コントローラ（「電子制御ユニット」ともいう）E C U は、マイクロプロセッサ M P 等が実装された電気回路基板と、マイクロプロセッサ M P 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。制動コントローラ E C U は、車載の通信バス B S を介して、信号（検出値、演算値等）を共有するよう、他のコントローラ（運転支援コントローラ E C J 等）とネットワーク接続されている。例えば、制動コントローラ E C U にて車体速度 V_x が演算され、それが、運転支援コントローラ E C J に送信される。一方、運転支援コントローラ E C J から、制動コントローラ E C U には、自動制動制御（障害物との衝突回避、又は、衝突被害の軽減を達成する制動制御）を実行するための要求減速度 G_s （目標値）が送信される。制動コントローラ E C U では、要求減速度 G_s に基づいて自動制動制御が実行される。

[0027] 制動コントローラ E C U（電子制御ユニット）によって、流体ユニット H U の電気モータ M L、及び、3種類の異なる電磁弁 U P、V I、V O が制御される。具体的には、マイクロプロセッサ M P 内の制御アルゴリズムに基づいて、各種電磁弁 U P、V I、V O を制御するための駆動信号 U_p 、 V_i 、 V_o が演算される。同様に、電動ポンプ D L の駆動源である電気モータ M L を制御するための駆動信号 M I が演算される。

[0028] 制動コントローラ E C U には、電磁弁 U P、V I、V O、及び、電気モータ M L を駆動するよう、駆動回路 D R が備えられる。駆動回路 D R には、電気モータ M L を駆動するよう、スイッチング素子（M O S - F E T、I G B T 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 M I 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 M L の出力が制御される。また、駆動回路 D R では、電磁弁 U P、V I、V O を駆動するよう、駆動信号 U_p 、 V_i 、 V_o に基づいて、スイッチング素子によって、それらの通電状態（即ち、励磁状態）が制御される。なお、駆動回路 D R には、電気モータ M L、及び、電磁弁 U P、V I、V O の

実際の通電量を検出する通電量センサが設けられる。例えば、通電量センサとして、電流センサが設けられ、電気モータML、及び、電磁弁UP、VI、VOへ供給される電流値（通電量）が検出される。

[0029] 《流体ユニットHU》

流体ユニットHUは、前輪、後輪マスタシリンダ流体路HMf、HMrに接続される。流体ユニットHU内の部位Btf、Btr（分岐部）にて、2つのマスタシリンダ流体路HMf、HMrは、4つのホイールシリンダ流体路HWi～HWIに分岐され、4つのホイールシリンダCWi～CWIに接続される。車両には、前後型（「II型」ともいう）の制動系統が採用されている。流体ユニットHUは、調圧弁UP、電動ポンプDL、調圧リザーバRL、マスタシリンダ液圧センサPM、調整液圧センサPP、インレット弁VI、及び、アウトレット弁VOにて構成される。

[0030] 前輪、後輪調圧弁UPf、UPr（＝UP）が、前輪、後輪マスタシリンダ流体路HMf、HMr（＝HM）に設けられる。調圧弁UPとして、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）が採用される。調圧弁UPは、コントローラECUによって、前輪、後輪調圧弁駆動信号Upf、Up r（＝Up）に基づいて制御される。ここで、前輪、後輪調圧弁UPf、UPrとして、常開型の電磁弁が採用される。

[0031] 電動ポンプDLは、1つの電気モータML、及び、2つの流体ポンプQLf、QLr（＝QL）にて構成される。電気モータMLは、コントローラECU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、後輪流体ポンプQLf、QLrが一体となって回転され、駆動される。前輪、後輪流体ポンプQLf、QLrによって、前輪、後輪調圧弁UPf、UPrとマスタシリンダCMとの間（即ち、調圧弁UPの上部）に位置する、前輪、後輪吸込部Bs f、Bs rから制動液BFが汲み上げられる。汲み上げられた制動液BFは、前輪、後輪調圧弁UPf、UPrの下部に位置する、前輪、後輪吐出部Btf、Btrに吐出される。ここで、電動ポ

ンプDLは、一方向に限って回転される。前輪、後輪流体ポンプ Q_{Lf} 、 Q_{Lr} の吸込み側には、前輪、後輪調圧リザーバ R_{Lf} 、 R_{Lr} ($=R_L$) が設けられる。

[0032] コントローラECUにて、自動制動制御の演算結果（例えば、目標液圧 P_t ）に基づいて、調圧弁UPの目標通電量が演算され、これに基づいて駆動信号 U_p が決定される。そして、駆動信号 U_p に応じて、調圧弁UPへの通電量（電流）が調整され、調圧弁UPの開弁量が調整される。

[0033] 流体ポンプQLが駆動されると、「 $B_s \rightarrow R_L \rightarrow Q_L \rightarrow B_t \rightarrow U_P \rightarrow B_s$ 」の還流（循環する制動液BFの流れ）が形成される。調圧弁UPへの通電が行われず、常開型の調圧弁UPが全開状態である場合には、調圧弁UPの上部の液圧（即ち、マスタシリンダ液圧 P_m ）と、調圧弁UPの下部の実際の液圧 P_p （「調整液圧」という）とは一致する。

[0034] 常開型の前輪、後輪調圧弁 U_{Pf} 、 U_{Pr} への通電量が増加され、その開弁量が減少される。前輪、後輪調圧弁 U_{Pf} 、 U_{Pr} によって、制動液BFの還流が絞られ、オリフィス効果によって、前輪、後輪調整液圧（実液圧） P_{pf} 、 P_{pr} ($=P_p$) は、前輪、後輪マスタシリンダ液圧 P_{mf} 、 P_{mr} ($=P_m$) から増加される（従って、「 $P_p > P_m$ 」）。つまり、電動ポンプDL、及び、調圧弁UPによって、マスタシリンダ液圧 P_m と調整液圧 P_p との間の差圧が調整される。電動ポンプDL、及び、調圧弁UPが制御されることによって、制動操作部材BPの操作に応じたマスタシリンダ液圧 P_m よりも、調整液圧 P_p （結果、ホイールシリンダCWの制動液圧 P_w ）が増加される。例えば、制動操作部材BPが操作されていない場合には、「 $P_m = 0$ 」であるが、自動制動制御によって、制動液圧 P_w が「0」から上昇される。

[0035] 調圧弁UPの上部（マスタシリンダCMに近い側）には、前輪、後輪マスタシリンダ液圧 P_{mf} 、 P_{mr} を検出するよう、前輪、後輪マスタシリンダ液圧センサPM1、PM2が設けられる。なお、基本的には、「 $P_{mf} = P_{mr}$ 」であるため、前輪、後輪マスタシリンダ液圧センサPM1、PM2の

うちの一方は、省略可能である。

[0036] 調圧弁UPの下部（ホイールシリンダCWに近い側）には、前輪、後輪調整液圧（前輪、後輪液圧） P_{pf} 、 P_{pr} を検出するよう、前輪、後輪調整液圧センサ PP_f 、 PP_r が設けられる。なお、調圧弁UPにおいて、通電量（供給電流）と差圧（マスタシリンダ液圧 P_m と調整液圧 P_p との圧力差）との関係は既知であるため、前輪、後輪調整液圧センサ PP_f 、 PP_r のうちの少なくとも1つは省略され得る。調圧弁UPへの通電量は、駆動信号 U_p によって調整されるため、例えば、2つの調整液圧センサ PP が省略された場合には、駆動信号 U_p （即ち、調圧弁UPへの通電量）に基づいて、調整液圧 P_p が推定され得る。

[0037] ホイールシリンダ流体路 $HW_i \sim HW_l$ には、インレット弁 $V_{li} \sim V_{ll}$ が設けられる。ホイールシリンダ流体路 HW は、インレット弁 V_l の下部（インレット弁 V_l とホイールシリンダCWとの間）にて、常閉型のアウトレット弁 VO を介して、調圧リザーバ RL に接続される。なお、ホイールシリンダ流体路 HW と調圧リザーバ RL とを接続する流体路が、「リザーバ流体路 HR 」と称呼される。従って、各アウトレット弁 VO は、各リザーバ流体路 HR に設けられる。

[0038] 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。ここで、「オン・オフ電磁弁」は、開位置と閉位置の2つの位置を有する切替型電磁弁である。つまり、常開型のインレット弁 V_l では、開位置と閉位置とが選択的に実現される。インレット弁 V_l の開弁状態は、デューティ比 D_u に基づいて演算された駆動信号 V_i によって調整される。ここで、「デューティ比」は、一定の周期で連続するパルス列において、パルスのオン時間（通電時間）の比率である。インレット弁 V_l は、常開型であるため、非通電時（ $D_u = 0\%$ ）には全開状態にされ、フル通電時（ $D_u = 100\%$ ）には全閉状態にされる。そして、デューティ比 D_u が、 $0\% \sim 100\%$ の間で調整されることによって、インレット弁 V_l の開弁状態が調整され得る。

