

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

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

添付公開書類:

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

(57) 要約: この鞍乗り型車両のクラッチ制御装置は、駆動輪である後輪(12)と、従動輪である前輪(2)と、走行用の原動機(13)と、前記原動機(13)と前記後輪(12)との間の動力伝達を断接するクラッチ装置(26)と、前記クラッチ装置(26)を駆動してクラッチ容量を変更するクラッチアクチュエータ(50)と、前記クラッチ容量の制御目標値(目標油圧)を演算する制御部(60)と、を備え、前記制御部(60)は、鞍乗り型車両(1)の減速時に、前記後輪(12)が予め定めた接地荷重低下状態にあることを検知した場合に、前記クラッチ容量を低減するスリッパ制御を行う。

明 細 書

発明の名称： 鞍乗り型車両のクラッチ制御装置

技術分野

[0001] 本発明は、鞍乗り型車両のクラッチ制御装置に関する。

本願は、2018年6月29日に、日本に出願された特願2018-123814号、及び2018年10月30日に、日本に出願された特願2018-204514号に基づき優先権を主張し、その内容をここに援用する。

背景技術

[0002] 自動二輪車等の鞍乗り型車両において、原動機と駆動輪との間の動力伝達を断接するクラッチ装置にバックトルクリミッターを備えることがある。バックトルクリミッターは、原動機の抵抗により駆動輪に作用するエンジンプレーキ（原動機に電気モータを含む場合の回生ブレーキを含む）を制限するための機構である。バックトルクリミッターは、クラッチ装置に設けたカム機構に規定以上のバックトルクが作用すると、クラッチ容量を機械的に低下させる。バックトルクとは、車両減速時に駆動輪からの駆動力によりエンジンが回されるトルクである。

クラッチ装置は、バックトルクリミッターの作動により、上記バックトルクを逃がし、駆動輪に過大なエンジンプレーキが加わることを防止する。一方、適度なエンジンプレーキを確保するために、上記バックトルクは規定以上に設定されている。上記バックトルクは、駆動輪が接地し、かつ十分にグリップした状態（十分に接地荷重を有する状態）において、上記規定以上になり得る。

特に、レースでのコーナーリング進入時のように、走行状態から急制動を行う状況では、駆動輪である後輪の接地荷重が過小になり、さらには後輪が路面から浮くことがある。後輪のグリップが失われると、エンジンプレーキがかかった際に後輪が急減速してしまう。この急減速した後輪が路面に対して速度差をもって再接地すると、後輪が小刻みに跳ね上げられる現象（ホッ

ピング）が生じたり、速度差のある後輪がスリップして車体が左右に振れる現象（スネーキング）が生じる。

これらホッピングおよびスネーキングといった、後輪の接地性（後輪接地性）の低下に伴う車体挙動は、鞍乗り型車両のコーナー進入時に発生しやすい。この場合、ライダーは、車体挙動のコントロール（後輪接地性の回復）に注力するため、コーナー立ち上がり時の加速に影響が生じる。特にレース走行ではコーナー進入の機会が多く、かつ減速に要する時間の比率が高いため、減速時の車体安定性は重要な課題である。

[0003] ところで、近年の鞍乗り型車両において、クラッチ装置の断接操作を電気制御により自動で行うようにした自動クラッチシステムが提案されている。

このようなシステムにおける急制動時の後輪接地性を確保する手法として、例えば特許文献1には、スロットルバルブが全閉位置にあり、前輪ブレーキ油圧が一定範囲内にあることを条件にして、クラッチ容量を低下させ、エンジンブレーキが過大となることを防止する技術が開示されている。これにより、急制動時、エンジンブレーキによる後輪接地性の低下が抑えられる。

先行技術文献

特許文献

[0004] 特許文献1：日本国特開2003-294062号公報

発明の概要

発明が解決しようとする課題

[0005] しかし、上記従来の技術においては、後輪が浮いたか否か（後輪の接地荷重が低下したか否か）を判定してクラッチ容量を低下させるわけではないので、不用意にエンジンブレーキが低下してしまう可能性がある。

[0006] 本発明は、後輪の接地荷重の低下時にも、適切なエンジンブレーキを確保しつつ、後輪接地性を確保することができる、鞍乗り型車両のクラッチ制御装置を提供することを目的とする。

課題を解決するための手段

[0007] 上記課題の解決手段として、本発明の態様は以下の構成を有する。

(1) 本発明の態様に係る鞍乗り型車両のクラッチ制御装置は、駆動輪である後輪と、従動輪である前輪と、走行用の原動機と、前記原動機と前記後輪との間の動力伝達を断接するクラッチ装置と、前記クラッチ装置を駆動してクラッチ容量を変更するクラッチアクチュエータと、前記クラッチ容量の制御目標値を演算する制御部と、を備え、前記制御部は、鞍乗り型車両の減速時に、前記後輪が予め定めた接地荷重低下状態にあることを検知した場合に、前記クラッチ容量を低減するスリッパ制御を行う。

[0008] (2) 上記(1)に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置では、前記制御部は、前記後輪の回転速度である後車輪速が、前記前輪の回転速度である前車輪速に比して、予め定めた差分を越えて低くなったことに基づき、前記後輪が前記接地荷重低下状態にあると判断してもよい。

[0009] (3) 上記(2)に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置では、前記制御部は、前記前車輪速と比較する前記後車輪速として、前記前車輪速を補正して得られる補正後車輪速を用いてもよい。

[0010] (4) 上記(3)に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置では、前記補正後車輪速は、車輪速補正の時点の前記前車輪速に、同時点の前記後車輪速の変化量を加算して得られてもよい。

[0011] (5) 上記(3)又は(4)に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置では、前記鞍乗り型車両が直立姿勢であり、前記前後車輪速の差が予め定めた規定値未満であり、前記原動機のスロットルが閉じている特定時点から、車輪速補正を開始してもよい。

[0012] (6) 上記(3)から(5)の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置では、前記前車輪速を前記補正後車輪速で除した値を第一パラメータとし、前記前車輪速から前記補正後車輪速を減じた値を第二パラメータとし、前記第一パラメータおよび前記第二パラメータの少なくとも一方に応じて、前記スリッパ制御を介入させてもよい。

[0013] (7) 上記(6)に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置では、車両速

度が第1車両速度以上のとき、前記第一パラメータに応じて前記スリッパ制御を介入させ、車両速度が前記第1車両速度未満かつ第2車両速度以上のとき、前記第二パラメータに応じて前記スリッパ制御を介入させてもよい。

[0014] (8) 上記(7)に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置では、前記車両速度が前記第2車両速度未満のとき、前記スリッパ制御を非介入としてもよい。

[0015] (9) 上記(1)から(8)の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置では、前記制御部は、前記スリッパ制御を介入させた状態で、前記原動機のスロットルが開いたこと、および前記後輪の前記接地荷重低下状態が解消したこと、の少なくとも一方に応じて、前記スリッパ制御の介入を解除してもよい。

[0016] (10) 上記(1)に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置では、車体のバンク角が所定値より大きい場合で、かつ車両速度の減速度が所定値より大きい場合には、前記クラッチ容量を低減する前記スリッパ制御を行ってもよい。

発明の効果

[0017] 本発明の上記(1)に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、鞍乗り型車両の減速時に後輪が浮くほどの接地荷重の低下を検知した場合に、クラッチ容量を低減するスリッパ制御を行うことが可能となる。これにより、後輪の接地荷重を確保した通常走行時には、適切なエンジンブレーキを確保し、後輪が浮くような急減速時には、スリッパ制御に移行することが可能となる。このスリッパ制御により、後輪のエンジンブレーキが弱まるので、後輪の接地荷重が抜けた状態でのエンジンブレーキによるホッピングおよびスネーキングの発生が抑えられる。このため、鞍乗り型車両の減速時の後輪接地性を確保することができる。例えば、鞍乗り型車両のレーシングユースにおいて、急減速しながらコーナーへ進入する際に、ライダーがコーナーリングに集中しやすくなり、コーナー立ち上がり時の円滑な加速への

移行に貢献できる。また、機械式のバックトルクリミッターに比べて、クラッチ容量を可変とすることができる。

[0018] 本発明の上記（２）に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、前車輪速に比して後車輪速が低下したことにより、後輪の接地荷重が抜けた状態にあることを簡易かつ確実に判断することができる。

[0019] 本発明の上記（３）に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、実際の前後車輪速は、前後輪のタイヤ外径の相違のみならず、タイヤの周長変化の影響を受ける。タイヤの周長変化は、例えばタイヤの銘柄、摩耗、遠心力による膨張、等に起因して生じる。このため、前後輪が路面に対してスリップすることなく回転していても、タイヤの周長変化に伴い前後車輪速に相違が生じることがある。

これに対し、前車輪速を基に比較用の補正後車輪速を算出し、この補正後車輪速と前車輪速とを比較することで、タイヤの周長変化の影響を受けることなく、後車輪速の低下を精度よく検知でき、不用意なクラッチ容量低下（エンジンブレーキ低下）を抑止できる。

[0020] 本発明の上記（４）に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、前車輪速に後車輪速の変化量を加算して車輪速を補正するので、補正制御を簡単にしてシステム負荷を抑えることができる。

[0021] 本発明の上記（５）に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、鞍乗り型車両が直立姿勢で原動機のスロットルが閉じた減速状態であり、かつ前後車輪速の差が後輪スリップのない値として予め定めた規定値未満である状態を、車輪速補正の開始基準とすることで、車輪速補正を精度よく行うことができる。

[0022] 本発明の上記（６）に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、二種類のパラメータから適切な値を選定してスリッパ制御の介入判断（後輪がスリップしているとの判断、換言すればスリップ判定）を行うことで、必要最小限の頻度でスリッパ制御を行うことができる。

[0023] 本発明の上記（７）に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、

車両速度に応じて適切なパラメータを選定してスリップ判定を行うことができる。

[0024] 本発明の上記（８）に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、車両速度が低いときはスリッパ制御を非介入とすることで、システム負荷を抑えることができる。

[0025] 本発明の上記（９）に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、鞍乗り型車両が加速に移行したこと、および後輪の接地荷重の低下が解消したこと、の少なくとも一方に応じて（換言すれば、車両状態が安定したことに応じて）、スリッパ制御を解除することで、クラッチ容量を低減状態から接続状態へ素早く回復させることができる。

[0026] 本発明の上記（１０）に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置によれば、車体のバンク角が大きい領域では、前後輪のトレッド面のパターンが異なる等の理由から、正確な車輪速差の検出が難しいため、車体のバンク角が所定値以上の場合には、車輪速差によらずにクラッチのスリッパ制御を行う。これにより、車体バンク時にも適切にスリッパ制御に移行することができる。

図面の簡単な説明

[0027] [図1]本発明の実施形態における自動二輪車の左側面図である。

[図2]上記自動二輪車の変速機およびチェンジ機構の断面図である。

[図3]クラッチアクチュエータを含むクラッチ作動システムの概略説明図である。

[図4]変速システムのブロック図である。

[図5]クラッチ制御モードの遷移を示す説明図である。

[図6]上記自動二輪車の減速時スリッパ制御の概略を示すグラフである。

[図7A]上記減速時スリッパ制御の制御パラメータの時間変化を示すグラフである。

[図7B]上記減速時スリッパ制御の制御パラメータの時間変化を示すグラフである。

[図8]上記自動二輪車の減速時の車体状況を示す説明図である。

[図9]上記減速時スリッパ制御の車輪速補正の概略を示すグラフである。

[図10A]第二実施形態の作用説明図であり、前輪の接地角と接地点との変化を示す断面図である。

[図10B]第二実施形態の作用説明図であり、後輪の接地角と接地点との変化を示す断面図である。

[図10C]第二実施形態の作用説明図であり、前後輪の周長変化率比とバンク角度との相関を示すグラフである。

[図11A]第二実施形態の作用説明図であり、車体直立状態からの急減速時の制御介入パターンを示す説明図である。

[図11B]第二実施形態の作用説明図であり、車体バンク状態からの急減速時の制御介入パターンを示す説明図である。

[図12]第二実施形態における車体バンク状態の減速時スリッパ制御のタイミングチャートである。

[図13]第二実施形態における車体バンク状態の減速時スリッパ制御の車輪速補正条件を示すタイミングチャートである。

[図14]第二実施形態における車体バンク状態の減速時スリッパ制御の介入条件を示すタイミングチャートである。

[図15]第二実施形態における車体バンク状態の減速時スリッパ制御の介入領域を示すグラフであり、縦軸を減速度、横軸をバンク角としたグラフである。

[図16]第一および第二実施形態における車輪速補正に移行するか否かの判定時にECUで行う処理を示すフローチャートである。

[図17]第一および第二実施形態におけるスリッパ制御を実行するか否かの判定時にECUで行う処理を示すフローチャートである。

[図18]第一および第二実施形態におけるスリッパ制御を終了するか否かの判定時にECUで行う処理を示すフローチャートである。

発明を実施するための形態

[0028] 以下、本発明の第一実施形態について図面を参照して説明する。なお、以下の説明における前後左右等の向きは、特に記載が無ければ以下に説明する車両における向きと同一とする。また以下の説明に用いる図中適所には、車両前方を示す矢印F R、車両左方を示す矢印L H、車両上方を示す矢印U Pが示されている。

[0029] <車両全体>

図1に示すように、本第一実施形態は、鞍乗り型車両の一例としての自動二輪車1に適用されている。自動二輪車1の前輪2は、左右一对のフロントフォーク3の下端部に支持されている。左右フロントフォーク3の上部は、ステアリングステム4を介して、車体フレーム5の前端部のヘッドパイプ6に支持されている。ステアリングステム4のトップブリッジ上には、バータイプの操向ハンドル4 aが取り付けられている。

[0030] 車体フレーム5は、ヘッドパイプ6と、ヘッドパイプ6から車幅方向（左右方向）中央を下後方へ延びるメインチューブ7と、メインチューブ7の後端部の下方に連なる左右ピボットフレーム8と、メインチューブ7および左右ピボットフレーム8の後方に連なるシートフレーム9と、を備えている。左右ピボットフレーム8には、スイングアーム11の前端部が揺動可能に枢支されている。スイングアーム11の後端部には、自動二輪車1の後輪12が支持されている。

[0031] 左右メインチューブ7の上方には、燃料タンク18が支持されている。燃料タンク18の後方でシートフレーム9の上方には、前シート19および後シートカバー19 aが前後に並んで支持されている。シートフレーム9の周囲は、リヤカウル9 aに覆われている。左右メインチューブ7の下方には、自動二輪車1の原動機であるパワーユニットP Uが懸架されている。パワーユニットP Uは、後輪12と例えばチェーン式伝動機構を介して連係されている。

[0032] パワーユニットP Uは、その前側に位置するエンジン（内燃機関、原動機）13と後側に位置する変速機21とを一体に有している。エンジン13は

、例えばクランクシャフト１４の回転軸を左右方向（車幅方向）に沿わせた複数気筒エンジンである。エンジン１３は、クランクケース１５の前部上方にシリンダ１６を起立させている。クランクケース１５の後部は、変速機２１を収容する変速機ケース１７とされている。

[0033] <変速機>

図２に示すように、変速機２１は、メインシャフト２２およびカウンタシャフト２３ならびに両シャフト２２，２３に跨る変速ギア群２４を有する有段式のトランスミッションである。カウンタシャフト２３は変速機２１ひいてはパワーユニットＰＵの出力軸を構成している。カウンタシャフト２３の端部はクランクケース１５の後部左側に突出し、上記チェーン式伝動機構を介して後輪１２に連結されている。

[0034] 変速ギア群２４は、両シャフト２２，２３にそれぞれ支持された変速段数分のギアを有する。変速機２１は、両シャフト２２，２３間で変速ギア群２４の対応するギア対同士が常に噛み合った常時噛み合い式とされる。両シャフト２２，２３に支持された複数のギアは、対応するシャフトに対して回転可能なフリーギアと、対応するシャフトにスプライン嵌合するスライドギア（シフター）とに分類される。これらフリーギア及びスライドギアの一方には軸方向で凸のドグが、他方にはドグに係合させるべく軸方向で凹のスロットがそれぞれ設けられている。すなわち、変速機２１は、いわゆるドグミッションである。

[0035] 変速機２１のメインシャフト２２及びカウンタシャフト２３は、クランクシャフト１４の後方で前後に並んで配置されている。メインシャフト２２の右端部には、クラッチアクチュエータ５０（図３参照）により作動するクラッチ装置２６が同軸配置されている。クラッチ装置２６は、例えば湿式多板クラッチであり、いわゆるノーマルオープンクラッチである。すなわち、クラッチ装置２６は、クラッチアクチュエータ５０からの油圧供給によって動力伝達可能な接続状態となり、クラッチアクチュエータ５０からの油圧供給がなくなると動力伝達不能な切断状態に戻る。

