

(19) 日本国特許庁(JP)

(12) 特 許 公 報(B2)

(11) 特許番号

特許第4148302号
(P4148302)

(45) 発行日 平成20年9月10日(2008.9.10)

(24) 登録日 平成20年7月4日(2008.7.4)

(51) Int.Cl.		F I	
B60T	8/1764	(2006.01)	B60T 8/1764
B60T	8/24	(2006.01)	B60T 8/24
B60T	8/26	(2006.01)	B60T 8/26 Z

請求項の数 13 (全 12 頁)

(21) 出願番号	特願平9-349889	(73) 特許権者	596055475
(22) 出願日	平成9年11月14日(1997.11.14)		ヴァブコ・ゲゼルシャフト・ミット・ベシ ユレンクテル・ハフツング
(65) 公開番号	特開平10-152034		W A B C O G m b H
(43) 公開日	平成10年6月9日(1998.6.9)		ドイツ連邦共和国ハノーヴァー・アム・リ ンデネル・ハーフェン2 1
審査請求日	平成16年10月29日(2004.10.29)	(74) 代理人	100062317
(31) 優先権主張番号	19647997.5		弁理士 中平 治
(32) 優先日	平成8年11月20日(1996.11.20)	(72) 発明者	ヴォルフガング・ヒンツ
(33) 優先権主張国	ドイツ(DE)		ドイツ連邦共和国ヴンシユトルフ・アン・ デル・トリフト7
		(72) 発明者	ハラルト・ケステル
			ドイツ連邦共和国ハノーヴァー・エリーゼ ンシユトラーセ33

最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 アンチロックシステムを有する車両におけるヨーイングモーメントを減衰する方法

(57) 【特許請求の範囲】

【請求項1】

左右で異なる摩擦係数を持つ走行路上における車両の制動の際、アンチロックシステム(ABS)を有する車両におけるヨーイングモーメントを減衰する方法であって、少なくとも後車軸(HA)の車輪のブレーキ圧力(PB)に関する情報が利用されるものにおいて、前車軸(VA)のロー車輪と一緒に制御されるハイ-車輪のブレーキシリンダ(9又は10)の空気逃し時間(t_{AH})が、駆動される後車軸(HA)のハイ-車輪及びロー-車輪のブレーキ圧力(P_B)に依存するか、又は後車軸のハイ-車輪及びロー-車輪のブレーキ圧力及び前車軸(VA)のロー-車輪のブレーキ圧力に依存していることを特徴とする、アンチロックシステム(ABS)を有する車両におけるヨーイングモーメントを減衰する方法。

10

【請求項2】

前車軸(VA)のロー-車輪と一緒に制御されるハイ-車輪のブレーキシリンダ(9又は10)の空気逃し時間(t_{AH})が、後車軸(HA)のハイ-車輪及びロー-車輪の減圧調整開始圧力(P_{max})に依存するか、又は後車軸のハイ-車輪及びロー-車輪の減圧調整開始圧力及び前車軸(VA)のロー-車輪の減圧調整開始圧力(P_{max})に依存していることを特徴とする、請求項1記載の方法。

【請求項3】

前車軸(VA)のロー-車輪と一緒に制御されるハイ-車輪のブレーキシリンダ(9又は10)の空気逃し時間(t_{AH})が、次の式にしたがって計算され、

20

$$t_{AH} = A_1 \times t_{AL}$$

その際、

t_{AH} : 前車軸のロー - 車輪と一緒に制御されるハイ - 車輪の空気逃し時間

t_{AL} : 前車軸の調整されるロー - 車輪の空気逃し時間

$$A_1 = K_1 - K_2 \times (P_{maxH} + P_{maxL})$$

K_1 、 K_2 : 定数

P_{maxH} : ハイ - 側の後車輪の減圧調整開始圧力

P_{maxL} : ロー - 側の後車輪の減圧調整開始圧力

であることを特徴とする、請求項 2 記載の方法。

【請求項 4】

10

前車軸 (VA) の ロー - 車輪と一緒に制御されるハイ - 車輪のブレーキシリンダ (9 又は 10) の空気逃し時間 (t_{AH}) が、次の式にしたがって計算され：

