

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特許公報(B2)

(11) 特許番号

特許第5060698号
(P5060698)

(45) 発行日 平成24年10月31日(2012.10.31)

(24) 登録日 平成24年8月10日(2012.8.10)

(51) Int.Cl. F1
B60T 8/1755 (2006.01) B60T 8/1755 A

請求項の数 9 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願2002-517349 (P2002-517349)	(73) 特許権者	399023800 コンティネンタル・テーベス・アクチエン ゲゼルシャフト・ウント・コンパニー・オ ツフェネ・ハンデルスゲゼルシャフト ドイツ連邦共和国、60488 フランク フルト・アム・マイン、ゲーリッケストラ ーセ, 7
(86) (22) 出願日	平成13年8月3日(2001.8.3)	(74) 代理人	100069556 弁理士 江崎 光史
(65) 公表番号	特表2004-505833 (P2004-505833A)	(74) 代理人	100092244 弁理士 三原 恒男
(43) 公表日	平成16年2月26日(2004.2.26)	(74) 代理人	100111486 弁理士 鍛冶澤 貴
(86) 国際出願番号	PCT/EP2001/009051		
(87) 国際公開番号	W02002/012037		
(87) 国際公開日	平成14年2月14日(2002.2.14)		
審査請求日	平成20年7月31日(2008.7.31)		
(31) 優先権主張番号	100 38 834.5		
(32) 優先日	平成12年8月4日(2000.8.4)		
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)		

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 車両安定化装置

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項 1】

ダイアゴナル分割方式のブレーキ回路を備えたブレーキ装置の車輪ブレーキ内のブレーキ圧を調節または加減するための車両安定化装置であって、

アンダーステアリング走行状態を検出するためのアンダーステアリング検出部(75)と、

車両目標減速度 a_{SoII} を演算し、それからアンダーステアリング走行状態に応じて目標ブレーキ力 F_{SoII} または目標ブレーキ圧 P_{SoII} を導き出すための装置(71)と、

制御偏差に応じて必要なヨーイングモーメントを演算するヨーイングモーメントユニット(73)を有する車両安定化装置において、

前車軸の車輪ブレーキにおける目標ブレーキ力が、車両目標減速度 a_{SoII} に応じて求められ、そして、必要なヨーイングモーメントを発生しかつアンダーステアリング走行状態を補正するブレーキ力の差であって、前車軸のカーブ内側の車輪に対するブレーキ力の差が、前車軸のカーブ外側の車輪において調節され、

必要な残りのヨーイングモーメントが存在する場合、カーブ内側の後輪において、必要な残りのヨーイングモーメントが実現されることを特徴とする車両安定化装置。

【請求項 2】

ブレーキ圧制御装置(74)が設けられ、このブレーキ圧制御装置がブレーキ力の差に依存して、前車軸のブレーキ圧の上昇および低下後、車両のヨーイングモーメントを生じる要求圧力のための信号を発生し、アクチュエータに制御命令を供給することを特徴とす

る請求項 1 記載の車両安定化装置。

【請求項 3】

ブレーキ圧の差を生じる目標ブレーキ圧が、車両目標減速度 a_{Soll} とオフセット

【外 1】

$$F_{\Delta\dot{\psi}}$$

に依存して求められることを特徴とする請求項 1 または 2 記載の車両安定化装置。

【請求項 4】

車両目標減速度 a_{Soll} が制御偏差

【外 2】

$$\Delta\dot{\psi}$$

と車速 v に依存して求められることを特徴とする請求項 1 ~ 3 のいずれか一つに記載の車両安定化装置。

【請求項 5】

カーブ内側の前輪の目標ブレーキ力が次式

【数 1】

$$F_{Soll,innen} = a_{Soll} f\{\Delta\dot{\psi}, v, a_{quer}, \delta\}$$

に従って求められることを特徴とする請求項 1 ~ 4 のいずれか一つに記載の車両安定化装置。

【請求項 6】

カーブ外側の前輪の目標ブレーキ力が次式

【数 2】

$$F_{Soll,außen} = a_{Soll} f\{\Delta\dot{\psi}, v, a_{quer}, \delta\} - F_{\Delta\dot{\psi}}$$

に従って求められることを特徴とする請求項 1 ~ 5 のいずれか一つに記載の車両安定化装置。

【請求項 7】

カーブ内側の前輪の圧力上昇のための要求圧力が、ABS コントロールシステム作動時に最大スリップ領域に相当する値に制限されることを特徴とする請求項 1 ~ 6 のいずれか一つに記載の車両安定化装置。