[0039] アウトレット弁 VO として、常閉型のオン・オフ電磁弁が採用される。従

って、常閉型のアウトレット弁VOでも、開位置と閉位置とが選択的に実現される。インレット弁VIと同様に、アウトレット弁VOの開弁状態も、デューティ比Du（単位時間当たりの通電時間の割合）に基づいて演算された駆動信号Voによって調整される。アウトレット弁VOは、常閉型であるため、非通電時（Du = 0%）には全閉状態にされ、フル通電時（Du = 100%）には全開状態にされる。デューティ比Duが、0%～100%の間で調整されることによって、アウトレット弁VOの開弁状態（閉弁状態）が調整され得る。

[0040] インレット弁VI、及び、アウトレット弁VOにおいて、各車輪WHに係る構成は同じである。例えば、ホイールシリンダCW内の液圧Pwを減少するためには、インレット弁VIが閉位置にされ、アウトレット弁VOが開位置される。制動液BFのインレット弁VIからの流入が阻止され、ホイールシリンダCW内の制動液BFは、調圧リザーバRLに流出し、制動液圧Pwは減少される。また、制動液圧Pwを増加するため、インレット弁VIが開位置にされ、アウトレット弁VOが閉位置される。制動液BFの調圧リザーバRLへの流出が阻止され、調圧弁UPによって調節された調整液圧Ppが、ホイールシリンダCWに導入され、制動液圧Pwが増加される。更に、ホイールシリンダCW内の液圧（制動液圧）Pwを保持するためには、インレット弁VI、及び、アウトレット弁VOが、共に閉位置にされる。つまり、電磁弁UP、VI、VOを制御することによって、制動液圧Pwi～Pwi（結果、制動トルクTqi～Tqi）は各輪独立で調整可能である。

[0041] <運転支援コントローラECJ、及び、制動コントローラECUでの演算処理>

図2の機能ブロック図を参照して、運転支援コントローラECJ、及び、制動コントローラECUでの演算処理について説明する。運転支援コントローラECJによって、自動制動制御での要求減速度Gsが演算される。要求減速度Gsは、通信バスBSを介して、制動コントローラECUに送信される。制動コントローラECUでは、要求減速度Gsに基づいて、各車輪WH

の制動液圧 P_w （即ち、制動トルク T_q ）を調整するよう、流体ユニット H_U （ M_L 、 U_P 等）が制御される。

[0042] 車両には、自車両が走行している先に存在する物体（他の車両、固定物、自転車、人、動物等）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 が設けられる。例えば、距離センサ O_B として、カメラ、レーダ等が利用される。また、固定物が地図情報に記憶されている場合には、距離センサ O_B として、ナビゲーションシステムが利用され得る。検出された相対距離 O_b は、運転支援コントローラ ECJ に入力される。運転支援コントローラ ECJ には、衝突余裕時間演算ブロック TC 、車頭時間演算ブロック TW 、及び、要求減速度演算ブロック GS が含まれる。

[0043] 衝突余裕時間演算ブロック TC にて、車両前方の物体と自車両との相対的な距離 O_b に基づいて、衝突余裕時間 T_c が演算される。衝突余裕時間 T_c は、自車両と物体とが衝突に至るまでの時間である。具体的には、衝突余裕時間 T_c は、車両前方の物体と自車両との相対的な距離 O_b が、障害物と自車両との速度差（即ち、相対速度）によって除算されることによって決定される。ここで、相対速度は、相対距離 O_b が時間微分されて演算される。

[0044] 車頭時間演算ブロック TW にて、相対距離 O_b 、及び、車体速度 V_x に基づいて、車頭時間 T_w が演算される。車頭時間 T_w は、前方の物体の現在位置に自車両が到達するまでの時間である。具体的には、車頭時間 T_w は、相対距離 O_b が、車体速度 V_x にて除算されて演算される。なお、自車両前方の物体が静止している場合には、衝突余裕時間 T_c と車頭時間 T_w とは一致する。車体速度 V_x は、制動コントローラ ECU の車体速度演算ブロック V_X から、通信バス BS を介して取得される。

[0045] 要求減速度演算ブロック GS にて、衝突余裕時間 T_c 、及び、車頭時間 T_w に基づいて、要求減速度 G_s が演算される。要求減速度 G_s は、自車両と前方物体との衝突を回避するための自車両の減速度の目標値である。要求減速度 G_s は、演算マップ Z_{gs} に従って、衝突余裕時間 T_c が大きいほど、小さくなるよう（又は、衝突余裕時間 T_c が小さいほど、大きくなるよう）

、演算される。また、要求減速度 G_s は、車頭時間 T_w に基づいて調整され得る。車頭時間 T_w が大きいほど、要求減速度 G_s が小さくなるよう（又は、車頭時間 T_w が小さいほど、要求減速度 G_s が大きくなるよう）、車頭時間 T_w に基づいて、要求減速度 G_s が調整される。要求減速度 G_s は、通信バス BS を介して、制動コントローラ ECU に入力される。

[0046] 車両の各車輪 WH には、車輪 WH の回転速度（車輪速度） V_w を検出するよう、車輪速度センサ VW が設けられる。検出された車輪速度 V_w は、制動コントローラ ECU に入力される。制動コントローラ ECU には、車体速度演算ブロック VX 、実減速度演算ブロック GA 、自動制動制御ブロック JC 、及び、駆動回路 DR が含まれる。

[0047] 車体速度演算ブロック VX にて、車輪速度 V_w に基づいて、車体速度 V_x が演算される。例えば、車両の加速時を含む非制動時には、4つの車輪速度 V_w のうちの最も遅いもの（最遅の車輪速度）に基づいて、車体速度 V_x が演算される。また、制動時には、4つの車輪速度 V_w のうちの最も速いもの（最速の車輪速度）に基づいて、車体速度 V_x が演算される。更に、車体速度 V_x の演算において、その時間変化量において制限が設けられ得る。即ち、車体速度 V_x の増加勾配の上限値 α_{up} 、及び、減少勾配の下限值 α_{dn} が設定され、車体速度 V_x の変化が、上下限值 α_{up} 、 α_{dn} によって制約される。演算された車体速度 V_x は、通信バス BS を介して、運転支援コントローラ ECJ の車頭時間演算ブロック TW に送信される。

[0048] 実減速度演算ブロック GA にて、車体速度 V_x に基づいて、実減速度 G_a が演算される。実減速度 G_a は、実際に発生している車両の前後方向（進行方向）の減速度（負の加速度）である。具体的には、車体速度 V_x が時間微分されて、実減速度 G_a が演算される。また、実減速度 G_a の演算に、前後加速度（減速度） G_x が採用される。この場合、実減速度 G_a として、前後加速度 G_x （検出値）が、そのまま決定される。前後加速度 G_x は、前後加速度センサ G_X によって検出されるが、前後加速度 G_x には、走行路面の勾配が含まれる。このため、実減速度 G_a の演算には、前後加速度 G_x よりも

、車体速度 V_x の微分値の方が好ましい。また、ロバスト性を向上するように、車体速度 V_x の微分値（演算値）、及び、前後加速度 G_x （検出値）に基づいて、実際の車両減速度 G_a が演算されてもよい。つまり、車両の実際の減速度 G_a は、車輪速度センサ VW 、及び、前後加速度センサ G_X のうちの少なくとも一方の検出結果に基づいて演算される。

[0049] 自動制動制御ブロック J_C にて、要求減速度 G_s 、及び、実減速度 G_a に基づいて、自動制動制御が実行される。まず、自動制動制御ブロック J_C では、自動制動の要否が判定される。運転者が既に制動操作部材 B_P を操作しており、実減速度 G_a が要求減速度 G_s よりも大きい場合には、自動制動制御は不要である。一方、実減速度 G_a が要求減速度 G_s よりも小さい場合に、実減速度 G_a が、要求減速度 G_s に一致するように、車両の減速度に基づくフィードバック制御（自動制動制御）が実行される。自動制動制御ブロック J_C は、偏向状態量演算ブロック H_A 、偏向方向演算ブロック D_A 、目標液圧演算ブロック P_T 、及び、駆動信号演算ブロック D_S が含まれる。

[0050] 偏向状態量ブロック H_A では、まず、ヨーレート Y_r に応じた実旋回量 Y_a 、及び、操舵角 S_a に応じた規範旋回量 Y_s が演算される。そして、実旋回量 Y_a 、及び、規範旋回量 Y_s に基づいて、それらの偏差が偏向状態量 H_a として演算される（即ち、「 $H_a = Y_a - Y_s$ 」）。「偏向状態量 H_a 」は、車両の偏向の程度（度合い）を表す状態変数である。つまり、偏向状態量 H_a は、操舵角 S_a によって指示された車両の進行方向（規範値）と、実際の車両進行方向（実際値）との差（即ち、車両偏向）の程度を表す。