$$t_{AH} = A_2 \times t_{AL}$$

その際、

t_{AH} : 前車軸のロー - 車輪と一緒に制御されるハイ - 車輪の空気逃し時間

t_{AL} : 前車軸の調整されるロー - 車輪の空気逃し時間

$$A_2 = K_3 - K_4 \times (P_{maxH} - P_{maxL})$$

K_3 、 K_4 : 定数

P_{maxH} : ハイ - 側の後車輪の減圧調整開始圧力

P_{maxL} : ロー - 側の後車輪の減圧調整開始圧力

20

であることを特徴とする、請求項 1 ないし 2 の 1 つに記載の方法。

【請求項 5】

前車軸 (VA) の ロー - 車輪と一緒に制御されるハイ - 車輪のブレーキシリンダ (9 又は 10) の空気逃し時間 (t_{AH}) が、次の式にしたがって計算され：

$$t_{AH} = A_3 \times t_{AL}$$

その際、

t_{AH} : 前車軸のロー - 車輪と一緒に制御されるハイ - 車輪の空気逃し時間

t_{AL} : 前車軸の調整されるロー - 車輪の空気逃し時間

$$A_3 = K_6 - K_7 \times (P_{maxH} / P_{maxL})$$

K_6 、 K_7 : 定数

P_{maxH} : ハイ - 側の後車輪の減圧調整開始圧力

P_{maxL} : ロー - 側の後車輪の減圧調整開始圧力

30

であることを特徴とする、請求項 1 ないし 2 の 1 つに記載の方法。

【請求項 6】

前車軸 (VA) の車輪のブレーキ圧力 (PB) に関する情報も利用されるものにおいて、前車軸 (VA) の ロー - 車輪と一緒に制御されるハイ - 車輪のブレーキシリンダ (9 又は 10) の空気逃し時間 (t_{AH}) が、次の式にしたがって計算され：

$$t_{AH} = A_4 \times t_{AL}$$

その際、

t_{AH} : 前車軸のロー - 車輪と一緒に制御されるハイ - 車輪の空気逃し時間

t_{AL} : 前車軸の調整されるロー - 車輪の空気逃し時間

$$A_4 = K_8 - K_9 \times (P_{maxH} + P_{maxL} + K_{10} \times P_{maxLV A})$$

K_8 、 K_9 、 K_{10} : 定数

P_{maxH} : ハイ - 側の後車輪の減圧調整開始圧力

P_{maxL} : ロー - 側の後車輪の減圧調整開始圧力

$P_{maxLV A}$: ロー - 側の前車輪の減圧調整開始圧力

であることを特徴とする、請求項 1 ないし 2 の 1 つに記載の方法。

40

【請求項 7】

減圧調整開始圧力 (P_{max}) の代わりに、平均圧力 P_m が利用され、

その際、

50

$$P_m = (P_{max} + P_{min}) / 2$$

その際、

P_{min} = 保持圧力すなわち減圧終了圧力値

であることを特徴とする、請求項 1 ないし 6 の 1 つに記載の方法。

【請求項 8】

減圧調整開始圧力 (P_{max}) の代わりに、ブレーキ圧力 (P_B) の時間に関して平均化された値が利用されることを特徴とする、請求項 1 ないし 6 の 1 つに記載の方法。

【請求項 9】

ブレーキ圧力 (P_B) の時間に関して平均化された値が、ブレーキ圧力情報の強力なフィルタ処理によって形成されることを特徴とする、請求項 8 記載の方法。

10

【請求項 10】

リフト車軸を有する車両のための方法において、適当な方法により降下したリフト車軸について認識すると、項 A 1 が、次の式にしたがって計算され、

$$A_1 = K_1 - K_2 \times K_{11} \times (P_{max_H} + P_{max_L})$$

その際、 K_{11}

であることを特徴とする、請求項 3 記載の方法。

【請求項 11】

リフト車軸を有する車両のための方法において、適当な方法により降下したリフト車軸について認識すると、項 A 4 が、次の式にしたがって計算される：

$$A_4 = K_8 - K_9 \times [K_{12} \times (P_{max_H} + P_{max_L}) + K_{10} \times P_{max_{LV}}]$$