[0036] クランクシャフト 14 の回転動力は、クラッチ装置 26 を介してメインシャフト 22 に伝達され、メインシャフト 22 から変速ギア群 24 の任意のギア対を介してカウンタシャフト 23 に伝達される。カウンタシャフト 23 におけるクランクケース 15 の後部左側に突出した左端部には、上記チェーン式伝動機構のドライブsprocket 27 が取り付けられている。

クラッチ装置 26 は、不図示のバックトルクリミッターを備えている。バックトルクリミッターは、クラッチ装置 26 に設けたカム機構に規定以上のバックトルクが作用すると、クラッチ容量を機械的に低下させる。

[0037] 変速機 21 の後上方には、変速ギア群 24 のギア対を切り替えるチェンジ機構 25 が収容されている。チェンジ機構 25 は、両シャフト 22, 23 と平行な中空円筒状のシフトドラム 36 の回転により、その外周に形成されたリード溝のパターンに応じて複数のシフトフォーク 36a を作動させ、変速ギア群 24 における両シャフト 22, 23 間の動力伝達に用いるギア対を切り替える。

[0038] チェンジ機構 25 は、シフトドラム 36 と平行なシフトスピンドル 31 を有している。シフトスピンドル 31 の回転時には、シフトスピンドル 31 に固定されたシフトアーム 31a がシフトドラム 36 を回転させ、リード溝のパターンに応じてシフトフォーク 36a を軸方向移動させて、変速ギア群 24 の内の動力伝達可能なギア対を切り替える（すなわち、変速段を切り替える。）。

[0039] 図 1 を併せて参照し、シフトスピンドル 31 は、チェンジ機構 25 を操作可能とするべくクランクケース 15 の車幅方向外側（左方）に軸外側部 31b を突出させている。シフトスピンドル 31 の軸外側部 31b には、シフト荷重センサ 42（シフト操作検知手段）が同軸に取り付けられている。シフトスピンドル 31 の軸外側部 31b（またはシフト荷重センサ 42 の回転軸）には、揺動レバー 33 が取り付けられている。揺動レバー 33 は、シフトスピンドル 31（または回転軸）にクランプ固定される基端部 33a から後方へ延び、その先端部 33b には、リンクロッド 34 の上端部が上ボールジョ

ジョイント 34 a を介して揺動自在に連結されている。リンクロッド 34 の下端部は、運転者が足操作するシフトペダル 32 に、下ボールジョイント（不図示）を介して揺動自在に連結されている。

[0040] 図 1 に示すように、シフトペダル 32 は、その前端部がクランクケース 15 の下部に左右方向に沿う軸を介して上下揺動可能に支持されている。シフトペダル 32 の後端部には、ステップ 32 a に載せた運転者の足先を掛けるペダル部が設けられ、シフトペダル 32 の前後中間部には、リンクロッド 34 の下端部が連結されている。

[0041] ここで、自動二輪車 1 は、変速機 21 の変速操作（シフトペダル 32 の足操作）のみを運転者が行い、クラッチ装置 26 の断接操作はシフトペダル 32 の操作に応じて電気制御により自動で行うようにした、いわゆるセミオートマチックの変速システム（自動クラッチ式変速システム）を採用している。

[0042] <変速システム>

図 4 に示すように、上記変速システムは、クラッチアクチュエータ 50、ECU 60（Electronic Control Unit、制御部）および各種センサ 41～45 を備えている。

ECU 60 は、シフトドラム 36 の回転角から変速段を検知するギアポジションセンサ 41、およびシフトスピンドル 31 に入力された操作トルクを検知するシフト荷重センサ 42（例えばトルクセンサ）からの検知情報、ならびにスロットル開度センサ 43、車速センサ 44 およびエンジン回転数センサ 45 等からの各種の車両状態検知情報等に基づいて、クラッチアクチュエータ 50 を作動制御するとともに、点火装置 46 および燃料噴射装置 47 を作動制御する。

車速センサ 44 は、前輪 2 の回転速度を検出する前車輪速センサ 44 f と、後輪 12 の回転速度を検出する後車輪速センサ 44 r と、を備えている。エンジン回転数は、スロットルバルブ及びアクセルグリップを含むスロットルバイワイヤ（throttle by wire：TBW）により制御される。

[0043] ECU60には、後述する油圧センサ57、58、シフト操作検知スイッチ（シフトニュートラルスイッチ）48、および車体の状況（動き）を検出するジャイロセンサ49からの検知情報も入力される。ジャイロセンサ49は、IMU（inertial measurement unit：慣性計測装置）であり、検知方向の加速度成分に応じた信号をECU60に出力する。ジャイロセンサ49は、ECU60に内蔵されてもよい。

また、ECU60は、油圧制御部61と、車輪速差判定部（リアリフト検知部）62と、を備えている。油圧制御部61は、スリッパ制御部61aを備えている。車輪速差判定部62は、車輪速補正部62aを備えている。図中符号60Aは本第一実施形態のクラッチ制御装置を示している。

[0044] 図3を併せて参照し、クラッチアクチュエータ50は、ECU60により作動制御されることで、クラッチ装置26を断接する液圧を制御可能とする。クラッチアクチュエータ50は、駆動源としての電気モータ52（以下、単にモータ52という。）と、モータ52により駆動されるマスターシリンダ51と、を備えている。クラッチアクチュエータ50は、マスターシリンダ51および油圧給排ポート50pの間に設けられる油圧回路装置53とともに、一体のクラッチ制御ユニット50Aを構成している。

ECU60は、予め設定された演算プログラムに基づいて、クラッチ装置26を断接するためにスレーブシリンダ28に供給する油圧の目標値（目標油圧）を演算し、下流側油圧センサ58で検出されるスレーブシリンダ28側の油圧（スレーブ油圧）が目標油圧に近づくように、クラッチ制御ユニット50Aを制御する。

[0045] マスターシリンダ51は、シリンダ本体51a内のピストン51bをモータ52の駆動によりストロークさせて、シリンダ本体51a内の作動油をスレーブシリンダ28に対して給排可能とする。図中符号55はボールネジ機構としての変換機構、符号54はモータ52および変換機構55に跨る伝達機構、符号51eはマスターシリンダ51に接続されるリザーバをそれぞれ示す。

- [0046] 油圧回路装置 53 は、マスターシリンダ 51 からクラッチ装置 26 側（スレーブシリンダ 28 側）へ延びる主油路（油圧給排油路）53m の中間部位を開通又は遮断するバルブ機構（ソレノイドバルブ 56）を有している。油圧回路装置 53 の主油路 53m は、ソレノイドバルブ 56 よりもマスターシリンダ 51 側となる上流側油路 53a と、ソレノイドバルブ 56 よりもスレーブシリンダ 28 側となる下流側油路 53b と、に分けられる。油圧回路装置 53 はさらに、ソレノイドバルブ 56 を迂回して上流側油路 53a と下流側油路 53b とを連通するバイパス油路 53c を備えている。
- [0047] ソレノイドバルブ 56 は、いわゆるノーマルオープンバルブである。バイパス油路 53c には、上流側から下流側へ方向のみ作動油を流通させるワンウェイバルブ 53c1 が設けられている。ソレノイドバルブ 56 の上流側には、上流側油路 53a の油圧を検出する上流側油圧センサ 57 が設けられている。ソレノイドバルブ 56 の下流側には、下流側油路 53b の油圧を検出する下流側油圧センサ 58 が設けられている。
- [0048] 図 1 に示すように、クラッチ制御ユニット 50A は、例えばリヤカウル 9a 内に收容されている。スレーブシリンダ 28 は、クランクケース 15 の後部左側に取り付けられている。クラッチ制御ユニット 50A とスレーブシリンダ 28 とは、油圧配管 53e（図 3 参照）を介して接続されている。
- [0049] 図 2 に示すように、スレーブシリンダ 28 は、メインシャフト 22 の左方に同軸配置されている。スレーブシリンダ 28 は、クラッチアクチュエータ 50 からの油圧供給時には、メインシャフト 22 内を貫通するプッシュロッド 28a を右方へ押圧する。スレーブシリンダ 28 は、プッシュロッド 28a を右方へ押圧することで、該プッシュロッド 28a を介してクラッチ装置 26 を接続状態へ作動させる。スレーブシリンダ 28 は、油圧供給が無くなると、プッシュロッド 28a の押圧を解除し、クラッチ装置 26 を切断状態に戻す。
- [0050] クラッチ装置 26 を接続状態に維持するには油圧供給を継続する必要があるが、その分だけ電力を消費することとなる。そこで、図 3 に示すように、

クラッチ制御ユニット50Aの油圧回路装置53にソレノイドバルブ56を設け、クラッチ装置26側への油圧供給後にソレノイドバルブ56を閉じている。これにより、クラッチ装置26側への供給油圧を維持し、圧力低下分だけ油圧を補う（リーク分だけリチャージする）構成として、エネルギー消費を抑えている。

[0051] <クラッチ制御モード>

図5に示すように、本第一実施形態のクラッチ制御装置60Aは、三種のクラッチ制御モードを有している。クラッチ制御モードは、自動制御を行うオートモードM1、手動操作を行うマニュアルモードM2、および一時的な手動操作を行うマニュアル介入モードM3、の三種のモード間で、クラッチ制御モード切替スイッチ59（図4参照）およびクラッチレバー4b（図1参照）の操作に応じて適宜遷移する。なお、マニュアルモードM2およびマニュアル介入モードM3を含む対象をマニュアル系M2Aという。クラッチ制御装置60Aは、クラッチレバー4bとクラッチ装置26とを電氣的に接続したクラッチバイワイヤシステムとしても機能する。

[0052] オートモードM1は、自動発進・変速制御により走行状態に適したクラッチ容量を演算してクラッチ装置26を制御するモードである。マニュアルモードM2は、乗員によるクラッチ操作指示に応じてクラッチ容量を演算してクラッチ装置26を制御するモードである。マニュアル介入モードM3は、オートモードM1中に乗員からのクラッチ操作指示を受け付け、クラッチ操作指示からクラッチ容量を演算してクラッチ装置26を制御する一時的なマニュアル操作モードである。なお、マニュアル介入モードM3中に乗員がクラッチレバー4bの操作をやめる（完全にリリースする）と、オートモードM1に戻るよう設定されている。

[0053] 本第一実施形態のクラッチ制御装置60Aは、エンジン13の回転駆動力で不図示のオイルポンプを駆動してクラッチ制御油圧を発生する。このため、クラッチ制御装置60Aは、システム起動時には、オートモードM1でクラッチオフの状態（切断状態）から制御を始める。また、クラッチ制御装置

60Aは、エンジン13停止時にはクラッチ操作が不要なので、オートモードM1でクラッチオフに戻るよう設定されている。

[0054] オートモードM1は、クラッチ制御を自動で行うことが基本であり、レバー操作レスで自動二輪車1を走行可能とする。オートモードM1では、スロットル開度、エンジン回転数、車速およびシフトセンサ出力により、クラッチ容量をコントロールしている。これにより、自動二輪車1をスロットル操作のみでエンストすることなく発進可能であり、かつシフト操作のみで変速可能である。ただし、アイドリング相当の極低速時には自動でクラッチ装置26が切断することがある。また、オートモードM1では、クラッチレバー4bを握ることでマニュアル介入モードM3となり、クラッチ装置26を任意に切ることも可能である。

[0055] 一方、マニュアルモードM2では、乗員によるレバー操作により、クラッチ容量をコントロールする。オートモードM1とマニュアルモードM2とは、停車中にクラッチ制御モード切替スイッチ59（図4参照）を操作することで切り替え可能である。なお、クラッチ制御装置60Aは、マニュアル系M2A（マニュアルモードM2又はマニュアル介入モードM3）への遷移時にレバー操作が有効であることを示すインジケータを備えてもよい。

[0056] マニュアルモードM2は、クラッチ制御を手動で行うことが基本であり、クラッチレバー4bの作動角度に応じてクラッチ油圧を制御可能である。これにより、乗員の意思のままにクラッチ装置26の断接をコントロール可能であり、かつアイドリング相当の極低速時にもクラッチ装置26を接続して走行可能である。ただし、レバー操作によってはエンストすることがあり、かつスロットル操作のみでの自動発進も不可である。なお、マニュアルモードM2であっても、シフト操作時にはクラッチ制御が自動で介入する。

[0057] オートモードM1では、クラッチアクチュエータ50により自動でクラッチ装置26の断接が行われるが、クラッチレバー4bに対するマニュアルクラッチ操作が行われることで、クラッチ装置26の自動制御に一時的に手動操作を介入させることが可能である（マニュアル介入モードM3）。

[0058] <減速時スリッパ制御>

次に、自動二輪車 1 の減速時スリッパ制御について説明する。

図 6 を参照し、自動二輪車 1 において、レースでのコーナー進入時等の急減速時には、リア接地荷重 Mg_2 （後輪接地荷重）が抜ける（過小になる）ことで、前後輪 2, 1 2 間に車輪速差 D が発生する。

[0059] 図 8 を併せて参照し、自動二輪車 1 の急減速時には、フロント接地荷重 Mg_1 （前輪接地荷重）が増大し、フロントグリップ力 Mg_3 が主体の減速となる。すなわち、車体の重心 G に減速による慣性力 Fb_1 が作用すると、この慣性力 Fb_1 の分力 Fb_2 がフロント接地位置 Pg_1 を基準として前上方に向けて作用し、車体にフロント接地位置 Pg_1 を基準としたモーメントを発生させる。これにより、リア接地荷重 Mg_2 が抜けて（減少して）、リアグリップ力 Mg_4 を低下させる。車体減速度の大きさによっては、リア接地荷重 Mg_2 がゼロになり、後輪 1 2 が路面から浮く（リアグリップ力 Mg_4 がゼロになる）。

[0060] 減速中に後輪 1 2 が浮くと、エンジンブレーキの影響によって後輪 1 2 の回転速度が急減速する。後輪 1 2 が浮かなくても、リア接地荷重 Mg_2 が希薄になってリアグリップ力 Mg_4 が低下し、エンジンブレーキによって後輪 1 2 がスリップする。これにより、前輪 2 の回転速度（前車輪速 V_f ）に対し、後輪 1 2 の回転速度（後車輪速 V_r ）が低くなる。以下、後輪 1 2 が路面から浮いた状態、および前後輪 2, 1 2 の車輪速差 D が生じるほどリア接地荷重 Mg_2 が低下した状態を含んで、リアリフト状態という。

[0061] リアリフト状態によって、ホッピングおよびスネーキングといった、後輪 1 2 の接地性（後輪接地性）の低下に伴う車体挙動が生じる。リアリフト状態では、クラッチ装置 2 6 に規定以上のバックトルクは作用しない。このため、クラッチ装置 2 6 のバックトルクリミッターは作動せず、後輪接地性の低下に伴う車体挙動を解消できない。一方、エンジン 1 3 の燃料噴射およびスロットルバルブの開閉等によるエンジンブレーキ制御については、応答性および制御性に課題がある。

[0062] 本第一実施形態では、レースのブレーキングに相当するような急減速時において、リアリフト状態になったか否かを判定する。そして、この判定に基づき、自動クラッチシステムの制御によりクラッチ容量を低下させる（減速時スリッパ制御）。これにより、ホッピングおよびスネーキングの発生を抑え、後輪接地性を確保する。後輪12が浮いたか否かを判定してクラッチ容量を低下させるので、従来の技術に比べて、不用意にエンジンブレーキが低下することを抑え、適切なエンジンブレーキを確保する。また、エンジン制御によるエンジンブレーキ制御に比べて、制御時の応答性および制御性がよい。

[0063] リアリフト状態か否かの判定（リア接地荷重 Mg_2 が過小になったか否かの判定）は、ECU60の車輪速差判定部62でなされる。車輪速差判定部62は、ブレーキオン時に前後車輪速 V_f 、 V_r の差分（前後車輪速差 D ）が規定以上になると、急減速によるリアリフト状態であると判定する。換言すれば、車輪速差判定部62は、ブレーキスイッチの検出信号および前後車輪速センサ44f、44rの検出信号等に基づき、急減速によるリアリフト状態であることを検知する。

[0064] 車輪速差判定部62がリアリフト状態であることを検知（判定）すると、ECU60の油圧制御部61のスリッパ制御部61aにおいて、クラッチ装置26に対するスリッパ制御がなされる。スリッパ制御部61aは、予め設定された演算プログラムに基づいて、スレーブシリンダ28に供給する油圧の目標値（目標油圧）を演算し、クラッチ制御ユニット50Aを制御する。スリッパ制御とは、クラッチ装置26のクラッチ容量を下げる制御（目標油圧を低減する制御）である。

