



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 40 31 317 B4 2006.11.02**

(12)

Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **P 40 31 317.4**
 (22) Anmeldetag: **04.10.1990**
 (43) Offenlegungstag: **09.04.1992**
 (45) Veröffentlichungstag
 der Patenterteilung: **02.11.2006**

(51) Int Cl.⁸: **B62D 6/00 (2006.01)**
B62D 7/12 (2006.01)
B60G 21/10 (2006.01)

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

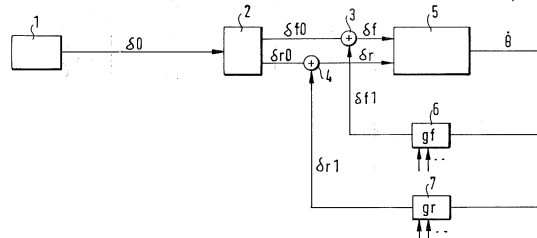
(73) Patentinhaber:
Robert Bosch GmbH, 70469 Stuttgart, DE

(72) Erfinder:
Karnopp, Dean, Prof., Davis, Calif., US

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht
 gezogene Druckschriften:
DE 35 06 048 C2
DE 34 38 021 C2
EP 02 19 864 B1
JP 60-1 76 866 A
**J.E.Nametz, R.E.Smith, D.R.Sigman: "the Design
 And Testing Of A Microprocessor Controlled Four
 Wheel Steer Concept Car" in SAE-Paper 885087,
 9.1.1988;**

(54) Bezeichnung: **System zur Verbesserung der Wankdynamik eines Kraftfahrzeuges**

(57) Hauptanspruch: System zur Verbesserung der Wankdynamik eines wenigstens zweiachsigen Kraftfahrzeuges durch Beeinflussungen der Lenksysteme des Kraftfahrzeuges,
 – mit Mitteln zur Erfassung von Signalen, die mittelbar oder unmittelbar die Wankwinkelgeschwindigkeit repräsentieren,
 – mit Mitteln zur Erzeugung von 1.Lenkwinkelsignalen δ_f aus Verknüpfung der aus den erfassten Signalen ermittelten 2.Lenkwinkelsignale δ_{f1} für die Vorderräder mit 3.Lenkwinkelsignalen δ_{f0} für die Vorderräder, die den Fahrrichtungswunsch des Fahrers (1) repräsentieren,
 – wobei die Lenksysteme der Vorderachse mit den durch die Verknüpfung ermittelten 1.Lenkwinkelsignalen δ_f beaufschlagt werden und die Räder der lenkbaren Vorderachse gemäß den 1.Lenkwinkelsignalen δ_f um den Lenkwinkel δ_f eingeschlagen werden.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft ein System zur Verbesserung der Wankdynamik eines wenigstens zweiachsigen Kraftfahrzeugs durch Beeinflussung des Lenksystems des Kraftfahrzeugs.

Stand der Technik

[0002] Kraftfahrzeuge mit einer hohen Schwerpunktslage bezüglich der Fahrbahn und/oder geringer Spurbreite neigen bei Seitenwind, Fahrbahnunebenheiten und Kurvenfahrten zu ausgeprägten Wankbewegungen. Um die Fahrstabilität solcher Fahrzeuge sicherzustellen, legt man deren Radaufhängungen, d. h. deren Federungs- und/oder Dämpfersysteme, hart aus. Dies ist beispielsweise dadurch zu erreichen, indem Stabilisatoren hoher Steifigkeit die Wankbewegungen vermindern. Hierbei sind jedoch folgende zwei Punkte zu berücksichtigen:

1. Bei einer harten Auslegung der Radaufhängungen ist die Nachgiebigkeit der Reifen oft größer als die der Radaufhängungen. Der Dämpfung von Wankbewegungen durch eine harte Auslegung der Radaufhängungen sind somit durch die Nachgiebigkeit der Reifen Grenzen gesetzt.
2. Eine harte Auslegung der Radaufhängungen hat des Weiteren zur Folge, daß einseitige Fahrbahnstörungen des Fahrzeuges, beispielsweise Fahrbahnunebenheiten, unter Umständen ausgeprägte Wankbewegungen des Fahrzeugaufbaus induzieren können.

[0003] Eine Beaufschlagung der Lenksysteme der Vorder- und Hinterräder durch Lenksignale wird zum Beispiel in der DE-PS 35 06 048 beschrieben. Eine wankwinkelabhängige Einstellung der vorderen Lenkung wird hier nicht beschrieben.

[0004] In dem SAE-Paper 88 50 87 wird eine Vierradlenkung eines Kraftfahrzeugs beschrieben, bei der zur Simulation des passiven Wanklenkverhaltens der Hinterachse das Lenksystem der Hinterachse abhängig von dem Wankwinkel des Fahrzeugaufbaus betätigt wird. Geht man von der Benutzung dieses Systems nicht nur zu Simulationszwecken, sondern zur Minimierung der Wankbewegungen eines realen Fahrzeuges aus, so kommt es jedoch zu folgenden Schwierigkeiten:

1. Das System setzt ein Lenksystem der Hinterräder voraus.
2. Die Wankbewegungen sind durch Betätigungen des Lenksystems der Hinterräder nicht optimal zu dämpfen. Dies gilt insbesondere, wenn, wie in dem SAE-Paper 88 50 87 beschrieben, die Betätigung des Hinterradlenksystems abhängig vom Wankwinkel des Fahrzeugaufbaus geschieht.

