



(10) **DE 10 2007 037 508 B4** 2022.09.22

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2007 037 508.7**
(22) Anmeldetag: **08.08.2007**
(43) Offenlegungstag: **27.03.2008**
(45) Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: **22.09.2022**

(51) Int Cl.: **B60W 40/10** (2006.01)

B60W 40/06 (2006.01)
B60W 30/02 (2006.01)
B60W 30/04 (2006.01)
B60W 10/18 (2012.01)
B60W 10/20 (2006.01)
B60W 10/22 (2006.01)
B60T 8/1755 (2006.01)
B60G 17/016 (2006.01)
B60R 21/01 (2006.01)
G06F 17/10 (2006.01)

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

(30) Unionspriorität:
11/468,508 **30.08.2006** **US**

(73) Patentinhaber:
**Ford Global Technologies, LLC, Dearborn, Mich.,
US**

(74) Vertreter:
**Bonsmann · Bonsmann · Frank Patentanwälte,
41063 Mönchengladbach, DE**

(72) Erfinder:
**Lu, Jianbo, Livonia, Mich., US; Meyers, Joe,
Farmington Hills, Mich., US; Brown, Todd,
Dearborn, Mich., US**

(56) Ermittelter Stand der Technik:
siehe Folgeseiten

(54) Bezeichnung: **Verfahren zur Fahrzeugsteuerung**

(57) Hauptanspruch: Verfahren zum Steuern eines Fahrzeugs, wobei das Verfahren folgende Schritte aufweist:

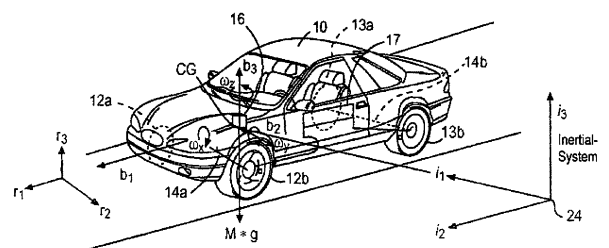
Ermitteln einer Vorderreifen-Querkraft;
Ermitteln einer Hinterreifen-Querkraft;
Ermitteln eines linearen Schwimmwinkels aus der ermittelten Vorderreifen-Querkraft und der ermittelten Hinterreifen-Querkraft;
Ermitteln einer linearen Quergeschwindigkeit auf Basis des ermittelten linearen Schwimmwinkels; und
Steuern des Fahrzeugs auf Basis der ermittelten linearen Quergeschwindigkeit;

wobei das Verfahren ferner den Schritt aufweist:

Ermitteln einer Rollträgheit, wobei das Ermitteln der Vorderreifen-Querkraft und/oder der Hinterreifen-Querkraft ein Ermitteln der entsprechenden Querkraft auf Basis einer Gierrate, einer Nickrate, einer Rollrate, einer Querschleunigung, einer Vertikalbeschleunigung und einer Rollträgheit und unabhängig von Informationen über Schwimmwinkel oder Fahrbahn-Reibwert umfasst; und/oder ferner den Schritt aufweist:

Ermitteln einer Nickträgheit, wobei das Ermitteln der Vorderreifen-Querkraft und/oder der Hinterreifen-Querkraft ein Ermitteln der entsprechenden Querkraft auf Basis der Gierrate, der Nickrate, der Rollrate, der Querschleunigung,

der Vertikalbeschleunigung und der Nickträgheit und unabhängig von Informationen über Schwimmwinkel oder Fahrbahn-Reibwert umfasst.



(56) Ermittelte Stand der Technik:

DE	42 00 061	A1
DE	101 49 112	A1
GB	2 414 815	A
US	6 556 908	B1
US	6 631 317	B2
US	6 684 140	B2
US	6 718 248	B2
US	6 782 315	B2
US	6 834 222	B2
US	6 904 351	B1
US	7 010 409	B2
US	2003 / 0 093 190	A1
US	2004 / 0 030 475	A1
US	2004 / 0 064 236	A1
US	2004 / 0 162 654	A1

Beschreibung

[0001] Die vorliegende Erfindung betrifft Verfahren zur Fahrzeugsteuerung. Genauer betrifft die Erfindung Verfahren zur Fahrzeugsteuerung in Reaktion auf ein zuvor ermitteltes dynamisches Verhalten, insbesondere zur dynamischen Steuerung der Gier-, Roll- und Querstabilität eines Fahrzeugs in Reaktion auf Bewegungszustände dieses Fahrzeugs, die zuvor mittels einer integrierten Sensoranordnung gemessen und erfasst wurden.

[0002] In jüngster Zeit werden in diversen Kraftfahrzeugen Fahrzeugsteuerungen eingebaut. Solche Fahrzeugsteuerungen verwenden Sensoren für die Erfassung der Fahrzeugdynamik, Absichten des Fahrers oder sogar fahrzeugumgebungsbezogene Informationen sowie elektronische Steuerungseinheiten (nachfolgend als „ECUs“ bezeichnet) und verfügbare Aktuatoren zur Durchführung geeigneter Steuerungsvorgänge gemäß Anforderung seitens der ECUs, um ein gewünschtes Betriebsverhalten eines sich fortbewegenden Kraftfahrzeugs zu erzielen. Dabei ist es ein fortwährendes Ziel bei solchen Fahrzeugsteuerungen, ein verbessertes Betriebsverhalten des Fahrzeugsystems zu erzielen oder neuartige Funktionen zu realisieren. Letztendlich müssen unterschiedliche Fahrzeugsteuerungssysteme koordiniert gesteuert werden, um Weiterentwicklungen der Fahrzeugsteuerung im Betriebsverhalten hinsichtlich Fahrt-, Handling-, Sicherheits- und Kraftstoffverbrauchseigenschaften des Kraftfahrzeugs zu erreichen.

[0003] Zu den Fahrzeugsteuerungen gehören diverse Arten von Steuerungen der Fahrzeugdynamik, in denen elektronisch gesteuerte Fahrwerks-, Kraftübertragungs- oder Antriebsstrang-Subsysteme verwendet werden, um die Steuerbarkeit des Kraftfahrzeugs durch den Fahrer hinsichtlich der Fahreigenschaften, des Handlings und der Sicherheitsaspekte zu erhöhen.

[0004] Es sind unterschiedliche Arten von Stabilitätssteuerungssystemen verfügbar. So sind beispielsweise gegenwärtig Millionen von Kraftfahrzeugen mit Gierstabilitätssteuerungssystemen YSC (YSC = „yaw stability control“) oder Rollstabilitätssteuerungssystemen RSC (RSC = „roll stability control“) ausgestattet. Dabei bilden voneinander separierte Stabilitätssteuerungsfunktionalitäten den Schwerpunkt existierender Systeme.

[0005] Es ist wünschenswert, die Funktionen der diversen Dynamiksteuerungssysteme zu integrieren. Ein Grund für den Bedarf nach einer solchen Integration besteht darin, dass ein Überlapp zwischen den Betriebsbereichen der einzelnen Steuerungssysteme existiert. Beispielsweise ist ein Überschlagschutzsystem bestrebt, bei Einsetzen eines Überschlageignisses ein Untersteuern des Kraftfahrzeugs zu erzwingen, wohingegen ein sog. ESC-System die Reaktion des Kraftfahrzeugs unter dem Einfluss der RSC-Steuerung als Anzeichen für eine tatsächliche Untersteuerung des Kraftfahrzeugs interpretieren und eine Korrektur der Untersteuerung des Kraftfahrzeugs durchführen kann. Wenn keine Integration zwischen RSC- und YSC-System vorliegt, können sich die Steuerungsvorgänge in beiden Systemen gegenseitig aufheben. Somit erfordert die erfolgreiche Implementierung sowohl eines RSC-Systems als auch eines YSC-Systems im gleichen Kraftfahrzeug eine gesteuerte Koordination. Eine Maßnahme zur Ermöglichung dieser Koordination besteht darin, zwischen verschiedenen Fahrzeugdynamikgrößen, welche unterschiedliche Steuerungsfunktionen erfordern, zu unterscheiden.

[0006] Die vorstehend beschriebenen Maßnahmen werden durch gegenwärtige Fortschritte in der Mechatronik ermöglicht. Beispielsweise können weiterentwickelte Sensoren verwendet werden. Derartige weiterentwickelte Sensoren ermöglichen zusammen mit anderen Mechatronik-Merkmalen nicht nur die Funktionsintegration, sondern tragen auch zu einer Verbesserung der individuellen Kraftfahrzeugstabilitätssteuerungseigenschaften bei und ermöglichen die Erzielung von Steuerungseigenschaften, wie sie Raumfahrzeugen und Flugzeugen vorbehalten waren. Beispielsweise werden heutzutage auch Gyrosensoren, die früher lediglich in Flugzeugen und Raumfahrzeugen verwendet wurden, in diversen Fahrzeugdynamiksteuerungssystemen eingebaut, und Antiblockierbremsysteme, welche ursprünglich für Flugzeuge entwickelt worden waren, zählen heutzutage zur Standardausstattung von Kraftfahrzeugen.

[0007] Mittels Anwendung von weiterentwickelten Sensoren und Mechatronik-Systemen können zusätzliche Informationen betreffend die Fahrzeugdynamikzustände erzielt werden, welche wiederum zur Berechnung effizienter Feedbacksteuerungen (Steuerungen mit Rückführung) und Feedforward-Steuerungen (Steuerungen der Aktoren mit einem Vorsteuerterm) für diverse Funktionen und deren Integration verwendet werden können. Es ist daher besonders effizient, den hohen Informationsgehalt fortgeschrittener Sensoren und deren innovative Sensoralgorithmen dazu zu nutzen, Szenarien zu identifizieren, welche anderenfalls während einer Fahrt unter komplizierten Fahrbahnbedingungen sowie intensiven Fahrereingaben nicht nachweisbar wären.

[0008] Ein typisches Fahrzeugstabilitätssteuerungssystem und ein integriertes Stabilitätssteuerungssystem erfassen und steuern Fahrzeugdynamikzustände auf Basis einer Beschreibung im dreidimensionalen Raum. Solche Steuerungssysteme können Messungen von sämtlichen oder einem Teil der drei-dimensionalen Bewegungen erfordern, welche die Rotationsbewegungen des Fahrzeugs in Form der Roll-, Nick- und Gierbewegung sowie die translatorischen Bewegungen des Fahrzeugs in Längs-, Quer- und Vertikalrichtung umfassen.

[0009] Genauer besteht in einem typischen Fahrzeugstabilitätssteuerungssystem wie einem Gierstabilitätssteuerungssystem oder einem Rollstabilitätssteuerungssystem die Hauptaufgabe der Steuerung darin, das Fahrzeug hinsichtlich der Gier- oder Rollbewegung zu stabilisieren, was in aller Regel Roll- und Gierbewegungen sowie Bewegungen in Längs- und Querrichtung (d.h. in longitudinaler und lateraler Richtung) beinhaltet. Wenn auch die Kopplung zwischen den unterschiedlichen Bewegungen nicht so stark wie in einem Flugzeug oder einem Raumfahrzeug ist, kann sie dennoch in den meisten Regelzuständen, bei denen instabile Fahrzeugdynamik auftritt, nicht vernachlässigt werden. Eine instabile Fahrzeugdynamik kann bei aggressiver Fahrweise eine Roll- oder Gierbewegung in Abweichung von dem Fahrkurs bewirken, wenn die Fahrereingaben deutlich über den erlaubten Werten hinsichtlich der Fahrbahnhaftung liegen. Beispielsweise wird eine exzessive Lenkbewegung des Fahrzeugs in aller Regel zu instabilen Gier- und Seitwärtsbewegungen führen, was wiederum eine ausgeprägte Rollbewegung nach außen in Bezug auf die Kurvenbewegung bewirkt. Wenn der Fahrer das Fahrzeug während eines ausgeprägten Lenkmanövers abbremst, wird das Fahrzeug ebenfalls Roll- und Nickbewegungen sowie eine ausgeprägte Lastübertragung und eine Querabweichung erfahren. Zur Schaffung eines Stabilitätssteuerungssystems mit hoher Leistungsfähigkeit ist es daher wünschenswert, eine YSC-, eine RSC- und eine Querstabilitätssteuerung LSC (LSC = „lateral stability control“) derart zu integrieren, dass die die Kopplung aufweisende, instabile Fahrzeugdynamik stabilisiert werden kann.

[0010] Falls Sensoren vorhanden sind, welche die Rollzustände, Gierzustände und Querbewegungszustände des Fahrzeugs bei instabiler Fahrzeugdynamik direkt messen können, würde eine erfolgreiche Integration folgende Schritte beinhalten: (i) Identifizierung der Vorzugsrichtung, in welcher eine primär instabile Dynamik auftreten kann, (ii) Priorisierung von Steuerungsfunktionen, wenn eine Mehrzahl von sicherheitskritischen, instabilen Fahrzeugdynamikzuständen auftreten kann, (iii) Maximierung von Steuerungsfunktionen, wenn die Mehrzahl instabiler Fahrzeugdynamikzustände gleichermaßen kritisch sind, und (iv) Bestimmung von Übergangs-Steuerungsvorgängen von einer Stabilitätssteuerungsfunktion zu einer anderen oder zu einer Normalbetriebsfunktion. Die Entscheidungsregel für jede der oben genannten Vorgänge erfordert eine genaue Unterscheidung. Leider existieren jedoch keine direkten Messungen für die oben genannten Fahrzeugzustände. Selbst hoch entwickelte Sensoren können lediglich indirekte Messungen der einbezogenen Fahrzeugzustände liefern. Daher besteht ein Bedarf nach intelligenten Erfassungsalgorithmen.

[0011] Es besteht daher ein Bedarf, die YSC-Funktion, die RSC-Funktion und die LSC-Funktion derart zu integrieren, dass eine exakte Bestimmung der auftretenden Roll-, Gier- und Querbewegungen eines Fahrzeugs ermöglicht wird. Die zu diesen Bewegungen gehörenden, steuerbaren Variablen können sowohl auf die globale und relative Winkel- bzw. Drehbewegung bezogene Variablen des Fahrzeugs sein, wie z.B. die Lage des Fahrzeugs, als auch richtungsabhängige Bewegungsvariablen, wie z.B. die Längsgeschwindigkeit und die Quergeschwindigkeit. Beispielsweise wird bei der RSC-Funktion der relative Rollwinkel (bzw. Wankwinkel) zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Fahrbahnoberfläche gesteuert. In der LSC-Funktion wird der relative Gierwinkel zwischen der Fahrtrichtung des Fahrzeuges und der Fahrbahn gesteuert. Die gekoppelten Dynamikzustände zwischen den Roll-, Gier- und Nickbewegungen und den Bewegungszuständen des Fahrzeugs, welche durch Fahrt auf überhöhter oder geneigter Fahrbahn verursacht werden, sind alle voneinander zu unterscheiden. Außerdem muss auch das auf der Absicht des Fahrers basierende, dynamische Fahrzeugverhalten ermittelt werden. Da die Sensoren die Gesamtbewegung des Fahrzeugs ermitteln, enthalten die von den Sensoren gelieferten Messergebnisse die vollständige Information einschließlich der Werte für die fahrerinduzierte Dynamik, die fahrbahngeometrieinduzierte Dynamik und die gravitationsinduzierte Dynamik, sowie die Messungenauigkeiten der Sensoren. Es ist ohne Weiteres ersichtlich, dass eine Separierung der fahrerinduzierten Dynamik und der fahrbahninduzierten Dynamik von der durch die Sensoren gelieferten Gesamtmessung intelligente Algorithmen erfordert. Nur wenn eine solche Information aus der Gesamtmessung der Sensoren ermittelt wird, kann das Steuerungssystem erforderlichenfalls (d.h. bei übermäßig dynamischer oder instabiler fahrerinduzierter Bewegung) die geeigneten Steuerungsvorgänge einleiten und das Auftreten ungeeigneter oder fehlerhafter Steuerungsvorgänge in Situationen, in denen solche Steuerungsvorgänge nicht erforderlich sind (beispielsweise bei einer fahrbahngeometrieinduzierten Dynamik), vermindern.

[0012] Um die vorstehend beschriebene Separierung der Information, welche auf die durch Manöver des Fahrers induzierte Fahrzeugdynamik bezogen ist, und der Information, welche auf die durch die fahrbahngeometrieinduzierte Dynamik bezogen ist, von den Messungenauigkeiten der Sensoren und gravitationsinduzierten Dynamiktermen zu erzielen, wurde eine neue Fahrzeugsensortechnologie durch die Ford Motor Company ermittelt, welche eine Trägheitsmesseinheit IMU (IMU = „inertial measurement unit“) beinhaltet. Dieses Sensorsystem wird im Weiteren als integriertes Sensorsystem ISS oder ISS-System (ISS = „Integrated Sensing System“) bezeichnet.

[0013] Die IMU wurde jahrzehntelang in Trägheitsnavigationssystemen INS (auch: Inertialnavigationssystemen oder INS-Systemen; INS = „inertial navigation system“) für Flugzeuge, Raumfahrzeuge und Satelliten verwendet. Typischerweise bestimmt ein INS-System die Fluglage und die richtungsabhängige Geschwindigkeit eines Flugzeuges aus Sensorsignalen von den IMU-Sensoren und GPS-Signalen. Der IMU-Sensorsatz beinhaltet drei Gyroskope und drei Linearbeschleunigungsmessgeräte. Das INS-System beinhaltet ein IMU und eine Prozessoreinheit zur Berechnung der für die Navigation erforderlichen Navigationslösungen, Lagerreferenz- und diverse andere Datenkommunikationsquellen. Aus dem gleichen Grund wird das ISS beispielsweise (jedoch nicht ausschließlich) verwendet, um die Fahrzeuglage und die richtungsabhängige Geschwindigkeit zu bestimmen, mit der Einschränkung, dass nicht notwendigerweise GPS-Signale verwendet werden, sondern stattdessen auch andere Sensorsignale wie beispielsweise ABS-Drehzahlsensorsignale verwendet werden können.

[0014] Mit der Verfügbarkeit von IMU-Sensorgruppen in einem Fahrzeugstabilitätssteuerungssystem können nunmehr diverse Effekte, die bei herkömmlicher Stabilitätssteuerung nicht unterscheidbar sind, berücksichtigt werden. Beispielsweise wurde der Effekt eines Fahrbahngefälles bei einem herkömmlichen Steueralgorithmus nicht sorgfältig berücksichtigt. Viele bekannte Systeme basieren entweder auf grundlegenden Annahmen hinsichtlich der Fahrbedingungen, beispielsweise einem Fahren auf einer flachen Fahrbahn (kein Nick- oder Neigungswinkel) oder einer abgeschätzten Fahrbahnneigungsinformation, welche für gewöhnlich in Normalsituationen bzw. beim Fahren im Gleichgewichtszustand exakt, jedoch bei Fahrzeugstabilitätssteuervorgängen ungenau sind. Infolge der Verwendung von IMU-Sensorgruppen in einem ISS-System können auf das Fahrbahngefälle und den Neigungsgrad bezogene Informationen mit hinreichender Genauigkeit erfasst werden.

[0015] Es ist zu beachten, dass die Fahrzeuglageparameter erforderlich sind, um die Gravitationseinflüsse auf die Beschleunigungssensorsignale zu separieren. Dies ist aus dem folgenden Beispiel ersichtlich. Das in einem LSC-System verwendete seitliche Driften des Fahrzeugs kann durch die Quergeschwindigkeit des Fahrzeugs, welche als die Geschwindigkeit in Querrichtung der Fahrzeugkarosserie definiert ist, charakterisiert werden. Eine solche Geschwindigkeit kann nicht direkt gemessen werden, sondern wird aus der Querbeschleunigungsmessung abgeleitet. Das Gesamt-Ausgangssignal des Querbeschleunigungsmessgerätes enthält auch Information, die auf andere Variablen als die Quergeschwindigkeit bezogen ist. Diese Information beinhaltet den Gravitationseinfluss, die Zentripetalbeschleunigung, die Ableitung der Quergeschwindigkeit sowie Sensormessungenauigkeiten. Auf einer Fahrbahn mit Gefälle ist der Gravitationseinfluss auf die Messung der Querbeschleunigung ebenso bedeutsam wie die Kombination aus der Ableitung der tatsächlichen Quergeschwindigkeit und der Zentripetalbeschleunigung. Da die Gravitation sowohl hinsichtlich ihrer Größe als auch ihrer Richtung bezogen auf den Meeresspiegel konstant ist, können die globalen Lageparameter des Fahrzeugs dazu verwendet werden, die Relativposition zwischen dem Gravitationsvektor und der Fahrzeugkarosserie zu ermitteln. Aus diesem Grund können die globalen Lageparameter des Fahrzeugs dazu verwendet werden, den Gravitationseinfluss auf die gemessene Querbeschleunigung zu kompensieren, so dass die Quergeschwindigkeit des Fahrzeugs isoliert und aus der Querbeschleunigungssensormessung ermittelt werden kann. Das gleiche Argument gilt für eine Verwendung der Nicklage zur Kompensation der Längsbeschleunigungssensorsignale zur Berechnung der Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs.

[0016] Bei einer Fahrt auf ebener Fahrbahn tendiert die Fahrzeugquerbeschleunigung dazu, bei großer Lastübertragung größer zu werden als derjenige Wert, welcher durch die Grenzwerte der Haftung auf trockener Fahrbahn mit hoher Haftung erlaubt ist. Auf einer rutschigen Fahrbahn mit geringer Haftung kann die Fahrzeugquerbeschleunigung in die Nähe der Grenzwerte der Haftung auf der Fahrbahnoberfläche kommen. Die in einem herkömmlichen YSC-System verwendeten Beschleunigungssensoren liefern insoweit keine Information zur Unterscheidung, insbesondere wenn das Fahrzeug große Roll- und Nick-Beschleunigungen während ausgeprägter Fahrmanöver erfährt. Aufgrund der relativen Lagebestimmung mittels einer RAD-Einheit im ISS-System können solche Lastübertragungseffekte einfach charakterisiert werden. Somit wäre ein Stabilitätssteuerungssystem mit Verwendung eines ISS-Systems in der Lage, bei geringer Fahrbahnhaftung und bei hoher Fahrbahnhaftung die gleichen physikalischen Ergebnisse zu erzielen, so dass eine geringere

Abweichung des Steuerungsverhaltens bei geringer Fahrbahnhaftung von dem Steuerungsverhalten bei hoher Fahrbahnhaftung auftritt.

[0017] Aus der US 2003 / 0 093 190 A1 ist ein Verfahren zum Steuern eines Fahrzeugs bekannt, wobei eine Vorderreifen-Querkraft, eine Hinterreifen-Querkraft und ein Schwimmwinkel durch iteratives Lösen eines Differentialgleichungssystem ermittelt werden, das die drei genannten Größen als Unbekannte enthält, so dass diese nur mit viel Aufwand zu ermitteln sind.

[0018] Aus der DE 42 00 061 A1 ist ein Verfahren zur Bestimmung eines Fahrzeugschwimmwinkels bekannt, bei dem Reifenquerkräfte unabhängig von dem Schwimmwinkel berechnet werden. Auch dieses Verfahren ist jedoch relativ aufwändig und möglicherweise fehlerbehaftet.

[0019] Der in den Ansprüchen 1 und 19 angegebenen Erfindung liegt die Aufgabe zu Grunde, Verfahren zur Fahrzeugsteuerung mit verbessertem Steuerungsverhalten bereitzustellen, wobei eine Gierstabilitätssteuerungsfunktion, eine Rollstabilitätssteuerungsfunktion und eine Querstabilitätssteuerungsfunktion miteinander koordinierbar sind.

[0020] Die vorliegende Erfindung ist insbesondere gerichtet auf Fahrzeugdynamiksteuerungssysteme, welche die vielfältigen Bewegungszustände eines Fahrzeugs in Gier-, Roll- und Quer-Richtung während durch den Fahrer ausgelöster Manöver steuern. Die unterschiedlichen Bewegungszustände neigen zur Instabilität, wenn deren Steuerung durch einen nur durchschnittlichen Fahrer durchgeführt wird. Aus diesem Grund werden solche Fahrzeugdynamiksteuerungen auch als Fahrzeugstabilitätssteuerungssysteme bezeichnet.

[0021] Ein Aspekt der Erfindung ist die integrierte Behandlung der möglichen Fahrzeugstabilitätssteuervorgänge über eine weiterentwickelte Erfassung des Fahrzeugbetriebszustandes mittels eines integrierten Sensorsystems. Hierbei wird ein integriertes Stabilitätssteuerungssystem ISCS (ISCS = „integrated stability control system“) dazu verwendet, einen oder mehrere instabile Fahrzeugdynamikparameter zur gleichen Zeit zu stabilisieren. Insbesondere ist die Integration von Gier-, Roll- und Querstabilitätssteuerungssystemen vorteilhaft.

[0022] Durch die vorliegende Erfindung wird ein integriertes Steuerungssystem ISS (ISS = „integrated sensing system“) geschaffen, wobei die Information von einem Sensorsystem dazu verwendet wird, ein integriertes Stabilitätssteuerungssystem bereitzustellen, welches ein Gierstabilitätssteuerungssystem YSC, ein Rollstabilitätssteuerungssystem RSC und ein Querstabilitätssteuerungssystem LSC zusammen mit einem Antiblockierbremsystem ABS und einem Traktionssteuerungssystem TCS integriert. Das integrierte Sensorsystem verwendet Signale, welche von einem Sensorsatz gemessen werden, der über die in herkömmlichen YSC-, RSC-, ABS- und TCS-Systemen eingesetzten Sensorkonfigurationen hinausgeht. Die in dem ISS-System verwendeten Sensoren beinhalten eine Trägheitsmesseinheit IMU mit sechs Freiheitsgraden (IMU = „inertial measurement unit“), einen Lenkwinkelsensor SWA (SWA = „steering wheel angle“), vier ABS-Raddrehzahlsensoren, einen Hauptzylinderbremsdrucksensor, einen Bremspedalkraftsensor sowie andere Sensoren. Die Information betreffend den Kraftübertragungsstrang und den Antriebsstrang sowie andere verfügbare Informationen werden ebenfalls in das ISS-System eingegeben.

[0023] Es ist zu beachten, dass ein herkömmliches ESC-System ABS-, TCS- und Gierstabilitäts-Managementfunktionen über individuelle Bremsdrucksteuervorgänge (inkremental zu den vom Fahrer angeforderten Bremsdrücken) integriert. Die Hauptaufgabe eines ESC-Systems besteht darin, die Steuerbarkeit des Fahrzeugs für den Fahrer im Fahrzeugdynamik-Grenzbereich bei einer vorgegebenen Fahrbahnreibung und einer vorgegebenen Gruppe von Fahreranforderungseingaben zu vergrößern. Die Steuerbarkeit des ESC betrifft hauptsächlich die Gierrate des Fahrzeugs in Reaktion auf die Fahrerabsicht (welche aus Eingaben wie beispielsweise der Lenkradwinkel-Eingabe des Fahrers, der Fahrzeuggeschwindigkeit od. dgl. bestimmt wird).

[0024] Wenn auch diverse ESC-Systeme eine gewisse Querstabilitätssteuerung für sich in Anspruch nehmen, ist deren Effizienz aufgrund der Tatsache begrenzt, dass der in einem ESC verwendete Sensorsatz den Effekt einer Querneigung der Fahrbahn von einer Querinstabilität des Fahrzeugs nicht exakt und robust zu unterscheiden vermag. Wenn das Fahrzeug in Querrichtung stabil ist, kann der Effekt der Querneigung ermittelt werden. Wenn jedoch das Fahrzeug im Grenzbereich zur Querinstabilität auf einer Fahrbahn mit mittlerer Querneigung fährt, kann der Fall auftreten, dass es nicht möglich ist, die Querbewegung des Fahrzeugs von dem Einfluss der Fahrbahnquerneigung (Gravitationseinfluss) auf die Querbewegungssensoren

sormessung zu separieren. Dies ist insbesondere dann der Fall, wenn das Fahrzeug auf Fahrbahnoberflächen mit niedriger Reibung gefahren wird.

[0025] Ein seitliches Driften des Fahrzeugs erhöht üblicherweise die Tendenz des Fahrzeugs zur Dynamik-Instabilität, so dass das Fahrzeug für einen durchschnittlich geübten Fahrer schwierig zu steuern ist. Daher besteht eine der Anforderungen an Fahrzeugstabilitätssteuerungen darin, ein seitliches Driften so weit wie möglich zu unterdrücken. Es ist zu beachten, dass eine solche Anforderung von den Anforderungen bei einem Autorennen abweicht, wobei ein seitliches Driften des Fahrzeugs zugunsten der Fahrzeuggeschwindigkeit in Kauf genommen wird. Ein Grund hierfür ist, dass Rennfahrer in der Regel geübte und erfahrene Fahrer sind, welche das Fahrzeug selbst bei starkem seitlichen Driften noch gut unter Kontrolle halten können. Das in einer LSC-Vorrichtung verwendete seitliche Driften des Fahrzeugs kann über die Quergeschwindigkeit definiert werden, welche entlang der Querrichtung (d.h. der lateralen Richtung) der Fahrzeugkarosserie definiert ist. Eine solche Geschwindigkeit kann nicht direkt gemessen werden und wird aus der vom Beschleunigungsmesser durchgeführten Messung abgeleitet. Die gesamte, vom Querbeschleunigungsmesser ausgegebene Information beinhaltet auch Information, welche auf andere Variablen als die Quergeschwindigkeit bezogen ist. Diese Information beinhaltet den Gravitationseinfluss, die Zentripetalbeschleunigung, die Ableitung der Quergeschwindigkeit und Messungenauigkeiten des Sensors. Auf einer in Querrichtung geneigten bzw. überhöhten Straße trägt die Gravitation zu der Messung des Querbeschleunigungsmessers ebenso signifikant bei wie die Kombination aus der Ableitung der tatsächlichen Geschwindigkeit des Fahrzeugs und der Zentripetalbeschleunigung. Aufgrund des Umstandes, dass die Gravitation sowohl in ihrer Größe als auch in ihrer Richtung bezüglich des Meeresspiegels festliegt, kann die Gesamtfahrzeuglage dazu verwendet werden, die Relativposition des Gravitationsvektors und der Richtung der Fahrzeugkarosserie zu ermitteln. Folglich kann die globale Fahrzeuglage dazu verwendet werden, den Gravitationseinfluss auf die gemessene Querbeschleunigung zu kompensieren, so dass die Quergeschwindigkeit des Fahrzeugs isoliert und aus der Messung des Querbeschleunigungssensors ermittelt werden kann. Das gleiche Argument gilt für die Verwendung der Nicklage zur Kompensierung der Längsbeschleunigungssensorsignale zur Berechnung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit.

[0026] Der Schwimmwinkel entspricht dem Arkustangens des Verhältnisses aus Quergeschwindigkeit und Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs, welche jeweils im fahrzeugkarosseriefesten Koordinatensystem definiert sind. Demzufolge ist für eine genaue Bestimmung die exakte Ermittlung der Längsgeschwindigkeit und der Quergeschwindigkeit des Fahrzeugs gemäß Definition im fahrzeugkarosseriefesten Koordinatensystem erforderlich.

[0027] Selbstverständlich können diverse andere Sensoren wie beispielsweise ein Rollratensensor, ein Lenkwinkelsensor, ein Längsbeschleunigungssensor und ein Vertikalbeschleunigungssignal bzw. -sensor in Kombination mit den vorstehend genannten Sensoren oder unabhängig verwendet werden, um eine weitergehende Verfeinerung der Steuerung zu erzielen.

[0028] Gemäß einem weiteren Aspekt betrifft die Erfindung ein Verfahren zur Fahrzeugsteuerung mit den Schritten: Ermitteln einer Reifen-Querkraft, Ermitteln einer Vorderreifen-Querkraft, Ermitteln einer Hinterreifen-Querkraft und Ermitteln eines linearen Schwimmwinkels aus der Vorderreifen-Querkraft und der Hinterreifen-Querkraft. Das Verfahren umfasst ferner ein Ermitteln einer linearen Quergeschwindigkeit in Reaktion auf den linearen Schwimmwinkel und ein Steuern des Fahrzeugs in Reaktion auf den linearen Schwimmwinkel.

[0029] Gemäß einem weiteren Aspekt umfasst ein Verfahren zur Steuerung eines Fahrzeugs die Ermittlung der Ausgangssignale eines integrierten Sensorsystems, wobei diese Ausgangssignale zur Durchführung von Fahrzeugstabilitätssteuerungen verwendet werden.

[0030] Gemäß einem weiteren Aspekt umfasst ein Verfahren zum Steuern eines Fahrzeugs das Integrieren eines YSC-Systems, eines RSC-Systems und eines LSC-Systems über Ausgangssignale, welche in dem integrierten Sensorsystem berechnet worden sind.

[0031] Weitere Vorteile und Merkmale der vorliegenden Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden detaillierten Beschreibung bevorzugter Ausführungsformen in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen sowie den Patentansprüchen.

[0032] Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Darstellung eines Fahrzeugs mit gemäß der vorliegenden Erfindung verwendeten Vektorvariablen und Koordinatensystemen;

Fig. 2 ein Blockdiagramm eines Stabilitätssystems gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 3 eine Vorderansicht eines Kraftfahrzeugs, welche diverse gemäß der vorliegenden Erfindung verwendete Winkel zeigt;

Fig. 4 eine Seitenansicht eines Kraftfahrzeugs, in welcher diverse Variablen eingezeichnet sind;

Fig. 5 eine Draufsicht eines Kraftfahrzeugs gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 6 ein detailliertes Blockdiagramm einer Steuerungsvorrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 7 ein Flussdiagramm zur Erläuterung eines Verfahrens zur Steuerung eines Fahrzeugs gemäß der vorliegenden Erfindung;

Fig. 8 ein Flussdiagramm zur Erläuterung eines weiteren Verfahrens zur Ermittlung der Quergeschwindigkeit eines Fahrzeugs;

Fig. 9 ein Blockdiagramm eines Funktionsblocks zur Abschätzung der Längsgeschwindigkeit;

Fig. 10 ein detaillierteres Blockdiagramm zur Erläuterung eines Verfahrens zur Bestimmung der Längsgeschwindigkeit;

Fig. 11 ein Flussdiagramm zur Erläuterung eines Verfahrens zur Ermittlung der Längsgeschwindigkeit eines Fahrzeugs; und

Fig. 12A-C ein Fahrzeug ohne Stabilitätssteuerung (**Fig. 12A**), ein Fahrzeug mit herkömmlicher Stabilitätssteuerung (**Fig. 12B**) bzw. ein Fahrzeug mit weiterentwickelter Stabilitätssteuerung gemäß der vorliegenden Erfindung (**Fig. 12C**).

[0033] Im Weiteren werden gleiche Bezugszeichen zur Kennzeichnung übereinstimmender Bauteile verwendet. Die vorliegende Erfindung wird vorzugsweise in Fahrzeugsteuerungssystemen verwendet, einschließlich (jedoch nicht beschränkt auf) eines Gierstabilitätssteuerungssystems (YSC-System), eines Rollstabilitätssteuerungssystems (RSC-System), eines Querstabilitätssteuerungssystems (LSC-System), eines integrierten Stabilitätssteuerungssystems (ISCS-System) oder eines Gesamtfahrzeugsteuerungssystems zur Erzielung von Kraftstoffersparnis, Sicherheits- und anderer Fahrzeugeigenschaften. Das System wird auch unter Bezugnahme auf ein integriertes Sensorsystem ISS beschrieben, welches eine zentralisierte Bewegungssensorgruppe, beispielsweise eine Trägheitsmessungseinheit IMU (IMU = „inertial measurement unit“) und andere verfügbare, jedoch dezentralisierte Sensoren, verwendet. Obwohl ein zentralisierter Bewegungssensor wie beispielsweise eine IMU verwendet wird, sind die hier beschriebenen Verfahren in einfacher Weise auf die Verwendung anderer diskreter Sensoren übertragbar.

[0034] In **Fig. 1** ist ein Kraftfahrzeug 10 mit einer Fahrzeugdynamiksteuerung oder einem aktiven Sicherheitssystem gemäß der vorliegenden Erfindung zusammen mit darauf wirkenden Kräften und Drehmomenten während eines stabilen Fahrzeugdynamikzustandes dargestellt. Das Fahrzeug 10 besitzt ein rechtes Vorderrad bzw. einen rechten Vorderreifen (FR) 12A, ein linkes Vorderrad (FL) 12B, ein rechtes Hinterrad (RR) 13A und ein linkes Hinterrad (RL) 13B. Das Fahrzeug 10 kann auch eine Anzahl unterschiedlicher Typen von Vorderradlenksystemen 14A und Hinterradlenksystemen 14B aufweisen, einschließlich eines Systems mit jeweils mit steuerbarem Aktuator versehenen Vorder- und Hinterrädern, eines herkömmlichen Systems mit gemeinsam gesteuerten Vorderrädern oder gemeinsam gesteuerten Hinterrädern, eines Systems mit herkömmlicher Vorderradlenkung und unabhängig steuerbarer Hinterradlenkung für jedes der Räder oder umgekehrt. Das Fahrzeug hat ein Gewicht, welches am Schwerpunkt des Fahrzeugs durch $M \cdot g$ gegeben ist, wobei $g \approx 9.8 \text{ m/s}^2$ und wobei M die Gesamtmasse des Fahrzeugs bezeichnet.

[0035] Wie bereits erwähnt kann das System auch in Verbindung mit anderen Fahrzeugdynamiksteuerungen wie beispielsweise Fahr- und Handlingsteuerungssystemen verwendet werden, einschließlich Systemen mit aktiver/semi-aktiver Aufhängung, eines Stabilisators zur Verringerung der Rollneigung oder anderen Sicherheitssystemen wie beispielsweise Airbags oder passiven Sicherheitssystemen, welche bei Erfassung vorbestimmter Dynamikzustände des Fahrzeugs entfaltet bzw. aktiviert werden.