[0051] 偏向方向演算ブロック D_A では、車両の偏向が発生している場合（例えば、偏向状態量 H_a が所定量 h_x 以上の場合）に、ヨーレート Y_r に基づいて、車両が偏向する方向（旋回方向） D_a が判定（識別）される。ここで、所定量 h_x は、予め設定された定数（判定しきい値）である。具体的には、偏向方向 D_a の判定演算は、車両が直進走行している場合（詳細には、操舵角 S_a が略中立位置にあって、所定角 s_a の範囲内である場合）に、ヨーレート Y_r の符号に基づき行われる。例えば、ヨーレート Y_r の正符号（+）で

ある場合には偏向方向 D_a が左方向であり、ヨーレイト Y_r の負符号（－）である場合には偏向方向 D_a が右方向であることが演算される。また、偏向方向 D_a は、偏向状態量 H_a の符号に応じて演算されてもよい。いずれにしても、車両の偏向はヨーレイト Y_r の変化に現れるため、偏向方向 D_a は、ヨーレイト Y_r に基づいて識別される。

[0052] 偏向方向演算ブロック DA では、偏向方向 D_a に基づいて、各車輪 WH が、偏向方向 D_a に対して、「外側に位置するか、内側に位置するか」が判定される。例えば、偏向方向 D_a が左方向である場合には、右側前後輪 WH_i 、 WH_k が偏向外側の車輪 WH_{fs} 、 WH_{rs} に、左側前後輪 WH_j 、 WH_l が偏向内側の車輪 WH_{fu} 、 WH_{ru} に決定される。逆に、偏向方向 D_a が右方向である場合には、左側前後輪 WH_j 、 WH_l が偏向外側の車輪 WH_{fs} 、 WH_{rs} に、右側前後輪 WH_i 、 WH_k が偏向内側の車輪 WH_{fu} 、 WH_{ru} に決定される。

[0053] 目標液圧演算ブロック PT にて、要求減速度 G_s 、実減速度 G_a 、偏向状態量 H_a 、偏向方向 D_a 、及び、予め設定された演算マップ Z_{ps} 、 Z_{pa} 、 Z_{pb} に基づいて、各車輪の目標液圧 P_t が演算される。目標液圧 P_t の演算方法については後述する。

[0054] 駆動信号演算ブロック DS では、目標液圧 P_t に基づいて、モータ駆動信号 M_l 、調圧弁駆動信号 U_p 、及び、インレット弁、アウトレット弁駆動信号 V_i 、 V_o が演算される。例えば、目標液圧 P_t に基づいて、電気モータ ML の目標回転数が決定され、それが達成されるよう、電気モータ ML への通電量（電流値）を指示する駆動信号 M_l （電流指示値）が演算される。また、電気モータ ML は、予め設定された一定の回転数で駆動されてもよい。この場合には、モータ駆動信号 M_l として、電気モータ ML の回転指示を行うための、オン信号が決定される。更に、制動液圧 P_w が、目標液圧 P_t に近づき、一致するように、電磁弁駆動信号 U_p 、 V_i 、 V_o が決定される。駆動信号 M_l 、 U_p 、 V_i 、 V_o は、駆動回路 DR に送信される。

[0055] 駆動回路 DR では、駆動信号 M_l 、 U_p 、 V_i 、 V_o に基づいて、スイッ

チング素子（パワー半導体デバイス）によって、電気モータML、及び、電磁弁UP、VI、VOの通電状態が制御される。駆動回路DRには、電気モータML、及び、調圧弁UPの実際の通電量（供給電流値）を検出する通電量センサ（電流センサ）が設けられ、供給電流値が、駆動信号MI、Upに一致するように、電流フィードバック制御が実行される。加えて、駆動回路DRでは、スイッチング素子によって、駆動信号Vi、Voによって、オン・オフ電磁弁VI、VOの通電状態が制御され、それらの開弁状態（閉弁状態）が調整される。これにより、制動液圧Pwi~PwIが、個別に制御され、その結果、車輪WHi~WHIの制動トルクTqi~TqIが独立して調整される。なお、右前輪WHiの制動トルクTqiが「第1制動トルク」に、左前輪WHjの制動トルクTqjが「第2制動トルク」に、夫々相当する。

[0056] <自動制動制御の演算処理>

図3のフロー図を参照して、自動制動制御の演算処理について説明する。自動制動制御は、車両の前方の物体（障害物）と、車両との相対距離Obに応じた要求減速度Gsに基づいて、車両と障害物との衝突を回避等するように、ホイールシリンダCWの液圧（制動液圧）PwをマスタシリンダCMの液圧（マスタシリンダ液圧）Pm以上に増加する。つまり、自動制動制御は、車両と障害物との衝突の蓋然性が高い場合（即ち、緊急時）に、所定の減速度以上の急制動を実行する。例えば、自動制動制御は、車輪と路面との摩擦係数の上限に近い領域であって、常用制動（通常の制動時）よりも極めて高い減速度（例えば、0.7~0.8G以上）で作動する。

[0057] ステップS110にて、各種信号が読み込まれる。具体的には、要求減速度Gs、前後加速度Gx（検出値）、及び、車体速度Vxが取得される。ステップS120にて、前後加速度（検出値）Gx、及び、車体速度Vxのうちの少なくとも1つに基づいて、実際に発生している車両前後方向の減速度Gaが演算される。

[0058] ステップS130にて、自動制動制御の要否が判定される。具体的には、

自動制動制御の要否は、要求減速度 G_s と実減速度 G_a との比較に基づいて判定される。運転者によって十分な車両減速が行われ、要求減速度 G_s が実減速度 G_a 以下である場合（即ち、「 $G_s \leq G_a$ 」）には、自動制動制御は不要であるため、処理は、ステップ S 110 に戻される。一方、運転者によって十分な車両減速が行われておらず、要求減速度 G_s が実減速度 G_a よりも大きい場合（即ち、「 $G_s > G_a$ 」）には、自動制動制御が必要であるため、処理は、ステップ S 140 に進められる。

[0059] ステップ S 150 にて、要求減速度 G_s 、及び、要求液圧ブロック P S に示す演算マップ Z_{ps} に基づいて、要求液圧 P_s が決定される。要求液圧 P_s は、実際の調整液圧 P_p についての目標値である。要求液圧 P_s は、予め設定された演算マップ Z_{ps} に基づいて、要求減速度 G_s が増加するほど、要求液圧 P_s が、マスタシリンダ液圧 P_m から増加するように演算される。例えば、制動操作部材 B P が操作されていない場合には、「 $P_m = 0$ 」であるため、要求減速度 G_s が「0」から増加するに従って、要求液圧 P_s は、「0」から増加するように演算される。なお、要求液圧 P_s は、各ホイールシリンダ C W において、等しい値に決定される（即ち、「 $P_{si} = P_{sj} = P_{sk} = P_{sl}$ 」）。

[0060] ステップ S 160 にて、操舵角 S_a 、ヨーレート Y_r 、及び、車体速度 V_x に基づいて、偏向状態量 H_a が演算される。偏向状態量 H_a は、車両偏向（操舵角 S_a によって指示された車両が進行すべき方向と、実際に車両が進行している方向との差）の程度を表現する状態変数である。例えば、偏向状態量 H_a は、車両の偏向方向 D_a が考慮されて、以下の式（1）にて演算される。

$$H_a = \text{sgn}(Y_r) \cdot (Y_a - Y_s) \quad \cdots \text{式 (1)}$$

ここで、関数「 sgn 」は、符号関数（「シグナム関数」ともいう）であり、引数の符号に応じて、「1」、「-1」、「0」のいずれかを返す関数である。例えば、左方向への偏向を正符号（+）、右方向への偏向を負符号（-）とすると、偏向方向 D_a が、左方向の場合には「 $\text{sgn}(Y_r) = 1$ 」

」が、右方向の場合には「 $\text{sgn}(Y_r) = -1$ 」が演算される。従って、車両が直進走行している状態（即ち、「 $S_a = Y_s = 0$ 」）で左方向に偏向する場合には、「 $\text{sgn}(Y_r)$ 」は正符号（+）、且つ、「 $Y_a - Y_s$ 」は正符号（+）になるため、「 H_a 」は正符号（+）になる。逆に、右方向に偏向する場合には、「 $\text{sgn}(Y_r)$ 」は負符号（-）、且つ、「 $Y_a - Y_s$ 」は負符号（-）になるため、「 H_a 」は正符号（+）になる。