[0065] スリッパ制御は、バックトルクリミッターと同様、クラッチ装置26に滑りを発生させる。スリッパ制御は、クラッチ装置26にクラッチ差回転（クラッチスリップ）を発生させる。スリッパ制御は、クラッチ装置26に作用するバックトルクを逃がし、後輪12に作用するエンジンブレーキを抑制する。スリッパ制御は、ホッピングおよびスネーキングといった、後

輪 1 2 の接地性（後輪接地性）の低下に伴う車体挙動を抑える。

[0066] 図 6 を参照し、自動二輪車 1 において、両輪 2, 1 2 が接地した走行状態から、後輪 1 2 がリフトするほどの急減速を行うと、後車輪速 V_r が前車輪速 V_f に対して傾き大で低下する。すなわち、後輪 1 2 が浮くほどの減速時には、後車輪速 V_r は前車輪速 V_f に比して低くなる。図 6 のグラフにおける前後車輪速 V_f , V_r を示す線の傾きを前後輪 2, 1 2 各々の減速度 A_f , A_r とし、前後車輪速 V_f , V_r の同タイミングでの差分を前後車輪速差 D とする。クラッチ装置 2 6 は、前後車輪速差 D が予め定めた第一規定値 K_1 （差分）となるタイミング t_{m1} になるまで、クラッチ容量を最大値に維持した締結状態にある。このとき、クラッチ装置 2 6 は、クラッチ差回転を実質的に 0 としたまま推移する。この急減速の途中で後輪 1 2 がリフトしている。

[0067] クラッチ装置 2 6 は、前後車輪速差 D が第一規定値 K_1 となるタイミング t_{m1} において、減速制御（スリッパ制御）が開始される。クラッチ装置 2 6 は、タイミング t_{m1} 以降は、クラッチ容量を低下させた状態となる。つまり、クラッチ装置 2 6 は、タイミング t_{m1} 以降は半クラッチ状態となり、スリッパ制御無しの場合（図中線 $D_{c'}$ ）に対して、クラッチ差回転（クラッチスリップ）を発生させる（図中線 D_c ）。すると、スリッパ制御無しの後車輪速 $V_{r'}$ に対して、スリッパ制御有りの後車輪速 V_r は、低下（減速度 A_r ）が緩やかになる。

後輪 1 2 が接地すると（タイミング t_{m2} ）、その後、スリッパ制御無しの後車輪速 $V_{r'}$ は大きく乱れるのに対し、スリッパ制御有りの後車輪速 V_r は、クラッチスリップが許容されることから乱れが抑えられる。また、スリッパ制御無しのクラッチ差回転 $D_{c'}$ は乱れるのに対し、スリッパ制御有りのクラッチ差回転 D_c は、増加が許容されることから乱れが抑えられる。

やがて、後車輪速 V_r が前車輪速 V_f に近付いていく。後車輪速 V_r が前車輪速 V_f に近付くと、後輪 1 2 の路面に対する速度差が小さくなり、後輪

12が接地した際のホッピングおよびスネーキングが抑えられる。また、クラッチ容量が低下しているため、路面との速度差があったとしても後輪12からのバックトルクの入力小さくなる。結果として、後輪12の接地性（後輪接地性）の低下に伴う車体挙動が抑えられる。

[0068] スリッパ制御は、前後車輪速差 D が予め定めた第二規定値 K_2 未満まで低下し、かつ車速の減速度（前輪2の減速度 A_f に基づく）が予め定めた第三規定値 K_3 未満まで低下したタイミング t_{m3} まで継続する。第二規定値 K_2 は、前後車輪速差 D が0に収束すると見込まれる値である。第三規定値 K_3 は、リアリフト状態が解消したと見込まれる値である。図6では、後輪リフトが生じた後にタイミング t_{m1} に至り、後輪12が再接地した後にタイミング t_{m3} に至る。

[0069] 車速の減速度が低下し、かつ前後車輪速 V_f 、 V_r の差分が0に収束しようとするタイミング t_{m3} において、スリッパ制御が終了し、クラッチ装置26の再接続（上記締結状態とする通常制御）がなされる。クラッチ装置26の再接続によって、クラッチ差回転が吸収されて0に収束していく。すなわち、クラッチ装置26は通常の接続状態に復帰する。

[0070] スリッパ制御を行わない場合の後車輪速 $V_{r'}$ は、タイミング t_{m1} を過ぎた後、スリッパ制御を行った場合の後車輪速 V_r よりも前後車輪速差 D が大となる。前後車輪速差 D が大となった状態のまま、浮いた後輪12が路面に対して速度差をもって接地すると、ホッピング等の車体挙動が生じやすく（図中領域 R_1 ）、減速後の再加速に影響を与えてしまう。

[0071] 本第一実施形態では、急減速時にもスリッパ制御により後輪接地性を向上させるので、減速時の車体安定性を向上させ、車体コントロール性の向上に寄与する。

機械式のバックトルクリミッターと比較して、少ないバックトルクでもクラッチスリップを発生させることが可能である。このため、後輪12の接地荷重が低い状態でも後輪接地性を向上させ、ホッピング等の発生を抑える。例えばレーシングユースにおいて、急減速しながらのコーナー進入時にも、

車体挙動を安定させるので、減速後のコーナリング中にもスロットルを開けやすく、コーナー立ち上がり時の加速の向上に貢献する。

[0072] 図7Aを参照し、自動二輪車1の減速時には、まず、スロットルオフによりTH開度およびC軸（クランクシャフト14）トルクが低下する。その後、ブレーキスイッチON（ブレーキ操作）により車体減速度が増加し、かつ前後車輪速 V_f 、 V_r に規定以上の差が生じることで、スリッパ制御が開始される（領域R2）。スリッパ制御により、スレーブシリンダ28に供給する油圧の目標値（目標油圧）、および実際のスレーブ油圧（制御油圧）が半クラッチ相当まで低減する。これにより、減速時のホッピング等の発生が抑制され（領域R3）、減速後のコーナリング中にも車体挙動が安定しているので早期にスロットルを開けられ（領域R4）、車速も伸びる。図中「Ne」はエンジン回転数を示す。

[0073] 図7Bを参照し、スリッパ制御を行わない場合の比較例では、減速時のC軸トルクの乱れからわかるように、ホッピング等の発生がある（領域R5）。この影響により、減速後のコーナリング中にスロットルが開けられなくなり（領域R6）、スリッパ制御を行う場合に比べて車速の伸びが低下する。

[0074] 頻繁にスリッパ制御を介入させることは、エンジンブレーキの利用、システムの負荷軽減、およびライダーの違和感の観点から好ましくない。できる限りエンジンブレーキを利かせ、かつライダーの違和感を抑えるために、スリッパ制御の介入頻度は抑えたい。つまり、実際に車輪速差が発生した後に、スリッパ制御を介入させる仕様が好ましい。

本第一実施形態では、車体姿勢、前後車輪速 V_f 、 V_r 、車体加速度（減速度）を検知し、これらの検知情報に基づきクラッチ容量を制御する仕様とした。

[0075] 例えば、減速時スリッパ制御の介入条件は、下記条件が全て成立することとした。

第一に、車体減速度（絶対値）が第三規定値 K_3 以上（例えば単位時間当

たりの車速変動が現車速の１％以上となるよう設定）であることを条件とする。これにより、後輪１２が浮くような急減速時であることを検知する。一方、バンク状態および単なるリアロック状態は排除する。

第二に、前後スリップ率（前車輪速 V_f ／後車輪速 V_r ）が予め定めた第四規定値以上であることを条件とする。

第三に、前後スリップ量（前車輪速 V_f －後車輪速 V_r ）が第一規定値 K_1 以上であることを条件とする。

つまり、前後スリップ量（前後車輪速差 D ）が第一規定値 K_1 以上であることに加え、前後スリップ率が第四規定値以上であることも条件に加えた。これら二種類のパラメータを用いてスリッパ制御の介入判断（後輪１２がスリップしているとの判断、換言すればスリップ判定）を行うことで、後輪１２が浮いたことをより精度よく判断できる。

[0076] 前後スリップ率および前後スリップ量の一方に応じて、スリップ判定を行う構成でもよい。すなわち、前後スリップ率および前後スリップ量の少なくとも一方に応じて、スリップ判定を行う構成でもよい。以下、前後スリップ率を第一パラメータ P_{a1} 、前後スリップ量を第二パラメータ P_{a2} ということがある。

[0077] 前後スリップ率および前後スリップ量の何れがスリップ判定に適しているかについて、本出願人が鋭意検討した結果、車両速度（車速）が高いときは前後スリップ率が、車両速度（車速）が低いときは前後スリップ量が、それぞれスリッパ制御の介入判断に適しているとの知見を得た。

例えば、車両速度が第１車両速度（例えば 70 km/h ）以上のときは、前後スリップ率に応じてスリッパ制御を介入させる構成とした。また、車両速度が第１車両速度未満かつ第２車両速度（例えば 50 km/h ）以上のときは、前後スリップ量に応じてスリッパ制御を介入させる構成とした。

[0078] 例えば、車速が高いとき（ 70 km/h 以上の高速時）のスリップ判定条件は、下記条件が全て成立することである。

第一に、車体減速度（絶対値）が第三規定値 K_3 以上であることを条件と

する。

第二に、前後スリップ率（前車輪速 V_f ／後車輪速 V_r ）が第四規定値以上（例えば前車輪速 V_f が後車輪速 V_r の3%増となるよう設定）であることを条件とする。

[0079] また、車速が上記高速時ほど高くないとき（50 km/h以上の準高速時）のスリップ判定条件は、下記条件が全て成立することである。

第一に、車体減速度（絶対値）が第三規定値 K_3 以上であることを条件とする。

第二に、前後スリップ量（前後車輪速差 D ）が第一規定値 K_1 以上（例えば前車輪速 V_f が後車輪速 V_r の5 km/h増となるよう設定）であることを条件とする。

[0080] スリップ判定後、例えば、前後スリップ率が第四規定値未満となるか、又は前後スリップ量が第一規定値 K_1 未満となった時点で、スリッパ制御の介入を終了する。すなわち、後車輪速 V_r の遅れ（ひいてはリアリフト状態）が解消した時点で、スリッパ制御の介入を終了する。また、エンジン13のスロットルが開く（自動二輪車1の加速要求有り）か、又は車速が準高速時である50 km/hを切った時点でも、スリッパ制御の介入を終了する。

[0081] <車輪速補正制御>

次に、自動二輪車1における車輪速補正制御について説明する。

上記スリップ判定の課題として、制御パラメータにタイヤの周長変化を反映（追従）することが挙げられる。前後輪2, 12のタイヤは、銘柄、空気圧、磨耗等、さらには遠心力の影響によって、各々個別に周長が変化する。このため、前後輪2, 12が路面に対してスリップすることなく回転していても、タイヤの周長変化に伴い前後車輪速差 D を検知してしまうことがある。タイヤの周長を計測（監視）することは困難であるため、走行中の前後車輪速 V_f , V_r の補正（学習）を行う。

[0082] 本第一実施形態では、スリッパ制御を行う際、ECU60の車輪速差判

定部 6 2 の車輪速補正部 6 2 a において車輪速補正を行う。車輪速補正部 6 2 a は、予め設定された演算プログラムに基づいて車輪速補正を行う。この補正により得た車輪速に基づいて、クラッチ装置 2 6 に対するスリッパ制御がなされる。

[0083] 本第一実施形態の車輪速補正方法では、車輪速の変化量を無次元化した車輪速変化率（後述の後車輪速変化率 V_{rc} ）を活用する。これにより、前後タイヤの周長差を無視した車輪速差 D の検知が可能である。

具体的に、図 9 に示すように、まず、真の前後車輪速 V_f , V_r が同じと考えられるポイント（特定時点）をイニシャルポイント IP とする。「真の前後車輪速 V_f , V_r が同じ」とは、車速（車両速度）の基になる前車輪速 V_f と、後述する補正を施した後車輪速 V_r と、が互いに同じことを意味する。

[0084] 前後タイヤの周長が互いに異なると、実際は同じ車速に対応する前後車輪速 V_f , V_r でも、見かけ上は異なる前後車輪速 V_f , V_r となる。前後タイヤの周長の違いを考慮した真の前後車輪速 V_f , V_r が同じであれば、その車輪速の変化率も同一と考えられる。よって、前車輪速 V_f に補正を加えることで、前車輪速 V_f と一致し得る補正後車輪速 V_{rh} を求め、この補正後車輪速 V_{rh} と前車輪速 V_f との差分をスリップ判定に用いる。

[0085] 車輪速の計測時点毎の後車輪速変化率 $V_{rc}(t)$ は、下記式 1 で求められる。

$$\text{後車輪速変化率 } V_{rc}(t) = (V_r(t - \alpha) - V_r(t)) / V_r(t) \cdots \text{式 1} \quad (V_r(t) \text{ は計測時点毎の後車輪速 } V_r)$$

[0086] 時間 α は、計測周期である。上記イニシャルポイント IP として、車両の減速状態であり、かつ前後輪 2, 1 2 のタイヤ回転が安定した瞬間のタイミング t_{m4} を利用する。このタイミング t_{m4} は、例えばスロットルバルブ OFF（全閉）後に 80 ~ 100 msec 程の時間 α が経過したタイミングである。このタイミング t_{m4} から補正後車輪速 V_{rh} の演算を開始する（車輪速補正開始許可）。

[0087] イニシャルポイント I P は、車体がロール方向で直立状態にあることを条件に含む。上記直立状態とは、車体左右中心面が垂直に起立した直立位置のみならず、判定中のタイヤ周長変化が小さい範囲（タイヤの曲率の変化が小さい範囲）を含む。例えば、車体が直立位置からバンク角 $\pm 20 \text{ deg}$ にある範囲を含む。この条件により、イニシャルポイント I P は、自動二輪車 1 が安定して走行している状態として検知される。なお、車体のバンク中はタイヤ接地点の周長が変化し、かつコーナリング中であれば内輪差も発生するため、前後車輪速差 D を判定するには不向きである。

[0088] イニシャルポイント I P の瞬間 ($t = 0$) の前車輪速 $V_f(0)$ を基準に、その後の補正後車輪速（前輪換算後車輪速） $V_{rh}(t)$ を算出していく（下記式 2, 3 参照）。

補正後車輪速 $V_{rh}(t_1) = V_f(0) \times V_{rc}(0) + V_f(0) \cdot \cdot$

・式 2 補正後車輪速 $V_{rh}(t_2) = V_f(t_1) \times V_{rc}(t_1) + V_f(t_1) \cdot \cdot \cdot$ 式 3（以下同様）

[0089] そして、前後タイヤの周長差を補正した前後車輪速比率として、前車輪速 V_f と補正後車輪速 V_{rh} との比率を算出し（下記式 4）、これをスリッパ制御の判定値として活用する。

前後車輪速比率 = $V_f(t) / \text{補正後車輪速 } V_{rh}(t) \cdot \cdot \cdot$ 式 4

以下、「前後車輪速比率」を単に「車輪速比」ということがある。

[0090] イニシャル条件（車輪速補正演算を開始する条件）は、自動二輪車 1 が上記直立状態にあり、前後輪 2, 12 がスリップしていない状態にあり、スロットルが閉じている状態にあることに相当する。

具体的に、下記条件が全て成立することである。

1. バンク角 $< 20^\circ$
2. 車体減速度 $<$ 第三規定値 K_3
3. $0.93 < \text{前車輪速 } V_f / \text{後車輪速 } V_r < 1.07$
4. スロットルバルブ開度 $< 1^\circ$
5. 車速 $> 50 \text{ Km/h}$

「前車輪速 V_f / 後車輪速 $V_r < 1$ 」は「前車輪速 $V_f =$ 後車輪速 V_r 」に相当する。この条件に代わり、「前車輪速 $V_f -$ 後車輪速 $V_r <$ イニシャル規定値」を条件としてもよい。「イニシャル規定値」は予め定めた閾値であり、基準は 0（前車輪速 $V_f =$ 後車輪速 V_r ）である。

[0091] 車輪速補正演算の開始後、減速時スリッパ制御（半クラッチ制御）を許可（開始）する条件は、自動二輪車 1 が急減速状態となり、この急減速中に（リアグリップ力） $<$ （エンジnbrake）となり、前後車輪速 V_f , V_r に差分が発生した状態となることである。

具体的に、下記条件が全て成立することである。

1. 車体減速度 $>$ 第三規定値 K_3 （減速度大ほど急減速）
2. 前車輪速 V_f / 補正後車輪速 V_{rh} （前後スリップ率） $>$ 第四規定値（基準は 1（前車輪速 $V_f =$ 補正後車輪速 V_{rh} ）、前後スリップ率大ほど後輪スリップ大）
3. $|$ 前車輪速 $V_f -$ 補正後車輪速 $V_{rh} |$ （前後スリップ量） $>$ 第一規定値 K_1 （基準は 0（前車輪速 $V_f =$ 補正後車輪速 V_{rh} ）、前後スリップ量大ほど後輪スリップ大）