[0005] Die JP 60-176866 A zeigt keine wankwinkelabhängige Lenkwinkelüberlagerung, sondern eine wankabhängige Änderung der Servounterstützung.

Aufgabenstellung

[0006] Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine optimale Dämpfung der Wankbewegungen von Fahrzeugen mit Vierradlenkung und von Fahrzeugen mit bisher üblicher Frontlenkung zu gewährleisten.

[0007] Die Aufgabe wird durch ein System mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

Vorteile der Erfindung

[0008] Das erfindungsgemäße System verbessert die Wankdynamik eines Kraftfahrzeuges mit wenigstens zwei Achsen, wovon wenigstens eine Achse lenkbar ausgelegt ist. Hierzu werden die Lenksysteme wenigstens einer Achse erfindungsgemäß beeinflusst.

[0009] Dies geschieht vorzugsweise durch Ansteuerungen der lenkbaren Räder, wobei die Ansteuerungen abhängig von der Wankdynamik des Fahrzeugaufbaus ist. Die Wankdynamik wird durch Signale erfaßt, die mittelbar oder unmittelbar die Wankwinkelgeschwindigkeit repräsentieren.

[0010] Die durch das erfindungsgemäße System erzielten Erhöhungen der Dämpfung der Radaufhängungen können durch eine Modellrechnung angegeben werden. Somit kann durch eine gezielte Auslegung von Parametern wie der Schräglaufsteifigkeit der Reifen, Verstärkungsfaktoren der erfaßten Wankdynamiksignale und/oder fahrzeugspezifischer geometrischer Parameter die Dämpfung der Wankbewegungen beeinflusst werden.

[0011] Vorteilhafte Ausgestaltungen des erfindungsgemäßen Systems sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet.

Ausführungsbeispiel

Zeichnungen

[0012] Die Erfindung wird nachstehend anhand der in den Zeichnungen dargestellten Ausführungsbeispiele erläutert.

[0013] Die **Fig. 1** zeigt eine Übersichtsdarstellung des erfindungsgemäßen Systems und die **Fig. 2** und **3** stellen Diagramme zur Darstellung der an einem Fahrzeug wirkenden Kräfte und Geschwindigkeiten dar.

Beschreibung des Ausführungsbeispiels

[0014] In diesem Ausführungsbeispiel soll anhand der Zeichnungen das erfindungsgemäße System am Beispiel eines zweiachsigen Fahrzeuges dargestellt werden.

[0015] In der **Fig. 1** ist mit der Position **1** der Fahrer gekennzeichnet und mit der Position **2** Einheiten zur Umsetzung des Fahrerwunsches. Die Positionen **3** und **4** stellen additive Verknüpfungen dar. Mit der Position **5** ist das Fahrzeug gekennzeichnet und die Positionen **6** und **7** weisen Multiplikationseinheiten aus.

[0016] Die **Fig. 2a** und **b** zeigt ein Nutzkraftfahrzeug von oben und von hinten. In der **Fig. 3a** ist ein Kräfte- und in der **Fig. 3b** ein Geschwindigkeitsdiagramm zu sehen.

[0017] Der Fahrtrichtungswunsch δ_0 des Fahrers **1** wird in den Einheiten **2** zur Umsetzung des Fahrerwunsches in Ansteuersignale δ_{f0} und δ_{r0} für die Lenksysteme der Vorderachse und der Hinterachse umgesetzt.

[0018] Die Größen δ_0 , δ_{f0} , δ_{r0} , δ_{r1} , δ_{f1} , δ_r und δ_f sind hierbei Lenkwinkelsignale, die einen Einschlag der jeweils beaufschlagten Lenksysteme um die Lenkwinkel δ_{f0} , δ_{r0} , δ_{r1} , δ_{f1} , δ_r und δ_f repräsentieren.

[0019] Die Einheiten **2** zur Umsetzung des Fahrerwunsches können beispielsweise Einheiten sein, in denen Ansteuersignale δ_{f0} und δ_{r0} derart gebildet werden, daß die Vorderräder gemäß dem Fahrerwunsch einschlagen werden ($\delta_0 = \delta_{f0}$) und der Einschlagwinkel der Hinterräder δ_{r0} fahrzeuggeschwindigkeitsabhängig gewählt wird.

[0020] Den Lenkwinkelsignalen werden in den additiven Verknüpfungen **3** und **4** die Lenkwinkelsignale δ_{f1} und δ_{r1} additiv überlagert. Durch die additive Überlagerung des Lenkwinkelsignals δ_{f0} mit dem Lenkwinkelsignal δ_{f1} entsteht das Lenkwinkelsignal δ_f . Durch die additive Verknüpfung des Lenkwinkelsignals δ_{r0} mit dem Lenkwinkelsignal δ_{r1} entsteht das Lenkwinkelsignal δ_r . Mit den Lenkwinkelsignalen δ_f und δ_r werden die Lenksysteme der Vorderachse und der Hinterachse des Fahrzeuges **5** beaufschlagt.

[0021] Verfügt das Fahrzeug **5** lediglich nur über eine Frontlenkung, so ist

$$\delta_{r0} = \delta_{r1} = \delta_r = 0$$

zu setzen. In diesem Falle kann auf die Funktionseinheiten **7** und **4** verzichtet werden.

