



(19)
 Bundesrepublik Deutschland
 Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 196 37 193 B4** 2010.02.18

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **196 37 193.7**
 (22) Anmeldetag: **12.09.1996**
 (43) Offenlegungstag: **27.03.1997**
 (45) Veröffentlichungstag
 der Patenterteilung: **18.02.2010**

(51) Int Cl.⁸: **B60W 30/02** (2006.01)
B60W 10/12 (2006.01)
F16D 48/12 (2006.01)
B60W 10/18 (2006.01)
B60W 10/04 (2006.01)

Innerhalb von drei Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:
7-247336 **26.09.1995** **JP**
7-286206 **02.11.1995** **JP**

(73) Patentinhaber:
Honda Giken Kogyo K.K., Tokyo, JP

(74) Vertreter:
Weickmann & Weickmann, 81679 München

(72) Erfinder:
Hamada, Tetsuro, Wako, Saitama, JP; Kanamaru, Yoshihiro, Wako, Saitama, JP; Iwata, Mitsuhiko, Wako, Saitama, JP; Hayashibe, Naoki, Wako, Saitama, JP; Konishi, Yoshikazu, Wako, Saitama, JP; Kawanaka, Ryuichi, Wako, Saitama, JP

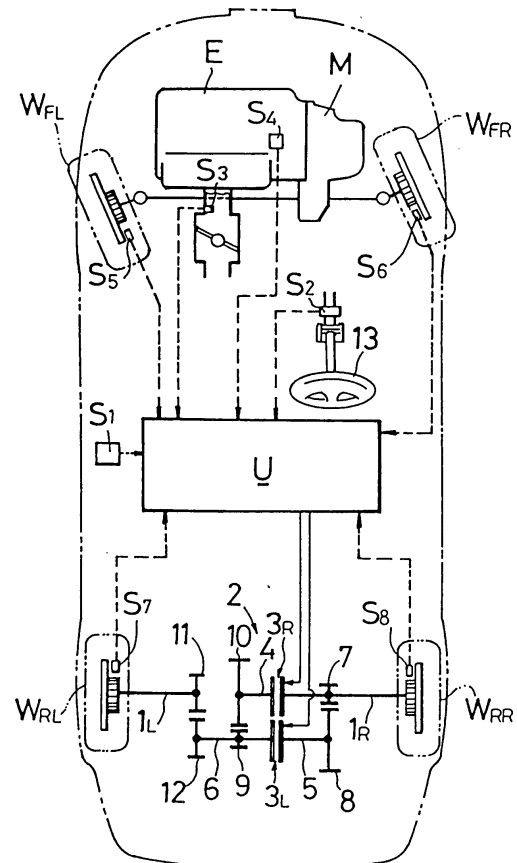
(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DE **39 00 638** **A1**
JP **07-1 64 926** **A**

(54) Bezeichnung: **Verfahren zum Beeinflussen des Gierverhaltens eines Fahrzeugs**

(57) Hauptanspruch: Verfahren zum Beeinflussen des Gierverhaltens eines Fahrzeugs, wobei das Fahrzeug ein rechtes und linkes Rad umfaßt, umfassend die folgenden Schritte:

- Bestimmen einer Längsbeschleunigung (X_g) des Fahrzeugs,
- Bestimmen einer Querbewegung (Y_g) des Fahrzeugs,
- Ermitteln eines Produkts aus Längs- und Querbewegung (X_g, Y_g),
- beruhend auf dem ermittelten Produkt, Bestimmen der Größe einer zur Beeinflussung des Gierverhaltens an einem von linkem und rechtem Rad zu erzeugenden Antriebskraft und der Größe einer zum Beeinflussen des Gierverhaltens an dem anderen von linkem und rechtem Rad zu erzeugenden Bremskraft,
- Erzeugen einer Antriebskraft an dem einen Rad entsprechend der bestimmten Größe der Antriebskraft und Erzeugen einer Bremskraft an dem anderen Rad entsprechend der bestimmten Größe der Bremskraft.



Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich im allgemeinen auf ein Verfahren zum Steuern eines Giermoments in einem Fahrzeug durch Erzeugen einer Bremskraft an einem Rad von linken und rechten Rädern und durch Erzeugen einer Antriebskraft an dem anderen Rad.

[0002] Es ist im Allgemeinen aus der japanischen Offenlegungsschrift JP 5-131855 A ein Drehmomentverteilungs-Steuer/Regel-System bekannt, worin linke und rechte Räder eines Fahrzeugs durch eine Drehmomentübertragungskupplung miteinander verbunden sind und die Drehmomentübertragungskapazität der Drehmomentübertragungskupplung gesteuert/geregelt wird.

[0003] Bei einem derartigen Drehmomentverteilungs-Steuer/Regel-System kann, wenn ein Drehmoment von dem Innenrad während des Kurvenfahrens auf das Außenrad übertragen wird, eine Antriebskraft an dem Außenrad erzeugt werden und eine Bremskraft an dem Innenrad erzeugt werden, um das Kurvenverhalten zu verbessern. Wenn ein Drehmoment von dem Außenrad auf das Innenrad während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs übertragen wird, dann kann an dem Außenrad eine Bremskraft erzeugt werden und eine Antriebskraft kann an dem Innenrad erzeugt werden, um das Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhalten zu verbessern.

[0004] Das vorangehend beschriebene System weist jedoch ein Problem darin auf, daß dann, wenn das Fahrzeug während des Kurvenfahrens desselben beschleunigt oder verzögert wird, die Bodenlasten der Vorder- und Hinterräder durch eine auf den Schwerpunkt des Fahrzeugs ausgeübte Längsträgheitskraft variiert werden und daher ein Drehmoment (Giermoment) um eine Gierachse erzeugt wird, wodurch das Kurvenverhalten und das Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhalten des Fahrzeugs beeinflusst wird.

[0005] Die DE 39 00 638 A1 offenbart eine Antriebsvorrichtung für ein Paar von Straßenrädern eines Kraftfahrzeugs, welche in Abhängigkeit vom Fahrzustand eines Fahrzeugs die Größe der auf die Straßenräder zu übertragenden Drehmomente variieren kann, um den Fahrzustand beim Kurvenfahren zu stabilisieren. In Abhängigkeit von der Fahrgeschwindigkeit und in Abhängigkeit vom Drehverhalten des Fahrzeugs wird das Drehmoment an einem Rad größer eingestellt als dasjenige am anderen Rad.

[0006] Aus der JP 07-164926 A ist ein Verfahren zum Beeinflussen des Gierverhaltens eines Fahrzeugs mit einem linken und einem rechten Rad bekannt, wobei eine Längsbeschleunigung und eine Querschleunigung des Fahrzeugs bestimmt werden. Beruhend auf der Längsbeschleunigung und der Querschleunigung werden die Größe einer zur Beeinflussung des Gierverhaltens an dem einen Rad zu erzeugenden Antriebskraft und die Größe einer zur Beeinflussung des Gierverhaltens an dem anderen Rad zu erzeugenden Bremskraft bestimmt. Die bestimmte Antriebs- und Bremskraft werden an dem zugehörigen Rad erzeugt.

[0007] Es ist daher Aufgabe der vorliegenden Erfindung, die Erzeugung eines unerwünschten Giermoments zu vermeiden, um ein gutes Kurvenverhalten und Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhalten sicherzustellen, wenn das Fahrzeug während des Kurvenfahrens desselben beschleunigt oder verzögert wird.

[0008] Um die vorangehende Aufgabe zu lösen, ist gemäß einem ersten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ein Verfahren nach Anspruch 1 anzugeben.

[0009] Hierbei wird, wenn das Fahrzeug während des Kurvenfahrens desselben beschleunigt wird, die Anzahl an Umdrehungen des Innenrads während des Kurvenfahrens verringert, um eine Bremskraft zu erzeugen, während die Anzahl an Umdrehungen des Außenrads erhöht wird, wodurch ein Moment, das beruhend auf einer Kurvenkraft in einer Kurvenrichtung entgegengesetzten Richtung erzeugt wird, beseitigt werden kann, um das Kurvenverhalten zu verbessern. Wenn das Fahrzeug während des Kurvenfahrens desselben verzögert wird, dann wird die Anzahl an Umdrehungen des Innenrads erhöht, um eine Antriebskraft zu erzeugen, während die Anzahl an Umdrehungen des Außenrads verringert wird, um eine Bremskraft zu erzeugen, wodurch ein Moment, das beruhend auf einer Kurvenkraft in der gleichen Richtung wie die Kurvenrichtung erzeugt wird, beseitigt werden kann, um das Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhalten zu verbessern.

[0010] Gemäß einem zweiten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung wird ein Verfahren nach Anspruch 2 angegeben.