[0092] 前後スリップ率は、（リアグリップ力） $<$ （エンジnbrake）で、かつ前後車輪速差 D が発生した状態のとき、第四規定値以上となり得る。前後スリップ率が第四規定値以上のとき、スリッパ制御の介入が必要な状況となり得る。前後スリップ率に限らず、前後スリップ量も考慮することで、より精度よくスリッパ制御の介入が必要な状況を判断可能である。

[0093] 車体減速度が 0 レベルから第三規定値 K_3 まで増大した後、前後スリップ率が第四規定値以上、および前後スリップ量が第一規定値 K_1 以上の少なくとも一方が成立すると、ECU 60 においてタイマのカウントを開始する。このカウントが規定時間を越えると、減速時スリッパ制御を開始する。制御条件が規定時間継続することを成立条件とすることで、瞬間的なスリップ等が除外される。

[0094] 減速時スリッパ制御が完了する条件は、後輪スリップ小となり、クラッ

チ差回転が予め定めた第五規定値未満になることである。

具体的に、下記条件が全て成立することである。

1. 前後スリップ率<第四規定値、又は前後スリップ量<第一規定値 K_1 (何れも前車輪速 V_f =補正後車輪速 V_{rh} に相当)
2. |クラッチ差回転|<第五規定値 (0相当、クラッチ締結時のショック防止のため)

これらの条件が成立すると、減速時スリッパ制御が終了してクラッチ締結が開始され、車輪速補正演算は終了する。

[0095] 以上説明したように、上記第一実施形態における自動二輪車1のクラッチ制御装置60Aは、駆動輪である後輪12と、従動輪である前輪2と、走行用のエンジン13と、上記エンジン13と上記後輪12との間の動力伝達を断接するクラッチ装置26と、上記クラッチ装置26を駆動してクラッチ容量を変更するクラッチアクチュエータ50と、上記クラッチ容量の制御目標値(目標油圧)を演算するECU60と、を備え、上記ECU60は、自動二輪車1の減速時に、上記後輪12が予め定めた接地荷重低下状態(リアリフト状態)にあることを検知した場合に、上記クラッチ容量を低減するスリッパ制御を行う。

具体的に、上記ECU60は、上記後輪12の回転速度である後車輪速 V_r が、上記前輪2の回転速度である前車輪速 V_f に比して、予め定めた差分(第一規定値 K_1)を越えて低くなったことに基づき、上記後輪12が上記接地荷重低下状態にあると判断する。

この構成によれば、自動二輪車1の減速時に後輪12が浮くほどの接地荷重の低下を検知した場合に、クラッチ容量を低減するスリッパ制御を行うことが可能となる。これにより、後輪12の接地荷重を確保した通常走行時には、適切なエンジnbrakeを確保し、後輪12が浮くような急減速時には、スリッパ制御に移行することが可能となる。このスリッパ制御により、後輪12のエンジnbrakeが弱まるので、後輪12の接地荷重が抜けた状態でのエンジnbrakeによるホッピングおよびスネーキングの発生が

抑えられる。このため、自動二輪車 1 の減速時の後輪接地性を確保することができる。

例えば、自動二輪車 1 のレーシングユースにおいて、急減速しながらコーナーへ進入する際に、ライダーがコーナーリングに集中しやすくなり、コーナー立ち上がり時の円滑な加速への移行に貢献できる。また、機械式のバックトルクリミッターに比べて、クラッチ容量を可変とすることができる。

[0096] 上記自動二輪車 1 のクラッチ制御装置 60A において、上記 ECU 60 は、上記前車輪速 V_f と比較する上記後車輪速 V_r として、上記前車輪速 V_f を補正して得られる補正後車輪速 V_{rh} を用いる。

この構成によれば、実際の前後車輪速 V_f 、 V_r は、前後輪 2、12 のタイヤ外径の相違のみならず、タイヤの周長変化の影響を受ける。これに対し、前車輪速 V_f を基に比較用の補正後車輪速 V_{rh} を算出し、この補正後車輪速 V_{rh} と前車輪速 V_f とを比較することで、タイヤの周長変化の影響を受けることなく、後車輪速 V_r の低下を精度よく検知でき、不用意なクラッチ容量低下（エンジンプレーキ低下）を抑止できる。

[0097] 上記自動二輪車 1 のクラッチ制御装置 60A において、上記補正後車輪速 V_{rh} は、車輪速補正の時点の上記前車輪速 V_f に、同時点の上記後車輪速 V_r の変化量を加算して得られる。

この構成によれば、前車輪速 V_f に後車輪速 V_r の変化量を加算して車輪速を補正するので、補正制御を簡単にしてシステム負荷を抑えることができる。

[0098] 上記自動二輪車 1 のクラッチ制御装置 60A において、自動二輪車 1 が直立姿勢であり、上記前後車輪速 V_f 、 V_r の差分が予め定めたイニシャル規定値未満であり、上記エンジン 13 のスロットルが閉じている特定時点（イニシャルポイント IP）から、車輪速補正を開始する。

この構成によれば、自動二輪車 1 が直立姿勢でエンジン 13 のスロットルが閉じた減速状態であり、かつ前後車輪速 V_f 、 V_r の差分が後輪スリップのない値として予め定めたイニシャル規定値未満である状態を、車輪速補正

の基準とすることで、車輪速補正を精度よく行うことができる。

[0099] 上記自動二輪車 1 のクラッチ制御装置 60A において、上記前車輪速 V_f を上記補正後車輪速 V_{rh} で除した値を第一パラメータ P_{a1} （前後スリップ率）とし、上記前車輪速 V_f から上記補正後車輪速 V_{rh} を減じた値を第二パラメータ P_{a2} （前後スリップ量）とし、上記第一パラメータ P_{a1} および上記第二パラメータ P_{a2} の少なくとも一方に応じて、上記スリッパ制御を介入させる。

この構成によれば、二種類のパラメータから適切な値を選定してスリッパ制御の介入判断（後輪 12 がスリップしているとの判断、換言すればスリップ判定）を行うことで、必要最小限の頻度でスリッパ制御を行うことができる。

[0100] 上記自動二輪車 1 のクラッチ制御装置 60A において、車両速度が第 1 車両速度以上のときは、上記第一パラメータ P_{a1} に応じて上記スリッパ制御を介入させ、車両速度が上記第 1 車両速度未満かつ第 2 車両速度以上のときは、上記第二パラメータ P_{a2} に応じて上記スリッパ制御を介入させる。

この構成によれば、車両速度に応じて適切なパラメータを選定してスリップ判定を行うことができる。

[0101] 上記自動二輪車 1 のクラッチ制御装置 60A において、上記車両速度が上記第 2 車両速度未満のとき、上記スリッパ制御を非介入とする。

この構成によれば、車両速度が低いときはスリッパ制御を非介入とすることで、システム負荷を抑えることができる。

[0102] 上記自動二輪車 1 のクラッチ制御装置 60A において、上記 ECU 60 は、上記スリッパ制御を介入させた状態で、上記エンジン 13 のスロットルが開いたこと、および上記後輪 12 の上記接地荷重低下状態が解消したこと、の少なくとも一方に応じて、上記スリッパ制御の介入を解除する。

この構成によれば、自動二輪車 1 が加速に移行したこと、および後輪 12 の接地荷重の低下が解消したこと、の少なくとも一方に応じて（換言すれば

、車両状態が安定したことに応じて）、スリッパ制御を解除することで、クラッチ容量を低減状態から接続状態へ素早く回復させることができる。

[0103] <第二実施形態>

次に、本発明の第二実施形態について説明する。第二実施形態の減速時スリッパ制御および車輪速補正制御は、基本的には第一実施形態と同様であるが、第二実施形態では、車体のバンク角が大きい領域で急制動を行った場合にも、確実な減速時スリッパ制御の介入を実現することを目的としている。具体的に、第二実施形態では、車体バンク状態で車両の急制動を行った場合にも、確実な減速時スリッパ制御の介入を実現させている。

[0104] 自動二輪車 1 において、前後輪 2, 12 のタイヤの有効周長（タイヤ接地点での周長）は、様々な要因の影響を受けて変化してしまう。このため、車輪速を検知しようとしても、実際の車輪速とは異なる値を検出することがあり、車輪速差の発生の検知を難しくしてしまう。

例えば、タイヤの銘柄の違いによるデフォルト周長の違い、タイヤの摩耗による周長の違い、およびタイヤの変形（空気圧、速度等）による周長の違い等により、タイヤの有効周長は変化してしまう。これらタイヤの影響による有効周長の変化は、上記車輪速補正制御を実施することで補正し、車輪速差の発生を正確に検知可能としている。

[0105] しかし、車体のバンク時には、路面とタイヤとの接触角（接地角、バンク角に相当）が変化することによって、タイヤの有効周長が変化してしまう。この場合、車輪速補正制御も困難になる。すなわち、バンク角度が大きい領域では、前後輪タイヤの有効周長の変化の差が大きくなり、正確な車輪速差の発生の検知が難しくなる。

[0106] 図 10A～C を参照し、前後輪 2, 12 では、タイヤのトレッド面の断面形状（プロファイル）が異なるため、路面との接触角が増加したとき、タイヤ接地点の半径の変化量が前後輪で異なり、有効周長の変化量も前後輪で異なる。図 10C の縦軸は前輪の有効周長の変化率（前輪変化率）を後輪の有効周長の変化率（後輪変化率）で除した値（周長変化率比）を示している。

本第二実施形態では、車体がバンクするほど相対的に後輪の有効周長が長くなる。このため、前後輪がともに同じ速度で回転していても、バンク時には前後輪タイヤの有効周長の変化の差が大きくなり、後輪の回転数が見かけ上低く（遅く）なる。このため、バンク時には後輪がスリップしていると判定されやすく、早期にスリッパ制御が介入する傾向となる。

[0107] しかし、バンク時から直立状態への移行時には、逆に後輪の回転数が見かけ上高く（速く）なるため、後輪のスリップが検知されにくく、スリッパ制御の介入が遅れる可能性がある。

本第二実施形態では、バンク角度が大きい領域でも確実な減速時スリッパ制御の介入を実現するために、車輪速差の検知だけでなく、前車輪速の減速度（前輪減速度（車両速度の減速度に対応））が所定以上であれば、減速時スリッパ制御の介入を許可（開始）する仕様としている。

[0108] 図 1 1 A を参照し、車体直立状態（バンク角 20° 未満）での急減速時における制御介入パターンについて説明する。

まず、車体直立状態での急減速時において、車両の加速状態から減速状態に移行すると、所定時間が経過する等により車両の荷重移動が落ち着いた領域 a 1 において、車輪速補正制御を実施する。その後、車輪速差の発生を検知することで、減速時スリッパ制御を介入させる。このとき、車両の減速状態に移行しても、車体直立状態のままであれば（図中矢印 a 2）、車輪速補正制御によって車輪速差の発生を正確に検知し、減速時スリッパ制御を適切に介入可能となる。この制御介入パターンの頻度は最も高い（第一実施形態相当）。

[0109] また、レースでのコーナリング進入時等には、車体直立状態で急減速を開始しても、減速状態で車体を左右何れかにバンクさせることがある（図中矢印 a 3, a 4）。このとき、前述の如く前後輪タイヤの有効周長の変化の差が大きくなることで、後輪の回転数が見かけ上低くなり、より早期に減速時スリッパ制御を介入させることとなる。これにより、減速状態での車体バンク時の後輪接地性を早期に確保することができる。

[0110] 次に、図 1 1 B を参照し、車体バンク状態（バンク角 20° 以上）での急減速時における制御介入パターンについて説明する。

まず、車体バンク状態での急制動時において、車両の加速状態から減速状態に移行すると、上記同様、所定時間が経過する等により車両の荷重移動が落ち着いた領域 b 1 において、車輪速補正制御を実施する。その後、車輪速差の発生を検知することで、減速時スリッパ制御を介入させる。このとき、車両の減速状態に移行しても、バンク角を同等としたまま（図中矢印 b 2）、あるいは同一方向へバンク角を増加させる状態（図中矢印 b 3）であれば、前述の如く後輪の回転数が見かけ上低くなり、より早期に減速時スリッパ制御を介入させることとなる。これにより、減速状態での車体バンク時の後輪接地性を早期に確保することができる。

[0111] また、車体バンク状態で急減速を開始した後、減速状態でバンク角を減少させる（車体直立状態に戻す）動作が生じることがある（図中矢印 b 4）。このとき、前後輪タイヤの有効周長の変化の差が小さくなることで、後輪の回転数が見かけ上高くなり、減速時スリッパ制御の介入が遅れる可能性がある。このため、本第二実施形態では、前車輪速の減速度が所定以上であれば、減速時スリッパ制御を介入させる仕様としている。これにより、急減速時に車体バンク状態から車体直立状態に戻す挙動が生じた際にも、後輪接地性を早期に確保することができる。

[0112] 図 1 2 を参照し、車体ロール角（バンク角）が所定以上のバンク状態においても、前車輪速の減速度が所定値を超えると、車輪速補正演算を開始する（タイミング t m 5）。そして、補正車輪速比（差）の増加が認められれば、減速時スリッパ制御を開始する（タイミング t m 6）。その後、前車輪速の減速度が所定未満になれば（タイミング t m 7）、車輪速補正演算および減速時スリッパ制御を終了してクラッチを締結させる。

[0113] 車体バンク状態であっても車輪速補正演算を行うことで、タイヤ銘柄や摩擦等によらず減速中の車輪速差の発生を精度よく検知可能とする。このときの車輪速補正演算の実施条件について図 1 3 を参照して説明する。

[0114] まず、車体バンク状態において、スロットルグリップ（THグリップ）が閉じられてアクセルポジションセンサの開度（グリップAPS開度）が減少すると、直後にスロットル開度（TH開度）が減少を開始して車両が加速状態から減速状態に移行する（タイミング t_{m8} ）。このとき、スロットルグリップが閉じられたことをトリガーにして、車体安定待ちのための第一タイマがカウントをスタートする。なお、第一タイマのカウントは、スロットルグリップの開操作でリセットされる。

[0115] また、上記第一タイマの他、スロットルグリップが閉じられた後、車両速度の減速度が所定以上に到達したことをトリガーにして、車体安定待ちのための第二タイマがカウントをスタートする（タイミング t_{m9} ）。なお、第二タイマのカウントは、車両速度の減速度が所定未満になるとリセットされる。

[0116] 車体バンク状態で車輪速補正演算をスタートする条件は、下記条件が全て成立することである。

1. 車体安定待ちのための両タイマのカウントが満了
2. 車体バンク状態
3. 前車輪速 $\geq$ 所定値
4. 前車輪速減速度 $\geq$ 所定値

これらの条件が揃ったタイミング t_{m10} （図13参照）で車輪速補正演算を開始する。

[0117] その後、下記条件が少なくとも一つ成立することにより、車体バンク状態での車輪速補正演算を終了する。

1. スロットルグリップの開操作
2. 前車輪速 $<$ 所定値
3. 前車輪速減速度 $<$ 所定値

これらの条件の少なくとも一つが成立したタイミング t_{m11} （図13参照）で車輪速補正演算を終了する。なお、車輪速補正演算中に車体バンク角が変化しても演算は継続される。

[0118] 車体バンク時のスリッパ制御では、車輪速補正の開始時のバンク角を基準として、バンク角が増大する（深くなる）場合と、バンク角が減少する（浅くなる）場合とが考えられる。

バンク角が深くなる場合は、車輪速比が増大する傾向になるので、スリッパ制御に入りやすくなり、制御未介入の可能性は生じない。

一方、バンク角が浅くなる場合は、車輪速比が減少する傾向になるので、スリッパ制御に入りにくくなり、制御未介入の可能性が生じる。このときのスリッパ制御の介入条件について図 1 4 を参照して説明する。

[0119] 図 1 4 の例では、車体バンク状態かつ減速状態において、バンク角が深い状態から浅い状態に変化する状況が生じた場合（図中領域）、車輪速比（差）が所定値未満であっても、車両速度の減速度が所定値以上であれば、スリッパ制御を介入させる。

[0120] 具体的に、上記スリッパ制御の介入条件は、以下条件が少なくとも一つ成立することである。

1. 前車輪速 $\geq$ 所定値の場合、補正車輪速比 $\geq$ 所定値
2. 前車輪速 $<$ 所定値の場合、補正車輪速比 $\geq$ 所定値（ギア別）
3. バンク角に応じた前車輪速の減速度 $\geq$ 閾値（図 1 5 参照）

図 1 4 の例では、車体バンク状態において、補正車輪速比は所定値未満であるが、前車輪速の減速度が所定値に到達したタイミング t_{m12} でスリッパ制御を介入させている。