[0022] Als weitere Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Systems kann bei einer Vierradlenkung lediglich die Beaufschlagung der Lenksysteme der Vorder- oder Hinterräder vorgesehen sein. In diesen Fällen kann auf die Funktionseinheiten **7** und **4** oder **6** und **3** verzichtet werden.

[0023] Sensoren zur Erfassung der Wankwinkelgeschwindigkeiten $\dot{\Theta}$ am Fahrzeug **5** liefern die Wankwinkelgeschwindigkeiten $\dot{\Theta}$, die als Ausgangssignale am Fahrzeug **5** symbolisch dargestellt sind. Die Wankwinkelgeschwindigkeit $\dot{\Theta}$ wird den Multiplikationseinheiten **6** und **7** als Eingangssignale zugeführt. In den Multiplikationseinheiten **6** und **7** wird die Wankwinkelgeschwindigkeit mit den Verstärkungsfaktoren g_f und g_r multipliziert. Den Multiplikationseinheiten **6** und **7** werden des Weiteren Größen zugeführt, die den Fahrzustand des Fahrzeuges **5** repräsentieren.

[0024] Die Verstärkungsfaktoren g_f und g_r sind entweder als fahrzeugspezifische Parameter konstant gewählt

oder abhängig von den Fahrzustand repräsentierenden Größen, die den Multiplikationseinheiten **6** und **7** zugeführt werden.

[0025] Als Ergebnisse der multiplikativen Verknüpfungen der Wankwinkelgeschwindigkeit mit den Verstärkungsfaktoren liegen ausgangsseitig der Multiplikationseinheiten **6** und **7** die Signale δf_1 und δr_1 an. Diese Signale werden den additiven Verknüpfungen **3** und **4** zugeführt.

[0026] Um die Erhöhung der Dämpfungskonstanten der Radaufhängungen der Vorder- und Hinterräder durch das erfindungsgemäße System quantitativ zu erfassen, werden im folgenden modellhafte Berechnungen bezüglich der Wankdynamik des Fahrzeugs **5** dargelegt.

[0027] In der **Fig. 2** repräsentiert das Koordinatensystem mit den Koordinaten x , y und z ein fahrzeugfestes Koordinatensystem, dessen Ursprung im Massenschwerpunkt des Fahrzeugs **5** liegt. Als Geschwindigkeitskomponenten sind die Größen U , V und W (Geschwindigkeitskomponente in z -Richtung, in **Fig. 2** nicht dargestellt) und als Winkelgeschwindigkeitskomponenten die Größen p , q (Drehung um die y -Achse, in **Fig. 2** nicht dargestellt) und r in **Fig. 2** zu sehen. Die Kraftkomponenten entlang des Koordinatensystems x , y und z sind die in der **Fig. 2** nicht dargestellten Kraftkomponenten X , Y und Z und die in der **Fig. 2** nicht dargestellten Drehmomente bezüglich des Massenschwerpunktes L , M und N .

[0028] In einem ersten Schritt werden nun die Hub- und Nickbewegungen des Fahrzeugaufbaus vernachlässigt.

$$W = q = 0 \quad (1)$$

[0029] Weiterhin wird davon ausgegangen, dass das Koordinatensystem x , y und z das Hauptachsensystem des Trägheitssensors darstellt und deswegen die Deviationsmomente verschwinden.

$$I_{xy} = I_{yz} = I_{xz} = 0 \quad (2)$$

[0030] Die Fahrzeuggeschwindigkeit U wird als konstant angenommen.

$$U = \text{const.} \quad (3)$$

[0031] Ist der Wankwinkel θ klein, so ergibt sich die Wankwinkelgeschwindigkeit in dem Koordinatensystem x , y und z zu

$$p \cong \dot{\theta} \quad (4)$$

[0032] Die Federungseigenschaften der Radaufhängungen bezüglich der Wankbewegungen werden zur Federkonstanten k zusammengefasst, während die Dämpfungseigenschaften durch die Dämpfungskonstante c repräsentiert wird. Für einen gegebenen Wankwinkel bzw. für eine gegebene Wankwinkelgeschwindigkeit ist das Wankmoment also gleich $c \cdot \dot{\theta} + k \cdot \theta$. Das Ziel einer effektiven Dämpfung ist somit die Vergrößerung des Wertes c .

[0033] Unter den oben gemachten Voraussetzungen beschreiben die drei folgenden Gleichungen die Bewegungen des Fahrzeugaufbaus

$$m (\dot{V} + rU) = Y \quad (5)$$

$$I_{xx} \cdot \dot{p} \cong I_{xx} \cdot \dot{\theta} = L \quad (6)$$

$$I_{zz} \cdot \dot{r} = N \quad (7),$$

wobei die Größen I_{xx} und I_{zz} die Wank- und Giermomente bezüglich des Koordinatensystems x , y und z sind.

[0034] Die Seitenkräfte Y_f und Y_r , die an der Hinter- bzw. Vorderachse des Fahrzeuges **5** angreifen, sowie das Wankmoment L und das Giermoment N sind in den folgenden Gleichungen aufgeführt.

$$Y = Y_f + Y_r \quad (8)$$

$$L = c \cdot \dot{\theta} - k \cdot \theta - h(Y_f + Y_r) \tag{9}$$

$$N = a \cdot Y_f - b \cdot Y_r \tag{10}$$

[0035] Die Größen a und b geben jeweils den Abstand der Vorder- und Hinterachse vom Massenschwerpunkt an.