【請求項 8】

カーブ外側の前輪の圧力上昇のための要求圧力が 0 バールであるときに、カーブ内側の後輪の圧力上昇がアンダーステアリング制御ブレーキ圧に応じて行われることを特徴とする請求項 1 ~ 7 のいずれか一つに記載の車両安定化装置。

【請求項 9】

目標ブレーキ圧が切換え弁およびまたは分離弁を制御することによって車輪ブレーキに供給されることを特徴とする請求項 1 ~ 8 のいずれか一つに記載の車両安定化装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

本発明は、ダイアゴナル分割方式のブレーキ回路を備えたブレーキ装置の車輪ブレーキ内のブレーキ圧を調節または加減するための車両安定化装置に関する。

【0002】

車両不安定性に自動的に対処するために、多数のドライビングスタビリティコントロールシステムが知られている。用語“ドライビングスタビリティコントロールシステム”とは、車輪ブレーキの設定可能な圧力またはブレーキ力によっておよび駆動エンジンのエンジンコントロールの介入によって、車両の走行状態に影響を与えるための少なくとも 4 つの原理をまとめたものである。この原理は、ブレーキング中個々の車輪のロックを防止するブレーキスリップコントロールシステム (ABS = アンチロックコントロールシステム)

10

20

30

40

50

と、駆動車輪の空転を防止するトラクションスリップコントロールシステム（TCS）と、車両の前車軸と後車軸の間のブレーキ力の比を制御する電子式ブレーキ力分配システム（EBD）と、垂直軸線回りの車両のヨーイング時に走行状態を安定させるヨーイングモーメントコントロールシステム（ESP = 電子式スタビリティコントロールシステム）である。

【0003】

これに関連して、車両は、油圧式、電気油圧式または電気機械式ブレーキ装置を装備した4個の車輪を有する自動車を意味する。油圧式ブレーキ装置では、運転者がペダル操作式マスターシリンダによってブレーキ圧を上昇させることができ、電気油圧式ブレーキ装置と電気機械式ブレーキ装置は、感知された運転者ブレーキング要求に依存してブレーキ力を上昇させることができる。次に、油圧式ブレーキ装置について説明する。各々の車輪はブレーキを備え、このブレーキにはそれぞれ入口弁と出口弁が付設されている。車輪ブレーキは入口弁を介してマスターシリンダに接続され、出口弁は無圧の容器または低圧アクチュメータに通じている。更に、補助圧力源が設けられている。この補助圧力源はブレーキペダルの位置に依存しないで車輪ブレーキの圧力を上昇させることができる。入口弁と出口弁は車輪ブレーキ内の圧力制御のために電磁操作可能である。

10

【0004】

走行ダイナミクス的な状態を検出するために、4個の回転速度センサが車輪あたり1個ずつ設けられ、更に、1個のヨーレイトセンサと、横方向加速度と、ブレーキペダルによって発生したブレーキ圧のための圧力センサと、所定の車両構造における縦方向加速度センサが設けられている。その際、運転者によって加えられるブレーキ圧が補助圧力源の圧力と区別できないように補助圧力源が配置されている場合には、圧力センサはペダル変位センサまたはペダル力センサによって置き換え可能である。

20

【0005】

ドライビングスタビリティコントロールシステムの場合、臨界的な状況で運転者が走行状態を良好に支配できるように、車両の走行状態に影響が与えられる。この場合、臨界的な状況は、極端な場合車両が運転者の設定に追従できないような不安定な走行状態である。すなわち、ドライビングスタビリティコントロールシステムの機能は、このような状況において物理的な限界内で、運転者に所望される車両状態を車両に付与することにある。アンダーステアリングの場合、車両の不安定な走行状態が発生し得る。このアンダーステアリングの場合、車両が予想されたほどカーブ内側に旋回しないように、測定されたヨーイング速度は達成すべきヨーイング速度と異なる。

30

【0006】

この場合ヨーイングモーメントコントローラによって開始されるESPアンダーステアリング介入は、カーブ内側の後輪のブレーキ介入によって車両を安定させようとする。一方では、強いアンダーステアリング傾向でおよび高い横方向加速度レベルでカーブを定期的に通過する際、カーブ内側の後輪の垂直方向力低減によるこのようなアンダーステアリング介入は、作用が限定的であった。この場合、車輪が後車軸の横方向支持のためにあまり寄与せず、大きな縦方向力を伝達することができないので、ブレーキ介入によってこの車輪に発生可能なヨーイングモーメント、ひいては安定化作用は比較的弱い。他方では、低摩擦係数における後車軸のサイドフォース蓄積は非常に小さい。従って、アンダーステアリングブレーキ介入による過剰補償が容易に生じ得る（オーバーステアリング）。これは車両を不安定にする。