[0121] その後、下記条件が少なくとも一つ成立することにより、上記スリッパ制御の介入を終了する。

1. スロットルグリップの開操作
2. 前車輪速減速度 $<$ 所定値

図 1 4 の例では、例えばスロットル開操作がなされたタイミング t_{m13} でスリッパ制御の介入を終了している。

[0122] <制御フロー>

次に、第一および第二実施形態での制御時に ECU 60 で行う処理につい

て図16～図18を参照して説明する。この制御フローは、規定の制御周期（1～10 msec）で繰り返し実行される。

[0123] 図16は、第一および第二実施形態において、車輪速補正制御に移行するか否かを判定する際の制御フローである。この制御フローでは、車体のバンク角に応じて、第一実施形態の車輪速補正制御を行うか、第二実施形態の車輪速補正制御を行うか、が分かれる。

[0124] すなわち、まず、車体バンク角が所定値以上か否かを判定する（ステップS11）。ステップS11でYES（車体バンク角が所定値以上）の場合、ステップS12に移行し、車体バンク中の車輪速補正条件が成立しているか否かを判定する。車体バンク中の車輪速補正条件は、車速が所定以上であること、減速度が所定以上であること、グリップAPS開度が所定以下であること、が全て成立することである。ステップS12でYES（車輪速補正条件が成立）の場合、ステップS13に移行し、車体バンク中の車輪速補正制御を行う（第二実施形態）。車輪速補正制御自体は第一実施形態と同様である。ステップS12でNO（車輪速補正条件が不成立）の場合、一旦処理を終了する。

[0125] ステップS11でNO（車体バンク角が所定値未満）の場合、ステップS14に移行し、車体直立中の車輪速補正条件が成立しているか否かを判定する。車体直立中の車輪速補正条件は、車速が所定以上であること、減速度が所定以上であること、グリップAPS開度が所定以下であること、に加え、車輪速比が所定未満であること、が全て成立することである。ステップS14でYES（車輪速補正条件が成立）の場合、ステップS15に移行し、車体直立中の車輪速補正条件を行う（第一実施形態）。ステップS14でNO（車輪速補正条件が不成立）の場合、一旦処理を終了する。

[0126] 図17は、第一および第二実施形態において、スリッパ制御が実行されるか否かを判定する際の制御フローである。この制御フローでは、第一実施形態と第二実施形態との相違は、減速度が考慮されるか否かである。

[0127] まず、車体バンク中の車輪速補正制御中であるか否かを判定する（ステッ

プS 2 1)。ステップS 2 1でYES（車体バンク中の車輪速補正制御中（第二実施形態））の場合、ステップS 2 2に移行し、車輪速比が所定以上か否かを判定する。ステップS 2 2でYES（車輪速比が所定以上）の場合、ステップS 2 3に移行し、車体バンク中のスリッパ制御を行う。ステップS 2 2でNO（車輪速比が所定未満）の場合、ステップS 2 4に移行し、減速度が所定以上か否かを判定する。ステップS 2 4でYES（減速度が所定以上）の場合、ステップS 2 3に移行し、車体バンク中のスリッパ制御を行う。すなわち、車輪速比が所定未満であっても、減速度が所定値以上であれば、スリッパ制御を介入させる。ステップS 2 4でNO（減速度が所定未満）の場合、一旦処理を終了する。

[0128] ステップS 2 1でNO（車体バンク中の車輪速補正制御中でない）の場合、ステップS 2 5に移行し、車体直立中の車輪速補正制御中であるか否かを判定する。ステップS 2 5でYES（車体直立中の車輪速補正制御中（第一実施形態））の場合、ステップS 2 6に移行し、車輪速比が所定以上か否かを判定する。ステップS 2 6でYES（車輪速比が所定以上）の場合、ステップS 2 7に移行し、車体直立中のスリッパ制御を行う。ステップS 2 5でNO（車体直立中の車輪速補正制御中でない）の場合、およびステップS 2 6でNO（車輪速比が所定未満）の場合、一旦処理を終了する。

[0129] 図18は、第一および第二実施形態において、スリッパ制御を終了するか否かを判定する際の制御フローである。この制御フローでは、第一実施形態と第二実施形態とで、スリッパ制御の終了条件が異なる。

[0130] まず、スリッパ制御終了条件が成立しているか否かを判定する（ステップS 3 1）。スリッパ制御終了条件は、グリップAPS開度が所定以上になること、および減速度が所定未満になること、が少なくとも一つ成立することである。ステップS 3 1でYES（スリッパ制御終了条件が成立）の場合、ステップS 3 2に移行し、スリッパ制御を終了させる。

[0131] ステップS 3 1でNO（スリッパ制御終了条件が未成立）の場合、ステップS 3 3に移行し、車体直立中のスリッパ制御中か否かを判定する。ス

ステップS 3 3でYES（車体直立中のスリッパ制御中（第一実施形態））の場合、ステップS 3 4に移行し、車輪速比が所定未満か否かを判定する。ステップS 3 4でYES（車輪速比が所定未満）の場合、ステップS 3 2に移行し、スリッパ制御を終了させる。

- [0132] ステップS 3 3でNO（車体直立中のスリッパ制御中でない（第二実施形態を含む））の場合、およびステップS 3 4でNO（車輪速比が所定以上）の場合、一旦処理を終了する。

ステップS 3 3でNOの場合は、車体バンク中の車輪速補正制御を行っている第二実施形態を含むため、第二実施形態は、第一実施形態よりもスリッパ制御の終了条件が少なく、スリッパ制御が終了し難いといえる。

- [0133] 第二実施形態における自動二輪車1のクラッチ制御装置では、車体のバンク角が所定値より大きい場合で、かつ車両速度の減速度が所定値より大きい場合には、前後車輪速差が所定未満であっても、減速時スリッパ制御を介入させる。

すなわち、車体のバンク角が大きい領域では、前後輪のトレッド面の断面形状が異なる等の理由から、正確な車輪速差の検出が難しいため、車体のバンク角が所定値以上の場合には、車輪速差によらずにクラッチのスリッパ制御を行う。これにより、車体バンク時にも適切にスリッパ制御に移行し、自動二輪車1の減速時の後輪接地性を確保することができる。

- [0134] 本発明は上記実施形態に限られるものではなく、例えば、前後車輪速差D以外にも、例えばサスペンションの作動状況をセンサで検出したり、車体状況をジャイロセンサ49で検出することで、後輪12の接地荷重の低下を検知してもよい。補正後車輪速 V_{rh} を用いず、実測の後車輪速 V_r を用いて、後輪12の接地荷重の低下を検知したり、スリッパ制御の介入判断を行ってもよい。

上記鞍乗り型車両には、運転者が車体を跨いで乗車する車両全般が含まれ、自動二輪車（原動機付自転車及びスクータ型車両を含む）のみならず、三輪（前一輪かつ後二輪の他に、前二輪かつ後一輪の車両も含む）又は四輪の

車両も含まれ、かつ電気モータを原動機に含む車両、原動機の制御により変速機を介さず後輪（駆動輪）を駆動する車両、等も含まれる。

そして、上記実施形態における構成は本発明の一例であり、実施形態の構成要素を周知の構成要素に置き換える等、本発明の要旨を逸脱しない範囲で種々の変更が可能である。

符号の説明

- [0135] 1 自動二輪車（鞍乗り型車両）
 2 前輪
 1 2 後輪
 1 3 エンジン（原動機）
 2 6 クラッチ装置
 5 0 クラッチアクチュエータ
 6 0 E C U（制御部）
 6 0 A クラッチ制御装置
 I P イニシャルポイント（特定時点）
 K 1 第一規定値（差分）
 V f 前車輪速
 V r 後車輪速
 V r h 補正後車輪速

請求の範囲

- [請求項1] 駆動輪である後輪と、
従動輪である前輪と、
走行用の原動機と、
前記原動機と前記後輪との間の動力伝達を断接するクラッチ装置と、
、
前記クラッチ装置を駆動してクラッチ容量を変更するクラッチアクチュエータと、
前記クラッチ容量の制御目標値を演算する制御部と、を備え、
前記制御部は、鞍乗り型車両の減速時に、前記後輪が予め定めた接地荷重低下状態にあることを検知した場合に、前記クラッチ容量を低減するスリッパ制御を行うことを特徴とする鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項2] 前記制御部は、前記後輪の回転速度である後車輪速が、前記前輪の回転速度である前車輪速に比して、予め定めた差分を越えて低くなったことに基づき、前記後輪が前記接地荷重低下状態にあると判断することを特徴とする請求項1に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項3] 前記制御部は、前記前車輪速と比較する前記後車輪速として、前記前車輪速を補正して得られる補正後車輪速を用いることを特徴とする請求項2に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項4] 前記補正後車輪速は、車輪速補正の時点の前記前車輪速に、同時点の前記後車輪速の変化量を加算して得られることを特徴とする請求項3に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項5] 前記鞍乗り型車両が直立姿勢であり、前記前後車輪速の差が予め定めた規定値未満であり、前記原動機のスロットルが閉じている特定時点から、車輪速補正を開始することを特徴とする請求項3又は4に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。

- [請求項6] 前記前車輪速を前記補正後車輪速で除した値を第一パラメータとし、
- 前記前車輪速から前記補正後車輪速を減じた値を第二パラメータとし、
- 前記第一パラメータおよび前記第二パラメータの少なくとも一方に応じて、前記スリッパ制御を介入させることを特徴とする請求項3から5の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項7] 車両速度が第1車両速度以上のときは、前記第一パラメータに応じて前記スリッパ制御を介入させ、
- 車両速度が前記第1車両速度未満かつ第2車両速度以上のときは、前記第二パラメータに応じて前記スリッパ制御を介入させることを特徴とする請求項6に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項8] 前記車両速度が前記第2車両速度未満のとき、前記スリッパ制御を非介入とすることを特徴とする請求項7に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項9] 前記制御部は、前記スリッパ制御を介入させた状態で、前記原動機のスロットルが開いたこと、および前記後輪の前記接地荷重低下状態が解消したこと、の少なくとも一方に応じて、前記スリッパ制御の介入を解除することを特徴とする請求項1から8の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項10] 車体のバンク角が所定値より大きい場合で、かつ車両速度の減速度が所定値より大きい場合には、前記クラッチ容量を低減する前記スリッパ制御を行うことを特徴とする請求項1に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。

補正された請求の範囲
[2019年9月18日(18.09.2019)国際事務局受理]

- [請求項1](補正後) 駆動輪である後輪と、
従動輪である前輪と、
走行用の原動機と、
前記原動機と前記後輪との間の動力伝達を断接するクラッチ装置と、
前記クラッチ装置を駆動してクラッチ容量を変更するクラッチアクチュエータと、
前記クラッチ容量の制御目標値を演算する制御部と、を備え、
前記制御部は、鞍乗り型車両の減速時に、前記後輪が予め定めた接地荷重低下状態にあることを検知した場合に、前記クラッチ容量を低減するスリッパ制御を行い、
前記制御部は、前車輪速と比較する後車輪速として、前記前車輪速を補正して得られる補正後車輪速を用いることを特徴とする鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項2](補正後) 前記制御部は、前記後輪の回転速度である前記後車輪速が、前記前輪の回転速度である前記前車輪速に比して、予め定めた差分を越えて低くなったことに基づき、前記後輪が前記接地荷重低下状態にあると判断することを特徴とする請求項1に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項3](削除)
- [請求項4](補正後) 前記補正後車輪速は、車輪速補正の時点の前記前車輪速に、同時点の前記後車輪速の変化量を加算して得られることを特徴とする請求項1に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項5](補正後) 前記鞍乗り型車両が直立姿勢であり、前記前後車輪速の差が予め定めた規定値未満であり、前記原動機のスロットルが閉じている特定時点から、車輪速補正を開始することを特徴とする請求項1又は4に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。
- [請求項6](補正後) 前記前車輪速を前記補正後車輪速で除した値を第一パラメータとし、

前記前車輪速から前記補正後車輪速を減じた値を第二パラメータとし

、

前記第一パラメータおよび前記第二パラメータの少なくとも一方に応じて、前記スリッパ制御を導入させることを特徴とする請求項1、4、及び5の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。

[請求項7](補正後) 車両速度が第1車両速度以上のときは、前記第一パラメータに応じて前記スリッパ制御を導入させ、

前記車両速度が前記第1車両速度未満かつ第2車両速度以上のときは、前記第二パラメータに応じて前記スリッパ制御を導入させることを特徴とする請求項6に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。

[請求項8] 前記車両速度が前記第2車両速度未満のとき、前記スリッパ制御を非介入とすることを特徴とする請求項7に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。

[請求項9](補正後) 前記制御部は、前記スリッパ制御を導入させた状態で、前記原動機のスロットルが開いたこと、および前記後輪の前記接地荷重低下状態が解消したこと、の少なくとも一方に応じて、前記スリッパ制御の導入を解除することを特徴とする請求項1、2、及び4から8の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。

[請求項10] 車体のバンク角が所定値より大きい場合で、かつ車両速度の減速度が所定値より大きい場合には、前記クラッチ容量を低減する前記スリッパ制御を行うことを特徴とする請求項1に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置。

条約第19条(1)に基づく説明書

請求項1において、請求項3の「前記制御部は、前車輪速と比較する後車輪速として、前記前車輪速を補正して得られる補正後車輪速を用いる」を加入した。この補正により、請求項1は、新規性、及び進歩性を備える。

請求項2において、請求項3を請求項1に加入する補正に伴い、請求項2の「前記制御部は、前記後輪の回転速度である後車輪速が、前記前輪の回転速度である前車輪速に比して」を「前記制御部は、前記後輪の回転速度である前記後車輪速が、前記前輪の回転速度である前記前車輪速に比して」に補正した。

請求項4において、請求項3を請求項1に加入する補正に伴い、請求項4の「請求項3に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置」を「請求項1に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置」に補正した。

請求項5において、請求項3を請求項1に加入する補正に伴い、請求項5の「請求項3又は4に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置」を「請求項1又は4に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置」に補正した。

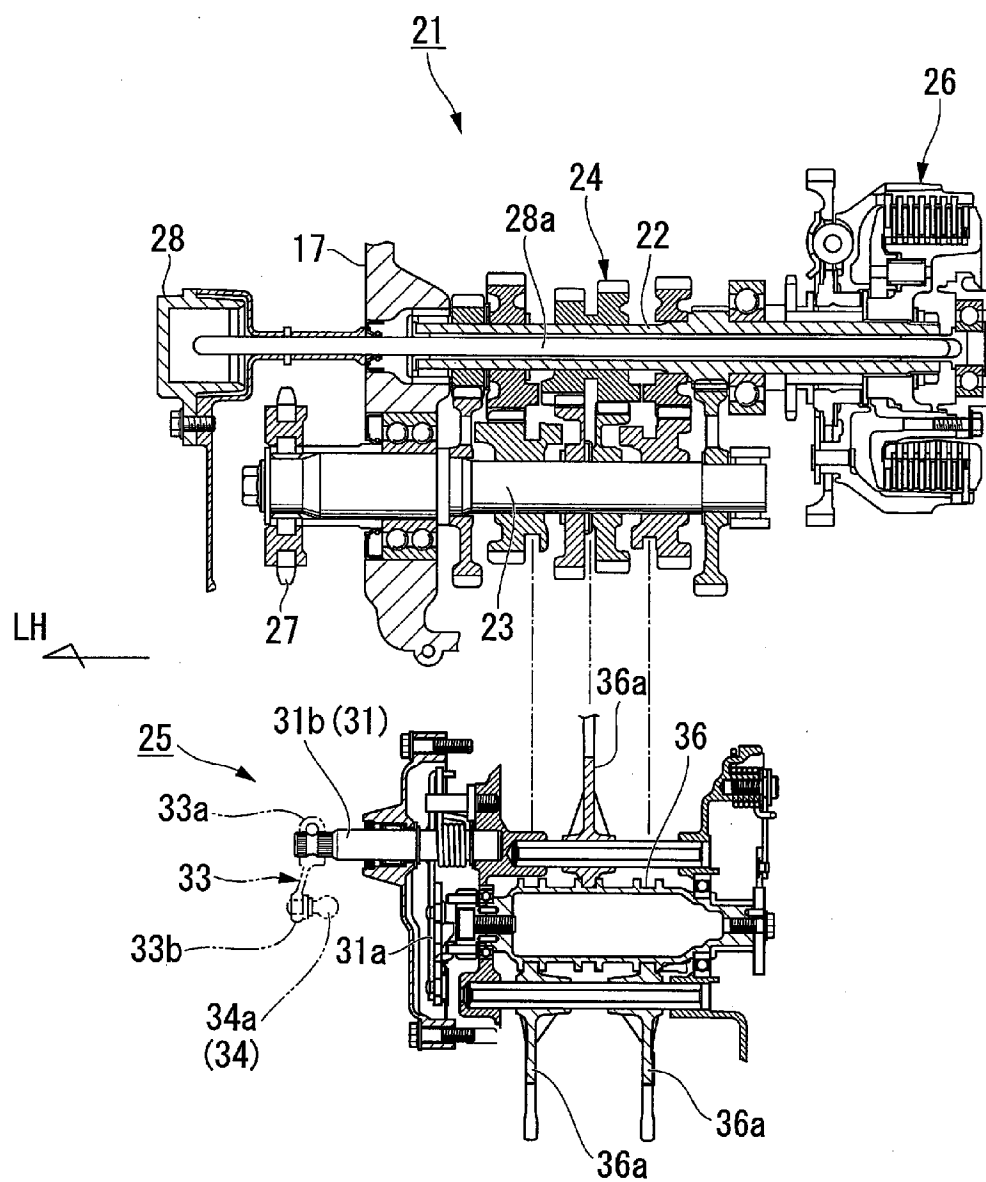
請求項6において、請求項3を請求項1に加入する補正に伴い、請求項6の「請求項3から5の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置」を「請求項1、4、及び5の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置」に補正した。