[0011] Hierbei kann die Kurvenkraft der angetriebenen Räder, welche nahe einem Grenzpunkt liegt, aufgrund der großen Bodenlast derselben verringert werden. Somit kann die Kurvenkraft der angetriebenen Räder mit einem Spielraum vorgesehen werden, und das Kurvenfahren des Fahrzeugs mit einer größeren Querbe-

schleunigung kann mit der Verwendung eines derartigen Spielraums durchgeführt werden, wodurch zu einer Verbesserung des Kurvenverhaltens des Fahrzeugs beigetragen wird, welches in einem konstanten Zustand gelenkt wird. Ferner kann die Differenz zwischen Schlupfwinkeln der angetriebenen und der Mitlaufräder verringert werden, wodurch verursacht wird, daß die Lenkcharakteristik sich einem neutralen Lenken annähert.

[0012] Bevorzugt wird zusätzlich die Bremskraft an einem Rad von linken und rechten Rädern erzeugt und die Antriebskraft wird an dem anderen Rad erzeugt, indem die linken und rechten Räder durch ein Getriebe miteinander verbunden werden, um Differenzrotationen zu erzeugen.

[0013] Hierbei können die Bremskraft und die Antriebskraft an den linken bzw. rechten Rädern zuverlässig erzeugt werden.

[0014] Die vorangehenden und weitere Ziele, Merkmale und Vorteile der Erfindung werden aus der nachfolgenden Beschreibung einer bevorzugten Ausführungsform augenscheinlich, wenn diese in Verbindung mit den beiliegenden Zeichnungen betrachtet wird.

[0015] [Fig. 1](#) ist eine diagrammatische Darstellung einer Gesamtstrukturanordnung eines Vorderradantriebsfahrzeugs mit vorne liegender Maschine, das mit einem Drehmomentverteilungs-Steuer/Regel-System ausgestattet ist;

[0016] [Fig. 2](#) ist eine Darstellung zum Erklären eines Giermoments, das im Fahrzeug während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs erzeugt wird;

[0017] [Fig. 3](#) ist eine Darstellung zum Erklären eines Giermoments, das in dem Fahrzeug nach dem Einrücken einer Hydraulikkupplung erzeugt wird;

[0018] [Fig. 4](#) ist ein Graph zum Darstellen der Beziehung zwischen dem Schlupfwinkel und der Kurvenkraft;

[0019] [Fig. 5](#) ist eine Darstellung eines Reibungskreises eines Hinterrads; und

[0020] [Fig. 6](#) ist ein Graph, welcher die Beziehung zwischen der Quereschleunigung und dem minimalen Kurvenradius darstellt.

[0021] Wenn man sich der [Fig. 1](#) zuwendet, so ist ein Getriebe M mit einem rechten Ende einer Maschine E verbunden, welche horizontal bzw. seitlich in einem vorderen Teil einer Fahrzeugkarosserie angeordnet ist, und ein linkes Vorderrad W_{FL} und ein rechtes Vorderrad W_{FR} sind als Antriebsräder durch die Maschine E und das Getriebe M angetrieben.

[0022] Ein Getriebe 2 ist zwischen Achsen 1_L und 1_R für linke und rechte Hinterräder W_{RL} und W_{RR} als Mitlaufräder angeordnet, um die linken und rechten Hinterräder W_{RL} und W_{RR} miteinander zu verbinden, so daß die linken und rechten Hinterräder W_{RL} und W_{RR} mit verschiedenen Drehzahlen bezüglich zueinander gedreht werden. Das Getriebe 2 ist mit einer ersten Hydraulikkupplung 3_L und einer zweiten Hydraulikkupplung 3_R ausgestattet. Wenn die erste Hydraulikkupplung 3_L in einen Eingriffszustand gebracht wird, dann wird die Umdrehungszahl des linken Hinterrads W_{RL} verringert, während die Umdrehungszahl des rechten Hinterrads W_{RR} erhöht wird. Wenn die zweite Hydraulikkupplung 3_R in einen Eingriffszustand gebracht wird, dann wird die Umdrehungszahl des rechten Hinterrads W_{RR} verringert, während die Umdrehungszahl des linken Hinterrads W_{RL} erhöht wird.

[0023] Das Getriebe 2 umfaßt eine erste Welle 4, die koaxial zu den linken und rechten Achsen 1_L und 1_R angeordnet ist, und eine zweite Welle 5 und eine dritte Welle 6, welche koaxial zueinander und parallel zu den linken und rechten Achsen 1_L und 1_R angeordnet sind. Die erste Hydraulikkupplung 3_L ist zwischen der zweiten und der dritten Welle 5 und 6 angeordnet, und die zweite Hydraulikkupplung 3_R ist zwischen der rechten Achse 1_R und der ersten Welle 4 angeordnet. Ein erstes Zahnrad 7 mit kleinerem Durchmesser ist an der rechten Achse 1_R angeordnet und steht im Kämmeingriff mit einem zweiten Zahnrad 8 mit größerem Durchmesser, welches an der zweiten Achse 5 vorgesehen ist. Ein drittes Zahnrad 9 mit kleinerem Durchmesser ist an der dritten Welle 6 vorgesehen und steht in Kämmeingriff mit einem vierten Zahnrad 10 mit größerem Durchmesser, welches an der ersten Welle 4 vorgesehen ist. Ein fünftes Zahnrad 11 ist an der linken Achse 1_L vorgesehen und steht in Kämmeingriff mit einem sechsten Zahnrad 12, welches an der dritten Welle 6 vorgesehen ist.

[0024] Die Anzahl an Zähnen des ersten 7 und die Anzahl an Zähnen des dritten Zahnrads 9 sind auf den

gleichen Wert gesetzt und die Anzahl an Zähnen des zweiten **8** und die Anzahl an Zähnen des vierten **10** Zahnrads sind auf den gleichen Wert gesetzt, welcher größer ist als die Anzahl an Zähnen des ersten und des dritten Zahnrads **7** und **9**. Die Anzahl an Zähnen des fünften **11** und die Anzahl an Zähnen des sechsten **12** Zahnrads sind auf den gleichen Wert gesetzt.

[0025] Daher ist, wenn die erste Hydraulikkupplung **3_L** in ihren eingerückten Zustand gebracht wird, das rechte Hinterrad W_{RR} mit dem linken Hinterrad W_{RL} durch die rechte Achse **1_R**, das erste Zahnrad **7**, das zweite Zahnrad **8**, die zweite Welle **5**, die erste Hydraulikkupplung **3_L**, die dritte Welle **6**, das sechste Zahnrad **12**, das fünfte Zahnrad **11** und die linke Achse **1_L** verbunden. Daher wird die Anzahl an Umdrehungen des linken Hinterrads W_{RL} bezüglich der Anzahl an Umdrehungen des rechten Hinterrads W_{RR} gemäß einem Verhältnis der Anzahl an Zähnen des ersten Zahnrads **7** zur Anzahl an Zähnen des zweiten Zahnrads **8** verringert. Somit wird, wenn die erste Hydraulikkupplung **3_L** von einem Zustand, in welchem die linken und rechten Hinterräder W_{RL} und W_{RR} mit der gleichen Drehzahl gedreht werden, eingerückt wird, die Anzahl an Umdrehungen des rechten Hinterrads W_{RR} erhöht, und die Anzahl an Umdrehungen des linken Hinterrads W_{RL} wird verringert.

[0026] Wenn die zweite Hydraulikkupplung **3_R** eingerückt wird, dann ist das rechte Hinterrad W_{RR} mit dem linken Hinterrad W_{RL} durch die rechte Achse **1_R**, die zweite Hydraulikkupplung **3_R**, die erste Welle **4**, das vierte Zahnrad **10**, das dritte Zahnrad **9**, die dritte Welle **6**, das sechste Zahnrad **12**, das fünfte Zahnrad **11** und die linke Achse **1_L** verbunden. Daher wird die Anzahl an Umdrehungen des linken Hinterrads W_{RL} bezüglich der Anzahl an Umdrehungen des rechten Hinterrads W_{RR} gemäß einem Verhältnis der Anzahl an Zähnen des vierten Zahnrads **10** zur Anzahl an Zähnen des dritten Zahnrads **9** erhöht. Somit wird, wenn die zweite Hydraulikkupplung **3_R** von einem Zustand, in welchem die linken und rechten Hinterräder W_{RL} und W_{RR} mit der gleichen Drehzahl gedreht werden, eingerückt wird, die Anzahl an Umdrehungen des rechten Hinterrads W_{RR} verringert, und die Anzahl an Umdrehungen des linken Hinterrads W_{RL} wird erhöht.

