



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 699 35 090 T2 2007.11.15**

(12)

Übersetzung der europäischen Patentschrift

(97) **EP 0 963 892 B1**

(21) Deutsches Aktenzeichen: **699 35 090.5**

(96) Europäisches Aktenzeichen: **99 110 810.1**

(96) Europäischer Anmeldetag: **04.06.1999**

(97) Erstveröffentlichung durch das EPA: **15.12.1999**

(97) Veröffentlichungstag

der Patenterteilung beim EPA: **14.02.2007**

(47) Veröffentlichungstag im Patentblatt: **15.11.2007**

(51) Int Cl.⁸: **B60T 8/00 (2006.01)**

(30) Unionspriorität:

16105598 09.06.1998 JP

(73) Patentinhaber:

Fuji Jukogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP

(74) Vertreter:

Meissner, Bolte & Partner GbR, 80538 München

(84) Benannte Vertragsstaaten:

DE, GB

(72) Erfinder:

**Matsuno, Koji, Mitaka, Tokyo, JP; Hiwatashi,
Yutaka, Mitaka, Tokyo, JP**

(54) Bezeichnung: **Drehmomentverteilungsregelsystem für ein allradgetriebenes Fahrzeug**

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99 (1) Europäisches Patentübereinkommen).

Die Übersetzung ist gemäß Artikel II § 3 Abs. 1 IntPatÜG 1991 vom Patentinhaber eingereicht worden. Sie wurde vom Deutschen Patent- und Markenamt inhaltlich nicht geprüft.

Beschreibung

HINTERGRUND DER ERFINDUNG

[0001] Diese Erfindung bezieht sich auf eine Vorrichtung zur Drehmomentverteilung eines Fahrzeugs mit Allradantrieb, das mit einer Bremskraftregelvorrichtung ausgestattet ist, um eine Bremskraft an ein geeignetes Rad zur Steigerung der Fahrzeugstabilität beim Kurvenfahren anzulegen.

[0002] Jüngst wurden Bremskraftregler entwickelt und in der Praxis eingesetzt, um eine Bremskraft an ein geeignetes Rad zur Steigerung der Fahrzeugstabilität beim Kurvenfahren anzulegen, die mit dem Einfluss von Kräften zusammenhängt, die an ein Fahrzeug während des Kurvenfahrens angelegt werden.

[0003] Zum Beispiel offenbart das japanische Patent mit der Offenlegungsnummer 70561/1990 eine Bremssteuervorrichtung, die Steuerungen entsprechend einer Gierrate oder -geschwindigkeit durchführt, d.h. der Gierwinkelgeschwindigkeit, bei der es sich um eine Drehbewegung um eine vertikale Achse handelt, die durch einen Schwerpunkt eines Fahrzeugs verläuft. Bei dieser Technologie werden die angestrebte und die wirkliche Gierrate des Fahrzeugs verglichen, um Fahrzeugdynamikeigenschaften wie Unter- oder Übersteuern im Vergleich zur angestrebten Gierrate zu bestimmen. Und dann wird eine Korrekturbremskraft an das Innenrad, wenn eine Untersteuerung festgestellt wird, oder an das Außenrad, wenn eine Übersteuerung festgestellt wird, angelegt, so dass die wirkliche Gierrate gleich der Sollgierrate wird. Auf diese Weise wird die Laufstabilität des Fahrzeugs gesteigert.

[0004] Abgesehen vom Vorstehenden sind für Allradfahrzeuge verschiedene Arten von Antriebsmomentverteilungsvorrichtungen offenbart, welche die Drehmomentverteilung zwischen Vorder- und Hinterrädern steuern können, indem das Differential von Vorder- und Hinterradrehungen angemessen gesteuert wird, um die Laufstabilität des Fahrzeugs zu steigern.

[0005] Als Vorrichtung zur vorstehend erwähnten Drehmomentverteilung ist ein Selbstsperrmittendifferential hinlänglich bekannt, das in einem Fahrzeug mit Ganzzeitallradantrieb installiert werden soll, wobei ein Schlupf der Drehmomentverteilerkupplung (Übertragungskupplung) gesteuert wird.

[0006] Wenn die Bremssteuervorrichtung selektiv eine Bremskraft an ein Rad anlegt, um die Fahrzeugstabilität bei einem Fahrzeug mit Allradantrieb zu steigern, das mit dem Selbstsperrmittendifferential ausgestattet ist, macht ein solch starkes Einrücken der Drehmomentverteilerkupplung Schwierigkeit beim genauen Anlegen der Bremskraft, so wie sie berechnet wurde. Der Grund dafür ist, dass jedes Rad aufgrund des starken Einrückens der Kupplung, das nahezu eine mechanische Verbindung der jeweiligen Räder schafft, sich nicht frei drehen kann.

ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

[0007] Die vorliegende Erfindung stellt eine Regel-/Steuereinrichtung zur Drehmomentverteilung eines Fahrzeugs mit Allradantrieb bereit, das mit einer Bremssteuervorrichtung ausgestattet ist, die eine Bremskraftregelung in einem Allradgetriebe ordnungsgemäß und effizient genug durchführen kann, um die Fahrzeugstabilität beim Kurvenfahren zu steigern.

[0008] Um die vorstehende Aufgabe zu lösen, soll die Drehmomentverteilungseinrichtung nach Anspruch 1 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb die Verteilung des Antriebsmoments auf die Vorder- und Hinterräder eines Fahrzeugs mit Allradantrieb steuern, das mit einer Bremskraftregelvorrichtung ausgestattet ist, um ein selektives Anlegen einer Bremskraft an ein Rad zu steuern, um die Fahrzeugbewegung durch auf Fahrzeugdynamikbedingungen beruhenden Berechnungen zu steuern, wobei die Regel-/Steuervorrichtung dadurch gekennzeichnet ist, dass sie das Antriebsmoment zu den Vorder- oder Hinterrädern beim Anlegen der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregelvorrichtung reduziert.

[0009] Das Fahrzeug, das mit der Drehmomentverteilungseinrichtung nach Anspruch 1 für ein Fahrzeug mit Allradantrieb ausgestattet ist, steuert das selektive Anlegen der Bremskraft an das Rad, um eine Fahrzeugbewegung durch auf Fahrzeugdynamikbedingungen beruhenden Berechnungen zu steuern. Und die Regel-/Steuereinrichtung zur Drehmomentverteilung steuert die Antriebsmomentverteilung, indem sie das einem Vorder- oder Hinterrad erteilte Drehmoment senkt, so dass die Bremskraft wie berechnet beim Betrieb der Bremskraftregelvorrichtung angelegt werden kann.

[0010] Die Drehmomentverteilungseinrichtung nach Anspruch 2 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb soll die Verteilung des Antriebsmoments auf die Vorder- und Hinterräder eines Fahrzeugs mit Allradantrieb steuern, das mit einer Bremskraftregelungseinrichtung ausgestattet ist, um ein selektives Anlegen einer Bremskraft an ein Rad zu steuern, um die Fahrzeugbewegung durch auf Fahrzeugdynamikbedingungen beruhenden Berechnungen zu steuern, wobei die Regel-/Steuereinrichtung zur Drehmomentverteilung dadurch gekennzeichnet ist, dass sie die Drehmomentverteilung auf die Vorder- und Hinterräder beim Anlegen der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregelungseinrichtung in einem angestrebten Verteilungsverhältnis steuert, das gleich der Gewichtsverteilung des Fahrzeugs ist.

[0011] Das Fahrzeug, das mit der Drehmomentverteilungseinrichtung nach Anspruch 2 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb ausgestattet ist, steuert das selektive Anlegen der Bremskraft an das Rad, um die Fahrzeugbewegung durch auf Fahrzeugdynamikbedingungen beruhenden Berechnungen zu steuern. Und die Regel-/Steuereinrichtung zur Drehmomentverteilung steuert die Drehmomentverteilung auf die Vorder- und Hinterräder beim Anlegen der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregelungseinrichtung in einem angestrebten Verteilungsverhältnis, das gleich der Gewichtsverteilung des Fahrzeugs ist. Und zwar wird die Schlupfbegrenzung in einem Selbstsperrmittendifferential für das Allradfahrzeug gesteuert, um bei voller Traktionsleistung und Antriebsstabilität zum Tragen zu kommen, so dass eine Steigerung der Fahrzeugstabilität und des Fahrzeugbetriebsverhaltens in optimalen Bedingungen gehalten wird.

[0012] Eine Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 3 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb soll die Verteilung des Antriebsmoments auf die Vorder- und Hinterräder eines Fahrzeugs mit Allradantrieb steuern, das mit einer Bremskraftregelungseinrichtung ausgestattet ist, um ein selektives Anlegen einer Bremskraft an ein Rad zu steuern, um die Fahrzeugbewegung durch auf Fahrzeugdynamikbedingungen beruhenden Berechnungen zu steuern, wobei die Regel-/Steuereinrichtung zur Drehmomentverteilung dadurch gekennzeichnet ist, dass sie zumindest eine der Drehmomentübertragungen an die Vorder- und Hinterräder entsprechend einer Einschlagverhaltensänderung als einem Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregelungseinrichtung verändert.

[0013] Das Fahrzeug, das mit der Drehmomentverteilungseinrichtung nach Anspruch 3 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb ausgestattet ist, steuert das selektive Anlegen der Bremskraft an das Rad, um die Fahrzeugbewegung durch auf Fahrzeugdynamikbedingungen beruhenden Berechnungen zu steuern. Und die Regel-/Steuereinrichtung zur Drehmomentverteilung verändert zumindest eine der Drehmomentübertragungen an die Vorder- und Hinterräder entsprechend einer Einschlagverhaltensänderung als einem Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregelungseinrichtung. Die Einschlagverhaltensänderung kann nämlich von der Bremskraftregelungseinrichtung wirksam durchgeführt werden.

[0014] Die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 4 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb ist die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 3 für ein Fahrzeug mit Allradantrieb, die dadurch gekennzeichnet ist, dass sie die Drehmomentübertragung zu den Hinterrädern zur Erhöhung bei einer Veränderung des Einschlagverhaltens auf die zum Einschlagen günstige Seite hin abändert, und zwar als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregelungseinrichtung. Das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen günstige Seite hin zu verändern, kann nämlich durch die Bremskraftregelungseinrichtung wirksam durchgeführt werden.

[0015] Die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 5 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb ist die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 4 für ein Fahrzeug mit Allradantrieb, die dadurch gekennzeichnet ist, dass das Drehmomentverteilungsverhältnis auf die Hinterräder auf einen vorbestimmten Wert bei einer Änderung des Einschlagverhaltens auf die zum Einschlagen günstige Seite hin erhöht wird, und zwar als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregelungseinrichtung. Das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen günstige Seite hin zu verändern, kann nämlich durch die Bremskraftregelungseinrichtung wirksam durchgeführt werden.

[0016] Die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 6 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb ist die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 4 für ein Fahrzeug mit Allradantrieb, die dadurch gekennzeichnet ist, dass die Drehmomentübertragung zu den Hinterrädern zu einer Erhöhung entsprechend einer Abweichung einer tatsächlichen Giergeschwindigkeit und einer angestrebten Giergeschwindigkeit bei einer Änderung des Einschlagverhaltens auf die zum Einschlagen günstige Seite abgeändert wird, und zwar als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregelungseinrichtung. Das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen günstige Seite hin zu verändern, kann nämlich durch die Bremskraftregelungseinrichtung wirksam durchgeführt werden.

[0017] Die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 7 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb ist die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 3 für ein Fahrzeug mit Allradantrieb, die dadurch gekennzeichnet ist, dass die Drehmomentübertragung auf die Vorderräder bei einer Änderung des Einschlagverhaltens auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin erhöht wird, und zwar als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregeleinrichtung. Das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin zu verändern, kann nämlich durch die Bremskraftregeleinrichtung wirksam durchgeführt werden.

[0018] Die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 8 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb ist die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 7 für ein Fahrzeug mit Allradantrieb, die dadurch gekennzeichnet ist, dass das Drehmomentverteilungsverhältnis auf die Vorderräder auf einen vorbestimmten Wert bei einer Änderung des Einschlagverhaltens auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin erhöht wird, und zwar als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregeleinrichtung. Das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin zu verändern, kann nämlich durch die Bremskraftregeleinrichtung wirksam durchgeführt werden.

[0019] Die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 9 der vorliegenden Erfindung für ein Fahrzeug mit Allradantrieb ist die Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 7 für ein Fahrzeug mit Allradantrieb, die dadurch gekennzeichnet ist, dass die Drehmomentübertragung zu den Vorderrädern zu einer Erhöhung entsprechend einer Abweichung einer tatsächlichen Giergeschwindigkeit und einer angestrebten Giergeschwindigkeit bei einer Änderung des Einschlagverhaltens auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin abgeändert wird, und zwar als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an das Rad durch die Bremskraftregeleinrichtung. Das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin zu verändern, kann nämlich durch die Bremskraftregeleinrichtung wirksam durchgeführt werden.

[0020] Die US 5,450,919, die als der naheliegendste Stand der Technik erachtet wird, offenbart eine Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1, 2 und 3.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0021] [Fig. 1](#) ist eine Darstellung, die einen Gesamtaufbau eines allradangetriebenen Fahrzeugs zeigt, das mit einer Drehmomentverteilungsvorrichtung nach der 1. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ausgestattet ist;

[0022] [Fig. 2](#) ist eine Darstellung, die Fahrzeugbewegungen durch die Bremskraftregeleinrichtung nach der 1. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0023] [Fig. 3](#) ist ein Zeitdiagramm, das ein Beispiel einer Bremskraftregelung nach der 1. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0024] [Fig. 4](#) ist eine Darstellung, die eine Differentialsteuerung nach der 1. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0025] [Fig. 5](#) ist eine Darstellung, die ein Beispiel einer Differentialdrehmomentsteuerungskennlinie nach der 1. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0026] [Fig. 6](#) ist ein Ablaufschema, das die Bremskraftregelung nach der 1. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0027] [Fig. 7](#) ist ein aus [Fig. 6](#) fortgesetztes Ablaufschema;

[0028] [Fig. 8](#) ist ein Ablaufschema einer Drehmomentverteilungssteuerung nach der 1. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung;

[0029] [Fig. 9](#) ist eine Darstellung, die Fahrzeugbewegungen durch die Bremskraftregeleinrichtung nach der 2. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;

[0030] [Fig. 10](#) ist eine Darstellung, die eine Drehmomentwandlerkennlinie, d.h. das Drehmomentverhältnis im Vergleich zum Drehzahlverhältnis zeigt;

- [0031] [Fig. 11](#) ist ein Ablaufschema, das eine Drehmomentverteilungssteuerung nach der 2. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0032] [Fig. 12](#) ist eine Darstellung, die Fahrzeugbewegungen durch die Bremskraftregleinrichtung nach der 3. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0033] [Fig. 13](#) ist ein Ablaufschema, das eine Drehmomentverteilungssteuerung nach der 3. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0034] [Fig. 14](#) ist eine Darstellung, die Fahrzeugbewegungen durch die Bremskraftregleinrichtung nach der 4. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0035] [Fig. 15](#) ist ein Ablaufschema, das eine Drehmomentverteilungssteuerung nach der 4. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0036] [Fig. 16](#) ist eine Darstellung, die Fahrzeugbewegungen durch die Bremskraftregleinrichtung nach der 5. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0037] [Fig. 17](#) ist ein Ablaufschema, das eine Drehmomentverteilungssteuerung nach der 5. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0038] [Fig. 18](#) ist eine Darstellung, die Fahrzeugbewegungen durch die Bremskraftregleinrichtung nach der 6. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0039] [Fig. 19](#) ist ein Ablaufschema, das eine Drehmomentverteilungssteuerung nach der 6. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0040] [Fig. 20](#) ist eine Darstellung, die Fahrzeugbewegungen durch die Bremskraftregleinrichtung nach der 7. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0041] [Fig. 21](#) ist ein Ablaufschema, das eine Drehmomentverteilungssteuerung nach der 7. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0042] [Fig. 22](#) ist eine Darstellung, die Fahrzeugbewegungen durch die Bremskraftregleinrichtung nach der 8. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt;
- [0043] [Fig. 23](#) ist ein Ablaufschema, das eine Drehmomentverteilungssteuerung nach der 8. Ausführungsform der vorliegenden Erfindung zeigt.

AUSFÜHRLICHE BESCHREIBUNG DER BEVORZUGTEN AUSFÜHRUNGSFORMEN

- [0044] Die bevorzugten Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung werden entsprechend den beigefügten Zeichnungen beschrieben. [Fig. 1](#) bis [Fig. 8](#) zeigen die erste Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.
- [0045] Bei dem Fahrzeug, das zur Erläuterung der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung verwendet wird, handelt es sich um ein Fahrzeug mit Allradantrieb mit einem Mittendifferential mit einem zusammengesetzten Planetengetriebe und einem Automatikgetriebe.
- [0046] Mit Bezug auf [Fig. 1](#) wird die Antriebskraft, die von einer vorne im Fahrzeug installierten Kraftmaschine **1** erzeugt wird, zu einem Drehmomentwandler und einem automatischen Getriebe **2** übertragen, das sich ganz nahe an der Kraftmaschine **1** befindet, und wird weiter über eine Abtriebswelle **2a** zu einem Mittendifferential **3** übertragen. Die Antriebskraft wird in dieser Reihenfolge über eine hintere Antriebswelle **4**, eine Gelenkwelle **5** und ein Antriebsritzel **6** zu einem hinteren Differential **7** übertragen, und wird auch über ein Übertragungsantriebsgetriebe **8**, ein Übertragungsabtriebsgetriebe **9** und eine vordere Antriebswelle **10**, die ein Antriebsritzel umfasst, auf ein vorderes Differential **11** übertragen. Der Drehmomentwandler, das Automatikgetriebe **2**, das Mittendifferential **3** und das vordere Differential **11** sind zusammen in einem Gehäuse **12** untergebracht.
- [0047] Die in das hintere Differential **7** eingegebene Antriebskraft wird über eine linke hintere Antriebswelle **13rl** auf ein linkes Hinterrad **14rl** übertragen, und wird über eine rechte hintere Antriebswelle **13rr** auch auf ein rechtes Hinterrad **14rr** übertragen. Die in das vordere Differential **11** eingegebene Antriebskraft wird über eine

linke vordere Antriebswelle **13fl** auf ein linkes Vorderrad **14fl** übertragen, und wird über eine rechte vordere Antriebswelle **13fr** auch auf ein rechtes Vorderrad **14fr** übertragen.

[0048] Das Mittendifferential **3** umfasst ein erstes und ein zweites Getriebe. Ein erstes Sonnenrad **15** mit einem relativ großen Durchmesser gelangt mit mehreren ersten Ritzeln **16** mit jeweils einem relativ kleinen Durchmesser in Eingriff, wodurch das erste Getriebe gebildet wird. Das erste Sonnenrad **15** besteht aus der Abtriebswelle **2a**, welche die Antriebskraft auf das Mittendifferential **3** überträgt.

[0049] Ein zweites Sonnenrad **17** mit einem relativ kleinen Durchmesser gelangt mit mehreren zweiten Ritzeln **18** mit einem relativ großen Durchmesser in Eingriff, wodurch das zweite Getriebe gebildet wird. Das zweite Sonnenrad **17** ist auf der hinteren Antriebswelle **4** ausgebildet, welche die Antriebskraft auf die Hinterräder überträgt.

[0050] Das erste Ritzel **16** und das zweite Ritzel **18** sind als Einheit in einem Ritzelement **19** ausgebildet. Mehrere der Ritzelemente **19**, z.B. 3 (drei) Ritzelemente, sind von feststehenden Wellen drehbar gehalten, die Teil eines Trägers **20** sind.

[0051] Das vordere Ende des Trägers ist an das Übertragungsantriebsgetriebe **8** angeschlossen, das die Antriebskraft auf die Vorderräder beträgt.

[0052] Im Träger **20** ist die Abtriebswelle **2a** von der Vorderseite her drehbar installiert, und die hintere Antriebswelle **4** ist von der Rückseite her drehbar installiert. Somit bringt der Träger **20** das erste Sonnenrad **15** und das zweite Sonnenrad **17** in seinem Mittelteil unter, wobei das erste Sonnenrad **15** und das zweite Sonnenrad **17** mit mehreren ersten bzw. zweiten Ritzeln **16** und **18** der Ritzelemente **19** in Eingriff gelangen.

[0053] Somit ist ein verbundartiges Planetengetriebe ohne Hohlrad gebildet. Das erste Sonnenrad **15** (Eingang), das mit den ersten Ritzeln **16** in Eingriff gelangt, verteilt die Antriebskraft über die zweiten Ritzel **18** und das zweite Sonnenrad **17** an einen Abtrieb und über die Ritzelemente **19** und der Träger **20** an den anderen Abtrieb.

[0054] Das Mittendifferential **3**, bei dem es sich um das verbundartige Planetengetriebe handelt, ist zu einer Differentialfunktion in der Lage, indem die Zahnanzahlen des ersten und zweiten Sonnenrads **15** und **17** und der mehreren ersten und zweiten Ritzel angemessen festgesetzt werden, deren Zuteilungen so angeordnet sind, dass sie das Sonnenrad **15** bzw. **17** umgeben.

[0055] Das Mittendifferential **3** eines solchen verbundartigen Planetengetriebes kann auch sein Drehmomentverteilungsverhältnis mit einem Sollwert einstellen, indem die Kämmlungsteilungskreisdurchmesser des ersten und zweiten Zahnrads **16** bzw. **18** und des ersten und zweiten Sonnenrads **15** bzw. **17** angemessen eingestellt werden.

[0056] Darüber hinaus hat das Mittendifferential eine ihm innewohnende Differentialbegrenzungsfunktion, indem ein Differentialbegrenzungsmoment proportional zur Stärke des Eingangsdrehmoments aufgrund der beiden Arten von Reibungskräften zwischen den Ritzelementen **19** und dem Träger **20** geschaffen wird. Ein Reibungsmoment tritt an den Rändern der Ritzelemente **19** aufgrund von Restschubkraft auf, die ein Ergebnis des Austarierens von jeweiligen Schubkräften ist, die am ersten Antriebsgetriebe und am zweiten Antriebsgetriebe entstehen, indem die erste Einheit Sonnenrad **15**/Ritzel **16** und die zweite Einheit Sonnenrad **17**/Ritzel **18** in solchen Auslegungen dazu gebracht werden, entgegengesetzte und unterschiedliche Schubkräfte zu erzeugen, beispielsweise, indem Stirnradgetriebe mit unterschiedlichen Steigungswinkeln für das erste bzw. zweite Antriebsgetriebe verwendet werden.

[0057] Das andere Reibungsmoment tritt an der Achsenöffnung der Ritzelemente **19** aufgrund einer Andruckkraft gegen die feststehende Welle des Zwischenrads **20** durch eine Zusammensetzung von Abstoßungs- und Tangentialkraft auf, die durch das Ineinandergreifen des ersten und zweiten Sonnenrads **15** bzw. **17** und des ersten und zweiten Ritzels **16** bzw. **18** bewirkt wird.

[0058] Zwei Abtriebselemente des Mittendifferentials **3**, d.h. der Träger **20** und das zweite Sonnenrad **17** werden indirekt durch eine hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** verbunden, die eine Kupplung mit regelbarer Drehmomentverteilung ist, die von einem Drehmomentverteilungsregler **70** angesteuert wird.

[0059] Die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** besteht aus mehreren angetriebenen Scheiben **21a**, die auf der hinteren Antriebswelle **3** mit dem zweiten Sonnenrad **17** als Einheit angebracht sind, und aus mehreren Antriebsscheiben **21b**, die am Träger **20** angebracht sind, während die angetriebenen Scheiben **21a** und die Antriebsscheiben **21b** abwechselnd gesetzt sind. Die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** wird von einem (nicht gezeigten) Kolben und einer (nicht gezeigten) Druckscheibe zusammengedrückt oder freigesetzt, die am Gehäuse **12** angebracht sind und durch Hydraulikdruck in einer (nicht gezeigten) Hydraulikdruckkammer betrieben werden, die hydraulisch mit einer (nicht gezeigten) Hydraulikvorrichtung verbunden ist, die vom Drehmomentverteilungsregler **70** geregelt/gesteuert wird.

[0060] Wenn die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** offen ist, wird die Antriebskraft mit dem festgelegten Verhältnis, so wie es durch das Mittendifferential **3** eingestellt ist, verteilt. Wenn die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** vollständig eingerückt ist, wird die Differentialfunktion wirkungslos, d.h. sie ist direktgekoppelt, so dass das festgelegte Verteilungsverhältnis aufgehoben wird.

[0061] Die Druckkraft, d.h. das an die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** angelegte Übertragungsmoment, wird vom Drehmomentverteilungsregler **70** so gesteuert, dass das Drehmomentverteilungsverhältnis von dem durch das Mittendifferential festgelegten Verhältnis, z.B. vorn **35**/hinten **65**, zum Verteilungsverhältnis bei Direktkopplung, z.B. vorn **50**/hinten **50** variieren kann. Auf diese Weise wird die Drehmomentregelung, d.h. die Leistungsverteilungsregelung hergestellt.

[0062] Ein Bremsenstellglied **25** ist hydraulisch mit einem Hauptzylinder **27** verbunden, der mit einem Bremspedal **26** verbunden ist, das von einem Fahrer betätigt wird. Wenn der Fahrer das Bremspedal **26** niederdrückt, beaufschlagt der Hauptzylinder **27** Bremsflüssigkeit mit Druck. Und der Bremsdruck wird an einen Zylinder **28fl** des linken Vorderrads, einen Zylinder **28fr** des rechten Vorderrads, einen Zylinder **28rl** des linken Hinterrads und einen Zylinder **28rr** des rechten Hinterrads durch das Bremsenstellglied **25** so weitergegeben, dass Bremskräfte an die 4 Räder **14fl**, **14fr**, **14rl** und **14rr** angelegt werden.

[0063] Das Bremsenstellglied **25**, eine Hydraulikeinheit mit einer Druckbeaufschlagungsvorrichtung, Reduzierventilen und Druckverstärkern kann entsprechend Eingangssignalen jeweils unabhängig und steuerbar einen Bremsdruck an die Radzylinder **28fl**, **28fr**, **28rl** und **28rr** anlegen.