40

【0007】

このようなアンダーステアリング走行状況は、高摩擦係数状態で運転者がカーブ形状に基づいて、実際の速度で車両が追従できないような操舵角を設定するとき生じる。すなわち、ESPコントロールのこのような状況において知られているアンダーステアリング不安定性の実際の理由は、カーブ形状に適合しない車速と、この車速によって生じる高い横方向加速度レベルにある。ESPアンダーステアリング介入によって、車両垂直軸線回りにヨーイングモーメントを加えることにより、車両不安定性は弱まるがしかし、介入中に

50

増大したブレーキ力によって車速を限定的にしか低下することができない。アンダーステアリング傾向の縮小は、アンダーステアリング介入の小さな制動作用によっておおよび大きな横方向スリップによる減速に基づいて車速を低下するときに初めて達成される。この時間は数秒にわたって続く。

【 0 0 0 8 】

従って、車両のアンダーステアリングを一方ではヨーイングモーメントを加えることによって、他方では車両を減速することによって相殺することが不所望である。

【 0 0 0 9 】

上記の問題の考えられる解決策（アンダーステアリングコントロールロジック）は、車両を4輪すべてで積極的に制動し、ブレーキング介入によってカーブ内側の後輪に発生するヨーイングモーメントを、カーブ外側の前輪の圧力低下によって補助することである。この解決方法は、予圧なしのダイアゴナル分割方式ブレーキ回路を備えたブレーキ装置を有する車両において、複数の理由から次の欠点を生じる。

a .) 不安定化

ブレーキ圧がアクティブブースタによって調節される、予圧を有する車両と異なり、リターンポンプによって車輪圧力を発生しなければならない。従って、ポンプ送出能力のばらつきに基づいて、両回路内に異なる車輪圧力が生じることになる。ダイアゴナル分割方式の車両の場合、それによって生じるヨーイングモーメントが車両を不安定にする。

b .) 過剰ブレーキング

リターンポンプを介して積極的に圧力を上昇させる場合、車輪ブレーキ内の実際のブレーキ圧に関する情報が存在しない。従って、ブレーキキャリパ内で調節された圧力レベルは目標設定値から大きくずれる。これは快適性の問題と、最悪の場合後車軸の過剰ブレーキングを生じる。

c .) ブレーキ介入

走行目標設定値（THZ圧力）と上位の制御回路の要求圧力から求められ、既存のセンサ信号またはそれから導き出された量を考慮して下位の制御回路によってもたらされる目標圧力設定値が、リターンポンプによってすべての車輪内で生じると、不所望な場合、すなわちすべての入口弁が閉じているときに、両回路はマスターシリンダ（THZ）から切り離される（ブレーキパイワイヤ）。従って、確実なブレーキ介入検出を保証しなければならない。このブレーキ介入検出は圧力センサを備え、冗長的な制動灯スイッチ（BLS）を備えていない標準的なハードウェア構成では確実に保証されない。

【 0 0 1 0 】

本発明の根底をなす課題は、付加的な減速によって、アンダーステアリングの場合の車両の安定化を改善することである。

【 0 0 1 1 】

この課題は本発明に従い、アンダーステアリング走行状態を検出するための検出ユニットと、目標速度または目標減速度を演算し、それからアンダーステアリング走行状態に応じて減速ブレーキ力を導き出すためのコントローラと、減速コントロールブレーキ力とアンダーステアリング走行状態に応じて、アンダーステアリング走行状態を補正する前車軸の車輪内のブレーキ力の差を演算するためのコントローラと、この要求ブレーキ力をブレーキ圧に変換するコントローラとを備えている装置によって解決される。

【 0 0 1 2 】

本発明により、予圧なしのダイアゴナル分割方式の車両に関する上記の3つの問題が解決される。

a .) 不安定化

前車軸の能動的な圧力上昇が制限されたままであると、後車軸は常に最大コーナーリングフォースを伝達することができる。それによって、ブレーキ介入による車両の不安定化が防止される。

b .) 過剰ブレーキング

圧力上昇は前車軸に限定される。それによって、後車軸の過剰ブレーキングがもやは不可

10

20

30

40

50

能である。後車軸の自由回転車輪から車両減速度を正確に演算することができないので、快適性の問題が圧力インターフェースを減速度インターフェースに切換えることによって達成可能である。

c.) ブレーキ介入

ダイアゴナル分割方式のブレーキ回路を有するブレーキ装置を備えた車両において片側の車輪が異なるブレーキ回路に付設されているので、この車輪はETRによって制御可能である。例示的なETRコントロール(切換え弁/分離弁コントロール)はドイツ連邦共和国特許出願第1991984.1号明細書に記載されている。この明細書の内容全体を参照されたし。それによって、運転者はブレーキ介入検出手段が機能しない場合でも常になくとも2個の車輪でブレーキ介入することができる(供される全ブレーキ出力の約70%)。