[0027] Die Eingriffskräfte der ersten und zweiten Hydraulikkupplung **3_L** und **3_R** können durch Einstellen der Größen von Hydraulikdrücken, welche an die erste und die zweite Hydraulikkupplung **3_L** und **3_R** angelegt werden, kontinuierlich gesteuert/geregelt werden. Daher kann das Verhältnis der Anzahl an Umdrehungen des linken Hinterrads W_{RL} zur Anzahl an Umdrehungen des rechten Hinterrads W_{RR} ebenso kontinuierlich innerhalb eines Bereichs gesteuert/geregelt werden, welcher durch das Verhältnis der Zähne der ersten bis vierten Zahnräder **7**, **8**, **9** und **10** bestimmt ist.

[0028] Die folgenden Signale werden in eine elektronische Steuer/Regel-Einheit U eingegeben, mit welcher die erste und die zweite Hydraulikkupplung **3_L** und **3_R** verbunden sind: ein Signal von einem Querbeschleunigungssensor S_1 zum Erfassen einer Querbeschleunigung der Fahrzeugkarosserie; ein Signal von einem Lenkwinkelsensor S_2 zum Erfassen eines Drehwinkels eines Lenkrads **13**; ein Signal von einem Einlaßleitunginnenabsolutdrucksensor S_3 zum Bestimmen eines Innenabsolutdrucks in einer Einlaßleitung der Maschine E; ein Signal von einem Maschinendrehzahlsensor S_4 zum Erfassen einer Drehzahl der Maschine E; und Signale von Raddrehzahlsensoren S_5 , S_6 , S_7 und S_8 zum Erfassen der Umdrehungszahlen der vier Räder, um eine Fahrzeuggeschwindigkeit zu berechnen.

[0029] Die elektronische Steuer/Regel-Einheit U korrigiert eine tatsächliche Querbeschleunigung der Fahrzeugkarosserie, welche durch den Querbeschleunigungssensor S_1 erfaßt wird, beruhend auf einer abgeschätzten Querbeschleunigung, welche aus dem Drehwinkel des Lenkrads **13**, der durch den Lenkwinkelsensor S_2 erfaßt wird, und den Raddrehzahlen berechnet wird, welche durch die Raddrehzahlsensoren S_5 , S_6 , S_7 und S_8 erfaßt werden. Daher wird eine Querbeschleunigung Y_g des Fahrzeugs durch die Steuer/Regel-Einheit U ohne Zeitverzögerung berechnet. Die elektronische Steuer/Regel-Einheit U multipliziert ferner ein Maschinendrehmoment, welches aus Ausgaben von dem Einlaßleitunginnenabsolutdrucksensor S_3 und dem Maschinendrehzahlsensor S_4 berechnet wird, mit einem Getriebegangverhältnis, um ein Antriebsraddrehmoment zu berechnen, und berechnet eine Längsbeschleunigung X_g des Fahrzeugs beruhend auf dem Antriebsraddrehmoment. Ferner steuert die elektronische Steuer/Regel-Einheit U die Eingriffskräfte der ersten und zweiten Hydraulikkupplung **3_L** und **3_R** beruhend auf der Quer- und der Längsbeschleunigung Y_g und X_g .

[0030] Der Betrieb der Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, welche den vorangehend beschriebenen Aufbau aufweist, wird nachfolgend beschrieben.

[0031] Die [Fig. 2](#) zeigt einen Zustand, in welchem ein Fahrzeug mit einem Gewicht W mit einer Querbeschleunigung Y_g im Gegenuhrzeigersinn gelenkt wird. In diesem Falle wird eine Zentrifugalkraft $W \times Y_g$ auf den Schwerpunkt des Fahrzeugs ausgeübt und durch eine Summe einer Kurvenkraft C_{Ff} , welche zwischen den Vorderrädern und einer Straßenoberfläche angelegt wird, und einer Kurvenkraft C_{Fr} , welche zwischen den

Hinterrädern und der Straßenoberfläche angelegt wird, ausgeglichen. In einem derartigen Falle trifft die folgende Gleichung zu:

$$W \times Yg = Cff + CFr \quad (1).$$

[0032] Wenn ein Abstand zwischen der Schwerpunktsposition des Fahrzeugs und der Vorderachse durch a wiedergegeben ist und ein Abstand zwischen der Position des Schwerpunkts und der Hinterachse durch b wiedergegeben ist, dann ist ein Moment M_1 , welches um eine Gierachse durch die Kurvenkräfte Cff und CFr vorgesehen ist, durch die folgende Gleichung gegeben:

$$M_1 = a \times Cff - b \times CFr \quad (2).$$

[0033] Wenn das Fahrzeug geradeaus fährt, dann sind die Bodenlasten der linken und rechten Räder zueinander gleich; wenn jedoch das Fahrzeug durch eine Kurve fährt, dann wird die Bodenlast zwischen den Innen- und Außenrädern bei Betrachtung während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs variiert. D. h., während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs wird eine in einer Kurvenrichtung nach außen gerichtete Zentrifugalkraft auf den Schwerpunkt der Fahrzeugkarosserie ausgeübt, und daher neigt die Fahrzeugkarosserie dazu, sich in Kurvenrichtung nach auswärts und unten zu neigen. Als Ergebnis daraus wird an dem Innenrad während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs eine Neigung zum Abheben von der Straßenoberfläche erzeugt, wodurch die Bodenlast des Innenrads verringert wird, und eine Neigung des Außenrads während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs wird erzeugt, um dieses gegen die Straßenoberfläche zu drücken, um die Bodenlast des Außenrads zu erhöhen.

[0034] Wenn das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit fährt, dann sind die Bodenlasten der Vorder- und Hinterräder konstant, wenn jedoch das Fahrzeug beschleunigt oder verzögert wird, dann werden die Bodenlasten der Vorder- und Hinterräder variiert. D. h., während des Beschleunigens des Fahrzeugs wird eine bezüglich der Fahrzeugkarosserie nach hinten gerichtete Trägheitskraft auf den Schwerpunkt der Fahrzeugkarosserie ausgeübt, und daher wird die Fahrzeugkarosserie in einen nach hinten abgesenkten Zustand gebracht, wodurch die Bodenlast der Hinterräder erhöht wird, und als Ergebnis daraus wird die Kurvenkraft der Hinterräder zum Anlegen eines Moments M_1 entgegengesetzt zur Kurvenrichtung erhöht. Während einer Verzögerung des Fahrzeugs wird eine bezüglich der Fahrzeugkarosserie nach vorne gerichtete Trägheitskraft auf den Schwerpunkt der Fahrzeugkarosserie ausgeübt, und daher wird das Fahrzeug in einen vorne nach unten geneigten Zustand gebracht, wodurch die Bodenlast des Vorderrads erhöht wird, als Ergebnis daraus wird die Kurvenkraft des Vorderrads erhöht, um ein Moment in der gleichen Richtung wie die Kurvenrichtung anzulegen (siehe Pfeil mit durchgezogener Linie und Pfeil mit gestrichelter Linie in [Fig. 2](#)).

[0035] Wenn das Fahrzeug mit konstanter Geschwindigkeit geradeaus fährt und die Summe der Bodenlasten der linken und rechten Vorderräder durch Wf wiedergegeben ist, dann ist die Bodenlast von jedem Vorderrad $Wf/2$. Wenn das Fahrzeug mit einer Längsbeschleunigung Xg beschleunigt oder verzögert wird, während es mit einer Querschleunigung Yg um eine Kurve fährt, dann sind die Bodenlast W_{Fi} des Vorderrads (welches während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs das Innenrad ist) und die Bodenlast W_{Fo} des Vorderrads (welches während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs das Außenrad ist) durch die folgenden Gleichungen gegeben:

$$W_{Fi} = Wf/2 - Kf \times Yg - Kh \times Xg \quad (3); \text{ und}$$

$$W_{Fo} = Wf/2 + Kf \times Yg - Kh \times Xg \quad (4).$$

[0036] Wenn eine Summe der Bodenlasten der linken und rechten Hinterräder durch Wr wiedergegeben ist, dann sind die Bodenlast W_{Ri} des Hinterrads (welches während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs das Innenrad ist) und die Bodenlast W_{Ro} des Hinterrads (welches während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs das Außenrad ist) durch die folgenden Gleichungen gegeben:

$$W_{Ri} = Wr/2 - Kr \times Yg + Kh \times Xg \quad (5); \text{ und}$$

$$W_{Ro} = Wr/2 + Kr \times Yg + Kh \times Xg \quad (6).$$

[0037] In den vorangehenden Gleichungen (3) bis (6) sind Faktoren Kf , Kr und Kh ferner gemäß den folgenden Gleichungen definiert:

$$Kf = (Gf' \times hg' \times W + hf \times Wf)/tf \quad (7);$$

$$K_r = (G_r' \times h_g' \times W + h_r \times W_r)/t_r \quad (8); \text{ und}$$

$$K_h = h_g \times W/(2 \times L) \quad (9),$$

worin in den vorangehenden Gleichungen verwendete Zeichen ferner wie folgt definiert sind:

G_f, G_r: Rollsteifigkeit von Vorder- und Hinterrädern;
G_f', G_r

$$G_f' = G_f/(G_f + G_r);$$

$$G_r' = G_r/(G_f + G_r);$$

h_f, h_r: Höhe der Rollmitte von Vorder- und Hinterrädern;
h_g: Höhe des Schwerpunkts;
h_g': Abstand zwischen dem Schwerpunkt und einer Rollwelle;

$$h_g' = h_g - (h_f \times W_f + h_r \times W_r)/W;$$

t_f, t_r: Spurweite der Vorder- und Hinterräder;
L: Radabstand

$$L = a + b.$$

[0038] Wenn die Kurvenkraft eines Reifens proportional zur Bodenlast eines derartigen Reifens ist, dann ist die Kurvenkraft C_{Ff} des Vorderrads durch die folgende Gleichung (10) gegeben aus: der Bodenlast W_{Fi} des Vorderrads, welches während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs das Innenrad ist, gegeben durch die Gleichung (3); der Bodenlast W_{FO} des Vorderrads, welches während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs das Außenrad ist, gegeben durch die Gleichung (4); und der Querbesehleunigung Y_g:

$$\begin{aligned} C_{Ff} &= W_{Fi} \times Y_g + W_{FO} \times Y_g \\ &= W_f \times Y_g - 2 \times K_h \times X_g \times Y_g \end{aligned} \quad (10).$$

[0039] Die Kurvenkraft C_{Fr} des Hinterrads ist gemäß der folgenden Gleichung (11) gegeben aus: der Bodenlast W_{Ri} des Hinterrads, welches während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs das Innenrad ist, gegeben durch die Gleichung (5); der Bodenlast W_{RO} des Hinterrads, welches während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs das Außenrad ist, gegeben durch die Gleichung (6); und der Querbesehleunigung Y_g:

$$\begin{aligned} C_{Fr} &= W_{Ri} \times Y_g + W_{RO} \times Y_g \\ &= W_r \times Y_g + 2 \times K_h \times X_g \times Y_g \end{aligned} \quad (11).$$

[0040] Wenn die Gleichungen (10) und (11) in die Gleichung (2) eingesetzt werden, dann ergibt sich die folgende Gleichung (12):

$$\begin{aligned} M_1 &= a \times (W_f \times Y_g - 2 \times K_h \times X_g \times Y_g) \\ &\quad - b \times (W_r \times Y_g + 2 \times K_h \times X_g \times Y_g) \\ &= (a \times W_f - b \times W_r) \times Y_g \\ &\quad - 2 \times K_h \times L \times X_g \times Y_g \end{aligned} \quad (12),$$

wobei aus Gleichung (9) gilt: $K_h = h_g \times W/(2 \times L)$. Daher führt die Gleichung (12) mit $a \times W_f - b \times W_r = 0$ zu Folgendem:

$$M_1 = -h_g \times W \times X_g \times Y_g \quad (13),$$

und man kann erkennen, daß das Moment M₁ um die Gierachse proportional zum Produkt der Längs- und der Querbesehleunigung X_g und Y_g ist. Somit ist es, wenn die Antriebskraft und die Bremskraft auf die Innen- und Außenräder bei Betrachtung während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs derart verteilt werden, daß das Moment M₁ um die Gierachse, welches durch die Gleichung (13) gegeben ist, beseitigt wird, möglich, das Kurvenstabilitätsverhalten und das Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhalten zu einer Zeit, zu welcher das Fahrzeug beim Kurvenfahren desselben beschleunigt oder verzögert wird, zu verbessern.

[0041] Andererseits wird, wenn die Bremskraft F beispielsweise in dem Innenrad bei Betrachtung während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs erzeugt wird, wie in [Fig. 3](#) gezeigt, eine Antriebskraft F/i (wenn das Getriebeverhältnis des Getriebes 2 durch i wiedergegeben ist) erzeugt. Ein Moment M_2 um die Gierachse, welches in dem Fahrzeug durch die Bremskraft F und die Antriebskraft F/i erzeugt wird, ist durch die folgende Gleichung gegeben:

$$M_2 = (tr/2) \times F \times \kappa$$

$$= (tr/2) \times (T/R) \times \kappa \tag{14},$$

worin $\kappa = 1 + (l/i)$, T ein Kupplungsdrehmoment und R ein Reifenradius ist.

[0042] Daher ist ein Kupplungsdrehmoment T , welches zum Beseitigen des Moments M_1 durch das Moment M_2 erforderlich ist, gemäß der folgenden Gleichung durch die Bedingung $M_1 = M_2$, gegeben:

$$T = \{2R/(tr \times \kappa)\} \times hg \times W \times Xg \times Yg \tag{15}.$$

[0043] Aus der Gleichung (15) ist das Kupplungsdrehmoment T ein Wert, der proportional zum Produkt der Längs- und der Querschleunigung Xg und Yg ist. In der vorangehenden Beschreibung ist angenommen worden, daß die Kurvenkraft des Reifens proportional zur Bodenlast des Reifens ist. Daher ist das Kupplungsdrehmoment T ein Wert, der proportional zum Produkt $Xg \times Yg$ der Längs- und der Querschleunigung Xg und Yg ist; genaugenommen ist die Kurvenkraft jedoch nicht proportional zur Bodenlast. Es wird statt dessen in der Praxis angenommen, daß das Kupplungsdrehmoment T eine Funktion des Produkts $Xg \times Yg$ der Längs- und der Querschleunigungen Xg und Yg ist.

[0044] Wie in Tabelle 1 gezeigt, wird, wenn die erste Hydraulikkupplung 3_L in ihren eingerückten Zustand gebracht wird, wobei das Kupplungsdrehmoment durch die Gleichung (15) gegeben ist, wenn das Fahrzeug während des Kurvenfahrens im Gegenuhrzeigersinn beschleunigt wird, die Anzahl an Umdrehungen des Innenrads (bei Betrachtung während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs) verringert, um eine Bremskraft F zu erzeugen. Die Anzahl an Umdrehungen des Außenrads wird erhöht, um eine Antriebskraft F/i zu erzeugen, wodurch das Moment M_1 , das in der Richtung entgegengesetzt zur Kurvenrichtung, beruhend auf der Kurvenfahrt, wirkt, beseitigt wird, was zu einem verbesserten Kurvenverhalten führt. In gleicher Weise wird, wenn die zweite Hydraulikkupplung 3_R in ihren eingerückten Zustand mit dem Kupplungsdrehmoment T während des beschleunigten Kurvenfahrens des Fahrzeugs im Uhrzeigersinn gebracht wird, das Moment M_1 , beruhend auf der Kurvenkraft, in gleicher Weise beseitigt, was zu einem verbesserten Kurvenverhalten führt.

[0045] Wenn die zweite Hydraulikkupplung 3_R mit dem in der Gleichung (15) gegebenen Kupplungsdrehmoment in ihren eingerückten Zustand gebracht wird, wenn das Fahrzeug während des Verzögerns desselben gelenkt wird, dann wird die Anzahl an Umdrehungen des Innenrads erhöht, um eine Antriebskraft F/i zu erzeugen, und die Anzahl an Umdrehungen des Außenrads wird verringert, um die Bremskraft zu erzeugen, wodurch das Moment M_1 , das in der gleichen Richtung wie die Kurvenrichtung beruhend auf der Kurvenkraft wirkt, beseitigt wird, was zu einem verbesserten Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhalten führt. Entsprechend wird, wenn die erste Kupplung 3_L in ihren eingerückten Zustand gebracht wird, wenn das Fahrzeug während des Lenkens desselben verzögert wird, das Moment M_1 , beruhend auf der Kurvenkraft, in gleicher Weise beseitigt, was zu einem verbesserten Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhalten führt.

Tabelle 1

	Lenken im Gegenuhrzeigersinn	Lenken im Uhrzeigersinn	Wirkung
während Beschleunigung	erste Kupplung 3_L ist AN	zweite Kupplung 3_R ist AN	Verbesserung des Kurvenverhaltens
während Verzögerung	zweite Kupplung 3_R ist AN	erste Kupplung 3_L ist AN	Verbesserung des Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhaltens

[0046] Wenn das Fahrzeug während der Geradeausfahrt desselben beschleunigt oder verzögert wird, wird das Giermoment des Fahrzeugs nicht variiert, und daher werden die ersten und zweiten Hydraulikkupplungen 3_L und 3_R in ihren nicht eingerückten Zuständen gehalten.

[0047] Wie vorangehend beschrieben, ist, wenn das Fahrzeug während des Kurvenfahrens desselben beschleunigt oder verzögert wird, die Größe des erzeugten Moments ein Wert, der proportional zum Produkt $X_g \times Y_g$ der Längs- und der Querschleunigung X_g und Y_g ist. Die Längsbeschleunigung X_g wird jedoch nicht in einem Fahrzeug erzeugt, das in einem konstanten Zustand ist, ohne daß dieses beschleunigt oder verzögert wird, und daher wird das vorangehend beschriebene Moment nicht erzeugt. Daher werden, während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs in einem konstanten Zustand die ersten und zweiten Hydraulikkupplungen 3_L und 3_R in ihren nicht eingerückten Zuständen gehalten.