請求項7において、請求項7の「車両速度が前記第1車両速度未満かつ第2車両速度以上のときは」を「前記車両速度が前記第1車両速度未満かつ第2車両速度以上のときは」に補正した。

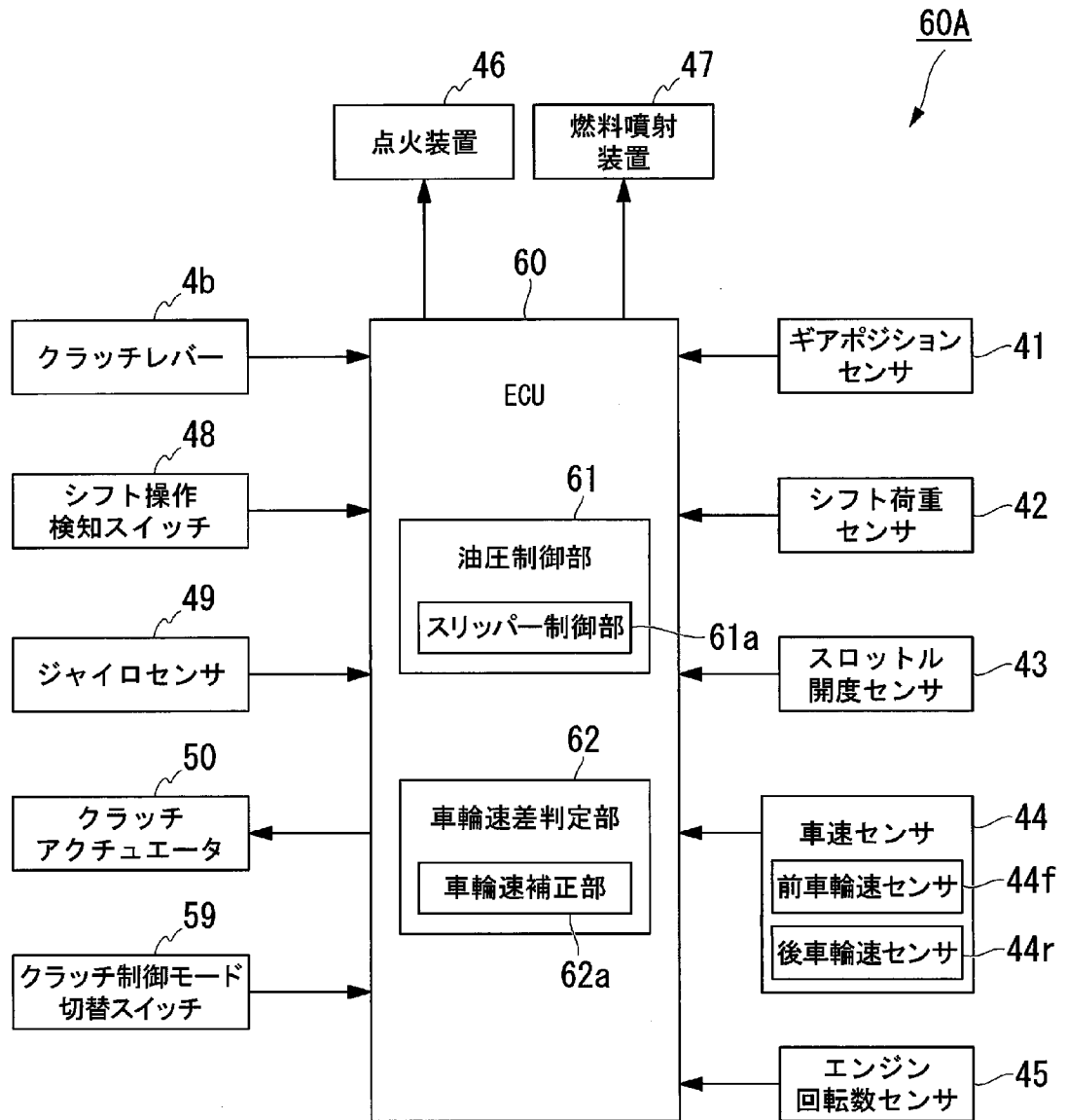
請求項9において、請求項3を請求項1に加入する補正に伴い、請求項9の「請求項1から8の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置」を「請求項1、2、及び4から8の何れか一項に記載の鞍乗り型車両のクラッチ制御装置」に補正した。

請求項3を削除した。

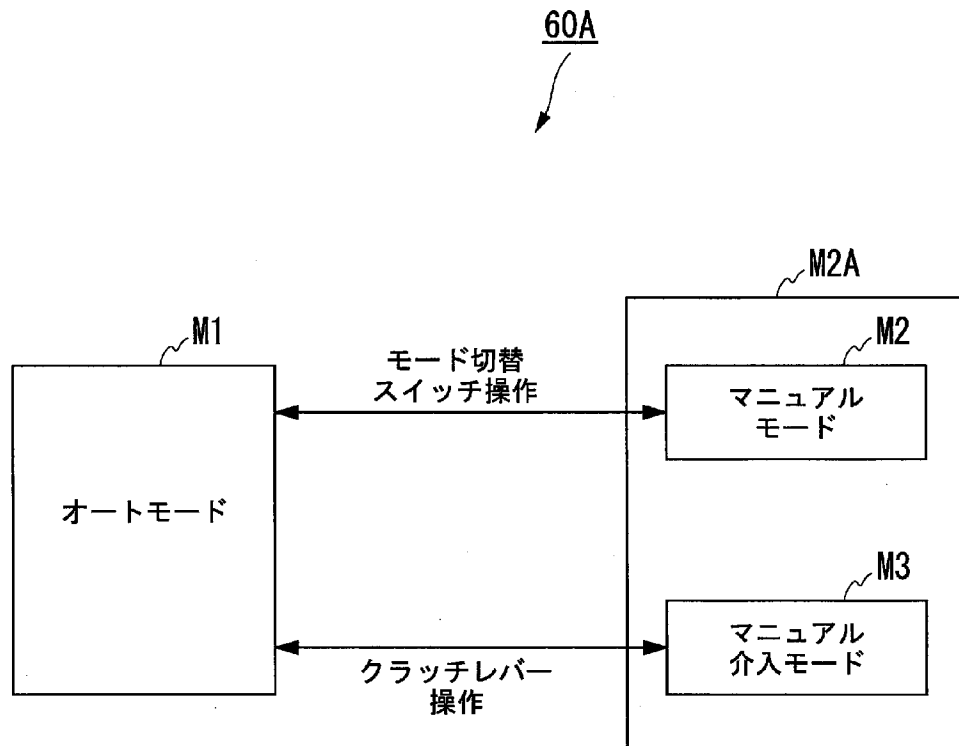
[図2]



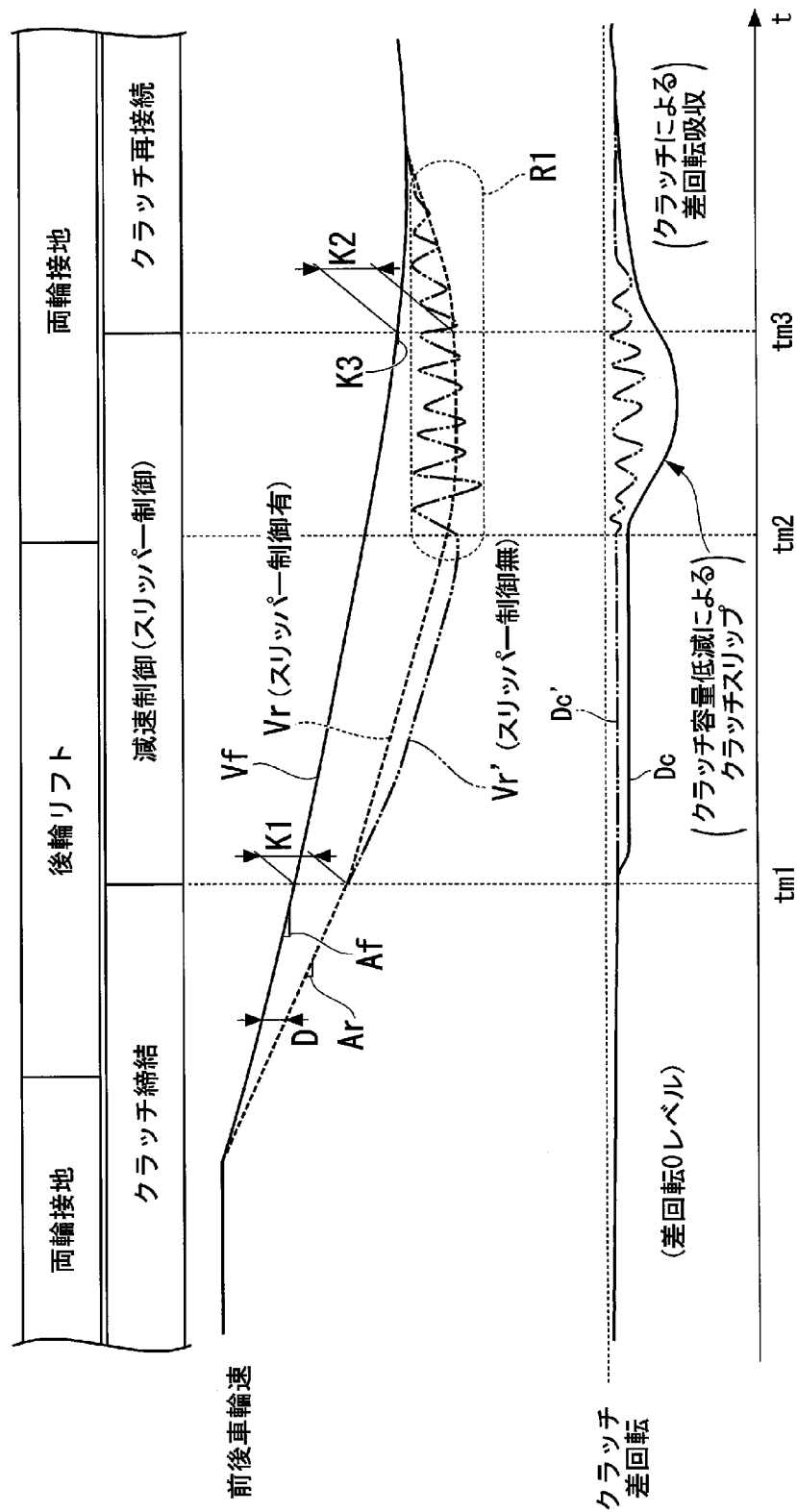
[図4]



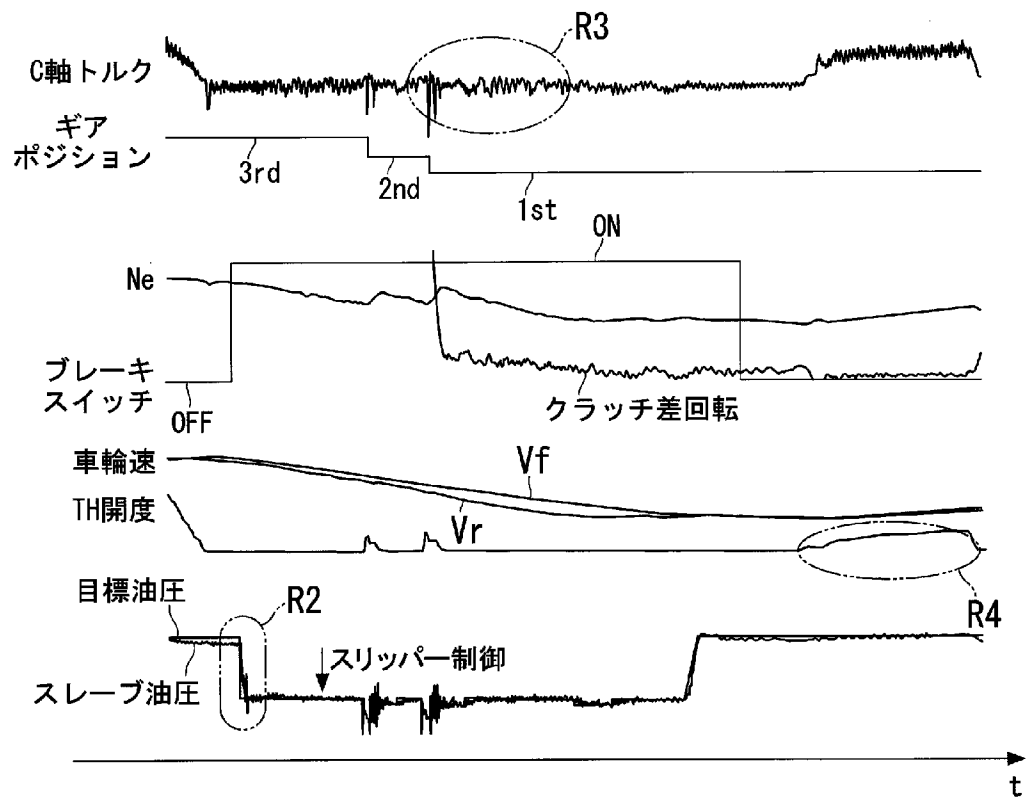
[図5]



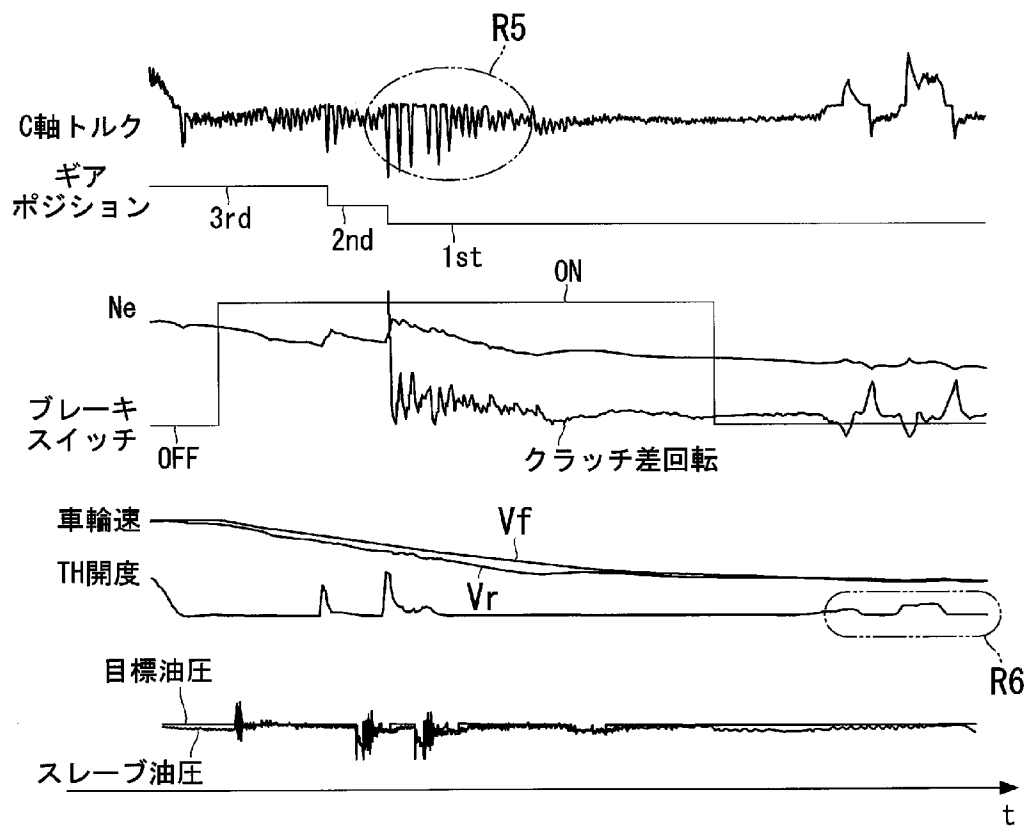
[図6]