[0061] 例えば、偏向状態量 H_a （ヨーレイト偏差）は、物理量として、ヨーレイト Y_r が採用されて、演算される。この場合、規範旋回量 Y_s は、操舵角 S_a 、及び、車体速度 V_x に基づいて、車両のホイールベースを「 L 」、スタビリティファクタを「 K_h 」としたときに、以下の式（2）にて計算される。

$$Y_s = (V_x^2 \times S_a) / \{L \times (1 + K_h \cdot V_x^2)\} \cdots \text{式 (2)}$$

また、実旋回量 Y_a は、ヨーレイトセンサ Y_R にて検出されたヨーレイト Y_r が、そのまま、用いられる。ここで、規範旋回量 Y_s は、車両偏向が生じていない場合に対応する。

[0062] 式（2）で示すように、車輪 W_H がグリップしている状態では、操舵角 S_a とヨーレイト Y_r とは、所定の関係にある。このため、偏向状態量 H_a （操舵角偏差）は、物理量として、操舵角 S_a の次元で演算され得る。この場合、規範旋回量 Y_s として、操舵角 S_a が、そのまま、決定される。そして、実旋回量 Y_a は、以下の式（3）にて演算される。

$$Y_a = \{L \times (1 + K_h \cdot V_x^2)\} \times Y_r / (V_x^2) \cdots \text{式 (3)}$$

何れにしても、偏向状態量 H_a は、操舵角 S_a に応じた規範旋回量 Y_s と、ヨーレイト Y_r に応じた実旋回量 Y_a との差として演算される。

[0063] ステップ $S160$ にて、実減速度 G_a に基づいて、「後輪制動力の不足等が生じる蓋然性が高いか、否か」が判定される。具体的には、「実減速度 G_a が所定減速度 g_x 以上であるか、否か」が判定される。ここで、所定減速度 g_x は、車両減速によって、後輪荷重が減少し、後輪制動力が不足するとともに、車体のピッチング挙動が過大となる状態を判定するためのしきい値

であって、予め設定された定数（所定値）である。「 $G_a < g_x$ 」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に進められる。一方、「 $G_a \geq g_x$ 」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に進められる。

[0064] ステップS 1 7 0にて、偏向状態量 H_a に基づいて、「車両偏向が生じているか、否か」が判定される。具体的には、「偏向状態量 H_a が所定量 h_x 以上であるか、否か」が判定される。ここで、所定量 h_x は、車両の偏向（ふらつき）を判定するためのしきい値であって、予め設定された定数（所定値）である。「 $H_a < h_x$ 」であり、ステップS 1 7 0が否定される場合には、処理はステップS 1 9 0に進められる。一方、「 $H_a \geq h_x$ 」であり、ステップS 1 7 0が肯定される場合には、処理はステップS 2 0 0に進められる。

[0065] ステップS 1 8 0にて、前輪要求液圧 P_{sf} が、前輪目標液圧 P_{tf} として演算されるとともに、後輪要求液圧 P_{sr} が、後輪目標液圧 P_{tr} として演算される（即ち、「 $P_{tf} = P_{sf}$ 、 $P_{tr} = P_{sr}$ 」）。ここで、目標液圧 P_t は、最終的な制動液圧 P_w の目標値である。ステップS 1 8 0の処理は、「後輪制動力の不足、過大なピッチング挙動、及び、車両偏向のいずれもが生じない場合」に対応する。ステップS 1 8 0では、実減速度 G_a が、要求減速度 G_s に近づき、一致するように、要求液圧 P_s が、そのまま、目標液圧 P_t として演算される。例えば、各ホイールシリンダCWにおいて、目標液圧 P_t が同じに決定され得る（即ち、「 $P_{ti} = P_{tj} = P_{tk} = P_{tl}$ 」）。つまり、各車輪WHに加えられる制動トルク T_q は、左右輪間で同じである。

[0066] ステップS 1 9 0にて、後輪要求液圧 P_{sr} が、後輪目標液圧 P_{tr} として演算される（即ち、「 $P_{tr} = P_{sr}$ 」）。一方、前輪目標液圧 P_{tf} は、前輪要求液圧 P_{sf} から減少されて演算される。具体的には、実減速度 G_a 、及び、減少演算ブロックGNの演算マップ Z_{pa} に基づいて、安定時減少量 P_a が演算される。「安定時減少量 P_a 」は、車両偏向が生じおらず、

ヨー挙動において車両が安定状態にある場合において、前輪液圧 P_{tf} （目標値）、 P_{wf} （実際値であって、結果、第1、第2制動トルク T_{qi} 、 T_{qj} ）を減少するための状態変数である。

[0067] 具体的には、ステップS190では、実減速度 G_a から所定減速度 g_x が減算されて、減速度偏差 h_G が演算される。そして、安定時減少量 P_a は、演算マップ Z_{pa} に従って、減速度偏差 h_G の増加に従って増加するように演算される。安定時減少量 P_a には、上限値 p_a が設けられる。

[0068] 前輪目標液圧 P_{tf} （前輪の最終的な制動液圧の目標値）は、前輪要求液圧 P_{sf} から安定時減少量 P_a が減算されて決定される（即ち、「 $P_{tf} = P_{sf} - P_a$ 」）。ステップS190の処理は、「車両偏向は生じていないが、後輪制動力の不足、過大なピッチング挙動の蓋然性が高い場合」に対応する。このため、後輪要求液圧 P_{sr} は減少されず、そのまま、後輪目標液圧 P_{tr} （後輪の最終的な制動液圧の目標値）として決定されるが、前輪要求液圧 P_{sf} （ $= P_{si}$ 、 P_{sj} ）が、安定時減少量 P_a だけ減少されて、前輪目標液圧 P_{tf} （ $= P_{ti}$ 、 P_{tj} ）が決定される。しかしながら、車両偏向は発生していないので、右前輪目標液圧 P_{ti} （結果、第1制動トルク T_{qi} ）と、左前輪目標液圧 P_{tj} （結果、第2制動トルク T_{qj} ）とは同じ値に決定される（即ち、「 $P_{ti} = P_{tj}$ 」）。後輪目標液圧 P_{tr} （結果、後輪制動トルク T_{qr} ）が保持されたまま、前輪目標液圧 P_{tf} （結果、前輪制動トルク T_{qf} ）が減少されるため、後輪制動力が有効に発生され、ピッチング挙動が安定化され得る。

[0069] ステップS200では、まず、ヨーレート Y_r に基づいて、車両が偏向している方向（旋回方向） D_a が判定される。具体的には、偏向方向 D_a の判定は、ヨーレート Y_r の正負符号（+又は-）に基づき行われる。また、偏向方向 D_a は、「 $Y_a - Y_s$ （実旋回量から規範旋回量を減算した状態量）」の正負符号に応じて識別されてもよい。つまり、車両の偏向はヨーレート Y_r の変化に現れるため、偏向方向 D_a は、ヨーレート Y_r に基づいて決定される。そして、偏向方向 D_a に基づいて、偏向方向 D_a の外側に対応する

外側車輪（特に、外側前輪 $WHfs$ ）と、偏向方向 Da の内側に対応する内側車輪（特に、内側前輪 $WHfu$ ）とが決定される。

[0070] そして、ステップ $S200$ では、ステップ $S180$ 、 $S190$ と同様に、後輪要求液圧 Ps_r が、後輪目標液圧 Pt_r として演算される（即ち、「 $Pt_r = Ps_r$ 」）。一方、偏向外側の前輪目標液圧 $Ptfs$ は、前輪要求液圧 Ps_f と同じに演算されるが、偏向内側の前輪目標液圧 $Ptfu$ は、前輪要求液圧 Ps_f から減少されて演算される。具体的には、減速度偏差 hG 、偏向状態量 Ha 、及び、減少演算ブロック GN の演算マップ Zpb に基づいて、偏向時減少量 Pb が演算される。「偏向時減少量 Pb 」は、車両偏向が生じている場合（「 $Ha \geq hx$ 」の場合）において、偏向内側の前輪液圧 $Ptfu$ （目標値）、 $Pwfu$ （実際値であって、即ち、内側制動トルク $Tqfu$ ）を減少するための状態変数である。

[0071] 偏向時減少量 Pb は、演算マップ Zpb に従って、減速度偏差 hG （ $=Ga - gx$ ）の増加に従って増加するように演算される。また、偏向時減少量 Pb は、演算マップ Zpb に応じて、偏向状態量 Ha が増加するに従って、増加するように演算される。そして、偏向時減少量 Pb には、上限値 pb が設けられる。ここで、同一の減速度偏差 hG において、偏向時減少量 Pb は、安定時減少量 Pa よりも大きい値に決定される。偏向時減少量 Pb は、減速度偏差 hG に応じて変化するが、例えば、偏向時減少量 Pb は、安定時減少量 Pa の2倍相当の値に決定される（即ち、「 $Pb \div 2 \times Pa$ 」）。これは、車両偏向が生じていない場合には、前2輪の制動力が減少されるが、車両偏向時には、偏向内側前輪 $WHfu$ の制動力のみが減少されることに基づく。