[0036] Eine ISS-Einheit 16 ist an eine ISCS-Einheit 18 gekuppelt. Die ISS-Einheit 16 kann unterschiedliche Sensoren aufweisen, wie im Weiteren noch näher beschrieben wird. Die Sensoren können auch von der ISCS-Einheit 18 zu diversen Bestimmungen eingesetzt werden, beispielsweise für die Erfassung eines Radabhebeereignisses wie etwa bei einem bevorstehenden Überschlag, die Bestimmung diverser Kräfte einschließlich der an den Rädern wirkenden Normalkräfte, die Bestimmung der Höhe und Position einer Masse, die Bestimmung der Instabilitätstendenz der Instabilitätsdynamik wie etwa bei einer instabilen Roll- oder Gier-

bewegung, die Bestimmung der Absicht des Fahrers, die Bestimmung von Feedforward-Steuerungsbefehlen zum Betreiben der Aktuatoren, die Bestimmung von Feedback-Steuerungsbefehlen für gewünschte Funktionen u. dgl.. Raddrehzahlsensoren 20 sind an jeder Ecke des Fahrzeugs angebracht und erzeugen für die Drehzahl des jeweiligen Rades charakteristische Signale, wobei diese Drehzahlen mit w_1, w_2, w_3, w_4 oder w_{sfl} für das linke Vorderrad, w_{srf} für das rechte Vorderrad, w_{sir} für das linke Hinterrad und w_{srr} für das rechte Hinterrad bezeichnet werden. Die übrigen in der ISS-Einheit 16 verwendeten Sensoren können andere dezentralisierte Sensoren und einen zentralisierten Bewegungssensor wie beispielsweise eine IMU- oder eine RSC-Sensorgruppe aufweisen, die direkt an einer feststehenden Oberfläche der Fahrzeugkarosserie, wie beispielsweise dem Fahrzeugboden oder dem Fahrgestellrahmen, angebracht sein können. Die zentralisierte Sensorgruppe kann die Bewegungsvariablen entlang der fahrzeugeigenen Längs-, Quer- oder Vertikalrichtung nicht unmittelbar messen, sondern lediglich Bewegungsvariableninformation der Fahrzeugkarosserie am Orte des Sensors und entlang der lokalen Richtungen des Sensors liefern.

[0037] In bekannter Weise wird ein aus Vektoren b_1, b_2 und b_3 gebildetes Koordinatensystem als Karosserie-Koordinatensystem bezeichnet, dessen Ursprung im Schwerpunkt der Fahrzeugkarosserie liegt, wobei b_1 in x-Richtung nach vorne, b_2 seitlich in y-Richtung (nach links) und b_3 in z-Richtung nach oben zeigen. Die Winkelgeschwindigkeiten der Fahrzeugkarosserie um die betreffenden Achsen sind für die Rollrate mit ω_{bx} , für die Nickrate mit ω_{by} und für die Gierrate mit ω_{bz} bezeichnet. Berechnungen können in einem Inertial-Koordinatensystem 24 erfolgen, welches von dem Karosserie-Koordinatensystem wie weiter unten beschrieben abgeleitet werden kann. Die Längsbeschleunigung der Fahrzeugkarosserie ist mit a_{bx} bezeichnet. Die Querschleunigung der Fahrzeugkarosserie ist mit a_{by} bezeichnet. Die Vertikalbeschleunigung der Fahrzeugkarosserie ist mit a_{bz} bezeichnet.

[0038] Wie zuvor beschrieben kann der zentralisierte Bewegungssensor Ausrichtungen aufweisen, welche sich von den fahrzeugkarosseriefesten Richtungen unterscheiden. Eine solche zentralisierte Sensorgruppe kann an einer spezifischen Position der Fahrzeugkarosserie angebracht sein. Ein fest mit der Sensorgruppe verbundenes Koordinatensystem $s_1s_2s_3$ ist Sensor-Koordinatensystem bezeichnet. Die Richtungsvektoren des Sensor-Koordinatensystems sind mit s_1, s_2 und s_3 bezeichnet, welche in Richtung der x-, y- bzw. z-Achse des Sensor-Koordinatensystems zeigen. Es ist zu beachten, dass das Sensor-Koordinatensystem nicht notwendigerweise mit dem fahrzeugkarosseriefesten Koordinatensystem $b_1b_2b_3$ übereinstimmt. Einer der Gründe hierfür besteht darin, dass in der Produktionsumgebung Fehler bei der Sensorbefestigung möglich sind. Aus praktischen Gründen kann eine zentralisierte Sensorgruppe wie beispielsweise ein IMU-System nicht an dem gleichen Ort befestigt werden, welcher für Berechnungszwecke von Interesse ist, wie beispielsweise dem Fahrzeugschwerpunkt oder der Hinterachse der Fahrzeugkarosserie. Es versteht sich jedoch, dass ein IMU-Sensor genügend Information erfasst, dass die Ausgabesignale des IMU-Sensors numerisch in die Bewegungsvariablen an einer beliebigen Position an der Fahrzeugkarosserie übersetzt werden können. Die sechs Ausgangssignale des IMU-Sensors bezogen auf das Sensor-Koordinatensystem sind als ω_{sx} für die Rollrate der Sensorgruppe, ω_{sy} für die Nickrate, ω_{sz} für die Gierrate, a_{sx} für die Längsbeschleunigung, a_{sy} für die Querschleunigung und a_{sz} für die Vertikalbeschleunigung bezeichnet.

[0039] Ein weiteres in der nachfolgenden Diskussion verwendetes Koordinatensystem ist das Fahrbewegungskoordinatensystem, welches in **Fig. 1** dargestellt ist. Das Fahrbewegungskoordinatensystem $r_1r_2r_3$ ist fix auf die befahrene Fahrbahnoberfläche bezogen, wobei die r_3 -Achse entlang der mittleren senkrechten Richtung - bezogen auf eine als Fahrbewegungsebene bezeichnete Ebene - verläuft. Die Fahrbewegungsebene ist eine flache Ebene, welche im Mittel als Darstellung der vier Reifen/Rad-Kontaktfelder dient und gewöhnlich eine fiktive Ebene darstellt. Wenn die Fahrbahnoberfläche perfekt eben ist, stimmt sie mit der Fahrbewegungsebene überein. Unter der Annahme, dass die vier vertikalen Koordinaten der Zentren der Kontaktfelder in Bezug auf das Inertial-System oder den Meeresspiegel mit z_0 für die vordere linke Ecke, z_1 für die vordere rechte Ecke, z_2 für die hintere linke Ecke und z_3 für die hintere rechte Ecke bezeichnet sind, kann die mittlere Fahrbewegungsebene für das fortbewegte Fahrzeug einen Querneigungswinkel („bank angle“) besitzen, welcher berechnet wird als

$$\text{mittlerer Fahrbahn – Querneigungswinkel} = \frac{1}{4} \left(\frac{z_0 - z_1}{t_f} + \frac{z_2 - z_3}{t_r} \right) \quad (1)$$

wobei t_f und t_r die Halbspur der Vorder- bzw. der Hinterachse bezeichnen und wobei der mittlere Neigungswinkel („inclination angle“, „slope angle“) berechnet wird als

$$\text{mittlerer Fahrbahn-Neigungswinkel} = \frac{1}{2} \left(\frac{z_2 - z_0}{b} + \frac{z_3 - z_1}{b} \right) \quad (2)$$

wobei b den Radstand des Fahrzeugs bezeichnet.

[0040] Es ist zu beachten, dass die Fahrbewegungsebene sich mit der Fahrzeugkarosserie bewegt und eine Gierbewegung durchführt, jedoch keine Roll- und Nickbewegung mit der Fahrzeugkarosserie. Das Fahrbewegungs-Koordinatensystem ist das rechtshändige, orthogonale Achsensystem $r_1r_2r_3$, in welchem die die r_1 -Achse und die r_2 -Achse enthaltende Ebene mit der mittleren Fahrbahnbewegungsebene zusammenfällt. Dies bedeutet, dass die r_1 -Achse die Projektion der Längsachse der Fahrzeugkarosserie auf die mittlere Fahrbahnbewegungsebene ist, die r_2 -Achse die Projektion der Querachse der Fahrzeugkarosserie auf die mittlere Fahrbahnbewegungsebene ist, und die r_3 -Achse nach oben zeigt und mit der zur mittleren Fahrbahnbewegungsebene senkrechten Richtung (d.h. der Normalrichtung) zusammenfällt. Es ist zu beachten, dass das Fahrbewegungskoordinatensystem mit einem ISO-8855-Zwischenachsensystem zusammenfällt, wenn das Fahrzeug e-benerdig fährt. Auf einer dreidimensionalen Fahrbahn gibt es keine in ISO-8855 definierte Entsprechung.

[0041] In Fig. 2 ist die ISCS-Einheit 18 detaillierter dargestellt und weist eine ISS-Einheit 26, welche zum Informationsempfang von einer Anzahl von Sensoren verwendet wird, einschließlich eines Gierratensensors 28, eines Drehzahlsensors 20, eines Querschleunigungssensors 32, eines Vertikalbeschleunigungssensors 33, eines Rollwinkelratensensors (auch: Wankwinkelsensor) 34, eines Lenkradsensors 35 (bezogen auf das Lenkrad innerhalb des Fahrzeugs), eines Längsbeschleunigungssensors 36, eines Nickratensensors 37, eines Lenkwinkelpositionssensors 38 (der Räder oder Aktuatoren, bezogen auf den Winkel der gelenkten Räder) und eines Aufhängungspositions- (Höhen-) Sensors 40 auf. Selbstverständlich können diverse Kombinationen und Sub-Kombinationen der Sensoren verwendet werden.

[0042] Die Sensorgruppe 16 kann in einem einzigen Gehäuse 43 angeordnet sein und weist einen ein Rollratensignal erzeugenden Rollratensensor 34, einen ein Nickratensignal erzeugenden Nickratensensor 37, einen ein Gierratensignal erzeugenden Gierratensensor 38, einen ein Längsbeschleunigungssignal erzeugenden Längsbeschleunigungssensor 36, einen ein Querschleunigungssignal erzeugenden Querschleunigungssensor 32 und einen ein Vertikalbeschleunigungssignal erzeugenden Vertikalbeschleunigungssensor 33 auf.

[0043] In einer typischen Raumfahrtanwendung wird ein zentralisierter Bewegungssensor wie beispielsweise ein IMU-System immer in Verbindung mit GPS-Signalen (GPS = „global positioning system“) verwendet. Kürzlich ist ein solcher Ansatz auch in Kraftfahrzeuganwendungen realisiert worden, wie es beispielsweise in der Veröffentlichung „Integrating INS sensors with GPS velocity measurements for continuous estimation of vehicle sideslip and tire cornering stiffness“ von D. M. Bevy, R. Sheridan und J. C. Gerdes in „Proceedings of the 2001 American Control Conference“ beschrieben ist. Bei der vorliegenden Erfindung ist ein GPS-System nicht erforderlich.

[0044] Basierend auf den Eingaben der Sensoren kann die ISS-Einheit 26 Informationen an die ISCS-Einheit 44 weitergeben, welche weitere Aktionen der verfügbaren Aktuatoren veranlasst. Je nach der gewünschten Empfindlichkeit des Systems und diversen anderen Faktoren müssen in einer kommerziellen Anwendung nicht sämtliche Sensoren verwendet werden. Die ISCS-Einheit 44 kann einen Airbag 45 oder einen Lenkaktor 46A-46D an einem oder mehreren der Räder 12A, 12B, 13A, 13B des Fahrzeugs steuern. Ebenso können andere Fahrzeugsubsysteme wie beispielsweise eine Aufhängungssteuerung 48 zu Fahrt-, Handhabungs- und Stabilitätszwecken verwendet werden.

[0045] Der Rollwinkelratensensor 34 und der Nickratensensor 37 können durch Sensoren ersetzt werden, welche die Höhe von einem oder mehreren Punkten an dem Fahrzeug relativ zu der Fahrbahnoberfläche messen, um den Roll- oder Abhebezustand des Fahrzeuges zu erfassen. Zu diesem Zweck verwendbare Sensoren sind beispielsweise, jedoch nicht ausschließlich, ein radarbasierter Näherungssensor, ein laserbasierter Näherungssensor und ein schallbasierter Näherungssensor. Der Rollratensensor 34 kann auch durch eine Kombination von Sensoren, wie beispielsweise Näherungssensoren, ersetzt werden, um eine Rollratenbestimmung durchzuführen.

[0046] Der Rollratensensor 34 und der Nickratensensor 37 können auch durch Sensoren ersetzt werden, welche die lineare oder rotatorische relative Verschiebung oder Verschiebungsgeschwindigkeit von einer

oder mehreren Aufhängungsfahrwerkkomponenten erfassen, um den Roll- oder Abhebezustand des Fahrzeuges zu erfassen. Dies kann zusätzlich oder in Kombination mit einem Aufhängungsabstandssensor 40 geschehen. Der Aufhängungsabstandssensor 40 kann ein linearer Höhen- oder Streckensensor oder ein umlaufender Höhen- oder Streckensensor sein.

[0047] Der Gierratensensor 28, der Rollratensensor 34, der Querschleunigungssensor 32 und der Längsbeschleunigungssensor 36 können gemeinsam dazu verwendet werden, das Abheben eines einzigen Rades oder von zwei Rädern eines Fahrzeugs zu erfassen und die quantitative Information bezüglich der relativen Rollbewegung zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Fahrbahnbewegungsebene zu ermitteln, wie dies beispielsweise bei Ford in einem RSC-System entwickelt wurde. Derartige Sensoren können auch verwendet werden, um eine mit einem Radabheben verbundene senkrechte Last zu bestimmen.

[0048] Der Rollzustand, wie beispielsweise der relative Rollwinkel der Fahrzeugkarosserie bezüglich der Fahrbahnoberfläche oder bezüglich des Meeresspiegels, kann auch anhand einer oder mehrerer der nachfolgenden translatorischen oder rotatorischen Positionen, Geschwindigkeiten oder Beschleunigungen des Fahrzeugs festgestellt werden, einschließlich der Verwendung des Rollratensensors 34, des Gierratensensors 28, des Querschleunigungssensors 32, des Vertikalbeschleunigungssensors 33, eines Fahrzeuglängsbeschleunigungssensors 36, eines Sensors zur Messung der Quer- oder Vertikalgeschwindigkeit einschließlich eines radbasierten Drehzahlsensors 20, eines radarbasierten Geschwindigkeitssensors, eines schallbasierten Geschwindigkeitssensors, eines laserbasierten Geschwindigkeitssensors oder eines optischen Geschwindigkeitssensors.

[0049] Die ISS-Einheit 26 kann Erfassungsalgorithmen aufweisen, welche, ohne darauf beschränkt zu sein, beispielsweise Bestimmungen der Referenzlage und der richtungsabhängigen Referenzgeschwindigkeit, eine Bestimmung der global/relativen Lage, eine Bestimmung der richtungsabhängigen Geschwindigkeit, eine Sensorplausibilitätsüberprüfung, eine Sensorsignalkonditionierung, eine Bestimmung von Fahrbahnparametern und eine Überwachung abnormaler Zustände durchführen.

[0050] Die ISS-Einheit 26 weist diverse Steuerungseinheiten auf, welche die vorstehend erwähnten Erfassungsalgorithmen steuert. Genauer können diese Steuerungseinheiten beinhalten: eine Referenzsignaleinheit 70 (Referenzsignalgenerator, RSG), welche eine Lagereferenzberechnung und eine Geschwindigkeitsreferenzberechnung durchführt, eine Fahrbahnprofileinheit 72 (Fahrbahnprofilbestimmungseinheit, RPD), eine Lageeinheit oder Einheit zur Bestimmung der relativen Lage 74 (RAD), eine Gesamtlage-Einheit 76 (Einheit zur Bestimmung der globalen Lage, GAD) und eine Einheit 78 zur Bestimmung der richtungsabhängigen Geschwindigkeit (DVD), eine Sensorplausibilitätseinheit 80 (Sensorplausibilitätsüberprüfungseinheit, SPC), eine Einheit 82 zur Überwachung ungewöhnlicher bzw. abnormaler Zustände (ASM), eine Sensorsignalkompensationseinheit 84 (SSC), eine Abschätzeinheit 86 zur Kraft- und Drehmomentabschätzung (FATE), eine Einheit 88 zur Kopplung der Fahrzeugkarosserie an ein feststehendes Referenz-Koordinatensystem (B2R), eine Einheit 90 zur Ermittlung der normalen bzw. senkrechten Last (NLD), eine Einheit 92 zur Bestimmung von Fahrzeugparametern (VPD), ein Vierradantriebsreferenzmodell 94 und eine Schwimmwinkelberechnungseinheit 96. Die von einer beliebigen der vorstehend genannten Einheiten erzeugten Signale beziehen sich auf die Vorhersage von Fahrzeugbetriebszustandssignalen.

[0051] Die ISCS-Einheit 44 kann die Position des Aktuators 46A am rechten Vorderrad, des Aktuators 46B am linken Vorderrad, des Aktuators 46C am linken Hinterrad und des Aktuators 46D am rechten Hinterrad steuern. Ferner können zwei oder mehr der Aktuatoren gleichzeitig gesteuert werden. Beispielsweise können bei einer Zahnstangenlenkung die zwei an die Zahnstange gekoppelten Räder gleichzeitig gesteuert werden. Basierend auf den Eingaben von den Sensoren 28 bis 43B bestimmt der Controller 26 einen Rollzustand und/oder einen Radabhebezustand und steuert die Lenk- und/oder Bremsposition der Räder.

[0052] Die ISCS-Einheit 44 kann an einen Bremscontroller 60 gekoppelt sein. Der Bremscontroller 60 steuert das Ausmaß des Bremsmoments an einer rechten vorderen Bremse 62a, einer linken vorderen Bremse 62b, einer linken hinteren Bremse 62c und einer rechten hinteren Bremse 62d. Die durch die ISCS-Einheit 44 ausgeführten Funktionen können eine RSC-Funktion 110, eine YSC-Funktion 66 und eine LSC-Funktion 69 beinhalten. Die übrigen funktionalen Einheiten wie beispielsweise eine Antiblockierbremssystem-(ABS)-Einheit 64 und eine Traktionssteuerungssystem-(TCS)-Einheit 65 können durch Bremskraftversorgungseinheiten bereitgestellt werden und werden üblicherweise mittels Signalen gesteuert, welche von dem Erfassungs- und Steuerungsmodul der Versorgungseinheiten berechnet werden (wobei dieses Modul die gleichen Sensoren oder einen Teil der Sensoren, wie sie gemäß der vorliegenden Erfindung eingesetzt werden, verwenden

kann). Diese Funktionen können mittels Verwendung der in der ISS-Einheit berechneten Signale verbessert werden.

[0053] Der Drehzahlsensor 20 kann ein beliebiger unter einer Vielzahl von im Stand der Technik bekannten Drehzahlsensoren sein. Beispielsweise kann ein geeigneter Drehzahlsensor einen Sensor an jedem Rad aufweisen, wobei eine Mittelung durch die ISS-Einheit 26 durchgeführt wird. Die in der ISS-Einheit verwendeten Algorithmen können die Raddrehzahlen in die Streckengeschwindigkeit des Fahrzeugs übersetzen. Die Gierate, der Lenkwinkel, die Raddrehzahl und möglicherweise auch ein Schätzwert für den Schräglaufwinkel an jedem Rad können in die Schwerpunktsgeschwindigkeit des Fahrzeugs zurückübersetzt werden. Diverse andere Algorithmen sind im Stand der Technik bekannt. Die Drehzahl kann auch von einem Getriebesensor ermittelt werden. Wenn beispielsweise die Drehzahl bestimmt wird, während das Fahrzeug beschleunigt oder bei Fahrt um eine Ecke bremst, können infolge dieses Fehlers die niedrigste und die höchste Raddrehzahl nicht verwendet werden. Ein Getriebesensor kann auch anstelle der Verwendung von Raddrehzahlsensoren eingesetzt werden, um die Fahrzeuggeschwindigkeit zu bestimmen.

[0054] Obwohl die obigen Ausführungen allgemein für Stabilitätssteuerungen gültig sind, werden nachfolgend einige spezifische Überlegungen für die Verwendung in einem RSC-System angegeben. Der Rollzustand eines Fahrzeugs während eines bevorstehenden Überschlags kann charakterisiert werden durch den relativen Rollwinkel zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Radachse und dem Radabhebewinkel (zwischen der Radachse und der gemittelten Fahrbahnoberfläche). Sowohl der relative Rollwinkel als auch der Radabhebewinkel können in einem Modul zur Abschätzung des relativen Rollwinkels (RAD) 74 berechnet werden, wobei die Rollrate, die Signale des Querbeschleunigungssensors und andere in der ISS-Einheit verwendete, verfügbare Sensorsignale verwendet werden. Wenn sowohl der relative Rollwinkel als auch der Radabhebewinkel groß genug sind, kann das Fahrzeug sich in einem Zustand mit einem abgehobenen Rad oder mit zwei abgehobenen Rädern befinden. Wenn andererseits die Größe beider Winkel gering genug ist, befinden sich höchstwahrscheinlich alle Räder in Bodenkontakt, so dass kein Überschlag des Fahrzeuges stattfindet. Falls beide Winkel nicht klein sind und ein Zustand mit zwei abgehobenen Rädern nachgewiesen oder erfasst wird, dann wird die Summe der beiden Winkel zur Berechnung von Feedback-Befehlen für die gewünschten Aktuatoren verwendet, um einen Schutz gegen Überschlag zu erzielen. Die zu diesem Zweck verwendeten Variablen können in der ISS-Einheit enthalten sein.

[0055] Die Rollinformation eines Fahrzeugs während eines bevorstehenden Überschlags kann charakterisiert werden durch einen rollradiusbasierten Radabheberollwinkel, welcher den Winkel zwischen der Radachse und der gemittelten Fahrbahnoberfläche durch die dynamischen Rollradien des linken und des rechten Rades erfasst, wenn beide Räder sich in Bodenkontakt befinden. Da die Berechnung des Rollradius die Raddrehzahl und die Lineargeschwindigkeit des Rades betrifft, wird ein solcher rollradiusbasierter Radabhebewinkel abnormale Werte annehmen, wenn ausgeprägte Radschlupfeffekte auftreten. Dies ist der Fall, wenn ein Rad abhebt und dann Drehmoment an das Rad angelegt wird. Daher kann sich dann, wenn der rollradiusbasierte Radabhebewinkel rapide zunimmt, das Fahrzeug in einem Zustand mit abgehobenen Rädern befinden. Eine geringe Größe dieses Winkels weist darauf hin, dass sich alle Räder in Bodenkontakt befinden. Die zu diesem Zweck verwendeten Variablen können in der ISS-Einheit enthalten sein.

[0056] Der Rollzustand des Fahrzeugs während eines bevorstehenden Überschlags kann direkt aus dem Radlängsschlupf abgelesen werden. Wenn während eines normalen Brems- oder Antriebsdrehmoments die Räder an einer Seite des Fahrzeugs einen zunehmenden Schlupf erfahren, verlieren die Räder dieser Seite an Längsdrehmoment. Dies impliziert, dass die Räder entweder auf einer Fahrbahnoberfläche mit niedrigem Haftreibungskoeffizienten (μ -Wert) gefahren werden oder abgehoben sind. Der Zustand mit niedrigem μ -Wert und der Zustand mit abgehobenem Rad können basierend auf der Fahrwerksrollwinkelberechnung weiter unterschieden werden, da bei einer Fahrbahnoberfläche mit niedrigem μ -Wert der Fahrwerksrollwinkel für gewöhnlich sehr gering ist. Die zu diesem Zweck verwendeten Variablen können in der ISS-Einheit verwendet werden.

[0057] Der Rollzustand des Fahrzeugs bei einem bevorstehenden Überschlag kann durch die auf jedes der Räder in vertikaler Richtung wirkende Belastung charakterisiert werden. Theoretisch befindet sich dann, wenn die in vertikaler Richtung wirkende Belastung an einem Rad auf Null abnimmt, das Rad nicht mehr länger in Kontakt mit der Fahrbahnoberfläche. In diesem Falle steht ein möglicher Überschlag bevor. Ein hoher Wert der Belastung weist daraufhin, dass sich das Fahrzeug in Bodenkontakt befindet. Die in vertikaler Richtung wirkende Belastung (Normallast) ist eine Funktion der berechneten Fahrwerksrollbewegung und der Nickwinkel. Die zu diesem Zweck verwendeten Variablen können in der ISS-Einheit enthalten sein.

[0058] Der Rollzustand eines Fahrzeugs bei einem bevorstehenden Überschlag kann dadurch identifiziert werden, dass die aktuellen, auf die Räder wirkenden Drehmomente sowie die Drehmomente, welche für eine Bodenhaftung der Räder auszuüben sind, überprüft werden. Die aktuellen Drehmomente können über das Drehmomentgleichgewicht für jedes Rad unter Verwendung der Radbeschleunigung, des Antriebsdrehmoments und des Bremsdrehmoments erhalten werden. Wenn sich das Rad in Kontakt mit der Fahrbahnoberfläche befindet, muss das berechnete aktuelle Drehmoment wenigstens so groß sein wie die aus den nichtlinearen Drehmomenten für die Normallast und den Längsschlupf an jedem Rad berechneten Werte. Die zu diesem Zweck verwendeten Variablen können in der ISS-Einheit enthalten sein.

[0059] Der Rollzustand eines Fahrzeugs bei einem bevorstehenden Überschlag kann über den Fahrwerksrollwinkel selbst charakterisiert werden, d.h. über den relativen Rollwinkel zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Radachse. Wenn dieser Fahrwerksrollwinkel rapide ansteigt, kann sich das Fahrzeug an der Grenze zur Radabhebung oder zum Überschlag befinden. Ein geringer Wert dieses Winkels zeigt an, dass die Räder nicht abheben bzw. sich alle in Bodenkontakt befinden. Daher ist eine exakte Bestimmung des Fahrwerksrollwinkels günstig für die Bestimmung, ob sich das Fahrzeug in einem Überschlagszustand befindet, wobei die entsprechende Berechnung in der RAD-Einheit der ISS-Einheit durchgeführt wird.

[0060] Der Rollzustand eines Fahrzeugs bei einem bevorstehenden Überschlag kann auch über den Rollwinkel zwischen der Radachse und der gemittelten Fahrbahnoberfläche charakterisiert werden, wobei dieser Winkel auch als WDA (WDA = „wheel departure angle“) bezeichnet wird. Wenn der Wert des Rollwinkels rapide zunimmt, weist das Fahrzeug eines oder mehrere abgehobene Räder auf, und es ist ein aggressiver Steuerungsvorgang erforderlich, um einen Überschlag des Fahrzeugs zu verhindern. Ein geringer Wert dieses Winkels zeigt an, dass die Räder nicht abgehoben sind. Die zu diesem Zweck verwendeten Variablen können in der ISS-Einheit enthalten sein.

[0061] Die ISCS-Einheit 18 kann eine Steuerungsfunktionslogik und eine Steuerungsfunktionsprioritätslogik beinhalten. Gemäß der Darstellung befindet sich die Logik innerhalb der ISCS-Einheit 44, kann jedoch auch ein Teil der ISS-Einheit 26 und/oder des Bremscontrollers 60 sein.

[0062] In **Fig. 3** ist die Beziehung der diversen Winkel des Fahrzeugs 10 (welches in Stirnansicht dargestellt ist) relativ zur Fahrbahnoberfläche 11 dargestellt. Im Weiteren ist ein Referenz-Fahrbahnquemeigungswinkel θ_{bank} , relativ zu einem auf der Fahrbahn befindlichen Fahrzeug 10, dargestellt. Das Fahrzeug besitzt eine Fahrzeugkarosserie 10a und eine Radachse 10b. Der Radabhebungswinkel („wheel departure angle“) θ_{wda} ist der Winkel zwischen der Radachse und der Fahrbahn. Der relative Rollwinkel (oder auch Wankwinkel) θ_{xr} ist der Winkel zwischen der Radachse 10b und der Fahrzeugkarosserie 10a. Ein Gesamt-Rollwinkel θ_x ist der Winkel zwischen der horizontalen Ebene (z.B. auf Meeresspiegel) und der Fahrzeugkarosserie 10a.

[0063] Ein weiterer wichtiger Winkel ist der lineare Querneigungswinkel. Der lineare Querneigungswinkel ist ein Querneigungswinkel, welcher vergleichsweise häufig (z.B. in jeder Schleife) berechnet wird, indem der von einer linearen Rolldynamik eines Fahrzeugs erzeugte relative Rollwinkel (siehe US 6 556 908 B1 deren Inhalt hiermit zum Gegenstand der vorliegenden Offenbarung gemacht wird), von dem berechneten globalen Rollwinkel (siehe US 6 631 317 B2 deren Inhalt hiermit zum Gegenstand der vorliegenden Offenbarung gemacht wird) subtrahiert wird. Wenn sich sämtliche dieser Parameter langsam ohne Drifts, Fehler od. dgl. ändern, sind der lineare Querneigungswinkel und der Referenzfahrbahnneigungswinkel äquivalent.

[0064] Bei einem eine Rollbewegung des Fahrzeugs auslösenden Ereignis ist die Fahrzeugkarosserie einem Rollmoment infolge der Kopplung der lateralen Reifenkraft und der auf den Schwerpunkt der Fahrzeugkarosserie ausgeübten Querbeschleunigung ausgesetzt. Dieses Rollmoment bewirkt eine Aufhängungshöhenvariation, welche wiederum zu einem relativen Fahrzeugrollwinkel (auch als Fahrwerksrollwinkel oder Aufhängungsrollwinkel bezeichnet) führt. Der relative Rollwinkel wird als Eingabe für ein Aktivierungskriterium und zur Erzeugung eines Feedback-Bremsdruckbefehls für die RSC-Funktion verwendet, da er die relative Rollbewegung zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Achse erfasst. Die Summe aus einem solchen Fahrwerksrollwinkel und dem Rollwinkel zwischen Radachse und Fahrbahnoberfläche (als „Radabweichungswinkel“ bezeichnet) liefert den Rollwinkel zwischen der Fahrzeugkarosserie und der mittleren Fahrbahnoberfläche, welcher an das RSC-Modul zurückgemeldet wird.

[0065] In **Fig. 4** und **Fig. 5** ist ein Fahrzeug 10 zusammen mit diversen Parametern des Fahrzeugs dargestellt. **Fig. 4** zeigt eine Seitenansicht des Fahrzeugs 10 sowie eine vordere Aufhängung 82 und eine hintere Aufhängung 82r. Die Aufhängungen sind an die Fahrzeugkarosserie an entsprechenden Aufhängungspunkten 84f, 84r gekuppelt. Der Abstand des Aufhängungspunktes 84f zum Radmittelpunkt ist mit z_{sn} bezeichnet.

Der Abstand des Schwerpunktes CG zur vorderen Aufhängung ist mit b_f bezeichnet. Der Abstand des Schwerpunktes zum hinteren Aufhängungspunkt $84r$ ist mit b_r bezeichnet. Der vertikale Abstand zwischen dem Schwerpunkt und den Aufhängungspunkten ist mit h_f bzw. h_r bezeichnet. Ein Abschnitt der Karosserieachse b_3 und der Fahrbahnachse r_3 sind jeweils dargestellt, wobei der Winkel zwischen diesen der relative Nickwinkel θ_{yr} ist. Der Rollradius des Reifens ist mit z_w bezeichnet.

[0066] In Fig. 5 zeigt eine Draufsicht auf ein Fahrzeug. Die Quergeschwindigkeit und die Längsgeschwindigkeit des Schwerpunkts sind mit v_x bzw. v_y bezeichnet, eine Gierwinkelrate ist mit ω_z bezeichnet, ein Vorderad-Lenkwinkel ist mit δ_s bezeichnet, eine Querbeschleunigung ist mit a_y bezeichnet und eine Längsbeschleunigung ist mit a_x bezeichnet. Ebenfalls dargestellt sind die vordere Spurbreite t_f und die hinter Spurbreite t_r . Dabei sind die betreffenden Spurbreiten halb so groß wie die Spurbreiten von der Mittellinie des Schwerpunktes des Fahrzeugs bis zur Reifenmitte. Die Hinterachse $14b$ erstreckt sich zwischen den Hinterrädern $13a$ und $13b$. Diverse Berechnungen können in Bezug auf die Hinterachse $14b$ durchgeführt werden.

[0067] Gemäß Fig. 6 ist die Wechselbeziehung zwischen den diversen Einheiten in einer geregelten Fahrzeugdynamik dargestellt. Die Fahrzeugdynamik wird durch ein Modul 102 repräsentiert. Die Fahrzeugdynamik beinhaltet sowohl Winkel- als auch translatorische Bewegungen des Fahrzeugs. Die Bewegungs- und Aktuatorsensoren $28-40$ erzeugen Signale entsprechend der Fahrzeugdynamik und den Funktionen der diversen Aktuatoren. Die Ausgangssignale der Sensoren werden in eine ISS-Einheit 104 eingegeben. Die Sensorsignale und die berechneten Signale von einem System außer einer ISS-Einheit 106 (beispielsweise die von der Bremsversorgung selbst durchgeführten Bremssteuerungssignale) können in ein Sensormodul 108 eingegeben werden. Die ISS-Einheit 104 ist an die ISCS-Einheit 44 gekuppelt und kann insbesondere, jedoch ohne Beschränkung hierauf, an ein RSC-Funktionsmodul 110 und ein YSC-Funktionsmodul 66 gekuppelt sein. Eine Funktionsprioritätsanweisungseinrichtung 80 kann ebenfalls vorgesehen sein. Die Ausgangssignale des TCS-Moduls 68 und des ABS-Moduls 64 können an eine Prioritätslogikanweisungseinrichtung 114 gekuppelt sein, welche wiederum an einen Aktuatorverteilungs- und Anweisungsblock 116 gekuppelt ist. Der Aktuatorverteilungs- und Anweisungsblock 116 ist an eine Antriebsstrang-Steuerungs-ECU 118 und Bremsen 119 gekuppelt. Die Antriebsstrang-Steuerungs-ECU 118 kann an einen Verbrennungsmotor 120 und ein Getriebe 122 gekuppelt sein. Die Betätigung des Verbrennungsmotors 120 , der Bremsen 119 und des Getriebes 122 beeinflusst die Fahrzeugdynamik 102 , welche wiederum von den diversen Sensoren erfasst wird. Folglich ist bezüglich der Fahrzeugdynamik eine kontinuierliche Schleife von Erfassungs- und Steuerungsvorgängen dargestellt.

[0068] In Fig. 7 ist die Betriebsweise der ISS-Einheit 26 detaillierter dargestellt. Die diversen Berechnungen in der ISS-Einheit 26 beginnen in einem Start-Schritt 300 . In einem Schritt 302 werden Signale von den diversen Sensoren empfangen. Die Sensorelektronik liefert üblicherweise einen Hinweis auf die Qualität des von einem spezifischen Sensor ausgesandten Signals, wobei auch Information über die Umgebungstemperatur der Sensoren bereitgestellt werden kann. Es kann durch die Sensorelektronik auch ein eingebauter Selbsttest der Sensoren durchgeführt werden. Im Schritt 302 werden die Signale von den diversen Sensoren und der Sensorelektronik empfangen. In diesem Schritt 302 können auch zusätzliche Aktionen außer dem „Empfangen“ durchgeführt werden, beispielsweise werden Sensorsignale in Bezug auf elektrische Fehlfunktionen überwacht, beispielsweise auf Kommunikationsfehler, Verdrahtungsfehler und Spannungsversorgungsfehler. Die Kommunikationsfehler können auf einer defekten CAN-Hardware Vorrichtung, einer Hochfrequenzinterferenz, CAN-Bus Ausfällen, fehlenden CAN-Nachrichten von der Sensorelektronik, einer zu hohen CAN-Belastung, einer fehlerhaften CAN-Controllerkonfiguration od. dgl. beruhen. Die Verdrahtungsfehler können auf Störungen, Kurzschlüssen, elektronischen Interferenzen und Leckströmen beruhen. Die Spannungsversorgungsfehler können auf einem Kurzschluss an Masse oder auf einer falschen Spannung oder einer geringen Spannung der Spannungsversorgung beruhen. Die Sensorsignale werden auch hinsichtlich plötzlicher Änderungen oder eines Verlassens vorgegebener Bereiche überwacht. Eine plötzliche Signaländerung mit hoher Änderungsrate kann ein starkes Indiz für eine elektronische Fehlfunktion des Sensors sein.

[0069] In Schritt 304 wird die Plausibilität der Sensoren in einem Sensorplausibilitätsüberprüfungsmodul SPC (SPC = „sensor plausibility check“) ermittelt. Der Hauptaspekt des SPC-Moduls betrifft Sensordefekte, mechanische Fehler oder eine nicht plausible Betriebsweise. Beispielsweise kann ein loser Sensor bestimmte, nicht plausible Sensor(vibrations)signale liefern, welche nicht zu der Fahrzeugbewegung passen, ein Sensor kann inkorrekt am Fahrzeug montiert sein, oder die Sensorelektronik kann schrittweise degradiert sein (z.B. infolge einer Alterung elektronischer Komponenten oder der elektronischen Verdrahtung), ohne das dies durch die elektronische Überwachung ermittelt werden kann. In all diesen Fällen wird die gesamte Fahrzeugdynamik überprüft, um zu ermitteln, ob bestimmte Sensorsignale plausibel sind. Beispielsweise wird ein

Rollraten-Plausibilitätscheck durchgeführt, indem der Rollratensensorwert mit einer Rollratenabschätzung basierend auf Sensorsignalen mit Ausnahme der Rollrate, beispielsweise der Querb beschleunigung, der Gier rate, der Raddrehzahl und Lenkradsignale verglichen wird. Ein Gierratenplausibilitätscheck wird durchgeführt, indem der Wert des Gierratensensors mit einem abgeschätzten Gierratenwert basierend auf dem Lenkrad-Lenkwinkel, der Querb beschleunigung und der Raddrehzahl signale verglichen wird.