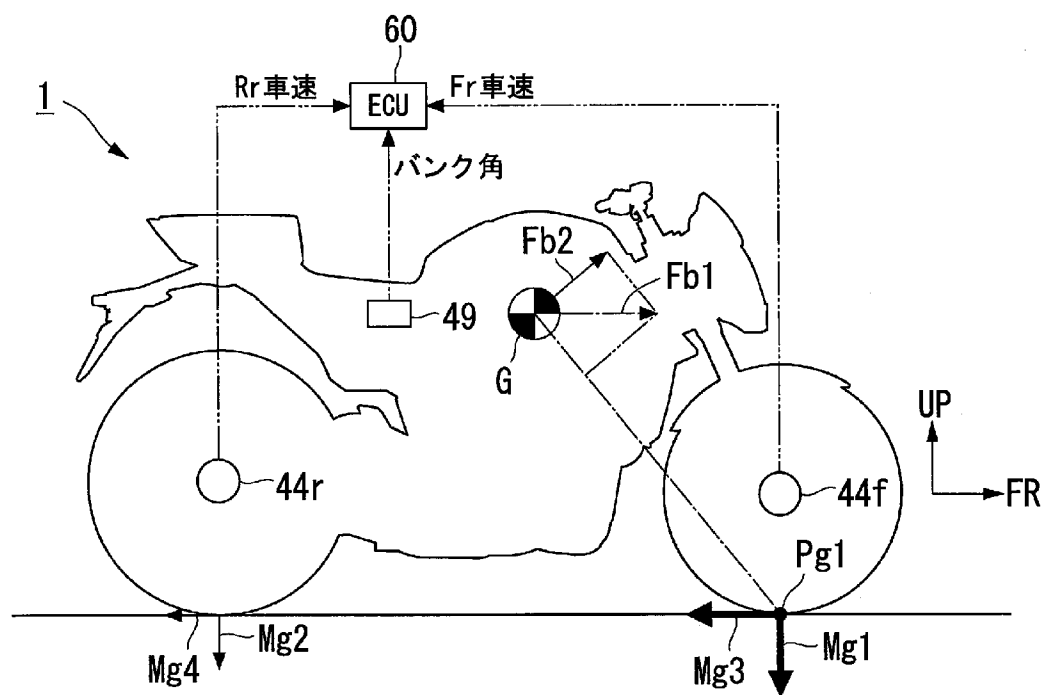
[図7A]



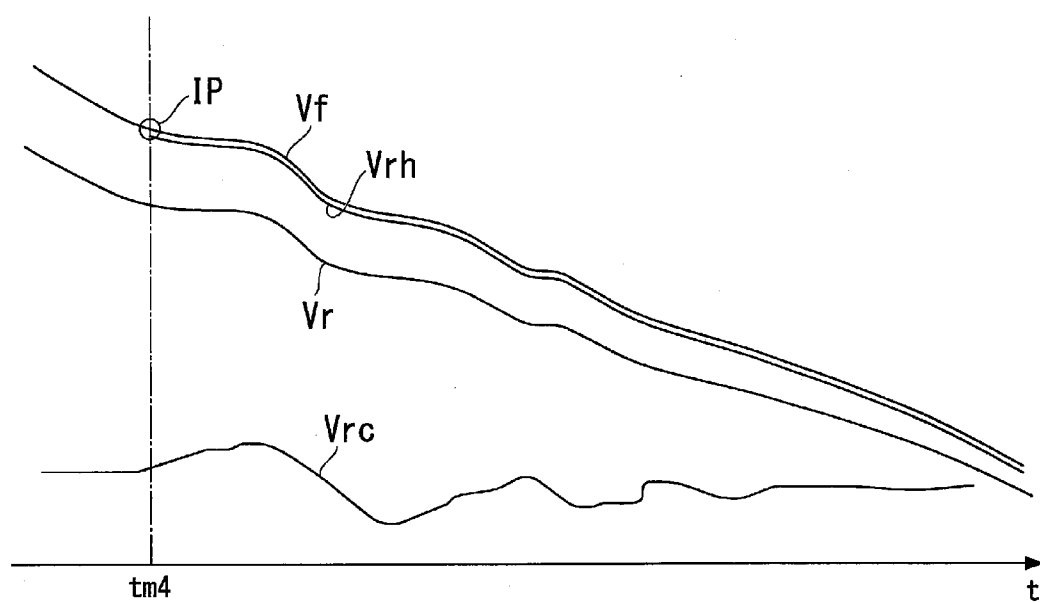
[図7B]



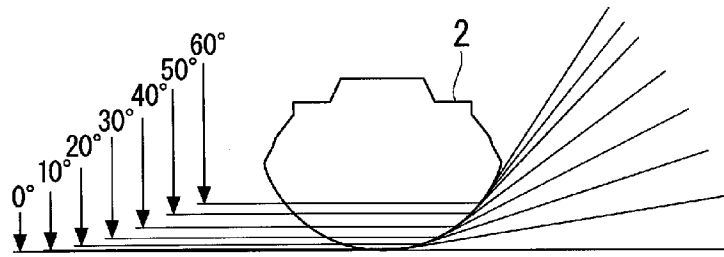
[図8]



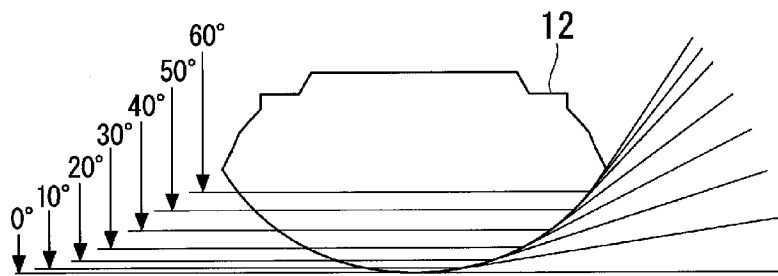
[図9]



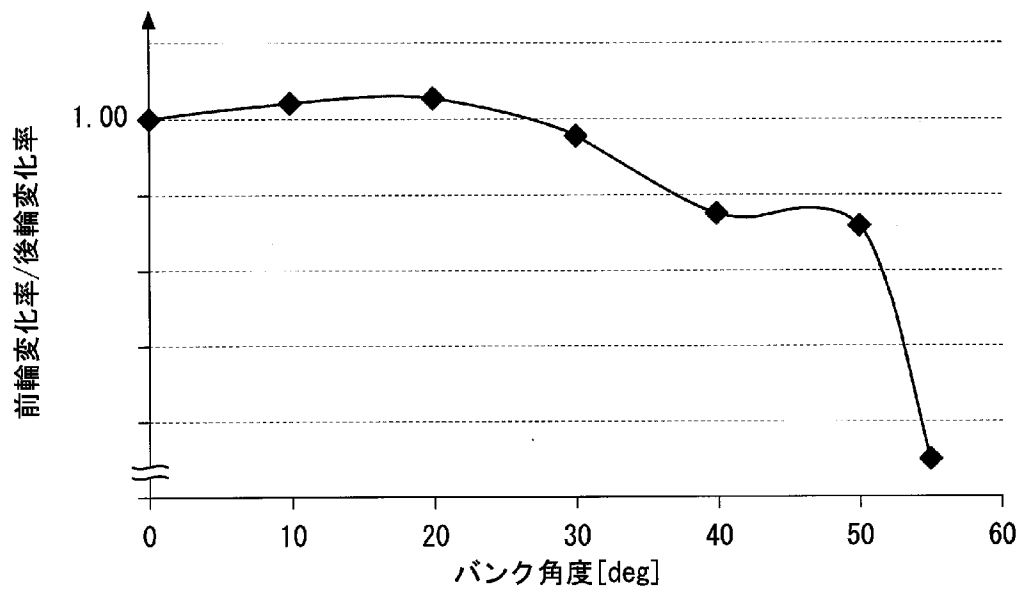
[図10A]



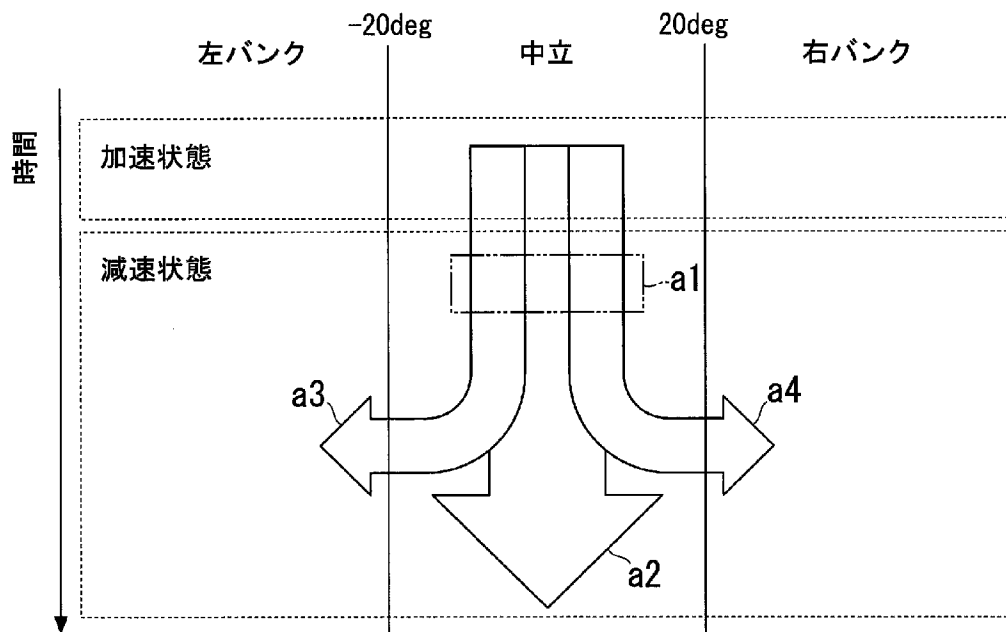
[図10B]



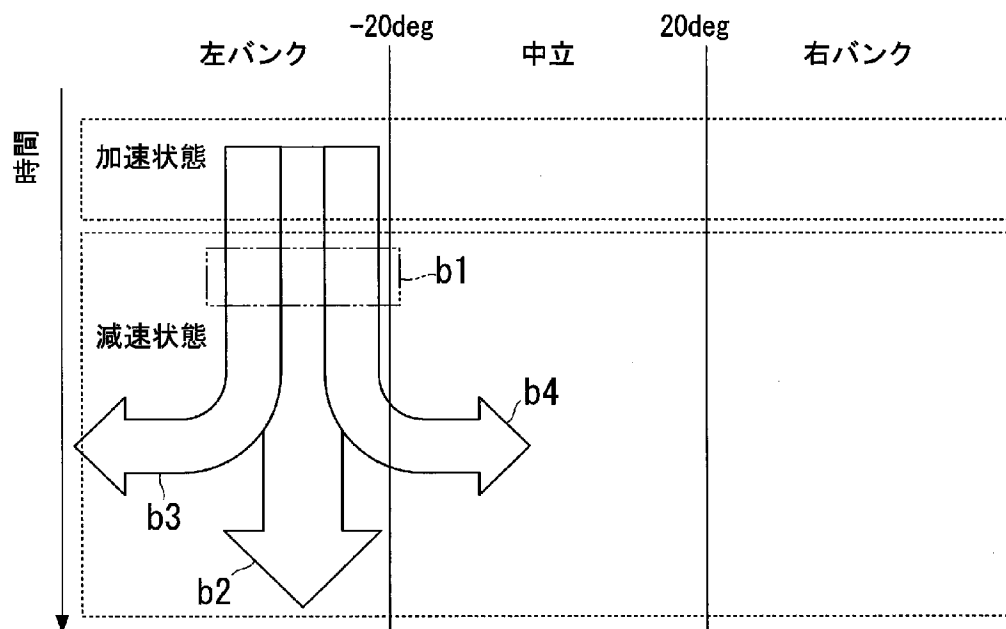
[図10C]



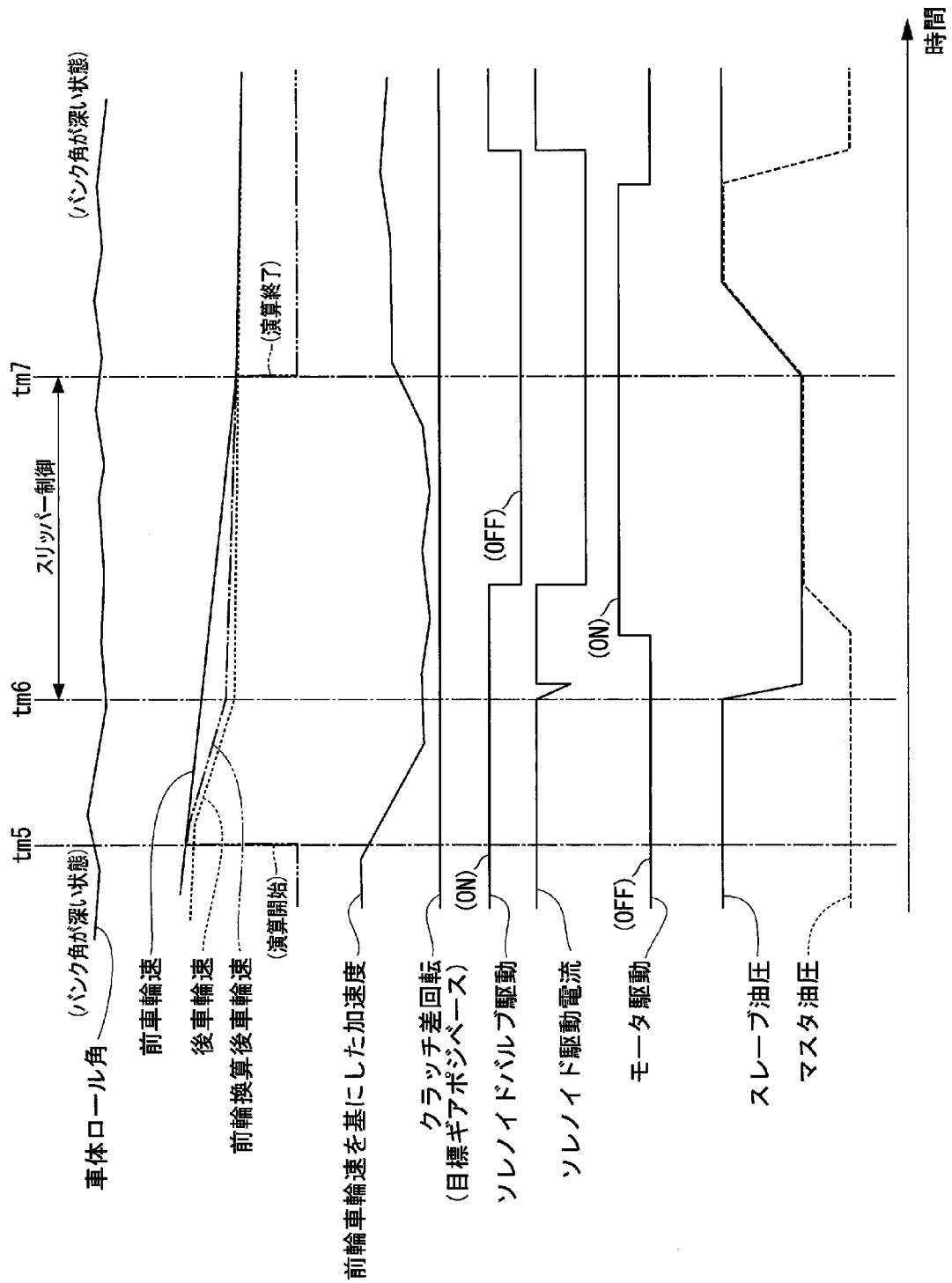
[図11A]