10

【0013】

ブレーキ圧制御装置がアンダーステアリング走行状態に依存して、前車軸のブレーキ圧の上昇および低下後、車両のヨーイングモーメントを生じる要求圧力のための信号を発生し、アクチュエータに制御命令を供給すると有利である。ブレーキ力上昇/低下によって発生した前車軸の縦方向力の差(場合によっては後車軸の横方向力の低下)が、アンダーステアリング走行状態に応じて車両にヨーイングモーメントを加えることにより、車両の不安定な走行挙動は、車両スタビリティ判断基準を維持しつつ減少する。ヨーイングモーメントは運転者に依存しないで加えられるブレーキ圧を調節することによって発生させられ、このブレーキ圧は横方向加速度レベルの適切な分配に応じて車速の最初の低下を生じる。ブレーキ圧の差を生じる目標ブレーキ圧が、車両減速度 a_{Soll} とオフセット

20

【0014】

【外3】

$$F_{\Delta\psi}$$

に依存して求められ、車両減速度が制御偏差

【0015】

【外4】

$$\Delta\dot{\psi}$$

30

と車速 v に依存して求められ、この制御偏差が車両のアンダーステアリング状態の程度を示す供されるセンサ信号またはこのセンサ信号から導き出される信号から求められることにより、ヨーイングモーメントを発生するためのESPアンダーステアリング介入のブレーキング作用によるアンダーステアリング傾向の低下のほかに、車両減速に応じたブレーキング作用に基づいて、前車軸のブレーキ介入による車速の低下が達成されるという利点がある。

【0016】

前車軸の目標ブレーキ力が次式

【0017】

【数3】

$$F_{Soll} = a_{Soll} \cdot \varepsilon \{ \Delta\dot{\psi}, v, a_{quer}, \delta \}$$

40

に従って求められ、ここで、 F_{Soll} は前車軸の車輪ブレーキのブレーキ力、 a_{Soll} は車両減速度、

【0018】

【外5】

$$\Delta\dot{\psi}$$

は車両のアンダーステアリング傾向の程度、 v は車速、 a_{quer} は横方向加速度、 δ はステアリングホイール角または操舵角である。その際、カーブ内側の前輪の目標ブレーキ力は

50

、次式

【 0 0 1 9 】

【 数 4 】

$$F_{Soll} = F_a = a_{Soll} f \{ \Delta\dot{\psi}, v, a_{quer}, \delta \}$$

に従って、そしてカーブ外側の前輪の目標ブレーキ力は次式

【 0 0 2 0 】

【 数 5 】

$$F_{Soll} = a_{Soll} f \{ \Delta\dot{\psi}, v, a_{quer}, \delta \} - F_{\Delta\dot{\psi}}$$

10

に従って求められる。ここで、

【 0 0 2 1 】

【 外 6 】

$$F_{\Delta\dot{\psi}}$$

は前車軸の車輪ブレーキの間のブレーキ力の差の値である。

【 0 0 2 2 】

カーブ内側の前輪の圧力上昇のための要求圧力が、ABSコントロールシステム作動時に最大スリップ領域を割り当てた上側の値（スリップ曲線の最大値、すなわち伝達可能な最大縦方向力）に制限されると有利である。

20

【 0 0 2 3 】

カーブ外側の前輪では、カーブ内側の前輪に対する力の差

【 0 0 2 4 】

【 外 7 】

$$F_{\Delta\dot{\psi}}$$

が調節させられる。アンダーステアリングコントロールブレーキ圧に応じて前輪の力が増大する際に、カーブ外側の前輪の圧力上昇のための、要求ブレーキ力から発生した要求圧力

【 0 0 2 5 】

【 数 6 】

$$P_{Soll} = f \{ F_{Soll} \}$$

30

が零パールになると、すなわち前車軸の要求されるブレーキ力の差を完全にもたすことができないと、カーブ内側の後輪のブレーキ力増大はアンダーステアリングコントロールブレーキ力に応じて行われる。その際、カーブ外側の前輪で実現できないブレーキ力の差