[0072] 前輪要求液圧 Ps_f は、そのまま、偏向外側前輪 $WHfs$ に対応する前輪目標液圧 $Ptfs$ として決定される。しかし、偏向内側前輪 $WHfu$ に対応する前輪目標液圧 $Ptfu$ は、前輪要求液圧 Ps_f から偏向時減少量 Pb が減算されて演算される。つまり、「 $Ptfs = Ps_f$ 、 $Ptfu = Ps_f - Pb$ 」が演算されるため、結果、偏向外側の前輪制動トルク $Tqfs$ が保持

され、偏向内側の前輪制動トルク T_{qfu} のみが減少される。ステップ S 200 の処理は、車両偏向が発生しているとともに、後輪制動力の不足、過大なピッチング挙動の蓋然性が高い場合に対応する。このため、偏向内側の前輪目標液圧 P_{tfu} （結果、偏向内側の前輪制動トルク T_{qfu} ）が、偏向外側の前輪目標液圧 P_{tfs} （結果、偏向外側の前輪制動トルク T_{qfs} ）よりも小さくなるように演算される。そして、この際に生じる前輪制動力の左右差によって、車両偏向が低減される。加えて、偏向外側の前輪目標液圧 P_{tfs} は減少されないが、偏向内側の前輪目標液圧 P_{tfu} が、安定時減少量 P_a よりも大きい値である偏向時減少量 P_b （例えば、安定時減少量 P_a の 2 倍に相当する値）だけ減少されるため、ステップ S 190 の処理と同様に、後輪制動力が有効に発生され、ピッチング姿勢が安定化され得る。

[0073] ステップ S 210 にて、目標液圧 P_t に基づいて、電気モータ ML が駆動される。例えば、電気モータ ML は、その最大出力で、急速に回転数が上昇するように駆動される。これにより、調圧弁 UP、及び、流体ポンプ QL を含む制動液 BF の還流（「 $QL \rightarrow B_t \rightarrow UP \rightarrow B_s \rightarrow RL \rightarrow QL$ 」で循環する制動液 BF の流れ）が形成される。そして、目標液圧 P_t に基づいて、調整液圧 P_p （実際値、又は、推定値）が、目標液圧 P_t に近づき、一致するよう、電磁弁 UP が制御される。或いは、調整液圧センサ PP が省略された構成では、調圧弁 UP への通電量に対する、調整液圧 P_p とマスタシリンダ液圧 P_m との差圧の関係は既知であるため、目標液圧 P_t に応じた通電量が、調圧弁 UP に供給される。そして、制動液圧 P_w が、目標液圧 P_t に一致するよう、インレット弁 VI、及び、アウトレット弁 VO が制御される。つまり、電磁弁 UP、VI、VO の駆動制御によって、目標液圧 P_t に一致するよう、制動液圧 P_w が個別に調整される。ここで、「 $G_a \leq g_x$ 」の場合には、電磁弁 UP、VI、VO への通電量制御において、実際の減速度 G_a が、要求減速度 G_s に一致するよう、減速度フィードバック制御が加えられてもよい。

[0074] <作用・効果>

自動制動装置 J S は、車両の前方の物体と車両との距離 $O b$ に応じた要求減速度 $G s$ に基づいて、車両の車輪 $W H$ の制動トルク $T q$ を自動的に増加する。自動制動装置 J S には、「車両の車輪速度 ($V w$) を検出する車輪速度センサ $V W$ 、及び、車両の前後加速度 $G x$ を検出する前後加速度センサ $G X$ のうちの少なくとも一方」と、「車両のヨーレート $Y r$ を検出するヨーレートセンサ $Y R$ 」と、「車両の右前輪 $W H i$ の制動液圧 $P w i$ (即ち、第 1 制動トルク $T q i$) と車両の左前輪 $W H j$ の制動液圧 $P w j$ (即ち、第 2 制動トルク $T q j$) とを個別に調整するアクチュエータ $H U$ 」と、「アクチュエータ $H U$ を制御するコントローラ $E C U$ 」と、が備えられる。

[0075] コントローラ $E C U$ は、車輪速度センサ $V W$ 、及び、前後加速度センサ $G X$ のうちの少なくとも一方の検出結果 (即ち、車輪速度 $V w$ 、及び、前後加速度 $G x$ のうちの少なくとも 1 つ) に基づいて、車両の減速度 $G a$ が演算されるとともに、ヨーレート $Y r$ に基づいて、車両の偏向方向 $D a$ 、及び、車両偏向の程度を表す偏向状態量 $H a$ が演算される。そして、「減速度 $G a$ が所定減速度 $g x$ 以上、且つ、偏向状態量 $H a$ が所定量 $h x$ 未満である場合」には、第 1、第 2 制動トルク $T q i$ 、 $T q j$ ($= T q f$ 、例えば、右前輪、左前輪制動液圧 $P w i$ 、 $P w j$) の両方が減少される。つまり、「 $H a < h x$ 」の場合には、前 2 輪の制動トルクが同量 (安定時減少量 $P a$ に相当するトルク) だけ減少される。

[0076] 一方、「減速度 $G a$ が所定減速度 $g x$ 以上、且つ、偏向状態量 $H a$ が所定量 $h x$ 以上である場合」には、第 1、第 2 制動トルク (前輪制動トルク) $T q i$ 、 $T q j$ ($= T q f$) のうちで偏向方向 $D a$ の外側に対応する外側制動トルク $T q f s$ が減少されずに保持され、第 1、第 2 制動トルク $T q i$ 、 $T q j$ のうちで偏向方向 $D a$ の内側に対応する内側制動トルク $T q f u$ が減少される。つまり、「 $H a \geq h x$ 」の場合には、内側制動トルク $T q f u$ のみ (即ち、前輪のうちの 1 輪のみの制動トルク) が、偏向時減少量 $P b$ に相当するトルク分だけ減少される。ここで、偏向状態量 $H a$ が大きいほど、内側制動トルク $T q f u$ の減少量 $P b$ が大きく決定されることが好適である。加

えて、偏向時減少量 P_b に相当するトルクは、安定時減少量 P_a に相当するトルクよりも大きく設定され得る（例えば、2 倍）。

[0077] なお、「減速度 G_a が所定減速度 $g \times$ 未満である場合」には、減速度 G_a が要求減速度 G_s に一致するよう、第 1、第 2 制動トルク T_{qi} 、 T_{qj} ($= T_{qf}$) は、増加、又は、保持される。具体的には、減速度 G_a が所定減速度 $g \times$ 未満である場合には、先ず、第 1、第 2 制動トルク T_{qi} 、 T_{qj} が増加される。そして、「要求減速度 G_s が所定減速度 $g \times$ 以下である場合」において、減速度 G_a が要求減速度 G_s に一致すると、第 1、第 2 制動トルク T_{qi} 、 T_{qj} は、一定に維持される。

[0078] 図 4 の時系列線図を参照して、自動制動装置 JS の作用・効果について説明する。図 4 (a) は車両偏向が発生していない場合に、図 4 (b) は車両偏向が発生している場合に、夫々対応している。線図では、運転者が制動操作部材 BP を操作しておらず、自動制動装置 JS によって、車両が自動的に急減速される状況（即ち、要求減速度 G_s が所定減速度 $g \times$ よりも大きい状況）が想定されている。時点 t_0 、 u_0 以前では、自動制動制御は開始されておらず、「 $G_s = 0$ （結果、 $G_a = 0$ ）」である。目標液圧 P_t は「0」であり、結果、制動液圧 $P_w (= T_q)$ は「0」である。

[0079] 以下、図 4 (a) を参照して、ステップ S190（ピッチング挙動が過大にはなるが、車両偏向は生じていない場合の処理）に対応した作動について説明する。時点 t_0 にて、自動制動制御が開始され、要求減速度 G_s が急激に増加される。自動制動制御が開始されると、電気モータ ML が、その最大出力で駆動される。そして、要求減速度 G_s の増加に応じて、前輪目標液圧 $P_{tf} (= P_{ti}, P_{tj})$ が同圧で急増され、結果、前輪制動液圧 $P_{wf} (= P_{wi}, P_{wj})$ が急増される。前輪制動液圧 P_{wf} （実際値）は、前輪目標液圧 P_{tf} に一致するように制御されるため、線図では、前輪目標液圧 P_{tf} と前輪制動液圧 P_{wf} とは重なっている。つまり、時点 t_0 から時点 t_1 までは、実減速度 G_a が所定減速度 $g \times$ 未満であるため、実減速度 G_a が要求減速度 G_s に一致するように、前輪目標液圧 $P_{tf} (= P_{ti}, P_{tj})$

t_j)が増加される(ステップS180を参照)。

[0080] 時点 t_1 にて、実減速度 G_a が所定減速度 g_x を超過する。ステップS160の条件が満足されて、ステップS190の処理が開始される。時点 t_1 から、前輪要求液圧 P_{sf} ($=P_{si}$ 、 P_{sj})から、安定時減少量 P_a が減算されて、前輪目標液圧 P_{tf} ($=P_{ti}$ 、 P_{tj})が決定される(即ち、「 $P_{ti}=P_{tj}=P_{sf}-P_a$ 」)。つまり、要求減速度 G_s は増加されるが、前輪目標液圧 P_{tf} は減少される(換言すれば、増加が制限される)。