[0048] Jedoch selbst während eines konstanten Kurvenfahrens des Fahrzeugs können die erste und die zweite Hydraulikkupplung 3_L und 3_R in ihre eingerückten Zustände gebracht werden, um das Drehmoment der linken und rechten Hinterräder W_{RL} und W_{RR} zwangsweise zu verteilen, um das Moment zu erzeugen, wodurch die Grenz-Querschleunigung Y_g des Fahrzeugs erhöht wird, um das Kurvenverhalten zu verbessern.

[0049] Die [Fig. 4](#) zeigt die Beziehung zwischen der Kurvenkraft CF_f bezüglich des Schlupfwinkels β_f des Vorderrads und die Beziehung der Kurvenkraft CF_r bezüglich des Schlupfwinkels β_r des Hinterrads. Wenn die Schlupfwinkel β_f und β_r von null erhöht werden, dann werden die Größen der Kurvenkräfte CF_f und CF_r von null erhöht. Dann beginnen, wenn die Schlupfwinkel β_f und β_r ihre Grenzpunkte erreichen, die Größen der Kurvenkräfte CF_f und CF_r abzunehmen. Die Kurvenkraft CF_f des Vorderrads, welches an einer Position näher an der Maschine angeordnet ist und eine größere Bodenlast aufweist, ist größer als die Kurvenkraft des Hinterrads, welches an einer Position weiter von der Maschine E entfernt angeordnet ist und eine kleinere Bodenlast aufweist.

[0050] Die Werte der Kurvenkräfte CF_f und CF_r , welche durch die Vorder- und Hinterräder während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs erzeugt werden, hängen von dem Wert der Querschleunigung Y_g ab und verändern sich, während die Beziehung der Gleichung (1) beibehalten bleibt. Wenn die Querschleunigung Y_g erhöht wird, dann werden beide Schlupfwinkel β_f und β_r erhöht, und mit dieser Zunahme werden beide Kurvenkräfte CF_f und CF_r der Vorder- und Hinterräder ebenso erhöht. Wenn der Schlupfwinkel β_f und die Kurvenkraft CF_f des Vorderrads einen Punkt A in [Fig. 4](#) erreichen (d. h. die Kurvenkraft CF_f des Vorderrads erreicht einen Grenzpunkt, an welchem sie nicht weiter erhöht werden kann) dann ist die momentane Querschleunigung Y_g die Grenz-Querschleunigung Y_g des Fahrzeugs. Dabei sind der Schlupfwinkel β_r und die Kurvenkraft CF_r des Hinterrads bei einem Punkt B in [Fig. 4](#), und daher weist die Kurvenkraft des Hinterrads einen verbleibenden Sicherheitsspielraum m_1 auf.

[0051] Wenn der Schlupfwinkel β_f und die Kurvenkraft CF_f des Vorderrads auf den Punkt A eingestellt werden können und der Schlupfwinkel β_r und die Kurvenkraft CF_r des Hinterrads auf einen Punkt B_0 in [Fig. 4](#) eingestellt werden können, dann können die Kurvenkräfte CF_f und CF_r der Vorder- und Hinterräder als ein Maximum verwendet werden, um die Grenz-Querschleunigung Y_g zu erhöhen. Ein derartiger Fall ist jedoch unmöglich, da das Verhältnis der durch die Vorder- und Hinterräder erzeugten Kurvenkräfte CF_f und CF_r von der Gleichung (1) wie vorangehend beschrieben abhängt.

[0052] Das Verhältnis der Kurvenkräfte CF_f und CF_r , welche durch die Vorder- und Hinterräder erzeugt werden, kann jedoch auf jeden Wert gesteuert/geregelt werden, indem das Drehmoment der Innen- und Außenräder während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs verteilt wird, und derartige Kurvenkräfte CF_f und CF_r können genutzt werden, um die Grenz-Querschleunigung Y_g zu erhöhen.

[0053] Wenn ein Giermoment M_3 in der Kurvenrichtung durch Vorsehen einer Bremskraft an dem Innenrad und einer Antriebskraft an dem Außenrad während des konstanten Kurvenfahrens des Fahrzeugs erzeugt wird, dann lautet die vorangehende Gleichung (2) wie folgt:

$$M_1 = a \times CF_f - b \times CF_r + M_3 \quad (16).$$

[0054] Aus den Gleichungen (16) und (1) sind die Kurvenkraft CF_f des Vorderrads und die Kurvenkraft CF_r des Hinterrads durch die folgenden Gleichungen gegeben:

$$CF_f = \{b/(a + b)\} \times W \times Y_g - M_3/(a + b) \quad (17); \text{ und}$$

$$CF_r = \{a/(a + b)\} \times W \times Y_g + M_3/(a + b) \quad (18).$$

[0055] Die Gleichungen (17) und (18) geben an, daß dann, wenn die erste und die zweite Hydraulikkupplung 3_L und 3_R in ihre eingerückten Zustände gebracht werden, während das Fahrzeug in einem konstanten Kur-

venzustand fährt, um das Moment M_3 zu erzeugen, das Verhältnis der Kurvenkräfte C_{Ff} und C_{Fr} der Vorder- und Hinterräder durch den zweiten Ausdruck $\pm (M_3/(a + b))$ auf den rechten Seiten der Gleichungen auf jeden Wert gesteuert werden kann.

[0056] Wie man aus [Fig. 4](#) erkennen kann, wird, wenn das Fahrzeug in dem konstanten Zustand bei der Grenz-Querbeschleunigung Y_g gelenkt wird (nämlich, wenn die Kurvenkraft C_{Ff} des Vorderrads bei dem Punkt A liegt und die Kurvenkraft C_{Fr} des Hinterrads bei dem Punkt B liegt), die Kurvenkraft C_{Ff} des Vorderrads um $\Delta C_F[\Delta C_F = M_3/(a + b)]$ verringert, um C_{Ff}' (an einem Punkt A') vorzusehen, und die Kurvenkraft C_{Fr} des Hinterrads wird durch $\Delta C_F[\Delta C_F = M_3/(a + b)]$ erhöht, um C_{Fr}' (an einem Punkt B') vorzusehen, gemäß den obigen Gleichungen (17) und (18). Im Ergebnis wird ein neuer Grenzbereich m_2 bei der Kurvenkraft C_{Ff} des Vorderrads erzeugt, und der Grenzbereich m_2 verbleibt innerhalb der Kurvenkraft C_{Fr} des Hinterrads. Die Geschwindigkeit des Fahrzeugs oder der Kurvenradius des Fahrzeugs können um den Grenzbereich m_2 erhöht werden, wodurch die Grenz-Querbeschleunigung Y_g erhöht wird.

[0057] Die [Fig. 5](#) zeigt einen Reibungskreis des Hinterrads, welcher dem Punkt B in [Fig. 4](#) entspricht. Das Verhalten des Außenrades während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs, welches einen wesentlichen Einfluß auf das Kurvenverhalten hat, wird nun beschrieben. Die Bodenlast des Außenrads wird gemäß einer Zunahme der Querbeschleunigung Y_g erhöht, und daher wird der Spielraumanteil der Antriebskraft ebenso gemäß der Zunahme der Querbeschleunigung Y_g erhöht. Daher kann, wenn die erste und die zweite Hydraulikkupplung 3_L und 3_R gemäß der Zunahme der Querbeschleunigung Y_g erhöht (eingerückt) werden, die maximale Kurvenkraft C_{Ff} oder C_{Fr} erzeugt werden, um das Kurvenverhalten zu verbessern.

[0058] Auf diese Art und Weise werden die Antriebskraft und die Bremskraft an den Hinterrädern W_{RL} und W_{RR} gemäß der Querbeschleunigung erzeugt, und daher können, selbst während eines konstanten Kurvenfahrens des Fahrzeugs mit einer Längsbeschleunigung X_g von null, derartige Antriebs- und Bremskräfte erzeugt werden, um das Kurvenverhalten zu verbessern.

[0059] Die [Fig. 6](#) zeigt die Beziehung zwischen der Querbeschleunigung und dem minimalen Kurvenradius, wobei eine gestrichelte Linie den minimalen Kurvenradius des Fahrzeugs wiedergibt, wenn das Giermoment M_3 bei dem bekannten Steuer/Regel-Verfahren nicht angelegt worden ist, und eine durchgezogene Linie bezeichnet den minimalen Kurvenradius des Fahrzeugs, wenn das Giermoment M_3 bei dem Steuer/Regel-Verfahren gemäß der vorliegenden Erfindung angelegt worden ist. Wie in [Fig. 6](#) gezeigt, wird bei dem erfindungsgemäßen Steuer/Regel-Verfahren im Vergleich zum Stand der Technik bei einer bestimmten Querbeschleunigung Y_g der minimale Kurvenradius verringert, und bei einem bestimmten minimalen Kurvenradius wird die Querbeschleunigung (d. h. die Fahrzeuggeschwindigkeit) erhöht, wodurch das Kurvenverhalten verbessert wird.