【 0 0 2 6 】

【 外 8 】

$$F_{\Delta\dot{\psi}}$$

40

または前輪で実現できない

【 0 0 2 7 】

【 外 9 】

$$F_{\Delta\dot{\psi}}$$

の部分力または残留ブレーキ力が、対角線に沿って向き合う後輪に加えられる。

【 0 0 2 8 】

有利に形成された、ダイアゴナル分割方式のブレーキ回路を備えたブレーキ装置は、ブレーキ回路あたり1個の切換え弁と1個の分離弁を備えている。この場合、目標ブレーキ圧が切換え弁およびまたは分離弁を制御することによって車輪ブレーキに供給される。

50

【0029】

装置またはコントローラが次のユニットを備えていると有利である。

1. 減速ユニット

この減速ユニットは制御偏差と車速に依存して要求減速を生じる。減速コントローラは前車軸の要求ブレーキ力 F_a によってこの要求減速を実現しようとする（ABSコントローラが積極的に介入される場合、減速は最大で前輪のロック圧まで可能である）。

2. ヨーイングモーメントユニット

このヨーイングモーメントユニットは制御偏差に依存して必要なヨーイングモーメントを演算する。このヨーイングモーメントは両前輪の間のブレーキ力の差を増大させることによって生じる。

10

3. ブレーキ圧制御ユニット

このブレーキ圧制御ユニットは要求目標ブレーキ力 F_{soll} をブレーキ圧に変換する。

【0030】

それによって、両前輪の要求圧力が次のようになる。

a) カーブ内側の前輪では、減速コントローラの要求ブレーキ力 F_a を実現しようとする。その際、伝達可能な最大縦方向力 F_{block} 、すなわちロック圧カレベル P_{block} よりも高い（ABS）要求ブレーキ力を完全に実現することはできない。

b) カーブ外側の前輪では、カーブ内側の車輪に対するブレーキ力の差

【0031】

【外10】

20

$$F_{\Delta\psi}$$

が調節される。すなわち、要求目標圧力が次のように演算される。

【0032】

F_a がロック圧カレベルよりも低いとき；

【0033】

【数7】

$$F_a - F_{\Delta\psi}$$

、 F_a がロック圧カレベルよりも高いとき；

30

【0034】

【数8】

$$F_{Block} - F_{\Delta\psi}$$

c.)

前車軸の要求されるブレーキ力差を完全に実現できないとき、すなわち、

【0035】

【外11】

$$F_{\Delta\psi}$$

40

が F_a または F_{block} よりも大きいときに、カーブ外側の前輪の要求圧力は零になる。この場合、必要な残りのヨーイングモーメントはカーブ内側の後輪にブレーキ介入することによって実現される。

【0036】

他の有利な実施形は従属請求項に記載されている。

【0037】

更に、ブレーキ力とブレーキ圧の用語は同じ文脈で使用される。というのは、ブレーキ力とブレーキ圧力が互いに関連するからである（

【0038】

【数9】

50

$$F_a = f\{P_a\}$$

）。

【 0 0 3 9 】

実施の形態の図に示してある。次に、この実施の形態を詳しく説明する。

【 0 0 4 0 】

図 1 には、ESP コントロールシステム、ブレーキ装置、センサ装置および通信手段を備えた車両が概略的に示してある。4 個の車輪は 1 5 , 1 6 , 2 0 , 2 1 によって示してある。車輪 1 5 , 1 6 , 2 0 , 2 1 の各々には、車輪センサ 2 2 ~ 2 5 が 1 個ずつ設けられている。信号が電子制御ユニット 2 8 に供給される。この電子制御ユニットは、所定の判断基準に基づいて、車輪回転速度から車速 v_{Ref} を求める。更に、ヨーレートセンサ 2 6 、横方向加速度センサ 2 7 、縦方向加速度センサ 1 0 および操舵角センサ 2 9 が制御ユニット 2 8 に接続されている。各々の車輪は更に、個別的に制御可能な車輪ブレーキ 3 0 ~ 3 3 を備えている。このブレーキは液圧で運転され、液圧管路 3 4 ~ 3 7 から圧液を受け取る。ブレーキ圧は弁ブロック 3 8 によって調節される。この場合、弁ブロックは電子制御ユニット（ヨーイングモーメントユニット）2 8 で発生する電気信号によって運転者に依存しないで制御される。ブレーキペダル 3 9 によって操作されるマスターシリンダ 1 を介して運転者によって、ブレーキ圧が液圧管路 3 4 ~ 3 7 に供給される。マスターシリンダまたは液圧管路内に、圧力センサ 1 1（図 2）が設けられている。この圧力センサによって、運転者のブレーキング要求を検出することができる。制御ユニット 2 8 はインターフェース（CAN）を介して駆動ユニットのエンジン制御装置に接続されている。