[0081] 安定時減少量 P_a は、演算マップ Z_{pa} に応じて、減速度偏差 h_G (実減速度 G_a が所定減速度 g_x を超過した分の減速度)が大きいほど、大きく演算される。従って、時点 t_1 から、前輪目標液圧 P_{tf} は、勾配 K_g で減少され、前輪制動液圧 P_{wf} は値 p_c から勾配 K_g で減少される。なお、ステップS190では、「 $P_{tr}=P_{sr}$ 」が決定されるため、後輪制動液圧 P_{wr} ($=P_{wk}$ 、 P_{wl})は、同圧の状態で、要求減速度 G_s の増加に従って増加される。

[0082] 実減速度 G_a が適切に減少された時点 t_2 にて、前輪目標液圧 P_{tf} は、勾配 K_z で増加され、前輪制動液圧 P_{wf} は値 p_d から勾配 K_z で増加される。この際、増加勾配 K_g の大きさ(絶対値)は、減少勾配 K_z の大きさ(絶対値)よりも大きい値に設定されている。前輪制動液圧 P_{wf} の再増加に伴い、時点 t_3 にて、実減速度 G_a が所定減速度 g_x を超過すると、前輪制動液圧 P_{wf} の再減圧が開始される。以降、前輪制動液圧 P_{wf} (結果、前輪制動トルク T_{qf})の増減が繰り返され、実減速度 G_a が所定減速度 g_x の近傍に維持される。実減速度 G_a の増加において、前2輪 WH_f の制動液圧 P_{wf} ($=P_{wi}$ 、 P_{wj})の増加が制限されることにより、後2輪 WH_r の荷重減少が抑制されるとともに、車両のピッチング姿勢が安定化され得る。ここで、車両偏向は生じていないため、左右の車輪間における制動トルクは同じである。

[0083] なお、要求減速度 G_s が所定減速度 g_x 未満である場合には、実減速度 G

aが要求減速度 G_s に一致すると、前輪目標液圧 P_{tf} は、一定に維持される。結果、制動液圧 P_{wf} ($=T_{qf}$) は保持される。

[0084] 次に、図4 (b) を参照して、ピッチング挙動が過大であって、車両偏向も生じている場合 (即ち、「 $H_a \geq h_x$ 」の場合) の処理である、ステップS200に対応した作動について説明する。線図では、左方向への車両偏向が想定されており、右前輪 WH_i が偏向外側前輪 WH_{fs} であり、左前輪 WH_j が偏向内側前輪 WH_{fu} である。上記同様に、時点 u_0 にて、自動制動制御が開始され、要求減速度 G_s が急激に (最終的には、所定減速度 g_x 以上に) 増加され、電気モータ ML が最大出力で駆動される。そして、要求減速度 G_s の増加に応じて、前輪目標液圧 P_{tf} ($=P_{ti}$ 、 P_{tj}) が同圧で急増され、結果、前輪制動液圧 P_{wf} ($=P_{wi}$ 、 P_{wj}) が急増される。なお、前輪制動液圧 P_{wf} は、前輪目標液圧 P_{tf} に一致するように制御されるため、線図では、前輪目標液圧 P_{tf} と前輪制動液圧 P_{wf} とは重なっている。上記同様、時点 u_0 ～時点 u_1 までは、「 $G_a < g_x$ 」であるため、「 $G_a = G_s$ 」が達成されるように、前輪目標液圧 P_{tf} (結果、前輪制動液圧 P_{wf}) が増加される (ステップS180を参照)。

[0085] 時点 u_1 にて、実減速度 G_a が所定減速度 g_x を超過し、且つ、偏向状態量 H_a が所定量 h_x 以上となる。ステップS160、及び、ステップS170の条件が満足されて、ステップS200の処理が開始される。時点 u_1 から、偏向内側前輪 WH_{fu} に対応する内側前輪目標液圧 P_{tfu} ($=P_{tj}$) が、前輪要求液圧 P_{sf} から偏向時減少量 P_b 分だけ減算されることによって決定される。この際、偏向外側前輪 WH_{fs} に対応する外側前輪目標液圧 P_{tfs} ($=P_{ti}$) は、減少されることなく、前輪要求液圧 P_{sf} のままである。即ち、「 $P_{ti} = P_{sf}$ 、 $P_{tj} = P_{sf} - P_b$ 」が演算される。時点 u_1 以降は、要求減速度 G_s は増加されるが、前輪目標液圧 P_{tf} の増加は制限される。具体的には、内側前輪目標液圧 P_{tfu} ($=P_{tj}$) が減少され、外側前輪目標液圧 P_{tfs} ($=P_{ti}$) が一定量 p_c に保持される。

[0086] 偏向時減少量 P_b は、演算マップ Z_{pb} に応じて、減速度偏差 h_g が大きいほど、大きく演算されるとともに、偏向状態量 H_a の大きさ（絶対値）が大きいほど大きく演算される。従って、時点 u_1 から、偏向内側前輪 WH_{fu} において、目標液圧 P_{tfu} （目標値）は勾配 K_e で減少され、結果、制動液圧 P_{wfu} （実際値）は値 p_c から勾配 K_e で減少される。一方、偏向外側前輪 WH_{fs} において、目標液圧 P_{tfs} は減少されず、制動液圧 P_{wfu} は値 p_c のままで保持される。なお、ステップ $S200$ でも、「 $P_{tr} = P_{sr}$ 」が決定され、後輪制動液圧 P_{wr} （ $= P_{wk}$ 、 P_{wl} ）は、要求減速度 G_s の増加に従って同圧で増加される。

[0087] 実減速度 G_a が適度に減少された時点 u_2 にて、内側前輪の目標液圧 P_{tfu} （ $= P_{tj}$ ）は勾配 K_x で増加され、内側前輪の制動液圧 P_{wfu} （ $= P_{wj}$ ）は値 p_e から勾配 K_x で増加される。上記同様、減少勾配 K_e の大きさ（絶対値）は、増加勾配 K_x の大きさ（絶対値）よりも大きい値に設定される。偏向内側の前輪制動液圧 P_{wfu} の再増加に伴い、時点 u_3 にて、実減速度 G_a が所定減速度 g_x を再度超過すると、偏向内側の前輪制動液圧 P_{wfu} の再減圧が開始される。以降、偏向内側の前輪制動液圧 P_{wfu} （結果、偏向内側の前輪制動トルク T_{qfu} ）の増減が繰り返され、実減速度 G_a が所定減速度 g_x の近傍に維持される。このとき、偏向外側の前輪目標液圧 P_{tfs} （ $= P_{ti}$ ）は減少されず、保持されるため、偏向外側の前輪制動液圧 P_{wfs} （「 $= P_{wi}$ 」であって、外側制動トルク T_{qfs} ）は値 p_c で、一定に維持されている。実減速度 G_a の増加制限において、偏向内側の前輪制動液圧 P_{wfu} （即ち、内側制動トルク T_{qfu} ）のみが減少されるため、前輪制動力に左右差（結果、車両のヨー挙動を安定化するモーメント）が生じ、車両の偏向（ふらつき）が抑制される。更に、内側前輪制動液圧 P_{wfu} の減少によって、実減速度 G_a の増加が制限されるため、後輪 WH_r の荷重減少が抑制されるとともに、車両のピッチング挙動が安定化され得る。

[0088] 上述した様に、偏向時減少量 P_b は、安定時減少量 P_a よりも大きい値に

決定される。例えば、偏向時減少量 P_b は、安定時減少量 P_a の 2 倍程度の値に演算されるとよい。車両偏向が発生していても、車両偏向が生じていない場合と同程度の、実減速度 G_a の増加制限効果を奏する。

[0089] なお、上記同様に、「 $G_a < g_x$ 」の状態では、「 $G_a = G_s$ 」が達成されるよう、前輪目標液圧 P_{tf} ($= T_{qf}$) は増加される。また、「 $G_s \leq g_x$ 」の場合であって、「 $G_a = G_s$ 」が達成された後には、前輪目標液圧 P_{tf} ($= T_{qf}$) は、一定に保持される。