20

ことを特徴とする、請求項 6 記載の方法。

【請求項 12】

定数 K_{11} が、次の式によって形成される

$K_{11} = (\text{後車軸の車輪負荷} + \text{リフト車軸の車輪負荷}) / \text{後車軸の車輪負荷}$

ことを特徴とする、請求項 10 ないし 12 の 1 つに記載の方法。

【請求項 13】

A_1 、 A_2 、 A_3 、 A_4 に対する値が、0.0 と 1.0 の間の値に制限されていることを特徴とする、請求項 3 ないし 12 の 1 つに記載の方法。

【発明の詳細な説明】

30

【0001】

【発明の属する技術分野】

本発明は、左右で異なる摩擦係数を持つ走行路上における車両の制動の際、アンチロックシステムを有する車両におけるヨーイングモーメントを減衰する方法であって、少なくとも後車軸の車輪のブレーキ圧力に関する情報が利用されるものに関する。

【0002】

【従来の技術】

側方に異なった摩擦値を有する走行路上における車両の制動の際に、周知のようにヨーイングモーメントが生じ、このヨーイングモーメントは、車両を大きい方の摩擦値を有する道路側の方向へ転向しようとする。運転者は、逆操舵によってこの効果に対処しなければならない。しかしこのことは、熟練していない運転者にとって問題であることがあり、とくに不所望な状態によってヨーイングモーメントが突然生じ、又はとくに重大な結果になったときに、問題であることがある。このような状態は、例えば車両の短いホイールベース、大きなトレッド、大きな正の舵取りロール半径、わずかな積荷、例えばコンクリートと氷のようなとくににおいに異なった道路状態、及び例えば調整するアンチロックシステム (ABS) による制動のようなくに強力なブレーキ操作であることがある。

40

【0003】

それ故にとくに ABS を装着した車両において、側方に異なった表面 (μ スプリット) を有する道路上における調整された制動の際に生じるヨーイングモーメントをゆっくりと上昇するように構成し、したがって車両の安定性を高め、かつ運転者の負担を軽くすること

50

は、すでに周知である。このことは、とくにABSの電子装置内における特別の処置によって行なわれる(ドイツ連邦共和国特許出願公開第2855326号明細書)。なめらかな道路側において走行する車輪(ロー-車輪)は、まずABSによって調整され、一方グリップする側において走行する車輪(ハイ-車輪)は、ロー-車輪のブレーキ圧力調整信号によって一緒に制御される。

【0004】

その際、差圧又はヨーイングモーメントは、ハイ-車輪も調整し始めるまで上昇する。

【0005】

いわゆる電子ブレーキシステム(EBS)を備えた車両も公知であり、ここではブレーキ圧力信号発生器から出た電氣的目標値は、ブレーキシリンダ内におけるブレーキ圧力として(実際値)調整可能である(ドイツ連邦共和国特許出願公開第4406235号明細書)。これらブレーキシステムも、通常ABSを装備している。ここではブレーキ圧力を検出するために、圧力センサが利用されるので、ABSを有する気圧ブレーキシステムにおいて、なめらかな道路側におけるロー-車輪とグリップする道路側におけるハイ-車輪との間のブレーキ圧力差(P)を一定の値に制限し、したがってヨーイングモーメント減衰を達成することは、容易に推考できる。

10

【0006】

さらに通常のABSは公知であり(ドイツ連邦共和国特許出願公開第2460309号明細書)、このABSは、ブレーキ圧力センサを装備している。その際、ハイ-車輪は、ABS調整するロー-車輪によって圧力に関して一緒に制御することができ、又はハイ-車輪の圧力も、ロー-車輪の圧力に対して目的に合うような平均化されたブレーキ圧力差(P)を維持しながら、一定の値に維持することができる。

20

【0007】

最後にドイツ連邦共和国特許第2851107号明細書によれば、ロー-車輪のスリップ信号()が低下するまで、ロー-車輪の空気逃しの間にハイ-車輪におけるブレーキ圧力がなお一定に維持されることによって、ABSにおいて μ スプリット走行路上において生じるヨーイングモーメントを制限することは公知である。これに続いてハイ-車輪も空気を逃され、しかもその圧力維持時間の所定の数分の1である時間にわたって、空気を逃される。これによってもゆっくりと上昇するかなりの程度まで衝撃のないヨーイングモーメントが達成される。