[0036] Die Beziehung zwischen den Seitenkräften Y_f und Y_r und den Schräglaufwinkeln α_f und α_r ergibt sich durch folgende Gleichung:

$$Y_f = -C_f \cdot \alpha_f, Y_r = -C_r \cdot \alpha_r \tag{11}$$

[0037] Hierbei sind die Größen C_f und C_r die Schräglaufsteifigkeiten der Vorder- und Hinterreifen. Die Schräglaufwinkel α_f und α_r sind durch die Gleichungen

$$\alpha_f = \frac{V + a r - h \dot{\theta}}{U} - \delta_f, \tag{12}$$

$$\alpha_r = \frac{V - b r - h \dot{\theta}}{U} - \delta_r, \tag{13}$$

gegeben.

[0038] Die Größen δ_f und δ_r in den Gleichungen 12 und 13 sind die Lenkwinkel der Vorder- und Hinterachse wie sie in [Fig. 1](#) zu sehen sind. Weiterhin stellen die o.g. Gleichungen Näherungen für kleine Winkel dar.

[0039] Werden die Gleichungen 5 bis 13 kombiniert, so ergeben sich Gleichungen vierten Grades für V , θ und r . Führt man nun eine Laplace-Transformation durch, wobei s die bekannte Laplace-Variable darstellt, und nimmt man weiterhin an, daß V , θ , r , δ_f und δ_r Funktionen von s sind, so können diese Gleichungen in Matrixform wie folgt dargestellt werden:

$$\begin{bmatrix} ms + \frac{(C_f + C_r)}{U} & -\frac{h(C_f + C_r)s}{U} \\ -h \frac{(C_f + C_r)}{U} & I_{xx}s^2 + \left[c + \frac{h^2(C_f + C_r)}{U} \right] s + k \\ \frac{a C_f - b C_r}{U} & -\frac{h(a C_f - b C_r)s}{U} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} mU + \frac{(a C_f - b C_r)}{U} \\ -\frac{h(a C_f - b C_r)}{U} \\ I_{zz}s + \frac{(a^2 C_f + b^2 C_r)}{U} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} V \\ \theta \\ r \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{(C_f + C_r)}{U} \\ -\frac{h(C_f + C_r)}{U} \\ \frac{a C_f - b C_r}{U} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \tag{14}$$

$$= \begin{bmatrix} C_f & C_r \\ -h C_f & -h C_r \\ a C_f & -b C_r \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix} \dots$$

[0040] In der oben beschriebenen Laplace-Transformationen sind alle Anfangsbedingungen gleich Null angenommen. Die Gleichung (14) repräsentiert ein "open loop" System.

[0041] Vernachlässigt man nun die Wankbewegungen $\theta \cong 0$, so reduziert sich Gleichung (14) zu

(14').

$$\left[\begin{array}{c|c} ms + \frac{(C_f + C_r)}{U} & mU + \frac{(aC_f - bC_r)}{U} \\ \hline a \frac{C_f - bC_r}{U} & I_{zz}s^2 + \frac{(a^2C_f + b^2C_r)}{U} \end{array} \right] \begin{bmatrix} v \\ r \end{bmatrix} =$$

$$\left[\begin{array}{c|c} C_f & C_r \\ \hline a C_f & -b C_r \end{array} \right] \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix}.$$

[0042] Die charakteristische Gleichung für dieses open-loop-System ist

$$mI_{zz}s^2 + [m(a^2C_f + b^2C_r) + I_{zz}(C_f + C_r)]s/U - m(aC_f - bC_r) + (a^2 + b^2)C_fC_r/U^2 = 0. \quad (15).$$

[0043] Für höhere Geschwindigkeiten U reduziert sich (15) zu

$$m[I_{zz}s^2 - (aC_f - bC_r)] = 0 \quad (16).$$

[0044] Gleichung (16) beschreibt das aus dem Buch (Vehicle Dynamics, London Business Books Ltd., London, Ellis J.A.) bekannte "bicycle model" eines Fahrzeugs. Dieses Modell wird oft dazu benutzt, das Verhalten des Übersteuerns und Untersteuerns eines Fahrzeuges zu beschreiben.

[0045] Ist der Term $-(aC_f - bC_r)$ positiv, so verhält sich das Fahrzeug stabil bei hohen Geschwindigkeiten, d. h. es weist die Eigenschaften des Untersteuerns auf. Ist der obengenannte Term negativ, so verhält sich das Fahrzeug stabil für hinreichend geringe Geschwindigkeiten, bei einer gewissen kritischen Geschwindigkeit wird dieser negative Term jedoch dominant, so daß das Fahrzeug für feste Lenkwinkel instabil wird. Solches Fahrverhalten bezeichnet man als Übersteuern.