[0064] Die Räder **14fl**, **14fr**, **14rl** und **14rr** sind mit einem Drehzahlsensor **29fl** des linken Vorderrads, einem Drehzahlsensor **29fr** des rechten Vorderrads, einem Drehzahlsensor **29rl** des linken Hinterrads bzw. einem Drehzahlsensor **29rr** des rechten Hinterrads ausgestattet, so dass die Drehzahl jedes Rads bestimmt wird. Ein Lenkrad des Fahrzeugs ist mit einem Lenkradwinkelsensor **30** ausgestattet, um den Lenkradwinkel zu erfassen.

[0065] Ein Gierratensensor **31** ist vorgesehen, um Signale zu einem Bremskraftregler **40** zu schicken, der Signale von den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** und **29rr** und auch dem Lenkradwinkelsensor **30** empfängt. Der Bremskraftregler **40** gibt Signale an das Bremsenstellglied **25** aus, wählt gleichzeitig ein Rad aus und berechnet eine Bremskraft, die an das Rad angelegt werden soll, um die Fahrzeugauflage auf eine angestrebte Auflage zu berichtigen. So setzt sich die Bremskraftregelung zusammen.

[0066] Der Bremskraftregler **40** führt Bremssteuerungen entsprechend des in [Fig. 6](#) und [Fig. 7](#) gezeigten Ablaufdiagramms durch. Das Bremskraftregelprogramm läuft in einem vorbestimmten zeitlichen Abstand ab, z.B. 10 ms.

[0067] Das Programm beginnt mit S101 (S bedeutet Schritt). Bei S101 wird der Lenkradwinkel θ , die Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 und die tatsächliche Gierrate γ vom Lenkradsensor **30**, den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** und **29rr** und dem Gierratensensor **31** eingegeben, dann geht das Programm zu S102 über.

[0068] Bei S102 wird der tatsächliche Lenkwinkel δ berechnet, indem der Lenkradwinkel θ durch das Lenkgetriebeverhältnis N dividiert wird, und zwar $\delta f = \theta/N$; und die Fahrzeuggeschwindigkeit V wird aus den Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 auf eine vorbestimmte Weise berechnet, z.B. ist V ein Durchschnitt von ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 .

[0069] Dann geht das Programm zu S103 über, in dem die angestrebte reguläre Gierratenverstärkung

$G\gamma\delta f(0)$ aus Formel (1) und die vorhergesagte reguläre Gierratenverstärkung $G\gamma\delta f(0)$ LOW aus Formel (3) berechnet wird.

[0070] Die angestrebte reguläre Gierratenverstärkung $G\gamma\delta f(0)$ ist der Gierratenwert, der dem tatsächlichen Lenkwinkel δf beim Einschlagen entlang eines konstanten Kreises entspricht. Die angestrebte reguläre Gierratenverstärkung $G\gamma\delta f(0)$ wird durch die folgende Formel bestimmt:

$$G\gamma\delta f(0) = 1/(1 + A_o \times V^2) \times V/L \quad (1)$$

worin L ein Radstand und A_o ein Stabilitätsfaktor ist, der durch die folgende Formel aus den technischen Fahrzeugdaten berechnet wird:

$$A_o = (-m \times (L_f \times C_{Pf} - L_r \times C_{Pr})) / (2 \times L^2 \times C_{Pf} \times C_{Pr}) \quad (2)$$

worin m die Fahrzeugmasse, L_f der Abstand von der Vorderradachse zum Fahrzeugschwerpunkt, L_r der Abstand von der Hinterradachse zum Fahrzeugschwerpunkt, C_{Pf} die vordere äquivalente Kurvenfahrleistung und C_{Pr} die hintere äquivalente Kurvenfahrleistung ist.

[0071] Die vorhergesagte reguläre Gierratenverstärkung $G\gamma\delta f(0)$ LOW ist der vorhergesagte Gierratenwert, wenn das Fahrzeug entlang eines konstanten Kreises mit einem tatsächlichen Lenkwinkel δf auf einer reibungsarmen Straße einschlägt. Die vorhergesagte reguläre Gierratenverstärkung $G\gamma\delta f(0)$ LOW ergibt sich durch die folgende Gleichung:

$$G\gamma\delta f(0)_{LOW} = 1/(1 + A_{oLOW} \times V^2) \times V/L \quad (3)$$

worin A_{oLOW} der Stabilitätsfaktor beim Fahren auf einer reibungsarmen Straße ist, der durch die technischen Fahrzeugdaten bestimmt wird und sich aus der folgenden Formel ergibt:

$$A_{oLOW} = (-m (L_f \times C_{PfLOW} - L_r \times C_{PrLOW})) / (2 \times L^2 \times C_{PfLOW} \times C_{PrLOW}) \quad (4)$$

worin C_{PfLOW} die vordere äquivalente Kurvenfahrleistung auf reibungsarmer Straße und C_{PrLOW} die hintere äquivalente Kurvenfahrleistung auf reibungsarmer Straße ist.

[0072] Das Programm geht zu S104 weiter, worin die angestrebte Gierrate γ' auf Grundlage des tatsächlichen Lenkwinkels δf und der angestrebten regulären Gierratenverstärkung $G\gamma\delta f(0)$ berechnet wird, indem die Ansprechverzögerung der Fahrzeugbewegung gezählt wird, und die vorhergesagte Gierrate auf reibungsarmer Straße γ'_{LOW} auf Grundlage des tatsächlichen Lenkwinkels δf und der vorhergesagten Gierratenverstärkung $G\gamma\delta f(0)_{LOW}$ berechnet wird, indem die Ansprechverzögerung der Fahrzeugbewegung gezählt wird.

[0073] Die angestrebte Gierrate γ' berechnet sich durch die folgende Formel:

$$\gamma' = 1/(1 + T \cdot s) \times G\gamma\delta f(0) \times \delta f \quad (5)$$

worin T die Zeitkonstante und s der Laplace-Operator ist. Die vorstehende Formel (5) enthält eine Ansprechverzögerung der Fahrzeugbewegung, die durch eine Annäherung 1. Ordnung ausgedrückt wird, die sich sonst in der 2. Ordnung ergeben soll. Und die Zeitkonstante T wird beispielsweise durch die folgende Formel bestimmt.

$$T = m \times L_f \times V/2 \times L \times C_{Pr} \quad (6)$$

[0074] Die vorhergesagte Gierrate auf reibungsarmer Straße γ'_{LOW} wird durch die folgende Formel bestimmt:

$$\gamma'_{LOW} = 1/(1 + T_{LOW} \cdot s) \times G\gamma\delta f(0)_{LOW} \times \delta f \quad (7)$$

worin T_{LOW} die Zeitkonstante ist.

[0075] Die vorstehende Formel (7) enthält eine Ansprechverzögerung der Fahrzeugbewegung, die durch eine Annäherung 1. Ordnung ausgedrückt wird, die sich sonst in der 2. Ordnung ergeben soll. Und die Zeitkonstante T_{LOW} wird beispielsweise durch die folgende Formel bestimmt.

$$TLOW = m \times L_f \times V/2 \times L \times CPrLOW \quad (8)$$

[0076] Das Programm geht zu S105 weiter, worin die angestrebte Gierratendifferenz Sy' , die der Differenzwert der angestrebten Gierrate γ' ist, und die vorhergesagte Gierratendifferenz Sy' berechnet werden, die der Differenzwert der vorhergesagten Gierrate $\gamma'LOW$ ist. Dann wird zu S106 übergegangen.

[0077] Bei S106 werden die Gierratendifferenzabweichung $d\Delta\gamma (= Sy'LOW - Sy')$, welche die Abweichung der angestrebten Gierratendifferenz Sy' und der vorhergesagten Gierratendifferenz $Sy'LOW$ ist, und eine Gierratenabweichung $\Delta\gamma (= \gamma - \gamma')$ berechnet.

[0078] Dann geht das Programm zu S107 über, wo erste und zweite angestrebte Drücke BF1f und BF1r (erster Vorderradzieldruck BF1f und erster Hinterradzieldruck BF1r) durch die Formeln (9) und (10) berechnet werden, und zweite angestrebte Drücke BF2f und BF2r (zweiter Vorderradzieldruck BF2f und zweiter Hinterradzieldruck BF2r) durch die Formeln (11) und (12) berechnet werden.

[0079] Der erste Vorderradzieldruck BF1f und der erste Hinterradzieldruck BF1r werden auf Grundlage der Gierratendifferenzabweichung $d\Delta\gamma$ unter Bezugnahme auf die technischen Fahrzeugdaten berechnet. Der erste Vorderradzieldruck BF1f und der erste Hinterradzieldruck BF1r werden durch die folgenden Formeln bestimmt:

$$BF1f = G1 \times d\Delta\gamma \times Iz/(df/2) \quad (9)$$

$$BF1r = G1 \times G2 \times d\Delta\gamma \times Iz/(dr/2) \quad (10)$$

worin $G1$ und $G2$ Verstärkungen sind (z.B. 0,05 bzw. 0,15); Iz das Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs ist, d die vordere Spurweite und d_r die hintere Spurweite ist.

[0080] In Formel (9) ist $G1$ die erste große Verstärkung und $d\Delta\gamma \times Iz/(df/2)$ ist ein Teil, der die erste theoretische Bremskraft für die Vorderräder zeigt. In Formel (10) ist $G1 \times G2$ die erste geringe Verstärkung, und $d\Delta\gamma \times Iz/(dr/2)$ ist ein Teil, der die erste theoretische Bremskraft für die Hinterräder zeigt. Um einen Stabilitätsverlust zu vermeiden, der durch an den Hinterrädern auftretenden Seitenschlupf verursacht wird, oder um ein Instabilitätsgefühl zu vermeiden, das sich durch ein unerwartetes starkes Einschlagmoment ergibt, das beim Abbremsen der Hinterräder speziell auf reibungsarmem Straßenbelag auftritt, wird der erste Hinterradzieldruck BF1r kleiner ausgelegt, indem die erste theoretische Bremskraft für die Hinterräder mit der ersten geringen Verstärkung multipliziert wird.

[0081] Wie vorstehend beschrieben, sind die ersten angestrebten Drücke BF1f und BF1r, die auf Grundlage der Gierratendifferenzabweichung $d\Delta\gamma$ abgeleitet werden, Werte, die unter der Annahme berechnet werden, dass das Fahrzeug auf einer reibungsarmen Straße fährt. Der Grund, warum von einer reibungsarmen Straße ausgegangen wird, ist der, dass umso mehr Bremssteuerungen notwendig sind, je niedriger die Straßenreibung ist. Die jeweiligen genau angegebenen Werte, die auf eine reibungsarme Straße zutreffen, wurden aus Daten, die durch Versuche unter Verwendung von Fahrzeugmodellen erhalten wurden, oder durch hinreichend bekannte theoretische Berechnungen bestimmt.

[0082] Der zweite Vorderradzieldruck BF2f und der zweite Hinterradzieldruck BF2r werden auf Grundlage von Fahrbedingungen des Fahrzeugs und der Gierratenabweichung unter Bezugnahme auf die technischen Fahrzeugdaten berechnet. Die zweiten angestrebten Drücke BF2f und BF2r werden durch die folgende Formel bestimmt:

$$BF2f = G3 \times (\Delta A \times 4 \times L^2 \times CPf \times CPr \times V)/((CPf + CPr)/df) \times \gamma \quad (11)$$

$$BF2r = G3 \times G4 \times (\Delta A \times 4 \times L^2 \times CPf \times CPr \times V)/((CPf + CPr) / df) \times \gamma \quad (12)$$

worin $G3$ (z.B. 8,0) und $G4$ (z.B. 0,15) Verstärkungen sind (z.B. 0,05 bzw. 0,15) und ΔA durch die folgende Formel bestimmt wird:

$$\Delta A = (\delta f / (G\gamma \delta f(0) \times \delta f + \Delta\gamma) - 1 / G\gamma \delta f(0)) / (L \times V) \quad (13)$$

[0083] In der vorstehenden Formel (13) kann $\Delta\gamma$ unter Berücksichtigung des Seitenschlupfwinkels α weiter korrigiert werden, der aus der Fahrzeugfahrtrichtung und der Fahrzeuglängsachse hergestellt wird.

[0084] Die vorstehend erwähnten G3 und G4 sind Verstärkungen, die aus demselben Grund eingestellt werden wie die zuvor erwähnten G1 und G2. In der Formel (11) ist G3 die zweite große Verstärkung, und der andere Teil stellt die zweite theoretische Bremskraft für die Vorderräder dar. In Formel (12) ist $G3 \times G4$ die zweite geringe Verstärkung, und der andere Teil stellt die zweite theoretische Bremskraft für die Hinterräder dar. Dementsprechend wird auch die Stärke der auf die Hinterräder wirkenden Bremskräfte durch die Formeln (11) und (12) ausgedrückt. Ein Niederhalten der an die Hinterräder angelegten Bremskräfte erfolgt durch Feineinstellung, indem die jeweiligen Verstärkungen G1 bis G4 so eingestellt werden, dass der Fahrer keine ungewöhnliche Fahrzeugbewegung wahrnimmt und die Fahrstabilität gesteigert ist.

[0085] Das Programm geht dann zu S108, wo die endgültigen angestrebten Drücke B_{Ff} und B_{Fr} berechnet werden, indem die ersten angestrebten Drücke B_{F1f} und B_{F1r} bzw. die zweiten angestrebten Drücke B_{F2f} und B_{F2r} addiert werden.

$$B_{Ff} = B_{F1f} + B_{F2f} \quad (14)$$

$$B_{Fr} = B_{F1r} + B_{F2r} \quad (15)$$

[0086] Und zwar soll der Bremskraftregler **40** das Ansprech- und Kurvenverhalten verbessern, indem Steuerverzögerungen durch Korrekturen ausgemerzt werden, die unter Bedingungen erfolgen, die voraussetzen, dass das Fahrzeug auf reibungsarmer Straße fährt. Da die Berechnung von Differenzoperationen vorbestimmte Werte eines Fahrzeugmodells verwendet und keine Werte, die aus den tatsächlichen Gierratensignalen berechnet werden müssen, können ausreichend umfangreiche und präzise Korrekturen durchgeführt werden.

[0087] S109 bis S119 sind Prozesse der Radauswahl durch den Bremskraftregler **40**, d.h. welches Rad abgebremst werden soll. (+) Pluswerte der tatsächlichen Gierrate γ und der angestrebten Gierrate γ' sind für die Richtung des Linkseinschlags und (–) Minuswerte für die Richtung des Rechtseinschlags vergeben.

[0088] Bei S109 wird beurteilt, ob die tatsächliche Gierrate γ größer ist als ε , eine kleine und positive Zahl nahe an 0, die durch Versuche oder Berechnung vorbestimmt wird, und zwar beim Linkseinschlagen mit einem ausreichend großen Einschlagradius. Falls nicht, geht das Programm, wenn die tatsächliche Gierrate γ kleiner oder gleich ε ist, zu S110 über, wo beurteilt wird, ob die tatsächliche Gierrate γ kleiner als $-\varepsilon$ ist, und zwar beim Rechtseinschlagen mit einem ausreichend großen Einschlagradius.

[0089] Wenn die tatsächliche Gierrate γ in einem Bereich ($\varepsilon \geq \gamma \geq -\varepsilon$) liegt, nämlich bei S110 festgestellt wird, dass das Fahrzeug nicht mit einem ausreichend großen Einschlagradius rechts einschlägt, geht das Programm zu S119 über. Bei S119, und dies ist der Fall der Geradeausfahrt von [Fig. 2](#), wird die Radauswahl aufgehoben und keine Bremskraft angelegt, d.h. der Hinterradbremsauswahlmerker F_{vr} wird rückgesetzt (F_{vr} ← 0).

[0090] Wenn bei S109 beurteilt wird, dass das Fahrzeug mit einem ausreichend großen Einschlagradius links einschlägt, d.h. $\gamma > \varepsilon$ ist, geht das Programm zu S111 über. Bei S111 wird die Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ mit $\varepsilon\Delta\gamma$ verglichen, wobei es sich um eine kleine und positive Zahl (nahe an 0) handelt, die durch Versuche oder Berechnung bestimmt wird, und es erfolgt eine Beurteilung, ob sich das Fahrzeug in einem nahezu neutralen Lenkzustand befindet, d.h. $|\Delta\gamma| \leq \varepsilon\Delta\gamma$, nämlich, ob $\Delta\gamma$ annähernd 0 beträgt.

[0091] Wenn bei S111 festgestellt wird, dass sich das Fahrzeug in einem nahezu neutralen Lenkzustand befindet, d.h. $|\Delta\gamma| \leq \varepsilon\Delta\gamma$ ist, geht das Programm zu S119 über. Andernfalls, d.h. bei Untersteuerungs- oder Übersteuerungstendenzen, geht es zu S112 über.

[0092] Bei S112 wird beurteilt, ob sich das Fahrzeug in einem Untersteuerungs- oder Übersteuerungszustand befindet, d.h. $\Delta\gamma < -\varepsilon\Delta\gamma$ oder $\Delta\gamma > \varepsilon\Delta\gamma$ ist. Wenn der Zustand $\Delta\gamma < -\varepsilon\Delta\gamma$ lautet und das Vorzeichen der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ ein anderes als das der tatsächlichen Gierrate γ und negativ ist, lautet das Urteil Untersteuerung gegenüber der angestrebten Gierrate γ' , und das Programm geht dann zu S113 über. Wenn der Zustand $\Delta\gamma > \varepsilon\Delta\gamma$ lautet und das Vorzeichen der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ dasselbe wie das der tatsächlichen Gierrate γ und positiv ist, lautet das Urteil Übersteuerung gegenüber der angestrebten Gierrate γ' , und das Programm geht dann zu S114 über.

[0093] Bei S113, und dies ist Fall 1 von [Fig. 2](#), wird das linke Hinterrad **14rl** zum Anlegen einer Bremskraft mit dem endgültigen angestrebten hinteren Druck B_{Fr} (linker Hinterraddruck B_{RL} = B_{Fr}) ausgewählt, der bei S108 bestimmt wurde, und der Hinterradbremsauswahlmerker F_{vr} wird gesetzt (F_{vr} ← 1).

[0094] Bei S114, und dies ist Fall 2 von [Fig. 2](#), wird das rechte Vorderrad **14fr** zum Anlegen einer Bremskraft mit dem endgültigen angestrebten vorderen Druck Bff (rechter Vorderraddruck BRF = Bff) ausgewählt, der bei S108 bestimmt wurde, und der Hinterradbremsauswahlmerker Fvr wird rückgesetzt ($Fvr \leftarrow 0$).

[0095] Wenn bei S110 beurteilt wird, dass das Fahrzeug mit einem ausreichend großen Einschlagradius rechts einschlägt, d.h. $\gamma < -\epsilon$ ist, geht das Programm zu S115 über. Bei S115 wird die Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ mit $\epsilon\Delta\gamma$ verglichen, um festzustellen, ob sich das Fahrzeug in einem nahezu neutralen Lenkzustand befindet, d.h. $|\Delta\gamma| \leq \epsilon\Delta\gamma$ ist, und zwar $\Delta\gamma$ nahezu 0 beträgt.

[0096] Wenn bei S115 beurteilt wird, dass sich das Fahrzeug in einem nahezu neutralen Lenkzustand befindet, d.h. $|\Delta\gamma| \leq \epsilon\Delta\gamma$ ist, geht das Programm zu S119 über. Andernfalls, d.h. bei Unter- oder Übersteuerungstendenzen, geht es zu S116 über.

[0097] Bei S116 wird beurteilt, ob sich das Fahrzeug in einem Unter- oder Übersteuerungszustand befindet, d.h. $\Delta\gamma > \epsilon\Delta\gamma$ oder $\Delta\gamma < -\epsilon\Delta\gamma$ ist. Wenn der Zustand $\Delta\gamma > \epsilon\Delta\gamma$ ist und das Vorzeichen der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ ein anderes als das der tatsächlichen Gierrate γ und positiv ist, lautet die Beurteilung Untersteuerung im Vergleich zur angestrebten Gierrate γ' , und dann geht das Programm zu S117 weiter. Wenn der Zustand $\Delta\gamma < -\epsilon\Delta\gamma$ ist, und das Vorzeichen der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ dasselbe wie das der tatsächlichen Gierrate γ und negativ ist, lautet die Beurteilung Übersteuerung im Vergleich zur angestrebten Gierrate γ' , und dann geht das Programm zu S118 weiter.

[0098] Bei S117, und dies ist Fall 4 von [Fig. 2](#), wird das rechte Hinterrad **14rr** zum Anlegen einer Bremskraft mit dem endgültigen angestrebten hinteren Druck Bfr (rechter Hinterraddruck BRR = Bfr) ausgewählt, der bei S108 bestimmt wurde, und der Hinterradbremsauswahlmerker Fvr wird gesetzt ($Fvr \leftarrow 1$).

[0099] Bei S118, und dies ist Fall 3 von [Fig. 2](#), wird das linke Vorderrad **14fl** zum Anlegen einer Bremskraft mit dem endgültigen angestrebten hinteren Druck Bff (linker Vorderraddruck BRL = Bff) ausgewählt, der bei S108 bestimmt wurde, und der Hinterradbremsauswahlmerker Fvr wird rückgesetzt ($Fvr \leftarrow 0$).

[0100] Bei S119, der auf S110, S111 oder S119 folgt, und dies ist Fall 5 von [Fig. 2](#), wird die Auswahl aufgehoben und keine Bremskraft angelegt, d.h. der Hinterradbremsauswahlmerker Fvr wird rückgesetzt ($Fvr \leftarrow 0$).

[0101] Somit wird während der Schritte S109 bis S119 ein Rad zum Anlegen von Bremskraft ausgewählt, um das Einschlagverhalten zu ändern, wenn sich das Fahrzeug weder in einem Zustand des Geradeausfahrens noch in einem neutralen Lenkzustand befindet. Ein inneres Hinterrad wird zum Anlegen einer Bremskraft ausgewählt, wenn das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen günstige Seite hin verändert wird, nämlich sich die Vorzeichen der tatsächlichen Gierrate γ und der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ voneinander unterscheiden, d.h. Untersteuerung besteht. Ein äußeres Vorderrad wird zum Anlegen einer Bremskraft ausgewählt, wenn das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin verändert wird, nämlich die Vorzeichen der tatsächlichen Gierrate γ und der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ gleich sind, d.h. Übersteuerung besteht.

[0102] Bei S113 oder S117 wird eine Untersteuerung auf das zum Einschlagen günstige Einschlagverhalten angeändert, und dann geht das Programm zu S120 über.

[0103] Bei S114 oder S118 wird eine Übersteuerung auf das zum Einschlagen ungünstige Einschlagverhalten angeändert, und dann geht das Programm zu S121 über.

[0104] Von S119 geht das Programm zu S122 über.

[0105] Bei S120 wird ein Untersteuerungsdurchlaufmerker Fus gesetzt ($Fus \leftarrow 1$). Dann geht das Programm zu S126 über.

[0106] Der Merker Fus zeigt, dass das Fahrzeug einen Untersteuerungszustand durchlaufen hat und der Merker Fus rückgesetzt werden muss ($Fus \leftarrow 0$), nachdem ein Schwellenwertstellungszeitgeber eine bestimmte Zeit gezählt hat, oder wenn das Einschlagverhalten von Übersteuerung auf neutral gewechselt hat.

[0107] Bei S121 wird beurteilt, ob der Untersteuerungsdurchlaufmerker Fus gesetzt wurde ($Fus \leftarrow 1$). Falls die Antwort "ja" lautet, geht das Programm zu S123 über. Falls die Antwort "nein" lautet, d.h. Fus rückgesetzt wird, springt das Programm zu S126.

[0108] Bei S123 wird beurteilt, ob ein Zeitgeberstartmarker Ftr rückgesetzt wurde ($Ftr \leftarrow 0$). Der Merker Ftr muss gesetzt werden ($Ftr \leftarrow 1$), wenn der Schwellenwerteinstellungszeitgeber anläuft, und muss rückgesetzt werden ($Ftr \leftarrow 0$), wenn der Schwellenwerteinstellungszeitgeber stoppt.

[0109] Falls es bei S123 "ja" lautet, d.h. der Merker Ftr rückgesetzt ist ($Ftr \leftarrow 0$), geht das Programm zu S124 über, wo der Schwellenwerteinstellungszeitgeber anläuft und der Zeitgeberstartmarker gesetzt wird ($Ftr \leftarrow 1$), und geht dann zu S125 weiter.

[0110] Bei S125 wird ein zweiter Schwellenwert $\epsilon\Delta S$ als Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$ verwendet, und dann geht das Programm zu S126 über. $\epsilon\Delta S$ ist ein positiver Wert, der durch Versuche oder Berechnung bestimmt wird, und ist größer als $\epsilon\Delta\gamma$.

[0111] Falls es bei S123 "nein" lautet, d.h. der Merker Ftr gesetzt ist ($Ftr \leftarrow 1$) und der Schwellenwerteinstellungszeitgeber die Zeit zählt, springt das Programm zu S126.

[0112] Bei S126 wird beurteilt, ob der absolute Wert der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ größer ist als der Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$, d.h. ob das Einschlagverhalten korrigiert werden muss. Falls die Antwort "ja" lautet, geht das Programm zu S127 über, wo der Bremskraftregler **40** Signale an das Bremsenstellglied **25** schickt und einen Bremskraftregelmerker Fvs setzt ($Fvs \leftarrow 1$).

[0113] Wenn das Programm nach Durchlaufen von S113 und S120 S126 erreicht, legt das Bremsenstellglied **25** einen Bremsdruck BRL (= BFr) an den Radzylinder **28rl** an.

[0114] Wenn das Programm nach Durchlaufen von S117 und S120 S126 erreicht, legt das Bremsenstellglied **25** einen Bremsdruck BRR (= BFr) an den Radzylinder **28rr** an.

[0115] Wenn das Programm nach Durchlaufen von S114 und S121 S126 erreicht, legt das Bremsenstellglied **25** einen Bremsdruck BFR (= BFf) an den Radzylinder **28fr** an.

[0116] Wenn das Programm nach Durchlaufen von S118 und S121 S126 erreicht, legt das Bremsenstellglied **25** einen Bremsdruck BFL (= BFf) an den Radzylinder **28fl** an.

[0117] Falls es bei S126 "nein" lautet, geht das Programm zu S128 über.