[0070] Wenn in Schritt 306 festgestellt wird, dass wenigstens ein Sensor nicht plausibel arbeitet, wird zu Schritt 308 übergegangen, in welchem eine Sensorfehler-Verarbeitungslogik betrieben wird. Die Plausibilitäts-Identifizierungssignale (sog. „fags“) werden gesetzt und in einem verfügbaren Speicher abgespeichert. Eine Berechnung auf Basis eines vereinfachten bzw. reduzierten Modells wird durchgeführt und eine partielle Funktionssteuerung wird ermittelt. Die Information von der Sensorfehler-Verarbeitungslogik wird in die ISCS-Einheit 44 über eine Signalleitung 309 eingegeben.

[0071] In einem Schritt 310 werden Sensorsignale in der Sensorsignal-Abgleicheinheit SSC abgeglichen. Die SSC-Einheit führt einen Sensor-Nullpunktoffset-Abgleich, einen Sensorsignaldrift-Abgleich (beispielsweise im Hinblick auf ein Signaldrift aufgrund einer Änderung der Umgebungstemperatur), einen Sensor-rauschsignal-Abgleich etc. durch. Ein Sensorbefestigungsfehler wie beispielsweise eine Sensorfehlausrichtung (siehe US 6 782 315 B2) kann ebenfalls in diesem Modul berechnet werden.

[0072] In einem Schritt 312 werden ungewöhnliche Betriebszustände der Fahrzeugs subsysteme in einem Überwachungsmodul ASM für ungewöhnliche Betriebszustände überwacht. Die ungewöhnlichen Zustände des Fahrzeugs können eine Reifenpanne oder einen signifikanten Druckabfall eines Reifens, eine signifikante Vorbelastung (wie beispielsweise einen voll beladenen Laderaum in einem Lastwagen oder eine schwere Dachlast in einem SUV), losgelöste Räder, extremen Verschleiß oder unausgewuchtete Räder (siehe US 6 834 222 B2) bedeuten. Wenn in einem Schritt 313 das Vorliegen eines ungewöhnlichen Zustandes festgestellt wird, kommt die Verarbeitungseinheit ungewöhnlicher Zustände in einem Schritt 314 zum Einsatz. Die Verarbeitungseinheit ungewöhnlicher Zustände beinhaltet die Bewertung der Schwere der ungewöhnlichen Zustände hinsichtlich ihres Einflusses auf die ISCS-Funktionen. Wenn die ungewöhnlichen Zustände nicht kritisch sind, werden bestimmte Kompensations- bzw. Abgleichvorgänge der betroffenen Signale ausgelöst, und die Steuerfunktion in der ISCS-Einheit wird fortgesetzt. Wenn beispielsweise die ASM-Einheit einen starken Druckabfall bei einem der Reifen feststellt (wobei der Druck jedoch noch über dem Grenzwert bei einer Reifenpanne liegt) wird der Rollradius des Rades erfasst, und die Raddrehzahl dieses Rades wird unter Verwendung des erfassten Rollradius abgeglichen. Das Gleiche gilt für große Reifenmasse, Ersatzreifen, Dachlast und Laderaumbeladung. Falls die ungewöhnlichen Zustände kritisch sind, wie beispielsweise im Falle einer Reifenpanne, wird die normale Fahrzeugfunktion, beispielsweise die ISCS-Einheit, partiell oder vollständig abgeschaltet.

[0073] Wenn in Schritt 313 keine ungewöhnlichen Zustände nachgewiesen werden, erfolgt ein Übergang zu Schritt 316, in welchem Referenzsignale berechnet werden, die in einem Referenzsignalgenerator RSG (siehe US 7 010 409 B2) verwendet werden. Es ist zu beachten, dass die in dem Referenzsignalgenerator RSG berechneten Variablen von unterschiedlichen Funktionseinheiten, wie beispielsweise SPC, GAD, DVD etc. verwendet werden können.

[0074] In Schritt 318 wird der Rollzustand der Fahrzeugkarosserie und die Nicklage bezogen auf den Meeresspiegel im GAD-Modul berechnet. Obwohl die technische Definition von Rollzustand und Nicklage des Fahrzeugs hinlänglich bekannt sind (diese Größen werden gleichzeitig gemessen, ebenso wie in der vorherigen Definition von Straßenneigung und Steigung) gab es bislang keine entsprechenden mathematischen Charakterisierungen. In mathematischer Hinsicht verwendete Euler nacheinander folgende Rotationen zur Definition des Winkelabstandes zwischen unterschiedlichen Koordinatensystemen. Wenn die Längsachse als Rollachse und die Querachse als Nickachse verwendet wird, werden die Euler-Winkel entlang dieser beiden Achsen als Roll- bzw. Nick-Euler-Winkel bezeichnet. Experimentell ähnelt die mechanische Definition (gleichzeitige Messung) der globalen Roll- und Nickwinkel der Fahrzeugkarosserie sehr den Euler-Lagepositionen (aufeinander folgende Rotationsmessung), und die Unterschiede sind vernachlässigbar. Aus diesem Grunde sind die hier definierten Roll- und Nickwinkel austauschbar mit den Euler-Winkeln.

[0075] Die Euler-Winkel der Sensorgruppe bezogen auf den Meeresspiegel können zu Roll-, Nick- und Gier-Winkelsensorsignalen über die folgenden gekoppelten Bewegungsgleichungen in Bezug gesetzt werden:

$$\begin{aligned}\dot{\theta}_{sx} &= \omega_{sx} + [\omega_{sy}\sin(\theta_{sx}) + \omega_{sz}\cos(\theta_{sx})]\tan(\theta_{sy}) \\ \dot{\theta}_{sy} &= \omega_{sy}\cos(\theta_{sx}) - \omega_{sz}\sin(\theta_{sx})\end{aligned}\quad (3)$$

[0076] Die obige Beziehung beinhaltet komplizierte nichtlineare Funktionen und weist darauf hin, dass eine einfache Integration der Rollrate nur dann eine genaue Information über die Rolllage geben kann, wenn sowohl die Nickrate als auch die Gierrate vernachlässigbar sind, was bedeutet, dass das Fahrzeug durch eine Rollbewegung dominiert wird. Der Rollwinkel und die Gierrate sind vernachlässigbar, die Nicklage ist begrenzt, und der Nickwinkel ist bei nicht-extremen Nick- und Gierraten vernachlässigbar.

[0077] In ähnlicher Weise kann eine einfache Integration der Nickrate zu einer genaueren Vorhersage des Nicklagenwinkels führen, wenn der Rollwinkel vernachlässigbar ist und die Gierrate nicht extrem hoch ist. Wenn die aus dem Sensorsystem in das Fahrzeugkarosseriesystem übertragene Beschleunigung als a_{bx} , a_{by} bezeichnet ist, die richtungsabhängige Fahrzeuggeschwindigkeit im Fahrzeugkarosseriesystem als v_{bx} , v_{by} bezeichnet ist und die Lageposition der Fahrzeugkarosserie in Bezug auf den Meeresspiegel mit θ_{bx} , θ_{by} bezeichnet ist, ist die folgende Gleichung (4) erfüllt.

$$\begin{aligned}\dot{v}_{bx} &= a_{bx} + \omega_{bz}v_{by} + g \sin \theta_{by} \\ \dot{v}_{by} &= a_{by} - \omega_{bz}v_{bx} - g \sin \theta_{bx} \cos \theta_{by}\end{aligned}\quad (4)$$

[0078] In Schritt 320 werden die relativen Lagepositionen der Fahrzeugkarosserie in Bezug auf die Achsen des Fahrzeuges oder das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem berechnet. Diese Lagepositionen können berechnet werden, wie dies in US 6 556 908 B1, US 6 684 140 B2 und US 6 631 317 B2 beschrieben ist.

[0079] In Schritt 322 werden die im Sensor-Koordinatensystem gemessenen Signale in dem B2R-Modul in Signale transformiert, welche im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem definiert sind. Wenn eine IMU-Sensorgruppe verwendet wird, ist es möglich, dass die Sensorsignale für ein anderes Koordinatensystem abgeglichen werden müssen. Beispielsweise sind die Sensorsignale entlang der Richtungen des Sensor-Koordinatensystems nicht notwendigerweise in den Richtungen des Fahrzeugkarosserie-Koordinatensystems oder in für die Steuerung wesentlichen Richtungen, wie beispielsweise den Richtungen des Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystems, ausgerichtet. Die Winkeldifferenzen zwischen unterschiedlichen Koordinatensystemen können mathematisch unter Verwendung von Euler-Transformationen und Euler-Winkeln charakterisiert werden. Die Euler-Winkel sind definiert über aufeinander folgende Rotationen um eine Achse zur Überführung eines Koordinatensystems in ein anderes Koordinatensystem. Wenn die Euler-Winkel zwischen dem Sensor-Koordinatensystem $s_1s_2s_3$ und dem Karosserie-Koordinatensystem $b_1b_2b_3$ $\Delta\theta_x$, $\Delta\theta_y$, $\Delta\theta_z$ betragen, sind die Winkelraten und Beschleunigungen der Fahrzeugkarosserie in dem karosseriefesten Koordinatensystem $b_1b_2b_3$ definiert, an der Sensorposition jedoch mittels der folgenden Matrixgleichung errechenbar

$$\begin{aligned}\begin{bmatrix} \omega_{bx} \\ \omega_{by} \\ \omega_{bz} \end{bmatrix} &= E(\Delta\theta_z, \Delta\theta_y, \Delta\theta_x) \begin{bmatrix} \omega_{sx} \\ \omega_{sy} \\ \omega_{sz} \end{bmatrix} \\ \begin{bmatrix} \alpha_{bx} \\ \alpha_{by} \\ \alpha_{bz} \end{bmatrix} &= E(\Delta\theta_z, \Delta\theta_y, \Delta\theta_x) \begin{bmatrix} \alpha_{sx} \\ \alpha_{sy} \\ \alpha_{sz} \end{bmatrix}\end{aligned}\quad (5)$$

wobei die Matrix $E(\bullet, \bullet, \bullet)$ über die folgenden drei Euler-Winkel θ_3 , θ_2 , θ_1 definiert ist.

$$E(\theta_3, \theta_2, \theta_1) = \begin{bmatrix} \cos\theta_3\cos\theta_2 & \cos\theta_3\cos\theta_2\sin\theta_1 - \sin\theta_3\cos\theta_1 & \cos\theta_3\sin\theta_2\cos\theta_1 + \sin\theta_3\sin\theta_1 \\ \sin\theta_3\cos\theta_2 & \cos\theta_3\cos\theta_1 + \sin\theta_3\sin\theta_2\sin\theta_1 & \sin\theta_3\sin\theta_2\cos\theta_1 - \cos\theta_3\sin\theta_1 \\ -\sin\theta_2 & \cos\theta_2\sin\theta_1 & \cos\theta_2\cos\theta_1 \end{bmatrix}$$

[0080] Man beachte, dass die Differenz zwischen dem Sensor-Koordinatensystem und dem Karosserie-Koordinatensystem im Wesentlichen auf Sensorbefestigungsfehler zurückzuführen ist. Die Sensorgruppenbefestigungsrichtungsfehler können durch Umwandlung der gleichzeitig gemessenen Abstände an festen Punkten der beiden Koordinatensysteme in Winkelabstände gemäß Definition in der Fahrbahnbewegungsebene erhalten werden. Mathematisch ist eine solche gleichzeitige Messung von der sequenziellen Definition

über Euler-Winkel zu unterscheiden. Die Unterschiede zwischen den beiden Messungen sind jedoch nicht signifikant. Aus diesem Grunde sind die erfindungsgemäß verwendeten Werte $\Delta\theta_x$, $\Delta\theta_y$, $\Delta\theta_z$ austauschbar mit der mechanischen Terminologie wie beispielsweise der Roll-Fehlausrichtung, der Nick-Fehlausrichtung und der Gier-Fehlausrichtung US 6 782 315 B2 offenbart ein Verfahren zur Bestimmung der Werte $\Delta\theta_x$, $\Delta\theta_y$, $\Delta\theta_z$. Wenn die Fahrzeugkarosserie-Bewegungssignale in Projektion auf das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem von Interesse sind, kann eine weitere Euler-Transformation durchgeführt werden. Wenn der mechanische Rollwinkel zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Achse θ_{xr} beträgt (welcher definiert werden kann mittels der Aufhängungshöhendifferenz zwischen der linken und der rechten Seite der Räder und welcher mit dem oben genannten Fahrwerksrollwinkel übereinstimmt, siehe US 6 556 908 B1 und US 6 684 140 B2 der mechanische Nickwinkel zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Achse θ_{yr} beträgt (welcher mittels der Aufhängungshöhendifferenzen zwischen der Vorderachse und der Hinterachse definiert werden kann und welcher mit dem Fahrwerknickwinkel übereinstimmt, siehe US 6 556 908 B1 und US 6 684 140 B2 und der mechanische Rollwinkel zwischen der Achse und dem Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem θ_{wda} beträgt (welcher nur dann ungleich Null ist, wenn ein Überschlag des Fahrzeugs bevorsteht, siehe US 2004 / 0 064 236 A1 und US 2004 / 0 162 654 A1), können die Fahrzeugkarosseriebewegungsvariablen ω_{mrfx} , ω_{mrfy} , ω_{mrfz} , α_{mrfx} , α_{mrfy} , α_{mrfz} im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem wie folgt berechnet werden:

$$\begin{bmatrix} \omega_{mrfx} \\ \omega_{mrfy} \\ \omega_{mrfz} \end{bmatrix} = E(0, \theta_{yr}, \theta_{xr} + \theta_{wda}) \begin{bmatrix} \omega_{bx} \\ \omega_{by} \\ \omega_{bz} \end{bmatrix} \quad (6)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_{mrfx} \\ \alpha_{mrfy} \\ \alpha_{mrfz} \end{bmatrix} = E(0, \theta_{yr}, \theta_{xr} + \theta_{wda}) \begin{bmatrix} \alpha_{bx} \\ \alpha_{by} \\ \alpha_{bz} \end{bmatrix}$$

[0081] Unter Verwendung der Eigenschaften der Euler-Transformation können die Werte ω_{mrfx} , ω_{mrfy} , ω_{mrfz} , α_{mrfx} , α_{mrfy} , α_{mrfz} wie folgt direkt in Bezug zu den Sensorsignalen gesetzt werden:

$$\begin{bmatrix} \omega_{mrfx} \\ \omega_{mrfy} \\ \omega_{mrfz} \end{bmatrix} = E(\Delta\theta_z, \Delta\theta_y + \theta_{yr}, \Delta\theta_x + \theta_{xr} + \theta_{wda}) \begin{bmatrix} \omega_{bx} \\ \omega_{by} \\ \omega_{bz} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$\begin{bmatrix} \alpha_{mrfx} \\ \alpha_{mrfy} \\ \alpha_{mrfz} \end{bmatrix} = E(\Delta\theta_z, \Delta\theta_y + \theta_{yr}, \Delta\theta_x + \theta_{xr} + \theta_{wda}) \begin{bmatrix} \alpha_{bx} \\ \alpha_{by} \\ \alpha_{bz} \end{bmatrix}$$

[0082] Es ist zu beachten, dass in vielen Fällen Bewegungsvariablen wie beispielsweise Beschleunigungen an anderen Orten als den Positionen der Sensoren von Interesse sind. Beispielsweise sind gemäß der Erfindung die Fahrzeugkarosseriebeschleunigungen α_{mrfax} , α_{mrfay} , α_{mrfaz} an der Fahrzeughinterachse für die Querstabilitätssteuerung von Interesse und können gemäß folgender Gleichungen weiter transformiert werden:

$$\alpha_{mrfax} = \alpha_{mrfx} + p_{xsl2ra} (\omega_{mrfy}^2 + \omega_{mrfz}^2)$$

$$\alpha_{mrfay} = \alpha_{mrfy} - p_{xsl2ra} (\dot{\omega}_{mrfz} + \omega_{mrfx} \omega_{mrfy}) \quad (8)$$

$$\alpha_{mrfaz} = \alpha_{mrfz} + p_{xsl2ra} (\dot{\omega}_{mrfy} - \omega_{mrfx} \omega_{mrfz})$$

wobei p_{xsl2ra} den Abstand zwischen dem IMU-Sensor und der Hinterachse in Längsrichtung angibt. Es wird angenommen, dass der Sensor auf der Mittellinie der Fahrzeugkarosserie positioniert ist. Wenn diese Annahme nicht zutreffend ist, sind bei der obigen Berechnung Zusatzterme hinzuzufügen.

[0083] In Schritt 324 werden die richtungsabhängigen Geschwindigkeiten des Fahrzeugs wie die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit und die Quergeschwindigkeit berechnet. Die detaillierte Beschreibung dieser Berechnungen wird weiter unten angegeben.

[0084] In Schritt 326 wird der Fahrzeug-Schwimmwinkel berechnet. Die detaillierte Beschreibung dieser Berechnung wird ebenfalls weiter unten angegeben.

[0085] In Schritt 328 werden die Quer- und Längs-Reifenkräfte und die auf die Räder ausgeübten Brems- und Antriebsdrehmomente in der FATE-Einheit berechnet, wobei die verfügbare Bewegungssensorinformation wie beispielsweise Karosseriebewegungsvariablen von den IMU-Sensoren und Raddrehzahlsensoren sowie aktuator-spezifische Information wie beispielsweise der Scheibenbremsdruck und das Motorachsenehmement verwendet werden.

[0086] In Schritt 330 wird die Normallast, welche von der Fahrbahn auf die Räder an den Radkontaktflächen ausgeübt wird, in der NLD-Einheit berechnet.

[0087] In Schritt 332 werden Betriebsparameter des Fahrzeugs wie beispielsweise der Fahrzeugrollgradient, die Fahrzeugbelastung und -masse, die Höhe des Schwerpunkts des Fahrzeugs etc. in der VPD-Einheit bestimmt.

[0088] In Schritt 334 werden Fahrbahnparameter wie beispielsweise die Fahrbahnquerneigung, Steigung, Reibungsgrad etc. in der RPD-Einheit bestimmt. Einige dieser Berechnungen sind der US 6 718 248 B2 und der US 2004 / 0 030 475 A1 zu entnehmen.

[0089] In Schritt 336 werden die Referenzwerte des Fahrers basierend auf dem Fahrer-Referenzmodell DRM (DRM = „driver reference model“) ermittelt. Eines der DRM's kann ein Zweiradmodell sein, wie es bei der Ermittlung der Fahrzeuggierratenreferenz verwendet wird, welche zur Ermittlung der Fahrerabsicht verwendet wird. Es ist zu beachten, dass die Reifenkräfte auf der Fahrbahnbewegungsebene wirken, so dass ein Fahrerreferenzsignal unter Annahme eines Reifenkraftgleichgewichts überall auf der Fahrbahnbewegungsebene gültig sein muss. Es wird davon ausgegangen, dass die gewünschten Bewegungsvariablen der Fahrzeugkarosserie am Ort des Schwerpunkts der Fahrzeugkarosserie in Projektion auf das Fahrbewegungskoordinatensystem $\alpha_{mrfgxd}, \alpha_{mrfgyd}, v_{mrfgyd}, \omega_{mrfgzd}$ für die Längsbeschleunigung, die Querbeschleunigung, die Quergeschwindigkeit und die Gierrate die nachfolgenden Gleichungen basierend auf einem Modell für ein Fahrzeug mit Allradantrieb erfüllen (hier wird nur der Fall einer Vorderradlenkung betrachtet, wobei für den Fall einer Hinterradlenkung oder einer Allradlenkung ähnliche Gleichungen erhalten werden):

$$\begin{aligned}
 I_z \dot{\omega}_{mrfgzd} &= F_{x1} l \cos(\gamma + \delta_s) - F_{x2} l \cos(\gamma - \delta_s) + (F_{x3} - F_{x4}) t_r \\
 &\quad + F_{y1} l \sin(\gamma + \delta_s) + F_{y2} l \sin(\gamma - \delta_s) - F_{yr} l_r \\
 M_t a_{mrfgxd} &= (F_{x1} + F_{x2}) \cos(\delta_s) + F_{x3} + F_{x4} - (F_{y1} + F_{y2}) \sin(\delta_s) \\
 M_t a_{mrfgyd} &= (F_{x1} + F_{x2}) \sin(\delta_s) + (F_{y1} + F_{y2}) \cos(\delta_s) + F_{yr}
 \end{aligned} \tag{9}$$

wobei $l = \sqrt{t_f^2 + l_f^2}$, $\gamma = a \tan(t_f / l_f)$, M_t die gesamte Fahrzeugmasse α_{mrfgxd} und α_{mrfgyd} die gewünschte Längs- bzw. Querbeschleunigung des Fahrzeugschwerpunktes in Projektion auf das Fahrbewegungskoordinatensystem, δ_s der Radlenkwinkel, welcher über den vom Fahrer vorgegebenen Lenkradwinkel und das bekannte Lenkübersetzungsverhältnis berechnet werden kann, F_{y1} die auf das linke Vorderrad ausgeübte Kraft, F_{y2} die auf das rechte Vorderrad ausgeübte Kraft und F_{yr} die auf die hintere Achse von der Fahrbahn ausgeübte Kraft (Summe der Querkräfte des linken hinteren Rades und des rechten hinteren Rades) bezeichnen. $F_{x1}, F_{x2}, F_{x3}, F_{x4}$ bezeichnen die vier longitudinalen Reifenkräfte an dem linken vorderen, dem rechten vorderen, dem linken hinteren bzw. dem rechten hinteren Rad. Wenn der gewünschte Schwimmwinkel der vorderen Räder α_{mrffd} und der gewünschte Schwimmwinkel der hinteren Räder α_{mrfrd} beträgt (beide sind im Fahrbewegungskoordinatensystem definiert), stehen der gewünschte Fahrzeug-schwimmwinkel, die Lenkeingangssignale und die gewünschte Gierrate miteinander wie folgt in Beziehung:

$$\begin{aligned}
 \alpha_{mrffd} &= \frac{v_{mrfgyd}}{v_{mrfgx}} + \frac{l_f \omega_{mrfgzd}}{v_{mrfgx}} - \delta_s \\
 \alpha_{mrfrd} &= \frac{v_{mrfgyd}}{v_{mrfgx}} - \frac{l_f \omega_{mrfgzd}}{v_{mrfgx}}
 \end{aligned} \tag{10}$$

[0090] Mittels der Radschwimmwinkel können die lateralen Reifenkräfte geschrieben werden als

$$\begin{aligned}
 F_{y1} &= c_1 \alpha_{mrffd} \\
 F_{y2} &= c_2 \alpha_{mrffd} \quad (11) \\
 F_{yr} &= c_r \alpha_{mrffd}
 \end{aligned}$$

wobei c_1 die Kurvensteifigkeit (d.h. den Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Gradient) des Fahrzeugs bezeichnet, wobei unter Verwendung dieser Kräfte gilt:

$$\begin{aligned}
 I_z \dot{\omega}_{mrfgzd} &= a(\delta_s, v_{mrfgx}) \omega_{mrfgzd} + b(\delta_s, v_{mrfgx}) v_{mefcgyd} + c(\delta_s) F_x \\
 M_t \dot{v}_{mefcgyd} &= e(\delta_s, v_{mrfgx}) \omega_{mrfgzd} + f(\delta_s, v_{mrfgx}) v_{mefcgyd} + g(\delta_s) F_x + h(\theta_{mrfx})
 \end{aligned} \quad (12)$$

[0091] Die oben definierte Gierrate und die gewünschte Quergeschwindigkeit müssen für ein Kräftegleichgewicht in Längsrichtung die folgende Gleichung erfüllen:

$$y(F_x, \delta_s, a_{mrfgx}) = c_f x(v_{mefcgyd}, \omega_{mrfgzd}, v_{mrfgx}, \delta_s) \quad (13)$$

wobei $c_f = c_1 + c_2$ gilt und wobei die Funktionen $y(\bullet)$ und $x(\bullet)$ wie folgt definiert sind:

$$x = \left(\frac{v_{mefcgyd}}{v_{mrfgx}} + \frac{I_f \omega_{mrfgzd}}{v_{mrfgx}} - \delta_s \right) \sin(\delta_s) \quad (14)$$

$$y = (F_{x1} + F_{x2}) \cos(\delta_s) + F_{x3} + F_{x4} - M_t \alpha_{mrfgx}$$

wobei diese Gleichung verwendet werden kann, um die mittlere Kurvensteifigkeit (d.h. den Seitenkraft-Schräglaufwinkel-Gradient) des Fahrzeugs während der gewünschten Bewegung mit dem folgenden iterativen Schema abzuschätzen:

$$c_f(k+1) = c_f(k) - \rho w(k+1) [y(k) - c_f(k) x(k)] \Delta T \quad (15)$$

wobei p die adaptive Verstärkung und ΔT die Abtastzeit der Berechnung angeben. Bei der obigen DRM-Berechnung handelt es sich bei den Eingaben um die auf das Fahrbewegungskoordinatensystem projizierte, jedoch am Schwerpunkt des Fahrzeugs berechnete Fahrzeuglängsgeschwindigkeit, die gemessene Längsbeschleunigung der Fahrzeugkarosserie in Projektion auf das Fahrbewegungskoordinatensystem am Schwerpunkt der Fahrzeugkarosserie und die Lenkradeingabe des Fahrers. Diese Variablen stehen in direkter Beziehung zu den Sensormessungen. Die Ausgangssignale sind die gewünschte Gierrate $\omega_{mrfegzd}$, die gewünschte Quergeschwindigkeit $v_{mrfcgyd}$ und die aktualisierte Reifenkurvensteifigkeit c_f .

[0092] Sämtliche zuvor berechneten Signale werden in die ISCS-Einheit 44 eingegeben, und die festgestellten oder priorisierten oder überlagerten Steuerbefehle werden daraufhin über ein mit der Bezugsziffer 342 bezeichnetes Steuersignal in die ECU oder die Hardwareelektronik verfügbarer Aktuatoren übermittelt. Die spezifischen Anwendungen, welche diese Signale verwenden, werden im Weiteren diskutiert. Das ISCS-Modul verwendet gemäß einer ersten Ausführungsform der vorliegenden Erfindung ein differenzielles Bremsen, um das Fahrzeug ungeachtet der Eingaben des Fahrers oder des Fahrbahnzustandes in einem stabilen Fahrzustand zu halten. Die Instabilität des Fahrzeugs während eines vom Fahrer ausgelösten Manövers kann in Rollrichtung (wie bei einem RSC-Ereignis), Gierrichtung (wie bei einem YSC-Ereignis), seitliche Richtung (wie bei einem LSC-Ereignis) oder in einer Kombination von RSC-, YSC- und LSC-Ereignissen vorliegen.

[0093] Im Falle von LSC-Ereignissen tritt eine Instabilität des Fahrzeugs in Querrichtung auf, wenn die Querabweichung des Fahrzeugs relativ zu dem vom Fahrer gewünschten Kurs abweicht. Zu Wendezwecken muss das Fahrzeug eine bestimmte (absolute) Abweichung in Querrichtung (insbesondere an der Vorderachse) aufweisen, welche über die Lenkeingabe des Fahrers definiert ist. Selbst wenn der Fahrer eine ausgeprägte Lenkeingabe vornimmt (was einer großen absoluten Querabweichung entspricht), kann das Fahrzeug immer noch in Querrichtung stabil sein (da die relative Querabweichung des Fahrzeugs gering sein kann). Während einer Instabilität in Querrichtung ist die Geschwindigkeit dieser relativen Querabweichung ungleich Null, wobei sie auch für eine signifikante Zeitdauer (beispielsweise für mehr als ein oder zwei Sekunden) nicht den Wert Null annimmt. Mathematisch fällt, wenn ein Fahrzeug einen Weg zurücklegt, die Gesamtgeschwindigkeit des Fahrzeugs mit der Richtung der Tangente des Weges zusammen, und das Fahr-

zeug ist in Querrichtung stabil. Wenn jedoch andererseits die Gesamtgeschwindigkeit des Fahrzeugs in Querrichtung von der Richtung der Tangente des über die Lenkeingabe des Fahrers definierten Weges abweicht, befindet sich das Fahrzeug mit hoher Wahrscheinlichkeit in einem in Querrichtung instabilen Modus. Wenn es so ist, dass das Hinterrad keinen Lenkwinkel aufweist (im Falle eines Fahrzeugs mit Vorderadlenkung), muss dann, wenn die Mitte der Hinterachse einen Weg zurücklegt, die Gesamtgeschwindigkeit entlang der Längsrichtung des Fahrbewegungskoordinatensystems ausgerichtet sein. Aus diesem Grunde werden der Winkel zwischen der Gesamtgeschwindigkeit an der Mitte der Hinterachse und der Fahrzeuglängsrichtung als Maß für die Instabilität des Fahrzeugs in Querrichtung verwendet. Die hintere Position wird erfindungsgemäß als Ort zur Definition der Instabilität des Fahrzeugs in Querrichtung verwendet. Da der Weg des Fahrzeugs immer auf der Fahrbahn oder dem Fahrbewegungskoordinatensystem verläuft, ist für die Angabe der Instabilität in Querrichtung auch die Verwendung des Winkels zwischen der Gesamtgeschwindigkeit an der Hinterachse in Projektion auf das Fahrbewegungskoordinatensystem und der Längsrichtung des Fahrbewegungskoordinatensystems erforderlich. Dieser Winkel entspricht einer Variation des üblicherweise verwendeten Schwimmwinkels an der Hinterachse und wird im Folgenden als Variable β_{LSC} bezeichnet. β_{LSC} ist wie folgt definiert:

$$\beta_{LSC} = \beta_{mrfra} = \tan^{-1} \left(\frac{v_{mrf ray}}{v_{mrf rax}} \right) \quad (16)$$

Idealerweise beträgt der Sollwert von β_{LSC} Null. Zu Zwecken der praktischen Implementierung wird ein Sollwert β_{LSCd} mit einem Wert ungleich Null verwendet. Das Fehlersignal

$$\beta_{LSCe} = \beta_{LSC} - \beta_{LSCd} \quad (17)$$

wird als Feedback-Signal zur Berechnung des Steuerbefehls zur Durchführung der LSC-Steuerung verwendet. Im Folgenden werden β_{db1} und β_{db2} als Unempfindlichkeitsbereiche bei der Berechnung der Drehmomente angenommen, welche erforderlich sind, um der Instabilität des Fahrzeugs in Querrichtung entgegen zu wirken. Der proportionale Anteil des Feedback-Drehmoments M_{LSCP} kann wie folgt berechnet werden:

falls im Übersteuerungszustand

falls $\beta_{LSCe} \geq \beta_{db1}$ and $\beta_{LSCe} \leq \beta_{db2}$

$$M_{LSCP} = 0$$

sonst falls $\beta_{LSCe} < \beta_{db1}$

$$M_{LSCP} = G_{SP} (\beta_{db1} - \beta_{LSCe}) \quad (18)$$

sonst

$$M_{LSCP} = G_{SP} (\beta_{db2} - \beta_{LSCe})$$

Ende

wobei G_{SP} eine Steuerverstärkung ist, welche eine adaptive Verstärkung basierend auf der Fahrzeugdynamik sein kann. Der Übersteuerungszustand des Fahrzeugs kann auf Basis der Lenkradinformation, der Querbeschleunigungsinformation, der Gierrateninformation, der Gierfehlerinformation, der Schwimmwinkelinformation etc. bestimmt werden. Ein Beispiel eines solchen Übersteuerungszustandes kann aus dem YSC-Gierratenfehler bestimmt werden. Die variable $d\beta_{LSCe}$ ist die Ableitung von β_{LSCe} , welche direkt aus dem Wert β_{LSCe} oder aus den anderen Signalen berechnet werden kann. Die Variablen $d\beta_{db1}$ und $d\beta_{da2}$ sind die beiden Unempfindlichkeitsbereiche. Der abgeleitete Anteil des Feedback-Drehmoments M_{LSCD} kann wie folgt berechnet werden:

falls im Übersteuerungszustand

falls $d\beta_{LSCe} \geq d\beta_{db1}$ and $d\beta_{LSCe} \leq d\beta_{db2}$

$$M_{LSCD} = 0$$

sonst falls $d\beta_{LSCe} < d\beta_{db1}$

$$M_{LSCD} = G_{SD} (d\beta_{db1} - d\beta_{LSCe}) \quad (19)$$

sonst

$$M_{LSCD} = G_{SD} (d\beta_{LSCe} - d\beta_{LSCe})$$

Ende

wobei G_{SD} eine Steuerverstärkung angibt, welche eine auf der Fahrzeugdynamik basierende adaptive Verstärkung sein kann. Der Untersteuerungszustand des Fahrzeugs kann basierend auf der Lenkradinformation, der Querbeschleunigungsinformation, der Gierrateninformation, der Gierfehlerinformation, der Schwimmwinkelinformation u. dgl. ermittelt werden. Beispielsweise kann ein Untersteuerungszustand aus dem YSC-Gieratenfehler bestimmt werden. Das endgültige Feedback-Drehmoment M_{LSC} für die LSC-Steuerung kann aus dem folgenden Mischterm erhalten werden:

$$M_{LSC} = \lambda_1 M_{LSCP} + \lambda_2 M_{LSCD} \quad (20)$$

wobei die Wichtungsfaktoren λ_1, λ_2 positive Zahlen kleiner als 1 sind, welche die relative Bedeutung des proportionalen Terms und des Ableitungsterms in dem resultierenden Drehmoment gewichten. Unter bestimmten Fahrzuständen kann eine Randbedingung als $\lambda_1 + \lambda_2 = 1$ angenommen werden.

[0094] Der geforderte Wert für das YSC-Giermoment M_{YSC} kann über eine Gierratenfehler-Feedback-Steuerung erzeugt werden. Wenn $\omega_{mrfcgzd}$ die gewünschte oder Soll-Gierrate gemäß Bestimmung im DRM-Modul ist, gibt ω_{mrfz} die Gierrate der Fahrzeugkarosserie in Projektion auf das Fahrbewegungskoordinatensystem an. Der Fahrzeug-Gierratenfehler kann dann berechnet werden als

$$\omega_{mrfze} = \omega_{mrfz} - \omega_{mrfcgzd} \quad (21)$$

[0095] Wenn $\omega_{mrfx} > \omega_{rosthreshold} > 0$ gilt und das Vorzeichen des Schwimmwinkels des Fahrzeugs mit der Wenderichtung des Fahrzeugs übereinstimmt, wobei $\omega_{zashreshold}$ eine Variable zur Charakterisierung des Schwellenwerts der Fahrzeugübersteuerungscharakteristik ist, befindet sich das Fahrzeug mit hoher Wahrscheinlichkeit in einem Übersteuerungszustand, d.h. die Gierreaktion des Fahrzeugs übersteigt den aus der Lenkwinkleingabe des Fahrers ermittelten, vom Fahrer beabsichtigten Wert. Basierend hierauf kann das auf die Gierrichtung des Fahrzeugs angewandte, entgegengerichtete Drehmoment derart berechnet werden, dass die Diskrepanz zwischen der tatsächlichen Gierrate und der gewünschten Gierrate ermittelt wird:

$$\begin{aligned} & \text{falls } (\omega_{mrfze} - \omega_{zosthreshold} \geq \omega_{os} \ \& \ \& \ \alpha_{mrfay} \geq \alpha_{yos} \ \& \ \& \ \beta_{mrfra} \leq -\beta_{os} \\ & \quad \parallel (\omega_{zosthreshold} - \omega_{mrfze} \geq \omega_{os} \ \& \ \& \ \alpha_{mrfay} \leq -\alpha_{yos} \ 0 \ \& \ \& \ \beta_{mrfra} \geq \beta_{os}) \\ & \quad M_{YSC} = G_{OSYP} (\omega_{zosthreshold} - \omega_{mrfze}) + G_{OSYP} (d\omega_{zosthreshold} - \dot{\omega}_{mrfze}); \end{aligned} \quad (22)$$

sonst

$$M_{YSC} = 0$$

wobei ω_{os} den Unempfindlichkeitsbereich des Gierratenfehlers über dem Grenzwert $\omega_{zashreshold}$, α_{yos} den Unempfindlichkeitsbereich für die Querbeschleunigung und β_{os} den Unempfindlichkeitsbereich für den Schwimmwinkel an der Hinterachse bezeichnen, $d\omega_{zashreshold}$, $\dot{\omega}_{mrfze}$ die Ableitung des Schwellenwerts $\omega_{zashreshold}$ bzw. des Gierratenfehlers bezeichnen und G_{YPOS} , G_{YDOS} Feedback-Steuerungsverstärkungen bezeichnen, welche jeweils eine Funktion des Fahrzustandes sind. M_{os} ist das Steuerdrehmoment in Gierichtung, mittels dem der Gierfehler während eines Übersteuerungszustandes reguliert werden soll.

[0096] Wenn $\omega_{mrfze} < \omega_{zuthreshold} < 0$ gilt, wobei das Vorzeichen des Schwimmwinkels des Fahrzeugs mit der Wenderichtung des Fahrzeugs übereinstimmt und wobei $\omega_{zuthreshold}$ eine Variable bezeichnet, welche charakteristisch für die Grenze der Fahrzeuguntersteuerungscharakteristik ist, befindet sich das Fahrzeug mit hoher Wahrscheinlichkeit in einem Untersteuerungszustand, d.h. die Gierreaktion des Fahrzeugs liegt unter dem aus dem vom Fahrer eingegebenen Lenkwinkel bestimmten, vom Fahrer gewünschten Wert.

$$\begin{aligned} & \text{falls } (\omega_{mrfze} - \omega_{zosthreshold} \leq -\omega_{us} \ \& \ \& \ \alpha_{mrfay} \geq \alpha_{yus} \\ & \quad \parallel (\omega_{zosthreshold} - \omega_{mrfze} \leq \omega_{us} \ \& \ \& \ \alpha_{mrfay} \leq -\alpha_{yus}) \\ & \quad M_{US} = G_{YPUS} (\omega_{zosthreshold} - \omega_{mrfze}) + G_{YPUS} (d\omega_{zosthreshold} - \dot{\omega}_{mrfze}); \end{aligned} \quad (23)$$

sonst

$$M_{US} = 0$$

wobei ω_{us} den Unempfindlichkeitsbereich des Gierratenfehlers über dem Grenzwert $\omega_{zuthreshold}$, α_{yus} den Unempfindlichkeitsbereich für die Querbeschleunigung und β_{us} den Unempfindlichkeitsbereich für den

Schwimmwinkel an der Hinterachse bezeichnen, wobei $d\omega_{\text{zuthreshold}}$ die Ableitung des Grenzwertes $\omega_{\text{zastreshold}}$ bezeichnet und wobei G_{YPUS} , G_{YDUS} Feedback-Steuerungsverstärkungen bezeichnen, welche eine Funktion des Fahrzustandes sind. M_{us} gibt das Steuerungsdrehmoment in Gierrichtung an, welches den Gierfehler während eines Untersteuerungszustandes regulieren soll.

