

(51) Internationale Patentklassifikation⁶ : F16D 48/06	A1	(11) Internationale Veröffentlichungsnummer: WO 99/23392 (43) Internationales Veröffentlichungsdatum: 14. Mai 1999 (14.05.99)
(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/DE98/03265 (22) Internationales Anmeldedatum: 29. Oktober 1998 (29.10.98) (30) Prioritätsdaten: 197 48 377.1 3. November 1997 (03.11.97) DE (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten ausser US): LUK GETRIEBE-SYSTEME GMBH [DE/DE]; Industriestrasse 3, D-77815 Bühl (DE). (72) Erfinder; und (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): JÄGER, Thomas [DE/DE]; Beethovenstrasse 5, D-77815 Bühl (DE). (74) Gemeinsamer Vertreter: LUK GETRIEBE-SYSTEME GMBH; Grauel, Andreas, Industriestrasse 3, D-77813 Bühl (DE).	(81) Bestimmungsstaaten: AT, AU, BR, CA, CH, CN, CZ, DE, DK, ES, GB, HU, JP, KR, MX, NO, RU, SE, SK, UA, US. Veröffentlicht <i>Mit internationalem Recherchenbericht. Vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche zugelassenen Frist; Veröffentlichung wird wiederholt falls Änderungen eintreffen.</i>	

(54) Title: METHOD FOR DETERMINING SLIP

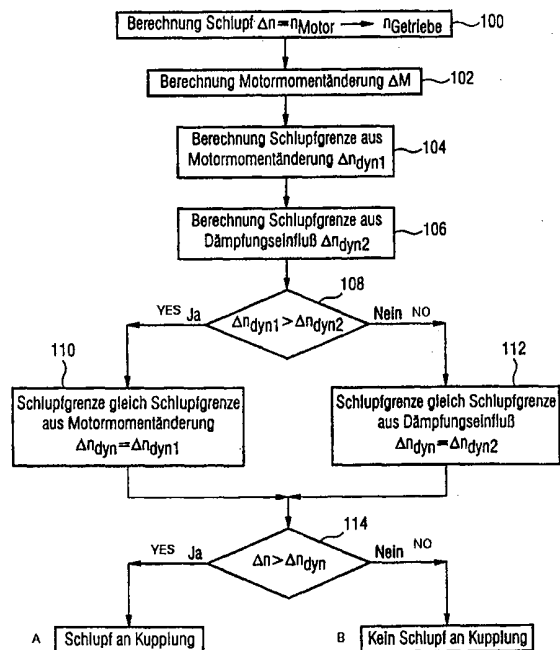
(54) Bezeichnung: VERFAHREN ZUM BESTIMMEN VON SCHLUPF

(57) Abstract

The invention relates to a method and device for determining slip in a clutch between an engine and the transmission of a drive train using clutch input speed and wheel speed, whereby variations in speed are calculated using a mathematical model describing the dynamic performance of the drive train and are taken into account when slip is determined.

(57) Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft ein Verfahren und eine Vorrichtung zum Bestimmen von Schlupf in einer Kupplung zwischen Motor und Getriebe eines Antriebsstranges unter Verwendung von Kupplungseingangsdrehzahl und Raddrehzahl, wobei Drehzahlschwankungen unter Zuhilfenahme eines das dynamische Verhalten des Antriebsstranges beschreibenden mathematischen Modells errechnet werden und bei der Feststellung von Schlupf mitberücksichtigt werden.



100 ... CALCULATION SLIP $\Delta n = n_{\text{ENGINE}} \rightarrow n_{\text{TRANSMISSION}}$
 102 ... CALCULATION VARIATION ENGINE TORQUE ΔM
 104 ... CALCULATION SLIPLIMIT FROM VARIATION ENGINE TORQUE Δn_{dyn1}
 106 ... CALCULATION SLIPLIMIT FROM DAMPING EFFECT Δn_{dyn2}
 110 ... SLIP LIMIT SAME AS VARIATION ENGINE TORQUE $\Delta n_{\text{dyn}} = \Delta n_{\text{dyn1}}$
 112 ... SLIP LIMIT SAME AS SLIPLIMIT FROM DAMPING EFFECT $\Delta n_{\text{dyn}} = \Delta n_{\text{dyn2}}$
 A ... CLUTCH SLIP
 B ... NO CLUTCH SLIP

LEDIGLICH ZUR INFORMATION

Codes zur Identifizierung von PCT-Vertragsstaaten auf den Kopfbögen der Schriften, die internationale Anmeldungen gemäss dem PCT veröffentlichen.