[0060] Ferner wird, wie in [Fig. 4](#) gezeigt, der Schlupfwinkel β_f des Vorderrads auf β_f' verringert und der Schlupfwinkel β_r des Hinterrads auf β_r' erhöht, indem das Giermoment M_3 angelegt wird. Daher kann die Differenz zwischen den Schlupfwinkeln β_f' und β_r' der Vorder- und Hinterräder derart verringert werden, daß eine Annäherung an einen neutralen Lenkwinkel erreicht wird.

[0061] Obgleich die Ausführungsform der vorliegenden Erfindung detailliert beschrieben worden ist, ist es selbstverständlich, daß die vorliegende Erfindung nicht auf die vorangehend beschriebene Ausführungsform beschränkt ist, und es können verschiedene Modifikationen durchgeführt werden, ohne von dem in den Ansprüchen definierten Gegenstand und Umfang der Erfindung abzuweichen.

[0062] Beispielsweise ist in der Ausführungsform die Verteilung des Drehmoments der linken und rechten Hinterräder W_{RL} und W_{RR} , welche Mitlaufräder sind, beschrieben worden. Die vorliegende Erfindung ist jedoch nicht nur auf die Verteilung des Drehmoments der Mitlauf- oder Antriebsräder anwendbar, sondern ist ebenso auf die Verteilung des Drehmoments der Mitlaufräder in einem Fahrzeug anwendbar, in welchem eine Hilfsantriebsquelle (wie beispielsweise ein Elektromotor) mit dem Mitlaufrädern verbunden ist, so daß bei Vorliegen eines Schlupfs der Antriebsräder die Hilfsantriebsquelle betätigt wird, um einen Vierradantriebszustand vorzusehen. Ferner können anstelle der ersten und der zweiten Hydraulikkupplung 3_L und 3_R andere Kupplungen (wie z. B. eine elektromagnetische Kupplung, eine Fluidkupplung o. dgl.) verwendet werden.

[0063] In einem Verfahren zum Steuern/Regeln eines Giermoments eines Fahrzeugs wird eine Bremskraft in einem Rad von linken und rechten Rädern (W_{RL} , W_{RR}) des Fahrzeugs erzeugt und eine Antriebskraft wird in dem anderen Rad erzeugt. Wenn ein Fahrzeug während des Kurvenfahrens desselben beschleunigt wird, dann werden Bodenlasten der Hinterräder erhöht, um eine Gierbewegung in einer Richtung entgegengesetzt

zu einer Kurvenrichtung zu erzeugen. Eine derartige Gierbewegung kann jedoch beseitigt werden, um das Kurvenverhalten zu verbessern, indem eine von Hydraulikkupplungen (3_L , 3_R) in einen eingerückten Zustand mit einem Drehmoment gebracht wird, welches proportional zu einem Produkt von Längs- und Querschleunigungen ist. Daher werden eine Bremskraft und eine Antriebskraft an den Innen- und Außenrädern (W_{RL} , W_{RR}) während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs erzeugt. Wenn das Fahrzeug während des Kurvenfahrens desselben verzögert wird, dann werden Bodenlasten von Vorderrädern (W_{FL} , W_{FR}) erhöht, um ein Giermoment in der gleichen Richtung wie die Kurvenrichtung zu erzeugen. Ein derartiges Giermoment kann jedoch beseitigt werden, um das Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhalten zu verbessern, indem eine der Hydraulikkupplungen (3_L , 3_R) in einen eingerückten Zustand gebracht wird mit einem Drehmoment, welches proportional zur Längs- und Querschleunigung ist. Somit kann, wenn das Fahrzeug während des Kurvenfahrens desselben beschleunigt oder verzögert wird, die Erzeugung eines ungewünschten Giermoments vermieden werden, um ein gutes Kurvenverhalten und Hochgeschwindigkeitsstabilitätsverhalten sicherzustellen.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Beeinflussen des Gierverhaltens eines Fahrzeugs, wobei das Fahrzeug ein rechtes und linkes Rad umfaßt, umfassend die folgenden Schritte:

- a) Bestimmen einer Längsbeschleunigung (X_g) des Fahrzeugs,
- b) Bestimmen einer Querschleunigung (Y_g) des Fahrzeugs,
- c) Ermitteln eines Produkts aus Längs- und Querschleunigung (X_g , Y_g),
- d) beruhend auf dem ermittelten Produkt, Bestimmen der Größe einer zur Beeinflussung des Gierverhaltens an einem von linkem und rechtem Rad zu erzeugenden Antriebskraft und der Größe einer zum Beeinflussen des Gierverhaltens an dem anderen von linkem und rechtem Rad zu erzeugenden Bremskraft,
- e) Erzeugen einer Antriebskraft an dem einen Rad entsprechend der bestimmten Größe der Antriebskraft und Erzeugen einer Bremskraft an dem anderen Rad entsprechend der bestimmten Größe der Bremskraft.

2. Verfahren zum Beeinflussen eines Giermoments in einem Fahrzeug mit Antriebs- und Mitlaufrädern (W_{FL} , W_{FR} , W_{RL} , W_{RR}), wobei die Mitlaufräder (W_{RL} , W_{RR}) eine geringere Bodenlast aufweisen als die der Antriebsräder (W_{FL} , W_{FR}), wobei das Verfahren die Schritte umfasst:

- a) Erzeugen einer Bremskraft an einem der linken und rechten Mitlaufräder (W_{RL} , W_{RR}), und
- b) Erzeugen einer Antriebskraft an einem anderen der linken und rechten Mitlaufräder (W_{RL} , W_{RR}), worin die Größen der Antriebskraft und der Bremskraft als Funktionen eines Produkts aus einer Längsbeschleunigung (X_g) und einer Querschleunigung (Y_g) gesetzt werden, und worin die Größen der Antriebskraft und der Bremskraft gemäß einer Zunahme der Querschleunigung (Y_g) des Fahrzeugs erhöht werden, wenn keine Längsbeschleunigung (X_g) des Fahrzeugs erzeugt wird.

3. Verfahren zum Beeinflussen eines Giermoments in einem Fahrzeug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass der Schritt e) ausgeführt wird durch Verbinden der linken und rechten Räder (W_{RL} , W_{RR}) durch ein Getriebe (2), welches das eine Rad schneller drehen lässt als das andere Rad.

4. Verfahren zum Beeinflussen eines Giermoments in einem Fahrzeug nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet dass der Schritt a) und der Schritt b) ausgeführt werden durch Verbinden der linken und rechten Mitlaufräder (W_{RL} , W_{RR}) durch ein Getriebe (2), welches das eine Mitlaufrad schneller drehen lässt als das andere Mitlaufrad.

5. Verfahren zum Beeinflussen eines Giermoments in einem Fahrzeug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die linken und rechten Räder (W_{RL} , W_{RR}) Mitlaufräder (W_{RL} , W_{RR}) sind.