30

【0008】

得られたヨーイングモーメントの減衰が、両方の道路側、したがってハイ-側のそれぞれの道路状態に、及びそれぞれの車両に同調されていないということは、公知の装置において不利である。ハイ-車輪の最大ブレーキ圧力は、時間的に遅らされた構成によって、ロー-車輪の摩擦力によって決まるロー-車輪のブレーキ圧力経過に依存しており、したがって初期段階において制限されている。それによりなお支配することができる車両挙動に対して最大限に許容されるハイ-車輪のブレーキ圧力が、常に十分に利用されるわけではない。したがって道路表面の変化する状態においてハイ-車輪のあまりに大幅な不足制動によりブレーキ行程が提供されることが、場合によっては起こることがある。

【0009】

場合によっては危険な車両(積荷のないセミトレーラ)に対してブレーキ圧力差(P)の周知の一定の構成が大きすぎるので、この時、これらが、運転者によって困難にしか、又は全く支配できないことも、起こることがある。

40

【0010】

【発明が解決しようとする課題】

本発明の課題は、一方において過剰な逆操舵による運転者の負担を軽減し、かつ他方において周知のシステムに対して車両のブレーキ行程を短縮する、アンチロックシステムを有する車両におけるヨーイングモーメントを減衰する方法を提供することにある。

【0011】

【課題を解決するための手段】

50

本発明によりこの課題は、次のようにして解決される。すなわち前車軸のロー - 車輪と一緒に制御されるハイ - 車輪のブレーキシリンダの空気逃し時間が、駆動される後車軸のハイ - 車輪及びロー - 車輪のブレーキ圧力に、依存するか又は後車軸のハイ - 車輪及びロー - 車輪のブレーキ圧力及び前車軸のロー - 車輪のブレーキ圧力に依存している。特許請求の範囲の従属請求項は、目的に合った具体化を含んでいる。

【 0 0 1 2 】

本発明による方法を適用することによって、変化する道路状態及び車両タイプ又は積荷に自動的に合った、したがって総合ブレーキ行程の短縮に貢献するヨーイングモーメント減衰が可能である。その際、車両の支配能力は、維持されている。許容される圧力差の検出に調整圧力を含めることによって、道路の品質及び車両の積荷が、特別の方法で考慮される。

10

【 0 0 1 3 】

【発明の実施の形態】

次に本発明を図面によって詳細に説明する。

【 0 0 1 4 】

図 1 に、電子ブレーキシステム (E B S) 及び統合された A B S 及び A S R 機能を有する商用車のブレーキ装置のブロック回路図が示されている。車両は、前車軸 V A における車輪 1、2、及び二重タイヤとして構成された後車軸 H A における車輪 3、4 を有する。すべての車輪の回転速度は、回転速度センサ 5 ないし 8 によって検出することができる。前車軸の車輪は、ブレーキシリンダ 9、10 によって、かつ後車軸の車輪は、ブレーキシリンダ 11、12 によって制動される。この場合、ブレーキ力を伝達するために圧縮空気が使われ、この圧縮空気は、貯蔵容器 13、14 内に蓄えられている。後車軸を管轄する容器 14 は、比例弁 18 を介して後車軸のためのブレーキシリンダ 11、12 に結合されている。前記の比例弁 18 は、電子装置ブロック 23 から到来する信号を介して電気的に制御することができる。後車軸のブレーキシリンダ 11、12 のブレーキ圧力 P B は、圧力センサ 20、21 を介して検出ことができ、かつ電子装置 23 に帰還通知される。このようにして所望のブレーキ圧力の正確な調整が可能である。このブレーキ圧力は、運転者によって操作されるブレーキ信号発生器 22 によってあらかじめ与えられ、このブレーキ信号発生器は、相応した電気出力信号を送出する。ブレーキ信号発生器 22 は、別のすべての電気部品のように、バスシステム 24 に接続されており、このバスシステムは、両方の方向に通信を伝達するために適しており、かつ例えば C A N バスであることができる。部品は、同様に電子装置成分 (インターフェース) を含んでいる。

20

30

【 0 0 1 5 】

バスシステムの代わりに、通常のケーブル接続を設けてもよい。

【 0 0 1 6 】

前車輪の動作ブレーキ圧力を調整するために、共通の比例弁 15 が設けられている。この比例弁は、圧力検出のために圧力センサ 19 を有する。したがってここでは両方の前車輪の圧力の個別の調節は、不可能である。