【 0 0 4 1 】

図 2 はダイアゴナル分割方式のブレーキ回路を備えたブレーキ装置を示している。このブレーキ装置は実質的に、制動灯スイッチ（BLS）を付設したブレーキペダル 3 9 と、ブレーキブースタ（4）と、ブレーキシリンダ（タンデム式マスターシリンダ）1 と、圧液タンク 3 とからなっている。マスターシリンダ 1 はブレーキペダル 3 9 によって生じた運転者の要求に応じて、出口側にブレーキ圧を一次的に発生する。このブレーキ圧は液圧管路 5 0 , 5 1 を経て弁ブロック 3 8 に供給される。この弁ブロック 3 8 には車輪ブレーキ 3 0 , 3 1 , 3 2 , 3 3 が接続されている。車輪ブレーキ 3 3 には入口弁 7 と出口弁 9 が付設されている。一般的に、入口弁は通電しないときに開放し、出口弁は通電しないときに閉じる。入口弁 7 は入口側が、圧力源、例えばマスターシリンダ 1 から、圧液を受け取る。更に、車輪ブレーキ 3 3 用の液圧ポンプ 8 が設けられている。図示した実施の形態では、液圧ポンプは場合によっては圧力下の液体を入口弁 3 3 の入口側に供給する。8 はポンプの機械的な部分、例えば弁ブロック内または弁ブロック上に設けられた偏心ポンプを示し、1 4 は電気式駆動装置、例えば電動機を示している。ポンプ 8 , 1 4 は一般的に吸込み側が液圧源に接続されている。図示した実施の形態では、ポンプはマスターシリンダから圧液を受け取る。

【 0 0 4 2 】

ポンプ 8 , 1 4 は吸込み側の逆止弁 4 0 と出口側の逆止弁 4 1 の間に配置されている。ポンプ 8 , 1 4 の出口と一次圧力源すなわちマスターシリンダ 1 と間には、分離弁 2 が設けられている。この分離弁は例えばポンプ 8 , 1 4 の運転中閉鎖することが可能である。それによって、供給される液体が入口弁 7 を通って車輪ブレーキ 3 3 に達し、THZ 1 の方向に逆流しない。1 5 は低圧アキュムレータを示している。この低圧アキュムレータは出口弁 9 を経て流出する圧液を受け取る。4 2 は逆止弁である。切換え弁 1 3 は一般的に電流を通じないときに閉じ、分離弁 1 2 は一般的に電流を通じないときに開放する。逆止弁 6 とリリーフ弁 4 3 が分離弁に対して並列にバイパス管路 5 に設けられている。逆止弁 6 は車輪ブレーキ 3 3 の方に開放している。図示した実施の形態では、ポンプ 8 , 1 4 は 2 つの車輪ブレーキ 3 3 , 3 0 のために作用する。一般的に言えば、車輪 1 5 , 1 6 , 2 0 , 2 1 の各々についてあるいは各々の車輪ブレーキ 3 0 , 3 1 , 3 2 , 3 3 について、独立した入口弁 7 , 4 4 と出口弁 9 , 4 5 と逆止弁 4 6 , 4 7 が設けられている。弁 1 2 ,

10

20

30

40

50

13 に関してブレーキ装置は、これらの弁がそれぞれダイアゴナル分割方式のブレーキ回路の1対の車輪ブレーキ33, 30のために設けられるように設計されている。図2の実施の形態では、ポンプ8, 14は右前車軸の車輪ブレーキ33(図1)と左後車軸の車輪ブレーキ30を操作する。車輪ブレーキ31, 32のための第2のブレーキ回路は同一に形成され、液圧管路51に接続されているので、説明を省略する。48は均圧タンク、49は圧力絞りである。

【0043】

本発明による装置は一般的に後車軸の圧力上昇を断念し、前車軸の圧力の開き(鉄状の差)によってのみ必要なヨーイングモーメントをもたらす。その際、圧力は純粋な切換え弁/分離弁-コントロール(ETRコントロール)によって能動的に、ロック圧力レベルまで上昇させられる。ETRコントロールの重要な特徴は、ブレーキ圧がポンプ8, 14の漸次コントロールによってブレーキ回路内で調節されることである。従って、要求ブレーキ圧力は駆動装置14の制御に応じて右側の前車輪の車輪ブレーキ33内で P_{Soll} に調節される。それによって、前車軸の入口弁7は常に開放している。これは、方向指示ライトスイッチや圧力センサ11が故障している場合にも前車軸のブレーキ介入を可能にする。その際、後車軸の車輪ブレーキ10の入口弁44は閉じている。前車軸の目標圧力 P_{Soll} は、制御偏差