[0118] Bei S122 wird ein Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker Fns gesetzt ($Fns \leftarrow 1$), der zeigt, dass sich das Fahrzeug in einem Zustand des Geradeausfahrens oder einem neutralen Lenkzustand befindet, und dann geht das Programm zu S128 über.

[0119] Bei S128 werden keine Bremssteuerungssignale verschickt, der Bremskraftregelmerker Fvs wird rückgesetzt ($Fvs \leftarrow 0$) und der Bremsflüssigkeitsdruck wird rückgesetzt. Dann geht das Programm zu S129 über.

[0120] Bei S129 wird beurteilt, ob der Zeitgeberstartmarker Ftr gesetzt wurde, d.h. ob der Schwellenwerteinstellungszeitgeber die Zeit zählt.

[0121] Falls die Antwort "nein" lautet, geht das Programm zu S135 über, wo der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker Fns rückgesetzt und das Programm dann beendet wird. Falls die Antwort "ja" lautet, geht das Programm zu S130 über, wo beurteilt wird, ob eine bestimmte Zeit vergangen ist.

[0122] Falls die Antwort bei S130 "ja" lautet, geht das Programm zu S132 über, wo der Untersteuerungsdurchlaufmerker Fus rückgesetzt wird, geht dann zu S133 über, wo ein erster Schwellenwert $\epsilon\Delta M$ als Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$ verwendet wird, wobei der erste Schwellenwert $\epsilon\Delta M$ ein positiver Wert, größer als der zweite Schwellenwert $\epsilon\Delta S$ ist und durch Versuche oder Berechnung bestimmt wird, geht dann zu S134 über, wo der Schwellenwerteinstellungszeitgeber stoppt und der Zeitgeberstartmarker Ftr rückgesetzt wird, geht dann zu S135 weiter, wo der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker Fns rückgesetzt wird, und wird dann beendet.

[0123] Falls die Antwort bei S130 "nein" lautet, d.h. eine bestimmte Zeit nicht vergangen ist, geht das Programm zu S131 über, wo beurteilt wird, ob der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker Fns gesetzt wurde ($Fns \leftarrow 1$).

[0124] Falls die Antwort bei S131 "nein" lautet, wird das Programm beendet. Falls die Antwort bei S131 "ja" lautet, geht das Programm zu S132 über, wo der Untersteuerungsdurchlaufmerker Fus rückgesetzt wird, geht dann zu S133 über, wo der erste Schwellenwert $\epsilon\Delta M$ als Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$ verwendet wird, geht dann zu S134 über, wo der Schwellenwerteinstellungszeitgeber stoppt und der Zeitgebermerker Ftr rückgesetzt wird, geht dann zu S135 über, wo der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker Fns rückgesetzt wird, und wird dann beendet.

[0125] Somit wird auch vor Anlaufen des Schwellenwerteinstellungszeitgebers der erste Schwellenwert $\epsilon\Delta M$ im Falle, dass das Fahrzeug in einen Zustand des Geradeausfahrens oder einen konstanten Fahrzustand kommt, als Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$ verwendet.

[0126] Der Bremskraftregler **40** schickt ein Signal an den Drehmomentverteilungsregler **70**, das zeigt, dass der Bremskraftregelmerker Fvs gesetzt wurde.

[0127] **Fig. 3** zeigt ein Beispiel der Steuer-/Regelvorgänge durch den Bremskraftregler **40** speziell was den Schwellenwert angeht. In **Fig. 3** fährt das Fahrzeug bei t_0 geradeaus und beginnt dann bei t_1 links einzuschlagen. **Fig. 3(a)** zeigt die angestrebte Gierrate γ' und Veränderungen der tatsächlichen Gierrate γ . **Fig. 3(b)** zeigt die Veränderung der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$. **Fig. 3(c)** zeigt das Setzen des Geradeaus- oder Konstantfahrtmerkers Fns. **Fig. 3(d)** zeigt das Setzen des Zeitgeberstartmerkers Ftr. **Fig. 3(e)** zeigt das Setzen des Untersteuerungsdurchlaufmerkers Fus. **Fig. 3(f)** zeigt das EIN-AUS-Schalten des Bremssignals. Hier erfolgt die Erläuterung nur für Bremskraftregelvorgänge unter der Voraussetzung, dass kein Einfluss durch andere Steuer-/Regelvorgänge bewirkt wird.

[0128] Nach t_1 wird die angestrebte Gierrate γ höher. Obwohl die tatsächliche Gierrate γ der angestrebten Gierrate γ' folgt, wird der Unterschied zwischen γ und γ' größer. Und zwar wird der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ im negativen Bereich größer.

[0129] Bei t_2 wird der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ größer als der Absolutwert $|\epsilon\Delta\gamma|$ wobei $\epsilon\Delta\gamma$ als Schwellenwert zur Beurteilung neutralen Lenkens verwendet wird. Dann lautet die Beurteilung Untersteuerung, der Untersteuerungsdurchlaufmerker Fus wird gesetzt und der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker Fns wird rückgesetzt. Weil jedoch der erste Schwellenwert $\epsilon\Delta M$ als Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$ verwendet wird, geht das Bremssignal bis t_3 nicht auf EIN, wenn der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ den Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$ überschreitet.

[0130] Nach t_3 bleibt das Bremssignal bis t_4 auf EIN, wenn der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ wieder kleiner als der Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$ wird. Dieses Signal ist im Fall von $\gamma > \epsilon$ (Vorzeichen ist positiv, Linkseinschlag) und $\Delta\gamma < -\epsilon\Delta\gamma$ (Vorzeichen ist negativ, Untersteuerung), d.h. Fall 1 von **Fig. 2**. Im Fall 1 wird eine Bremskraft an das linke Hinterrad **14rl** angelegt, und ein Korrekturmoment wird in Pfeilrichtung angelegt, um ein Ausreißen auszuschließen. Selbst wenn das linke Hinterrad **14rl** aufgrund einer zu starken Bremskraft blockiert, tritt eine zusätzliche Gierrate in Pfeilrichtung, wie im Fall 1 von **Fig. 2** gezeigt, auf.

[0131] Mit der Zeit holt die tatsächliche Gierrate γ die angestrebte Gierrate γ' ein. Während der Zeit von t_4 bis t_5 wird, obwohl das Einschlagverhalten immer noch Untersteuerung aufweist, das Bremssteuersignal nicht ausgegeben, weil der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ kleiner ist als der Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$. Da während der Zeit von t_5 bis t_6 der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ kleiner ist als der Schwellenwert $\epsilon\Delta\gamma$, d.h. ein nahezu neutraler Lenkzustand besteht, wird der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker Fns gesetzt.

[0132] Dann geht die Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ ins Positive und wird größer. Nach t_6 , d.h. Übersteuerung wird festgestellt, wird der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker Fns rückgesetzt, der Zeitgeberstartmerker Ftr wird gesetzt, der Schwellenwerteinstellungszeitgeber läuft an, und der zweite Schwellenwert $\epsilon\Delta S$, der kleiner ist als der erste Schwellenwert $\epsilon\Delta M$, wird als Beurteilungsschwellenwert $\epsilon\Delta$ verwendet.

[0133] Bis t_7 wird das Bremssteuersignal nicht ausgegeben, weil der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ kleiner ist als der Absolutwert $|\epsilon\Delta|$ des Beurteilungsschwellenwerts $\epsilon\Delta$. Nach t_7 wird das Bremssteuersignal ausgegeben. Dieses Signal ist im Fall von $\gamma > \epsilon$ (Vorzeichen ist positiv, Linkseinschlag) und $\Delta\gamma > \epsilon\Delta\gamma$ (Vorzeichen ist positiv, Übersteuerung), d.h. Fall 2 von **Fig. 2**. Im Fall 2 wird eine Bremskraft an das rechte Vorderrad **14fr** angelegt, und ein Korrekturmoment wird in Pfeilrichtung angelegt, um Schleudern auszuschließen. Selbst wenn das rechte Vorderrad **14fr** aufgrund einer zu starken Bremskraft blockiert, tritt eine zusätzliche Gierrate in Pfeilrichtung, wie im Fall 2 von **Fig. 2** gezeigt, auf.

[0134] Und ab t_8 ist der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ kleiner als der Beurteilungsschwellenwert $\varepsilon\Delta$, was den Eintritt in einen nicht gesteuerten/geregelten Bereich zur Folge hat. Bei t_9 wird neutrales Lenkverhalten festgestellt, bevor der Schwellenwerteinstellungszeitgeber hochzählt.

[0135] Deshalb wird der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker F_{ns} gesetzt, der Untersteuerungsdurchlaufmerker F_{us} wird rückgesetzt, der Schwellenwerteinstellungszeitgeber stoppt und der Zeitgeberstartmerker F_{tr} wird bei t_9 rückgesetzt. Der erste Schwellenwert $\varepsilon\Delta_M$ wird als Beurteilungsschwellenwert $\varepsilon\Delta$ verwendet.

[0136] Danach wird während der Zeit von t_{10} bis t_{11} , da der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ größer ist als der Schwellenwert $\varepsilon\Delta\gamma$, der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker F_{ns} rückgesetzt und bei t_{10} der Untersteuerungsdurchlaufmerker F_{us} gesetzt.

[0137] Bei t_{11} wird der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ kleiner als der Schwellenwert $\varepsilon\Delta\gamma$, d.h. es besteht nahezu neutrales Lenkverhalten, und der Geradeaus- oder Konstantfahrtmerker F_{ns} wird gesetzt. Obwohl der Untersteuerungsdurchlaufmerker gesetzt bleibt, macht dies kein Problem, weil die meisten Fahrzeuge im Allgemeinen erst einen Untersteuerungszustand durchmachen, bevor sie Übersteuerung zeigen.

[0138] Nach t_8 usw. wird kein Bremssteuersignal ausgegeben, weil der Absolutwert $|\Delta\gamma|$ der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ kleiner ist als der Beurteilungsschwellenwert $\varepsilon\Delta$.

[0139] Weil der Bremskraftregler **40** ab dann den zweiten Schwellenwert $\varepsilon\Delta_S$, dessen Absolutwert kleiner ist als der erste Schwellenwert $\varepsilon\Delta_M$, als Beurteilungsschwellenwert $\varepsilon\Delta$ verwendet, wenn Übersteuerung festgestellt wird, bis die Steuervorgänge gegen Übersteuerung vorbei sind, auch wenn die vorbestimmte Zeit noch nicht vergangen ist, beginnt die Korrektursteuerung/-regelung gegen Übersteuerung, der Untersteuerung vorausgeht, früher. (Die doppelte unterbrochene Linie in [Fig. 3](#) zeigt eine andere tatsächliche Gierrate unter gewöhnlicher Steuerung/Regelung ohne dieses Konzept. In diesem Fall ist t_7' der Steuer-/Regelstartpunkt.)

[0140] Somit wächst der Unterschied zwischen der tatsächlichen Gierrate γ und der angestrebten Gierrate γ' , nachdem das Einschlagverhalten zu Übersteuerung wechselt, nicht an, und die tatsächliche Gierrate γ kann die angestrebte Gierrate γ' früher einholen, so dass die Regelung/Steuerung glatt erfolgen kann, ohne dem Fahrer das Gefühl zu vermitteln, dass irgendetwas nicht stimmt. Wenn die Korrektursteuer-/Korrekturregelvorgänge gegen Unter- und Übersteuerung sukzessive durchgeführt werden, wird die Bremsregelung/-steuerung zum Hinterrad niedergehalten, weil der regel-/steuerfreie Bereich bei der Korrekturregelung/-steuerung (gegen Übersteuern) für Untersteuern weit gesteckt ist, aber eng (gegen Untersteuern) für Übersteuern. Das Zurückkehren es ersten Schwellenwerts $\varepsilon\Delta_M$ als Beurteilungsschwellenwert $\varepsilon\Delta$ vom zweiten Schwellenwert $\varepsilon\Delta_S$ erfolgt sicher durch den Zeitgeber und durch Erfassen des Abschlusses der Korrekturregelung/-steuerung (gegen Untersteuern) für Übersteuern. Und auch die Bremskraft, die an das Hinterrad angelegt werden soll, wird niedergehalten, so dass der Fahrer kein Unbehagen aufgrund eines unerwartet starken Drehmoments fühlen kann, und ein Ausreißen des Hinterrads auf glatter (reibungsarmer) Straße aufgrund starken Bremsens vermieden werden kann. Die tatsächliche Gierrate γ und die Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ werden zur Beurteilung des Einschlagverhaltens, d.h. einer Unter- oder Übersteuerung gegenüber der angestrebten Gierrate γ' und zur Auswahl des Rads verwendet, so dass Ausreißen und Schleudern sicher verhindert werden. Selbst wenn gegengesteuert wird, kann ein Anlegen von Bremskraft auf ein Rad, das zum Schleudern beiträgt, vermieden werden.

[0141] Eine Übertragungssteuereinheit **50**, die eine Schaltungssteuerung, eine Blockiersteuerung, eine Leistungsdrucksteuerung usw. für das Automatikgetriebe durchführt, schickt Information über das Übersetzungsverhältnis i an den Drehmomentverteilungsregler **70**.

[0142] Eine Motorsteuereinheit **60**, die eine Kraftstoffeinspritzsteuerung, eine Zündzeitsteuerung, eine Luft-/Kraftstoffverhältnissteuerung, eine Ladedrucksteuerung, eine Drosselsteuerung usw. für den Motor **1** durchführt, schickt Information über eine Drosselöffnung θ_{th} an den Drehmomentverteilungsregler **70**.

[0143] Der Drehmomentverteilungsregler **70** steuert die Verteilung des Antriebsmoments nach vorn und hinten ausgehend vom Verhältnis vorn **35**/hinten **65** auf beispielsweise vorn **50**/hinten **50**, indem der Einrückdruck der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** auf Grundlage jeweiliger Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 , die von den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** und **29rr** eingegeben werden, dem Status des Bremskraftregelmerkers F_{vs} , der vom Bremskraftregler **40** eingegeben wird, dem Übersetzungsverhältnis i aus der Übertragungssteuereinheit **50**, und dem Drosselöffnungswinkel θ_{th} geregelt wird, der von der Motorsteuereinheit **60** eingegeben wird.

[0144] Um genau zu sein, wird, wenn der Bremskraftregler **40** eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad anlegt, eine schwache Kraft CTF1 (die durch Versuche oder Berechnungen vorbestimmt wird) als Einrückkraft der hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** verwendet.

[0145] Wenn der Bremskraftregler **40** keine Bremskraft an irgendein Rad anlegt, wird das Differentialbegrenzungsmoment durch die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** dadurch gesteuert, dass auf Betriebsverhältniszuoordnungsdaten zurückgegriffen wird, die den Fahrbedingungen entsprechen, wobei die Zuordnungsdaten auf der Tabellenzuordnung entsprechend den Variablen des Drosselöffnungswinkels θ_{th} und der Fahrzeuggeschwindigkeit V vorbestimmt sind, wie in [Fig. 5](#) gezeigt ist. In diesem Fall (es erfolgt keine Bremskraftregelung durch den Bremskraftregler **70**) wird die Drehmomentverteilungsregelung unter normaler Steuerung, Anfahrsteuerung, Lenksteuerung und Schlupfsteuerung durchgeführt, wie in [Fig. 4](#) gezeigt ist.

[0146] Die normale Steuerung hat 5 Zuordnungen, und zwar jeweils eine für den 1. Gang, den 2. Gang, den 3. Gang, den 4. Gang und den Rückwärtsgang. Je kleiner die Drosselöffnung und je höher die Geschwindigkeit ist, umso niedriger wird das Differentialbegrenzungsmoment eingestellt. Damit wird ein gesteigertes Einschlagverhalten und eine bessere Kraftstoff einsparung geplant.

[0147] Bei der Anfahrsteuerung wird das Differentialbegrenzungsmoment proportional zum Drosselöffnungswinkel θ_{th} gesteuert, wenn beurteilt wird, dass die Fahrzeuggeschwindigkeit 0 beträgt und das Fahrzeug nicht in einer geraden Lage ist, um eine einfache und ruckfreie Anfahrleistung auf rutschiger Straße sicherzustellen.

[0148] Bei der Lenksteuerung wird das Differentialbegrenzungsmoment so gesteuert, dass es entsprechend dem vorderen und hinteren Drehverhältnis NR/NF (NR : Drehzahl des Hinterrads, NF : Drehzahl des Vorderads) in einem vorbestimmten Geschwindigkeitsbereich gesenkt wird, um das Lenkgefühl in niedrigen Geschwindigkeitsbereichen zu verbessern.

[0149] Bei der Schlupfsteuerung wird das Differentialbegrenzungsmoment in einem größeren Betrag gesteuert als bei der normalen Steuerung, wenn das Hinter- oder Vorderrad über einen vorbestimmten Betrag hinaus schlupft, um die maximale Antriebskraft sicherzustellen und die Laufstabilität zu verbessern.

[0150] Die Steuervorgänge durch den Drehmomentverteilungsregler **70** werden mit Bezug auf das in [Fig. 8](#) gezeigte Ablaufdiagramm erläutert. Dieses Programm läuft in einem vorbestimmten zeitlichen Abstand ab. Zuerst wird bei S201 der Status des Bremskraftregelmerkers F_{vs} eingegeben, dann geht das Programm zu S202 über, wo beurteilt wird, ob der Bremskraftregelmerker F_{vs} gesetzt wurde ($F_{vs} \leftarrow 1$).

[0151] Lautet die Antwort bei S202 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** legt eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad an, geht das Programm zu S203 weiter, wo die schwache Kraft CTF1 als Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** verwendet wird, und geht dann zu S204 über, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** angesteuert wird.

[0152] Lautet die Antwort bei S202 "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** legt keine Bremskraft an irgendein Rad an und F_{vs} ist rückgesetzt ($F_{vs} \leftarrow 0$), geht das Programm zu S205 über, wo die Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 von den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** bzw. **29rr** eingegeben und das Übersetzungsverhältnis i und der Drosselöffnungswinkel θ_{th} von der Übertragungssteuereinheit **50** bzw. der Motorsteuereinheit **60** eingegeben werden. Dann geht das Programm zu S206 über.

[0153] Bei S206 werden die Anzahl der Hinterraddrehungen NR , die Anzahl der Vorderraddrehungen NF , das Verhältnis der Vorder- und Hinterraddrehungen NR/NF und der Fahrzeuggeschwindigkeit V aus den Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 berechnet. Dann geht das Programm zu S207 weiter, wo die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** unter Bezugnahme auf eine dem Übersetzungsverhältnis i entsprechende Tabellenzuordnung je nach der Drosselöffnung θ_{th} und der Fahrzeuggeschwindigkeit V in einem Steuermodus berechnet wird, der aus den vier Steuerarten, d.h. der normalen Steuerung, der Anfahrsteuerung, der Lenksteuerung und der Schlupfsteuerung, entsprechend dem Verhältnis zwischen Vorder- und Hinterraddrehungen NR/NF und der Fahrzeuggeschwindigkeit ausgewählt wird. Und dann geht das Programm zu S204 über, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** angesteuert wird.

[0154] Und zwar wird nach der ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung der vorbestimmte schwache Wert CTF1 als Einrückkraft der Mehrscheibenkupplung **21** verwendet, so dass sich jedes Rad frei drehen

kann, wenn der Bremskraftregler **40** eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad anlegt. Somit wird sichergestellt, dass die Bremskraftregelung durch den Bremskraftregler **40** so wie angestrebt durchgeführt wird und die Laufstabilität des Fahrzeugs beim Kurvenfahren verbessert ist.

[0155] In den [Fig. 9](#) bis [Fig. 11](#) ist die zweite Ausführungsform der vorliegenden Erfindung gezeigt. [Fig. 9](#) ist eine Darstellung, die einen Gesamtaufbau eines Allradfahrzeugs zeigt, das mit einer Drehmomentverteilungsvorrichtung ausgestattet ist. [Fig. 10](#) ist eine Darstellung, welche die Drehmomentwandlerkennlinie zeigt, d.h. das Drehmomentverhältnis t im Vergleich zum Drehzahlverhältnis e . [Fig. 11](#) ist ein Ablaufdiagramm, das die Drehmomentverteilungsregelung/-steuerung zeigt.

[0156] Die Drehmomentverteilungsvorrichtung der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung regelt/steuert das Einrückmoment der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** so, dass die Drehmomentverteilung zu den Vorder- und Hinterrädern mit der vertikalen Lastverteilung zu den Vorder- und Hinterrädern übereinstimmt. Die vertikale Lastverteilung zu den Vorder- und Hinterrädern verändert sich entsprechend den Fahrzeugzuständen, d.h. beim Stillstand, beim Fahren mit konstanter Geschwindigkeit, beim Anfahren oder Abbremsen.

[0157] Ein Längsbeschleunigungssensor **81** ist vorgesehen, der die Längsbeschleunigung G_x erfasst, und G_x wird in einen Drehmomentverteilungsregler **80** eingegeben. Der Drehmomentregler **80** erhält die Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 jeweils von den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** und **29rr**.

[0158] Der Drehmomentverteilungsregler **80** erhält den Status des Bremskraftregelmerkers F_{vs} vom Bremskraftregler **40**, eine Turbinendrehzahl N_t und das Übersetzungsverhältnis i von der Übertragungssteuereinheit **50**, eine Motordrehzahl N_e , ein Motordrehmoment T_e und den Drosselöffnungswinkel θ_{th} von der Motorsteuereinheit **60**. Die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** wird auf Grundlage dieser zur Drehmomentverteilungsregelung/-steuerung eingegebenen Daten geregelt/gesteuert.

[0159] Obwohl der Drehmomentverteilungsregler **80** der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung die Drehmomentverteilungsregelung/-steuerung wie in der ersten Ausführungsform erläutert durchführt, wenn der Bremskraftregler **40** keine Bremskraft an irgendein Rad anlegt, führt der Regler **80** die Regelung/Steuerung der Bremskraftverteilung zu den Vorder- und Hinterrädern mit der Zielverteilung durch, die mit der vertikalen Lastverteilung übereinstimmt, wenn der Bremskraftregler **40** eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad anlegt.

[0160] Nun wird der Funktionsablauf des Drehmomentverteilungsreglers **80** entsprechend des in [Fig. 11](#) gezeigten Ablaufschemas erläutert. Das Steuerprogramm läuft in jedem vorbestimmten zeitlichen Abstand ab. Bei S301 wird der Status des Bremskraftregelmerkers F_{vs} eingegeben, und dann geht das Programm zu S302 über, wo beurteilt wird, ob der Bremskraftregelmerker F_{vs} gesetzt wurde ($F_{vs} \leftarrow 1$).

[0161] Wenn die Antwort bei S302 "ja" lautet, geht das Programm zu S303 über, wo die Motordrehzahl N_e und das Motordrehmoment T_e aus der Motorsteuereinheit **60**, die Turbinendrehzahl N_t und das Übersetzungsverhältnis i aus der Übertragungssteuereinheit **50** und die Längsbeschleunigung G_x aus dem Längsbeschleunigungssensor **81** eingegeben werden.

[0162] Dann geht das Programm zu S304 über, wo das Drehmomentwandlergeschwindigkeitsverhältnis (N_t/N_e) aus der Motordrehzahl N_e und der Turbinendrehzahl N_t berechnet und das Drehmomentverhältnis t bestimmt wird.

[0163] Dann geht das Programm zu S305 über, wo das Mittendifferentialeingangsdrehmoment T_i und die vertikale Lastverteilung D_w durch die Formel (16) bzw. (17) berechnet werden.

$$T_i = T_e \cdot t \cdot i \quad (16)$$

$$D_w = (M_f - M \cdot G_x \cdot H_I / W_B) / (M \cdot g) \quad (17)$$

[0164] In den Formeln ist M_f die Vorderradbelastung im Stillstand, M ist die Fahrzeugmasse, H_I ist die Schwerpunkthöhe, W_B ist der Radstand und g ist die Erdbeschleunigung.

[0165] Dann geht das Programm zu S306 weiter, wo das Einrückmoment T_t der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** auf folgende Weise berechnet wird.

[0166] Das Drehmomentverteilungsverhältnis D_t wird durch die folgende Formel ausgedrückt:

$$D_t = (T_i \cdot D_{t0} + T_t) / T_i$$

D_{t0} : ursprüngliches Verteilungsverhältnis

T_t : Einrückmoment der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21**.

[0167] Dazu wird T_t durch die folgende Formel berechnet:

$$T_t = (D_t - D_{t0}) \cdot T_i \tag{18}$$

[0168] T_t , das bei S306 berechnet werden soll, wird erhalten, indem D_t in der Formel (18) durch D_w ersetzt wird.

[0169] Dann geht das Programm zu S307 über, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** angesteuert wird.

[0170] Wenn die Antwort bei S302 "nein" lautet, d.h. der Bremskraftregler **40** keine Bremskraft an irgendein Rad anlegt und der Bremskraftregelmerker F_{vs} rückgesetzt ist ($F_{vs} \leftarrow 0$), geht das Programm zu S308 weiter, wo die Raddrehzahlen (ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 aus den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** und **29rr**, das Übersetzungsverhältnis i aus der Übertragungssteuereinheit **50** und der Drosselöffnungswinkel θ_{th} aus der Motorsteuereinheit **60** eingegeben werden.

[0171] Dann geht das Programm zu S309 über, wo die Anzahl der Hinterraddrehungen N_R , die Anzahl der Vorderraddrehungen N_F , das Verhältnis der Vorder- und Hinterraddrehungen N_R/N_F und der Fahrzeuggeschwindigkeit V aus den Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 berechnet werden. Dann geht das Programm zu S310 weiter, wo die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** unter Bezugnahme auf eine dem Übersetzungsverhältnis i entsprechende Tabellenzuordnung je nach der Drosselöffnung θ_{th} und der Fahrzeuggeschwindigkeit V in einem Steuermodus berechnet wird, der aus den vier Steuerarten, d.h. der normalen Steuerung, der Anfahrsteuerung, der Lenksteuerung und der Schlupfsteuerung, entsprechend dem Verhältnis zwischen Vorder- und Hinterraddrehungen N_R/N_F und der Fahrzeuggeschwindigkeit ausgewählt wird. Und dann geht das Programm zu S307 über, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** angesteuert wird.