【 0 0 1 7 】

比例弁 15 の出口は、A B S 弁 16、17 を介して前車軸のブレーキシリンダ 9、10 に接続されている。前記の A B S 弁 16、17 は、オン - オフ弁として構成されており、かつ同様にバスシステム 24 から制御することができる。ここでもバスシステムの代わりに、通常のケーブル接続を設けてもよい。

40

【 0 0 1 8 】

前記のブレーキ調整システムは、ハイブリッドシステムとも称する。このようなシステムは、調整弁 15 を、後車軸のための調整弁 18 よりも著しく簡単かつ望ましい価格で構成することができるという利点を有する。調整弁 15 は、ロック防止の役割を受持つ必要がないので、移動速度が、過剰に高い必要はない。ロック防止機能は、その代わりに前記のロック防止弁 16、17 によって受持たれ、これらロック防止弁は、きわめて迅速に反応することができる。このようにして、前車軸においてとくに重要なロック防止機能が、こ

50

ここではとくに迅速に実行できることが達成される。その上前車軸に対してもブレーキシリンダ毎に高速調整弁（比例弁）を有する完全システムに対して、コストの節約が達成される。

【0019】

ハイブリッドシステムにおける所望のブレーキ圧力の調整は、前車軸に対して、動作制動の際又は開いたABS弁16、17の際にだけ可能である。それに対して、ABSシステムが動作している間に、前車軸のブレーキシリンダ9、10内に生じるブレーキ圧力は、もはや個々にはわからない。したがって具体的な差圧力 P 又はヨーイングモーメントの調節は、このようなハイブリッドシステムの前車軸に対して不可能である。

【0020】

部分a)、b)、c)からなる図2の線図において、ABS調整されたブレーキに関して種々の速度経過、圧力経過及び調整信号が、時間に関して記入されている。

【0021】

図2aは、時間 t に関して、ABS調整の間に一様に低下する車両速度 V_F 、ロー - 車輪 V_L の変化する車輪速度、及びロー - 車輪にほぼ同期して一緒に制御されるハイ - 車輪 V_H の速度を示している。

【0022】

図2bは、前車軸のハイ - 及びロー - 車輪のブレーキ圧力 P_B を時間 t に関して示している。

【0023】

図2cは、前車軸のロー - 車輪の所属の調整信号を示し、しかも車輪加速度 $+ / - b$ 及び車輪スリップ を時間 t に関して示している。

【0024】

時点 t_0 に制動が始まる。ブレーキ圧力 P_B は、時点 t_1 に $- b$ 調整信号が生じるまで、急勾配で上昇し、かつブレーキ圧力は、最高値 P_{max} すなわち減圧調整開始圧力（調整圧力）から出発して、再び急速に低下する。低下は、 $- b$ 信号が時点 t_2 に再び減圧終了圧力値 P_{min} に低下するとすぐに終了する。 t_1 から t_2 までの期間 t_{AL} は、電子装置23内において検出され、かつ記憶される。時点 t_1 からハイ - 車輪における圧力は、それ以上上昇するのではなく、時点 t_3 まで一定に維持される。前記の時点 t_3 は、 $+ b$ 調整信号の発生から生じる。この時点以後、ハイ - 車輪のブレーキ圧力も低下し、しかも時点 t_4 まで低下する。前記の時点 t_4 は、時点 t_3 と時間 t_{AH} の和から生じる。前記の時間 t_{AH} は、次に詳細に説明するように、電子装置23によって計算される。

【0025】

ここにおいて $+ b$ 信号が再び低下する時点 t_5 は、第2のABS調整サイクルのロー - 車輪及びハイ - 車輪における新たな圧力上昇とともに始まる。

【0026】

図2cによる調整信号 は、どの時間区間において調整されたロー - 車輪がスリップ閾値を上回るかを示している。前記の例において、 信号は、直接利用されるのではない。しかしこれは、ABS内において、とりわけいわゆる車輪の“緩慢なロック”を避けるために使われる。