[0046] Eine weitere Vereinfachung der Gleichung 14 erhält man durch die Vernachlässigung der Gierbewegungen, d. h. $r = 0$. Gleichung (14) reduziert sind damit zu

$$\left[\begin{array}{c|c} ms + \frac{(C_f + C_r)}{U} & -h \frac{(C_f + C_r)s}{U} \\ \hline -h \frac{(C_f + C_r)}{U} & I_{xx}s^2 + c + h^2 \frac{(C_f + C_r)}{U} + k \end{array} \right] \begin{bmatrix} v \\ \theta \end{bmatrix} =$$

$$\left[\begin{array}{c|c} C_f & C_r \\ \hline -hC_f & -hC_r \end{array} \right] \begin{bmatrix} \delta_f \\ \delta_r \end{bmatrix}. \quad (17).$$

[0047] Die zugehörige charakteristische Gleichung ist mit

$$mI_{xx}s^3 + \left[mc + (I_{xx} + mh^2) \frac{(C_f + C_r)}{U} \right] s^2 + \left[mk + c \frac{(C_f + C_r)}{U} \right] s + \frac{(C_f + C_r)}{U} k = 0. \quad (18)$$

gegeben.

[0048] Zwei Grenzfälle der Gleichung (18) sind von besonderem Interesse. Ist die Fahrgeschwindigkeit U gering, d. h. $U \rightarrow 0$, so wird Gleichung (18) zu

$$(C_f + C_r) \cdot [(l_{xx} + m \cdot h^2) \cdot s^2 + c \cdot s + k] = 0 \quad (19).$$

[0049] Diese Gleichung beschreibt eine Wankbewegung bezüglich einer Achse in der Fahrbahnebene. Das Wankmassenträgheitsmoment für das Fahrzeug ergibt sich zu $l_{xx} + mh^2$. Dies bedeutet, daß bei kleinen Geschwindigkeiten bzw. bei Geschwindigkeiten $U = 0$ keine Erhöhung der Dämpfungskonstanten c durch Ansteuerung der Lenksysteme möglich ist.

[0050] Bei hohen Fahrgeschwindigkeiten $U \rightarrow \infty$ ergibt sich Gleichung (18) zu

$$m \cdot s (l_{xx} \cdot s^2 + c \cdot s + k) = 0 \quad (20).$$

[0051] Durch die Gleichung (20) wird eine Wankbewegung bezüglich einer Achse durch den Massenschwerpunkt des Fahrzeuges beschrieben. Im Fall eines open-loop-Systems erscheint die Dämpfungskonstante c lediglich bei hohen Geschwindigkeiten. Der Dämpfungsterm der Reifen, der in der Gleichung (17) zu sehen ist, ist bei hohen Geschwindigkeiten unwirksam. Dies verdeutlicht, daß nur durch Ansteuerungen der lenkbaren Räder die Dämpfungseigenschaften bei hohen Geschwindigkeiten vergrößert werden können.

[0052] Die Gleichung (17) verdeutlicht weiterhin, daß durch eine Beaufschlagung der Lenksysteme mit den Lenkwinkelsignalen δ_f und/oder δ_r eine Beeinflussung der Wankdynamik zu erreichen ist. Hierzu können entweder die Lenksysteme der Vorder- und Hinterachse mit Lenkwinkelsignalen δ_f und δ_r oder lediglich die Lenksysteme der Hinter- oder Vorderachse mit Lenkwinkelsignalen δ_f oder δ_r beaufschlagt werden. Zunächst soll der Fall berücksichtigt werden, bei dem die lenkbaren Räder der Vorderachse mit dem Lenkwinkelsignal

$$\delta_f = g \cdot \dot{\theta} \quad (\delta_r = 0) \quad (22)$$

beaufschlagt werden. Wird nun die Gleichung (22) nach geeigneter Umformung in die Gleichung (17) eingesetzt, so erhält man für die "closed loop" Systemmatrix die Gleichung:

$$\left[\begin{array}{c} ms + \frac{(C_f + C_r)}{U} \\ -h \frac{(C_f + C_r)}{U} \end{array} \middle| \frac{- \left[h \frac{(C_f + C_r)}{U} + gC_f \right] s}{l_{xx}s^2 + \left[c + h^2 \frac{(C_f + C_r)}{U} + hgC_f \right] s + k} \right] \quad (23')$$

[0053] Die zugehörige charakteristische Gleichung ist durch

$$m l_{xx} s^3 + \left[m (c + hgC_f) + (l_{xx} + mh^2) \left(\frac{C_f + C_r}{U} \right) \right] s^2 + \left[mk + c \frac{(C_f + C_r)}{U} \right] s + \frac{(C_f + C_r)}{U} k = 0. \quad (23)$$

gegeben. Die Näherung für hohe Geschwindigkeiten $U \rightarrow \infty$ führt zur Gleichung

$$ms[l_{xx} \cdot s^2 + (c + h \cdot g \cdot C_f) \cdot s + k] = 0 \quad (24).$$

[0054] Gleichung (24) zeigt deutlich, daß eine Erhöhung der Dämpfungskonstanten c bei hohen Geschwindigkeiten durch eine Beeinflussung des Lenksystems der Vorderräder möglich ist.