[0172] Nach der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung wird die Drehmomentverteilung zu den Vorder- und Hinterrädern mit der Zielverteilung gesteuert, die mit der vertikalen Lastverteilung übereinstimmt, wenn der Bremskraftregler **40** eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad anlegt. Somit wird, da eine Mindestdifferentialsteuerung und ein notwendiger Betrag bestimmt wird, um genügend Traktionsleistung und Fahrstabilität als Allradfahrzeug zu behalten, die Bremskraftregelung durch den Bremskraftregler **40** effektiv durchgeführt, während gleichzeitig die Leistung des Allradantriebs aufrechterhalten wird.

[0173] Die dritte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist in [Fig. 12](#) und [Fig. 13](#) gezeigt. [Fig. 12](#) ist eine Darstellung, die einen Gesamtaufbau eines Fahrzeugs mit Allradantrieb zeigt, das mit einer Drehmomentverteilungsvorrichtung ausgestattet ist. [Fig. 13](#) ist ein Ablaufschema, das die Drehmomentverteilungsregelung/-steuerung zeigt. In der dritten Ausführungsform ist die Standarddrehmomentverteilung eines Fahrzeugs so hecklastig, dass die Fahreigenschaften ähnlich denjenigen eines Fahrzeugs mit Frontmotor und Hinterradantrieb sind, wenn eine hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) ausgerückt wird.

[0174] Die Drehmomentverteilungsvorrichtung der dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung regelt/steuert die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) mit einem vorbestimmten Wert zur hecklastigen Drehmomentverteilung hin, wenn die Bremskraftregelung arbeitet, um das Einschlagverhalten günstig zum Einschlagen zu machen. Wenn hingegen die Bremskraftregelung arbeitet, um es zum Einschlagen ungünstig zu machen, regelt/steuert die Drehmomentverteilungsvorrichtung die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) auf dieselbe Weise wie in der zweiten Ausführungsform.

[0175] Ein Drehmomentverteilungsregler **90** erhält eine Längsbeschleunigung G_x aus dem Längsbeschleunigungssensor **81** und Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 aus den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** und **29rr** jeweils auf dieselbe Weise wie in der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung.

[0176] Der Drehmomentverteilungsregler **90** erhält den Status des Bremskraftregelmerkers Fvs und den Status des Hinterradbremsauswahlmerkers Fvr aus dem Bremskraftregler **40**, die Turbinendrehzahl Nt und das Übersetzungsverhältnis i aus einer Übertragungssteuereinheit **50**, die Motordrehzahl Ne, Das Motordrehmoment Te und den Drosselöffnungswinkel θ_{th} aus der Motorsteuereinheit **60**. Die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** wird auf Grundlage dieser Eingabedaten zur Drehmomentverteilungsregelung/-steuerung gesteuert.

[0177] Nun wird der Funktionsablauf des Drehmomentverteilungsreglers **90** entsprechend des in [Fig. 13](#) gezeigten Ablaufschemas erläutert. Das Steuerprogramm läuft in jedem vorbestimmten zeitlichen Abstand ab. Bei S401 werden die Stati des Bremskraftregelmerkers Fvs und des Hinterradbremsauswahlmerkers Fvr eingegeben, und dann geht das Programm zu S402 über, wo beurteilt wird, ob der Bremskraftregelmerker Fvs gesetzt wurde ($Fvs \leftarrow 1$).

[0178] Wenn die Antwort bei S402 "ja" lautet, d.h. der Bremskraftregler **40** eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad anlegt, geht das Programm zu S403 über, wo beurteilt wird, ob der Hinterradbremsauswahlmerker Fvr gesetzt wurde ($Fvr \leftarrow 1$).

[0179] Lautet die Antwort bei S403 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die gegen Untersteuerung günstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S404 über, wo eine vorbestimmte schwache Kraft CTF2 als Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** zur hecklastigen Verteilung verwendet wird. Und dann geht das Programm zu S405 über, wo die Steuerung der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** erfolgt.

[0180] Lautet die Antwort bei S403 "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die gegen Übersteuerung ungünstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S406 über, wo die Motordrehzahl Ne, das Motordrehmoment Te und der Drosselöffnungswinkel θ_{th} aus der Motorsteuereinheit **60**, die Turbinendrehzahl Nt und das Übersetzungsverhältnis i aus der Übertragungssteuereinheit **50** und die Längsbeschleunigung aus dem Längsbeschleunigungssensor **81** eingegeben werden.

[0181] Dann geht das Programm in der Reihenfolge zu S407, S408 und S409 über, die S304, S305 bzw. S306 der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung entsprechen. Bei S407 wird das Drehmomentwandelgeschwindigkeitsverhältnis e berechnet und das Drehmomentverhältnis t bestimmt. Bei S408 werden das Mittendifferentialeingangsdrehmoment Ti und die vertikale Lastverteilung durch die Formel (16) bzw. (17) berechnet. Bei S409 wird das Einrückdrehmoment Tt der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** berechnet. Und dann geht das Programm zu S405 über, wo die Steuerung der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** erfolgt.

[0182] Lautet die Antwort bei S402 "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** legt keine Bremskraft an irgendein Rad an und der Bremskraftregelmerker Fvs ist rückgesetzt ($Fvs \leftarrow 0$), geht das Programm zu S410 über, wo die Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 aus den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** und **29rr**, das Übersetzungsverhältnis i aus der Übertragungssteuereinheit **50** und der Drosselöffnungswinkel θ_{th} aus der Motorsteuereinheit **60** eingegeben werden.

[0183] Dann geht das Programm weiter zu S411, wo die Anzahl der Hinterraddrehungen NR, die Anzahl der Vorderraddrehungen NF, das Verhältnis der Vorder- und Hinterraddrehungen NR/NF und der Fahrzeuggeschwindigkeit V aus den Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 berechnet werden. Dann geht das Programm zu S412 weiter, wo die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** unter Bezugnahme auf eine dem Übersetzungsverhältnis i entsprechende Tabellenzuordnung je nach der Drosselöffnung θ_{th} und der Fahrzeuggeschwindigkeit V in einem Steuermodus berechnet wird, der aus den vier Steuerarten, d.h. der normalen Steuerung, der Anfahrsteuerung, der Lenksteuerung und der Schlupfsteuerung, entsprechend dem Verhältnis zwischen Vorder- und Hinterraddrehungen NR/NF und der Fahrzeuggeschwindigkeit ausgewählt wird. Und dann geht das Programm zu S405 über, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** angesteuert wird.

[0184] Eine Minderung der Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** während der Bremskraftregelung führt zu einer Zunahme des Hinterradantriebsmoments. Die Zunahme des Hinterradantriebsmoments führt zu einer Senkung des seitlichen Kraftschlussverhaltens, d.h. einer Verschlechterung der Fahrstabilität wegen einer vorhandenen Schleudertendenz.

[0185] Wenn eine Bremskraftregelung zum Korrigieren starken Übersteuerns erfolgen soll, ist eine Minderung

der Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** ein widersprüchlicher Vorgang. Die Minderung der Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** ist in diesem Fall ein Vorgang hin zum Übersteuern.

[0186] Aufgrund des Vorstehenden verbietet es sich, wenn eine Bremskraftregelung durchgeführt wird, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen günstige Seite hin zu verändern, die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** zu mindern.

[0187] Wenn hingegen eine Bremskraftregelung durchgeführt wird, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin zu verändern, wird die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** gemindert.

[0188] Somit kann nach der dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung die Bremskraftregelung effektiv zum Verändern des Einschlagverhaltens verändert werden.

[0189] Die vierte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist in [Fig. 14](#) und [Fig. 15](#) gezeigt. [Fig. 14](#) ist eine Darstellung, die einen Gesamtaufbau eines Allradfahrzeugs zeigt, das mit einer Drehmomentverteilungsvorrichtung ausgestattet ist. [Fig. 15](#) ist ein Ablaufschema, das die Drehmomentverteilungsregelung/-steuerung zeigt. In der vierten Ausführungsform variiert die Drehmomentverteilung zu den Vorder- und Hinterrädern von 100:0 bis 50:50, und die Fahreigenschaften sind ähnlich denjenigen eines Fahrzeugs mit Vorderradantrieb, wenn eine hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) ausgerückt wird.

[0190] Die Drehmomentverteilungsvorrichtung der vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung regelt/steuert die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) auf dieselbe Weise wie die zweite Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, wenn die Bremskraftregelung arbeitet, um das Einschlagverhalten günstig zum Einschlagen zu machen. Somit werden Bremskraftregelung und Differentialsteuerung wirksam gehalten. Wenn hingegen die Bremskraftregelung durchgeführt wird, um das Einschlagverhalten ungünstig zum Einschlagen zu machen, wird die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) auf einen vorbestimmten Wert gesetzt, um die Drehmomentverteilung frontlastig zu machen.

[0191] Mit Bezug auf [Fig. 14](#) umfasst eine hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** mehrere angetriebene Scheiben **101a**, die mit einer hinteren Antriebswelle **4** verbunden sind, und mehrere Antriebscheiben **101b**, die mit einem Übertragungsantriebsgetriebe **8** verbunden sind. Diese Scheiben sind abwechselnd angeordnet. Ein Drehmomentverteilungsregler **100** setzt die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** in Gang, indem an diese über (nicht gezeigte) Hydraulikkreisläufe ein Hydraulikdruck angelegt wird, so dass das Einrücken der Kupplung so geregelt/gesteuert wird, dass die Drehmomentverteilung nach vorn und hinten von 100:0 bis 50:50 variiert.

[0192] Die Drehmomentverteilungsvorrichtung **100** erhält eine Längsbeschleunigung G_x aus dem Längsbeschleunigungssensor **81** und Raddrehzahlen (ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 aus den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** bzw. **29rr**).

[0193] Der Drehmomentverteilungsregler **100** erhält den Status des Bremskraftregelmerkers F_{vs} und den Status des Hinterradbremsauswahlmerkers F_{vr} aus dem Bremskraftregler **40**, die Turbinendrehzahl N_t und das Übersetzungsverhältnis i aus einer Übertragungssteuereinheit **50**, die Motordrehzahl N_e , das Motordrehmoment T_e und den Drosselöffnungswinkel θ_{th} aus der Motorsteuereinheit **60**. Die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** wird auf Grundlage dieser Eingabedaten zur Drehmomentverteilungsregelung/-steuerung gesteuert.

[0194] Nun wird der Funktionsablauf des Drehmomentverteilungsreglers **100** entsprechend des in [Fig. 15](#) gezeigten Ablaufschemas erläutert. Das Steuerprogramm läuft in jedem vorbestimmten zeitlichen Abstand ab. Bei S501 werden die Stati des Bremskraftregelmerkers F_{vs} und des Hinterradbremsauswahlmerkers F_{vr} eingegeben, und dann geht das Programm zu S502 über, wo beurteilt wird, ob der Bremskraftregelmerker F_{vs} gesetzt wurde ($F_{vs} \leftarrow 1$).

[0195] Wenn die Antwort bei S502 "ja" lautet, geht das Programm zu S503 über, wo beurteilt wird, ob der Hinterradbremsauswahlmerker F_{vr} gesetzt wurde ($F_{vr} \leftarrow 1$).

[0196] Lautet die Antwort bei S503 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf

die gegen Untersteuerung günstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S504 über, wo eine vorbestimmte schwache Kraft CTF3 als Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** zur frontlastigen Verteilung verwendet wird. Und dann geht das Programm zu S505 über, wo die Steuerung der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** erfolgt.

[0197] Lautet die Antwort bei S503 "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die gegen Untersteuerung günstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S506 über, wo die Motordrehzahl N_e und das Motordrehmoment T_e aus der Motorsteuereinheit **60**, die Turbinendrehzahl N_t und das Übersetzungsverhältnis i aus der Übertragungssteuereinheit **50** und die Längsbeschleunigung G_x aus dem Längsbeschleunigungssensor **81** eingegeben werden.

[0198] Dann geht das Programm in der Reihenfolge zu S507, S508 und S509 über, die S304, S305 bzw. S306 der zweiten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung entsprechen. Bei S507 wird das Drehmomentwandlergeschwindigkeitsverhältnis e berechnet und das Drehmomentverhältnis t bestimmt. Bei S508 werden das Mittendifferentialeingangsdrehmoment T_i und die vertikale Lastverteilung durch die Formel (16) bzw. (17) berechnet. Bei S509 wird das Einrückdrehmoment T_t der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** berechnet. Und dann geht das Programm zu S505 über, wo die Steuerung der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** erfolgt.

[0199] Lautet die Antwort bei S502 "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** legt keine Bremskraft an irgendein Rad an und der Bremskraftregelmerker F_{vs} ist rückgesetzt ($F_{vs} \leftarrow 0$), geht das Programm zu S510 über, wo die Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 aus den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** und **29rr**, das Übersetzungsverhältnis i aus der Übertragungssteuereinheit **50** und der Drosselöffnungswinkel θ_{th} aus der Motorsteuereinheit **60** eingegeben werden.

[0200] Dann geht das Programm weiter zu S511, wo die Anzahl der Hinterraddrehungen N_R , die Anzahl der Vorderraddrehungen N_F , das Verhältnis der Vorder- und Hinterraddrehungen N_R/N_F und der Fahrzeuggeschwindigkeit V aus den Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 berechnet werden. Dann geht das Programm zu S512 weiter, wo die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** unter Bezugnahme auf eine dem Übersetzungsverhältnis i entsprechende Tabellenzuordnung je nach der Drosselöffnung θ_{th} und der Fahrzeuggeschwindigkeit V in einem Steuermodus berechnet wird, der aus den vier Steuerarten, d.h. der normalen Steuerung, der Anfahrsteuerung, der Lenksteuerung und der Schlupfsteuerung, entsprechend dem Verhältnis zwischen Vorder- und Hinterraddrehungen N_R/N_F und der Fahrzeuggeschwindigkeit V ausgewählt wird. Und dann geht das Programm zu S505 über, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** angesteuert wird.

[0201] Wenn eine Bremskraftregelung zum Korrigieren starken Untersteuerns erfolgen soll, ist eine Minderung der Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** ein widersprüchlicher Vorgang. Die Minderung der Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** ist in diesem Fall ein Vorgang hin zum Untersteuern.

[0202] Aufgrund des Vorstehenden verbietet es sich, wenn eine Bremskraftregelung durchgeführt wird, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen günstige Seite hin zu verändern, die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** zu mindern.

[0203] Wenn hingegen eine Bremskraftregelung durchgeführt wird, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin zu verändern, wird die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **101** gemindert.

[0204] Somit kann nach der vierten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung die Bremskraftregelung effektiv zum Verändern des Einschlagverhaltens verändert werden.

[0205] Die dritte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung lässt sich auch auf ein Allradfahrzeug anwenden, das von einem Fahrzeug mit Hinterradantrieb abgeleitet ist und kein Mittendifferential hat. Die vierte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung lässt sich auch auf ein Allradfahrzeug anwenden, das von einem Fahrzeug mit Vorderradantrieb abgeleitet ist und kein Mittendifferential hat.

[0206] Die fünfte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist in [Fig. 16](#) und [Fig. 17](#) gezeigt. [Fig. 16](#) ist eine Darstellung, die einen Gesamtaufbau eines Fahrzeugs mit Allradantrieb zeigt, das mit einer Drehmomentverteilungsvorrichtung ausgestattet ist. [Fig. 17](#) ist ein Ablaufschema, das die Drehmomentverteilungsrege-

lung/-steuerung zeigt. In der fünften Ausführungsform ist das Allradfahrzeug, das mit einem Automatikgetriebe ausgestattet ist, von derselben Art wie das Fahrzeug, auf das in der dritten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung Bezug genommen wird, d.h. die Drehmomentverteilung ist hecklastig und die Fahreigenschaften sind, wenn eine hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) ausgerückt wird, ähnlich denjenigen eines Fahrzeugs mit Frontmotor und Hinterradantrieb.

[0207] Die Drehmomentverteilungsvorrichtung der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung regelt/steuert die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) mit einem vorbestimmten Wert zur hecklastigen Drehmomentverteilung hin, wenn die Bremskraftregelvorrichtung arbeitet, um das Einschlagverhalten günstig zum Einschlagen zu machen. Wenn hingegen die Bremskraftregelvorrichtung arbeitet, um es zum Einschlagen ungünstig zu machen, regelt/steuert die Drehmomentverteilungsvorrichtung die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) mit einem vorbestimmten Wert zum Erhöhen der Vorderraddrehmomentverteilung, wenn die Bremskraftregelvorrichtung arbeitet, um das Einschlagverhalten ungünstig zum Einschlagen zu machen.

[0208] Wie in [Fig. 16](#) gezeigt ist, erhält ein Drehmomentverteilungsregler **110** der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung die Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 von den Raddrehzahlsensoren **29fl**, **29fr**, **29rl** bzw. **29rr**, den Lenkradwinkel θ aus einem Lenkradwinkelsensor **30** und die tatsächliche Gierrate γ aus einem Gierratensensor **31**.

[0209] Zusätzlich zu Vorstehendem werden der Status des Bremskraftregelmerkers Fvs, der Status des Hinterradbremsauswahlmerkers Fvr und die berechnete Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ aus einem Bremskraftregler **40** eingegeben.

[0210] Die Turbinendrehzahl N_t , das Übersetzungsverhältnis i , und die Gangposition L_{posi} (insbesondere Parken P, Neutral N und erster Gang 1) werden aus einer Übertragungssteuereinheit **50**, und die Motordrehzahl N_e , das Motordrehmoment T_e und der Drosselöffnungswinkel θ_{th} werden aus einer Motorsteuereinheit **60** eingegeben.

[0211] Es ist eine Straßenreibungsschätzeinrichtung **113** vorgesehen, die einen Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ durch Berechnung schätzt, z.B. ist ein Schätzverfahren durch den Erfinder im japanischen Patent mit der Offenlegungsnummer 2274/1996 offenbart, das auf dem Lenkradwinkel θ , der Gierrate γ und der Fahrzeuggeschwindigkeit V beruht.

[0212] Folgendermaßen erfolgt die Schätzung: erstens wird eine tatsächliche Kurvenleistung der Vorder- und Hinterräder des Fahrzeugs auf Grundlage des Lenkradwinkels θ , der Gierrate γ und der Fahrzeuggeschwindigkeit V berechnet, indem eine Bewegungsgleichung der Fahrzeugseitenbewegung gelöst wird; zweitens wird theoretisch die maximale Kurvenleistung auf hohem μ berechnet; schließlich wird der Straßenoberflächenreibungskoeffizient μ aus dem Verhältnis der tatsächlichen Kurvenleistung und der theoretisch maximalen Kurvenleistung geschätzt.

[0213] Die Straßenreibungsschätzeinrichtung **113** schickt den Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ an den Drehmomentverteilungsregler **110**.

[0214] Der Drehmomentverteilungsregler **110** steuert die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** entsprechend dem Funktionsablauf des Bremskraftreglers **40** mit einer von drei Einrückkräften an, d.h. einer Grundkraft FO_{tb} , einer vorbestimmten schwachen Kraft FO_{CL} und einer vorbestimmten starken Kraft FO_{CH} . Die Grundkraft FO_{tb} , die auf eine später noch zu erwähnende Weise berechnet wird, ist für den Fall, dass keine Bremskraftregelung angewendet wird. Die vorbestimmte schwache Kraft FO_{CL} ist für den Fall, dass der Bremskraftregler arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die unter Untersteuerung ungünstige Seite hin zu verändern. Die vorbestimmte starke Kraft FO_{CH} ist für den Fall, dass der Bremskraftregler arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die unter Übersteuerung ungünstige Seite hin zu verändern.

[0215] Die Grundkraft FO_{tb} wird wie im Folgenden erläutert wird berechnet.

[0216] Ein Steuerkupplungsmoment VTD_{out} wird berechnet, indem ein Grundkupplungsmoment VTD_{out0} , das dem Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ entspricht, mit einem Lenksteuerkorrekturmoment FA_1 , das inkremental entsprechend einem Mittendifferentialeingangsmoment T_i korrigiert, einem Korrekturmoment FA_2 zur Vermeidung plötzlichen Kurswechsels, das inkremental entsprechend dem Drosselöffnungswinkel θ_{th} und der tatsächlichen Gierrate γ korrigiert, einem Gierratenrückkopplungskorrekturmoment VTD_y , das inkre-

mental oder reduktiv entsprechend der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ korrigiert, und einem Seitenbeschleunigungskorrekturmoment $VDTg$ addiert wird, das entsprechend einer geschätzten Seitengeschwindigkeitsabnahme korrigiert.

[0217] Das Grundkupplungsmoment $VTDout0$ wird entsprechend dem Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ durch Bezugnahme auf eine durch Versuche oder Berechnungen erstellte Zuordnungstabelle bestimmt oder wird berechnet, um ein radiales Ausreißen zu verhindern. Je höher μ wird, umso kleiner ist $VTDout0$.

[0218] Das Lenksteuerkorrekturmoment $FA1$ wird bestimmt, um einen Lenkwechsel zu verhindern, indem auf Zuordnungsdaten Bezug genommen wird, worin $FA1$ entsprechend dem Mittendifferentialeingangsmoment Ti variiert. Je größer das Mittendifferentialeingangsmoment Ti ist, umso größer ist das Lenksteuerkorrekturmoment $FA1$.

[0219] Das Korrekturmoment $FA2$ zur Vermeidung plötzlichen Kurswechsels wird bestimmt, um ein Kurswechselverhalten beim Loslassen des Gaspedals zu verhindern, indem auf Zuordnungsdaten Bezug genommen wird, worin $FA2$ entsprechend der tatsächlichen Gierrate γ , dem Drosselöffnungswinkel θ_{th} und der Vorderraddrehzahl variiert. Je höher die Vorderraddrehzahl wird, umso höher ist das Korrekturmoment $FA2$ zur Vermeidung plötzlichen Kurswechsels, wenn der Drosselöffnungswinkel θ_{th} zu 0 (Null) wechselt, während die tatsächliche Gierrate γ und die Vorderraddrehzahl höher sind als festgelegte Werte.

[0220] Das Gierratenrückkopplungskorrekturmoment $VTDy$ wird bestimmt, um Unter- oder Übersteuerung zu verhindern, indem auf Zuordnungsdaten Bezug genommen wird, worin $VTDy$ entsprechend der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ variiert. Je größer die Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ wird, umso größer ist $VTDy$.

[0221] Das Seitenbeschleunigungskorrekturmoment $VTDg$ wird bestimmt, um bei kritischem Einschlagen eine Untersteuerung zu verhindern, indem Bezug auf Zuordnungsdaten genommen wird, worin $VTDg$ entsprechend einer Seitenbeschleunigung variiert. Je größer die Seitenbeschleunigung wird, umso kleiner ist das Steuerkupplungsmoment $VTDout$.

[0222] Das Steuerkupplungsmoment $VTDout$ wird auch noch durch den Lenkradwinkel θ korrigiert. Wenn die Vorderradgeschwindigkeit niedrig ist, z.B. weniger als 30 km/h, wird das Steuerkupplungsmoment $VTDout$ entsprechend der Zunahme des Lenkradwinkels θ gesenkt, um eine Erscheinung engen Kurvenabbremsens zu verhindern. Wenn das Lenkrad auf Neutral und die Vorderradgeschwindigkeit hoch ist, z.B. über 50 km/h, wird das Steuerkupplungsmoment $VTDout$ gesenkt, um die Kraftstoffersparung zu verbessern.

[0223] Somit wird das am Ende bestimmte Kupplungsmoment $VTDout$ als Grundkraft FO_{tb} zum Einrücken der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) eingesetzt.

[0224] Der Funktionsablauf des Drehmomentverteilungsreglers **110** wird entsprechend dem in [Fig. 17](#) gezeigten Ablaufschema erläutert. Das Steuerprogramm läuft in jedem vorbestimmten zeitlichen Abstand ab. Bei S601 erhält der Drehmomentverteilungsregler **110** die Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 , den Lenkradwinkel θ , die tatsächliche Gierrate γ , den Status des Bremskraftregelmerkers Fvs , den Status des Hinterradbremsauswahlmerkers Fvr , die Gierratenabweichung $\Delta\gamma$, die Turbinendrehzahl Nt , das Übersetzungsverhältnis i , die Gangposition $Lposi$, die Motordrehzahl Ne , das Motormoment Te , den Drosselöffnungswinkel θ_{th} und den Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ , und dann geht das Programm zu S602 über, wo die Grundkraft FO_{tb} berechnet wird.

[0225] Dann geht das Programm zu S603 weiter, wo beurteilt wird, ob der Bremskraftregelmerker Fvs gesetzt wurde. Lautet die Antwort "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** legt keine Bremskraft an irgendein Rad an, geht das Programm zu S604 über, wo die Grundkraft FO_{tb} als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0226] Lautet die Antwort bei S603 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** legt eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad an, geht das Programm zu S605 weiter, wo beurteilt wird, ob der Hinterradbremsauswahlmerker Fvr gesetzt wurde ($Fvr \leftarrow 1$).

[0227] Lautet die Antwort bei S605 "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Übersteuerung ungünstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S606 über, wo die starke Kraft FO_{CH} als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertra-

gungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0228] Lautet die Antwort bei S605 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Untersteuerung günstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S607 über, wo die schwache Kraft FOCL als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0229] Dann geht das Programm zu S608 über, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** durch die bei S604, S606 oder S607 eingesetzte Einrückkraft gesteuert wird. Ist jedoch die Gangposition Lposi P oder N, ist die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** 0 (Null).

[0230] Wenn nach der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen günstige Seite hin zu verändern, wird die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** auf die schwache Kraft FOCL festgelegt, um die Verteilung auf die Hinterräder zu verstärken, was dazu führt, dass die Steuerung/Regelung zum Verändern des Einschlagverhaltens auf die zum Einschlagen günstige Seite hin gefördert wird. Und wenn der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin zu verändern, wird die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** auf die starke Kraft FOCL zum festen Einkuppeln der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** festgelegt, was zu einer Förderung der Laufstabilität führt. Somit kann die Bremskraftregelung wirksam durchgeführt werden, um das Einschlagverhalten zu ändern.

[0231] Bei FOCL und FOCH, d.h. den bei arbeitendem Bremskraftregler wirkenden Einrückkräften für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21**, handelt es sich um einen einfachen und festen Wert. Deshalb kann das Regel-/Steuer-schema vereinfacht werden, und das Regel-/Steueransprechen ist gut.