【0027】

この時、本発明によれば、道路の状態及び車両の積荷に整合した最適なヨーイングモーメントは、次のようにして達成される。すなわち前車軸 V_A の一緒に制御されるハイ - 車輪のブレーキシリンダ9又は10の空気逃し時間 t_{AH} は、後車軸（駆動車軸） H_A のハイ - 及びロー - 車輪のブレーキ圧力 P_B に、又は後車軸のハイ - 車輪及びロー - 車輪及び前車軸 V_A のロー - 車輪のブレーキ圧力に依存している。前記のブレーキ圧力 P_B として、目的に合うように、いわゆる調整圧力（図2における P_{max} ）が利用される。調整圧力は、一般に圧力低下段階が続くABS調整サイクルの間のブレーキシリンダ内におけるそれぞれ最高の圧力である。ブレーキ圧力は、ブレーキ力に直接比例している。それにより調整圧力が、ちょうど支配的な最大ブレーキ力に、したがってタイヤと道路の間のちょう

10

20

30

40

50

ど利用できる力結合潜在能力にも直接比例していることが明らかである。これは、増加する摩擦値（又は道路の品質）及び増加するタイヤ負荷とともに高まるので、調整圧力は、道路品質及び車両の積荷に関する情報を含んでいる。一般に前記の空気逃し時間 t_{AH} を計算するために、後車軸の調整圧力が利用される。なぜなら（比較的高価な）圧力センサによって後車輪のブレーキマスタシリンダにおけるブレーキ圧力を検出することで、一般に十分であるからである。

【0028】

本発明の第1の変形によれば、前記の空気逃し時間は、電子装置23によって次の式にしたがって計算され：

【0029】

【数1】

【0030】

その際、

t_{AH} ：一緒に制御される前車輪（ハイ - 車輪）の空気逃し時間

t_{AL} ：調整される前車輪（ロー - 車輪）の空気逃し時間

【0031】

【数2】

【0032】

K_1 、 K_2 ：定数

P_{maxH} ：ハイ - 側の駆動車輪の調整圧力

P_{maxL} ：ロー - 側の駆動車輪の調整圧力

である。

【0033】

時間 t_{AL} に関してそれぞれ得られた値は、電子装置23によって検出される。

【0034】

その際、定数 K_1 及び K_2 に対して意味のある値として：

$0.4 < K_1 < 0.9$

及び

$0 < K_2 < 0.07$ / パール

が得られた。

【0035】

A_1 に対する値は、実際に1より大きくないので、空気逃し時間 t_{AH} に対して常に空気逃し時間 t_{AL} より小さな値が得られる。それにより差圧力又はヨーイングモーメントの最大値の徐々に行なわれる上昇及び制限が生じる。

【0036】

0.0 と 1.0 の間の値、なるべく 0.2 と 0.8 の間の値に値 A_1 を制限することは、目的に合っている。

【0037】

前記の空気逃し時間 t_{AH} を次式にしたがって計算することも可能である：

【0038】

【数3】

【0039】

その際、

【0040】

【数4】

。

【0041】

これにより摩擦値の相違が大きい際に、車両の積荷が、とくに良好に考慮される。

【0042】

さらに空気逃し時間 t_{AH} を次式にしたがって計算することが可能である：

10

20

30

40

50

【 0 0 4 3 】

【 数 5 】

【 0 0 4 4 】

その際、

【 0 0 4 5 】

【 数 6 】

。

【 0 0 4 6 】

これにより絶対的な圧力の大きさの影響が減少され、すなわち積荷及び車輪ブレーキにおける比、ブレーキ力/ブレーキ圧力の影響が減少される。

10

【 0 0 4 7 】

さらに空気逃し時間 t_{AH} を次式にしたがって計算することが可能である：

【 0 0 4 8 】

【 数 7 】

【 0 0 4 9 】

その際、

【 0 0 5 0 】

【 数 8 】

。

【 0 0 5 1 】

その際、 K_8 、 K_9 、 K_{10} はここでも定数であり、かつ P_{maxLVA} は、ロー - 側の前車輪の調整圧力である。

20

【 0 0 5 2 】

この計算様式は、ロー - 側の摩擦値をさらに大幅に考慮するという利点を有する。後車軸の調節圧力は、大きな摩擦値においても積荷を積んでいない車両においてきわめて小さい。それにより両側において大きな摩擦値において車両が安定に制動するといえども、大きな摩擦値における積荷のない車両の際、両方の車両側において VA における小さな差圧力だけ、及び小さな許容ヨーイングモーメントだけしか生じない。ロー - 前車輪の調整圧力を含めることによって、この効果は減少することができ、したがってさらに大きなブレーキ力が利用でき、かつブレーキ行程が短縮できる。