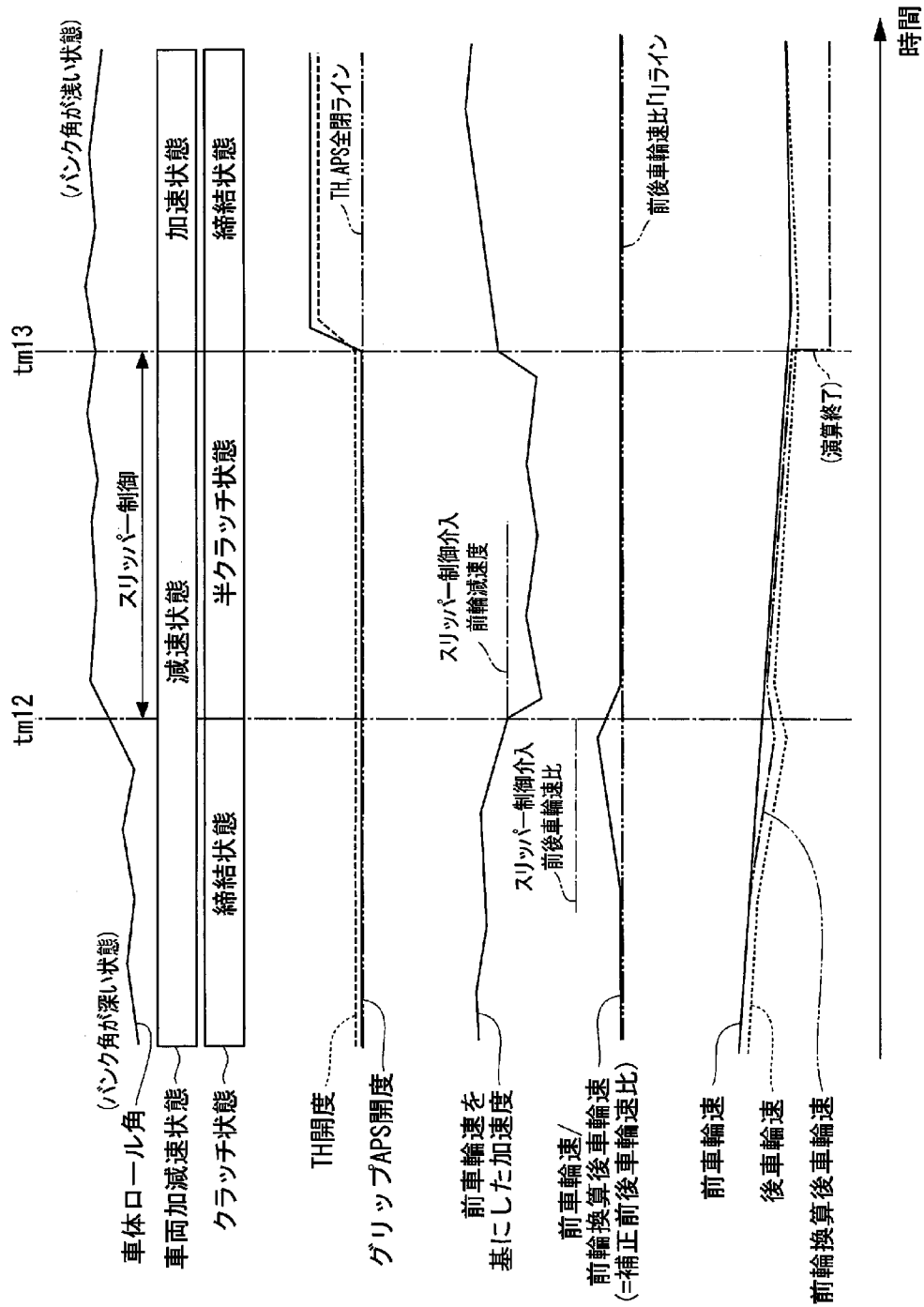
[図11B]



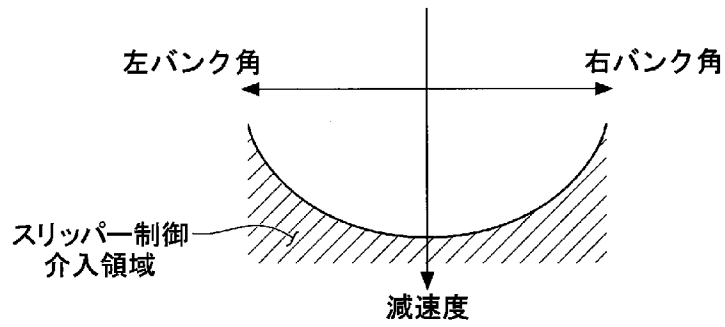
[図12]



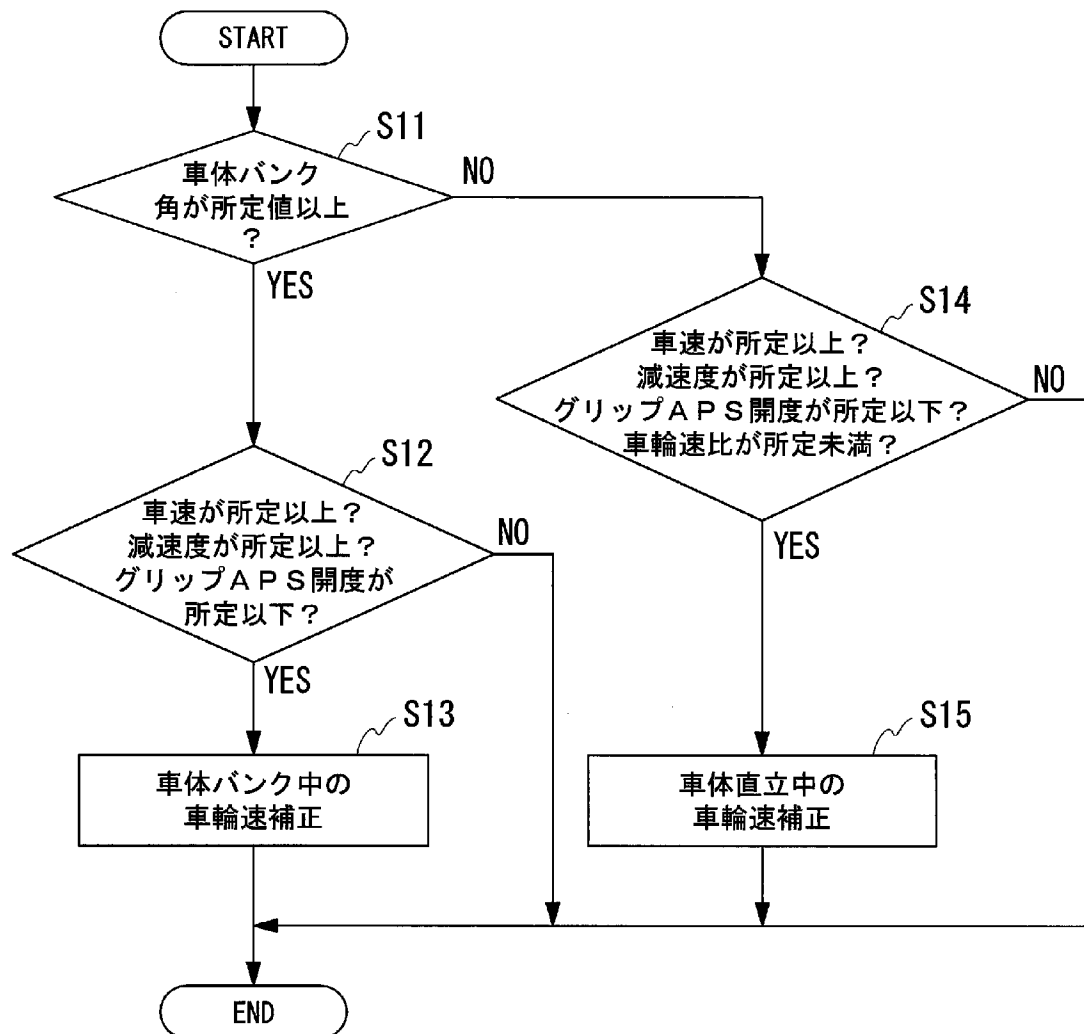
[図14]



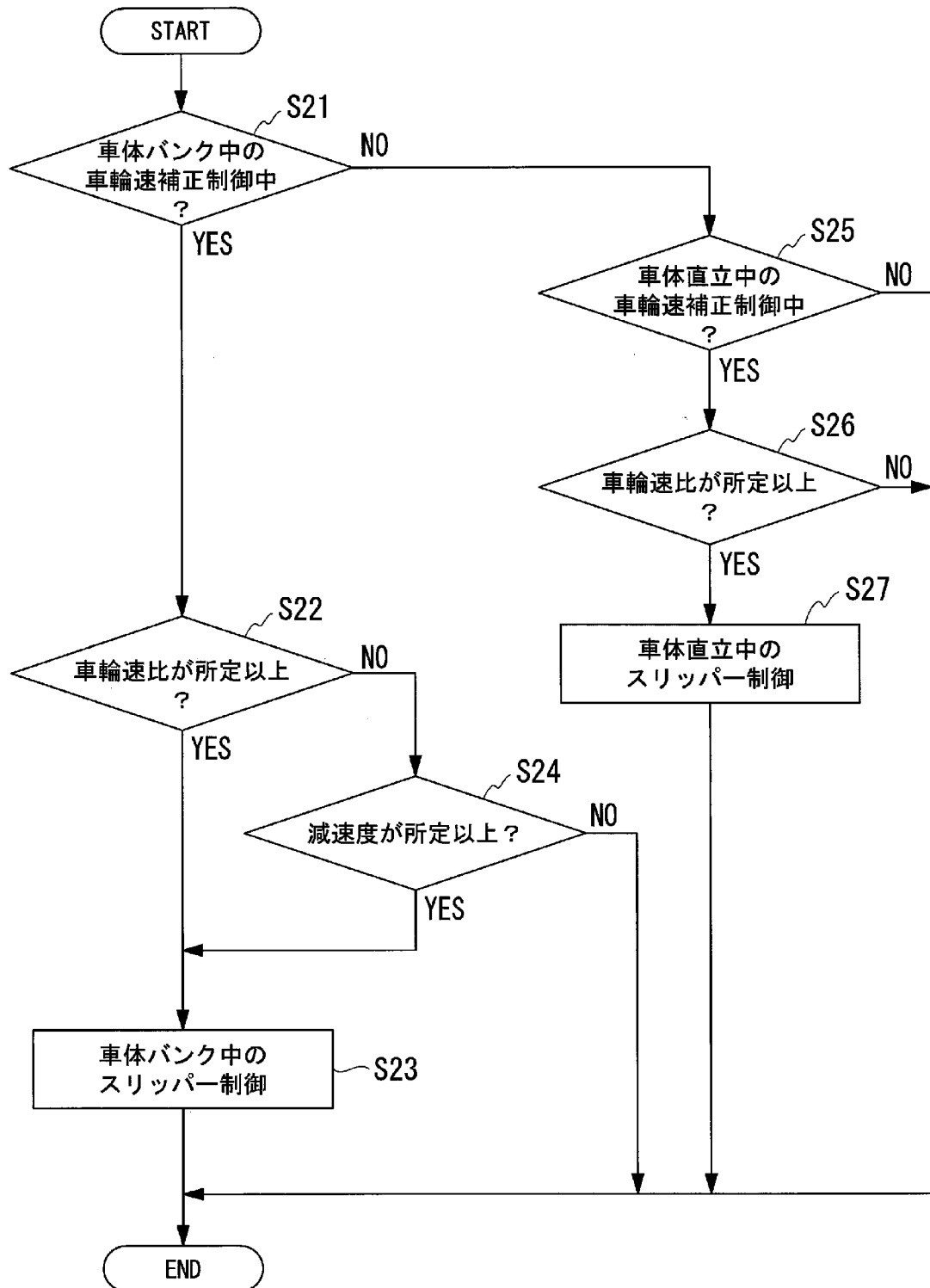
[図15]



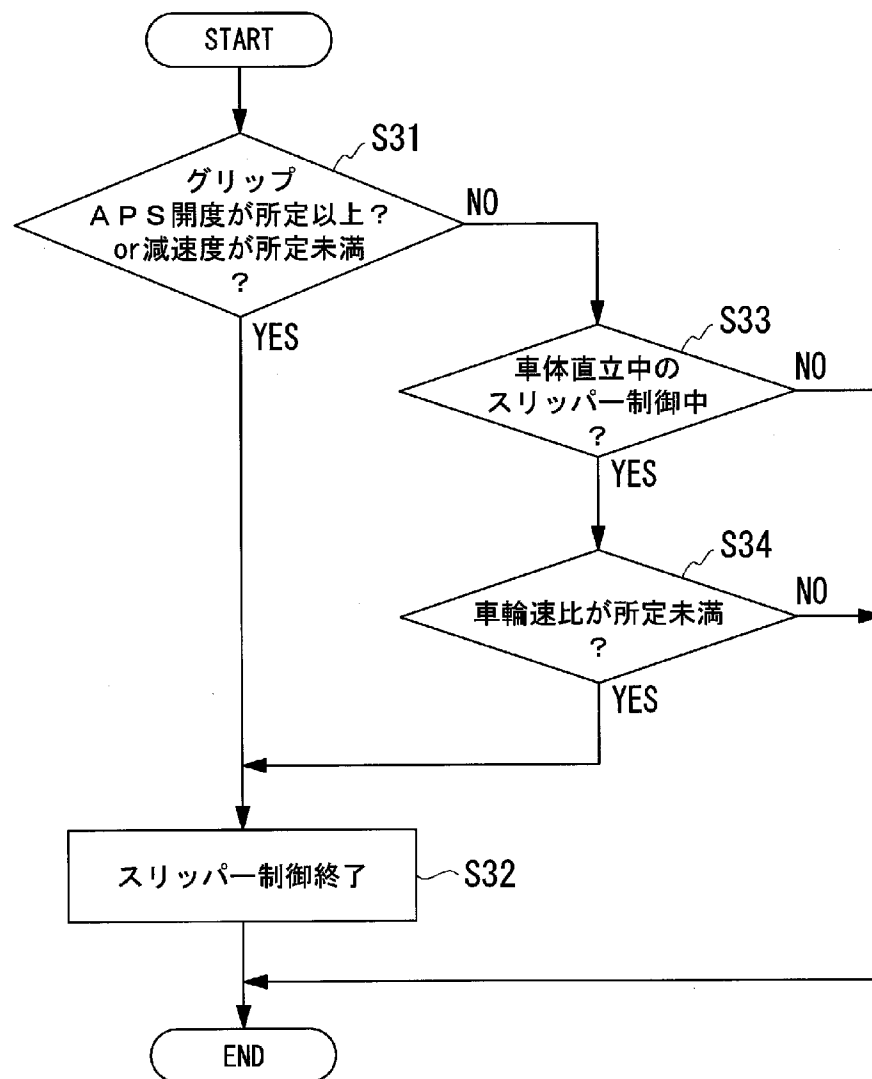
[図16]



[図17]



[図18]



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/022721

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int. Cl. F16D48/02 (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. F16D48/00-48/12

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

Published examined utility model applications of Japan 1922-1996

Published unexamined utility model applications of Japan 1971-2019

Registered utility model specifications of Japan 1996-2019

Published registered utility model applications of Japan 1994-2019

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

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
Y A	JP 2017-187049 A (HONDA MOTOR CO., LTD.) 12 October 2017, paragraphs [0008]-[0057], fig. 1-5, in particular, paragraphs [0046]-[0048], fig. 5 (Family: none)	1-2, 9 3-8, 10
Y	JP 2012-172595 A (HONDA MOTOR CO., LTD.) 10 September 2012, paragraphs [0025], [0026], fig. 4 (Family: none)	1-2, 9
Y	JP 2009-184486 A (HITACHI, LTD.) 20 August 2009, claim 1 (Family: none)	1, 9
A	JP 2009-79749 A (HONDA MOTOR CO., LTD.) 16 April 2009, entire text, all drawings & US 2009/0088298 A1 & EP 2042768 A1 & CN 101398045 A	1-10



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
02.07.2019

Date of mailing of the international search report
16.07.2019

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

Authorized officer

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No.

PCT/JP2019/022721

C (Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	JP 2011-520703 A (ROBERT BOSCH GMBH) 21 July 2011, entire text, all drawings & US 2011/0172881 A1 & WO 2009/143914 A1 & EP 2282926 A1	1-10

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int.Cl. F16D48/02(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. F16D48/00-48/12

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2019年
日本国実用新案登録公報	1996-2019年
日本国登録実用新案公報	1994-2019年

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

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求項の番号
Y A	JP 2017-187049 A (本田技研工業株式会社) 2017.10.12, 段落[0008]-[0057], 図 1-5, 特に段落[0046]-[0048], 図 5 (ファミリーなし)	1-2, 9 3-8, 10
Y	JP 2012-172595 A (本田技研工業株式会社) 2012.09.10, 段落[0025]-[0026], 図 4 (ファミリーなし)	1-2, 9

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

02.07.2019

国際調査報告の発送日

16.07.2019

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)

郵便番号 100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

西藤 直人

3 J

3119

電話番号 03-3581-1101 内線 3328

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
Y	JP 2009-184486 A (株式会社日立製作所) 2009. 08. 20, 請求項 1 (ファミリーなし)	1, 9
A	JP 2009-79749 A (本田技研工業株式会社) 2009. 04. 16, 全文, 全図 & US 2009/0088298 A1 & EP 2042768 A1 & CN 101398045 A	1-10
A	JP 2011-520703 A (ロベルト・ボッシュ・ゲゼルシャフト・ミト・ ベシュレンクテル・ハフツング) 2011. 07. 21, 全文, 全図 & US 2011/0172881 A1 & WO 2009/143914 A1 & EP 2282926 A1	1-10