[0232] Die sechste Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist in [Fig. 18](#) und [Fig. 19](#) gezeigt. [Fig. 18](#) ist eine Darstellung, die einen Gesamtaufbau eines Fahrzeugs mit Allradantrieb zeigt, das mit einer Drehmomentverteilungsvorrichtung ausgestattet ist. [Fig. 19](#) ist ein Ablaufschema, das die Drehmomentverteilungsregelung/-steuerung zeigt. In der sechsten Ausführungsform ist das Allradfahrzeug, das mit einem Automatikgetriebe ausgestattet ist, von derselben Art wie das Fahrzeug, auf das in der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung Bezug genommen wurde. Die Drehmomentverteilungsvorrichtung der sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung regelt/steuert die Einrückkraft einer hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) mit der niedrigeren der beiden Kräfte, der vorbestimmten schwachen Kraft FOCL oder der Grundkraft FOtb, zur hecklastigen Drehmomentverteilung, wenn die Bremskraftregelung einwirkt, um das Einschlagverhalten günstig zum Einschlagen zu machen. Hingegen steuert die Drehmomentverteilungseinrichtung die Einrückkraft einer hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) mit der höheren der beiden Kräfte, der starken Kraft FOCH oder der Grundkraft FOtb, zur Erhöhung der Vorderraddrehmomentverteilung, wenn die Bremskraftregelung einwirkt, um das Einschlagverhalten ungünstig zum Einschlagen zu machen.

[0233] Entsprechend ist ein Drehmomentverteilungsregler **120** der sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ähnlich dem in [Fig. 18](#) gezeigten Drehmomentverteilungsregler **110** der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, aber das Steuer-schema ist ein anderes.

[0234] Der Funktionsablauf des Drehmomentverteilungsreglers **120** wird entsprechend dem in [Fig. 19](#) gezeigten Ablaufschema erläutert. Die Schritte S601 bis S605 sind dieselben wie S601 bis S605 in der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Bei S601 erhält der Drehmomentverteilungsregler **120** die Rad-drehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 , den Lenkradwinkel θ , die tatsächliche Gierrate γ , den Status des Bremskraftregelmerkers Fvs, den Status des Hinterradbremsauswahlmerkers Fvr, die Gierratenabweichung $\Delta\gamma$, die Turbinendrehzahl N_t , das Übersetzungsverhältnis i , die Gangposition Lposi, die Motordrehzahl N_e , das Motormoment T_e , den Drosselöffnungswinkel θ_{th} und den Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ , und dann geht das Programm zu S602 über, wo die Grundkraft FOtb berechnet wird.

[0235] Dann geht das Programm zu S603 weiter, wo beurteilt wird, ob der Bremskraftregelmerker Fvs gesetzt wurde. Lautet die Antwort "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** legt keine Bremskraft an irgendein Rad an, geht das Programm zu S604 über, wo die Grundkraft FOtb als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0236] Lautet die Antwort bei S603 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** legt eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad an, geht das Programm zu S605 weiter, wo beurteilt wird, ob der Hinterradbremsauswahlmerker Fvr gesetzt wurde ($Fvr \leftarrow 1$).

[0237] Lautet die Antwort bei S605 "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Übersteuerung ungünstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S701 über, wo beurteilt wird, ob die Grundkraft FO_{tb} geringer ist als die starke Kraft FO_{CH} . Lautet die Antwort "nein", d.h. $FO_{tb} \geq FO_{CH}$, geht das Programm zu S702 über, wo die Grundkraft FO_{tb} als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0238] Lautet die Antwort Bei S701 "ja", d.h. $FO_{tb} < FO_{CH}$, geht das Programm zu S703 über, wo die starke Kraft FO_{CH} als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0239] In den Schritten S701 bis S703 wird nämlich die höhere der beiden Kräfte, der Grundkraft FO_{tb} und der starken Kraft FO_{CH} , als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt, wenn der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Übersteuerung ungünstige Seite hin zu verändern.

[0240] Lautet die Antwort bei S605 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Untersteuerung günstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S704 über, wo beurteilt wird, ob die Grundkraft FO_{tb} höher ist als die schwache Kraft FO_{CL} . Lautet die Antwort "nein", d.h. $FO_{tb} \leq FO_{CL}$, geht das Programm zu S705 über, wo die Grundkraft FO_{tb} als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0241] Lautet die Antwort bei S704 "ja", d.h. $FO_{tb} > FO_{CL}$, geht das Programm zu S706 weiter, wo die schwache Kraft FO_{CL} Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0242] In den Schritten S704 bis S706 wird nämlich die niedrigere der beiden Kräfte, der Grundkraft FO_{tb} und der schwachen Kraft FO_{CL} , als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt, wenn der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Untersteuerung ungünstige Seite hin zu verändern.

[0243] Dann geht das Programm zu S608, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** durch die bei S604, S702, S703, S705 oder S706 eingesetzte Einrückkraft gesteuert wird.

[0244] Somit wird nach der sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung die Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** zusätzlich zu den Regel-/Steuervorgängen der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung noch sicherer geregelt/gesteuert. Wenn nämlich der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen günstige Seite hin zu verändern, wird der niedrigere Wert als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt, was dazu führt, dass die Steuerung zum Verändern des Einschlagverhaltens auf die zum Einschlagen günstige Seite hin gefördert wird. Und wenn der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin zu verändern, wird der höhere Wert als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt, was zu einer Förderung der Laufstabilität führt.

[0245] Die siebte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist in [Fig. 20](#) und [Fig. 21](#) gezeigt. [Fig. 20](#) ist eine Darstellung, die einen Gesamtaufbau eines Fahrzeugs mit Allradantrieb zeigt, das mit einer Drehmomentverteilungsvorrichtung ausgestattet ist. [Fig. 21](#) ist ein Ablaufschema, das die Drehmomentverteilungsregelung/-steuerung zeigt. In der siebten Ausführungsform ist das Allradfahrzeug, das mit einem Automatikgetriebe ausgestattet ist, von derselben Art wie das Fahrzeug, auf das in der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung Bezug genommen wurde. Die Drehmomentverteilungsvorrichtung der siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung regelt/steuert die Einrückkraft einer hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) durch eine Reduktionskorrektur der Grundkraft FO_{tb} zur hecklastigen Drehmomentverteilung, wenn die Bremskraftregeleinrichtung wirkt, um das Einschlagverhalten günstig zum Einschlagen zu machen. Hingegen steuert die Drehmomentverteilungseinrichtung die Einrückkraft der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) durch Inkrementalkorrektur der Grundkraft FO_{tb} , zur Erhöhung der Vorderachsdrehmomentverteilung, wenn die Bremskraftregeleinrichtung wirkt, um das Einschlagverhalten ungünstig

zum Einschlagen zu machen.

[0246] Entsprechend ist ein Drehmomentverteilungsregler **130** der siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ähnlich dem in [Fig. 20](#) gezeigten Drehmomentverteilungsregler **110** der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, aber das Steuerschema ist ein anderes.

[0247] Der Funktionsablauf des Drehmomentverteilungsreglers **130** wird entsprechend dem in [Fig. 21](#) gezeigten Ablaufschema erläutert. Die Schritte S601 bis S605 sind dieselben wie S601 bis S605 in der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Bei S601 erhält der Drehmomentverteilungsregler **130** die Rad-drehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 , den Lenkradwinkel θ , die tatsächliche Gierrate γ , den Status des Bremskraftregelmerkers F_{vs} , den Status des Hinterradbremsauswahlmerkers F_{vr} , die Gierratenabweichung $\Delta\gamma$, die Turbinendrehzahl N_t , das Übersetzungsverhältnis i , die Gangposition L_{posi} , die Motordrehzahl N_e , das Motormoment T_e , den Drosselöffnungswinkel θ_{th} und den Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ , und dann geht das Programm zu S602 über, wo die Grundkraft F_{Otb} berechnet wird.

[0248] Dann geht das Programm zu S603 weiter, wo beurteilt wird, ob der Bremskraftregelmerker F_{vs} gesetzt wurde. Lautet die Antwort "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** legt keine Bremskraft an irgendein Rad an, geht das Programm zu S604 über, wo die Grundkraft F_{Otb} als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0249] Lautet die Antwort bei S603 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** legt eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad an, geht das Programm zu S605 weiter, wo beurteilt wird, ob der Hinterradbremsauswahlmerker F_{vr} gesetzt wurde ($F_{vr} \leftarrow 1$).

[0250] Lautet die Antwort bei S605 "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Übersteuerung ungünstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S801 über, wo beurteilt wird, ob die Grundkraft F_{Otb} inkremental korrigiert ist und dann als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0251] Die Inkrementalkorrektur wird an der Grundkraft F_{Otb} beispielsweise dadurch durchgeführt, dass sie mit einem konstanten Faktor über 1, der durch Versuche oder Berechnungen vorbestimmt wurde, multipliziert wird, oder ein konstanter Faktor, der durch Versuche oder Berechnungen vorbestimmt wurde, hinzuaddiert wird.

[0252] Lautet die Antwort bei S605 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Untersteuerung günstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S802 über, wo beurteilt wird, ob die Grundkraft F_{Otb} reduktionskorrigiert ist und dann als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0253] Die Reduktionskorrektur wird an der Grundkraft F_{Otb} beispielsweise dadurch durchgeführt, dass sie mit einem konstanten Faktor unter 1, der durch Versuche oder Berechnungen vorbestimmt wurde, multipliziert wird, oder ein konstanter Faktor über 0, der durch Versuche oder Berechnungen vorbestimmt wurde, abgezogen wird.

[0254] Dann geht das Programm zu S608 über, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** durch die bei S604, S801 oder S802 eingesetzte Einrückkraft gesteuert wird.

[0255] Somit wird nach der siebten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung die Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** noch sicherer geregelt/gesteuert. Wenn nämlich der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen günstige Seite hin zu verändern, wird der niedrigere Wert als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt, was dazu führt, dass die Steuerung zum Verändern des Einschlagverhaltens auf die zum Einschlagen günstige Seite hin gefördert wird. Und wenn der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin zu verändern, wird der höhere Wert als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt, was zu einer Förderung der Laufstabilität führt.

[0256] Die achte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ist in [Fig. 22](#) und [Fig. 23](#) gezeigt. [Fig. 22](#) ist eine Darstellung, die einen Gesamtaufbau eines Fahrzeugs mit Allradantrieb zeigt, das mit einer Drehmomentverteilungsvorrichtung ausgestattet ist. [Fig. 23](#) ist ein Ablaufschema, das die Drehmomentverteilungsrege-

lung/-steuerung zeigt. In der achten Ausführungsform ist das Allradfahrzeug, das mit einem Automatikgetriebe ausgestattet ist, von derselben Art wie das Fahrzeug, auf das in der sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung Bezug genommen wurde. Die Drehmomentverteilungsvorrichtung der achten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung regelt/steuert die Einrückkraft einer hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) mit Einrückkräften, welche die starke Kraft FOCH und die schwache Kraft FOCL umfassen, die entsprechend einer Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ berechnet werden.

[0257] Entsprechend ist ein Drehmomentverteilungsregler **140** der achten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ähnlich dem in [Fig. 22](#) gezeigten Drehmomentverteilungsregler **120** der sechsten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, aber das Steuerschema ist ein anderes.

[0258] Der Funktionsablauf des Drehmomentverteilungsreglers **140** wird entsprechend dem in [Fig. 23](#) gezeigten Ablaufschema erläutert. Die Schritte S601 bis S605 in dieser Ausführungsform sind dieselben wie S601 bis S605 in der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung. Bei S601 erhält der Drehmomentverteilungsregler **140** die Raddrehzahlen ω_1 , ω_2 , ω_3 und ω_4 , den Lenkradwinkel θ , die tatsächliche Gierrate γ , den Status des Bremskraftregelmerkers Fvs, den Status des Hinterradbremsauswahlmerkers Fvr, die Gierratenabweichung $\Delta\gamma$, die Turbinendrehzahl Nt, das Übersetzungsverhältnis i, die Gangposition Lposi, die Motordrehzahl Ne, das Motormoment Te, den Drosselöffnungswinkel θ_{th} und den Straßenoberflächenreibungskoeffizienten μ , und dann geht das Programm zu S602 über, wo die Grundkraft FOtb berechnet wird.

[0259] Dann geht das Programm zu S603 weiter, wo beurteilt wird, ob der Bremskraftregelmerker Fvs gesetzt wurde. Lautet die Antwort "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** legt keine Bremskraft an irgendein Rad an, geht das Programm zu S604 über, wo die Grundkraft FOtb als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0260] Lautet die Antwort bei S603 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** legt eine Bremskraft an ein bestimmtes Rad an, geht das Programm zu S605 weiter, wo beurteilt wird, ob der Hinterradbremsauswahlmerker Fvr gesetzt wurde ($Fvr \leftarrow 1$).

[0261] Lautet die Antwort bei S605 "nein", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Übersteuerung ungünstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S901 über, wo die starke Kraft FOCH entsprechend der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ berechnet und dann als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird. Dann geht das Programm zu S701 über.

[0262] Die starke Kraft FOCH wird bei S901 beispielsweise entsprechend einer Formel oder Zuordnungsdaten bestimmt, die je nach der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ durch Versuche oder Berechnungen erstellt wurden. Um die Regel-/Steuereffizienz zu erhöhen, wird FOCH, je höher $\Delta\gamma$ ist, auf den höheren Wert festgesetzt.

[0263] Bei S701 wird beurteilt, ob die Grundkraft FOtb geringer ist als die starke Kraft FOCH. Lautet die Antwort "nein", d.h. $FOtb \geq FOCH$, geht das Programm zu S702 über, wo die Grundkraft FOtb als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0264] Lautet die Antwort bei S701 "ja", d.h. $FOtb < FOCH$, geht das Programm zu S703 über, wo die starke Kraft FOCH als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0265] Lautet die Antwort bei S605 "ja", d.h. der Bremskraftregler **40** arbeitet, um das Einschlagverhalten auf die zum Einschlagen gegen Untersteuerung günstige Seite hin zu verändern, geht das Programm zu S902 über, wo die schwache Kraft FOCL entsprechend der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ bestimmt wird. Dann geht das Programm zu S704 weiter.

[0266] Die schwache Kraft FOCL wird bei S902 beispielsweise entsprechend einer Formel oder Zuordnungsdaten bestimmt, die je nach der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ durch Versuche oder Berechnungen erstellt wurden. Um die Regel-/Steuereffizienz zu erhöhen, wird FOCL, je höher $\Delta\gamma$ ist, auf den niedrigeren Wert festgesetzt.

[0267] Bei S704 wird beurteilt, ob die Grundkraft FOtb höher ist als die schwache Kraft FOCL. Lautet die Antwort "nein", d.h. $FOtb \leq FOCL$, geht das Programm zu S705 über, wo die Grundkraft FOtb als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0268] Lautet die Antwort bei S704 "ja", d.h. $FO_{tb} \leq FO_{CL}$, geht das Programm zu S706 über, wo die schwache Kraft FO_{CL} als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt wird.

[0269] Dann geht das Programm zu S608, wo die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** durch die bei S604, S702, S703, S705 oder S706 eingesetzte Einrückkraft gesteuert wird.

[0270] Somit wird nach der achten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung die Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** entsprechend des Fahrzeuglaufzustands noch genauer geregelt/gesteuert, weil die schwache und starke Kraft FO_{CL} und FO_{CH} entsprechend der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ bestimmt werden.

[0271] Es erübrigt sich, zu erwähnen, dass sich diese Steuer-/Regelvorgänge auch auf das in der fünften Ausführungsform der vorliegenden Erfindung offenbarte System anwenden lassen.

[0272] Wenn eine der beiden Kräfte, also die schwache Kraft FO_{CL} oder die starke Kraft FO_{CH} , dazu hergenommen wird, um entsprechend der Gierratenabweichung $\Delta\gamma$ bestimmt zu werden, kann es funktionieren.

[0273] Bei dem Verfahren zur Bremskraftregelung, den Arten des Mittendifferentials und der Art der hydraulischen Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung), die in den jeweiligen Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung beschrieben wurden, kann es sich auch um andere Verfahren oder Arten handeln.

[0274] Die Variablen und Parameter, die in den jeweiligen Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung aufgeführt wurden, können auch auf eine andere als die beschriebene Weise erhalten werden. Einige können durch Übertragung von einem anderen Regel-/Steuersystem erhalten werden. Einige können, anstatt direkt erfasst zu werden, berechnet werden. Einige können, anstatt berechnet zu werden, direkt erfasst werden.

[0275] Es erübrigt sich, zu erwähnen, dass die Grundkraft FO_{tb} , die als Einrückkraft für die hydraulische Mehrscheibenkupplung (Übertragungskupplung) **21** eingesetzt werden soll, sich auch durch ein anderes Verfahren bestimmen lässt. Wenn die Anwendung der vorliegenden Erfindung bei der Ausführung der Bremskraftregelung nur für eine Seite der Veränderung des Einschlagverhaltens auf die günstige oder ungünstige Seite hin vorgesehen ist, ist es möglich, die Effektivität der Regelung/Steuerung für diese Seite zu fördern.

[0276] Im Falle, dass ein Bremskraftregler in ein Fahrzeug mit Allradantrieb eingebaut wird, macht die Anwendung der vorliegenden Erfindung die Bremskraftregelung effektiv genug, dass die Laufstabilität des Allradfahrzeugs bei Kurvenfahrt gesteigert werden kann.

[0277] Obwohl die gegenwärtig bevorzugten Ausführungsformen der vorliegenden Erfindung aufgezeigt und beschrieben wurden, sollte klar sein, dass diese Offenbarung zum Zweck der Darstellung erfolgte, und dass verschiedene Veränderungen und Modifizierungen vorgenommen werden können, ohne dass dabei vom Rahmen der Erfindung, wie er in den beigefügten Ansprüchen dargelegt ist, abgewichen würde.

Bezugszeichenliste

1	Kraftmaschine, Motor
2	Automatikgetriebe
2a	Abtriebswelle
3	Mittendifferential
4	Hintere Antriebswelle
5	Gelenkwelle
6	Antriebsritzel
7	Hinteres Differential
8	Übertragungsantriebsgetriebe
9	Übertragungsabtriebsgetriebe
10	Vordere Antriebswelle
11	Vorderes Differential
12	Gehäuse
13fl	Vordere Antriebswelle
13fr	Rechte vordere Antriebswelle
13rl	Linke hintere Antriebswelle
13rr	Rechte hintere Antriebswelle
14fl	Linkes Vorderrad
14fr	Rechtes Vorderrad
14rl	Linkes Hinterrad
14rr	Rechtes Hinterrad
15	Erstes Sonnenrad
16	Erstes Ritzel
17	Zweites Sonnenrad
18	Zweites Ritzel
19	Ritzelement
20	Träger
21	Hydraulische Mehrscheibenkupplung, Übertragungskupplung
21a	Angetriebene Scheiben
21b	Antriebsscheiben
25	Bremsenstellglied
26	Bremspedal
27	Hauptzylinder
28fl	Zylinders des linken Vorderrads
28fr	Zylinder des rechten Vorderrads
28rl	Zylinder des linken Hinterrads
28rr	Zylinder des rechten Hinterrads
29fl	Drehzahlsensor des linken Vorderrads
29fr	Drehzahlsensor des rechten Vorderrads
29rl	Drehzahlsensor des linken Hinterrads
29rr	Drehzahlsensor des rechten Hinterrads
30	Lenkradwinkelsensor
31	Gierratensensor
40	Bremskraftregler, Bremskraftreleinrichtung

50	Übertragungssteuereinheit
60	Motorsteuereinheit
70	Drehmomentverteilungsregler
80	Drehmomentverteilungsregler, Drehmomentregler
81	Längsbeschleunigungssensor
90	Drehmomentverteilungsregler
100	Drehmomentverteilungsregler
101	Hydraulische Mehrscheibenkupplung, Übertragungskupplung
101a	Angetriebene Scheiben
101b	Antriebsscheiben
110	Drehmomentverteilungsregler
113	Straßenreibungsschätzeinrichtung
120	Drehmomentverteilungsregler
130	Drehmomentverteilungsregler
140	Drehmomentverteilungsregler

Patentansprüche

1. Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung eines Fahrzeugs mit Allradantrieb, wobei das Fahrzeug umfasst:

ein Mittendifferential (3), das zwischen einer Übersetzung und vier Rädern (14fr, 14fl, 14rr, 14rl) eingesetzt ist und eine Übertragungskupplung (21) aufweist, um ein Drehmomentverteilungsverhältnis zwischen Vorderrädern (14fr, 14fl) und Hinterrädern (14rr, 14rl) zu verändern,

ein Bremsenstellglied (25), um eine Drehung irgendeines der Räder zu verlangsamen, und

eine Bremskraftregelvorrichtung (40), die an das Bremsenstellglied (25) angeschlossen ist, um eine Bremskraft für jedes der Räder zu regeln, um die Fahrzeugbewegung durch auf Fahrzeugdynamikbedingungen beruhenden Berechnungen zu steuern, und um ein Bremskraftregelsignal zu erzeugen, wobei die Vorrichtung gekennzeichnet ist durch:

einen Drehmomentverteilungsregler (70), um einen vorbestimmten geringen Wert als Eingriffskraft für die Übertragungskupplung (21) beim Anlegen der Bremskraft an die Vorderräder (14fr, 14fl) oder die Hinterräder (14rr, 14rl) festzulegen, um die Steuerbarkeit des Fahrzeugs bei Kurvenfahrt zu stabilisieren, indem eine freie Drehung der Räder verstärkt wird, und um ein Ansprechverhalten während einer Fahrt des Fahrzeugs auf einer Straße zu verbessern.

2. Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung eines Fahrzeugs mit Allradantrieb, wobei das Fahrzeug ein Mittendifferential (3) umfasst, das zwischen einer Übersetzung und vier Rädern (14fr, 14fl, 14rr, 14rl) eingesetzt ist und eine Übertragungskupplung (21) aufweist, um ein Drehmomentverteilungsverhältnis zwischen Vorderrädern (14fr, 14fl) und Hinterrädern (14rr, 14rl) zu verändern, ein Bremsenstellglied (25), um eine Drehung irgendeines der Räder zu verlangsamen, und

eine Bremskraftregelvorrichtung (40), die an das Bremsenstellglied (25) angeschlossen ist, um eine Bremskraft für jedes der Räder zu regeln, um die Fahrzeugbewegung durch auf Fahrzeugdynamikbedingungen beruhenden Berechnungen zu steuern, und um ein Bremskraftregelsignal zu erzeugen, wobei die Vorrichtung gekennzeichnet ist durch:

einen Drehmomentverteilungsregler (80), um eine vertikale Lastverteilung für die Vorderräder (14fr, 14fl) oder die Hinterräder (14rr, 14rl) zu berechnen, und um eine der vertikalen Lastverteilung entsprechende Eingriffskraft an die Übertragungskupplung (21) anzulegen, um die Steuerbarkeit des Fahrzeugs unter verschiedenen Fahrbedingungen zu stabilisieren, und um ein Ansprechverhalten während einer Fahrt des Fahrzeugs auf einer Straße zu verbessern.

3. Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung eines Fahrzeugs mit Allradantrieb, wobei das Fahrzeug ein Mittendifferential (3) umfasst, das zwischen einer Übersetzung und vier Rädern (14fr, 14fl, 14rr, 14rl) eingesetzt ist und eine Übertragungskupplung (21) aufweist, um ein Drehmomentverteilungsverhältnis zwischen Vorderrädern (14fr, 14fl) und Hinterrädern (14rr, 14rl) zu verändern,

ein Bremsenstellglied (25), um eine Drehung irgendeines der Räder zu verlangsamen,

eine Bremskraftregelvorrichtung (40), die an das Bremsenstellglied (25) angeschlossen ist, um eine Bremskraft für jedes der Räder zu regeln, um die Fahrzeugbewegung durch auf Fahrzeugdynamikbedingungen beruhenden Berechnungen zu steuern, und um ein Bremskraftregelsignal zu erzeugen, wobei die Vorrichtung dadurch

gekennzeichnet ist, dass:

ein Drehmomentverteilungsregler (**90**) in Betrieb gesetzt wird, um ein Einschlagverhalten des Fahrzeugs zu berechnen, wenn die Bremskraft an mindestens eines der Vorderräder (**14fr, 14fl**) und Hinterräder (**14rr, 14rl**) beim Einschlagen angelegt wird, und um eine Eingriffskraft in Übereinstimmung mit dem Einschlagverhalten an die Übertragungskupplung (**21**) anzulegen, um eine Steuerbarkeit des Fahrzeugs unter Übersteuerungs- oder Untersteuerungsbedingungen zu stabilisieren, und um ein Ansprechverhalten während einer Fahrt des Fahrzeugs auf einer Straße zu verbessern, und die Drehmomentverteilung auf die Hinterräder abgeändert wird, um bei einer Änderung des Einschlagverhaltens, als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an ein jeweiliges der Räder durch die Bremskraftregelrichtung (**40**), auf die zum Einschlagen günstige Seite hin verstärkt zu werden.

4. Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 3, wobei die Drehmomentverteilung auf die Hinterräder (**14rr, 14rl**) abgeändert wird, um bei einer Änderung des Einschlagverhaltens, als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an ein jeweiliges der Räder (**14fr, 14fl, 14rr, 14rl**) durch die Bremskraftregelrichtung (**40**), mit einem vorbestimmten Wert auf die zum Einschlagen günstige Seite hin verstärkt zu werden.

5. Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 3, wobei die Drehmomentverteilung auf die Hinterräder (**14rr, 14rl**) abgeändert wird, um bei einer Änderung des Einschlagverhaltens, als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an ein jeweiliges der Räder (**14fr, 14fl, 14rr, 14rl**) durch die Bremskraftregelrichtung (**40**), entsprechend einer Abweichung einer tatsächlichen Gierrate und einer angestrebten Gierrate auf die zum Einschlagen günstige Seite hin verstärkt zu werden.

6. Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 3, wobei die Vorrichtung so arbeiten kann, dass die Drehmomentübertragung auf die Vorderrädern (**14fr, 14fl**) abgeändert wird, indem das Drehmoment bei einer Änderung des Einschlagverhaltens, als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an ein jeweiliges der Räder (**14fr, 14fl, 14rr, 14rl**) durch die Bremskraftregelrichtung (**40**), auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin verstärkt wird.

7. Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 6, wobei die Vorrichtung so arbeiten kann, dass das Drehmomentverteilungsverhältnis zu den Vorderrädern (**14fr, 14fl**) bei einer Änderung des Einschlagverhaltens, als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an ein jeweiliges der Räder (**14fr, 14fl, 14rr, 14rl**) durch die Bremskraftregelrichtung (**40**), auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin verstärkt wird.

8. Regel-/Steuervorrichtung zur Drehmomentverteilung nach Anspruch 6, wobei die Vorrichtung so arbeiten kann, dass die Drehmomentübertragung zu den Vorderrädern (**14fr, 14fl**) abgeändert wird, indem das Drehmoment bei einer Änderung des Einschlagverhaltens, als Ergebnis des Anlegens der Bremskraft an ein jeweiliges der Räder (**14fr, 14fl, 14rr, 14rl**) durch die Bremskraftregelrichtung (**40**), entsprechend einer Abweichung einer tatsächlichen Gierrate und einer angestrebten Gierrate, auf die zum Einschlagen ungünstige Seite hin verstärkt wird.

Es folgen 22 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

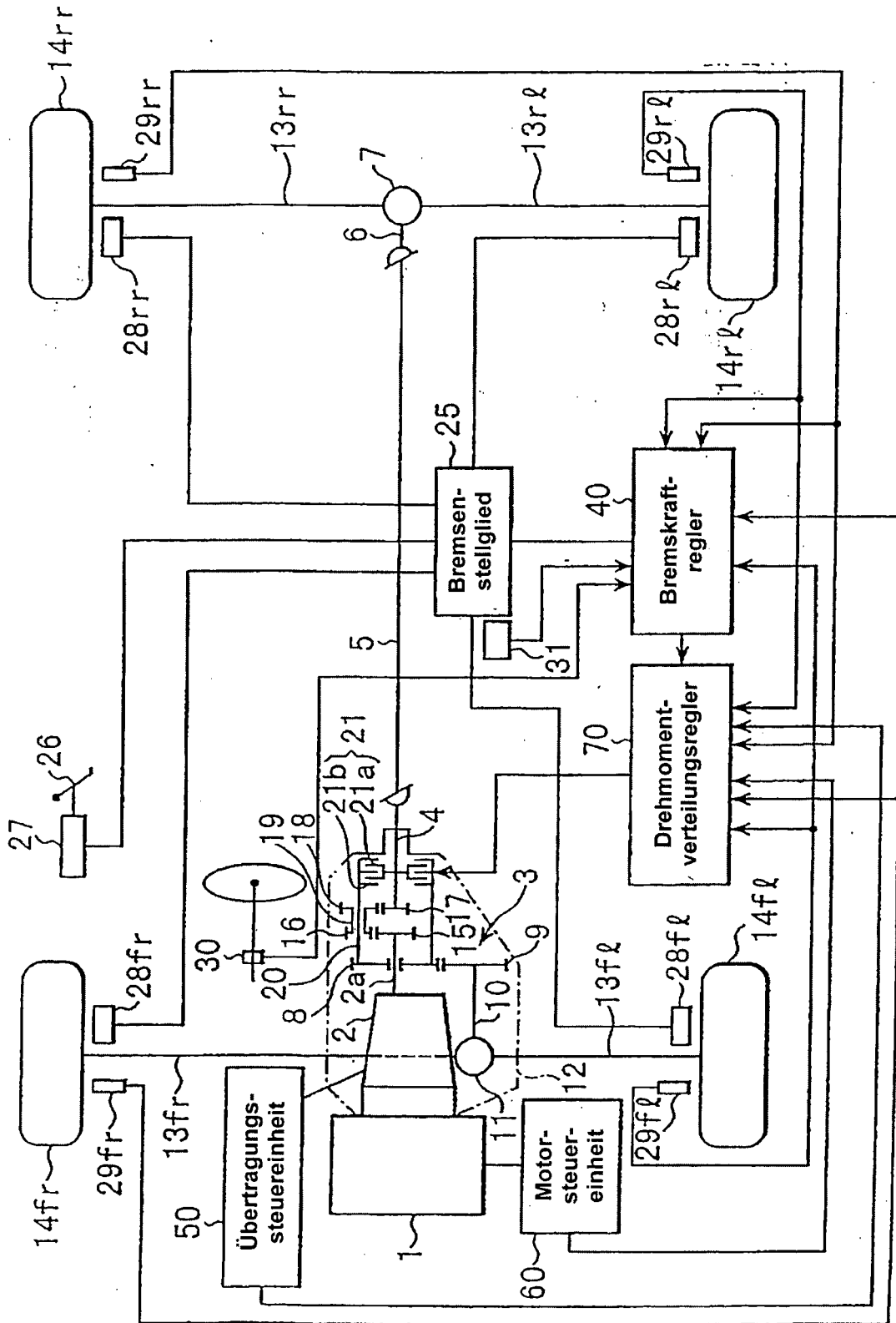


FIG. 2

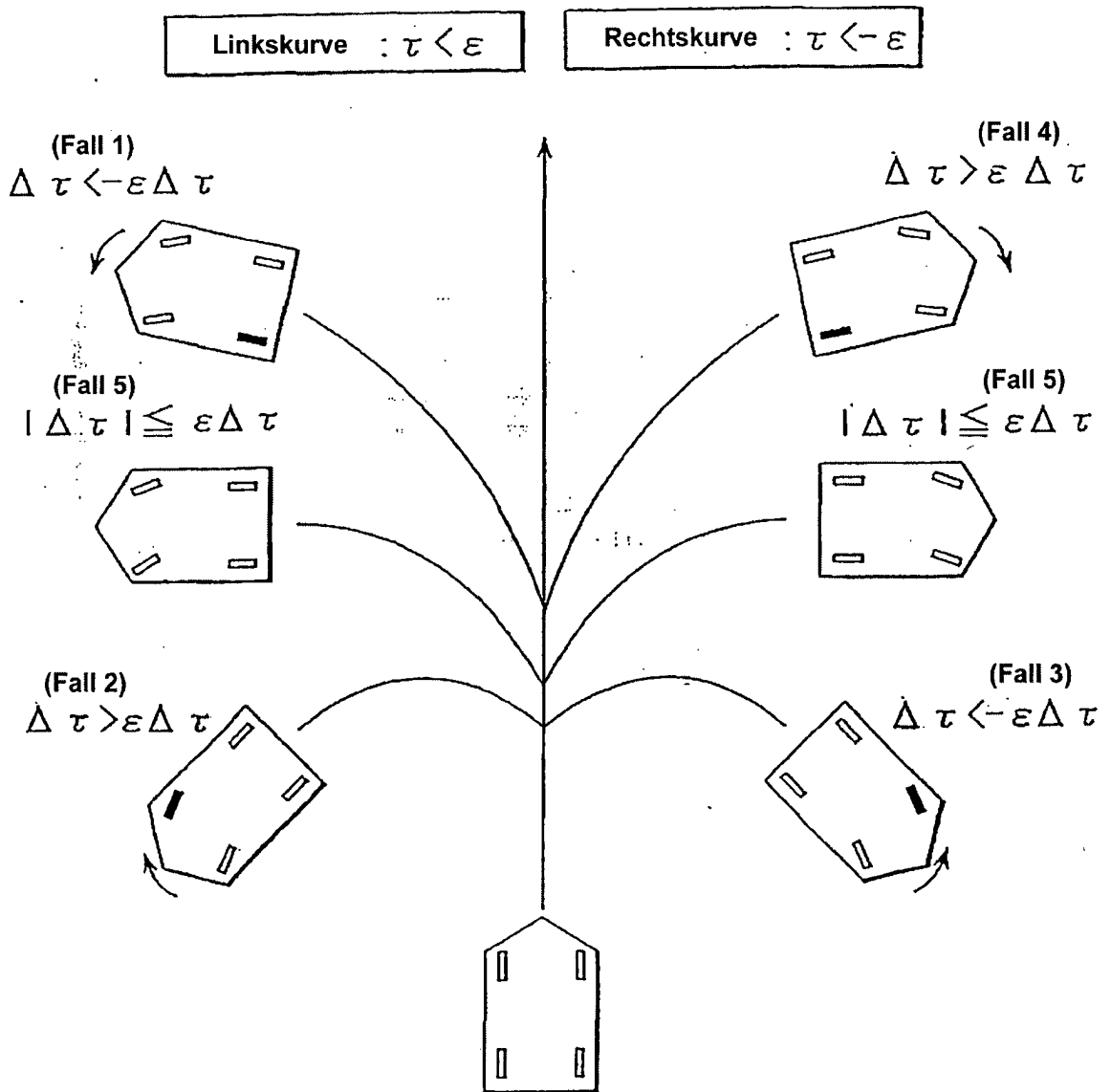


FIG. 3

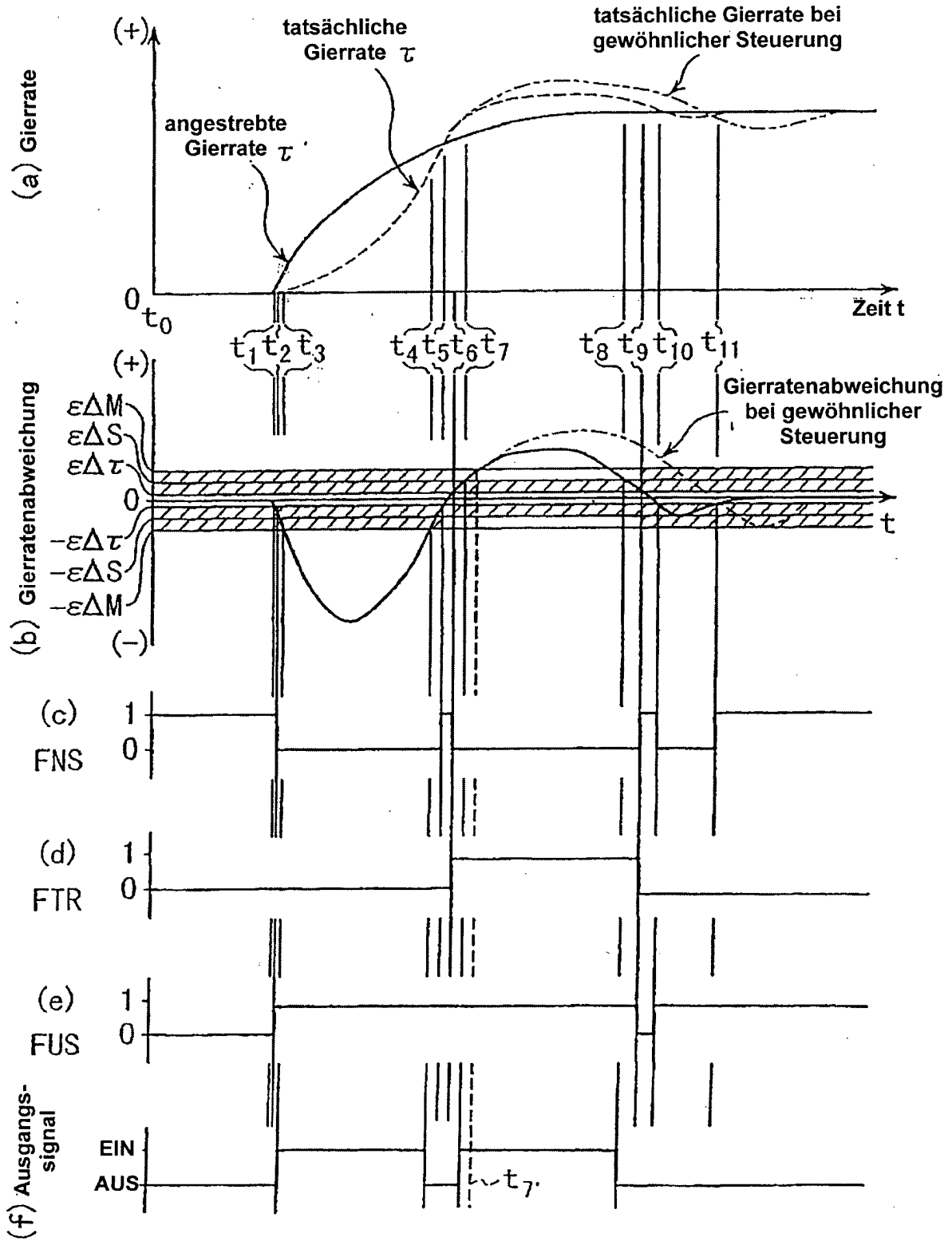


FIG. 4

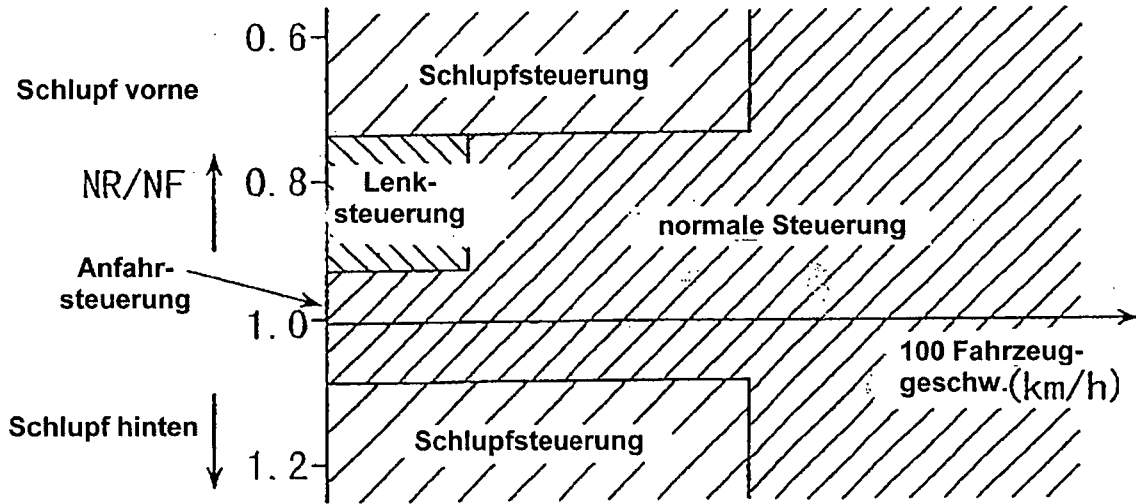


FIG. 5

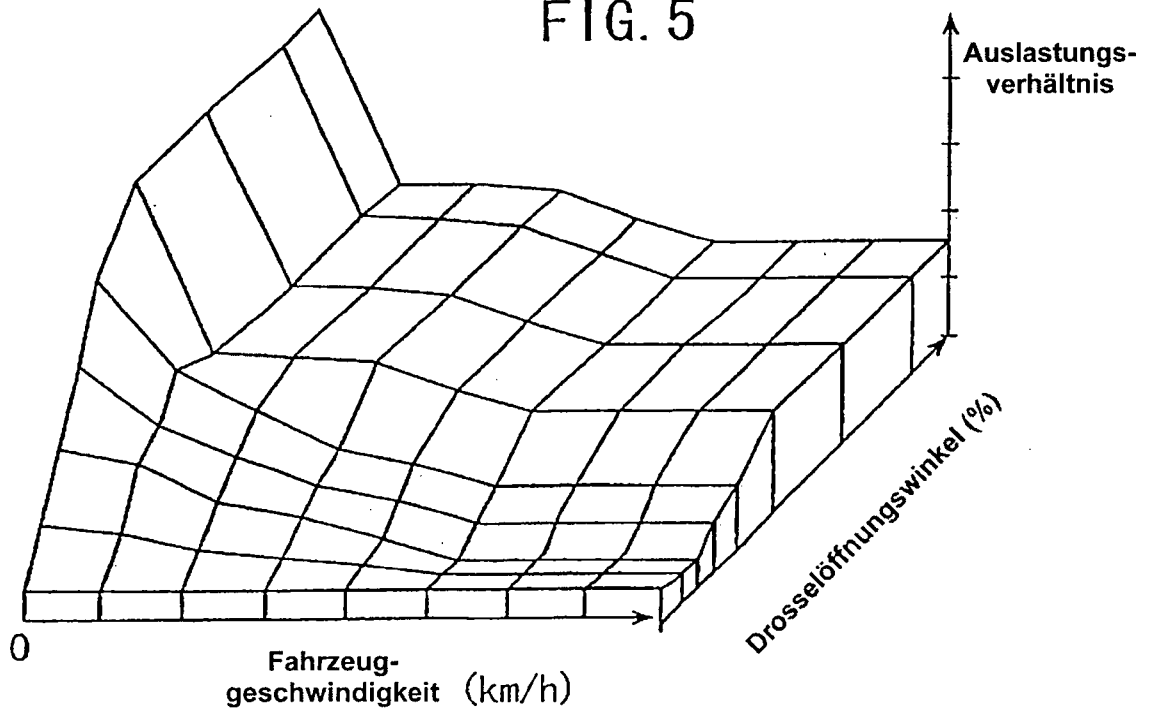


FIG. 6

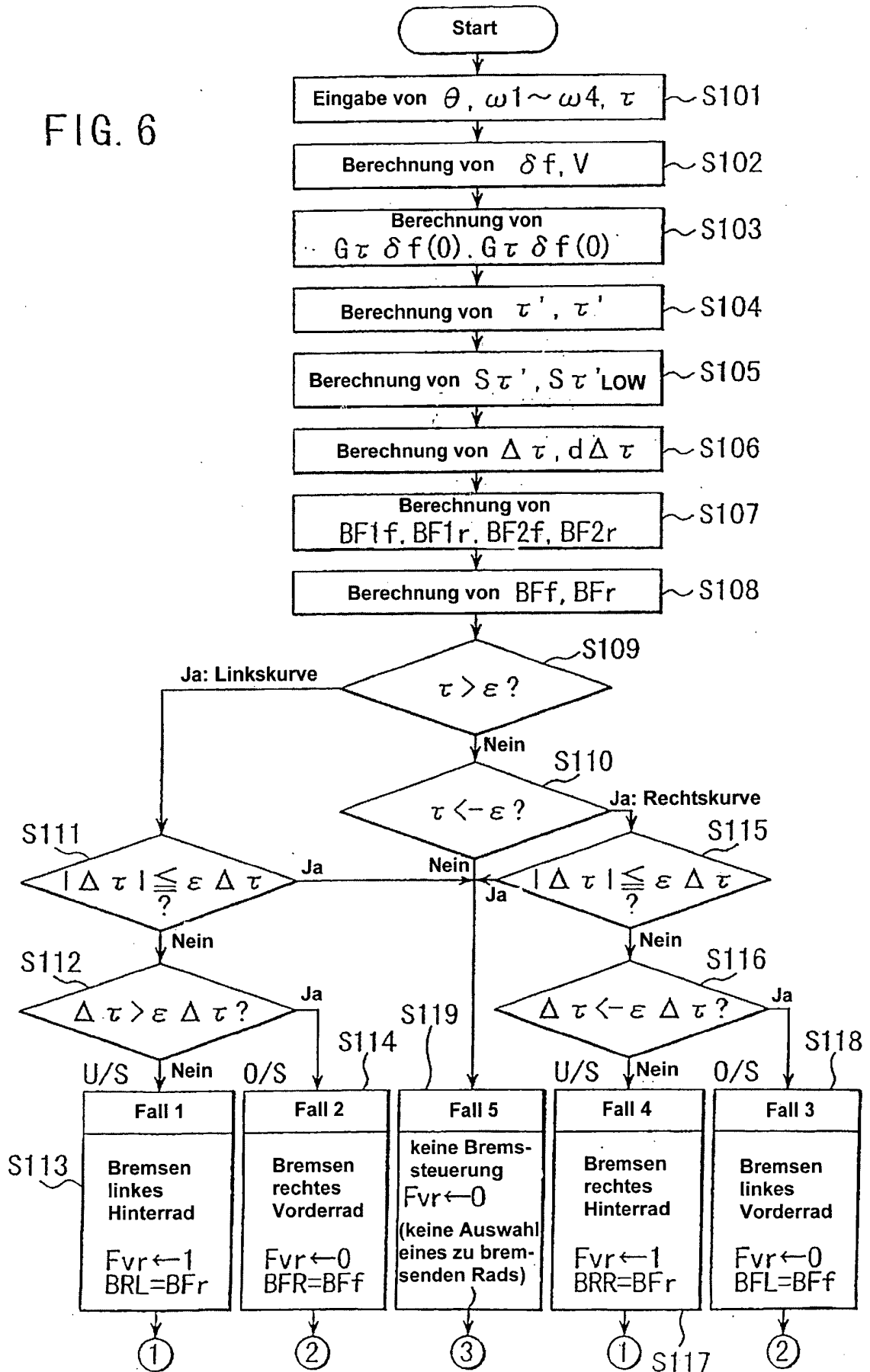


FIG. 7

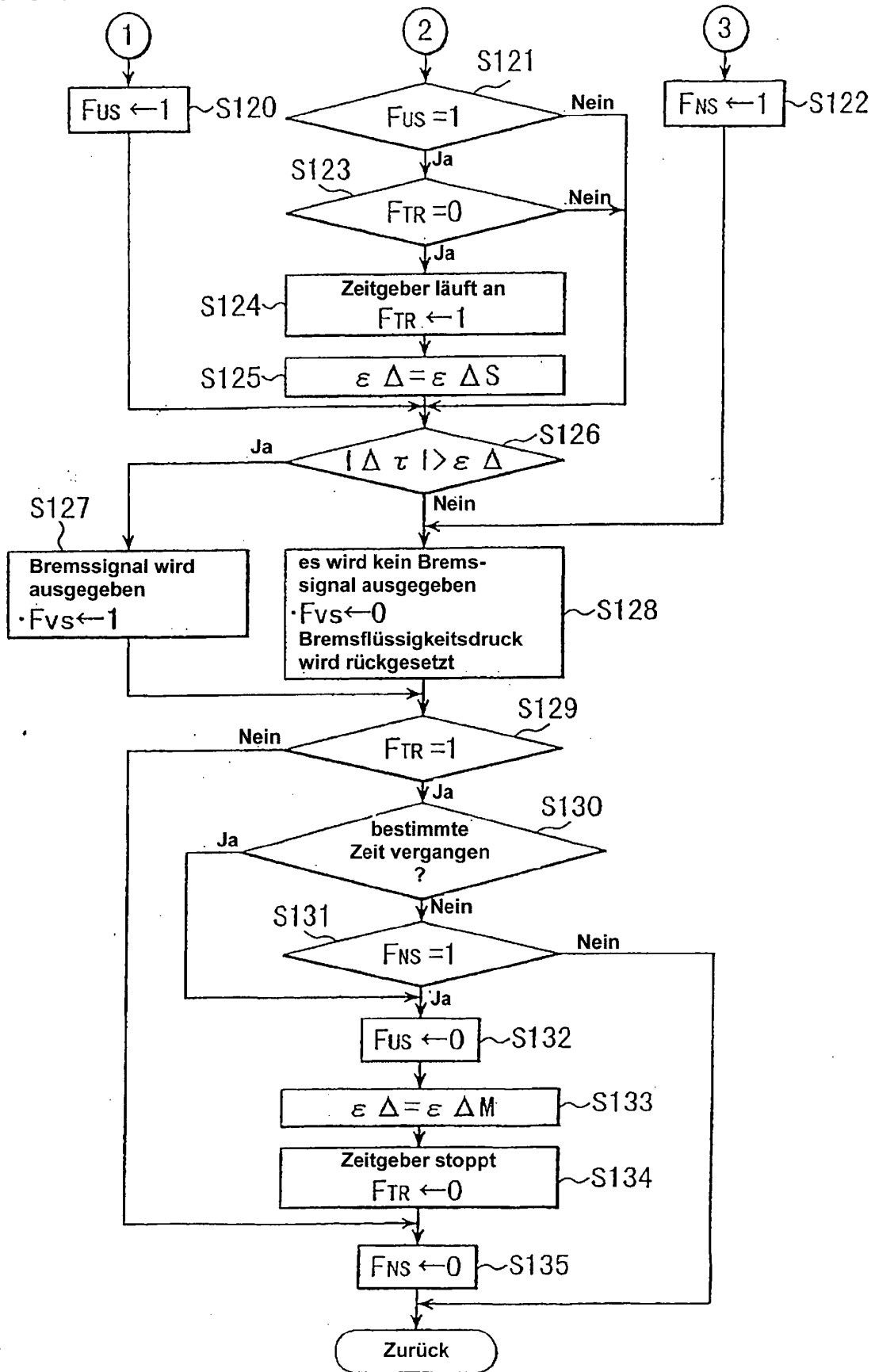


FIG. 8

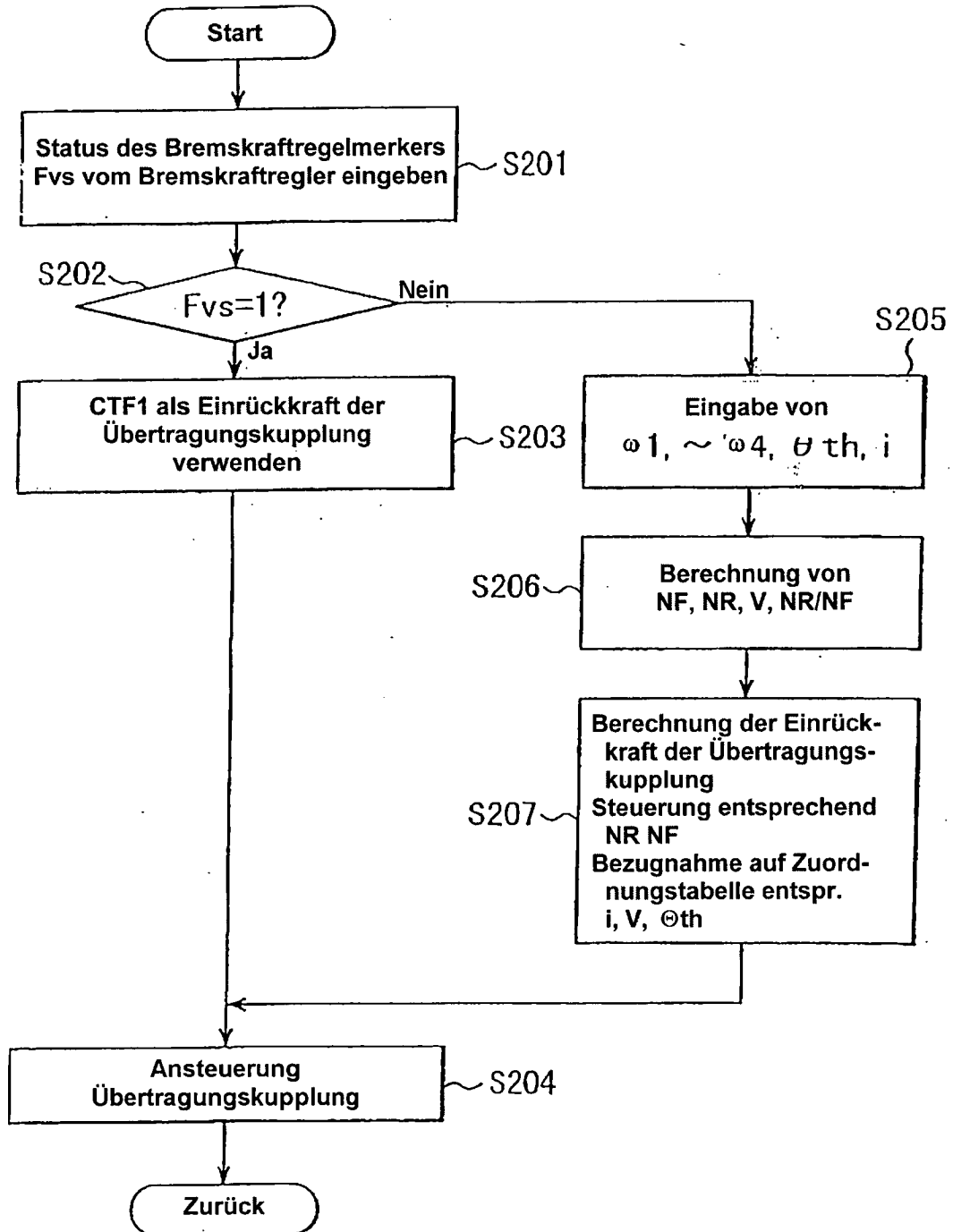