30

【 0 0 5 3 】

駆動車軸の前記の調整圧力 P_{maxH} 及び P_{maxL} の代わりに、駆動車軸の車輪の調整された圧力の平均経過も利用することができる。これは、目的に合うように次式にしたがって計算され：

【 0 0 5 4 】

【 数 9 】

、

【 0 0 5 5 】

その際、 P_{min} は、駆動車軸のそれぞれの車輪のいわゆる保持圧力すなわち減圧終了圧力値である (図 2 b 参照)。

40

【 0 0 5 6 】

さらに調整圧力 P_{maxH} 、 P_{maxL} の代わりに、ブレーキ圧力の時間に関して平均化された値も利用することができる。これは、電子装置 2 3 内における強力なフィルタ処理によって計算することができる。

【 0 0 5 7 】

駆動される後車軸の他に、リフト可能な車輪を有する別の後車軸 (リフト車軸) が存在する車両も利用される。この構造様式において、前記のリフト車軸を降下した場合、明らかに駆動される車軸の車輪負荷が減少する。駆動車軸の車輪における車輪負荷の減少により、この時ここでも調整圧力は減少する。なぜなら駆動車軸の車輪の最大限伝達できるブレーキ力は、小さくなるからである。この場合、時間 t_{AH} を計算する前記の方法によれば

50

、舵取り車軸の車輪において得られるブレーキ圧力差は、リフト車軸の降下によって変化するようになり、しかも一層小さなヨーイングモーメントの方向に変化するようになる。

【0058】

しかしながらこの結果は、望ましいわけではない。なぜなら μ スプリット摩擦値において降下したリフト車軸を有する車両は、経験によればかつ理論的に証明可能にも一層安定に制動するからである。したがってこの場合、車両が支配不可能になることなく、舵取り車軸の車輪における一層大きなブレーキ圧力差 P が可能である。

【0059】

目的に合った方法によってリフト車軸位置を認識し（例えば適当な検出を介して）、かつリフト車軸の位置を電子装置23のEBS又はABSに伝達することによって、この問題 10
に対処することができる。それからこの場合、前車軸VAの一緒に制御される車輪の空気
逃し時間 t_{AH} は、リフト車軸を降下した際に前記の一層安定な制動を利用するため、し
たがってブレーキ行程を短縮するために、相応して短縮される。このことは、次のように
して行なうことができる。すなわち次の式に：

【0060】

【数1】

【0061】

次のような項A1を算入する：

【0062】

【数10】

20

。

【0063】

その際、追加的な係数 K_{11} は、1より大きいので、A1に対する値は小さくなる。それ
によりここでもハイ-車輪の空気逃し時間 t_{AH} の短縮が生じ、それにより差圧力 P 又
は許容ヨーイングモーメントは上昇する。

【0064】

特別の場合に、前車軸のブレーキシリンダのブレーキ圧力情報も存在するならば、前記の
式に：

【0065】

【数7】

【0066】

を挿入してもよい。

【0067】

【数11】

【0068】

定数 K_{11} は、目的に合うように次の商から形成することができる：

【0069】

$K_{11} = (\text{車輪負荷、駆動車軸} + \text{車輪負荷、リフト車軸}) / \text{車輪負荷、駆動車軸}$

【0070】

この商は、ほとんどの場合車両データから大雑把に検出することができる。なぜならリフ
ト車軸を降下した際の固定の車軸負荷状態は、ほとんどの場合構造的に提示されているか
らである。定数 K_{11} に対して値範囲としてほぼ： 40

$1.3 \leq K_{11} \leq 2$

を示すことができる。定数 K_{11} に対する1.5の値が、FG範囲におけるほとんどの車
両タイプのために利用することができる。

【0071】

車軸負荷に対して、駆動車軸及びリフト車軸の軸負荷の適当な検出によって検出すること
ができる値を利用することも、場合によっては可能である。これら値は、ABS又はEBS
の電子装置に引渡される。それにより前記の商は、一層正確に計算することもできる。
このことは、リフト車軸を降下した際の車軸負荷状態が一定ではなく、例えばトラクショ 50