[0097] Die RSC-Steuerung ist eine Steuerung vom Übersteuerungs-Typ. Der RSC-Steuerungsbefehl kann aus dem Gierdrehmoment basierend auf dem Feedback-Signal des Fahrzeugkarosserie-Fahrbahn-Rollwinkels berechnet werden. Dieses Drehmoment kann als M_{RSC} bezeichnet werden.

[0098] Bei anderen Funktionen werden andere Berechnungen zur Anforderung der in Gierrichtung des Fahrzeugs ausgeübten Steuerdrehmomente mittels differenziellem Bremsen angewandt. Diese Steuerdrehmomente regeln unterschiedliche Fehlersignale, wie beispielsweise den Schwimmwinkel an der Hinterachse des Fahrzeugs in Projektion auf die Fahrbahnbewegungsebene (für LSC), den Gierfehler des Fahrzeugs in zur Fahrbahnbewegungsebene senkrechter Richtung (für YSC) und den relativen Rollwinkel zwischen der Fahrzeugkarosserie und der Fahrbahnbewegungsebene (für RSC). Es besteht ein Bedarf zur Feststellung oder Priorisierung oder Integration dieser unterschiedlichen Berechnungen, um ein optimiertes integriertes Stabilitätssteuerungsverhalten zu erzielen. Bei einer Untersteuerungs-Steuerung gibt es nur eine Steuerungsfunktion (Untersteuerungs-Steuerung in YSC), so dass eine Integration nicht erforderlich ist. Bei einer Übersteuerungs-Steuerung ist jedoch eine solche Integration erforderlich. Wenn M_{os} und M_{us} als letztendlich festgestelltes Übersteuerungs-Steuerungsdrehmoment und Untersteuerungs-Steuerungsdrehmoment definiert sind, kann ein Integrationsschema wie folgt zusammengefasst werden, wobei die Gewichtungsfaktoren γ_1 , γ_2 und γ_3 positive Zahlen kleiner als 1 sind und die relative Bedeutung der drei Feedback-Drehmomente zueinander gewichten:

$$\begin{aligned}
& \text{wenn} (M_{RSC} > 0 \ \& \ M_{LSC} > 0 \ \& \ M_{YSC} > 0 \parallel M_{RSC} < 0 \ \& \ M_{LSC} < 0 \ \& \ M_{YSC} < 0) \\
& \{ \\
& \quad M_{OS} = \gamma_1 M_{RSC} + \gamma_2 M_{LSC} + \gamma_3 M_{YSC}; M_{US} = 0; \\
& \} \\
& \text{sonst wenn} (|M_{RSC}| > p_{rscth} \ \& \ |M_{LSC}| < p_{lscth} \ \& \ |M_{YSC}| < p_{yscth}) \\
& \{ \\
& \quad M_{OS} = M_{RSC}; M_{US} = 0; \\
& \} \\
& \text{sonst wenn} (|M_{RSC}| < p_{rscth} \ \& \ |M_{LSC}| > p_{lscth} \ \& \ |M_{YSC}| < p_{yscth}) \\
& \{ \\
& \quad M_{OS} = M_{LSC}; M_{US} = 0; \\
& \} \\
& \text{sonst wenn} (|M_{RSC}| < p_{rscth} \ \& \ |M_{LSC}| < p_{lscth} \ \& \ |M_{YSC}| > p_{yscth}) \\
& \{ \\
& \quad M_{OS} = M_{YSC}; M_{US} = 0; \\
& \} \\
& \text{sonst wenn} (|M_{RSC}| > p_{rscth} \ \& \ |M_{LSC}| > p_{lscth} \ \& \ |M_{YSC}| < p_{yscth}) \tag{24} \\
& \{ \\
& \quad [M_{OS}, i] = \max(|M_{YSC}|, |M_{LSC}|); M_{OS} = M_{OS} \text{sign}(M_i); M_{US} = 0; \\
& \} \\
& \text{sonst wenn} (|M_{RSC}| > p_{rscth} \ \& \ |M_{LSC}| < p_{lscth} \ \& \ |M_{YSC}| > p_{yscth}) \\
& \{ \\
& \quad [M_{OS}, i] = \max(|M_{RSC}|, |M_{YSC}|); M_{OS} = M_{OS} \text{sign}(M_i); M_{US} = 0; \\
& \} \\
& \text{sonst wenn} (|M_{RSC}| < p_{rscth} \ \& \ |M_{LSC}| > p_{lscth} \ \& \ |M_{YSC}| > p_{yscth}) \\
& \{ \\
& \quad [M_{OS}, i] = \max(|M_{LSC}|, |M_{YSC}|); M_{OS} = M_{OS} \text{sign}(M_i); M_{US} = 0; \\
& \} \\
& \text{sonst} \\
& \{ \\
& \quad [M_{OS}, i] = \max(|M_{RSC}|, |M_{LSC}|, |M_{YSC}|); M_{OS} = M_{OS} \text{sign}(M_i); M_{US} = 0; \\
& \}
\end{aligned}$$

[0099] Nach dem das zuvor beschriebene Drehmoment M_{OS} oder M_{US} berechnet worden ist, kann es durch Aufbau oder Abbau von Bremsdruck an einem oder mehreren ausgewählten Rädern realisiert werden. Allgemein ist das gesteuerte Rad im Fall der Übersteuerung das äußere Vorderrad oder sowohl das äußere Vorderrad als auch das äußere Hinterrad, d.h. die Bremsdruckmodifikation ist für das äußere Vorderrad oder beide äußeren Räder erforderlich. Bei einer Untersteuerungs-Steuerung ist das gesteuerte Rad das innere Hinterrad oder es sind beide inneren Räder, d.h. die Bremsdruckmodifikation ist für das innere Hinterrad oder für beide inneren Räder erforderlich. Basierend auf der zuvor beschriebenen Faustregel können diverse Arten von Steuerungen unter unterschiedlichen Fahrzuständen durchgeführt werden. In der weiteren Diskussion wird ein Fahrzeug mit Hinterradantrieb zugrundegelegt, wobei ähnliche Überlegungen für ein Fahrzeug mit Vorderradantrieb oder Fahrzeuge mit Allradantrieb gelten.

[0100] Im Falle einer Untersteuerung mit offener Drosselklappe wird das Motordrehmoment zunächst reduziert, um den Untersteuerungs-Gierfehler zu regulieren. Wenn die Motordrehmomentreduzierung nicht ausreichend ist, um den Gierfehler des Fahrzeugs unter eine bestimmte Grenze abzusenken, wird das innere Hinterrad abgebremst, und der Bremsdruck wird basierend auf dem Gierfehler-Feedback-Drehmoment M_{US} berechnet. Beispielsweise erfordert der Bremsdruck für das innere Hinterrad die Erzeugung des folgenden Längsschlupf-Verhältnisses

$$\rho_{ir} = \frac{M_{US}}{t_r \kappa_{ir} N_{ir}} \quad (25)$$

wobei ρ_{ir} das Längsschlupf-Verhältnis an dem inneren Hinterrad, t_r die halbe Spurbreite der Hinterachse und κ_{ir} , N_{ir} die Verstärkung und die Normallast für das Rad an der inneren, hinteren Position bezeichnen. Für das geforderte Schlupfverhältnis des inneren Hinterrades gilt $|\rho_{ir}| \geq \bar{\rho}$, wobei $\bar{\rho}$ das zulässige minimale Schlupfverhältnis an den Hinterrädern bezeichnet, bei welchem noch ein Loslösen des Hecks verhindert werden kann. In manchen Fällen können, wenn der Schwimmwinkel β_{LSC} des Fahrzeugs unterhalb eines bestimmten Schwellenwertes gehalten wird, sowohl das innere Vorderrad als auch das innere Hinterrad einen Bremsdruck basierend auf den folgenden, erforderlichen Schlupfverhältnissen erfahren:

$$\begin{aligned} \rho_{ir} &= \bar{\rho}; \\ \rho_{if} &= \frac{M_{US} - \bar{\rho} t_r \kappa_{if} N_{if}}{t_r \kappa_{if} N_{if}} \end{aligned} \quad (26)$$

[0101] Wenn nach der vorstehenden bremsbasierten Untersteuerungs-Regelung der Untersteuerungs-Gierfehler des Fahrzeugs noch immer groß ist und die Lenkeingabe des Fahrers immer noch zunimmt, kann das Fahrzeug eine signifikante Sättigung der Reifenquerkraft an den Vorderrädern aufweisen. In diesem Falle kann das Fahrzeug mittels zusätzlichen Bremsens verlangsamt werden. Ein solches zusätzliches Bremsen kann auf sämtliche vier Räder angewandt werden. Da der Wenderadius des Fahrzeugs proportional zur Fahrzeuggeschwindigkeit ist, trägt ein Verlangsamen des Fahrzeugs indirekt dazu bei, die Untersteuerung des Fahrzeugs zu verringern. Es ist zu beachten, dass wann immer der Schwimmwinkel des Fahrzeugs unterhalb eines bestimmten Schwellenwertes liegt, die zuvor beschriebene Untersteuerungs-Regelungsanforderung entfällt. Wenn das Abschalten nicht schnell genug zur Änderung des tatsächlich gemessenen Drucks erfolgt, können sowohl die Untersteuerungs-Regelung als auch die Übersteuerungs-Regelung kurz aufeinander folgen bzw. zusammenfallen. Wenn der Bremsdruck auf zwei Räder an derselben Achse angelegt wird, kann der Wert M_{US} über die differenzielle longitudinale Kraft wie folgt realisiert werden, wobei die Giermomentanforderung über die Abweichung des Längsschlupf-Verhältnisses zwischen den beiden Rädern entwickelt wird

$$\Delta\rho = \frac{M_{US} - t_f (\kappa_1 N_1 \lambda_{f1} - \kappa_2 N_2 \lambda_{f1})}{t_f \kappa_2 N_2} \quad (27)$$

[0102] Im Falle einer Untersteuerung im Leerlauf des Fahrzeugs wird der Bremsdruck zunächst an das innere Hinterrad angelegt. Wenn der Untersteuerungs-Gierfehler nicht signifikant reduziert werden kann, wird eine weitere Erhöhung des Bremsdruckes an dem innen liegenden Vorderrad (wie bei 26) durchgeführt. Wenn nach der vorstehenden, bremsbasierenden Untersteuerungs-Regelung der Untersteuerungs-Gierfehler des Fahrzeugs immer noch hinreichend groß ist, werden die außen liegenden Räder weiter abgebremst, um das Fahrzeug weiter zu verlangsamen. Es ist zu beachten, dass wann immer der Schwimmwinkel des Fahrzeugs unter einem bestimmten Schwellenwert liegt, die vorstehend beschriebene Untersteuerungs-Regelungsanforderung entfällt.

[0103] Im Falle einer Untersteuerung bei Bremsung durch den Fahrer wird der Bremsdruck an das innen liegende Vorderrad und das innen liegende Hinterrad übermittelt, bis das ABS-System aktiviert wird. Wenn das innen liegende Hinterrad in eine ABS-Regelung eintritt und das Fahrzeug immer noch einen großen Gierratenkorrekturbefehl erfordert, wird ein Teil des Druckes für das innen liegende Hinterrad an das innen liegende Vorderrad übertragen. Wenn das innen liegende Vorderrad in eine ABS-Regelung eintritt, das innen liegende Hinterrad sich nicht in einer ABS-Regelung befindet und der Gierbefehl immer noch hoch ist, wird ein Teil des Druckes des innen liegenden Vorderrades an das innen liegende Hinterrad umgeleitet. Es ist zu beachten, dass wann immer der Schwimmwinkel des Fahrzeugs unterhalb eines bestimmten Schwellenwertes liegt, die vorstehend beschriebene Untersteuerungs-Regelungsanforderung entfällt. Wenn ein solches Abschalten nicht schnell genug zur Änderung des tatsächlich gemessenen Druckes erfolgt, können die Untersteuerungs-Regelung und die Übersteuerungs-Regelung kurz aufeinander folgen bzw. zusammenfallen.

[0104] Im Falle einer Übersteuerung mit offener Drosselklappe wird die Reduzierung des Motordrehmoments ebenfalls durchgeführt, und es wird zur selben Zeit ein Bremsdruck basierend auf Mos an das außen liegende Vorderrad übertragen.

[0105] Im Falle einer Übersteuerung bei Leerlauf des Fahrzeugs wird ein Bremsdruck basierend auf Mos an das außen liegende Vorderrad übertragen.

[0106] Im Falle einer Übersteuerung bei einem Bremsen durch den Fahrer wird der Bremsdruck auf das außen liegende Vorderrad aufgebracht, und es wird ein Blockieren des außen liegenden Vorderrades ermöglicht, um den Gierratenfehler und den Schwimmwinkel signifikant zu unterdrücken.

[0107] Im Falle einer Übersteuerung bei einem Bremsen durch den Fahrer wird Druck auf das außen liegende Vorderrad aufgebracht. Wenn das außen liegende Vorderrad blockiert, aber der Gierbefehl immer noch groß ist, wird die Schlupfregelung des innen liegenden Hinterrades aktiviert (wodurch das Schlupfverhältnis des innen liegenden Hinterrades unter Erhöhung der Querkraft an der Hinterachse reduziert wird).

[0108] Ein detaillierteres Regelungsschema zur Realisierung der berechneten Feedback-Drehmomente Mos und Mus kann auch in ähnlicher Weise basierend auf der Antriebsstrangkonfiguration entwickelt werden.

[0109] Im Folgenden werden weitere Details der in der ISS-Einheit vorgenommenen Berechnung angegeben.

[0110] Die in der ISS-Einheit verwendete Kinematik kann durch die folgenden Gleichungen im Koordinatensystem der Karosserie beschrieben werden:

$$\begin{aligned}
 d\theta_{bx} &= \omega_{bx} + [\omega_{by}\sin\theta_{bx} + \omega_{bz}\cos\theta_{bx}] \tan\theta_{by} \\
 d\theta_{by} &= \omega_{by}\cos\theta_{bx} - \omega_{bz}\sin\theta_{bx} \\
 dv_{bx} &= \alpha_{bx} + \omega_{bz}v_{by} + g \sin\theta_{by} \\
 dv_{bray} &= \alpha_{bray} - \omega_{bz}v_{bx} - g \sin\theta_{bx}\cos\theta_{by}
 \end{aligned} \tag{28}$$

wobei v_{bray}, a_{bray} die Quergeschwindigkeit bzw. die Querbeschleunigung an der Hinterachse, jedoch in Projektion auf das fahrzeugkarosseriefeste Koordinatensystem angeben. $d\theta_{bx}, d\theta_{by}, dv_{bx}, dv_{bray}$, bezeichnen die Variablen, deren theoretische Werte die zeitlichen Ableitungen der Winkel $\theta_{bx}, \theta_{by}, v_{bx}, v_{bray}$, sind, die in Realität jedoch mit Sensorfehlern und -unsicherheiten behaftet sind, so dass sie nicht notwendigerweise gleich $\dot{\theta}_{bx}, \dot{\theta}_{by}, \dot{v}_{bx}, \dot{v}_{bray}$ sind. In dem Sensor-Koordinatensystem können die obigen Gleichungen umgeschrieben werden als:

$$\begin{aligned}
 d\theta_{sx} &= \omega_{sx} + [\omega_{sy}\sin\theta_{sx} + \omega_{sz}\cos\theta_{sx}] \tan\theta_{sy} \\
 d\theta_{sy} &= \omega_{sy}\cos\theta_{sx} - \omega_{sz}\sin\theta_{sx} \\
 dv_{sx} &= \alpha_{sx} + \omega_{sz}v_{sy} + g \sin\theta_{sy} \\
 dv_{sray} &= \alpha_{sray} - \omega_{sz}v_{sx} - g \sin\theta_{sx}\cos\theta_{sy}
 \end{aligned} \tag{29}$$

[0111] In dem Fahrbewegungs-Koordinatensystem gelten die folgenden Gleichungen:

$$\begin{aligned}
 d\theta_{mrfx} &= \omega_{mrfx} + [\omega_{mrfy}\sin\theta_{mrfx} + \omega_{mrfz}\cos\theta_{mrfx}] \tan\theta_{mrfy} \\
 d\theta_{mrfy} &= \omega_{mrfy}\cos\theta_{mrfx} - \omega_{mrfz}\sin\theta_{mrfx} \\
 dv_{mrfx} &= \alpha_{mrfx} + \omega_{mrfz}v_{mrfy} + g \sin\theta_{mrfy} \\
 dv_{mrfay} &= \alpha_{mrfay} - \omega_{mrfz}v_{mrfx} - g \sin\theta_{mrfx}\cos\theta_{mrfy}
 \end{aligned} \tag{30}$$

[0112] In der weiteren Diskussion werden die Details der Bestimmung der richtungsabhängigen Geschwindigkeit in ISS-Einheit angegeben. Zunächst wird die Berechnung der linearen Quergeschwindigkeit basierend auf dem Zweiradmodell durchgeführt.

Lineare Quergeschwindigkeit

[0113] Entsprechend **Fig. 8** kann das herkömmliche Zweiradmodell verwendet werden, um die Gier- und Querdynamik eines Fahrzeugs zu ermitteln. Dies kann unter Verwendung der folgenden Differenzialgleichungen erfolgen:

$$I_z \dot{\omega}_{mrfz} = b_f F_{mfff} \cos \delta - b_r F_{mrf r} - (I_y - I_x) \omega_{mrf y} \omega_{mrf x} + Y_z \quad (31)$$

$$M_t \alpha_{mrfcgy} = F_{mfff} \cos \delta + F_{mrf r}$$

wobei F_{mfff} und $F_{mrf r}$ die auf die Vorderachse bzw. Hinterachse über die Reifen ausgeübte Querkraft bezeichnen und wobei Y_z das Giermoment aufgrund der Gierstabilitätssteuerung angibt, welches basierend auf dem gewünschten Gierstabilitätsbefehl und dem abgeschätzten Parameter μ der Fahrbahnoberfläche abgeschätzt werden kann, I_x , I_y , I_z das Roll-, Nick- bzw. Gierträgheitsmoment des Fahrzeugs entlang der Achsen des Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystems angeben, welche durch diejenigen im Fahrzeugkarosserie-Koordinatensystem approximiert werden können, M_t die gesamte Fahrzeugmasse, b_f den Abstand des Fahrzeugschwerpunkts zur Vorderachse, b_r den Abstand des Fahrzeugschwerpunkts zur Hinterachse und δ den Lenkwinkel an den Vorderrädern bezeichnet.

[0114] Im Folgenden wird mit β_{mfff} der Schwimmwinkel der Vorderräder und mit $\beta_{mrf r}$ der Schwimmwinkel der Hinterräder bezeichnet, wobei gilt:

$$\beta_{mrf hnf} = \beta_{mrf hncg} + \frac{b_f \omega_{mrf z}}{v_{mrf x}} - \delta \quad (32)$$

$$\beta_{mrf hnr} = \beta_{mrf hncg} - \frac{b_r \omega_{mrf z}}{v_{mrf x}}$$

[0115] Bei kleinen Schwimmwinkeln der Räder, d.h.

$$\left| \beta_{mfff} \right| \leq \bar{\beta}_f \quad (33)$$

$$\left| \beta_{mrf r} \right| \leq \bar{\beta}_r$$

können die auf die Vorderachse und die Hinterachse wirkenden Querkräfte durch folgende lineare Beziehungen approximiert werden:

$$F_{mfff} \approx -c_f \beta_{mfff} \quad (34)$$

$$F_{mrf r} \approx -c_r \beta_{mrf r}$$

wobei $\bar{\beta}_f$ und $\bar{\beta}_r$ obere Grenzen für den Schräglaufwinkel der Vorder- bzw. Hinterräder angeben, so dass noch die lineare Beziehung gemäß Gleichung (34) erfüllt ist, und wobei c_f und c_r die Kurvensteifigkeit der vorderen bzw. hinteren Reifen bezeichnen. c_f und c_r variieren für gewöhnlich je nach Fahrbahnzustand und Betriebszustand des Fahrzeugs. Aufgrund des Lenkwinkels und der starken Belastung in Richtung der Vorderachse übersteigt der Schwimmwinkel der Vorderräder β_{mfff} gewöhnlich den linearen Bereich der Reifenkraft sehr viel früher als dies für die Reifen auf der Hinterachse der Fall ist. Man beachte, dass bei Erfüllung der Beziehung (33) die Beziehungen (31)-(34) erfüllt sind. Wenn das Fahrzeug in seinem nichtlinearen Dynamikbereich betrieben wird, führt eine Verwendung der Beziehungen (34) mit festen Werten für c_f und c_r nicht mehr zu einem korrekten Schwimmwinkel der Räder. Die Berechnung kann jedoch immer noch zu anderen Berechnungszwecken verwendet werden, beispielsweise in der Schaltungslogik für andere Berechnungen. Aus diesem Grunde können die folgenden linearen Schwimmwinkel ungeachtet dessen definiert werden, ob das Fahrzeug in seinem linearen Dynamikbereich oder seinem nichtlinearen Dynamikbereich betrieben wird. Für diese linearen Schwimmwinkel gilt:

$$\beta_{mrf hnf} = \frac{F_{mfff}}{c_f} \quad (35)$$

$$\beta_{mrf hnr} = \frac{F_{mrf r}}{c_r}$$

wobei die Querreifenkräfte wie folgt berechnet werden können, was für sämtliche Fahrzustände gilt (unabhängig von dem μ -Wert der Fahrbahn, der Aggressivität der Fahrereingaben, einen Eintritt der Reifen in deren nichtlinearen Bereich etc.):

$$\begin{aligned}
 F_{mrff} &= \frac{I_z \dot{\omega}_{mrfz} + (I_y - I_x) \omega_{mrfy} \omega_{mrfx} - Y_z + b_r M_t \alpha_{mrfy}}{(b_f + b_r) \cos \delta} \\
 F_{mrf} &= \frac{-I_z \dot{\omega}_{mrfz} - (I_y - I_x) \omega_{mrfy} \omega_{mrfx} + Y_z + b_f M_t \alpha_{mrfy}}{(b_f + b_r)}
 \end{aligned} \tag{36}$$

[0116] In einem Schritt 700 kann die Sensorinformation in ein Referenz-Karosserie-Koordinatensystem transformiert werden. Der Roh-Schwimmwinkel β_{mrfllr} der Hinterräder wird in Schritt 702 ermittelt und als Abschätzungs- und Steuerungsreferenz verwendet. Dieser Wert kann wie folgt dargestellt werden:

$$\beta_{mrfllr} = \rho_{yawgrad} \alpha_{mrfy} - \rho_{yawcoef} \dot{\omega}_{mrfz} - \rho_{coupling} \omega_{mrfy} \omega_{mrfx} + \rho_{yawtorq} Y_z \tag{37}$$

wobei die vier als Giergradient, Gierbeschleunigungskoeffizient, Kopplungskoeffizient bzw. Gierdrehmomentverstärkung bezeichneten Parameter zu den Fahrzeugparametern wie folgt in Beziehung gesetzt werden können:

$$\begin{aligned}
 \rho_{yawgrad} &= \frac{b_f M_t}{(b_f + b_r) c_r} \\
 \rho_{yawcoef} &= \frac{I_z}{(b_f + b_r) c_r} \\
 \rho_{coupling} &= \frac{(I_y - I_x)}{(b_f + b_r) c_r} \\
 \rho_{yawtorq} &= \frac{1}{(b_f + b_r) c_r}
 \end{aligned} \tag{38}$$

[0117] Diese vier Parameter können bei linearer Fahrzeugdynamik auch mittels Anfitzens der empirischen Fahrzeugdaten an Gleichung (37) abgeschätzt werden, was auch adaptiv und in Echtzeit erfolgen kann.

[0118] Diese Parameter können auch basierend auf Fahrzeugtestdaten berechnet werden. Beispielsweise kann bei Verwendung einer Parameteridentifikation unter Verwendung des Verfahrens der kleinsten Quadrate für Manöver innerhalb des linearen Reifenkraftbereichs der berechnete Wert β_{mrfllr} dazu verwendet werden, den gemessenen Schwimmwinkel anzufitten.

[0119] Um die effektive Lastübertragung in Querrichtung zu berücksichtigen, wird in Schritt 704 ein Lastübertragungskorrekturfaktor bereitgestellt.

$$\begin{aligned}
 &\text{wenn } (|\theta_{xr}| \leq 0.75 \rho_{rollgrad}) \\
 &\{ \\
 &\quad \beta_{mrfllr} = \frac{\beta_{mrfllr}}{1 - \rho_{csxmax} (|\theta_{xr}| / \rho_{rollgrad})^2}; \\
 &\} \\
 &\text{sonst} \\
 &\{ \\
 &\quad \beta_{mrfllr} = \frac{\beta_{mrfllr}}{1 - 0.5625 \rho_{csxmax}}; \\
 &\}
 \end{aligned} \tag{39}$$

[0120] Der endgültige lineare Schwimmwinkel kann in Schritt 706 wie folgt berechnet werden:

$$\beta_{mr\,f\,hnr} = p_{yawmdl} \beta_{mr\,f\,hnr} + (1 - p_{yawmdl}) \beta_{mr\,f\,hnr\,raw} \quad (40)$$

wobei θ_{xr} der in der RSC-Einheit berechnete, relative Rollwinkel ist, welcher die Lastübertragung in Querrichtung angibt, $p_{rollgrad}$ der Rollgradient und p_{csxmax} die maximale prozentuale Änderung der Reduzierung der Kurvensteifigkeit aufgrund der Lastübertragung in Querrichtung bezeichnen. Die auf dem linearen Schwimmwinkel von Schritt 708 basierende lineare Quergeschwindigkeit ist definiert als

$$v_{mrfanraw} = v_{mrfx} \tan(\beta_{mrfhnr}) \quad (41)$$

[0121] Wenn eine äquivalente Kurvensteifigkeit an dem Hinterrad c_{eqr} definiert ist als

$$c_{eqr} = \frac{F_{mfr}}{\beta_{mfr}} \quad (42)$$

kann das entsprechende Kurvensteifigkeitsverhältnis in Schritt 710 berechnet werden als

$$S = \frac{c_r}{c_{eqr}} \quad (43)$$

[0122] Da c_r proportional zum Oberflächenreibungswert μ ist (wobei $\mu = 1$) und c_{eqr} proportional zum tatsächlichen μ -Wert der Fahrbahnoberfläche ist, steht das entsprechende Kurvensteifigkeitsverhältnis indirekt in Beziehung zu dem μ -Wert der Fahrbahnoberfläche, wenn auch die tatsächliche Funktion relativ kompliziert ist.

[0123] Wenn der tatsächliche (nichtlineare) Schwimmwinkel β_{mfr} des Fahrzeugs bekannt ist, kann das vorstehend erwähnte, äquivalente Kurvensteifigkeitsverhältnis wie folgt berechnet werden:

$$S = \frac{\beta_{mfr}}{\beta_{mfrlinr}} \quad (44)$$

[0124] Allerdings ist β_{mfr} nicht bekannt und muss zuvor berechnet werden, wobei $\dot{\beta}_{mfr}$ bekannt ist.

[0125] Eine geeignete Berechnungsstrategie basiert auf dem Wert $\dot{\beta}_{mfr}$ und verwendet einen Washout-Filter für eine ungefähre Berechnung von S , wobei der berechnete Wert S unter anderen Bedingungen in Bezug auf den μ -Wert der Fahrbahnoberfläche verwendet wird. Der Rohwert S_{raw} des äquivalenten Kurvensteifigkeitsverhältnisses S wird mittels eines Washout-Filters berechnet, wobei die Berechnung wie folgt zusammengefasst werden kann:

$$\begin{aligned} &\text{wenn } (|\beta_{mfrlinr}| > p_{minlatvel}) \\ &\quad v_{temp} = \beta_{mfrlinr} v_{mfrx}; \\ &\text{sonst wenn } (\beta_{mfrlinr} \geq 0 \ \& \ \beta_{mfrlinr} \leq p_{minlatvei}) \\ &\quad v_{temp} = p_{minlatvel} v_{mfrx}; \\ &\text{sonst} \\ &\quad v_{temp} = -p_{minlatvel} v_{mfrx}; \\ S_{raw} &= \left[\gamma_{sintoaef} - \frac{\dot{v}_{mfrx} \beta_{mfrlinr} + v_{mfrx} \dot{\beta}_{mfrlinr}}{v_{temp}} \right] \end{aligned} \quad (45)$$

wobei $\gamma_{sintocoef}$ der Washout-Filter-Koeffizient, $p_{minlatvel}$ der untere Grenzwert des linearen Schwimmwinkels $\beta_{mfrlinr}$, ΔT die Abtastzeit und v_{mfrx} die Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs ist.

[0126] Da bei niedrigen Fahrzeuggeschwindigkeiten die obige Berechnung durch Signalrauschen und andere Fehler verfälscht werden kann, wird bei einer geringen Fahrzeuggeschwindigkeit das äquivalente Kurvensteifigkeitsverhältnis auf den Wert 1 gesetzt. Da S auch den μ -Wert der Fahrbahnoberfläche wiedergibt, wird in Situationen mit bekannter Fahrbahnoberfläche der Wert S durch den bekannten Wert begrenzt. Somit gilt:

$$\begin{aligned}
 & \text{wenn } (v_{mrfx} < p_{smspd}) \\
 & \quad S_{raw} = 1; \\
 & \text{sonst} \\
 & \{ \\
 & \quad \text{wenn } (\mu_{max} > p_{smmu}) \\
 & \quad \quad S_{raw} = \min\left(\frac{1}{p_{smmu}}, \max(S_{raw}, 1)\right); \quad (46) \\
 & \quad \text{sonst} \\
 & \quad \quad S_{raw} = \min\left(\frac{1}{p_{smmu}}, \max(S_{raw}, 1)\right); \\
 & \}
 \end{aligned}$$

[0127] Das endgültige äquivalente Kurvensteifigkeitsverhältnis wird durch Eingabe des berechneten Rohwertes in einen Tiefpassfilter wie folgt erhalten:

$$S = d_{lpf1}S + N_{lpf1}S_{raw} \quad (47)$$

wobei n_{lpf1} , d_{lpf1} die Koeffizienten des Tiefpassfilters sind.

Quergeschwindigkeit und zugehörige Referenz

[0128] Im Folgenden werden DVD-Schemata beschrieben. Dabei können das erste Schema, das zweite Schema oder eine Kombination beider Schemata verwendet werden. Das erste Schema ist in Schritt 711a dargestellt und verwendet eine longitudinale Kinematik-Randbedingung. Wenn die Längsgeschwindigkeit bekannt ist, wird die dritte Gleichung in dem Gleichungssystem (29) oder (30) redundant. Dies bedeutet, dass die dritte Gleichung in dem Gleichungssystem (29) oder (30) eliminiert werden kann. Eine vollständige Eliminierung dieser Gleichung ist jedoch nicht wünschenswert, da möglicherweise nützliche Information verloren gehen kann. Es wird ein Fall beschrieben, in welchem das Fahrzeug gleichmäßig auf einem konstanten Wenderadius auf ebener Fahrbahn gesteuert wird. In einer solchen Fahrsituation kann das Beschleunigungsgleichgewicht über die erste Geschwindigkeitsgleichung im Gleichungssystem (29) oder (30) tatsächlich verwendet werden, um die Quergeschwindigkeit (die sog. Zentrifugalbeschleunigung) zu ermitteln:

$$\begin{aligned}
 & \alpha_{mrfx} = -v_{mrfy} \omega_{mrfz} \\
 & \quad \text{oder} \\
 & \quad \quad (48) \\
 & v_{mrfy} = -\frac{\alpha_{mrfx}}{\omega_{mrfz}}
 \end{aligned}$$

[0129] Daher kann die erste Geschwindigkeitsgleichung als Randbedingung für die abgeschätzte Quergeschwindigkeit verwendet werden. Eine solche Randbedingung kann als longitudinale Kinematik-Randbedingung bezeichnet werden und lässt sich formulieren als

$$k_x(v_{mrfay}, v_{mrfaz}) = \bar{\alpha}_{mrfx} + \omega_{mrfz} - v_{mrfay} - \omega_{mrfy} - v_{mrfaz} - \dot{v}_{mrfx} \quad (49)$$

[0130] Es ist zu beachten, dass die tatsächliche Quergeschwindigkeit und die Längsgeschwindigkeit die Bedingung

$$k_x(v_{mrfay}, v_{mrfaz}) = 0 \quad (50)$$

erfüllen sollten und gute Schätzwerte \hat{v}_{mrfx} und \hat{v}_{mrfay} von v_{mrfx} und v_{mrfay} einen möglichst kleinen Wert von $|k_x(v_{mrfay}, v_{mrfaz})|$ ergeben sollten. Der Abschätzungsfehler beträgt:

$$\begin{aligned}
 e_{mrfy} &= v_{mrfay} - \hat{v}_{mrfay} \\
 e_{mrfz} &= v_{mrfaz} - \hat{v}_{mrfaz}
 \end{aligned} \quad (51)$$

[0131] Mittels der Kinematik-Randbedingung gemäß den Gleichungen (51) kann folgendes Abschätzungs-schema formuliert werden:

$$\begin{aligned}\dot{\hat{v}}_{mrfraz} &= \bar{\alpha}_{mrfraz} - \omega_{mrfz} v_{mrfx} + \omega_{mrfx} \hat{v}_{mrfraz} + G_1 k_x (\hat{v}_{mrfraz}, \hat{v}_{mrfraz}) \\ \dot{\hat{v}}_{mrfraz} &= \bar{\alpha}_{mrfraz} - \omega_{mrfz} v_{mrfx} + \omega_{mrfx} \hat{v}_{mrfraz} + G_1 \hat{k}_x (\hat{v}_{mrfraz}, \hat{v}_{mrfraz})\end{aligned}\quad (52)$$

wobei G_1 und G_2 die geeignet zu wählenden Verstärkungen bezeichnen. Die Fehlerdynamik für das Abschätzungs-schema gemäß den Gleichungen (52) erfüllt die Gleichungen:

$$\begin{aligned}\dot{e}_{mrfy} &= \omega_{mrfx} e_{mrfz} - G_1 (\omega_{mrfy} e_{mrfz} - \omega_{mrfz} e_{mrfy}) \\ \dot{e}_{mrfy} &= \omega_{mrfx} e_{mrfy} - G_2 (\omega_{mrfy} e_{mrfz} - \omega_{mrfz} e_{mrfy})\end{aligned}\quad (53)$$

[0132] Die Verstärkungen G_1 und G_2 können dann so gewählt werden, dass der Fehler im Gleichungssystem (51) gegen Null geht. Bei Wahl der folgenden Funktion

$$V = \frac{1}{2} (e_{mrfy}^2 + e_{mrfz}^2) \quad (54)$$

kann deren Ableitung gemäß der Fehlerdynamik der Gleichungen (53) wie folgt berechnet werden:

$$\dot{V} = G_1 \omega_{mrfz} e_{mrfy}^2 - G_2 \omega_{mrfy} e_{mrfz}^2 - G_1 \omega_{mrfy} e_{mrfy} + G_2 \omega_{mrfz} e_{mrfy} e_{mrfz} \quad (55)$$

[0133] Für eine positive Zahl ρ und für Werte der Verstärkungen G_1 und G_2 gemäß folgender Gleichung:

$$\begin{aligned}G_1 &= -\rho \omega_{mrfz} \\ G_2 &= \rho \omega_{mrfy}\end{aligned}\quad (56)$$

kann in Gleichung (55) ein negativer Wert erhalten werden gemäß

$$\dot{V} = -\rho (\omega_{mrfz} e_{mrfy} - \omega_{mrfy} e_{mrfz})^2 \leq 0 \quad (57)$$

was impliziert, dass die Wahl der Verstärkungen in Gleichungen (56) zu einer Abnahme der Änderungsrate des Abschätzungsfehlers führt. Folglich liefert das Gleichungssystem (52) eine sinnvolle Herleitung der Quergeschwindigkeit unter Verwendung der Feedback-Information.