【外12】

$$\Delta\dot{\psi}$$

と車速 v に依存して車両減速度 a_{Soll} を決定する下位の制御回路56の要求ブレーキ力 F_a と、カーブ外側の前輪から差し引かれるオフセット

【0044】

【外13】

$$F_{\Delta\dot{\psi}}$$

とから演算される(図3)。

【0045】

車両減速度 a_{Soll} は好ましくは次式

【0046】

【数10】

$$a_{Soll} = f\{v, \Delta\dot{\psi}, a_{quer}, \delta\}$$

から求められる。必要なブレーキ力は次式

【0047】

【数11】

$$F_a = f\left\{a_{Ist}, a_{Soll}, \frac{d(a_{Ist} - a_{Soll})}{dt} v, \Delta\psi, a_{quer}, \delta\right\}$$

から算出される。ここで、 a_{Ist} は車輪回転速度センサの信号と場合によっては縦方向加速度センサの信号から求められた車両減速度、 m は車両質量である。

【0048】

このロジックの拡張は、カーブ外側の前輪で要求される目標圧力レベルが0バールであるときに、カーブ内側の後輪の圧力を上昇させることにある。なぜなら、この場合、少なくとも2個の車輪(1個の前輪、1個の後輪)のブレーキ介入が可能であるからである。というのは、この場合、両介入車輪が異なる対角線上にあり、それによって圧力が切換え弁/分離弁コントロール(ETR)によって調節可能であるからである。その際、 F_a が

【0049】

【外14】

$$F_{\Delta\psi}$$

よりも小さいときあるいはカーブ内側の前輪の F_a が伝達可能な最大縦方向力 F_{Block} を上回るときに

【 0 0 5 0 】

【 数 1 2 】

($F_{Block} < F_{\Delta\psi}$)

、カーブ外側の前輪の目標ブレーキ力は 0 である。その際、カーブ内側の後輪の要求ブレーキ力は F_{Block} と

【 0 0 5 1 】

【 外 1 5 】

$$F_{\Delta\psi}$$

との差、すなわち前車軸で実現できないブレーキ力の開き（欠状の差）の成分から計算される。その際、後輪の介入は目的設定（安定性向上または回転しやすさ）に依存して ABS 目標スリップに制限可能であるかまたは制限不可能である。

【 0 0 5 2 】

図 4 は、下位の制御回路 5 6 のブロック図である。この制御回路は次のユニットを備えている。

【 0 0 5 3 】

制御偏差と車速に依存して要求減速度を発生するアンダーステアリング検出部 7 5 を有する減速ユニット 7 0。減速コントローラ 7 1 はこの要求減速度を前車軸の要求ブレーキ力 F_a に変換しようとする（ABS コントロールシステム 7 2 が積極的に介入する前輪のロック圧力まで最大減速が可能である）。