[0090] 以上、作用・効果をまとめると、要求減速度 G_s が所定減速度 g_x よりも大きい場合であっても、実減速度 G_a が所定減速度 g_x 以上になった場合には、2つの前輪 $W_H f$ のうちの少なくとも1つの制動トルクが減少されるため、実減速度 G_a が所定減速度 g_x の近傍に維持される。これにより、車両の過大なピッチング挙動が低減されるとともに、後輪制動力が有効に活用される。加えて、車両偏向の程度を表す偏向状態量 H_a が所定量 h_x 以上の場合には、偏向外側車輪 $W_H s$ の制動トルク T_{qs} が一定量に維持された上で、偏向内側車輪 $W_H u$ の制動トルク T_{qu} が減少される。これにより、前輪の制動トルク（制動力）の左右差によって、車両偏向を抑制するヨーモーメントが形成される。これにより、上記効果に加え、車両偏向が低減される。

[0091] <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（車両のふらつき抑制、後輪制動力の有効利用、及び、車両のピッチング姿勢の安定化）を奏する。

[0092] 上記実施形態では、2系統流体路として、前後型流体路が例示された。これに代えて、ダイアゴナル型（「X型」ともいう）の構成が採用され得る。ダイアゴナル型流体路では、タンデム型マスタシリンダ CM の第1室には、右前輪、左後輪ホイールシリンダ CW_i 、 CW_l が接続される。また、マスタシリンダ CM の第2室には、左前輪、右後輪ホイールシリンダ CW_j 、 CW_k に接続される。

[0093] 上記実施形態では、制動液 B_F による液圧式の自動制動装置 J_S が例示さ

れた。これに代えて、制動液 B F が用いられない、電動式の自動制動装置 J S が採用され得る。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、回転部材 K T に対する摩擦部材の押圧力が発生される。即ち、電気モータによって、制動トルク T q が付与され、車輪 W H に制動力が発生される。

請求の範囲

[請求項1] 車両の前方の物体と前記車両との距離に応じた要求減速度に基づいて、前記車両の車輪の制動トルクを自動的に増加する車両の自動制動装置であって、

前記車両の車輪速度を検出する車輪速度センサ、及び、前記車両の前後加速度を検出する前後加速度センサのうちの少なくとも一方と、

前記車両のヨーレイトを検出するヨーレイトセンサと、

前記車両の右前輪の第1制動トルクと前記車両の左前輪の第2制動トルクとを個別に調整するアクチュエータと、

前記アクチュエータを制御するコントローラと、

を備え、

前記コントローラは、

前記車輪速度センサ、及び、前記前後加速度センサのうちの少なくとも一方の検出結果に基づいて、前記車両の減速度を演算するとともに、

前記ヨーレイトに基づいて、前記車両の偏向方向、及び、前記車両の偏向の程度を表す偏向状態量を演算し、

前記減速度が所定減速度以上、且つ、前記偏向状態量が所定量未満である場合には、前記第1、第2制動トルクを減少し、

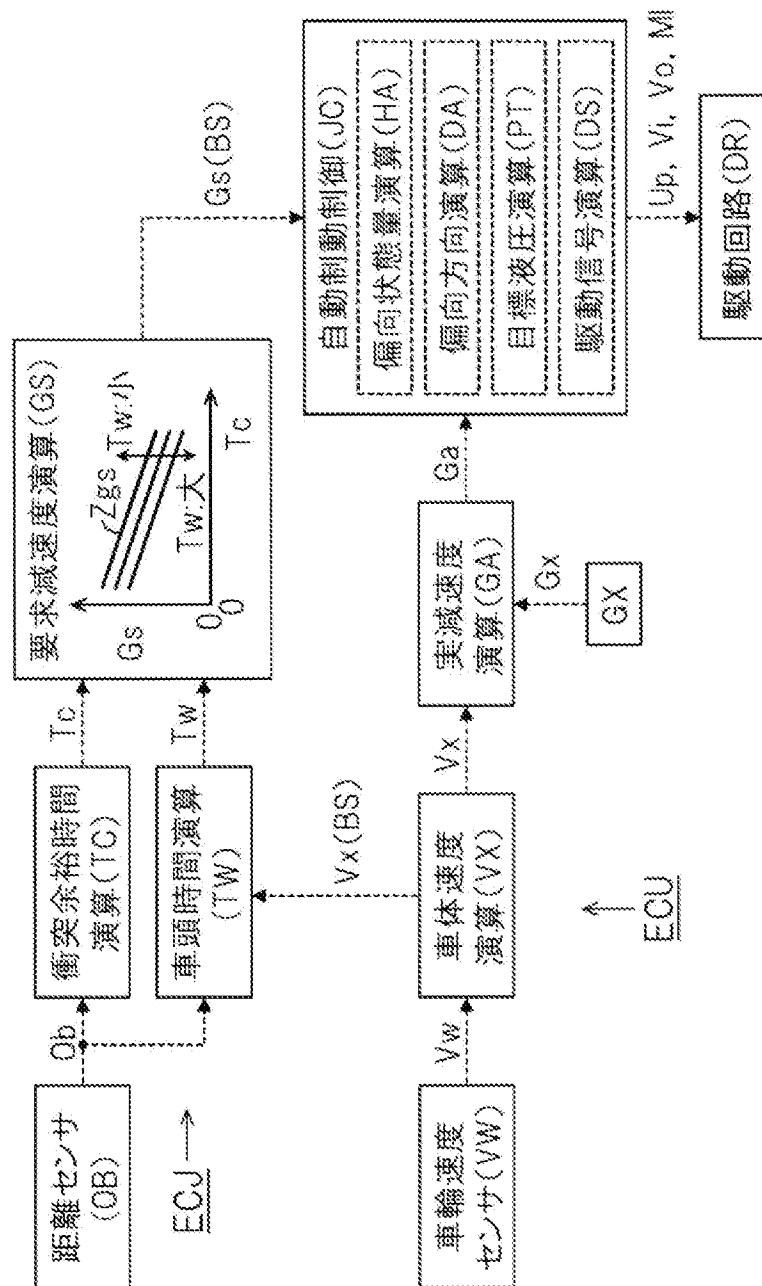
前記減速度が前記所定減速度以上、且つ、前記偏向状態量が前記所定量以上である場合には、前記第1、第2制動トルクのうちで前記偏向方向の外側に対応する外側制動トルクを保持し、前記第1、第2制動トルクのうちで前記偏向方向の内側に対応する内側制動トルクを減少する、車両の自動制動装置。

[請求項2] 請求項1に記載の車両の自動制動装置において、

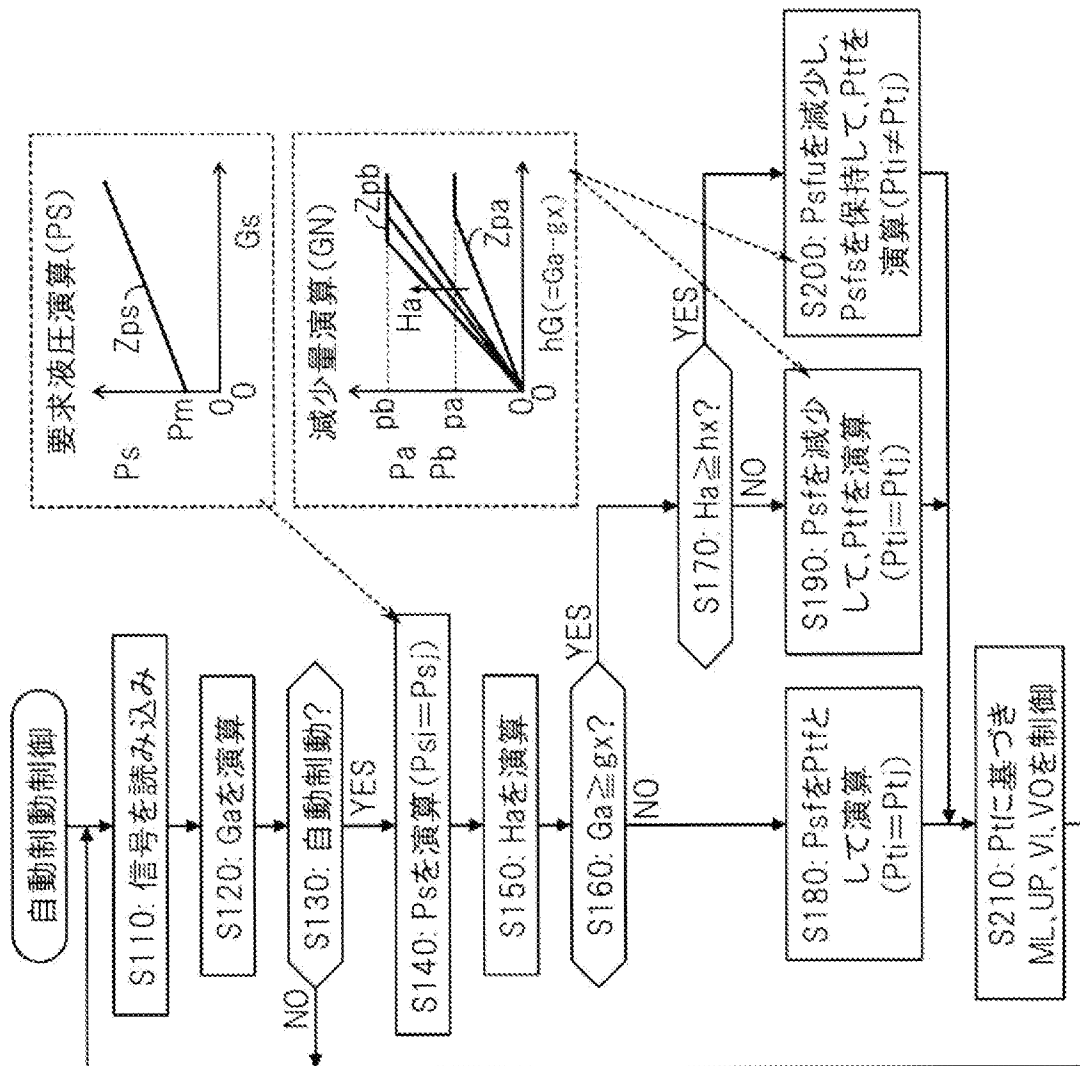
前記コントローラは、前記偏向状態量が大きいほど、前記内側制動トルクの減少量を大きく決定する、車両の自動制動装置。