[0134] Wenn der Querwinkel $\Theta_{x\sigma}$ definiert ist als:

$$\Theta_{x\sigma} = \int_4^\sigma \omega_{mrfx}(\tau) d\tau \quad (58)$$

und v_{mrfraz} als nahezu Null und vernachlässigbar betrachtet wird, vereinfacht sich das Gleichungssystem (52) weiter zu:

$$v_{mrfraz}(t_2) = \sec \Theta_{xl_2} \left\{ v_{mrfraz}(t_1) + \int_{t_1}^{t_2} \left[\begin{aligned} &(\bar{\alpha}_{mrfraz} - \omega_{mrfz} v_{mrfx} - \rho \omega_{sz} k_x (\hat{v}_{mrfraz}, \hat{v}_{mrfraz})) \cos \Theta_{x\sigma} \\ & - (\bar{\alpha}_{mrfraz} - \omega_{mrfy} v_{mrfx} - \rho \omega_{sy} k_x (\hat{v}_{mrfraz}, \hat{v}_{mrfraz})) \sin \Theta_{x\sigma} \end{aligned} \right] d\sigma \right\} \quad (59)$$

[0135] In dem zweiten hier dargestellten Schema wird in Schritt 711b eine Fahrbahnausrichtungsrandbedingung RCA (RCA = „road constraint alignment“) ermittelt. Eine RCA setzt voraus, dass das Fahrzeug für eine lange Zeitperiode nicht von der Fahrbahn abheben kann. Folglich muss die vertikale Geschwindigkeit gering sein, und ihre Ableitung darf keinen signifikant niedrigen Frequenzanteil haben. Bei Vernachlässigung der vertikalen Geschwindigkeit wird die Gleichung für die vertikale Geschwindigkeit redundant. Eine vollständige Eliminierung wäre jedoch ungünstig, da möglicherweise nützliche Information verloren geht. In einer Situation, in welcher das Fahrzeug einen dynamischen Wendevorgang auf einer ebenen Fahrbahnoberfläche durchführt und das Fahrzeug eine endliche Rollbewegung ausführt, kann die Quergeschwindigkeit des Fahrzeugs gemäß folgender Gleichung (als sog. Zentrifugalbeschleunigung) definiert werden:

$$\begin{aligned} \omega_{mrfx} v_{mrfay} &= \alpha_{mrfraz} + \omega_{mrfy} v_{mrfx} \\ \text{or} \\ v_{mrfy} &= \frac{\alpha_{mrfraz} + \omega_{mrfy} v_{mrfx}}{\omega_{mrfx}} \end{aligned} \quad (60)$$

[0136] Allgemein kann die RCA beschrieben werden als:

$$k_z(v_{mrfx}, v_{mrfay}) = LPF[\bar{\alpha}_{mrfraz} + \omega_{mrfy} v_{mrfx} - \omega_{mrfx} v_{mrfay}] = 0 \quad (61)$$

wobei LPF eine Tiefpassfilterung bezeichnet. Diese Gleichung kann als vertikale Kinematik-Randbedingung bezeichnet werden. Für Geschwindigkeitsschätzwerte kann Gleichung (61) als Mechanismus zur Kompensation potentieller Fehlerquellen angesehen werden. Bezeichnet man die abgeschätzte Längs- bzw. Quergeschwindigkeit als \hat{v}_{mrfx} bzw. \hat{v}_{mrfay} , so gilt für die Abschätzungsfehler:

$$\begin{aligned} e_{mrfx} &= v_{mrfx} - \hat{v}_{mrfx} \\ e_{mrfy} &= v_{mrfay} - \hat{v}_{mrfay} \end{aligned} \quad (62)$$

[0137] Eines der Abschätzungsschemata kann wie folgt beschrieben werden:

$$\begin{aligned} \dot{\hat{v}}_{mrfx} &= \bar{\alpha}_{mrfx} - \omega_{mrfz} \hat{v}_{mrfay} + H_1(\hat{v}_{mrfx}, \hat{v}_{mrfx}) + H_2 k_2(\hat{v}_{mrfx}, \hat{v}_{mrfay}) \\ \dot{\hat{v}}_{mrfay} &= \bar{\alpha}_{mrfay} - \omega_{mrfz} \hat{v}_{mrfx} + H_3 k_2(\hat{v}_{mrfx}, \hat{v}_{mrfay}) \end{aligned} \quad (63)$$

wobei H_1 , H_2 und H_3 geeignet zu wählende Verstärkungen bezeichnen. Es ist zu beachten, dass v_{sx} aus den Raddrehzahlsensorsignalen zusammen mit bestimmten berechneten Signalen berechnet wird, was bedeutet, dass dieser Wert unabhängig von der Berechnung im Gleichungssystem (63) ist. Für die Fehlerdynamik des Abschätzungsschemas (63) gilt

$$\begin{aligned} \dot{e}_{mrfx} &= \omega_{mrfz} e_{mrfy} - H_1 e_{mrfx} - H_2 LPF[\omega_{mrfx} e_{mrfy} - \omega_{mrfy} e_{mrfx}] \\ \dot{e}_{mrfy} &= -\omega_{mrfz} e_{mrfx} - H_2 LPF[\omega_{mrfx} e_{mrfy} - \omega_{mrfy} e_{mrfx}] \end{aligned} \quad (64)$$

[0138] Zur Vereinfachung der Analyse kann LPF eliminiert werden.

[0139] Mit

$$V = \frac{1}{2}(e_{mrfx}^2 + e_{mrfy}^2) \quad (65)$$

kann die Ableitung von V gemäß der Fehlerdynamik von Gleichung (65) berechnet werden als:

$$\dot{V} = -H_1 e_{mrfx}^2 - H_2 \omega_{mrfx} e_{mrfy} e_{mrfx} + H_2 \omega e_{mrfx}^2 - H_3 \omega e_{mrfy}^2 + H_3 \omega_{mrfy} e_{mrfy} e_{mrfx} \quad (66)$$

[0140] Wenn

$$\begin{aligned} H_1 &> 0 \\ H_2 &= -\rho \omega_{mrfy} \\ H_3 &= \rho \omega_{mrfx} \end{aligned} \quad (67)$$

gilt

$$\dot{V} = -H_1 e_{mrfx}^2 - \rho (\omega_{mrfz} e_{mrfy} - \omega_{mrfy} e_{mrfz})^2 \leq 0 \quad (68)$$

was impliziert, dass die Wahl der Verstärkungen in den Beziehungen (67) so erfolgt, dass die Änderungsrate des Abschätzungsfehlers abnimmt. Durch Ersetzung der abgeschätzten Längsgeschwindigkeit durch die

externe Längsgeschwindigkeit (beispielsweise von Raddrehzahlsensoren) liefert die folgende Gleichung einen Ausdruck für den gewünschten Schätzwert der Quergeschwindigkeit:

$$v_{mrfay}(t_2) = -v_{mrfx}(t_2) \tan(\Theta_{zt_2}) \sec(\Theta_{zt_1}) \left\{ v_{mrfay}(t_1) + \int_{t_1}^{t_2} \left[\frac{(\bar{\alpha}_{mrfx} - \rho \omega_{mrfy} k_z (\hat{v}_{mrfx}, \hat{v}_{mrfay})) \cos \Theta_{x\sigma}}{(\bar{\alpha}_{mrfaz} + \rho \omega_{mrfx} k_z (\hat{v}_{mrfx}, \hat{v}_{mrfay})) \sin \Theta_{x\sigma}} \right] d\sigma \right\} \quad (69)$$

wobei gilt:

$$\Theta_{z1} = \int_{t_1}^t \omega_{mrfz}(\tau) d\tau \quad (70)$$

[0141] Es ist zu beachten, dass die obigen beiden Schemata nur verwendet werden können, wenn die über die IMU-Sensoren gemessene Dynamik große Winkelraten erfährt. Wenn die Winkelraten klein sind, sind die vorstehenden Randbedingungen nicht mehr sinnvoll. Aus diesem Grunde kann die zuvor beschriebene Berechnung nicht direkt verwendet werden, um die Quergeschwindigkeit der Fahrzeugkarosserie an der Hinterachse, jedoch in Projektion auf das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem zu berechnen. Sie kann jedoch zur Ermittlung einer Referenz-Quergeschwindigkeit dienen.

[0142] In einem Schritt 712 wird die Referenz-Quergeschwindigkeit berechnet. Falls die vertikale Geschwindigkeit gering ist, kann die Gleichung für die vertikale Geschwindigkeit in der vorherigen RCA entfallen. Daher gilt:

$$dv_{mrfay} = \bar{\alpha}_{mrfay} - \omega_{mrfz} v_{mrfx} - \rho \omega_{mrfx} - (\bar{\alpha}_{mrfx} + \omega_{mrfz} \hat{v}_{mrfay} - \dot{v}_{mrfx}) \quad (71)$$

[0143] Gleichung (71) ist hinreichend genau, wenn das Fahrzeug keine signifikante Abhebe- und Rollbewegung durchführt. Wenn das Fahrzeug auf einer holperigen Fahrbahn mit signifikanter Rollbewegung gefahren wird, muss der Vektorprodukt-Ausdruck ω_{mrfx}, v_{mrfaz} abgeschätzt werden und zu Gleichung (71) hinzugefügt werden, um den Fehler zu beseitigen.

[0144] Gleichung (71) kann integriert werden, um ein Signal zu erhalten, welches ein Referenzsignal für die Quergeschwindigkeit an der Hinterachse in Projektion auf das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem ist. Aufgrund der Fehler bei der Lageberechnung und der Sensorfehler ändern sich sowohl die Integrationsrate als auch der Anfangszustand basierend auf bestimmten zuverlässigen Berechnungen.

[0145] Eines der zuverlässigen Signale ist der lineare Schwimmwinkel des Fahrzeugs an dessen Hinterachse, welcher bereits zuvor berechnet wurde. Die Größe dieser Variablen kann wie folgt berechnet werden:

$$\beta_{mrfinmag} = \rho_{d1pfbetam} \beta_{mrfinrag} + (1 - \rho_{d1pfbetam}) |\beta_{mrfimr}| \quad (72)$$

[0146] Die Rolllage θ_{mrfx} des Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystems kann Berechnungsfehler aufweisen, wobei der Integrationskoeffizient basierend auf der Größe von θ_{mrfx} wie folgt angepasst wird:

$$\begin{aligned} & \text{wenn } (|\theta_{mrfx}| \leq \theta_1) \\ & \quad \gamma_{intcoef} = P_{intcoef1}; \\ & \text{sonst wenn } (\theta_1 \leq |\theta_{mrfx}| \leq \theta_2) \\ & \quad \gamma_{intcoef} = P_{intcoef2}; \\ & \text{sonst wenn } (\theta_2 \leq |\theta_{mrfx}| \leq \theta_3) \quad (73) \\ & \quad \gamma_{intcoef} = P_{intcoef3}; \\ & \text{sonst wenn } (\theta_3 \leq |\theta_{mrfx}| \leq \theta_4) \\ & \quad \gamma_{intcoef} = P_{intcoef4}; \\ & \text{sonst} \\ & \quad \gamma_{intcoef} = P_{intcoef5}; \end{aligned}$$

[0147] Die weitere Anpassung der Integrationsrate wird basierend auf dem μ -Wert der Fahrbahnoberfläche durchgeführt, wie er durch die maximale Beschleunigung des Fahrzeugs und die zuvor berechnete Größe des äquivalenten Kurvensteifigkeitsverhältnisses wiedergegeben wird

$$\mu_{max} = n_{lpf2} \mu_{max} + \frac{d_{lpf2}}{g} \sqrt{\alpha_{mrfax}^2 + \alpha_{mrfray}^2 + \alpha_{mrfraz}^2}$$

wenn $((\mu_{max} > p_{muminhighmu} \text{ or } S < p_{smaxhighmu})$
 und $|a_{mrfray}| \leq p_{minlata}$) (74)

$$\{$$

$$\gamma_{intcoef} = \min(\gamma_{intcoef}, \gamma_{intcoefficient});$$

$$\}$$

[0148] Die bedingungsabhängige Integration von Gleichung (71) kann wie folgt durchgeführt werden:

wenn $((\beta_{mrfanmag} \geq p_{smlinb} \ \&\& \ S \leq p_{manslowmu})$
 oder $\omega_{mag} \geq p_{smraz} \ \parallel \ |d_{swa}| > p_{smswa}) \ \&\& \ v_{mrfx} \geq p_{smspd}$

$$\{k_{cgam} = k_{gam} (v_{mrfx} \geq p_{ganswitchspd});$$

$$k_{cx} = \bar{\alpha}_{mrfraz} + w_{mrfz} v_{mrfrefy} - \dot{v}_{mrfx};$$

wenn $(k_{cx} \geq k_{comax});$ (75)

$$k_{cx} = k_{conax};$$

wenn $(k_{cx} \leq -k_{cxmax});$

$$k_{cx} = k_{cxmax};$$

$$v_{mrfrefy} = v_{mrfrefy} \gamma_{intcoef} + (\bar{\alpha}_{mrfray} + w_{mrfz} v_{mrfx} - k_{cgam} w_{mrfz} k_{cx}); \}$$

[0149] Im Folgenden wird der endgültig berechnete Wert der Quergeschwindigkeit an der Hinterachse mit v_{mrfray} bezeichnet. Der vorstehend berechnete Referenzwert der Quergeschwindigkeit kann durch den endgültig berechneten Wert von v_{mrfray} begrenzt werden. Die folgende Konditionierung wird durchgeführt, wenn der endgültig berechnete Wert von v_{mrfray} die Größe des endgültig berechneten Wertes von $v_{mrfrefy}$ übersteigt, wobei der Referenzwert schrittweise so eingestellt wird, dass er sich dem endgültig berechneten Wert von v_{mrfray} annähert.

wenn $((v_{mrfrefy} \geq v_{mrfray} \text{ und } v_{mrfray} \geq 0)$
 oder $(v_{mrfray} \geq v_{mrfrefy} \text{ und } v_{mrfray} \leq 0))$ (76)

$$v_{mrfrefy} = v_{mrfray} + ((v_{mrfrefy} \geq v_{mrfray}) / p_{rho});$$

[0150] Eine weitere Konditionierung wird im linearen Bereich des Schwimmwinkels durchgeführt, wobei die Berechnung der aus dem linearen Schwimmwinkel berechneten linearen Geschwindigkeit zugeordnet wird:

wenn $((v_{mrfrefy} v_{mrfrefy} < 0 \text{ or } (v_{mrfmlr} \geq 0 \text{ und } v_{mrfrefy} \leq v_{mrfmlinray})$
 oder $(v_{mrfmlr} \geq 0 \text{ und } v_{mrfrefy} \leq v_{mrfmlinray}))$ und $(S \leq p_{minslowmu})$ (77)

$$\{$$

$$v_{mrfrefy} = v_{mrfmlinray};$$

$$\}$$

[0151] Es ist eine weitere Größenbegrenzung erforderlich:

wenn $(v_{mrfrefy} > 0)$

$$v_{mrfrefy} = \min(\min(p_{betabound} |v_{mrfx}, p_{maxdatvel}|), v_{mrfrefy});$$
 (78)

sonst

$$v_{mrfrefy} = \max(\max(p_{betabound} |v_{mrfx}, p_{maxdatvel}|), v_{mrfrefy});$$

[0152] Wenn die Bedingungen (75) nicht erfüllt sind, wird die Referenz-Quergeschwindigkeit auf die lineare Quergeschwindigkeit umgestellt:

sonst

$$\left\{ \begin{array}{l} \\ v_{mrfrefy} = v_{mrfinray}; \quad (79) \\ \end{array} \right\}$$

[0153] Nun kann der Niedrigfrequenzanteil v_{mrfssy} der Quergeschwindigkeit an der Hinterachse und im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem im Schritt 714 bestimmt werden. Dies kann mittels eines Gleichgewichts-Rekonstruktionsfilters wie folgt durchgeführt werden:

$$v_{mrfssy} = d_{ssc} v_{mrfssy} + n_{ssc} v_{mrfrefy} \quad (80)$$

wobei d_{ssc}, n_{ssc} die Filterkoeffizienten sind.

[0154] Ein weiteres Verfahren zur Ermittlung des Niedrigfrequenzanteils v_{mrfssy} verwendet die Zurücksetzung auf die folgende Anfangsbedingung:

$$\begin{aligned} & v_{mrfssy} = d_{ssc} v_{mrfssy} + n_{ssc} v_{mrfrefy} \\ & \text{wenn} \left((v_{mrfefray} v_{mrfinry} < 0 \right. \\ & \quad \text{oder} \left(v_{mrfinry} \leq 0 \text{ und } v_{mrfay} \leq v_{mrfinry} \right) \\ & \quad \text{oder} \left(v_{mrfinry} \leq 0 \text{ und } v_{mrfay} \leq v_{mrfinry} \right) \quad (81) \\ & \left. \right) \text{ und } (S \leq p_{minslowmu}) \\ & \left\{ \begin{array}{l} v_{mrfssy} = v_{mrfinry} - v_{mrfäyny}; \\ \end{array} \right\} \end{aligned}$$

[0155] Im Folgenden wird die Berechnung des dynamischen Anteils der Quergeschwindigkeit an der Hinterachse im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem in Schritt 716 betrachtet. Dieser dynamische Anteil kann als Hochfrequenzanteil bezeichnet werden. Die Ableitung der Geschwindigkeit kann wie folgt geschrieben werden:

$$dv_{mrfy} = \bar{\alpha}_{mrfy} - \omega_{mrfx} v_{mrfx} + \omega_{mrfx} v_{mrfy} \quad (82)$$

[0156] Bei hinreichend niedrigem Wert der vertikalen Geschwindigkeit gilt die folgende Beziehung:

$$dv_{mrfy} = \bar{a}_{mrfy} - \omega_{mrfz} v_{mrfx} \quad (83)$$

[0157] Unter Verwendung einer Anti-Drift-Integration kann der dynamische Anteil $v_{mrfdyny}$ der Quergeschwindigkeit v_{mrfay} wie folgt berechnet werden:

$$v_{mrfdyny} = d_{ads} v_{mrfdyny} + n_{ads} dv_{mrfy} \quad (84)$$

[0158] Wegen möglicher Fehler bei der Berechnung gemäß Gleichung (83) wird eine Berechnung anhand von Gleichung (84) in Kombination mit Anfangsbedingungen wie folgt durchgeführt:

$$v_{mrfdyny} = d_{ads}v_{mrfdyny} + n_{ads}dv_{mrfray}$$

$$\begin{aligned} &\text{wenn } \left((v_{mrf}v_{mrflyny} < 0 \right. \\ &\quad \text{oder } (v_{mrflyny} \geq 0 \text{ und } v_{mrfray} \leq v_{mrflyny}) \\ &\quad \text{oder } (v_{mrflyny} \leq 0 \text{ und } v_{mrfray} \geq v_{mrflyny}) \\ &\left. \right) \text{ und } (S \leq p_{mmslowmu}) \end{aligned} \quad (85)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{mrfdyny} = v_{mrflyny} - v_{mrfssy}; \\ \end{array} \right\}$$

[0159] In einem Schritt 718 kann der endgültige Wert der Quergeschwindigkeit mittels Kombination des Gleichgewichtszustandes und der dynamischen Quergeschwindigkeit ermittelt werden. Eine Variation von Gleichung (85) kann unter Verwendung eines allmählichen Anstiegs anstelle eines plötzlichen Umschaltens realisiert werden:

$$v_{mrfdyny} = d_{ads}v_{mrfdyny} + n_{ads}dv_{mrfray}$$

$$\begin{aligned} &\text{wenn } \left((v_{mrf}v_{mrflyny} < 0 \right. \\ &\quad \text{oder } (v_{mrflyny} \geq 0 \text{ und } v_{mrf} \leq v_{mrflyny}) \\ &\quad \text{oder } (v_{mrflyny} \leq 0 \text{ und } v_{mrf} \geq v_{mrflyny}) \\ &\left. \right) \text{ und } (S \leq p_{mmslowmu}) \end{aligned} \quad (86)$$

$$\left\{ \begin{array}{l} v_{mrfdyny} = v_{mrflyny} - v_{mrfssy} + (v_{mrfdyny} - v_{mrflyny} + v_{mrfssy}) / p_{rho}; \\ \end{array} \right\}$$

[0160] Eine weitere Variation lautet wie folgt:

$$\begin{aligned} &\text{wenn } \left((v_{mrf}v_{mrflyny} < 0 \right. \\ &\quad \text{oder } (v_{mrflyny} \geq 0 \text{ und } v_{mrf} \leq v_{mrflyny}) \\ &\quad \text{oder } (v_{mrflyny} \leq 0 \text{ und } v_{mrf} \geq v_{mrflyny}) \\ &\left. \right) \text{ und } (S \leq p_{mmslowmu}) \end{aligned} \quad (87)$$

$$v_{mrfdyny} = v_{mrflyny} - v_{mrfssy} + (v_{mrfdyny} - v_{mrflyny} + v_{mrfssy}) / p_{rho};$$

sonst

$$v_{mrfdyny} = d_{ads}v_{mrfdyny} + n_{ads}dv_{mrfray};$$

[0161] Der endgültige Wert der Quergeschwindigkeit an der Hinterachse und in dem Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem kann zur Steuerung diverser Fahrzeugsysteme verwendet werden, einschließlich (jedoch nicht beschränkt auf) eines Gierregelungssystems und anderer Dynamikregelungssysteme.

Bestimmung der Längsgeschwindigkeit

[0162] In dieser Ausführungsform wird die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit basierend auf den kompensierten Raddrehzahlsensordaten, den Ausgangssignalen der IMU-Sensorgruppe und den berechneten Signalen aus anderen Modulen in der ISS-Einheit, dem Radsteuerungsstatus (bei ABS-, TCS-, RSC-, AYSC-, oder Bremsung des Fahrers), dem Motordrehmoment und der Drosselinformation bestimmt. Die hier betrachtete Fahrzeuglängsgeschwindigkeit ist entlang der Längsrichtung des Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystems definiert. Die Raddrehzahlen sind die linearen Geschwindigkeiten in Projektion auf die momentane, durch das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem (die Längs- und die Querachse des Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystems) definierte Ebene. Die hier angegebenen Algorithmen und Verfahren führen zur Fehlerreduzierung gegenüber existierenden Längsgeschwindigkeitsberechnungen, wie sie in Bremsregelungssys-

temen (ABS und TCS) und Fahrzeugstabilitätssteuerungssystemen (wie z.B. ESC und RSC) verwendet werden und die auf einer herkömmlichen ESC-Sensorgruppe oder einer RSC-Sensorgruppe basieren.

[0163] Die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit ist eine wichtige, in Fahrzeugdynamikregelungssystemen verwendete Variable. Beispielsweise aktivieren ABS- und TCS-Bremsregelungssysteme die jeweilige Bremse basierend auf dem Längsschlupf-Verhältnis des entsprechenden Rades. Das Längsschlupf-Verhältnis in einer bestimmten Ecke ist ein Maß für die relative Differenz zwischen der Geschwindigkeit der Fahrzeugkarosserie an der entsprechenden Ecke und der Lineargeschwindigkeit des Mittelpunkts des entsprechenden Rades. Schlupfverhältnisse werden auch in ISCS-Funktionen wie z.B. RSC, YSC und LSC verwendet.

[0164] Eine weitere Anwendungsmöglichkeit der Längsgeschwindigkeit besteht für eine Berechnung des Fahrzeugschwimmwinkels, welcher durch Division der berechneten Quergeschwindigkeit an einer bestimmten Position der Fahrzeugkarosserie (beispielsweise an dem Fahrzeugschwerpunkt oder an der Mitte der Hinterachse) durch die Längsgeschwindigkeit erhalten wird. Die Berechnung der Quergeschwindigkeit wird durch die Genauigkeit der Längsgeschwindigkeit beeinflusst, wobei Fehler in der Bestimmung der Längsgeschwindigkeit direkt auf Fehler in der Berechnung des Schwimmwinkels übertragen werden.

[0165] Wenn auch eine Vielzahl von Verfahren in bestehenden Stabilitätssteuerungssystemen angewandt werden, erreicht keines von diesen die Genauigkeit und Robustheit, welche für die ISCS-Funktionalität erforderlich ist. Beispielsweise erfordert in einem Fahrtszenario eines mit einem RSC-System ausgestatteten RWD-Fahrzeugs, bei welchem zwei Räder abheben (d.h. zwei innen liegende Räder sich in der Luft befinden) das RSC-System einen großen Bremsdruck an dem außen liegenden Vorderrad, wobei ein gewisses Antriebsdrehmoment auf das Hinterrad ausgeübt wird. In diesem Falle liefert keines der vier Raddrehzahlsensorsignale eine sinnvolle Information zur Spezifizierung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit. Ein nahe liegender Ansatz besteht in der Integration der verfügbaren Längsbeschleunigung, um einen Hinweis auf die Fahrzeuggeschwindigkeit zu erhalten. Aufgrund des Gravitationseinflusses über die Fahrzeugneigung und des Querbewegungseinflusses aufgrund der Rutschbewegung des Fahrzeugs in Querrichtung kann jedoch eine Integration der Längsgeschwindigkeit mit signifikanten Fehlern verbunden sein und die Effizienz der RSC-Funktion verringern oder mögliche fehlerhafte Aktivierungen hervorrufen.

[0166] Ein weiteres Problem bei existierenden Verfahren besteht darin, dass sich auf eis- oder schneebedeckter Fahrbahn die vier einzelnen Räder sämtlich in einem ungewöhnlichen Zustand befinden können (d.h. dass keines der Räder einen guten Hinweis auf die Fahrzeuggeschwindigkeit gibt, da keines der Räder eine reine Rollbewegung durchführt), und die Längsbeschleunigung erneut durch die seitliche Rutschbewegung des Fahrzeugs beeinflusst wird, so dass die existierenden Verfahren signifikante Fehler hervorrufen, was die Regelungsvorgänge beeinflusst.

[0167] Gemäß **Fig. 9** wird eine Abschätzung der Längsgeschwindigkeit mittels eines Raddrehzahl-Funktionsblocks 800 durchgeführt, welcher die Raddrehzahlen empfängt und einen Skalierungsfaktor 802 sowie eine Raddrehzahlkompensation 804 bereitstellt. Das aufgrund der Raddrehzahlkompensation erhaltene Ausgangssignal wird an einen Funktionsblock 806 für die Längsgeschwindigkeitsreferenz, eine Überwachung der Kontaktfeldgeschwindigkeit und das Längsschlupf-Verhältnis gesandt. Das Ausgangssignal der Längsgeschwindigkeitseinheit wird von dem Funktionsblock 806 zurück an die Skalierungsfaktoreinheit 802 innerhalb des Funktionsblocks 806 gesandt. Der Funktionsblock 806 empfängt diverse Eingangssignale von Sensoren und dergleichen. Beispielsweise wird die Gierrate im Referenzbewegungs-Koordinatensystem, der Lenkwinkel, der Betätigungsstatus der Räder und des Antriebsstranges, der Fahrerbremsstatus und der lineare Schwimmwinkel im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem an den Funktionsblock 806 übermittelt. Eine Ableitung der Längsgeschwindigkeit wird unter Verwendung der Längsbeschleunigung an der Hinterachse im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem, der Gierrate im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem, dem G-Nick- und R-Nick-Faktor und der Quergeschwindigkeit an der Hinterachse im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem ermittelt. Die Ableitung der Längsgeschwindigkeit wird im Funktionsblock 808 aus den vorherigen vier Sensorsignalen bestimmt und an den Funktionsblock 806 übersandt, um ein Längsschlupf-Verhältnis in der Überwachungseinheit für die Kontaktfeldgeschwindigkeit zu bestimmen. Das Ausgangssignal des Funktionsblocks 806 wird zu einem Arbitrations- und Filterfunktionsblock 810 übermittelt, welches endgültig die Längsgeschwindigkeit bestimmt.

[0168] In **Fig. 10** ist der Funktionsblock 800 detaillierter dargestellt. Der Funktionsblock 800 weist einen auf der Drehzahl des linken Vorderrades basierenden Algorithmus 820, einen auf der Drehzahl des rechten Vorderrades basierenden Algorithmus 822, einen auf der Drehzahl des linken Hinterrades basierenden Algorithmus 824 und einen auf der Drehzahl des rechten Hinterrades basierenden Algorithmus 826 auf. Ein auf bei-

den Vorderrädern basierender Algorithmus 828 und ein auf beiden Hinterrädern basierender Algorithmus 830 sind ebenfalls vorgesehen. Eine Abschätzungseinheit 832 für die Kontaktfeldgeschwindigkeit und eine Berechnungseinheit 834 für das Schlupfverhältnis sind ebenfalls vorgesehen. Berechnungen unter Verwendung dieser Signale und des aktuellen Radbetätigungszustandes sowie des Fahrerbremszustandes können durch den Funktionsblock 806 bereitgestellt werden. Ein Funktionsblock 840 führt eine Divergenzüberprüfung der Räder durch. Wenn die in Schritt 842 erfolgende Divergenzabfrage mit ja beantwortet wird, kann den Raddrehzahlen vertraut werden und die Längsreferenzgeschwindigkeit wird ausgegeben. Wenn die in Schritt 842 erfolgende Divergenzabfrage mit nein beantwortet wird, kann ein SSC-Filter 844 vorgesehen sein. Der SSC-Filter 844 kombiniert die Ableitung der Längsgeschwindigkeit mit einem Anti-Integrations-Drift-Filter 846 unter Erzeugung eines Ausgangssignals. Die Besonderheiten der vorstehenden Berechnungen werden weiter unten näher beschrieben.

[0169] Gemäß **Fig. 11** werden in einem Schritt 900 die diversen Raddrehzahlsensorsignale bestimmt. Im Schritt 902 werden andere Sensorausgangssignale ermittelt und auf das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem übertragen.

[0170] Die Änderungsrate der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem kann aus den Signalen im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem in Schritt 904 wie folgt berechnet werden:

$$\dot{v}_{mrfx} = \alpha_{mrfx} + \omega_{mrfz} v_{mrfay} + g \sin \theta_{mrfy} \quad (88)$$

wobei θ_{mrfy} den Nickwinkel des Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystems bezüglich des Meeresspiegels angibt, welcher äquivalent zu dem sog. Fahrbahnneigungswinkel oder der Fahrbahnsteigung ist. θ_{mrfy} kann wie folgt berechnet werden:

$$\theta_{mrfy} = \theta_{sy} - \Delta\theta_y - \theta_{yr} \quad (89)$$

wobei θ_{sy} den basierend auf den IMU-Sensorsignalen berechneten Gesamt-Nickwinkel des Sensor-Koordinatensystems, $\Delta\theta_y$ die Sensornickfehlausrichtung und θ_{yr} die relative Nicklage angibt, welche die Aufhängungshöhendifferenz zwischen der vorderen und der hinteren Aufhängung beschreibt.

[0171] Wenn eine Berechnung der Längsgeschwindigkeit an der Position der Mitte der Hinterachse gewünscht ist, ändert sich die obige Berechnung von Gleichung (88) zu:

$$dv_{mrfax} = \alpha_{mrfx} + p_{xsl2ra} (\omega_{mrfy}^2 + \omega_{mrfz}^2) + \omega_{mrfz} v_{mrfay} + g \sin \theta_{mrfy} \quad (90)$$

wobei p_{xsl2ra} den Längsabstand zwischen der Sensorposition und der Hinterachse angibt, und wobei v_{mrfay} die Quergeschwindigkeit an der Hinterachse angibt.

[0172] Theoretisch kann die Längsgeschwindigkeit an der Hinterachse v_{mrfax} direkt aus Gleichung (90) mittels Integration erhalten werden. Aufgrund von in die Größen α_{mrfx} , ω_{mrfy} und ω_{mrfz} einfließenden Sensorfehlern und von in die Größen v_{mrfay} und θ_{mrfy} einfließenden Berechnungsfehlern erzeugt jedoch eine direkte, langzeitige Integration signifikante Fehler. Anstatt ständig auf die Integration von dv_{mrfax} zu vertrauen, werden Raddrehzahlsensoren verwendet. Im Weiteren wird ein Verfahren zur Berechnung der Längsgeschwindigkeit beschrieben, welches die Größe dv_{mrfax} und die Raddrehzahlen kombiniert.

[0173] In einem Schritt 906 können die Raddrehzahlen zur Bestimmung der Längsgeschwindigkeit verwendet werden. Wenn die Raddrehzahlsensoren sorgfältig mit den korrekten Skalierungsfaktoren kompensiert werden und sich das Fahrzeug in normalem Fahrzustand befindet, liefern die kompensierten Raddrehzahlsensoren korrekte Hinweise auf die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit. In solchen Fahrsituationen befinden sich die Räder gewöhnlich in einem stabilen Zustand, d.h. ihr Bewegungszustand liegt nahe bei einer freien Rollbewegung. In anderen Fahrsituationen, in welchen die Räder weit von einer freien Rollbewegung entfernt sind, liefern die Raddrehzahlen keinen guten Hinweis mehr auf die Fahrzeuglängsgeschwindigkeiten. Solche Situationen können auftreten, wenn die Räder aufgrund einer Fahrerbremsanforderung gebremst werden: hierbei werden die Räder aufgrund von Bremsregelungsanforderungen gebremst, die Räder werden mit großen Antriebsdrehmomenten angetrieben (betreffend die angetriebenen Räder, was gewöhnlich ein Durchdrehen der Räder verursacht), die Räder verlieren Bodenhaftung (das auf die Räder ausgeübte Antriebsdrehmoment ist größer als die Fahrbahnhaftungsgrenze), die Räder rutschen in Längs-

richtung, die Räder rutschen in Querrichtung (das Fahrzeug baut einen großen Schwimmwinkel auf) oder die Räder befinden sich in der Luft (beispielsweise die innen liegenden Räder während eines scharfen Wendemanövers).

[0174] Wenn jedoch wenigstens ein Rad sich in einer freien Rollbewegung befindet und die übrigen Räder sich in instabilen Zuständen befinden, kann die Raddrehzahl immer noch zur Bestimmung der Fahrzeuglängsgeschwindigkeit verwendet werden.

[0175] Wenn sich das linke Vorderrad in einer freien Rollbewegung oder nahe einer freien Rollbewegung befindet, kann die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit am Mittelpunkt der Hinterachse in Projektion auf das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem basierend auf dem kompensierten Raddrehzahlsignal wie folgt berechnet werden:

$$v(0) = \frac{k_0 w_0 + \omega_{mrfz} [t_f \cos(\delta) - b \sin(\delta)]}{\cos(\delta) + \sin(\beta) \sin(\delta)} \quad (91)$$

wobei δ den Lenkwinkel des Rades (Fahrbahn-Rad-Lenkwinkel), β den Schwimmwinkel an der Hinterachse, b die Fahrzeugbasis, t_f die halbe Spurbreite der Vorderachse, ω_{mrfz} die Gierrate der Fahrzeugkarosserie in Projektion auf das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem und k_0 den Raddrehzahlskalierungsfaktor des linken Vorderrades bezeichnen.

[0176] In ähnlicher Weise kann dann, wenn sich das rechte Vorderrad in einer freien Rollbewegung oder nahe einer freien Rollbewegung befindet, die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit an dem Mittelpunkt der Hinterachse in Projektion auf das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem basierend auf den kompensierten Raddrehzahlsignalen wie folgt berechnet werden:

$$v(1) = \frac{k_1 w_1 - \omega_{mrfz} [t_f \cos(\delta) - b \sin(\delta)]}{\cos(\delta) + \sin(\beta) \sin(\delta)} \quad (92)$$

wobei k_1 den Raddrehzahlskalierungsfaktor des rechten Vorderrades bezeichnet.

[0177] Wenn sich das linke Hinterrad in einer freien Rollbewegung befindet, kann die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit an dem Mittelpunkt der Hinterachse in Projektion auf das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem basierend auf den kompensierten Raddrehzahlsignalen wie folgt berechnet werden:

$$v(2) = k_2 w_2 + \omega_{mrfz} t_r \quad (93)$$

wobei t_r die halbe Spurlänge der Hinterachse und k_2 den Raddrehzahlskalierungsfaktor des linken Hinterrades bezeichnen. Wenn sich das linke Hinterrad in einer freien Rollbewegung befindet, kann die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit an dem Mittelpunkt der Hinterachse in Projektion auf das Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem basierend auf den kompensierten Raddrehzahlsignalen wie folgt berechnet werden:

$$v(3) = k_3 w_3 - \omega_{mrfz} t_r \quad (94)$$

wobei k_3 den Raddrehzahlskalierungsfaktor des rechten Hinterrades bezeichnet.

[0178] Basierend auf den obigen, aus den vier Raddrehzahlsensorsignalen berechneten Längsgeschwindigkeiten können die Geschwindigkeitsvariablen zusammen mit ihren relativen Positionen über die vier Variablen wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned} v_{fmin} &= \min(v(0), v(1)); v_{fav} = (v(0) + v(1)) / 2; v_{fmax} = \max(v(0), v(1)); \\ v_{min} &= \min(v(2), v(3)); v_{rav} = (v(2) + v(3)) / 2; v_{max} = \max(v(2), v(3)); \\ v_{min} &= \min(v_{fmin}, v_{min}); v_{max} = \max(v_{fmax}, v_{max}); v_{mod} = v_{fav} + v_{rav} - (v_{min} + v_{max}) / 2; \end{aligned} \quad (95)$$

[0179] Für eine vorgegebene Fahrzeuglängsgeschwindigkeit v_{mrfmax} kann die lineare Geschwindigkeit an jedem der Räder in Projektion auf die Radlängsrichtung in Schritt 908 wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned}
v_{vmrfrax}(0) &= v_{mrfrax} \cos(\delta) + \omega_{mrfz} (b \sin(\delta) + t_f \cos(\delta)) \\
v_{vmrfrax}(1) &= v_{mrfrax} \cos(\delta) + \omega_{mrfz} (b \sin(\delta) - t_f \cos(\delta)) \\
v_{vmrfrax}(2) &= v_{mrfrax} + \omega_{mrfz} t_r \\
v_{vmrfrax}(3) &= v_{mrfrax} - \omega_{mrfz} t_r
\end{aligned} \tag{96}$$

[0180] Basierend auf den linearen Eckgeschwindigkeiten können die Längsschlupf-Verhältnisse und die verwandten Größen in Schritt 910 wie folgt berechnet werden, wobei $p(i)$ die herkömmliche Definition des Längsschlupf-Verhältnisses des i -ten Rades ist:

$$\begin{aligned}
&\text{für } (i = 0; i < 4; i++) \\
&\{ \rho(i) = \frac{v(i)}{\max(v_{\min}, v_{vmrfrax}(i))} - 1; \\
&\rho(i) = \min(1, \max(-1, \rho(i))); \\
&d\rho(i) = p_{dlpf} d\rho(i) + (1 - p_{dlpf}) \frac{\rho(i) - \rho_{z1}(i)}{\Delta T}; \\
&\rho_{z1}(i) = \rho(i); \\
&\rho_p(i) = \rho(i) d\rho(i); \\
&\rho_r(i) = v_{vmrfrax}(i) d\rho(i); \}
\end{aligned} \tag{97}$$

[0181] Im Folgenden wird die Qualität der Raddrehzahlensignale, auf Basis derer die Fahrzeuglängsgeschwindigkeit im Schritt 912 berechnet werden kann, für jedes Rad bestimmt:

[0182] Es ist auch zu beachten, dass eine Bremswirkung an jedem der Räder die Verwendbarkeit des Raddrehzahlsensors dieses Rades bei der Berechnung der Längsgeschwindigkeit beeinträchtigt. Aus diesem Grunde kann die Schlupfneigung des i -ten Rades (divergenter oder konvergenter Längsschlupf angezeigt durch die Boolesche Variable $S[i].\text{konvergent_schlupf}$), abgebremstes oder beschleunigtes Rad (angezeigt durch die Boolesche Variable $S[i].\text{whldec}$ und $S[i].\text{whlacc}$) und die Bremswirkung (angezeigt durch die Boolesche Variable $S[i].\text{bremsen}$) wie folgt bestimmt werden:

$$\begin{aligned}
&\text{für } (i = 0; i < 4; i++) \\
&\{ \text{wenn}(\rho_p(i) \leq 0) \quad S[i].\text{konvergent_schlupf} = 1; \\
&\quad \text{sonst} \quad S[i].\text{konvergent_schlupf} = 0; \\
&\text{wenn}(\rho_r(i) > \rho_{\min \text{ wacc}}) \quad S[i].\text{whlacc} = 1; \\
&\quad \text{sonst wenn}(\rho_r(i) > -\rho_{\min \text{ wacc}}) S[i].\text{whldec} = 1; \\
&\quad \text{sonst} \\
&\quad \{ S[i].\text{whlacc} = 0; \quad S[i].\text{whldec} = 0; \} \\
&\text{sonst}(S[i].\text{ABS} = 0 \ \&\& \ S[i].\text{BTCS} = 0 \ \&\& \ S[i].\text{YSC} = 0 \\
&\quad \&\& \ S[i].\text{RSC} = 0 \ \&\& \ S[i].\text{LSC} = 0 \ \&\& \ P(i) \leq \rho_{\min \text{ pres}}) \\
&\quad S[i].\text{bremsen} = 0; \\
&\quad \text{sonst} \quad S[i].\text{bremsen} = 1; \}
\end{aligned} \tag{98}$$

wobei $S[i].\text{ABS}$, $S[i].\text{BTCS}$, $S[i].\text{YSC}$, $S[i].\text{RSC}$ und $S[i].\text{LSC}$ Boolesche Variablen bezeichnen, welche dann einen aktiven bzw. positiven Wert aufweisen, wenn eine Aktivierung des ABS-, BTCS- (Bremsstraktionsregelung), YSC-, RSC- bzw. LSC-Systems erfolgt.