ン制御を実現するために選択可能である車両において、とくに意味がある。

【図面の簡単な説明】

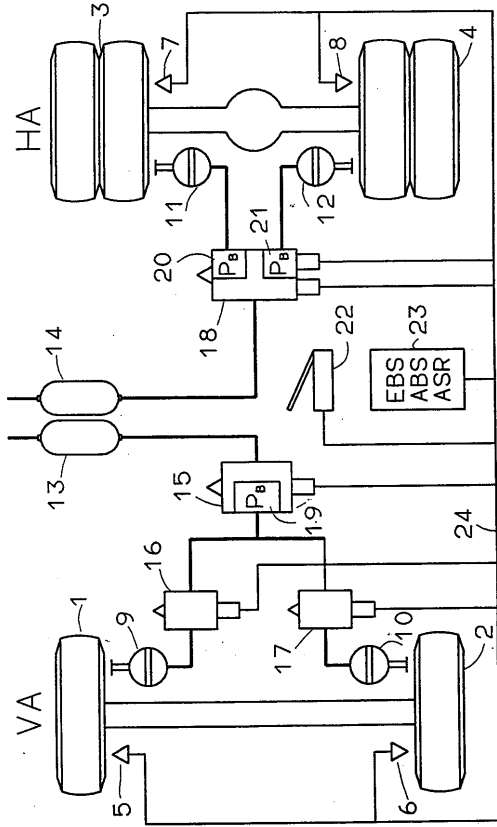
【図1】統合されたアンチロックシステム（ABS）を有する電子ブレーキシステム（EBS）の概略的なブロック回路図である。

【図2】舵取り車軸（前車軸VA）のロー - 車輪及びハイ - 車輪の車輪速度（V）、ブレーキ圧力（PB）及び調整信号（+ / - b、 ）を調整される制動の間に時間（t）に関して記入した線図である。

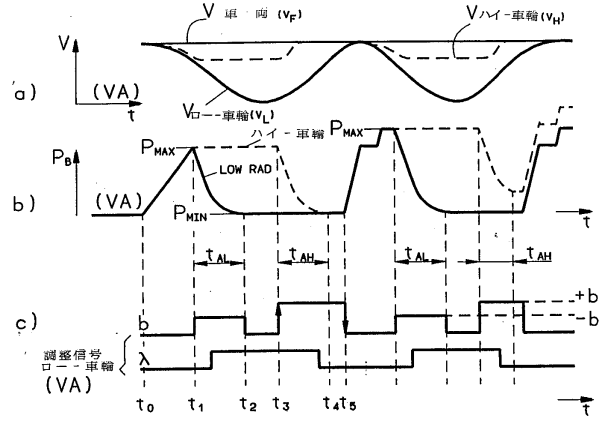
【符号の説明】

- | | | |
|------|----------|----|
| 1 | 車輪 | |
| 2 | 車輪 | 10 |
| 3 | 車輪 | |
| 4 | 車輪 | |
| 5 | 回転速度センサ | |
| 6 | 回転速度センサ | |
| 7 | 回転速度センサ | |
| 8 | 回転速度センサ | |
| 9 | ブレーキシリンダ | |
| 10 | ブレーキシリンダ | |
| 11 | ブレーキシリンダ | |
| 12 | ブレーキシリンダ | 20 |
| HA | 後車軸 | |
| VA | 前車軸 | |
| PB | ブレーキ圧力 | |
| Pmax | 調整圧力 | |
| Pm | 平均圧力 | |
| tAH | 空気逃し時間 | |

【図1】



【図2】



フロントページの続き

- (72)発明者 コンラート・ローデ
ドイツ連邦共和国ゼールツエ・アン・デル・ロートブーヘ3
- (72)発明者 ハルトムート・ローゼンダール
ドイツ連邦共和国ハノーヴァー・アステルンシュトラッセ40
- (72)発明者 フランク・ツイールケ
ドイツ連邦共和国バルジングハウゼン・ローレル24

審査官 森本 康正

- (56)参考文献 特開平08-244587(JP,A)
特開平01-164667(JP,A)
特開平02-231258(JP,A)
特表平07-507250(JP,A)

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