Es folgen 6 Blatt Zeichnungen

FIG.1

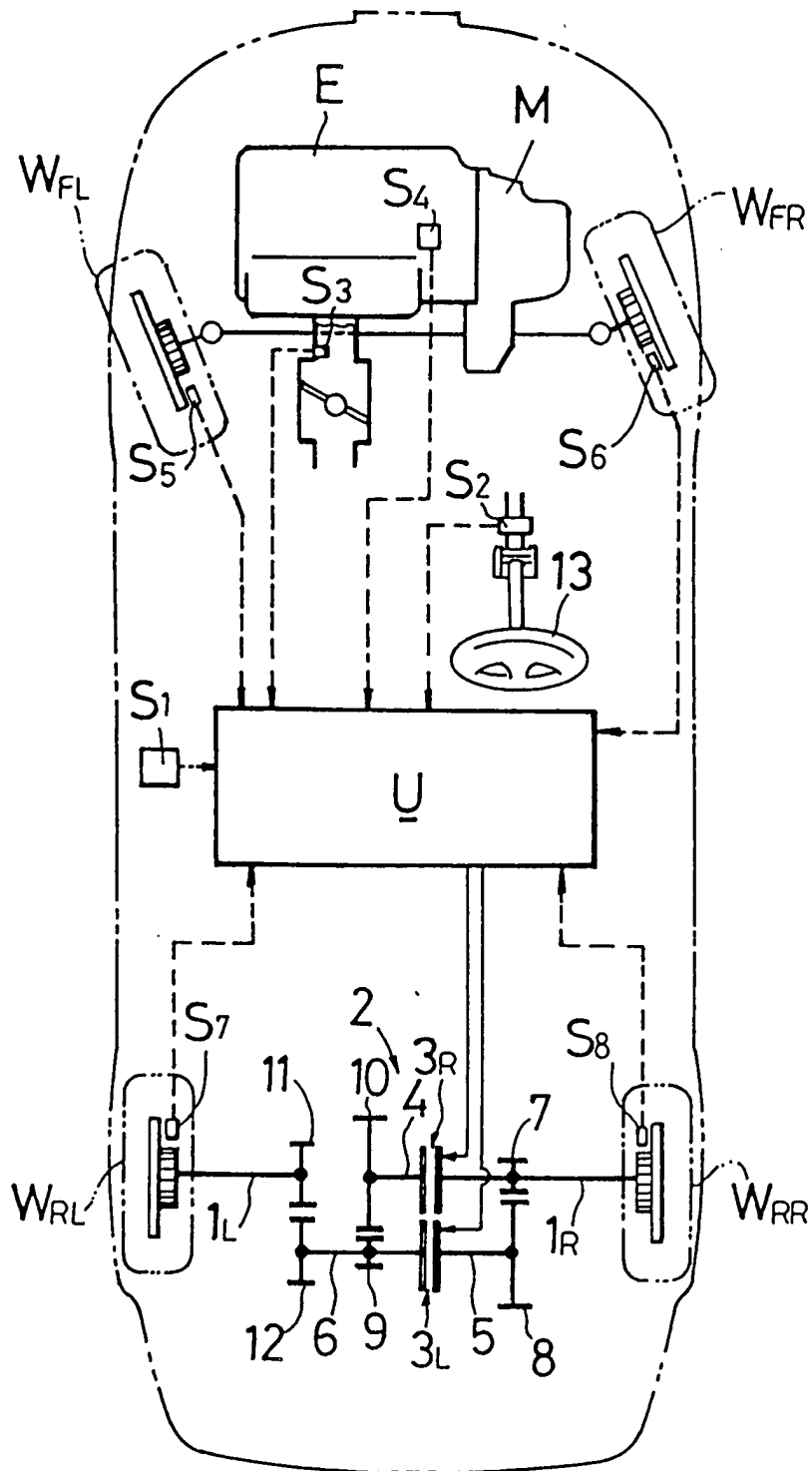


FIG.2

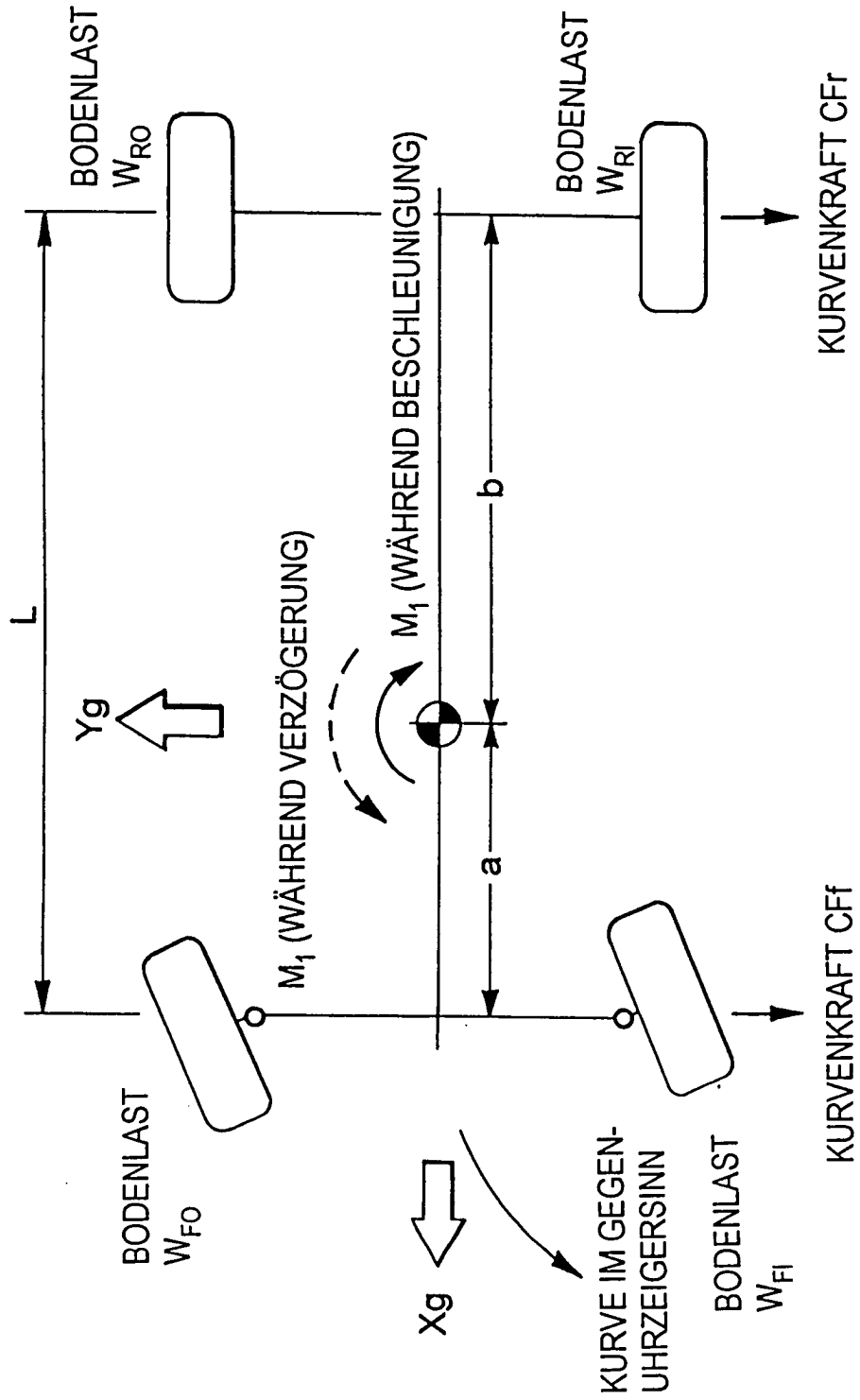


FIG.3