FIG. 9

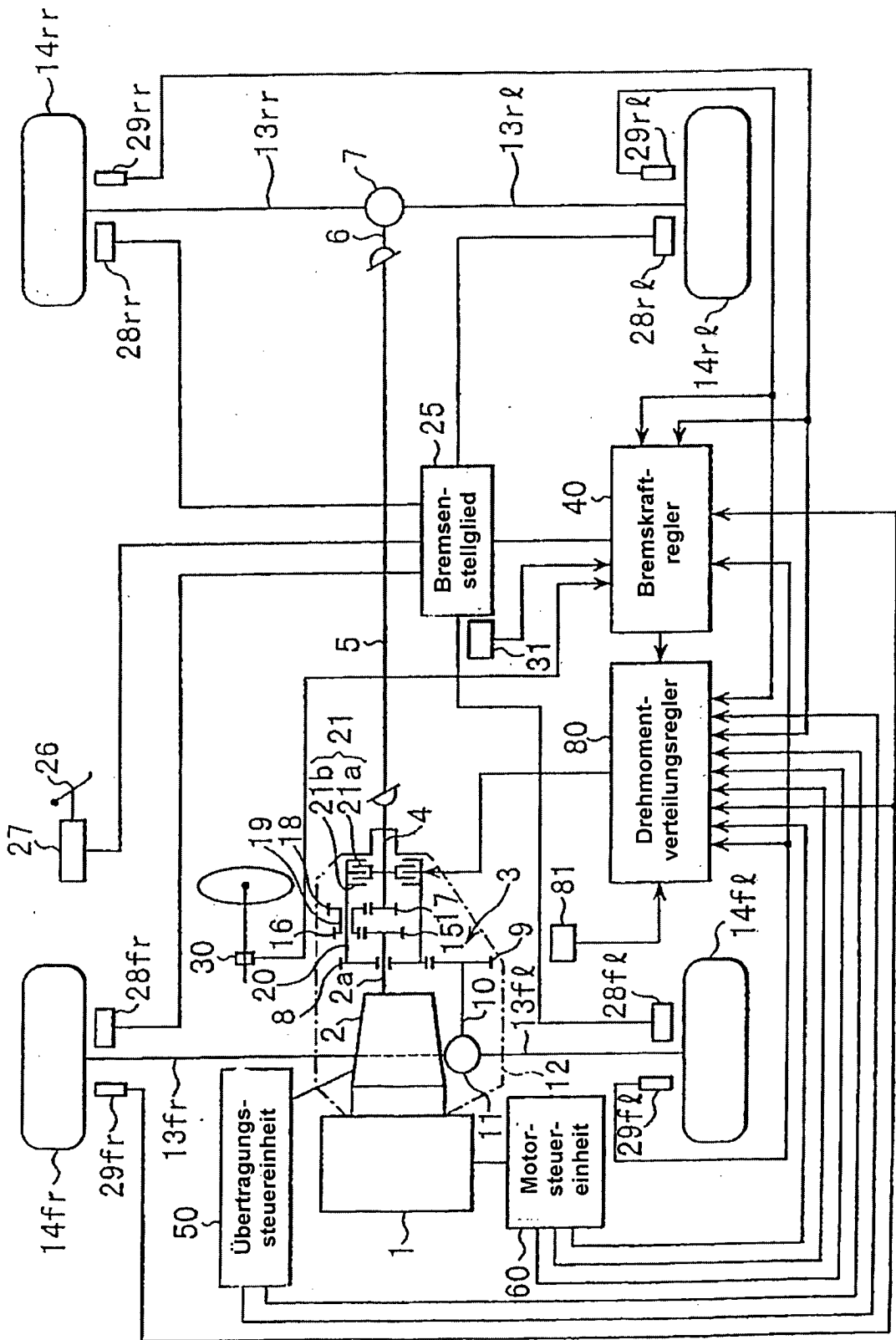


FIG. 10

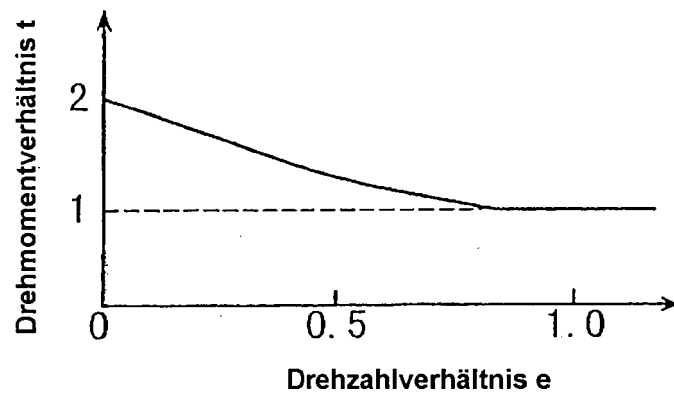


FIG. 11

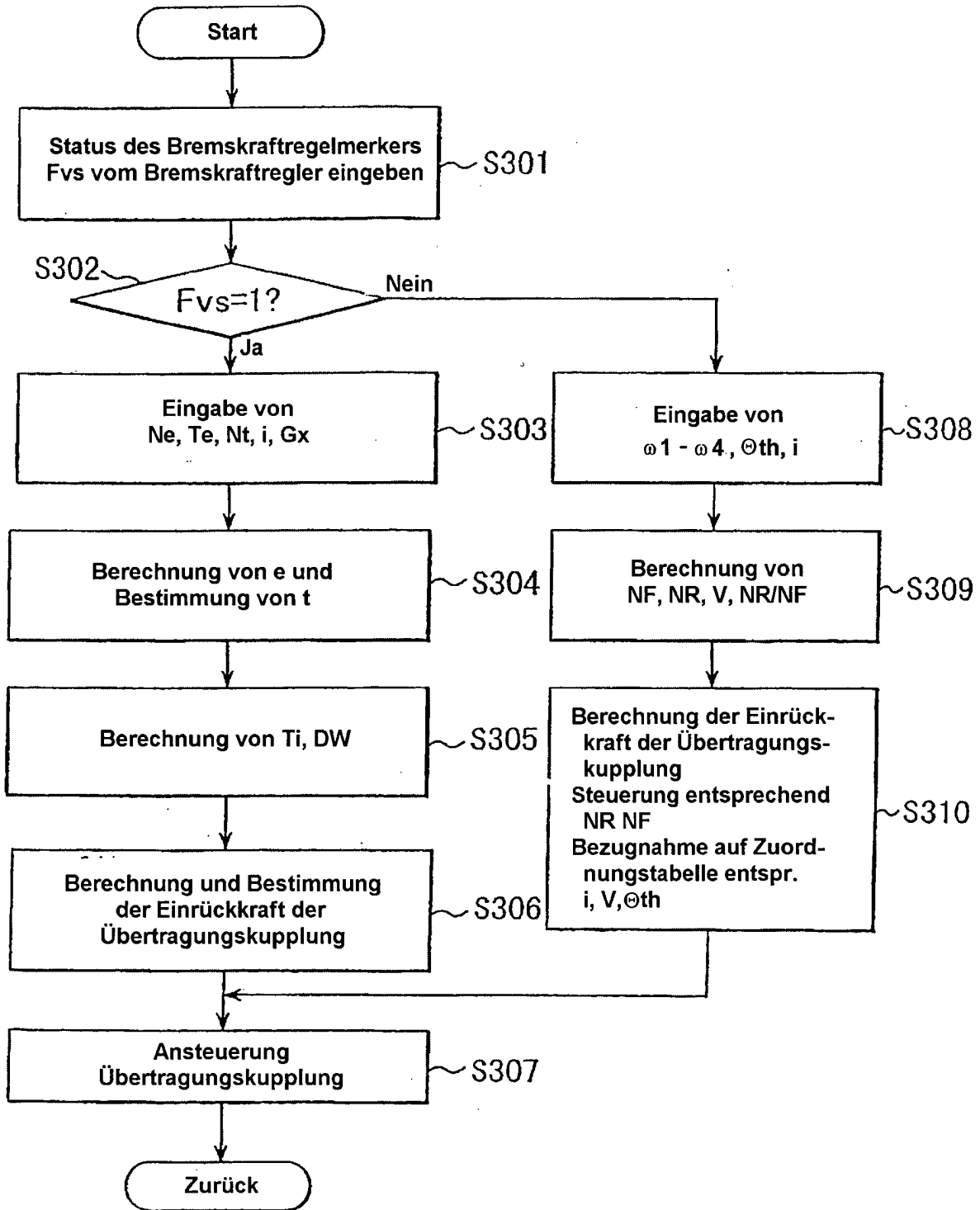


FIG. 12

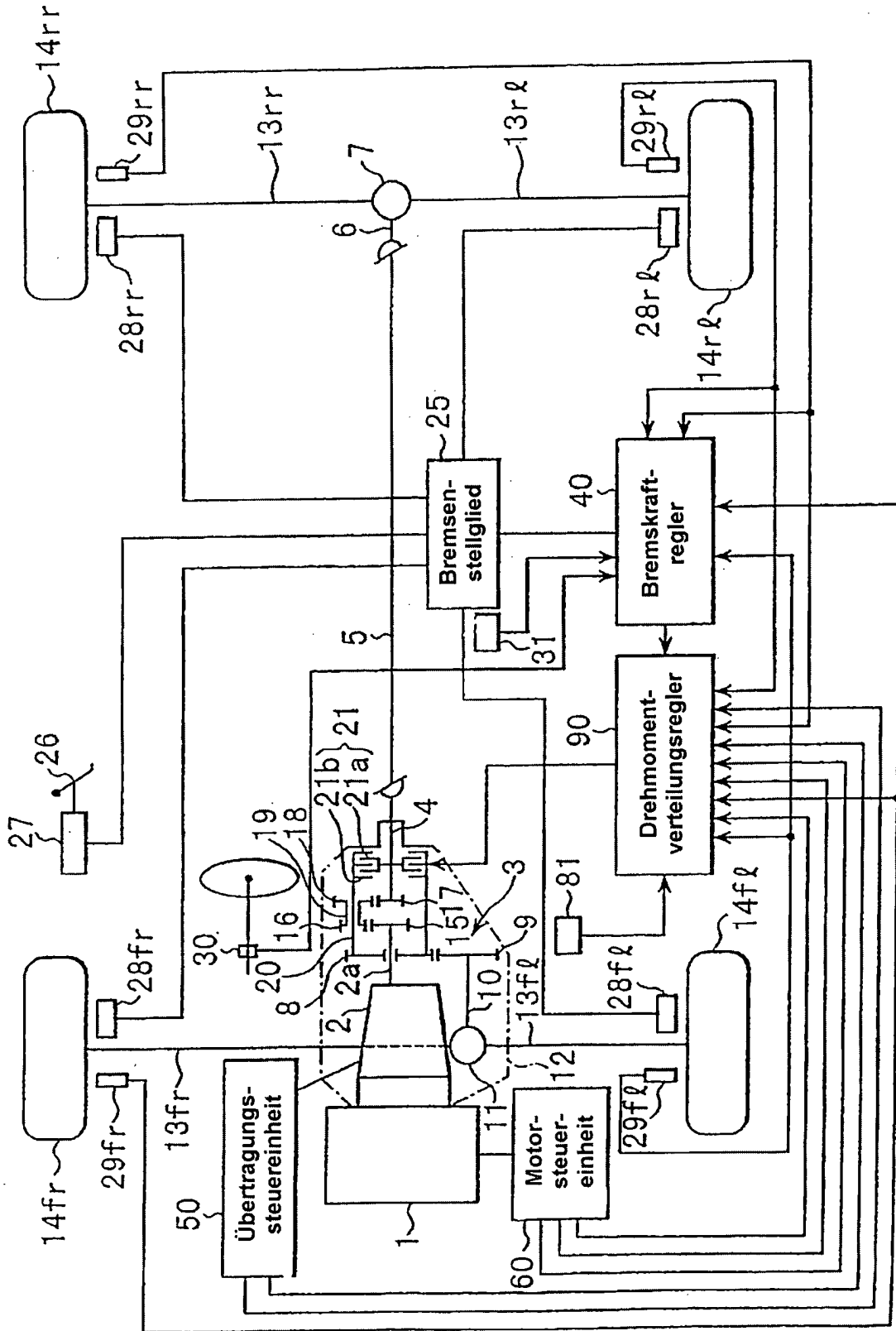


FIG. 13

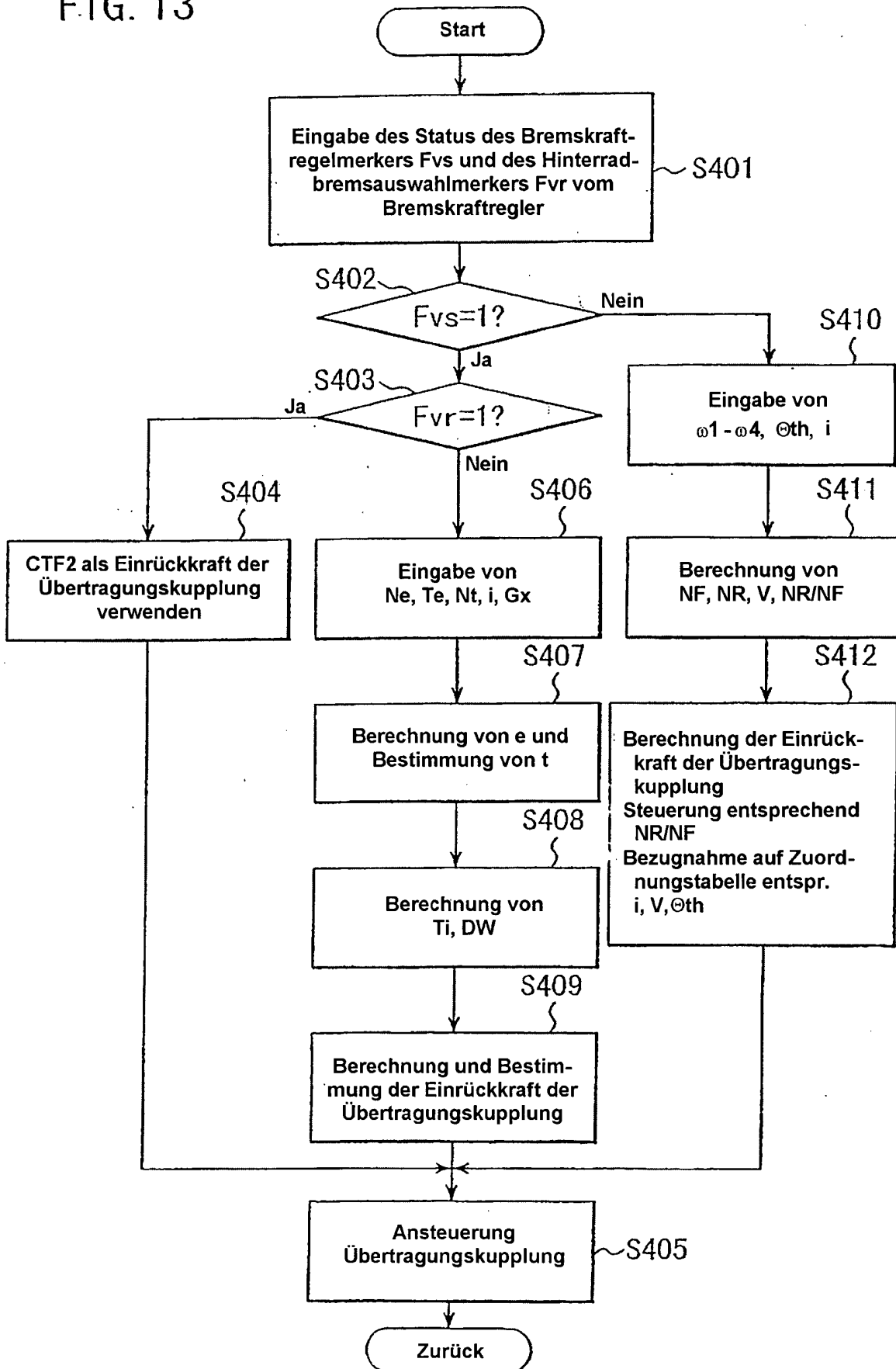


FIG. 14

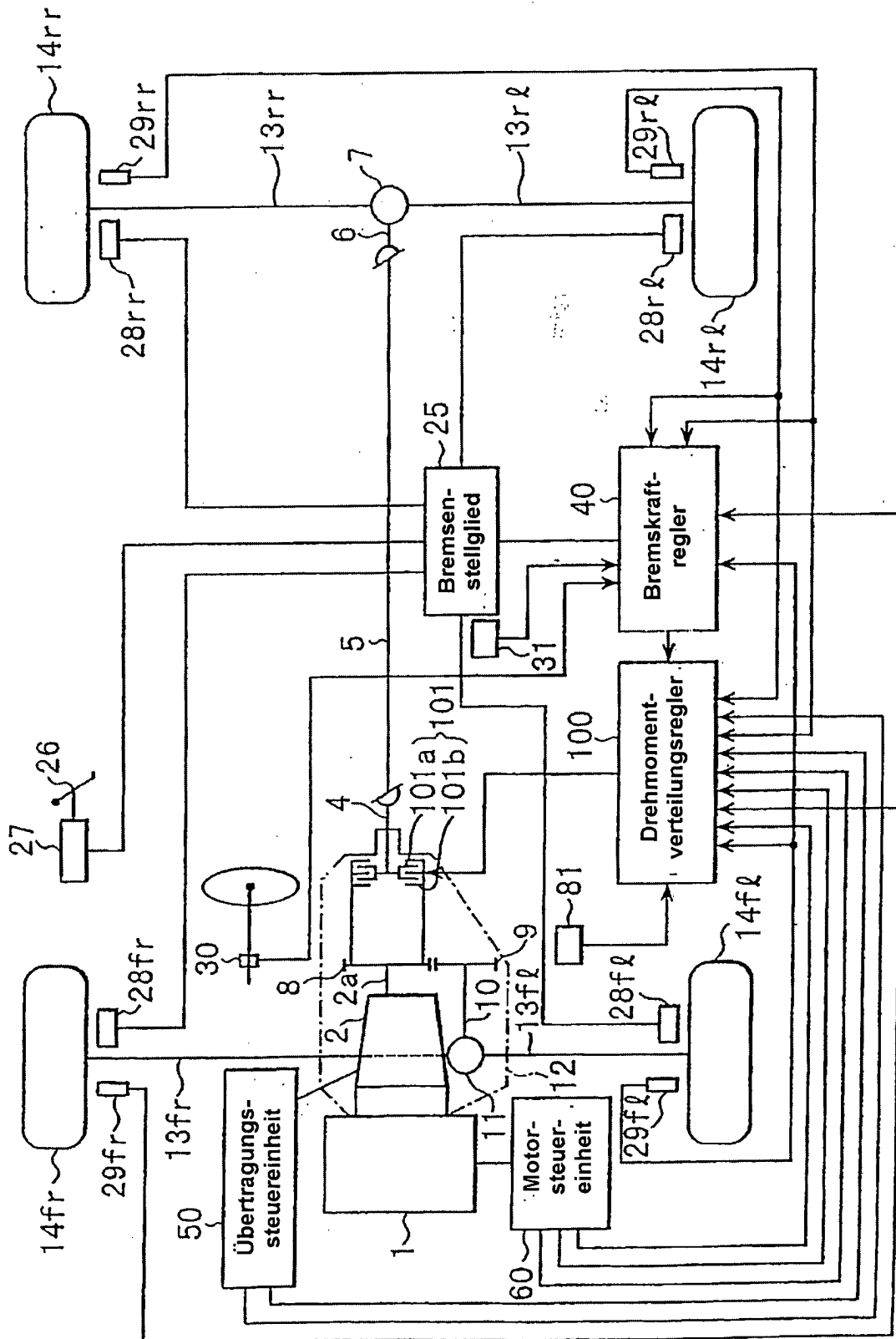


FIG. 15

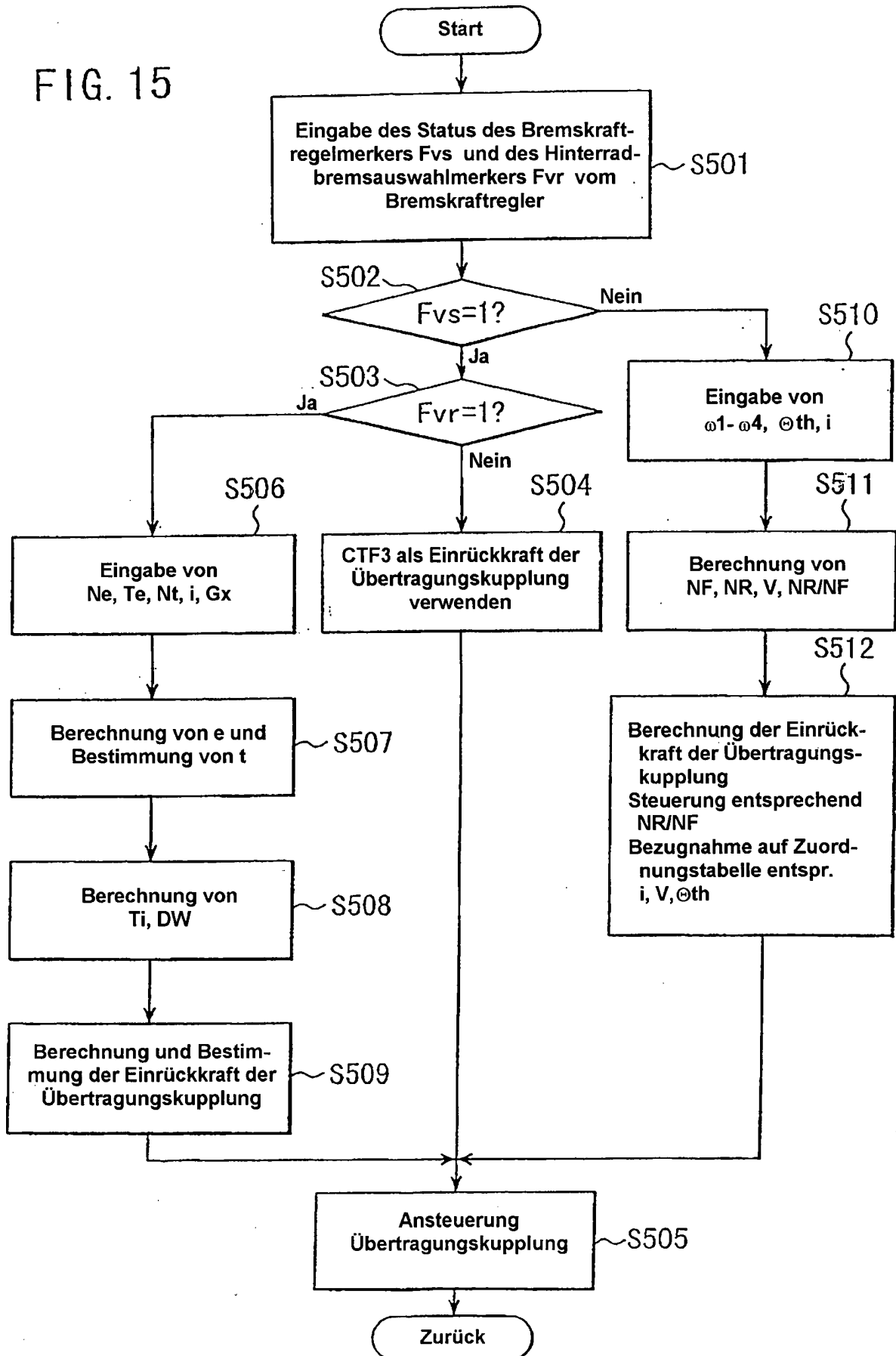


FIG. 16

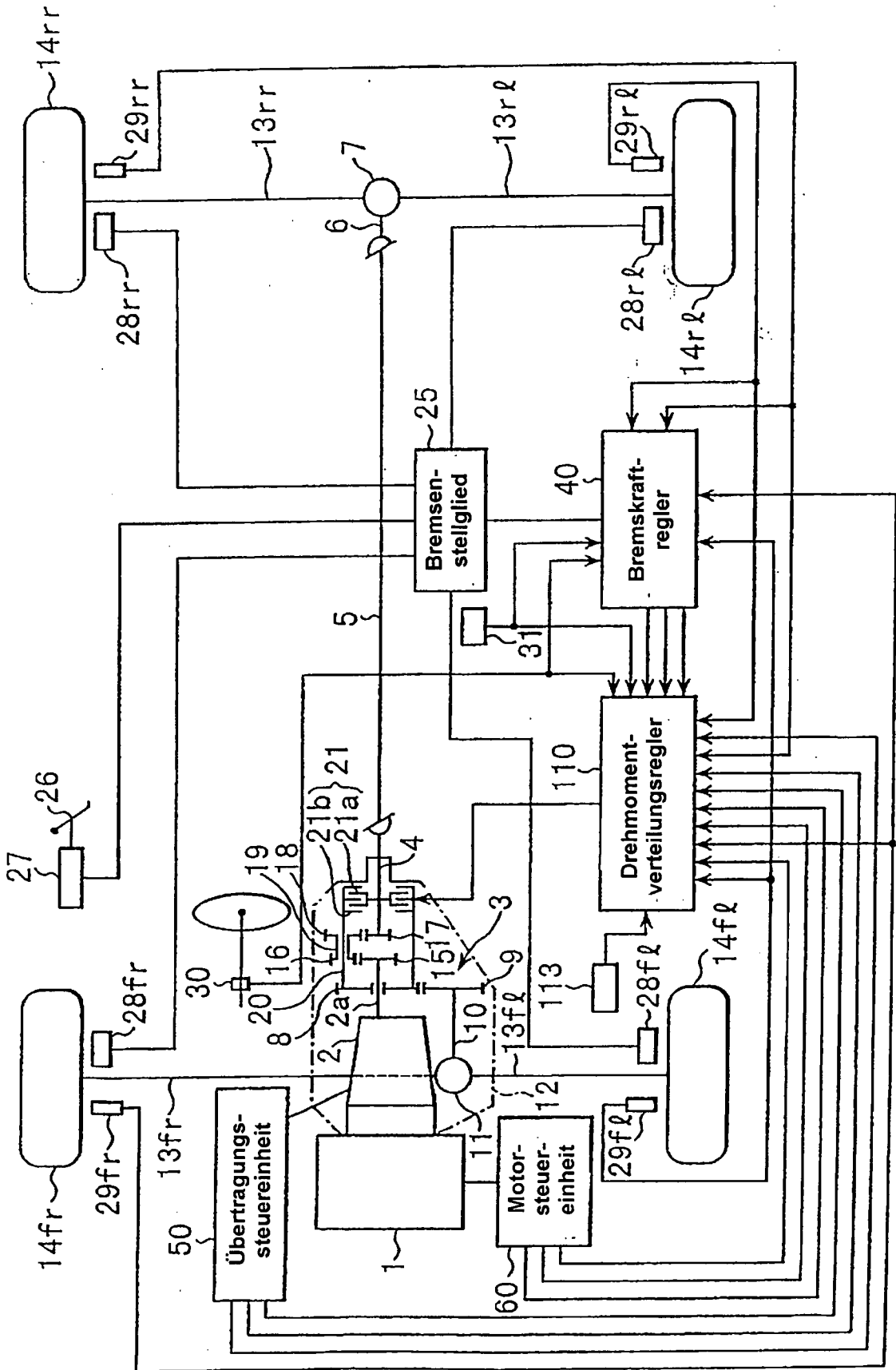


FIG. 17

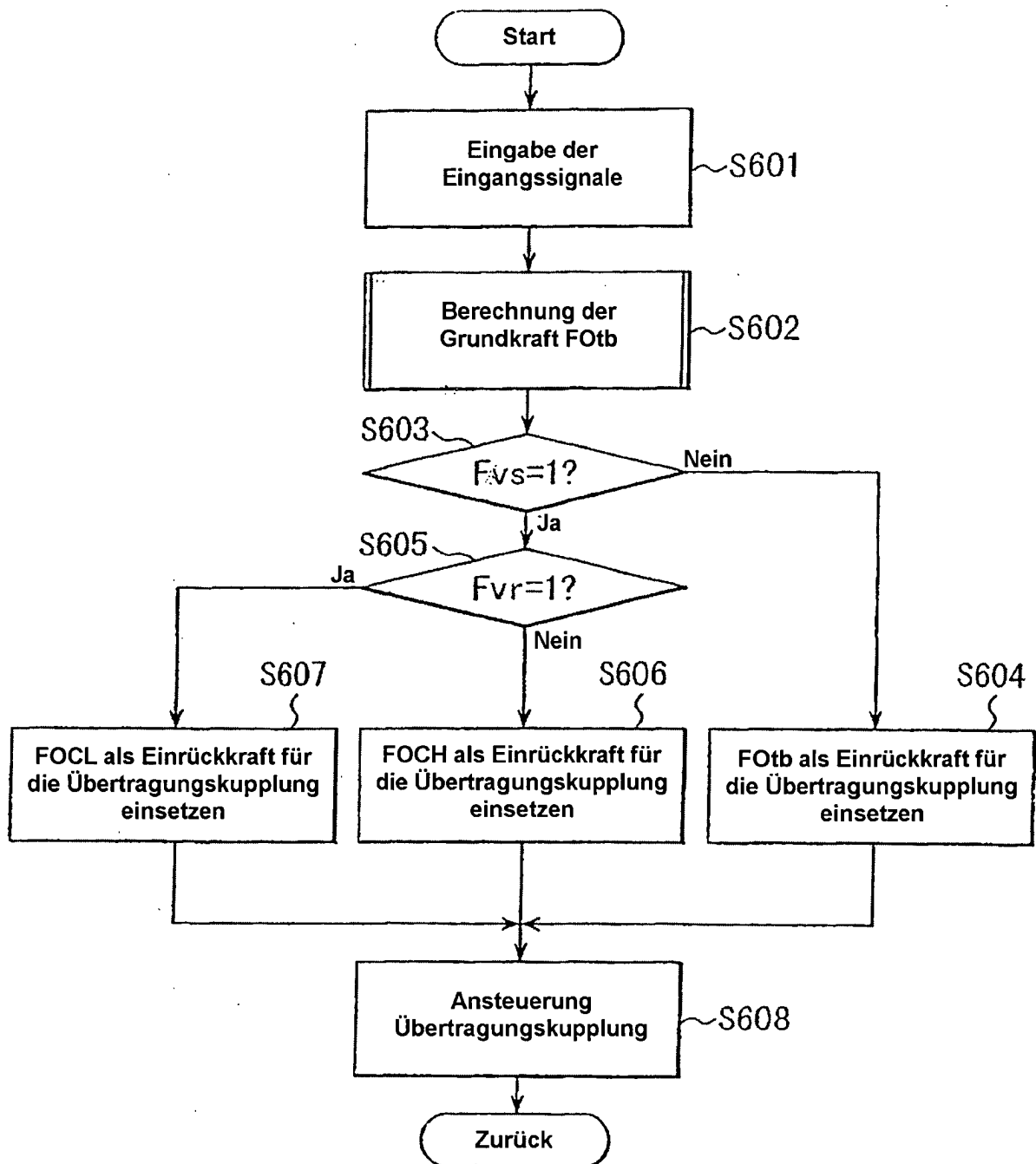


FIG. 18

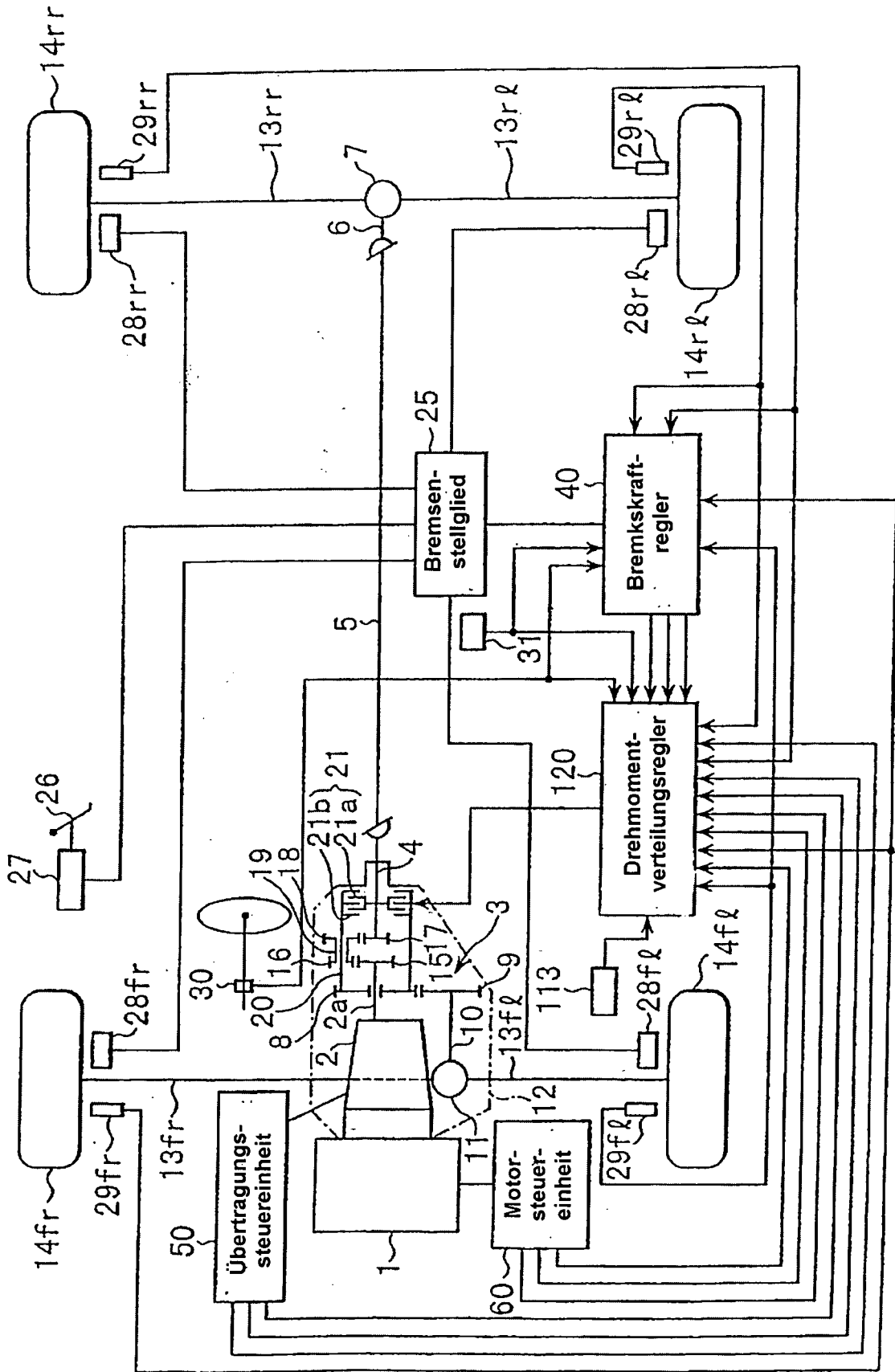


FIG. 19

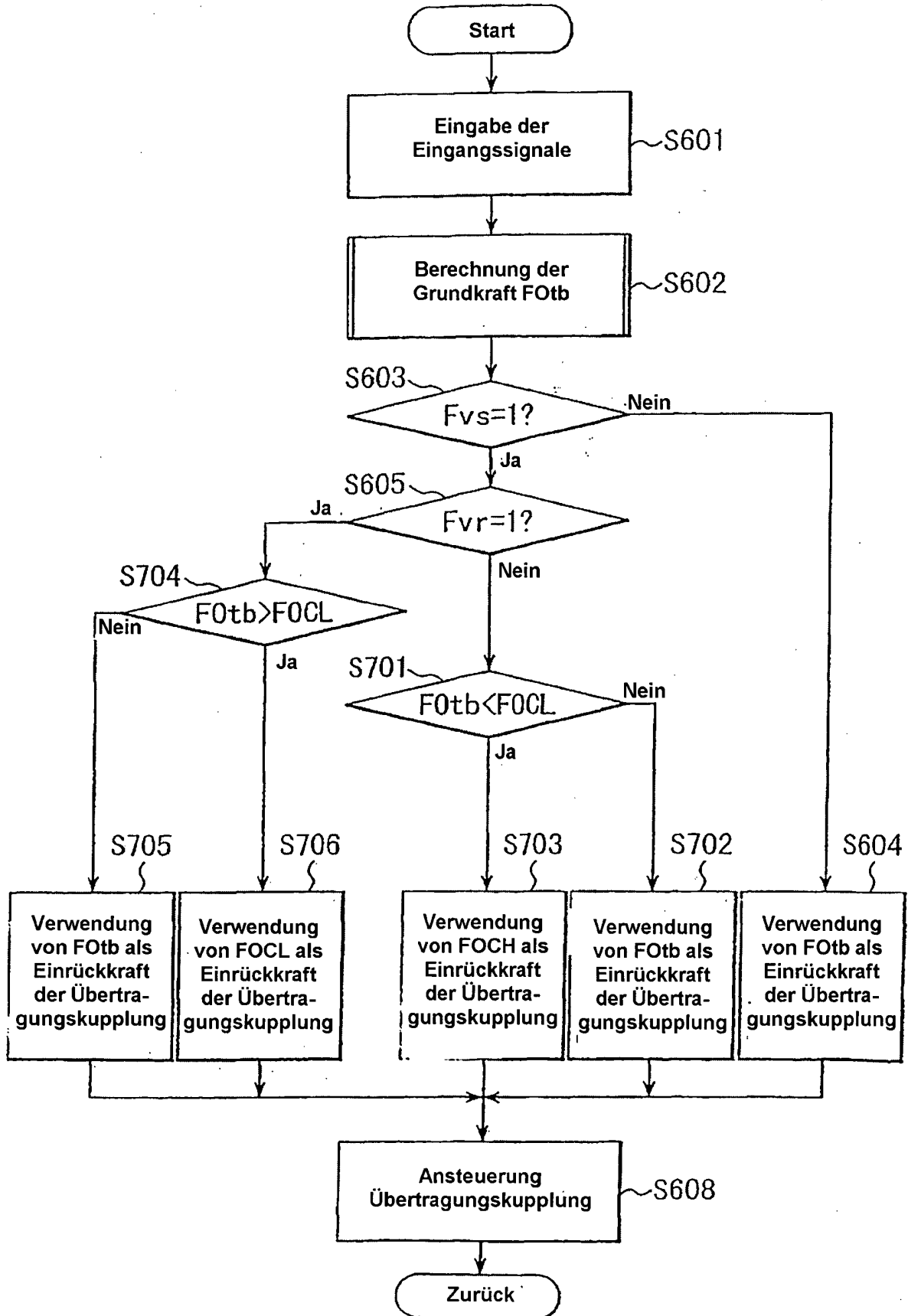


FIG. 20

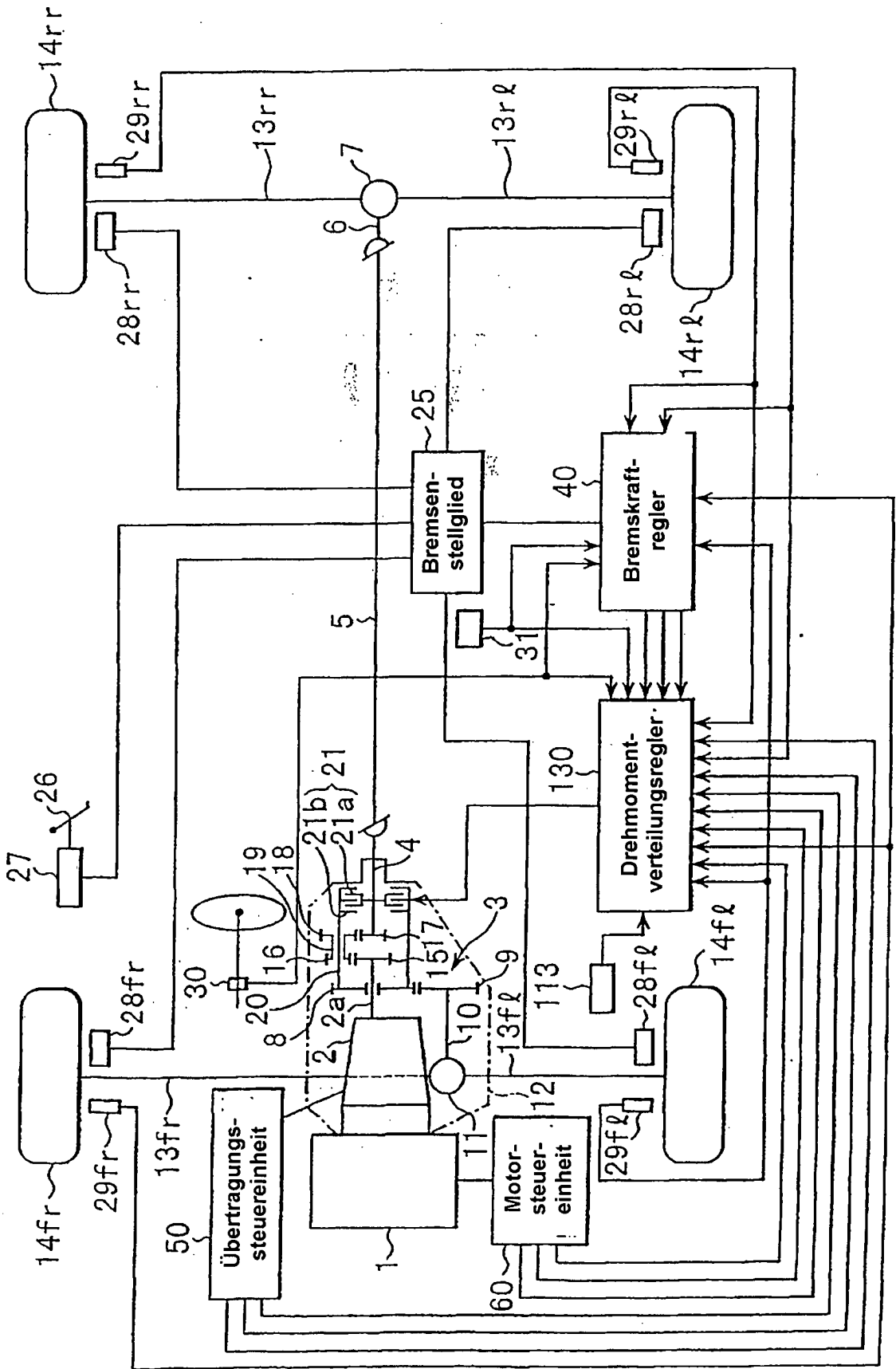


FIG. 21

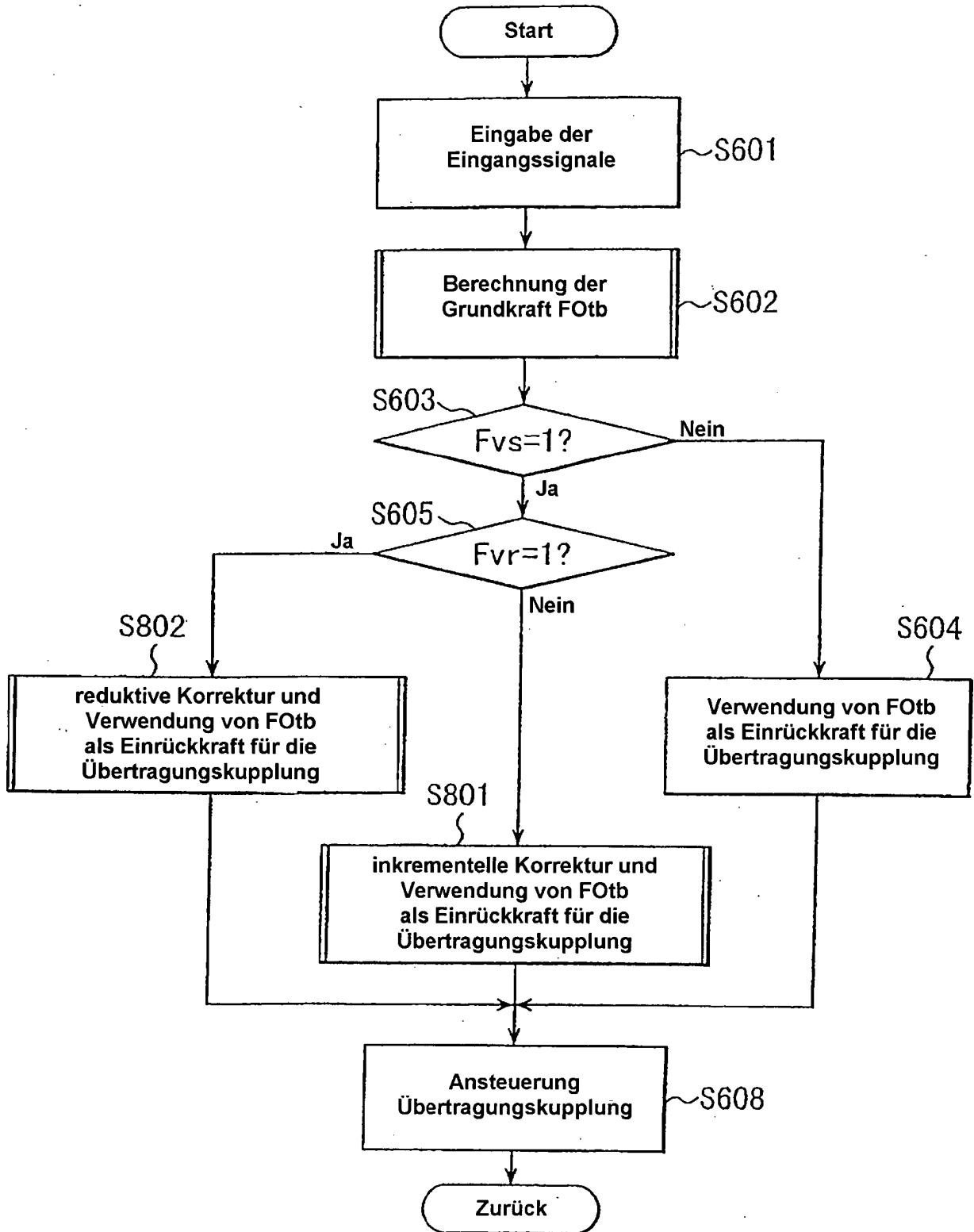


FIG. 22

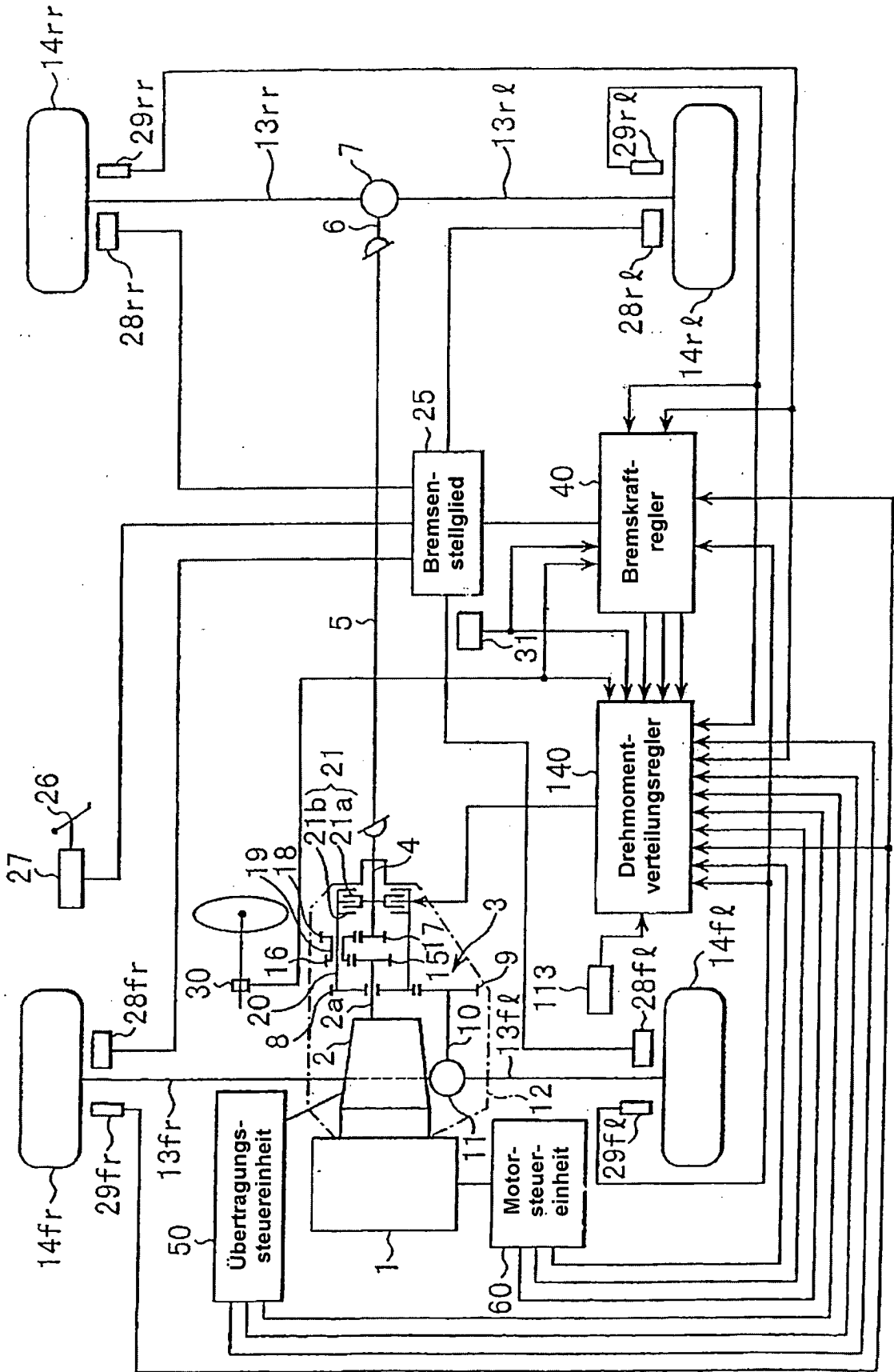


FIG. 23