[0183] Die Kontaktfeldgeschwindigkeitsdifferenz zwischen dem linken Rad und dem rechten Rad an der gleichen Achse und der Mittelwert der Kontaktfeldgeschwindigkeiten an der gleichen Achse kann wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned} \Delta v_{cpfa} &= \left| \frac{W_1 - W_0}{2} - \omega_{mrfz} t_f \cos(\delta) \right|; \\ v_{cpfa} &= \left| \frac{W_1 + W_0}{2} - \omega_{mrfz} b \sin(\delta) - v_{mrfra} (\cos(\delta) + \sin(\delta) \beta_{mrfra}) \right|; \\ \Delta v_{cpra} &= \left| \frac{W_3 - W_2}{2} - \omega_{mrfz} t_r \right|; \\ v_{cpra} &= \left| \frac{W_3 + W_2}{2} - v_{mrfra} \right|; \end{aligned} \quad (99)$$

und diese Werte können zur Ermittlung verwendet werden, ob die Kontaktfelder sich an der gleichen Achse stark voneinander unterscheiden. Eine derartige Logik wird wie folgt durchgeführt:

$$\begin{aligned} &\text{wenn } (\Delta v_{cpfa} \leq p_{dfth} v_{mrfavx}) \& \& v_{cpfa} \leq p_{mfth} v_{mrfavx} \\ &\{ S[0].\text{konvergent_cpv} = 1; S[1].\text{konvergent_cpv} = 1; \} \\ &\text{sonst} \\ &\{ S[0].\text{konvergent_cpv} = 0; S[1].\text{konvergent_cpv} = 0; \} \\ &\text{wenn } (\Delta v_{cpra} \leq p_{dfth} v_{mrfavx}) \& \& v_{cpra} \leq p_{mfth} v_{mrfavx} \\ &\{ S[2].\text{konvergent_cpv} = 1; S[3].\text{konvergent_cpv} = 1; \} \\ &\text{sonst} \\ &\{ S[2].\text{konvergent_cpv} = 0; S[3].\text{konvergent_cpv} = 0; \} \end{aligned} \quad (100)$$

[0184] Als nächstes werden Antriebsstrangmodus und Drehmoment im Schritt 914 basierend auf der Antriebsdrehmomentverteilungsinformation D_r ermittelt:

$$\begin{aligned} &\text{wenn } (D_\tau \leq 0) \\ &\quad tDriveMode = REAR; \\ &\text{sonst wenn } (D_\tau > 0 \& \& D_r < p_{irgdistribution}) \\ &\quad tDriveMode = TOD; \\ &\text{sonst} \\ &\quad tDriveMode = FOUR; \end{aligned} \quad (101)$$

wobei das Kürzel „REAR“ für Hinterradantrieb, „TOD“ für „Drehmoment nach Bedarf“ („Torque-On-Demand“) und „FOUR“ für Allradantrieb steht. $p_{irgdistribution}$ ist ein Schwellenwert für die Drehmomentverteilung zur Bestimmung des Antriebsmodus. Es kann auch eine detaillierte Antriebsstrangbestimmung verwendet werden.

[0185] Das auf jedes der vier Räder ausgeübte Bremsmoment kann basierend auf dem gemessenen Druck $P(i)$ an dem i-ten Rad berechnet werden:

$$\begin{aligned} \tau_b(0) &= P(0) * p_{brkTGain0}; \quad \tau_b(1) = P(1) * p_{brkTGain1}; \\ \tau_b(2) &= P(2) * p_{brkTGain2}; \quad \tau_b(3) = P(3) * p_{brkTGain3}; \end{aligned} \quad (102)$$

wobei $p_{brkTGain}$ die Bremsmomentverstärkung für das i-te Rad angibt.

Referenzgeschwindigkeit mittels Integration der raddrehzahlbasierten Berechnung mit einer beschleunigungsbasierten Berechnung

[0186] Basierend auf dem Fahrmodus und dem berechneten Bremsmoment kann das gesamte, auf das i-te Rad ausgeübte Drehmoment berechnet werden. Beispielsweise kann im Folgenden für den Hinterradantriebs- und den Allradantriebsmodus das gesamte Raddrehmoment unter Verwendung des auf die Achse verteilten Motordrehmoments $\tau_{axletorque}$ berechnet werden:

$$\begin{aligned}
 & \text{wenn}(tDriveMode = REAR) \\
 & \{ \quad \tau_d(0) = (-1) * \tau_b(0); \tau_d(1) = (-1) * \tau_b(1); \\
 & \quad \tau_d(2) = \frac{\tau_{axletorque}}{2} - \tau_b(2); \tau_d(3) = \frac{\tau_{axletorque}}{2} - \tau_b(3); \quad \} \\
 & \text{wenn}(tDriveMode = FRONT)
 \end{aligned} \tag{103}$$

$$\begin{aligned}
 & \{ \quad \tau_d(0) = \frac{\tau_{axletorque}}{2} - \tau_b(0); \tau_d(1) = \frac{\tau_{axletorque}}{2} - \tau_b(1); \\
 & \quad \tau_d(2) = (-1) - \tau_b(2); \tau_d(3) = (-1) - \tau_b(3); \quad \}
 \end{aligned}$$

[0187] In einem Schritt 916 wird die Referenzlängsgeschwindigkeit dazu verwendet, den Niedrigfrequenzanteil der Fahrzeuflängsgeschwindigkeiten wie folgt zu ermitteln.

[0188] Die Situation eines nicht abgehobenen Rades wird durch den relativen Roll-, Radabhebewinkel und die Vorderrad-Steuerungsbits angezeigt:

$$\begin{aligned}
 & f(|\theta_{xr}| \leq p_{75th} p_{rollgradient} \ \& \ (\theta_{wda} = 0) \ \& \ S[0].RSC = 0 \ \& \ S[1].RSC = 0) \\
 & \{ \\
 & \quad \text{wenn}(tDriveMode = REAR) \\
 & \quad \{
 \end{aligned} \tag{104}$$

[0189] Wenn sich der TOD-Antriebsstrang TOD im Übergangsmodus befindet, kann eine 4X2-Annahme für den TOD verwendet werden. Für andere Antriebsstränge kann sich der Antriebsstrang eventuell nicht in einem Übergangsmodus befinden.

[0190] Im Falle eines 4-Rad-Leerlaufs steigt die Referenzlängsgeschwindigkeit bis zur maximalen Längsgeschwindigkeit v_{max} linear an:

$$\begin{aligned}
 & f (\quad S[0].bremsen = 0 \ \& \ S[1].bremsen = 0 \\
 & \quad \& \ S[2].bremsen = 0 \ \& \ S[3].bremsen = 0 \\
 & \quad \& \ \Theta_{throttle} \leq 0 \ \& \ \tau_{axletorque} \leq \rho_{maxcoasttorq}) \tag{105} \\
 & \{ \quad v_{mfraxref} = v_{max} + \frac{(v_{mfraxref} - v_{max})}{\xi}; \quad \}
 \end{aligned}$$

wobei $\Theta_{throttle}$ den Drosselwinkel, ξ eine für die lineare Anstiegsrate charakteristische Konstante größer als 1 und $\rho_{maxcoasDorq}$ einen Schwellenwert bezeichnet, welcher das maximale erlaubte Drehmoment für das im Leerlauf fahrende Fahrzeug angibt.

[0191] Wenn die vorstehenden 4-Rad-Leerlauf-Bedingungen nicht erfüllt sind, wird der folgende 2-Vorderrad-Leerlauf-Fall zugrunde gelegt (eines oder beide Hinterräder werden abgebremst, oder die Hinterräder werden angetrieben):

$$\begin{aligned}
 & \text{sonst wenn } (S[0].bremsen = 0 \ \&\& \ S[1].bremsen = 0) \\
 & \{ \quad \text{wenn } (S[0].im_schmalband = 1) \\
 & \quad \quad v_{mfraxref} = v(0) + \frac{(v_{mfraxref} - v(0))}{\xi}; \\
 & \quad \text{sonst wenn } (S[0].im_schmalband = 1) \\
 & \quad \quad v_{mfraxref} = v(1) + \frac{(v_{mfraxref} - v(1))}{\xi}; \\
 & \quad \text{sonst wenn } (\Theta_{throttle} \leq 0 \ \&\& \ \tau_{axletorque} \leq p_{max \ torque \ cost}) \quad (106) \\
 & \quad \{ \quad \text{wenn } (v_{fmax} > p_{min \ vel}) \\
 & \quad \quad \quad v_{mfraxref} = v_{fmax} + \frac{(v_{mfraxref} - v_{fmax})}{\xi}; \\
 & \quad \quad \quad \text{sonst} \quad v_{mfraxref} += dv_{mfrax} \Delta T; \quad \} \\
 & \quad \text{sonst wenn } (\Theta_{throttle} > 0 \ \|\ \tau_{axletorque} > p_{max \ torque \ cost}) \\
 & \quad \quad v_{mfraxref} = v_{fo} + \frac{(v_{mfraxref} - v_{fo})}{\xi}; \quad \}
 \end{aligned}$$

[0192] Wenn die 4-Rad-Leerlauf-Bedingung und die 2-Rad-Leerlauf-Bedingungen nicht erfüllt sind, wird ein 2-Hinterrad-Leerlauf-Fall überprüft (eines oder beide Vorderräder werden abgebremst):

$$\begin{aligned}
 & \text{sonst wenn } (S[2].bremsen = 0 \ \&\& \ S[3].bremsen = 0 \\
 & \quad \&\& \ \Theta_{throttle} > 0 \ \&\& \ \tau_{axletorque} > p_{max \ torque \ cost}) \\
 & \{ \quad \text{wenn } (S[2].im_schmalband = 1) \\
 & \quad \quad v_{mfraxref} = v(2) + \frac{(v_{mfraxref} - v(2))}{\xi}; \\
 & \quad \text{sonst wenn } (S[3].im_schmalband = 1) \\
 & \quad \quad v_{mfraxref} = v(3) + \frac{(v_{mfraxref} - v(3))}{\xi}; \quad (107) \\
 & \quad \text{sonst wenn } (S[0].bremsen = 1 \ \&\& \ S[1].bremsen = 1) \\
 & \quad \{ \quad \text{wenn } (v_{fmax} > p_{min \ vel} \ \&\& \ |\rho(i_{ro})| \leq p_{shproatzobd}) \\
 & \quad \quad \quad v_{mfraxref} = v_{max} + \frac{(v_{mfraxref} - v_{max})}{\xi}; \\
 & \quad \quad \quad \text{sonst} \quad v_{mfraxref} += dv_{mfrax} \Delta T; \quad \} \\
 & \quad \text{sonst} \quad v_{mfraxref} = v_{rav} + \frac{(v_{mfraxref} - v_{rav})}{\xi}; \quad \}
 \end{aligned}$$

[0193] Wenn die vorstehenden Bedingungen, d.h. die 4-Rad-Leerlauf-Bedingung und die 2-Rad-Leerlauf-Bedingung nicht erfüllt sind, wird das Vorliegen einer Ein-Rad-Leerlauf-Bedingung für das linke Vorderrad geprüft:

$$\begin{aligned}
 & \text{sonst wenn } (S[0].in_mitte = 1 \ \&\& \ S[0].konvergent_schlupf = 1 \\
 & \quad \&\& \ S[0].konvergent_cpv = 1 \ \&\& \ S[0].bremsen = 0 \\
 & \quad \&\& \ N(0) > p_{fslatzcnl} (1 - p_{nloss})) \quad (108) \\
 & \{ \quad v_{mfraxref} = v(0) + \frac{(v_{mfraxref} - v(0))}{\xi}; \quad \}
 \end{aligned}$$

[0194] Wenn die 4-Rad-Leerlauf-Bedingung, die 2-Rad-Leerlauf-Bedingung und die EinRad-Leerlauf-Bedingung für das linke Vorderrad alle nicht erfüllt sind, wird das Vorliegen einer Leerlaufbedingung für das rechte Vorderrad geprüft:

$$\begin{aligned} & \text{sonst wenn } (S[1].in_mitte = 1 \ \&\& \ S[1].konvergent_schlupf = 1 \\ & \quad \&\& \ S[1].konvergent_cpv = 1 \ \&\& \ S[1].bremsen = 0 \\ & \quad \&\& \ N(1) > p_{fslatzcni} (1 - p_{nllloss})) \end{aligned} \quad (109)$$

$$\left\{ v_{mfraxref} = v(1) + \frac{(v_{mfraxref} - v(1))}{\xi}; \right\}$$

[0195] Wenn sämtliche der vorstehend überprüften Bedingungen nicht erfüllt sind, wird das Vorliegen von Leerlauf-Bedingungen für das rechte Hinterrad geprüft:

$$\begin{aligned} & \text{sonst wenn } (S[2].in_mitte = 1 \ \&\& \ S[2].konvergent_schlupf = 1 \\ & \quad \&\& \ S[2].konvergent_cpv = 1 \ \&\& \ S[2].bremsen = 0 \\ & \quad \&\& \ N(2) > p_{fslatzcni} (1 - p_{nllloss}) \ \&\& \ \Theta_{throttle} \leq 0 \\ & \quad \&\& \ \tau_{axletorque} > p_{max \ torquecoast} \ \&\& \ |\beta_{mfrfra}| \leq p_{ssmrdbd}) \end{aligned} \quad (110)$$

$$\left\{ v_{mfraxref} = v(2) + \frac{(v_{mfraxref} - v(2))}{\xi}; \right\}$$

[0196] Wenn keine der Bedingungen für den 4-Rad-Leerlauf, den 2-Rad-Leerlauf und den Leerlauf des linken Vorderrades, des rechten Vorderrades oder des linken Hinterrades erfüllt sind, wird das Vorliegen von Leerlaufbedingungen für das rechte Vorderrad geprüft:

$$\begin{aligned} & \text{sonst wenn } (S[3].in_mitte = 1 \ \&\& \ S[3].konvergent_schlupf = 1 \\ & \quad \&\& \ S[3].konvergent_cpv = 1 \ \&\& \ S[3].bremsen = 0 \\ & \quad \&\& \ N(3) > p_{fslatzcni} (1 - p_{nllloss}) \ \&\& \ \Theta_{throttle} \leq 0 \\ & \quad \&\& \ \tau_{axletorque} > p_{max \ torquecoast} \ \&\& \ |\beta_{mfrfra}| \leq p_{ssmrdbd}) \end{aligned} \quad (111)$$

$$\left\{ v_{mfraxref} = v(3) + \frac{(v_{mfraxref} - v(3))}{\xi}; \right\}$$

[0197] Wenn sich das Fahrzeug nicht in einem 4X2-Modus befindet (Hinterradantriebsmodus wie zuvor beschrieben, Vorderradantriebsmodus kann in ähnlicher Weise berücksichtigt werden), sondern in einem 4X4-Modus (d.h. in einem Allradantriebsmodus, einem sog. „Torque-On-Demand“- einem sog. „4-High“- oder einem sog. „4-Low“-Modus), wird die folgende Überprüfung eines Einzelradzustandes unabhängig von dem Zustand der übrigen drei Räder (Bremsen, Antrieb oder Leerlauf) durchgeführt:

sonst

$$\left\{ \begin{aligned} & \text{wenn } (S[0].im_schalband = 1 \quad v_{mfraxref} = v(0) + \frac{v_{mfraxref} - v(0)}{\xi}; \\ & \text{sonst wenn } (S[1].im_schalband = 1 \quad v_{mfraxref} = v(1) + \frac{v_{mfraxref} - v(1)}{\xi}; \quad (112) \\ & \text{sonst wenn } (S[2].im_schalband = 1 \quad v_{mfraxref} = v(2) + \frac{v_{mfraxref} - v(2)}{\xi}; \\ & \text{sonst wenn } (S[3].im_schalband = 1 \quad v_{mfraxref} = v(3) + \frac{v_{mfraxref} - v(3)}{\xi}; \end{aligned} \right.$$

[0198] Wenn keine der vorstehenden 1-Rad-Bedingungen erfüllt ist, werden die folgende Raddrehzahlkonvergenz-Situation und die 4-Rad-Leerlauf-Situation verwendet:

$$\begin{aligned}
& \text{sonst wenn } (|v_{\max} - v_{\min}| < p_{\text{smith}} |v_{\max} + v_{\min}|) \quad v_{\text{mfraxref}} = v_{\text{mid}} + \frac{v_{\text{mfraxref}} - v_{\text{mid}}}{\xi}; \\
& \text{sonst wenn } (S[0].\text{inbraking} = 0 \ \&\& \ S[1].\text{inbraking} = 0 \\
& \quad \&\& \ S[2].\text{inbraking} = 0 \ \&\& \ S[3].\text{inbraking} = 0 \\
& \quad \&\& \ (\Theta_{\text{throttle}} \leq 0 \ \&\& \ \tau_{\text{axletorque}} \leq p_{\text{max torquecost}})) \\
& \{ \quad v_{\text{mfraxref}} = (v_{\max} + v_{\min}) / 2 + \frac{v_{\text{mfraxref}} - (v_{\max} + v_{\min}) / 2}{\xi}; \quad \}
\end{aligned} \tag{113}$$

[0199] Wenn das Fahrzeug mit abgeschalteter Drosselung betrieben wird, werden die folgenden Berechnungen durchgeführt:

$$\begin{aligned}
& \text{sonst wenn } (\Theta_{\text{throttle}} > 0 \ \&\& \ \tau_{\text{axletorque}} > p_{\text{max torquecost}})) \\
& \{ \quad \text{wenn } (S[0].\text{im_schmalband} = 1) \\
& \quad \quad v_{\text{mfraxref}} = v(0) + \frac{v_{\text{mfraxref}} - v(0)}{\xi}; \\
& \quad \text{sonst wenn } (S[1].\text{im_schmalband} = 1) \\
& \quad \quad v_{\text{mfraxref}} = v(1) + \frac{v_{\text{mfraxref}} - v(1)}{\xi}; \\
& \quad \text{sonst wenn } (S[2].\text{im_schmalband} = 1) \\
& \quad \quad v_{\text{mfraxref}} = v(2) + \frac{v_{\text{mfraxref}} - v(2)}{\xi}; \\
& \quad \text{sonst wenn } (S[3].\text{im_schmalband} = 1) \\
& \quad \quad v_{\text{mfraxref}} = v(3) + \frac{v_{\text{mfraxref}} - v(3)}{\xi}; \\
& \quad \text{sonst wenn } (|v_{\max} - v_{\min}| < p_{\text{smith}} |v_{\max} - v_{\min}|) \\
& \quad \quad v_{\text{mfraxref}} = v_{\text{mid}} + \frac{v_{\text{mfraxref}} - v_{\text{mid}}}{\xi}; \\
& \quad \text{sonst } \quad v_{\text{mfraxref}} = v_{\max} + \frac{v_{\text{mfraxref}} - v_{\max}}{\xi}; \quad \}
\end{aligned} \tag{114}$$

[0200] Wenn an irgendeinem der Räder keine Bremsung erfolgt, wird folgende Berechnung durchgeführt:

$$\begin{aligned}
 & \text{sonst wenn } (S[0].bremsen = 0 \ \&\& \ S[1].bremsen = 0 \\
 & \quad \&\& \ S[2].bremsen = 0 \ \&\& \ S[3].bremsen = 0) \\
 \{ & \text{wenn } (S[0].im_schmalband = 1) \ v_{mfraxref} = v(0) + \frac{v_{mfraxref} - v(0)}{\xi} \\
 & \text{sonst wenn } (S[1].im_schmalband = 1) \\
 & \quad v_{mfraxref} = v(1) + \frac{v_{mfraxref} - v(1)}{\xi}; \\
 & \text{sonst wenn } (S[2].im_schmalband = 1) \\
 & \quad v_{mfraxref} = v(2) + \frac{v_{mfraxref} - v(2)}{\xi}; \tag{115} \\
 & \text{sonst wenn } (S[3].im_schmalband = 1) \\
 & \quad v_{mfraxref} = v(3) + \frac{v_{mfraxref} - v(3)}{\xi}; \\
 & \text{sonst wenn } (|v_{\max} - v_{\min}| < |v_{\max} + v_{\min}| \rho_{smith}) \\
 & \quad v_{mfraxref} = v_{mod} + \frac{v_{mfraxref} - v_{mod}}{\xi}; \\
 & \text{sonst } \ v_{mfraxref} = v_{\min} + \frac{v_{mfraxref} - v_{\min}}{\xi}; \ }
 \end{aligned}$$

[0201] Wenn keine der vorstehenden Bedingungen erfüllt ist, wird die Integration der zeitlichen Ableitung der Längsgeschwindigkeit im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem durchgeführt:

$$\begin{aligned}
 & \text{sonst} \\
 & \quad v_{mfraxref} += dv_{mfrax} * \Delta T \\
 & \} \\
 & \} \\
 & \}
 \end{aligned} \tag{116}$$

[0202] Für eine mögliche Situation mit abgehobenem innen liegenden Rad gilt:

$$\begin{aligned}
 & \text{sonst} \\
 \{ & \text{wenn } (\Theta_{throttle} \leq 0 \ \&\& \ \tau_{axletorque} \leq \rho_{maxtorquecoast}) \\
 & \quad \&\& \ dv_{mfraxf} \leq 0 \ \&\& \ dv_{mfraxf} > -\rho_{mindeepbrakedvc} \\
 & \quad \&\& \ |\rho(i_{ro})| \leq \rho_{stipratiobd} \\
 \{ & \ v_{mfraxref} = v_{ro} + \frac{v_{mfraxref} - v_{ro}}{\xi}; \ } \\
 & \text{sonst wenn } ((\tau_{axletorque} \geq \rho_{mintorquehmu} \ \|\ \Theta_{throttle} \geq \rho_{minthrottlehmu}) \\
 & \quad \&\& \ dv_{mfraxf} > 0 \ \&\& \ dv_{mfraxf} \leq \rho_{mindeepbrakedvc}) \tag{117} \\
 & \quad v_{mfraxref} = v_{fmax} + \frac{v_{mfraxref} - v_{fmax}}{\xi}; \\
 & \text{sonst } \ v_{mfraxref} += dv_{mfrax} * \Delta T; \\
 & \} \\
 & \} \\
 & \}
 \end{aligned}$$

[0203] In Schritt 918 kann die Längsgeschwindigkeit basierend auf der Referenzlängsgeschwindigkeit und einer Washout-Integration der Ableitung der Längsgeschwindigkeit berechnet werden, so dass die ungleichmäßige Umschaltung auf die Referenzlängsgeschwindigkeit gegeben ist durch:

$$\begin{aligned}
 & \text{wenn } (v_{xmr} \geq p_{smspd}) \\
 & \{ \text{ wenn } ((v_{\max} - v_{\min}) > p_{smspd}(v_{\max} + v_{\min})) \\
 & \quad \{ \text{ //Berechne Hochfrequenzanteil der Längsgeschwindigkeit} \\
 & \quad \quad v_{mrfxdyn} = p_{adid}v_{mrfxdyn} + p_{adin}v_{mrfraxref}; \\
 & \quad \text{ //Berechne Niederfrequenzanteil der Längsgeschwindigkeit} \\
 & \quad \quad v_{mrfxss} = p_{adid}v_{mrfxss} + p_{ascn}v_{mrfraxref}; \\
 & \quad \quad v_{mrfx} = v_{mrfxdyn} + v_{mrfxss}; \\
 & \quad \quad v_{mrfxds} = v_{mrfx}; v_{mrfyls} = v_{mrfy}; \} \\
 & \quad \text{ //Berechne Längsgeschwindigkeit während konvergierender Drehzahlen} \\
 & \text{sonst wenn } ((v_{\max} - v_{\min}) \leq p_{smpc}(v_{\max} + v_{\min})) \\
 & \quad \{ v_{mrfx} = v_{mid} + \frac{v_{mrfx} - v_{mid}}{\xi}; \\
 & \quad \quad v_{mrfxss} = v_{mrfx} + \frac{v_{mrfxss} - v_{mrfx}}{\xi}; v_{mrfxdyn} = v_{mrfx} - v_{mrfxss}; \\
 & \quad \quad v_{mrfxls} = v_{mrfx}; v_{mrfyls} = v_{mrfy}; \} \\
 & \}
 \end{aligned} \tag{118}$$

[0204] Bei geringer Fahrzeuggeschwindigkeit gilt:

$$\begin{aligned}
 & \text{sonst} \\
 & \{ \text{ //Berechne Längsgeschwindigkeit während Niedriggeschwindigkeitsfahrt} \\
 & \quad v_{mrfyls} + = dv_{mrfay} \Delta T; \\
 & \quad dv_{mrfxls} = a_{mrfxaug} + \omega_{mrfz} v_{mrfyls}; \\
 & \quad v_{mrfxls} + = dv_{mrfra} \Delta T; \\
 & \quad \text{wenn } (v_{mrfxls} < 0 \ \& \ v_{mrfxls} \geq -v_{\max}) \\
 & \quad \quad v_{mrfxls} = -v_{\max}; \\
 & \quad \text{wenn } (v_{mrfxls} \geq p_{smspd}) \\
 & \quad \quad v_{mrfxls} = p_{smspd}; \\
 & \quad \quad v_{mrfxdyn} = p_{adid}v_{mrfxdyn} + p_{adin}dv_{mrfxls}; \\
 & \quad \quad v_{mrfxss} = p_{adid}v_{mrfxss} + p_{sscn}v_{mrfxls}; \\
 & \quad \quad v_{mrfx} = v_{mrfxdyn} + v_{mrfxss}; \\
 & \}
 \end{aligned} \tag{119}$$

[0205] Die Ableitung der Längsgeschwindigkeit basierend auf der berechneten Längsgeschwindigkeit ergibt sich aus:

$$\begin{aligned}
 & dv_{mrfx} = p_{dervd1}dv_{mrfx-1} - p_{dervd2}dv_{mrfx-2} + p_{dervn}(v_{mrfx} - v_{mrfx-2}); \\
 & dv_{mrfx-2} = dv_{mrfx-1}; \\
 & dv_{mrfx-1} = dv_{mrfx}; \\
 & v_{mrfx-2} = v_{mrfx-1}; \\
 & v_{mrfx-1} = v_{mrfx};
 \end{aligned} \tag{120}$$

Der Raddrehzahlskalierungsfaktor

[0206] In einem Schritt 920 werden die Raddrehzahlskalierungsfaktoren so bestimmt, dass die Produkte aus den Skalierungsfaktoren und den Ausgangssignalen des Raddrehzahlsensors die tatsächlichen linearen Drehzahlen der Radmittelpunkte während eines Radleerlaufs (freies Rollen) angeben. Die endgültigen, individuellen Skalierungsfaktoren beinhalten diverse unterschiedliche Skalierungsfaktorberechnungen, welche dynamische Skalierungsfaktoren und mehrere statische Skalierungsfaktoren beinhalten, einschließlich eines Links-Rechts-Delta-Skalierungsfaktors an der Vorderachse, eines Links-Rechts-Delta-Skalierungsfaktors an der Hinterachse, eines Vorder-Hinter-Referenz-Delta-Skalierungsfaktors und der Gesamt-Skalierungsfaktoren.

[0207] Die statischen Skalierungsfaktoren werden mittels mehrerer aufeinander folgender Rechenschritte berechnet.

[0208] In einem ersten Schritt wird zunächst der Links-Rechts-Delta-Skalierungsfaktor an der Vorderachse oder an der Hinterachse basierend auf den aus dem Ausgangssignal des individuellen Raddrehzahlsensors berechneten individuellen Längsgeschwindigkeiten bestimmt, um zu versuchen, ein Gleichgewicht zwischen der Drehzahl des linken Rades und der Drehzahl des rechten Rades an derselben Achse während normaler Betriebszustände oder Leerlaufzustände des Rades herzustellen.

[0209] In einem zweiten Schritt werden das Referenzrad an der Vorderachse und das Referenzrad an der Hinterachse zur Berechnung des Delta-Skalierungsfaktors zugrunde gelegt, welcher als Vorder-Hinter-Referenz-Delta-Skalierungsfaktor bezeichnet wird.

[0210] In einem dritten Schritt wird ein Referenzrad zugrunde gelegt, welches keine Skalierungsfaktor Anpassung benötigt und welches das in Schritt 2 verwendete vordere Referenzrad oder das in Schritt 2 verwendete hintere Referenzrad ist. Der Gesamt-Skalierungsfaktor wird basierend auf diesem Referenzrad mittels Anpassung von dessen Beschleunigung an die Längsbeschleunigung des Fahrzeugs berechnet.

[0211] In einem vierten Schritt werden die endgültigen statischen Skalierungsfaktoren basierend auf den Delta-Skalierungsfaktoren und den Gesamt-Skalierungsfaktoren gemäß der Berechnung in den Schritten 1-3 erzeugt.

[0212] Parallel zu der Bestimmung der statischen Skalierungsfaktoren werden die dynamischen Skalierungsfaktoren basierend auf dem dynamischen Vorgang bestimmt.

[0213] Die linearen Raddrehzahlen werden zur Beschreibung der Geschwindigkeiten der Radmittelpunkte entlang von deren Längsrichtungen verwendet. Diese Information kann verwendet werden, um den Längsradschlupf bei der Brems- und Traktionssteuerung (wie bei einem ABS-, TCS-, RSC- oder ESC-System) abzuschätzen und die Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs zu ermitteln. Solche linearen Raddrehzahlen entsprechen translatorischen Geschwindigkeiten und können nicht direkt ohne Verwendung kostspieliger Geschwindigkeitssensoren gemessen werden. Der zu diesem Zweck erfundene Raddrehzahlsensor ist jedoch insofern irreführend, als er das Ausgangssignal eines Raddrehzahlsensors als lineare Raddrehzahl ansieht, da der Raddrehzahlsensor in Wirklichkeit die Drehzahl der Räder misst und sein Ausgangssignal das Produkt der Umdrehungsrate und des nominellen Rollradius des Rades ist. Wenn sich der tatsächliche Rollradius der Räder von dem nominellen Wert unterscheidet, kann das Ausgangssignal des Raddrehzahlsensors nicht die tatsächliche Fahrzeuggeschwindigkeit wiedergeben.

[0214] Während der Fortbewegung des Fahrzeugs tragen zahlreiche Fehlerquellen zu einer Variation der Rollradien bei, wobei einige dieser Fehlerquellen im Folgenden angegeben werden: niedriger Fülldruck in dem Reifen des betroffenen Rades (je niedriger der Druck umso geringer ist der Rollradius); ungleichmäßige statische Ladungsverteilung in dem Fahrzeug führt zu ungleichmäßig verteilten Rollradien; Verwendung des Ersatzreifens (der Ersatzreifen besitzt gewöhnlich einen Rollradius, welcher um etwa 15% bis 17% kleiner als der nominelle Rollradius ist); Verwendung eines von der Spezifikation abweichenden Reifens (Kunden verwenden mitunter große, von der Spezifikation abweichende Räder, welche größere Rollradien aufweisen); Lastübertragung in Querrichtung aufgrund dynamischer Manöver wie z.B. einem möglichen RSC-Ereignis (die Lastübertragung kann eine ca. 5%ige Verringerung des Reifenrollradius für außen liegende Räder während eines Ereignisses mit einem oder zwei abgehobenen Rädern erzeugen).

[0215] Die obigen Fehlerquellen führen zu Fehlern bei der Lineargeschwindigkeitsbestimmung der Räder, wodurch die Genauigkeit der Abschätzung sowohl der Radzustände als auch des Fahrzeugzustandes beeinträchtigt wird. Beispielsweise ist einer der wesentlichen Radzustände das Längsschlupf-Verhältnis eines Rades, wobei dessen Bestimmung von der Lineargeschwindigkeit des Rades und der Längsgeschwindigkeit des Fahrzeugs abhängt. Eine fehlerhafte Berechnung der Rad- und Fahrzeugzustände führt unweigerlich zu fehlerhaften Aktivierungen bei der Steuerung und Verringerung der Effizienz der Steuerungsfunktionen. Daher ist es wünschenswert, den vorstehend genannten Fehlerquellen entgegen zu wirken, indem die Radskalierungsfaktoren, welche die Verhältnisse zwischen den tatsächlichen Radrollradien und den nominellen Radrollradien angeben, so eingestellt werden, dass sie die Raddrehzahlen adaptiv kalibrieren.

[0216] Bei Verwendung des nominellen Rollradius können die Ausgangssignale des Raddrehzahlsensors wie folgt angegeben werden:

$$w_i = \omega_{is} R_i \quad (121)$$

mit $i = 0, 1, 2, 3$ (für das linke Vorderrad, das rechte Vorderrad, das linke Hinterrad und das rechte Hinterrad), wobei w_i das wohl bekannte (jedoch irreführende) Ausgangssignal des Raddrehzahlsensors für das i -te Rad angibt, welches von dessen Rollradius abhängt, wobei ω_{is} die Drehgeschwindigkeit des i -ten Rades ist, welche unabhängig von dessen Rollradius ist, und wobei R_i der nominelle Rollradius des i -ten Rades ist. Gewöhnlich weisen die beiden Vorderräder und die beiden Hinterräder ähnliche Rollradien auf:

$$\begin{aligned} R_0 &= R_1 = R_f \\ R_2 &= R_3 = R_r \end{aligned} \quad (122)$$

[0217] Wenn der tatsächliche Rollradius des i -ten Rades mit R_i bezeichnet ist, dann ist der Skalierungsfaktor der i -ten Raddrehzahl definiert als:

$$\chi_i = \frac{r_i}{R_i} \quad (123)$$

[0218] Im Hinblick auf Vorteile bei der Berechnung werden anstelle einer Verwendung von Gleichung (123) die Delta-Skalierungsfaktoren verwendet. Die Links-Rechts-Delta-Skalierungsfaktoren für die Vorderräder ($\Delta\chi_f$) und die Hinterräder ($\Delta\chi_r$) sind definiert als:

$$\begin{aligned} \Delta\chi_f &= \frac{r_0 - r_1}{R_f} \\ \Delta\chi_r &= \frac{r_2 - r_3}{R_r} \end{aligned} \quad (124)$$

[0219] Der Vorder-Hinter-Delta-Skalierungsfaktor ist definiert als:

$$\Delta\chi_{\mathcal{Z}r} = \frac{2(r_{ireff} - r_{irefr})}{R_f + R_r} \quad (125)$$

wobei $ireff$ eines der Vorderräder ist, welches als Referenzvorderrad bezeichnet wird, dessen Rollradius nicht eingestellt werden muss, und wobei $irefr$ eines der Hinterräder ist, welches als Referenzhinterrad bezeichnet ist und dessen Rollradius nicht eingestellt werden muss.

[0220] Der in Gleichung (123) definierte Radskalierungsfaktor kann auch über die Einstellung der Längsbeschleunigung wie folgt bestimmt werden:

$$\kappa_g = \frac{\dot{v}_{x-MRF}}{\dot{v}_t} \quad \text{if } \dot{v}_i \neq 0 \quad (126)$$

wobei \dot{v}_{x-MRF} die zeitliche Ableitung der Längsgeschwindigkeit angibt, welche aus den Beschleunigungssensorsignalen und den berechneten Fahrzeuglagen ermittelt wird. Es ist zu beachten, dass \dot{v}_{x-MRF} auf die gleiche Ebene, auf welcher sich das Rad fortbewegt projiziert ist. \dot{v}_i ist die zeitliche Ableitung der Längsgeschwindigkeit des i -ten Raddrehzahlsensors (wobei jedoch der Wendeeffekt oder die Differenz aufgrund des Wendevorganges des Fahrzeugs kompensiert wird).