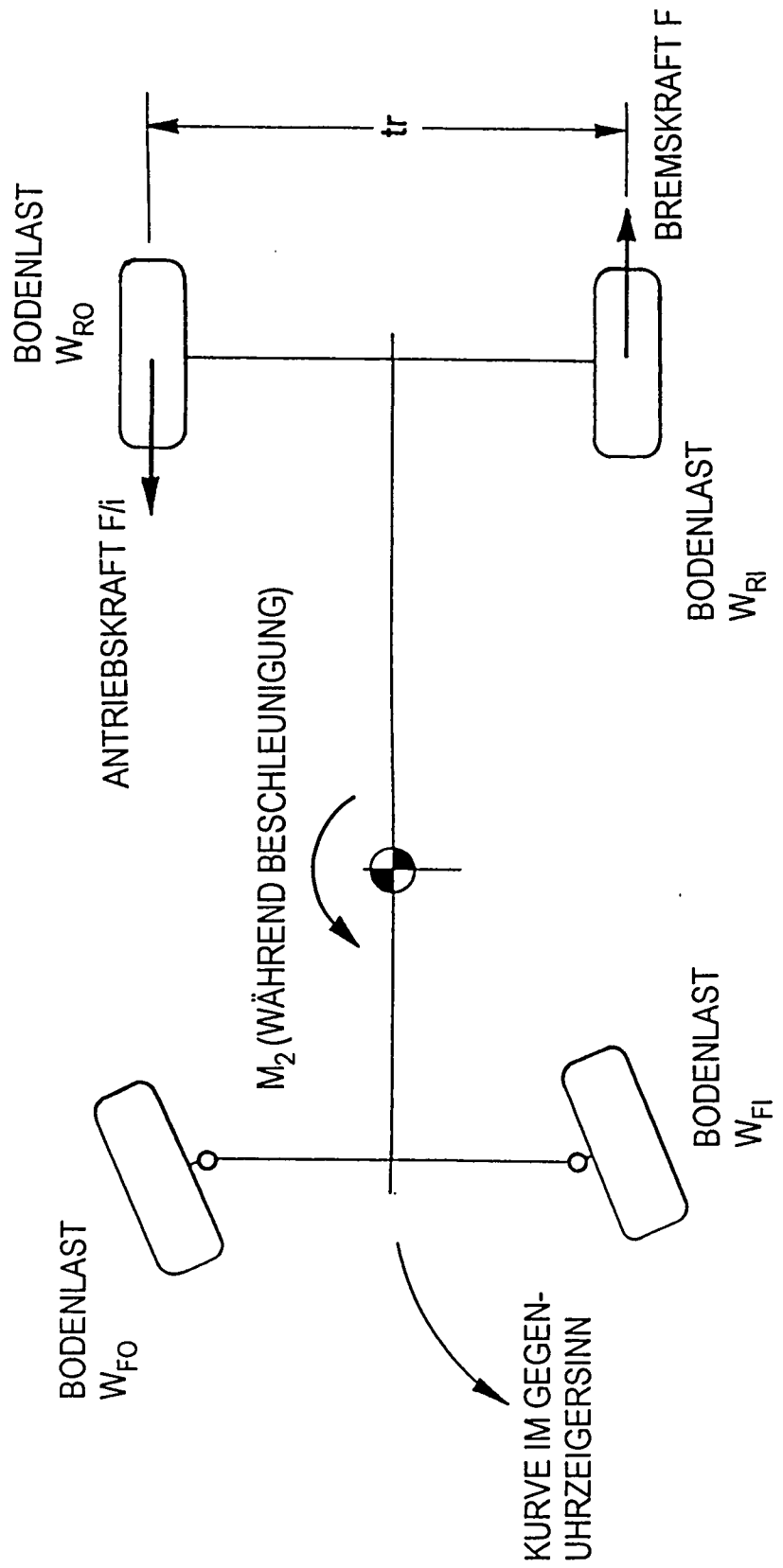


FIG.4

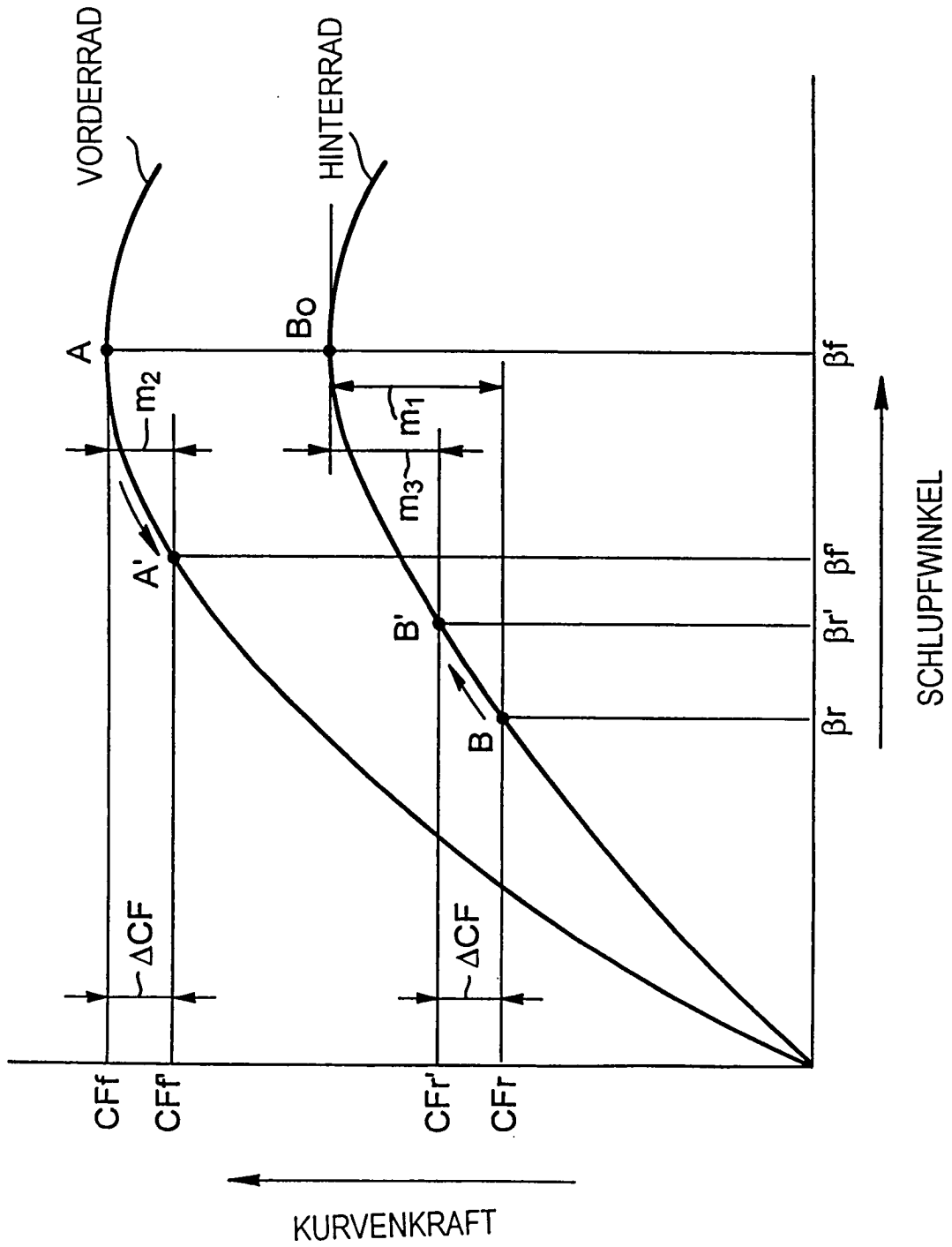


FIG.5

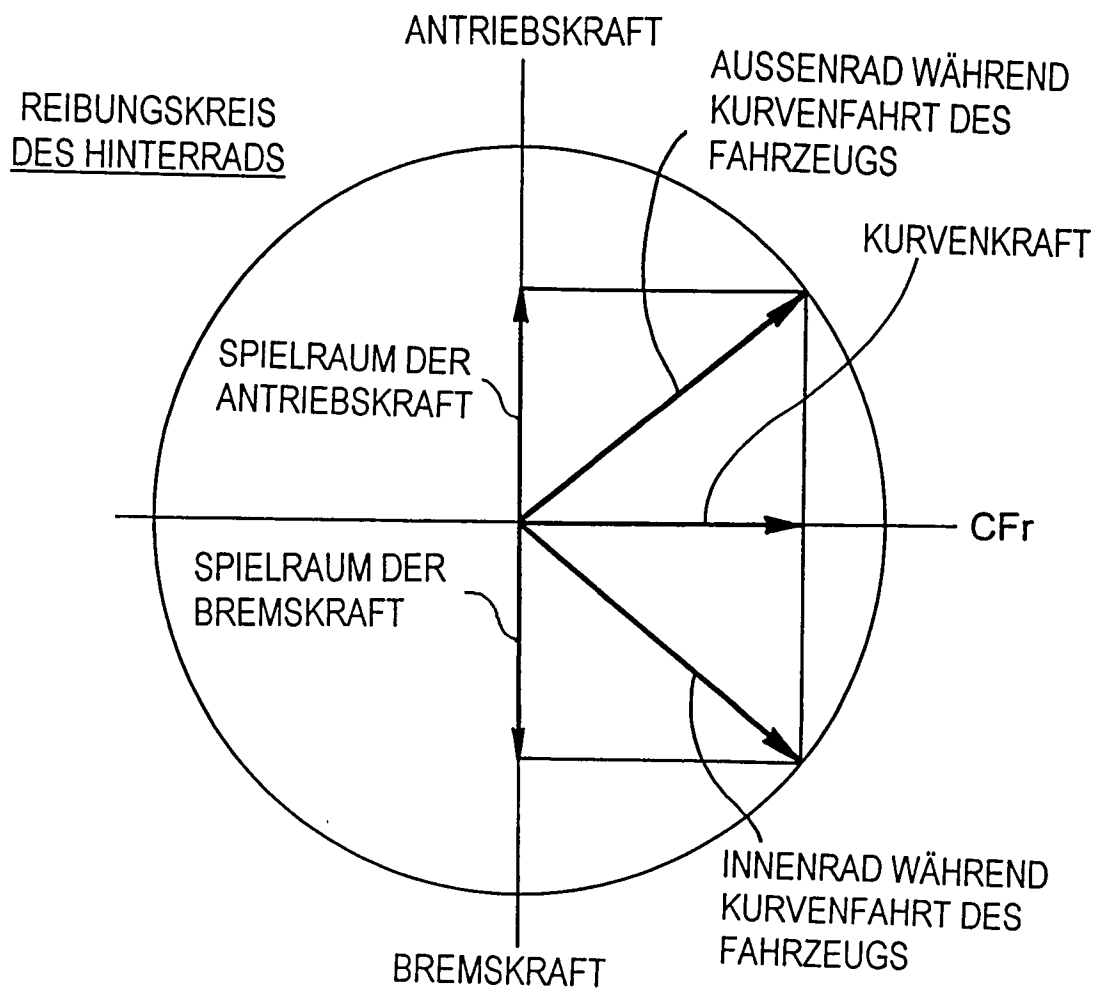


FIG.6