[0055] Nimmt man weiterhin an, daß die lenkbaren Räder der Hinter- und Vorderachse mit Lenkwinkelsignalen δ_f und δ_r wie folgt beschrieben beaufschlagt werden:

$$\delta_f = gf \cdot \dot{\theta}, \quad \delta_r = gr \cdot \dot{\theta} \quad (25),$$

so ergibt nach Transformation und Einsetzen in die Gleichung (14) die "closed loop" Systemmatrix:

$$\left[\begin{array}{c|c|c} \frac{ms + \frac{(C_f + C_r)}{U}}{-h \frac{(C_f + C_r)}{U}} & \frac{-h(C_f + C_r)s}{U} \\ \frac{aC_f - bC_r}{U} & - (g_f C_f + g_r C_r) s \\ & l_{xx} s^2 + \left[c + \frac{h^2(C_f + C_r)}{U} \right] s + k \\ & + h(g_f C_f + g_r C_r) s \\ & -h \frac{(aC_f - bC_r) s}{U} \\ & - (ag_f C_f - bg_r C_r) s \end{array} \right] \begin{array}{c} mU + \frac{(aC_f - bC_r)}{U} \\ -h \frac{(aC_f - bC_r)}{U} \\ l_{zz} s + \frac{(a^2 C_f + b^2 C_r)}{U} \end{array} \quad (25')$$

[0056] Da die zugehörige charakteristische Gleichung zu komplex ist, soll hier lediglich ihr asymptotisches Verhalten für hohe Geschwindigkeiten $U \rightarrow \infty$ aufgeführt werden.

$$m[l_{zz}s^2 - (aC_f - bC_r)][l_{xx}s^2 + [c + h(g_f C_f + g_r C_r)s + k] + mh(C_f + C_r)(ag_f C_f - bg_r C_r)s = 0. \quad (26)$$

[0057] Die Gleichung (26) kann relativ einfach interpretiert werden, wenn der letzte Term verschwindet. Dies ist der Fall, wenn die Bedingung

$$g_r = \left(\frac{aC_f}{bC_r} \right) g_f \quad (27)$$

erfüllt ist. In diesem Fall ist das asymptotische Verhalten des closed loop-Systems (Gleichung 26) das gleiche wie das Verhalten des open loop-Systems (Gleichung 21) bis auf die Ausnahme, daß die Dämpfung der Wankbewegung um den Wert

$$h(g_f C_f + g_r C_r) = \left(hg_f C_f \frac{(a+b)}{b} \right) \quad (28)$$

vergrößert wurde. Die Bedingung in Gleichung (27), daß der letzte Term in Gleichung (26) verschwindet, ist gleichbedeutend mit der Forderung, daß die Verminderung der Wankbewegungen durch Beaufschlagung der Lenksysteme der Vorder- und Hinterachse kein Giermoment erzeugt.

[0058] Durch die oben beschriebenen modellhaften Berechnungen konnte gezeigt werden, daß Beeinflussungen der Lenksysteme eines Fahrzeugs Wankbewegungen dämpfen können ohne zusätzliche Giermomente zu erzeugen. Sollten dennoch geringe Giermomente durch diese Beeinflussungen der Lenksysteme induziert werden, so sind die Reaktionen des Fahrzeuges bezüglich Giermomente in den meisten Fällen bedeutend langsamer als die Reaktionen bezüglich der Wankmomente.

[0059] Eine vorteilhafte Ausgestaltung des Systems besteht darin, die den Fahrerwunsch repräsentierenden Lenkwinkelsignale δf_0 und/oder δr_0 mit Lenkwinkelsignalen δf_1 und/oder δr_1 additiv zu überlagern.

[0060] Hierdurch gelangt man zu Bewegungen des Fahrzeugs, um die vom Fahrer gewünschte Fahrzeugbahn, wodurch, wie oben beschriebene Berechnungen zeigen, eine wirksame Dämpfung der Wankdynamik zu erreichen ist. Diese Bewegungen um die vom Fahrer gewünschte Fahrzeugbahn sind im allgemeinen nicht signifikant. Betrachtet man beispielsweise Wankbewegungen, die durch Seitenwindböen bewirkt werden, so führt auch in diesem Falle das Fahrzeug Abweichungen von der vom Fahrer gewünschten Fahrzeugbahn aus.

[0061] Eine Minderung der Wankbewegungen durch das erfindungsgemäße System bewirkt in vielen Fällen sogar eine geringe Abweichung von der vom Fahrer gewünschten Fahrzeugbahn, da die Wankbewegungen, die hierzu beitragen, wirksam gedämpft werden.

[0062] Besonders vorteilhaft ist die Verwendung des erfindungsgemäßen Systems bei Kraftfahrzeuge mit hohen Schwerpunktslagen und/oder geringen Spurbreiten wie Nutzkraftfahrzeuge und/oder geländegängige Kraftwagen und/oder Wohnmobile.

[0063] Im Falle von Fahrzeugen mit mehr als zwei Achsen können erfindungsgemäß die lenkbaren Achsen entweder einzeln oder paarweise beeinflußt werden. Bei der paarweisen Beeinflussungen der Lenksysteme ist insbesondere an Doppelachssysteme, beispielsweise bei Nutzkraftfahrzeugen, gedacht.

[0064] Die Erfassung der Wankdynamik durch Signale, die die Wankwinkelgeschwindigkeit repräsentieren, kann durch Geschwindigkeitssensoren und/oder durch Beschleunigungssensoren und anschließender Integration und/oder Positionssensoren geschehen. Die Erfassung der Wankwinkelgeschwindigkeit durch Positionssensoren kann beispielsweise dadurch erreicht werden, daß durch Subtraktion zweier sensierter Positionen der Weg ermittelt wird und durch die Zeit zwischen den Positionsbestimmungen ein Geschwindigkeitssignal erlangt wird, das die Wankwinkelgeschwindigkeit des Fahrzeugaufbaus repräsentiert.