[0221] Da die Rollradien vor der Berechnung nicht bekannt sind, sind die Gleichungen (123)-(125) nicht für die Berechnung des Skalierungsfaktors hilfreich. Mittels Verwendung der erfassten Radwinkelgeschwindigkeiten (Raddrehzahlsensorausgangssignale) und der Längsgeschwindigkeit an den Radmittelpunkten können die Rollradien von Gleichungen (123)-(125) weiter geschrieben werden als:

$$\begin{aligned} r_0 &= \frac{v_{wc0}}{w_0} R_f; r_1 = \frac{v_{wc1}}{w_1} R_f \\ r_2 &= \frac{v_{wc2}}{w_2} R_r; r_3 = \frac{v_{wc3}}{w_3} R_r \end{aligned} \quad (127)$$

wobei v_{wci} die lineare Längsgeschwindigkeit des Mittelpunkts des i -ten Rades angibt. Daher kann Gleichung (124) auch geschrieben werden als:

$$\begin{aligned} \Delta X_f &= \frac{v_{wc0}}{w_0} - \frac{v_{wc1}}{w_1} \\ \Delta X_r &= \frac{v_{wc2}}{w_2} - \frac{v_{wc3}}{w_3} \end{aligned} \quad (128)$$

[0222] Gleichung (128) ist noch immer von begrenztem Wert, da die Größen v_{wci} unbekannt sind. Wenn das Fahrzeug auf einer geradeaus verlaufenden Fahrbahn bewegt wird, stimmen idealerweise sämtliche Größen v_{wci} überein, so dass die folgenden relativen Berechnungen zugrunde gelegt werden:

$$\begin{aligned} \Delta_{\kappa_r} &= \frac{r_0 - r_1}{(r_0 + r_1) / 2} \\ \Delta_{\kappa_r} &= \frac{r_2 - r_3}{(r_2 + r_3) / 2} \\ \Delta_{\kappa_{frr}} &= \frac{(r_i - r_j)}{(r_i + r_j) / 2} \end{aligned} \quad (129)$$

[0223] Die unbekanntenen Größen v_{wci} können eliminiert werden, um die folgenden, nur von bekannten Variablen abhängigen Gleichungen zu erhalten:

$$\begin{aligned} \Delta_{\kappa_f} &= \frac{w_0 - w_1}{(w_1 + w_0) / 2} \\ \Delta_{\kappa_f} &= \frac{w_3 - w_2}{(w_3 + w_2) / 2} \\ \Delta_{\kappa_{frr}} &= \frac{(w_{ireff} - w_{irefr})}{(w_{ireff} + w_{irefr}) / 2} \end{aligned} \quad (130)$$

[0224] Mit Gleichung (130) sind zwei Probleme verbunden. Das erste Problem beruht auf dem Einfluss des Wendevorgangs des Fahrzeugs. Dies bedeutet, dass bei Ausführung eines Wendevorganges durch das Fahrzeug die außen liegenden Räder größere Strecken zurücklegen, um die von den innen liegenden Rädern zurückgelegte Strecke aufzuholen und an Geschwindigkeit zunehmen, was im Wesentlichen genauso aussieht, als ob die außen liegenden Räder geringere Rollradien aufweisen. Wenn jedoch die Ausgangssignale der Kurvenraddrehzahlsensoren auf den gleichen Ort transformiert werden, kann dieser Wendeeffekt eliminiert werden. Das zweite Problem besteht darin, dass Gleichung (130) die Bestimmung der relativen Skalierungsfaktoren in Bezug auf die mittlere Drehzahl des rechten Rades und des linken Rades zu Δ_{κ_f} und Δ_{κ_r} und bezüglich der mittleren Raddrehzahl des vorderen Referenzrades und des hinteren Referenzrades zu $\Delta_{\kappa_{f2r}}$ angibt.

[0225] Die Skalierungsfaktordifferenz zwischen unterschiedlichen Rädern ist von Bedeutung. Eine bessere Definition für den vorderen Delta-Skalierungsfaktor wäre:

$$\Delta_{K_f} = \frac{w_1 - w_0}{\max(w_1 + w_0)} \quad (131)$$

[0226] Allerdings kann das zuletzt genannte Berechnungsverfahren dann, wenn das Rauschen in den Raddrehzahlen die Auswahl unterschiedlicher Räder zur Bestimmung des Maximums bewirkt, sich als nicht robust erweisen. Anstelle einer Verwendung von Gleichung (131) wird eine Korrektur in der Berechnung gemäß (130) wie folgt durchgeführt:

$$\begin{aligned} \Delta_{K'_f} &= \frac{w_0 - w_1}{(w_1 + w_0)/2}, & \Delta_{K_f} &= \frac{\Delta_{K'_f}}{1 - |\Delta_{K'_f}|/2} \\ \Delta_{K'_f} &= \frac{w_3 - w_2}{(w_3 + w_2)/2}, & \Delta_{K_f} &= \frac{\Delta_{K'_f}}{1 - |\Delta_{K'_f}|/2} \\ \Delta_{K'_{2r}} &= \frac{(w_{ireff} - w_{irefr})}{(w_j - w_i)/2}, & \Delta_{K_{2r}} &= \frac{\Delta_{K'_{2r}}}{1 - |\Delta_{K'_{2r}}|/2} \end{aligned} \quad (132)$$

[0227] Eine Überwindung des zuerst genannten Problems mittels einer Beschränkung der Berechnung auf eine Geradeausfahrt begrenzt nicht nur die Screening-Bedingungen für die Berechnungen, sondern kann auch zu Problemen hinsichtlich der Robustheit führen, da eine wirkliche Geradeausfahrt schwer zu bestimmen ist. Zur Lösung des zuerst genannten Problems werden die Raddrehzahlen unter Eliminierung der Wendeeffekte mittels Kompensation der Gierratensensorsignale betrachtet. Dies bedeutet, dass individuelle Längsgeschwindigkeiten verarbeitet werden, welche berechnet werden, indem die Raddrehzahlsensoren auf den gleichen Ort transformiert werden. Zur Überwindung des zweiten Problems wird eine Beschleunigungskalibrierung gemäß (136) verwendet, um Anteile des Skalierungsfaktors zu berechnen, welche nicht über $\Delta_{K_f}, \Delta_{K_r}$ und $\Delta_{K_{2r}}$ bestimmt werden können.

[0228] Eine individuelle Längsgeschwindigkeit ist definiert als diejenige Fahrzeuglängsgeschwindigkeit an der Hinterachse, welche durch Transformation der vier individuellen Raddrehzahlsensoren auf die gleiche Hinterachsenposition berechnet wird. Im Folgenden wird eine Berechnung der individuellen Längsgeschwindigkeiten angegeben:

$$\begin{aligned} v_0 &= \frac{w_0 + \omega_{mrfz} [t_f \cos(\delta) - b \sin(\delta)]}{\cos(\delta) - b \sin(\beta) \sin(\delta)} \\ v_1 &= \frac{w_1 + \omega_{mrfz} [t_f \cos(\delta) - b \sin(\delta)]}{\cos(\delta) - b \sin(\beta) \sin(\delta)} \\ v_2 &= w_2 + ct_r \\ v_3 &= w_3 - \omega_{mrfz} t_r \end{aligned} \quad (133)$$

wobei t_f die halbe Spurlänge der Vorderachse, t_r die halbe Spurlänge der Hinterachse, b die Fahrzeugbasis, ω_{mrfz} die Gierrate des Fahrzeugs in Projektion auf die zur Fahrbahnebene (als Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem bezeichnet) senkrechte Achse ist.

[0229] Basierend auf den obigen individuellen Längsgeschwindigkeiten kann eine näherungsweise Berechnung der Delta-Skalierungsfaktoren wie folgt erfolgen:

$$\begin{aligned} \Delta_{K'_f} &= \frac{v_0 - v_1}{(v_1 + v_0)/2}, & \Delta_{K_f} &= \frac{\Delta_{K_f}}{1 - |\Delta_{K'_f}|/2} \\ \Delta_{K'_r} &= \frac{v_3 - v_2}{(v_3 + v_2)/2}, & \Delta_{K_r} &= \frac{\Delta_{K'_r}}{1 - |\Delta_{K'_r}|/2} \end{aligned} \quad (134)$$

[0230] Eine Verwendung der Berechnungen gemäß (134) zur Anpassung der Raddrehzahlen ergibt:

$$\begin{aligned}
 w_i^{comp} &= (1 - |\Delta\kappa_f|) w_i \\
 w_j^{comp} &= (1 - |\Delta\kappa_r|) w_j
 \end{aligned}
 \quad (135)$$

[0231] Nach Durchführung der Anpassung gemäß (135) ergeben die kompensierten Raddrehzahlen in Schritt 922 die gleichen individuellen Radlängsgeschwindigkeiten an den beiden Vorderrädern oder die gleichen individuellen Radlängsgeschwindigkeiten an den beiden Hinterrädern.

[0232] Es ist zu beachten, dass die abgeglichenen individuellen Längsgeschwindigkeiten sich immer noch von den tatsächlichen Werten infolge der Relativ-Merkmale des Berechnungsverfahrens gemäß (134) unterscheiden können. Folglich besteht ein Bedarf nach einer weiteren Kompensation, so dass die vorderen und hinteren individuellen Längsgeschwindigkeiten abgeglichen werden können.

[0233] Im Folgenden wird mit v_{ireff} ein Referenzvorderrad (d.h. ein als Referenz zum Abgleich der beiden Vorderräder verwendetes Rad) und mit v_{irefr} ein Referenzhinterrad (d.h. ein als Referenz zum Abgleich der beiden Hinterräder verwendetes Rad) bezeichnet. Dann gilt:

$$\begin{aligned}
 \Delta\kappa'_{j2r} &= \frac{v_{ireff} - v_{irefr}}{v_{ireff} - v_{irefr}} \\
 \Delta\kappa'_{j2r} &= \frac{\Delta\kappa'_{j2r}}{1 - |\Delta\kappa'_{j2r}| / 2}
 \end{aligned}
 \quad (136)$$

[0234] Aufgrund des Rauschens und der Störung der Raddrehzahlsensorausgangssignale sind weder die Berechnungen gemäß (134) noch die Berechnungen gemäß (136) von praktischer Bedeutung. Zur Beseitigung dieses Rauschens und der Störfaktoren wird vorliegend das Verfahren der kleinsten Quadrate angewandt. Das Verfahren der kleinsten Quadrate ist ein Mittelungsverfahren zur Ermittlung der optimalen Parameter zur Anpassung an eine bestimmte Anzahl von Datenpunkten. Der Algorithmus der kleinsten Quadrate zur Berechnung von $\Delta\kappa_f$ in den Gleichungen (134) kann wie folgt geschrieben werden:

wenn (Vorderrad – Screening – Bedingung erfüllt)

$$\{ n_f = n_f + 1$$

$$\text{wenn} (n_f < p_{totlssstesps})$$

$$\{ A_f = A_f + (v_0 + v_1)^2 / 4;$$

$$B_f = B_f + (v_0^2 - v_1^2) / 2; \}$$

sonst

$$\left\{ \Delta\kappa_f = \max \left(-p_{devtation}, \min_{devtation}, \frac{B_f}{A_f} \right) \right\}; \quad (137)$$

$$\Delta\kappa'_f = \frac{\Delta\kappa'_f}{1 - |\Delta\kappa'_f| / 2};$$

$$A_f = 0; B_f = 0; N_f = 0;$$

$$\Delta\kappa_f = P_{dlp_f} \Delta\kappa_f + (1 - P_{dlp_f}) \Delta\kappa'_f; \}$$

}

[0235] Der Algorithmus der kleinsten Quadrate zur Berechnung von $\Delta\kappa_r$ in (134) kann wie folgt geschrieben werden:

wenn (Hinterrad – Steering – Bedingungerfüllt)

$$\begin{aligned}
 & \{ n_r = n_r + 1; \\
 & \quad \text{wenn} (n_r < p_{\text{totlssstesps}}) \\
 & \quad \{ A_r = A_r + (v_2 + v_3)^2 / 4; \\
 & \quad \quad B_r = B_r + (v_2^2 - v_3^2) / 2; \} \\
 & \text{sonst} \\
 & \{ \Delta\kappa_r = \max \left(-p_{\text{devtation}}, \min \left(p_{\text{devtation}}, \frac{B_r}{A_r} \right) \right); \quad (138) \\
 & \quad \Delta\kappa'_r = \frac{\Delta\kappa'_r}{1 - |\Delta\kappa'_r| / 2}; \\
 & \quad A_r = 0; B_r = 0; N_r = 0; \\
 & \quad \Delta\kappa_r = p_{\text{dlpf}} \Delta\kappa_r + (1 - p_{\text{dlpf}}) \Delta\kappa'_r; \} \\
 & \}
 \end{aligned}$$

[0236] Mittels der in (137) und (138) berechneten Delta-Skalierungsfaktoren können die individuellen Skalierungsfaktoren der vier Räder wie folgt zugeordnet werden, wenn nur das kleinere Rad berücksichtigt wird:

$$\begin{aligned}
 & \text{wenn} (\Delta\kappa_f \geq 0 \text{ und } \Delta\kappa_r \geq 0) \\
 & \{ \kappa_{10} = 1 - \Delta\kappa_f; \kappa_{11} = 1; \\
 & \quad \kappa_{12} = 1 - \Delta\kappa_f; \kappa_{13} = 1; \\
 & \quad \text{ireff} = 1; \text{irefr} = 3; \} \\
 & \text{sonst wenn} (\Delta\kappa_f \leq 0 \text{ and } \Delta\kappa_r \leq 0) \\
 & \{ \kappa_{10} = 1 - \Delta\kappa_f; \kappa_{11} = 1; \\
 & \quad \kappa_{12} = 1; \kappa_{13} = 1 + \Delta\kappa_r; \\
 & \quad \text{ireff} = 0; \text{irefr} = 2; \} \quad (139) \\
 & \text{sonst wenn} (\Delta\kappa_f \leq 0 \text{ and } \Delta\kappa_r \leq 0) \\
 & \{ \kappa_{10} = 1 - \Delta\kappa_f; \kappa_{11} = 1; \\
 & \quad \kappa_{12} = 1 - \Delta\kappa_r; \kappa_{13} = 1; \\
 & \quad \text{ireff} = 0; \text{irefr} = 3; \} \\
 & \text{sonst} \\
 & \{ \kappa_{10} = 1 - \Delta\kappa_f; \kappa_{11} = 1; \\
 & \quad \kappa_{12} = 1; \kappa_{13} = 1 + \Delta\kappa_r; \\
 & \quad \text{ireff} = 1; \text{irefr} = 2; \}
 \end{aligned}$$

[0237] Der Algorithmus der kleinsten Quadrate zur Berechnung von $\Delta\kappa_{f2r}$ in (134) kann wie folgt geschrieben werden:

wenn (Screening – Bedingung für Referenz – Vorderrad und Referenz – Hinterrad erfüllt)

$$\begin{cases}
 n_{\varrho r} = n_{\varrho r} + 1 \\
 \text{wenn } (n_{\varrho r} < p_{\text{totlssstesps}}) \\
 \left\{ \begin{aligned}
 A_{\varrho r} &= A_{\varrho r} + (v_{\text{ireff}} + v_{\text{irefr}})^2 / 4; \\
 B_{\varrho r} &= B_{\varrho r} + (v_{\text{ireff}}^2 - v_{\text{irefr}}^2) / 2; \end{aligned} \right\} \\
 \text{sonst} \\
 \left\{ \begin{aligned}
 \Delta \kappa_{\varrho r} &= \max \left(-p_{\text{devtation}}, \min \left(p_{\text{devtation}}, \frac{B_{\varrho r}}{A_{\varrho r}} \right) \right), \\
 \Delta \kappa'_{\varrho r} &= \frac{\Delta \kappa_{\varrho r}}{1 - |\Delta \kappa'_{\varrho r}| / 2}; \\
 A_{\varrho r} &= 0; B_{\varrho r} = 0; N_{\varrho r} = 0; \\
 \Delta \kappa_{\varrho r} &= p_{\text{dlpf}} \Delta \kappa_{\varrho r} + (1 - p_{\text{dlpf}}) \Delta \kappa'_{\varrho r}; \end{aligned} \right\} \\
 \}
 \end{cases} \tag{140}$$

[0238] Mittels der in (140) berechneten Delta-Skalierungsfaktoren können die individuellen Skalierungsfaktoren der vier Räder aufgrund der Fehlanpassung zwischen dem vorderen Referenzrad und dem hinteren Referenzrad wie folgt zugeordnet werden, wenn nur das kleinere Rad berücksichtigt wird:

$$\begin{cases}
 \text{wenn } (\Delta \kappa_{\varrho r} \geq 0) \\
 \left\{ \begin{aligned}
 \kappa_{20} &= 1 - \Delta \kappa_{\varrho r}; \kappa_{21} = 1 - \Delta \kappa_{\varrho r}; \\
 \kappa_{22} &= 1; \kappa_{23} = 1; \\
 \text{iref} &= \text{irefr}; \end{aligned} \right\} \\
 \text{sons} \\
 \left\{ \begin{aligned}
 \kappa_{20} &= 1; \kappa_{21} = 1 - \Delta \kappa_{\varrho r}; \\
 \kappa_{22} &= 1 + \Delta \kappa_{\varrho r}; \kappa_{23} = 1 + \Delta \kappa_{\varrho r}; \\
 \text{iref} &= \text{irefr}; \end{aligned} \right\}
 \end{cases} \tag{141}$$

[0239] Nach der Anpassung können sämtliche vier Räder bei einer Geradeausfahrt die gleiche Raddrehzahl aufweisen, es können jedoch Unterschiede hinsichtlich des tatsächlichen Radrollradius bestehen, da der Abgleich bezüglich der Referenzräder durchgeführt wird. Das Referenzrad wird mit iref bezeichnet, was sowohl auf das Referenzvorderrad ireff oder das Referenzhinterrad irefr bezogen sein kann.

[0240] Bezeichnet man die sensorbasierte Längsbeschleunigung mit \dot{v}_{x-MRF} , gilt die folgende Beziehung:

$$\dot{v}_{x-MRF} = \alpha_{x-MRF} + \omega_{z-MRF} v_{y-MRF} - \omega_{y-MRF} v_{z-MRF} + g \sin \theta_{y-MRF} \tag{142}$$

und bezeichnet man die zeitliche Ableitung von v_{iref} mit \dot{v}_{iref} , so kann Gleichung (126) wie folgt geschrieben werden:

$$\kappa_g = \frac{\alpha_{x-MRF} + \omega_{z-MRF} v_{y-MRF} - \omega_{y-MRF} v_{z-MRF} + g \sin \theta_{y-MRF}}{\dot{v}_{\text{iref}}} \tag{143}$$

[0241] Ein bedingtes Verfahren der kleinsten Quadrate für Gleichung (143) kann wie folgt geschrieben werden:

wenn (Screening – Bedingung erfüllt)

$$\left\{ \begin{array}{l} n_g = n_g + 1; \\ \text{wenn}(n_g < p_{\text{totlssstesps}}) \\ \left\{ \begin{array}{l} A_g = A_g + \dot{v}_{x-MRF}^2; \\ B_g = B_f + \dot{v}_{x-MRF} \dot{v}_{iref}; \end{array} \right\} \\ \text{sonst} \\ \left\{ \begin{array}{l} \kappa_g = \max(-p_{\text{deviation}}, \min(p_{\text{deviation}}, B_g / A_g)); \\ A_g = 0; B_g = 0; N_g = 0; \\ \Delta\kappa_g = p_{\text{dlpf}} \Delta\kappa_f + (1 - p_{\text{dlpf}}) \Delta\kappa_g; \end{array} \right\} \end{array} \right\} \quad (144)$$

[0242] Wenn der Wert von $\Delta\kappa_g$ verfügbar ist, können die endgültigen statischen Skalierungsfaktoren wie folgt berechnet werden:

$$\kappa_{\text{stan}} = \kappa_1, \kappa_2, \kappa_g, \quad i = 0, 1, 2, 3 \quad (145)$$

[0243] Während aggressiver Fahrmanöver, beispielsweise während eines RSC-Ereignisses und insbesondere bei Abheben von einem oder zwei Rädern wirkt die Fahrzeuglast in ausgeprägtem Maße auf die außen liegenden Räder. In diesen Fällen treten signifikante Normallastanstiege an den außen liegenden Rädern auf (wobei der Anstieg im Falle des Abhebens zweier Räder bis zu 100% betragen kann). Bezeichnet man die vertikale Reifensteifigkeit mit K_t , die gesamte Fahrzeugmasse mit M_t , den Abstand des Fahrzeugschwerpunktes von der Vorderachse mit b_f und den Abstand des Fahrzeugschwerpunktes von der Hinterachse mit b_r und den Radstand mit b , so kann die vertikale Kompression der Vorder- und Hinterräder für den Fall des Abhebens von zwei Rädern wie folgt berechnet werden:

$$\begin{aligned} \Delta r_f &= \frac{b_r M_t g}{b K_t} \\ \Delta r_r &= \frac{b_r M_t g}{b K_t} \end{aligned} \quad (146)$$

wobei sich unter normalen Fahrtbedingungen die folgenden Werte ergeben:

$$\begin{aligned} \Delta r_{f0} &= \frac{b_r M_t g}{2b K_t} \\ \Delta r_{r0} &= \frac{b_r M_t g}{2b K_t} \end{aligned} \quad (147)$$

[0244] Die inkrementellen vertikalen Reifenkompressionsänderungen entsprechen dem Unterschied zwischen (146) und (147). Bei Annahme üblicher Werte wie beispielsweise

$$M_t = 2704 \text{ kg}, K_t = 300000 \frac{\text{N}}{\text{m}}, b_f = 1.451 \text{ m}, b_r = 1.573 \text{ m}, b = 3.024 \text{ m} \quad (148)$$

gilt

$$\begin{aligned} \Delta r_f - \Delta r_{f0} &= \frac{b_r M_t g}{2b K_t} = 0.021 \text{ m} = 5.57\% \text{ von } R_f \\ \Delta r_r - \Delta r_{r0} &= \frac{b_r M_t g}{2b K_t} = 0.023 \text{ m} = 6.10\% \text{ von } R_r \end{aligned} \quad (149)$$

wobei $R_f = R_r = 0.377\text{m}$ die nominellen Rollradien der Reifen bezeichnen. Somit können in einer Situation mit zwei abgehobenen Rädern die außen liegenden Reifen eine Verringerung des Rollradius von ungefähr 5% aufweisen. Aus diesem Grunde wird zur Kompensation ein Skalierungsfaktor berechnet:

$$\begin{aligned}
 & \text{wenn} \left(|\theta_{xr}| \leq p_{35th} p_{rollgrad} \right) \\
 & \left\{ \begin{array}{l} \kappa_{dyn0} = 1; \kappa_{dyn1} = 1; \kappa_{dyn2} = 1; \kappa_{dyn3} = 1; \end{array} \right\} \\
 & \text{sonst} \\
 & \left\{ \begin{array}{l} \text{wenn} (\theta_{xr} < 0) \\ \left\{ \begin{array}{l} \kappa_{dyn0} = \max \left(1 - p_{deltalatamax}, 1 - \frac{|\theta_{xr}| - p_{35th} p_{rollgrad}}{p_{40th} p_{rollgrad}} p_{deltalatamax} \right); \\ \kappa_{dyn2} = \kappa_{dyn0}; \kappa_{dyn3} = 1; \kappa_{dyn3} = 1; \end{array} \right\} \\ \text{sonst} \\ \left\{ \begin{array}{l} \kappa_{dyn1} = \max \left(1 - p_{deltalatamax}, 1 - \frac{|\theta_{xr}| - p_{35th} p_{rollgrad}}{p_{40th} p_{rollgrad}} p_{deltalatamax} \right); \\ \kappa_{dyn3} = \kappa_{dyn1}; \kappa_{dyn0} = 1; \kappa_{dyn2} = 1; \end{array} \right\} \end{array} \right\} \quad (150)
 \end{aligned}$$

wobei κ_{dyni} (für $i = 0, 1, 2, 3$) den dynamischen Skalierungsfaktor für das i -te Rad bezeichnet.

[0245] Die endgültigen individuellen Skalierungsfaktoren können wie folgt berechnet werden:

$$\kappa_1 = \kappa_{stan} \kappa_{dyn} = \kappa_1, \kappa_2, \kappa_g \kappa_{dyn}, \quad i = 0, 1, 2, 3 \quad (151)$$

[0246] In dem folgenden Beispiel können die vorstehenden Berechnungen zur Kompensation der Raddrehzahlsensordaten verwendet werden. Nimmt man für das linke Vorderrad und das rechte Vorderrad geringere Rollradien an, so können die kompensierten Raddrehzahlen unter Verwendung der vorstehenden zweistufigen Berechnungen für den Fall mit $\Delta\kappa_{f2r} < 0$ wie folgt geschrieben werden:

$$\begin{aligned}
 w_0^{comp} &= (1 - |\Delta\kappa_f|) (1 - |\Delta\kappa_{f2r}|) w_0 \\
 w_1^{comp} &= (1 - |\Delta\kappa_{f2r}|) w_1 \\
 w_2^{comp} &= (1 - |\Delta\kappa_r|) w_2 \\
 w_3^{comp} &= w_3
 \end{aligned} \quad (152)$$

für den Fall $\Delta\kappa_{f2r} \geq 0$ können die kompensierten Raddrehzahlen wie folgt geschrieben werden:

$$\begin{aligned}
 w_0^{comp} &= (1 - |\Delta\kappa_f|) w_0 \\
 w_1^{comp} &= w_1 \\
 w_2^{comp} &= (1 - |\Delta\kappa_r|) (1 - |\Delta\kappa_{f2r}|) w_2 \\
 w_3^{comp} &= (1 - |\Delta\kappa_{f2r}|) w_3
 \end{aligned} \quad (153)$$

[0247] In beiden Fällen zeigt sich, dass jeweils ein Rad keine Kompensation erfordert (das rechte Hinterrad im Falle von (152) und das rechte Vorderrad im Falle von (153)). Bei Berücksichtigung von κ_g und κ_{dyni} kann eine weitere Kompensation für (152) wie folgt erhalten werden:

$$\begin{aligned}
 W_0^{comp} &= \kappa_g \left(1 - |\Delta\kappa_f|\right) \left(1 - |\Delta\kappa_{f2r}|\right) \kappa_{dyn0} W_0 = \kappa_0 W_0 \\
 W_1^{comp} &= \kappa_g \left(1 - |\Delta\kappa_{f2r}|\right) \kappa_{dyn0} W_1 = \kappa_1 W_1 \\
 W_2^{comp} &= \kappa_g \left(1 - |\Delta\kappa_r|\right) \kappa_{dyn2} W_2 = \kappa_2 W_2 \\
 W_3^{comp} &= \kappa_g \kappa_{dyn3} W_3 = \kappa_3 W_3
 \end{aligned} \tag{154}$$

und für (153) kann eine weitere Kompensation wie folgt erhalten werden:

$$\begin{aligned}
 W_0^{comp} &= \kappa_g \left(1 - |\Delta\kappa_f|\right) \kappa_{dyn0} W_0 = \kappa_0 W_0 \\
 W_1^{comp} &= \kappa_g \kappa_{dyn1} W_1 = \kappa_1 W_1 \\
 W_2^{comp} &= \kappa_g \left(1 - |\Delta\kappa_r|\right) \left(1 - |\Delta\kappa_{f2r}|\right) \kappa_{dyn2} W_2 = \kappa_2 W_2 \\
 W_3^{comp} &= \kappa_g \left(1 - |\Delta\kappa_{f2r}|\right) \kappa_{dyn3} W_3 = \kappa_3 W_3
 \end{aligned} \tag{155}$$

[0248] Der detaillierte Algorithmus kann zusammen mit den im Algorithmus verwendeten Screening-Bedingungen dem Abschnitt der detaillierten Logik entnommen werden.

[0249] Aus **Fig. 12A**, **Fig. 12B** und **Fig. 12C** ist ein weiterer Vorteil der vorliegenden Erfindung ersichtlich. Wie zuvor beschrieben können die Längsgeschwindigkeit und die Quergeschwindigkeit zur Ermittlung des Schwimmwinkels des Fahrzeugs verwendet werden. Gemäß **Fig. 12A** ist ein herkömmliches Fahrzeug ohne Stabilitätssteuerung dargestellt. Es ist ersichtlich, dass das Fahrzeug vor Erreichen des stabilen Zustandes komplett seitwärts rutschen kann. In einem herkömmlichen Stabilitätssteuerungssystem gemäß **Fig. 12B** kann das Fahrzeug seitwärts rutschen und die Fahrbahn verlassen, bevor die Kontrolle zurück gewonnen werden kann. Aus diesem Grund kann eine herkömmliche Stabilitätssteuerung zu spät erfolgen, und das Fahrzeug kann aus dem gewünschten Kurs ausbrechen. Mittels der vorliegenden Erfindung, wie sie in **Fig. 12C** dargestellt ist, reagiert eine Vorab-Gierstabilitätssteuerung unter Verwendung präziser Schwimmwinkelinformation schneller als Standard-Stabilitätssteuerungen, so dass der gewünschte Kurs bzw. die gewünschte Fahrspur eingehalten werden können.

Der Schwimmwinkel des Fahrzeugs an der Hinterachse

[0250] Wie zuvor beschrieben werden in der LSC-Einheit der Schwimmwinkel β_{LSC} der Fahrzeugkarosserie und seine zeitliche Ableitung verwendet. β_{LSC} ist der Schwimmwinkel β_{mrfra} der Fahrzeugkarosserie an der tatsächlichen Achsposition und gemessen im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem, und bildet ein Maß für die Stabilität eines bewegten Fahrzeugs in Querrichtung. Der besagte Schwimmwinkel kann wie folgt definiert werden:

$$\beta_{LSC} = \tan\left(\frac{v_{mrfray}}{v_{mrfrax}}\right) \tag{156}$$

wobei v_{mrfrax} bzw. v_{mrfray} die Längs- bzw. Quergeschwindigkeit der Fahrzeugkarosserie an der Hinterachse, gemessen entlang der x-Achse bzw. der y-Achse im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem bezeichnen.

[0251] Der so definierte Schwimmwinkel β_{LSC} steht somit in Beziehung zu den Signalen, die aus den Sensormessungen berechnet werden, beispielsweise der Quergeschwindigkeit, der Gierrate, den Querneigungs- und Steigungswinkeln des Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystems und der Referenzgeschwindigkeit wie folgt:

$$\begin{aligned}
 d\beta_{LSC2} &= \left[-\omega_{mrfz} + \frac{\alpha_{mrfyr} v_{mrfrax} - g \sin\theta_{mrfx} \cos\theta_{mrfy}}{v_{mrfrax}} \right] \left[1 + \cos(\beta_{LSC2}) \right] - \frac{\dot{v}_{mrfrax}}{v_{mrfrax}} \sin(\beta_{LSC2}) \\
 \beta_{LSC} &= \frac{\beta_{LSOC2}}{2}
 \end{aligned} \tag{157}$$

[0252] Sowohl die Gleichung (156) als auch die Gleichungen (157) können zur Berechnung von β_{LSO} verwendet werden. Gleichung (156) erfordert die Berechnung der Quergeschwindigkeit, wohingegen die Gleich-

ungen (157) keine separate Berechnung der Quergeschwindigkeit erfordern. Im Folgenden werden die Gleichungen (157) zur Berechnung von β_{LSO} verwendet. Aufgrund unvermeidbarer Sensorungenauigkeiten der Querbeschleunigungs- und Gierratensensoren sowie infolge von Fehlern in den Berechnungswerten der Fahrbahnquerneigung und -steigung würde eine reine Integration von (157) zu einem großen Fehler führen.

[0253] In Schritt 924 kann ein dynamischer Schwimmwinkel bestimmt werden, wobei eine solche dynamische Berechnung die Integration von (157) bei Durchlauf durch einen Hochpassfilter beinhaltet. Eine solche Integration in Verbindung mit einem Hochpassfilter wird auch als Anti-Integrations-Drift-Filter (= AID-Filter) bezeichnet. Eine solche Berechnung kann wie folgt durchgeführt werden:

$$\beta_{LSO2}(k+1) = d_1\beta_{LSO2}(k) - d_2\beta_{LSO2}(k-1) + n_1[d\beta_{LSO2}(k+1) - d\beta_{LSO2}(k-1)]$$

$$\beta_{LSO-DYN}(k+1) = \frac{\beta_{LSO2}(k+1)}{2} \quad (158)$$

wobei d_1 , d_2 und n_1 die Koeffizienten des AID-Filters darstellen.

[0254] Die Berechnung in (158) erfasst den dynamischen Anteil des Schwimmwinkels, was während aggressiver Fahrmanöver exakt sein kann, jedoch bei weniger dynamischen aber instabilen Situationen wie im Falle eines Fahrens auf einer Fahrbahn mit niedrigem μ -Wert zu einer Unterschätzung oder Überschätzung führen kann. Aus diesem Grunde sind die obigen Gleichungen (158) von geringem Wert, solange keine Kompensation hinsichtlich des Niedrigdynamikanteils berechnet werden kann. Um eine Niedrigdynamik durchführen zu können, kann ein ähnliches Schema, wie es in der RSG-Einheit des ISS-System verwendet wird, durchgeführt werden.

[0255] Der Niedrigdynamikanteil kann aus der vorherigen Berechnung von v_{mrfray} und v_{mrfraz} über die folgende SSR-Filterung (SSR = „steady-state-recovery“) berechnet werden:

$$\beta_{LSO-SS}(k+1) = d_1\beta_{LSO-SS}(k) - d_2\beta_{LSO-SS}(k-1) + f_1 \left[\frac{v_{mrfray}}{v_{mrfraz}} \right](k+1) + f_2 \left[\frac{v_{mrfray}}{v_{mrfraz}} \right](k) + f_3 \left[\frac{v_{mrfray}}{v_{mrfraz}} \right](k-1)$$

$$(159)$$

wobei die Filterkoeffizienten f_1 , f_2 und f_3 geeignet gewählt werden.

[0256] In Schritt 928 kann der endgültige Schwimmwinkel geschrieben werden als:

$$\beta_{LSO} = \beta_{LSO-DYN} + \beta_{LSO-SS} \quad (160)$$

[0257] Durch die vorliegende Erfindung kann in vorteilhafter Weise eine verbesserte Bestimmung des Schwimmwinkels durchgeführt werden, indem eine vollständige Ausnutzung der verfügbaren gemessenen und berechneten Signale des ISS-Systems erfolgt. Bei einer solchen Berechnung werden Einflüsse der Gravitation sowie Nichtlinearitäten und Gleichgewichts-Schwimmwinkelfaktoren korrigiert und es wird ein Niedrigfrequenzdrift aufgrund unvermeidbarer Integrationsfehler infolge Sensorsignalungenauigkeiten wie Nullpunktverschiebung und temperaturabhängige Offset-Verschiebung sowie Fehler in den berechneten Signalen eliminiert. Vor allem aber ist der hier berechnete Schwimmwinkel im Fahrbahnbewegungs-Koordinatensystem definiert, was dem tatsächlichen Wert des LSC-Systems entspricht und worin ein Unterschied gegenüber herkömmlichen Berechnungen besteht, welche im karosseriefesten Koordinatensystem definiert sind.

[0258] In Schritt 930 können das Fahrzeug und die diversen oben beschriebenen Steuerungssysteme in Reaktion auf den endgültigen Schwimmwinkel gesteuert werden. Wie zuvor beschrieben können der Verbrennungsmotor, die Bremsen, die Lenkung und andere Aktuatoren zur Veränderung der Fahrzeugdynamik gesteuert werden.

[0259] Wenn die Erfindung auch unter Bezugnahme auf bevorzugte Ausführungsformen beschrieben wurde, ergeben sich für den Fachmann dennoch diverse Variationen und alternative Ausführungsformen. Somit ist die vorliegende Erfindung nur durch die beigefügten Patentansprüche beschränkt.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Steuern eines Fahrzeugs, wobei das Verfahren folgende Schritte aufweist:
Ermitteln einer Vorderreifen-Querkräft;
Ermitteln einer Hinterreifen-Querkräft;
Ermitteln eines linearen Schwimmwinkels aus der ermittelten Vorderreifen-Querkräft und der ermittelten Hinterreifen-Querkräft;
Ermitteln einer linearen Quergeschwindigkeit auf Basis des ermittelten linearen Schwimmwinkels; und
Steuern des Fahrzeugs auf Basis der ermittelten linearen Quergeschwindigkeit;
wobei das Verfahren ferner den Schritt aufweist:
Ermitteln einer Rollträgheit, wobei das Ermitteln der Vorderreifen-Querkräft und/oder der Hinterreifen-Querkräft ein Ermitteln der entsprechenden Querkräft auf Basis einer Gierrate, einer Nickrate, einer Rollrate, einer Querbefchleunigung, einer Vertikalbefchleunigung und einer Rollträgheit und unabhängig von Informationen über Schwimmwinkel oder Fahrbahn-Reibwert umfasst; und/oder ferner den Schritt aufweist:
Ermitteln einer Nickträgheit, wobei das Ermitteln der Vorderreifen-Querkräft und/oder der Hinterreifen-Querkräft ein Ermitteln der entsprechenden Querkräft auf Basis der Gierrate, der Nickrate, der Rollrate, der Querbefchleunigung, der Vertikalbefchleunigung und der Nickträgheit und unabhängig von Informationen über Schwimmwinkel oder Fahrbahn-Reibwert umfasst.
2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass dieses ferner die Schritte aufweist:
Ermitteln einer Längskinematik-Randbedingung und Ermitteln einer Randbedingung für die lineare Quergeschwindigkeit auf Basis des linearen Schwimmwinkels und der Längskinematik-Randbedingung.
3. Verfahren nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Ermitteln der Längskinematik-Randbedingung auf Basis einer Längsgeschwindigkeit, einer Gierrate und einer Längsbefchleunigung erfolgt.
4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass dieses ferner die Schritte aufweist:
Ermitteln einer Fahrbahnausrichtungs-Randbedingung und Ermitteln der Randbedingung für die lineare Quergeschwindigkeit auf Basis des linearen Schwimmwinkels und der Fahrbahnausrichtungs-Randbedingung.
5. Verfahren nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Ermitteln der Fahrbahnausrichtungs-Randbedingung auf Basis einer Längsgeschwindigkeit, einer Nickrate und einer Rollrate erfolgt.
6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass dieses ferner den Schritt aufweist:
Ermitteln eines auf einem Längsgeschwindigkeitsfehler basierenden Quergeschwindigkeitsfehlers.
7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass dieses ferner den Schritt aufweist:
Ermitteln eines auf einer Befchleunigungszunahme beruhenden Quergeschwindigkeitsfehlers.
8. Verfahren nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Befchleunigungszunahme einen Querbefchleunigungszunahmefehler beinhaltet.
9. Verfahren nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Querbefchleunigungszunahmefehler auf Basis eines Lagefehlers ermittelt wird.
10. Verfahren nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Lagefehler einen Nickwinkelfehler umfasst.
11. Verfahren nach Anspruch 9 oder 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Lagefehler einen Rollwinkelfehler umfasst.
12. Verfahren nach einem der Ansprüche 7 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Befchleunigungszunahme einen Längsbefchleunigungszunahmefehler umfasst.
13. Verfahren nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Längsbefchleunigungszunahmefehler auf Basis eines Lagefehlers ermittelt wird.