BLANK PAGE RECEIVED AT IB

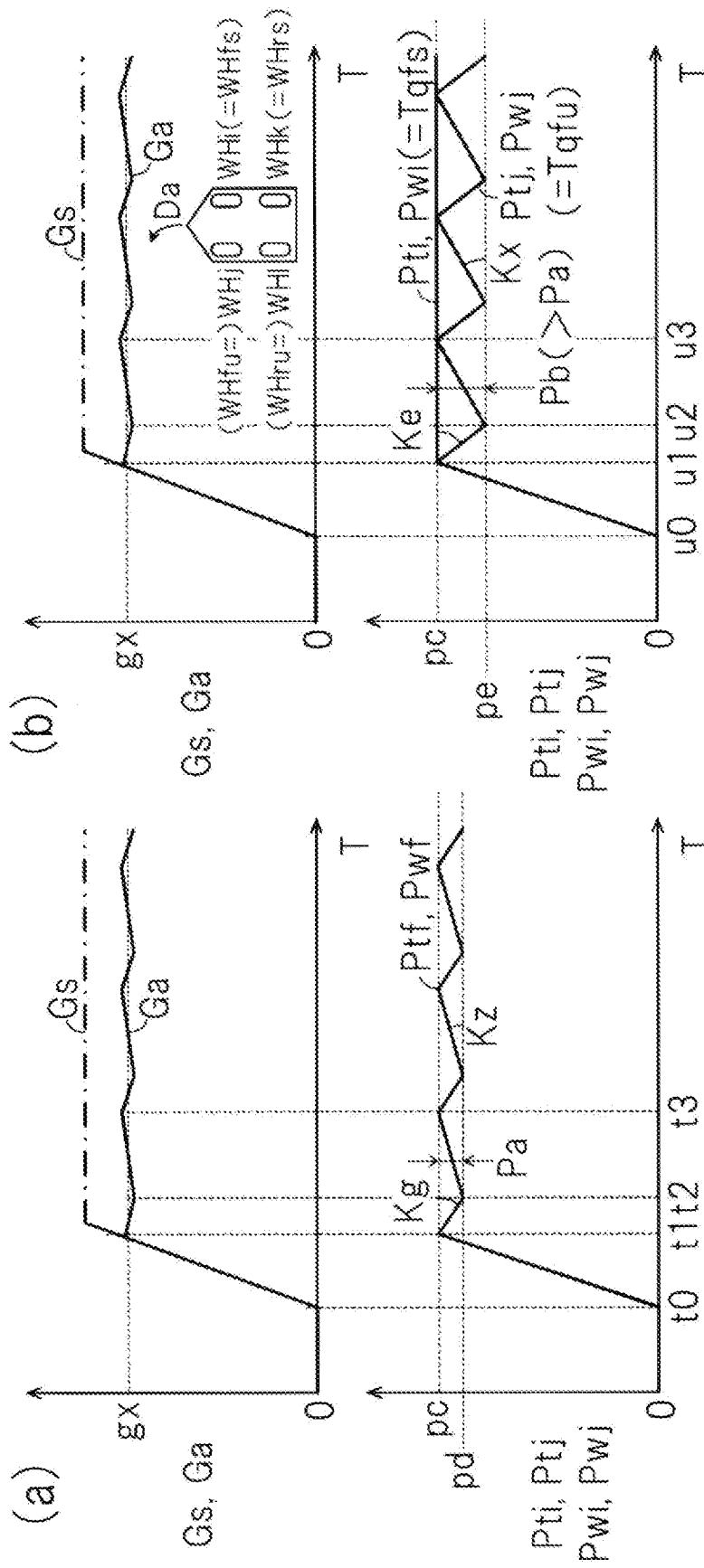
[図2]



[図3]



[図4]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2020/004057

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl. B60T7/12 (2006.01) i, B60T5/1755 (2006.01) i
FI: B60T8/1755 Z, B60T7/12 C ZYW

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. B60T7/12, B60T8/1755

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 1971-2020

Registered utility model specifications of Japan 1996-2020

Published registered utility model applications of Japan 1994-2020

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2005-225482 A (NISSAN MOTOR CORP.) 25 August 2005, paragraphs [0006]-[0037], fig. 9	1-2
A	JP 2010-47047 A (ADVICS CO., LTD.) 04 March 2010, fig. 27	1-2
A	JP 2005-335411 A (TOYOTA MOTOR CORP.) 08 December 2005, fig. 4	1-2
A	JP 2017-149378 A (DAIHATSU MOTOR CO., LTD.) 31 August 2017, paragraphs [0029], [0030], fig. 1	1-2

☐ 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
26.02.2020

Date of mailing of the international search report
17.03.2020

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

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No.

PCT/JP2020/004057

Patent Documents referred to in the Report	Publication Date	Patent Family	Publication Date
JP 2005-225482 A	25.08.2005	US 2005/0159871 A1 paragraphs [0036]- [0100], fig. 11 EP 1555184 A2 CN 1640739 A	
JP 2010-47047 A	04.03.2010	(Family: none)	
JP 2005-335411 A	08.12.2005	(Family: none)	
JP 2017-149378 A	31.08.2017	(Family: none)	

A. 発明の属する分野の分類（国際特許分類（IPC）） B60T 7/12(2006.01)i; B60T 8/1755(2006.01)i FI: B60T8/1755 Z; B60T7/12 C ZYW		
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）） B60T7/12; B60T8/1755		
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 1971-2020年 日本国実用新案登録公報 1996-2020年 日本国登録実用新案公報 1994-2020年		
国際調査で使用した電子データベース（データベースの名称、調査に使用した用語）		
C. 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
A	JP 2005-225482 A（日産自動車株式会社）25.08.2005（2005 - 08 - 25） [0006]-[0037], 図9	1-2
A	JP 2010-47047 A（株式会社アドヴィックス）04.03.2010（2010 - 03 - 04） 図27	1-2
A	JP 2005-335411 A（トヨタ自動車株式会社）08.12.2005（2005 - 12 - 08） 図4	1-2
A	JP 2017-149378 A（ダイハツ工業株式会社）31.08.2017（2017 - 08 - 31） [0029]-[0030], 図1	1-2
☐ 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抵触するものではなく、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 26.02.2020		国際調査報告の発送日 17.03.2020
名称及びあて先 日本国特許庁(ISA/JP) 〒100-8915 日本国 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号		権限のある職員（特許庁審査官） 大谷 謙仁 3W 9433 電話番号 03-3581-1101 内線 3367

国際調査報告
 パテントファミリーに関する情報

国際出願番号

PCT/JP2020/004057

引用文献			公表日	パテントファミリー文献	公表日
JP	2005-225482	A	25.08.2005	US 2005/0159871 A1 [0036]-[0100], FIG. 11 EP 1555184 A2 CN 1640739 A	
JP	2010-47047	A	04.03.2010	(ファミリーなし)	
JP	2005-335411	A	08.12.2005	(ファミリーなし)	
JP	2017-149378	A	31.08.2017	(ファミリーなし)	