【 0 0 5 4 】

制御偏差に依存して必要なヨーイングモーメントを演算するヨーイングモーメントユニット 7 3。このヨーイングモーメントは両前輪の間のブレーキ力差

【 0 0 5 5 】

【 外 1 6 】

$$F_{\Delta\psi}$$

の増大によって発生させられる。

【 0 0 5 6 】

要求ブレーキ力目標値 F_{Soll} をブレーキ圧に変換するブレーキ圧制御ユニット 7 4。

【 図面の簡単な説明 】

【 図 1 】 ESP コントロールシステム、ブレーキ装置、センサ装置および通信手段を備えた車両の概略図である。

【 図 2 】 液圧ブレーキ装置の概略図である。

【 図 3 】 アンダーステアリングの場合のブレーキ力分配を概略的に示す図である。

【 図 4 】 個々の構成要素の概略的なブロック図である。

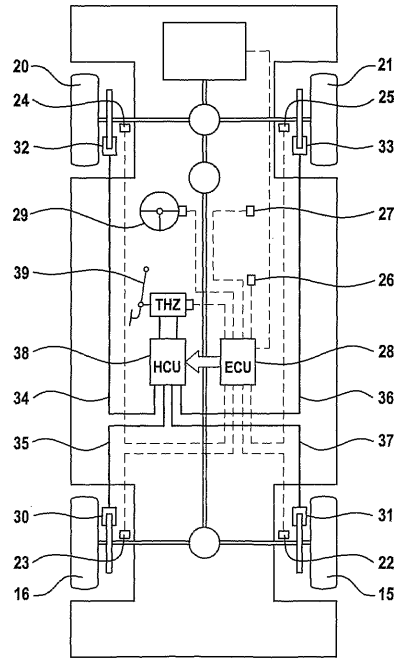
10

20

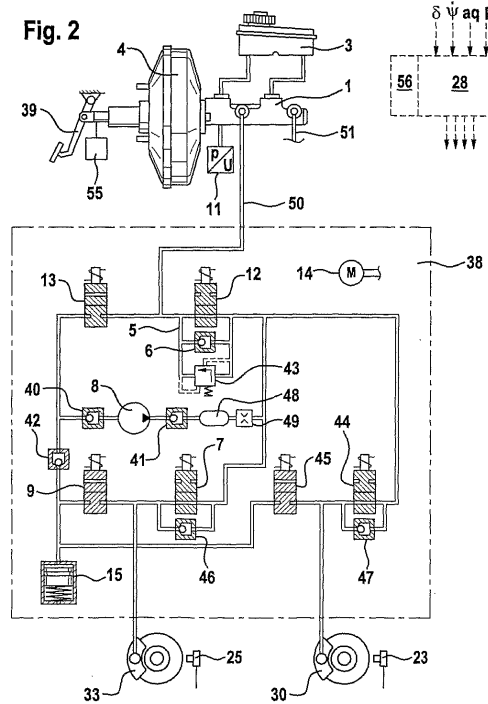
30

40

【 図 1 】
Fig. 1

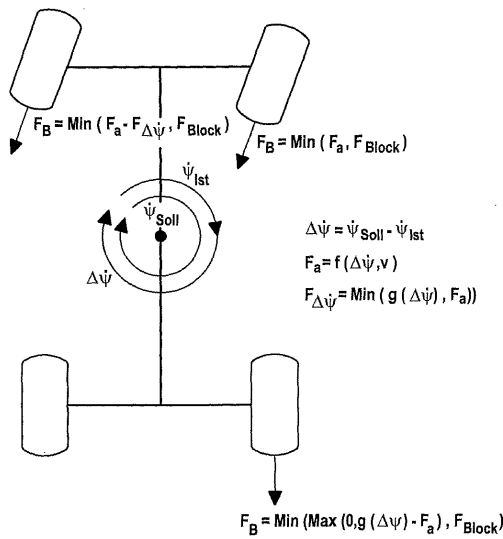


【 図 2 】
Fig. 2

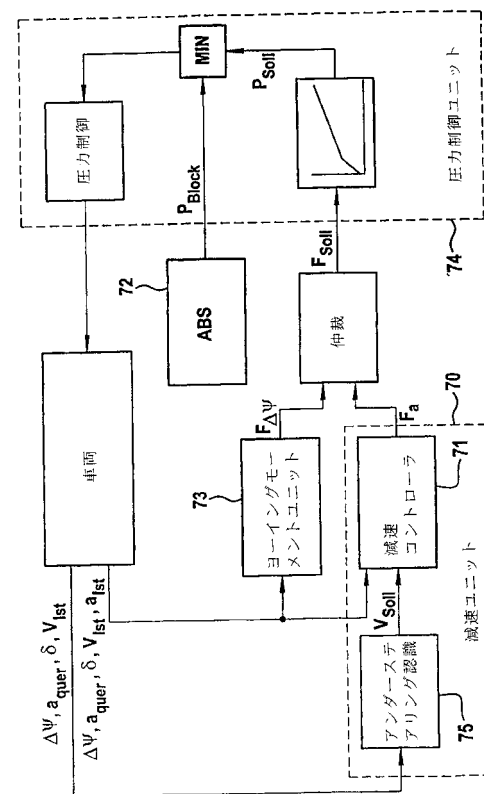


【 図 3 】

Fig. 3



【 図 4 】



フロントページの続き

- (72)発明者 シュナイダー・マルクス
ドイツ連邦共和国、ヴィースバーデン - アウリンゲン、タンネンリング、108
- (72)発明者 エル ゲナウイ・フィクリ
ドイツ連邦共和国、フランクフルト・アム・マイン、ジークムント・フロイト・ストラーセ、89

審査官 塚原 一久

- (56)参考文献 特開平10-264798(JP,A)
特開平10-081214(JP,A)
特開平10-258721(JP,A)

- (58)調査した分野(Int.Cl., DB名)
B60T 7/12-8/1769、8/32-8/96