Patentansprüche

1. System zur Verbesserung der Wankdynamik eines wenigstens zweiachsigen Kraftfahrzeuges durch Beeinflussungen der Lenksysteme des Kraftfahrzeuges,
 – mit Mitteln zur Erfassung von Signalen, die mittelbar oder unmittelbar die Wankwinkelgeschwindigkeit repräsentieren,
 – mit Mitteln zur Erzeugung von 1.Lenkwinkelsignalen δf aus Verknüpfung der aus den erfassten Signalen ermittelten 2.Lenkwinkelsignale δf_1 für die Vorderräder mit 3.Lenkwinkelsignalen δf_0 für die Vorderräder, die den Fahrrichtungswunsch des Fahrers (1) repräsentieren,
 – wobei die Lenksysteme der Vorderachse mit den durch die Verknüpfung ermittelten 1.Lenkwinkelsignalen δf beaufschlagt werden und die Räder der lenkbaren Vorderachse gemäß den 1.Lenkwinkelsignalen δf um den Lenkwinkel δf eingeschlagen werden.

2. System nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, das die Verknüpfung eine additive Verknüpfung ist.

3. System nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Erfassung der die Wankwinkelgeschwindigkeit repräsentierenden Signale durch Positionssensoren und/oder Geschwindigkeitssensoren und/oder durch Beschleunigungssensoren und anschließender Integration geschieht.

4. System nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass weiterhin Beeinflussungen der Lenksysteme der Hinterachse derart stattfinden, dass die Lenksysteme mit 1. Lenkwinkelsignalen δr beaufschlagt werden, die durch Verknüpfungen von 2.Lenkwinkelsignalen δr_1 mit 3.Lenkwinkelsignalen δr_0 , die den Fahrrichtungswunsch des Fahrers (1) repräsentieren, entstehen und die Räder der lenkbaren Hinterachse gemäß den 1.Lenkwinkelsignalen δr um den Lenkwinkel δr eingeschlagen werden.

5. System nach wenigstens einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die 2.Lenkwinkelsignale durch

$$\delta f_1 = g_f \cdot \dot{\Theta} \text{ und/oder}$$

$$\delta r_1 = g_r \cdot \dot{\Theta}$$

gegeben sind, wobei g_f und g_r Verstärkungsfaktoren sind, die als fahrzeugspezifische Parameter gewählt sind und/oder abhängig von den Fahrzustand repräsentierenden Größen sind, und $\dot{\Theta}$ die erfasste Wankwinkelgeschwindigkeit darstellt.

6. System nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass die Verstärkungsfaktoren g_f und g_r durch

$$g_r = (g_f \cdot a \cdot C_f) / (b \cdot C_r)$$

verknüpft sind, wobei a und b als fahrzeugspezifische geometrische Größen den Abstand der Vorder- und Hinterachse vom Massenschwerpunkt des Fahrzeuges und C_f und C_r die Schräglaufsteifigkeiten der Vorder- und Hinterreifen angeben.

7. System nach einem der vorhergehenden Ansprüche, gekennzeichnet durch seine Verwendung bei Kraftfahrzeuge mit hohen Schwerpunktslagen und/oder geringen Spurbreiten wie Nutzkraftfahrzeuge und/oder geländegängige Kraftwagen und/oder Wohnmobile.

8. System nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Verstärkungsfaktoren g_f

und gr durch

$$gr = (gf \cdot a \cdot Cf) / (b \cdot Cr)$$

verknüpft sind, wobei a und b als fahrzeugspezifische geometrische Größen den Abstand der Vorder- und Hinterachse vom Massenschwerpunkt des Fahrzeuges angeben.

9. System nach einem der Ansprüche 1 bis 7, gekennzeichnet durch seine Verwendung bei Kraftfahrzeuge mit hohen Schwerpunktslagen und/oder geringen Spurbreiten wie Nutzkraftfahrzeuge und/oder geländegängige Kraftwagen und/oder Wohnmobile.