14. Verfahren nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Lagefehler einen Nickwinkelfehler umfasst.

15. Verfahren nach einem der Ansprüche 7 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Beschleunigungszunahme einen Vertikalbeschleunigungszunahmefehler umfasst.

16. Verfahren nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Vertikalbeschleunigungszunahmefehler auf Basis eines Lagefehlers ermittelt wird.

17. Verfahren nach Anspruch 16, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Lagefehler einen Nickwinkelfehler umfasst.

18. Verfahren nach Anspruch 16 oder 17, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Lagefehler einen Rollwinkelfehler umfasst.

19. Verfahren zum Steuern eines Fahrzeugs, wobei das Verfahren folgende Schritte aufweist:
Ermitteln einer Gierrate mittels eines Gierratensensors (28);
Ermitteln einer Nickrate mittels eines Nickratensensors (37);
Ermitteln einer Rollrate mittels eines Rollratensensors (34);
Ermitteln einer Querschleunigung mittels eines Querschleunigungssensors (32);
Ermitteln einer Vertikalbeschleunigung mittels eines Vertikalbeschleunigungssensors (33);
Ermitteln einer Vorderreifen-Querkraft auf Basis der Gierrate, der Nickrate, der Rollrate, der Querschleunigung und der Vertikalbeschleunigung;
Ermitteln einer Hinterreifen-Querkraft auf Basis der Gierrate, der Nickrate, der Rollrate, der Querschleunigung und der Vertikalbeschleunigung;
Ermitteln eines linearen Schwimmwinkels aus der ermittelten Vorderreifen-Querkraft und der ermittelten Hinterreifen-Querkraft;
Ermitteln einer linearen Quergeschwindigkeit auf Basis des ermittelten linearen Schwimmwinkels, und Steuern des Fahrzeugs auf Basis der ermittelten linearen Quergeschwindigkeit;
wobei das Verfahren ferner den Schritt aufweist:
Ermitteln einer Rollträgheit, wobei das Ermitteln der Vorderreifen-Querkraft und/oder der Hinterreifen-Querkraft ein Ermitteln der entsprechenden Querkraft auf Basis der Gierrate, der Nickrate, der Rollrate, der Querschleunigung, der Vertikalbeschleunigung und der Rollträgheit und unabhängig von Informationen über Schwimmwinkel oder Fahrbahn-Reibwert umfasst; und/oder ferner den Schritt aufweist:
Ermitteln einer Nickträgheit, wobei das Ermitteln der Vorderreifen-Querkraft und/oder der Hinterreifen-Querkraft ein Ermitteln der entsprechenden Querkraft auf Basis der Gierrate, der Nickrate, der Rollrate, der Querschleunigung, der Vertikalbeschleunigung und der Nickträgheit und unabhängig von Informationen über Schwimmwinkel oder Fahrbahn-Reibwert umfasst.

Es folgen 8 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

Fig. 1

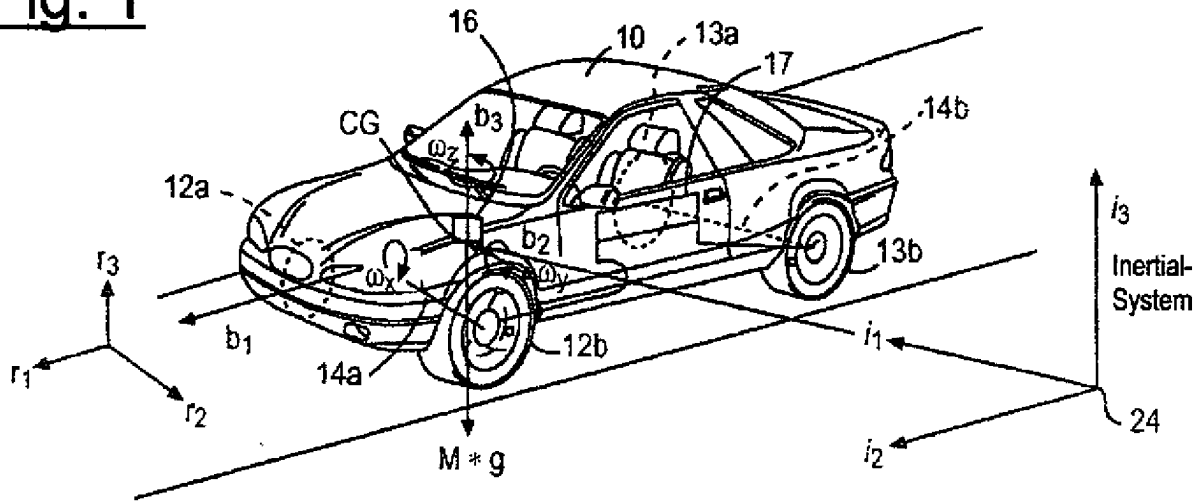


Fig. 3

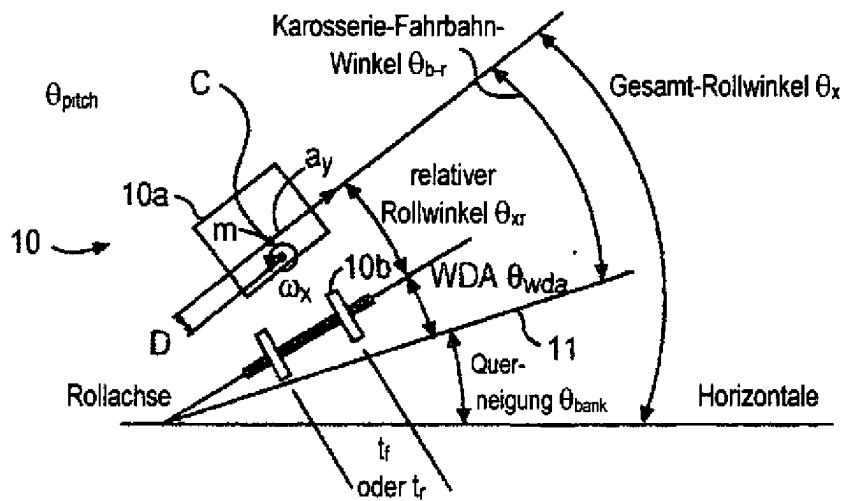


Fig. 4

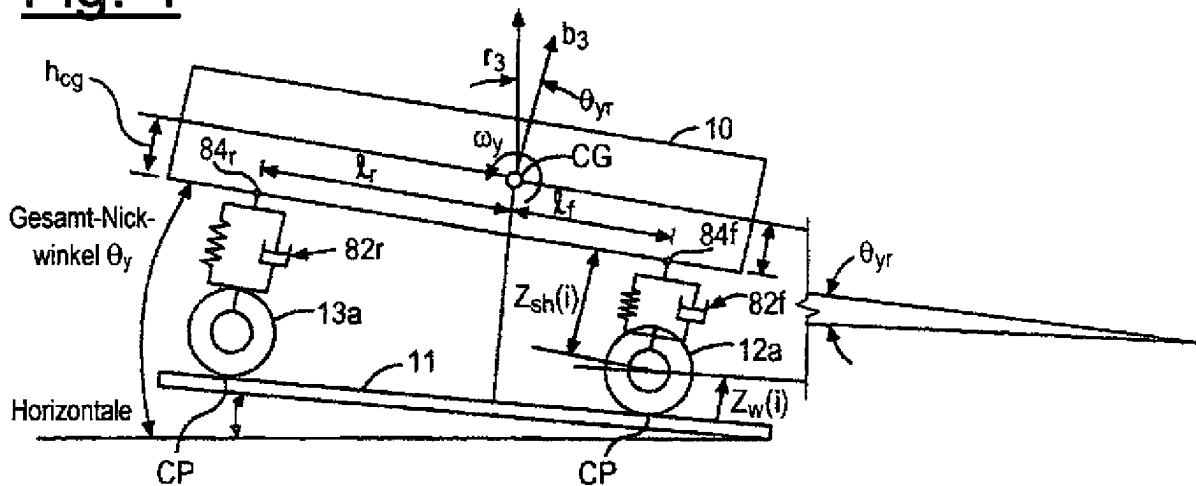


Fig. 2

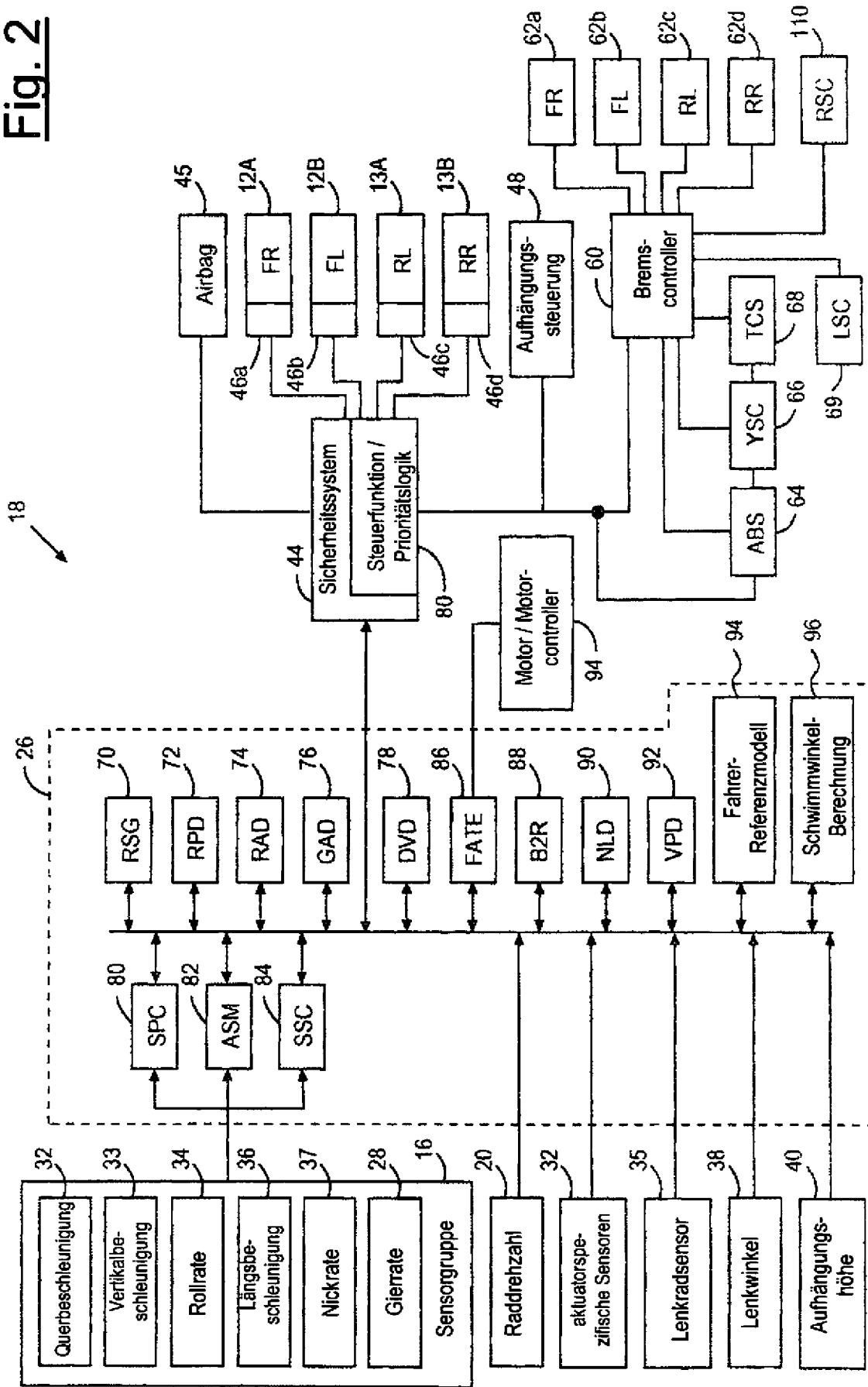


Fig. 5

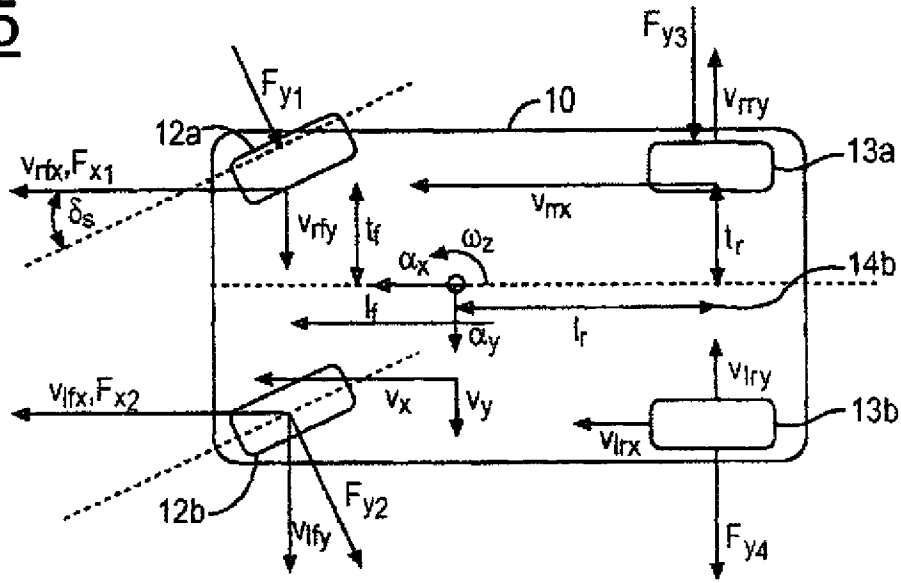


Fig. 6

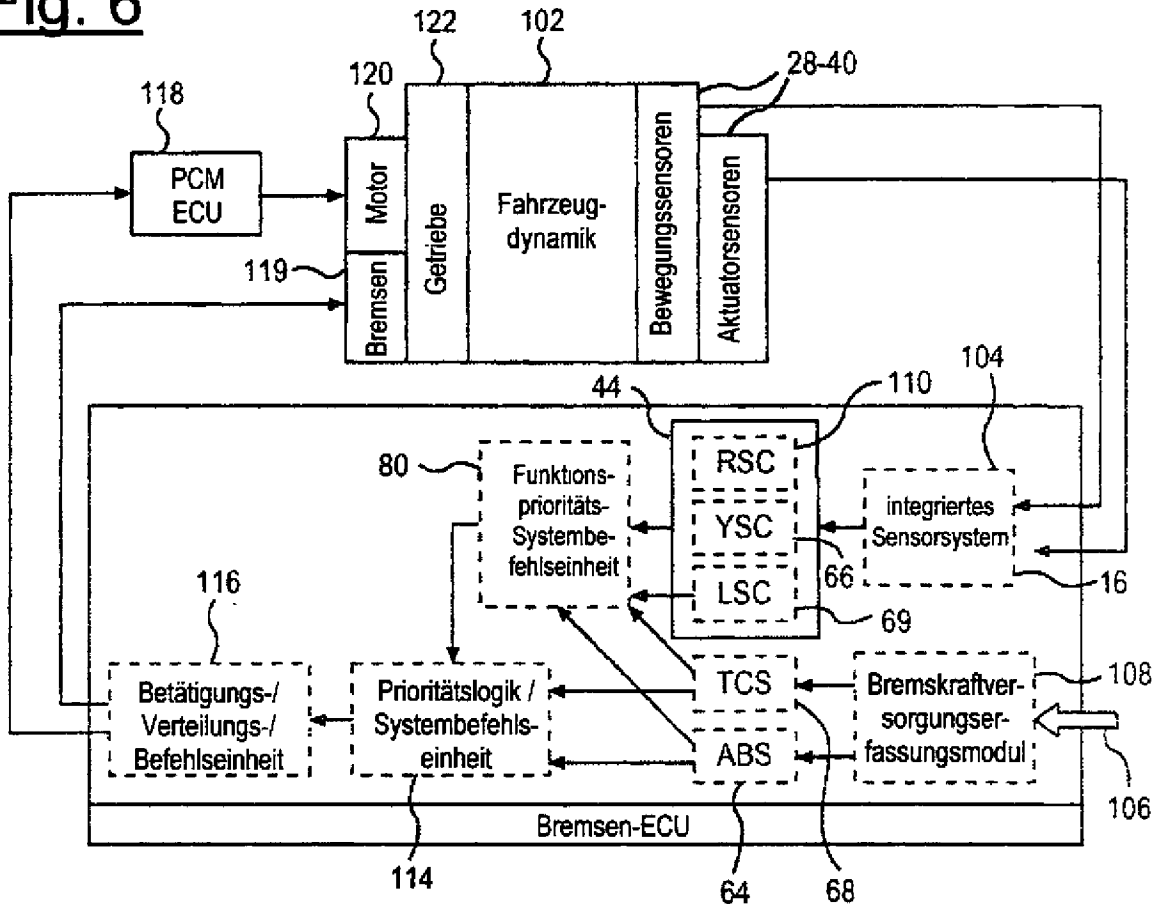


Fig. 7

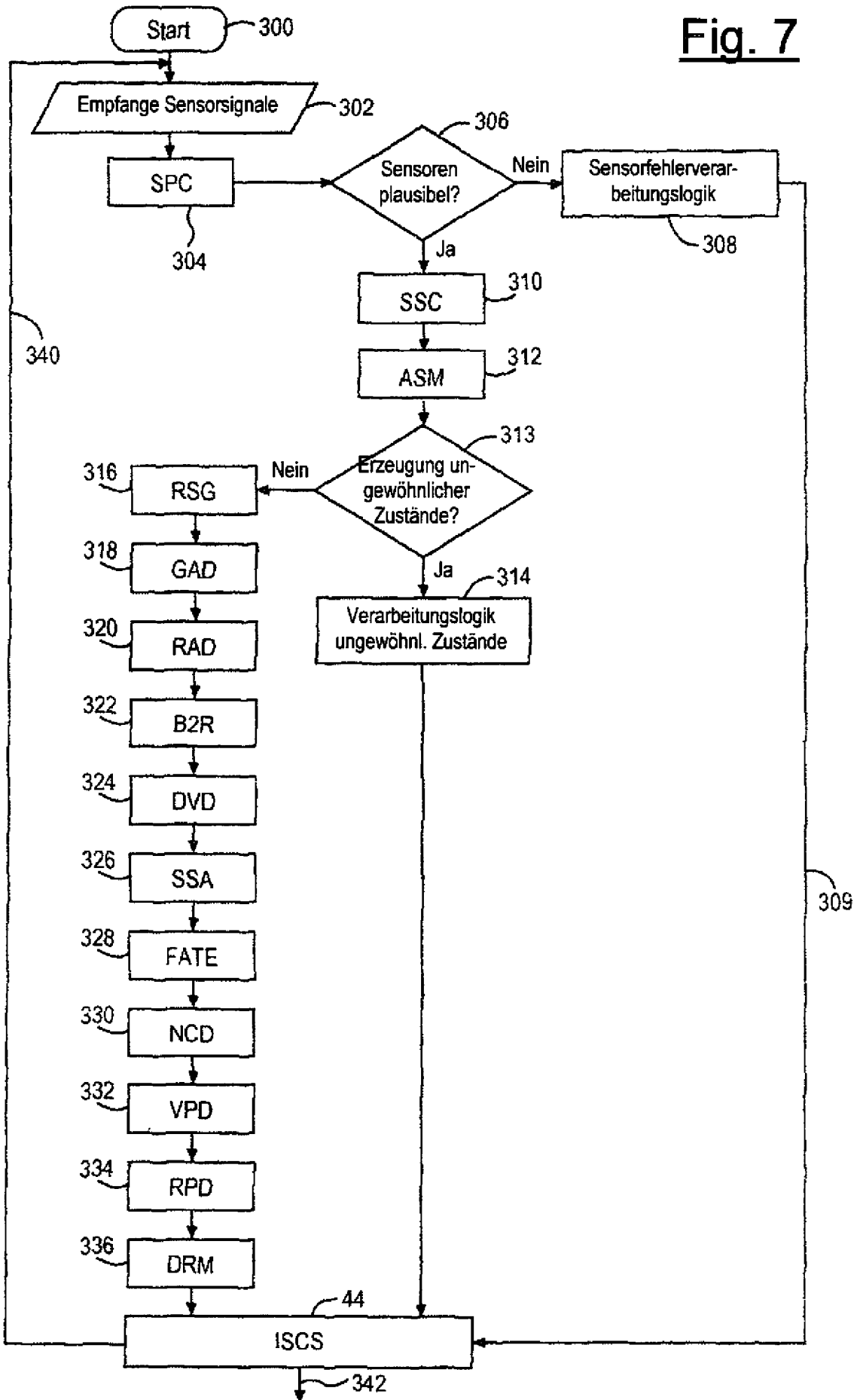


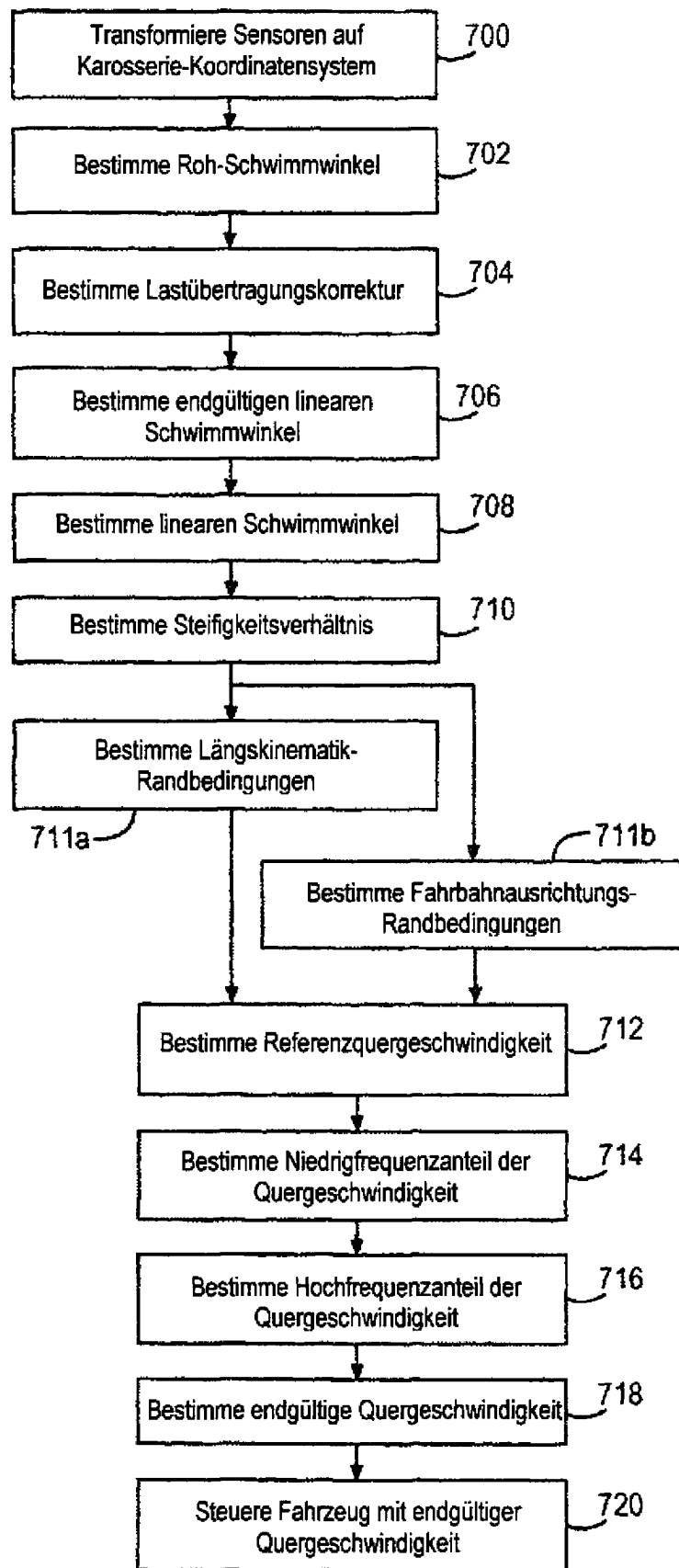
Fig. 8

Fig. 9

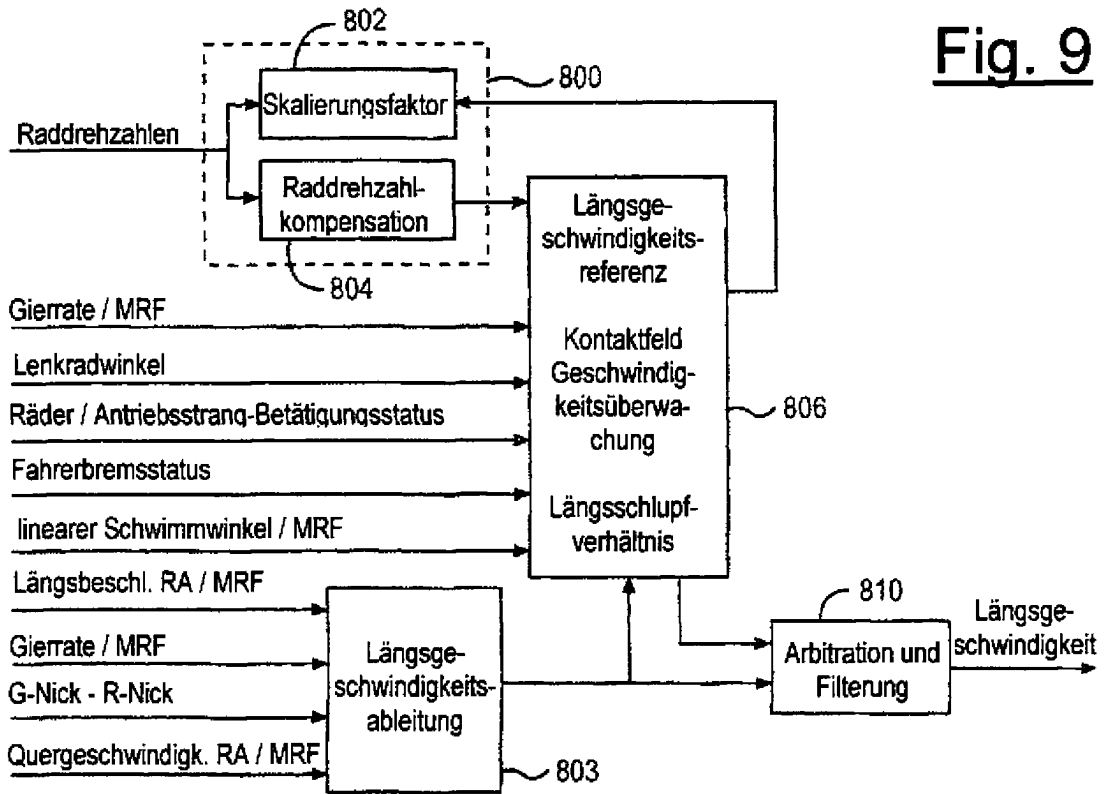


Fig. 10

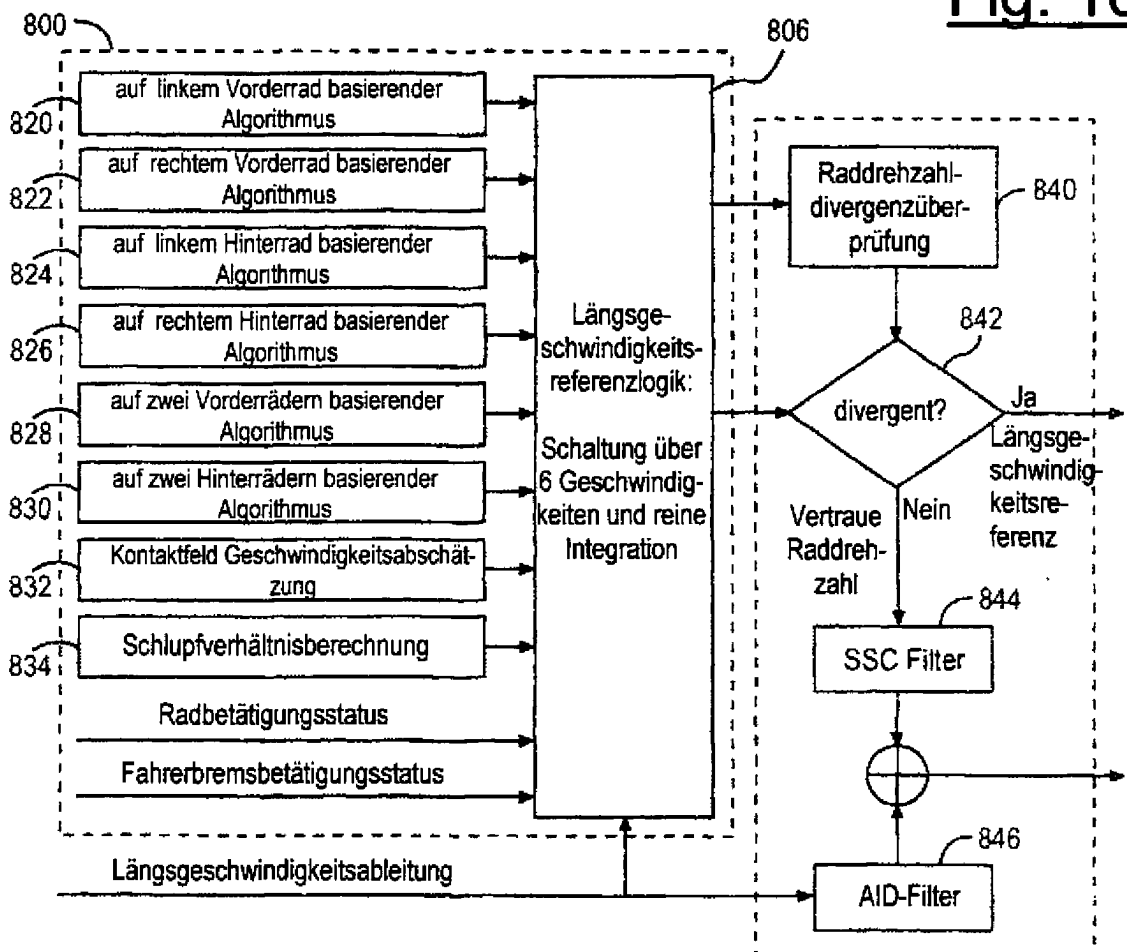


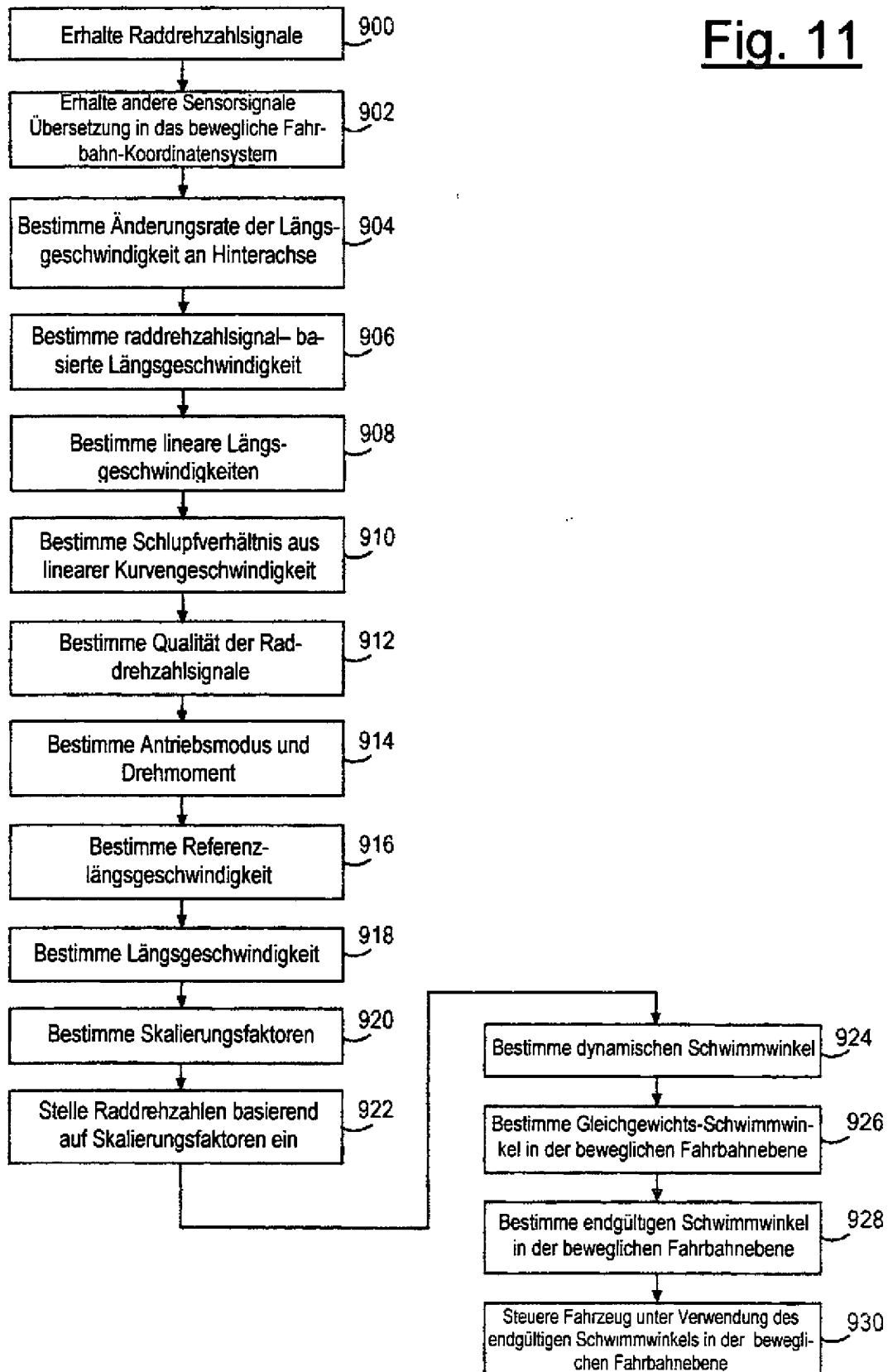
Fig. 11

Fig. 12A

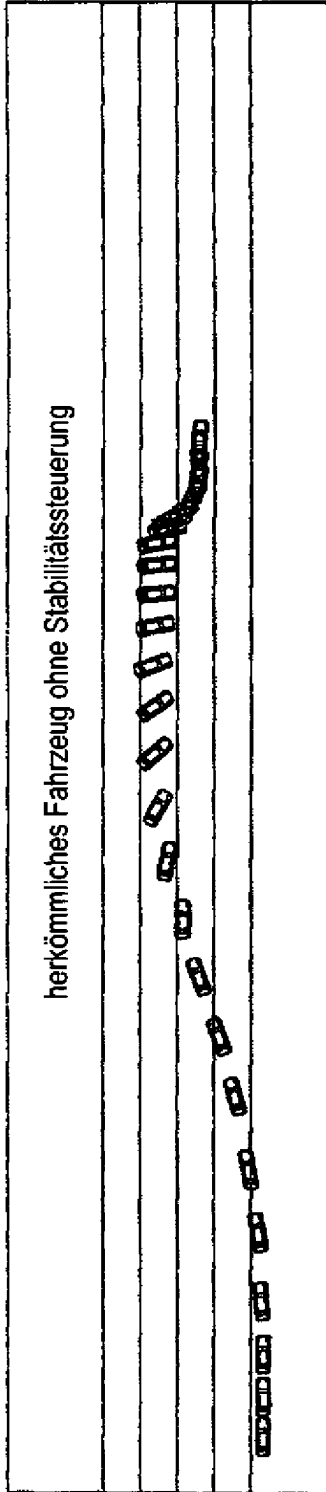


Fig. 12B

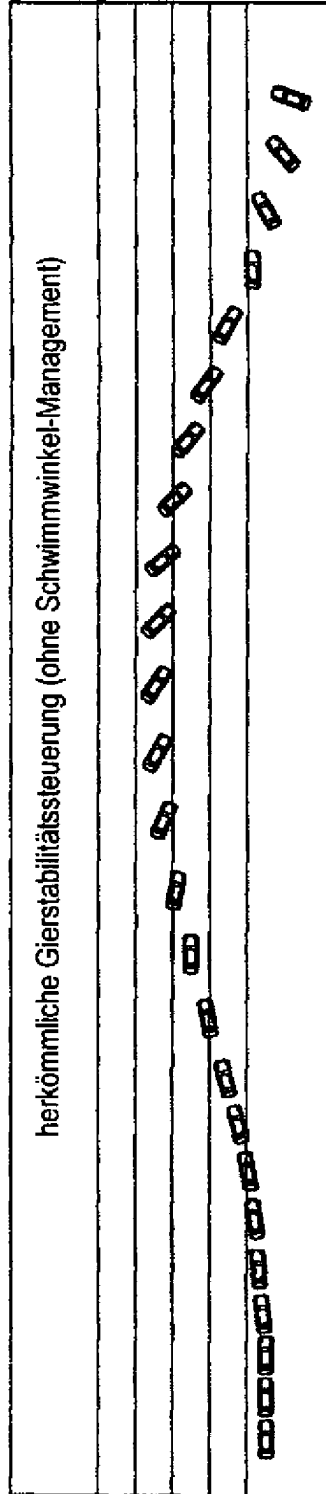


Fig. 12C