Es folgen 2 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

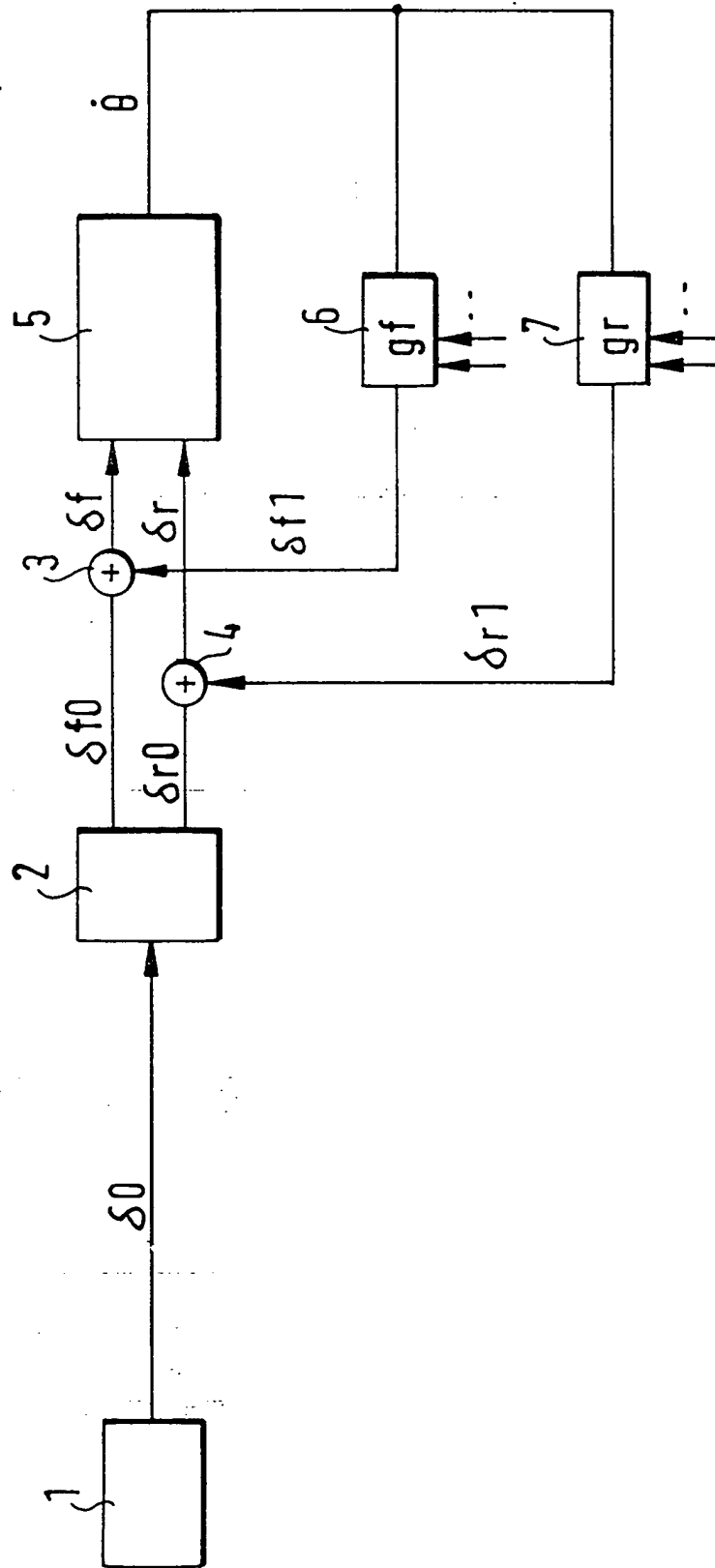


FIG. 2a

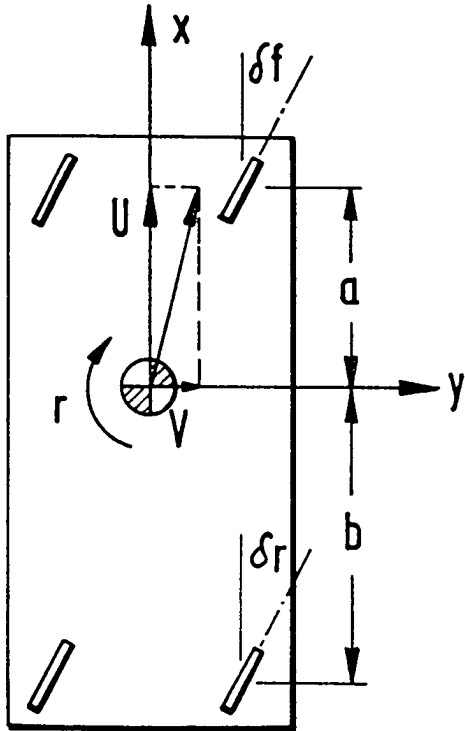


FIG. 2b

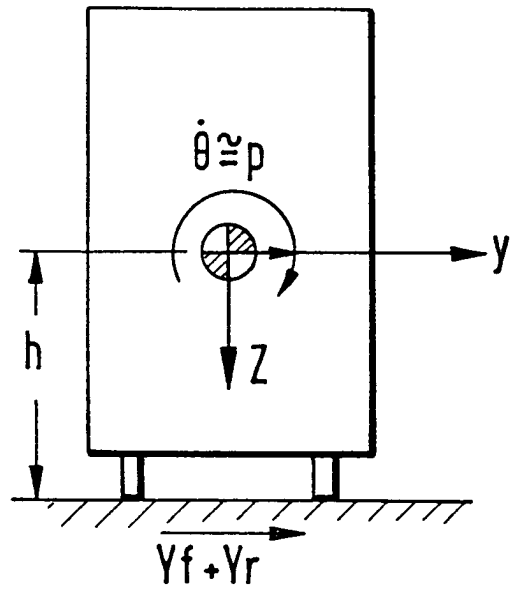


FIG. 3a

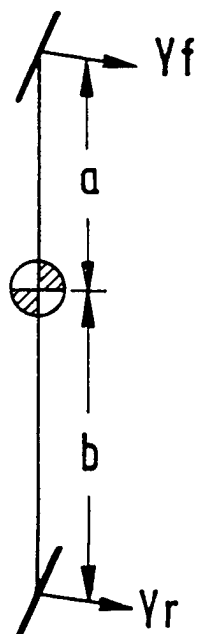


FIG. 3b