AL	Albanien	ES	Spanien	LS	Lesotho	SI	Slowenien
AM	Armenien	FI	Finnland	LT	Litauen	SK	Slowakei
AT	Österreich	FR	Frankreich	LU	Luxemburg	SN	Senegal
AU	Australien	GA	Gabun	LV	Lettland	SZ	Swasiland
AZ	Aserbaidshan	GB	Vereinigtes Königreich	MC	Monaco	TD	Tschad
BA	Bosnien-Herzegowina	GE	Georgien	MD	Republik Moldau	TG	Togo
BB	Barbados	GH	Ghana	MG	Madagaskar	TJ	Tadschikistan
BE	Belgien	GN	Guinea	MK	Die ehemalige jugoslawische Republik Mazedonien	TM	Turkmenistan
BF	Burkina Faso	GR	Griechenland	ML	Mali	TR	Türkei
BG	Bulgarien	HU	Ungarn	MN	Mongolei	TT	Trinidad und Tobago
BJ	Benin	IE	Irland	MR	Mauretanien	UA	Ukraine
BR	Brasilien	IL	Israel	MW	Malawi	UG	Uganda
BY	Belarus	IS	Island	MX	Mexiko	US	Vereinigte Staaten von Amerika
CA	Kanada	IT	Italien	NE	Niger	UZ	Usbekistan
CF	Zentralafrikanische Republik	JP	Japan	NL	Niederlande	VN	Vietnam
CG	Kongo	KE	Kenia	NO	Norwegen	YU	Jugoslawien
CH	Schweiz	KG	Kirgisistan	NZ	Neuseeland	ZW	Zimbabwe
CI	Côte d'Ivoire	KP	Demokratische Volksrepublik Korea	PL	Polen		
CM	Kamerun	KR	Republik Korea	PT	Portugal		
CN	China	KZ	Kasachstan	RO	Rumänien		
CU	Kuba	LC	St. Lucia	RU	Russische Föderation		
CZ	Tschechische Republik	LI	Liechtenstein	SD	Sudan		
DE	Deutschland	LK	Sri Lanka	SE	Schweden		
DK	Dänemark	LR	Liberia	SG	Singapur		
EE	Estland						

Verfahren zum Bestimmen von Schlupf

Die Erfindung betrifft ein Verfahren zum Bestimmen von Schlupf in einer im Antriebsstrang eines Fahrzeugs angeordneten Kupplung.

5

Die zwischen einem Antriebsmotor und einem Getriebe im Antriebsstrang eines Fahrzeugs angeordnete Kupplung wird zunehmend automatisch betätigt, indem ein die Kupplung betätigender Aktor von einem Steuergerät entsprechend den Betriebsbedingungen des Fahrzeugs angesteuert wird. Solche automatisiert betätigbare

10

Kupplungen können auch dem Getriebe nachgeordnet sein. Solche automatisierten Kupplungen erhöhen einerseits den Bedienungskomfort von Kraftfahrzeugen ganz erheblich. Andererseits tragen sie zur Verbrauchssenkung bei, weil, insbesondere in Verbindung mit automatisierten Schaltgetrieben, häufiger in einem verbrauchsgünstigen Gang gefahren wird. Die automatisierte Kupplung wird dabei aus Gründen geringen Energieverbrauchs des Aktors, kurzen Zeitbedarfs für die Betätigung und des Komforts derart betätigt, daß sie nur soweit geschlossen wird, wie es erforderlich ist, damit kein oder kein unzulässig hoher Schlupf auftritt. Die Kenntnis des Schlupfes der Kupplung ist somit aus vielerlei Gründen erforderlich.

15

20

Wird die Kupplungsausgangsdrehzahl, die identisch mit der Getriebeeingangsdrehzahl ist, durch Mittelung der Drehzahlen der angetriebenen Räder und Multiplikation mit der jeweiligen zwischen der Getriebeeingangsdrehzahl und den Rädern wirksamen Gesamtübersetzung berechnet, so bleiben im Antriebsstrang auftretende Schwingungen (der Antriebsstrang ist ein in sich schwingfähiges System) unberücksichtigt. Die Folge ist,

25

daß eine aufgrund von Schwingungen im Antriebsstrang auftretende rechnerische

Differenz zwischen der gemessenen Motordrehzahl (Kupplungseingangsdrehzahl) und errechneter Getriebeeingangsdrehzahl (Kupplungsausgangsdrehzahl) als Schlupf gewertet wird, obwohl tatsächlich kein Schlupf vorhanden ist. Um eine gewisse Sicherheit bezüglich solcher Fehlinterpretationen von Schlupf zu erhalten, war es bisher üblich, eine feste Schlupfgrenze einzuführen, die überschritten werden muß, damit die vorstehend erläuterte Drehzahldifferenz als Schlupf gewertet wird. Insbesondere bei Ruckel-
5 schwingungen, wie sie beim Fahren mit sehr niedrigen Drehzahlen oder beim Anfahren mit einem Momentensprung auftreten, muß diese Schlupfgrenze sehr hoch angesetzt werden. Im normalen Fahrbetrieb führt dies dazu, daß Schlupf auch dann noch nicht
10 erkannt wird, wenn er tatsächlich vorliegt, was zu unnötig hohem Verbrauch und einer Lebensdauerverminderung der Kupplung führen kann.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, ein Verfahren zum Bestimmen von Schlupf in einer zwischen einem Motor und einem Getriebe im Antriebsstrang eines Fahrzeugs angeordneten Kupplung anzugeben, welches ermöglicht, in der Kupplung auftretenden
15 Schlupf zu erkennen, ohne daß die Kupplungsausgangsdrehzahl gemessen werden muß und bei dem Schwingungen des Antriebsstrangs berücksichtigt werden.

Eine erste Lösung der beschriebenen Aufgabe ist im Anspruch 1 gekennzeichnet.

20

Erfindungsgemäß werden aufgrund des dynamischen Verhaltens des Antriebsstrangs auftretende Drehzahlschwankungen insbesondere unter Berücksichtigung der Änderung des vom Motor an den Antriebsstrang abgegebenen Moments errechnet. Damit der Unterschied zwischen der gemessenen Kupplungseingangsdrehzahl und der aus der
25 gemessenen Fahrzeugraddrehzahl und der Gesamtübersetzung errechneten

Kupplungsausgangsdrehzahl als Schlupf gewertet wird, muß diese Differenz die dynamisch errechneten Drehzahlschwankungen übersteigen.

Die Unteransprüche 2 bis 5 sind auf vorteilhafte Weiterbildungen des Verfahrens gemäß
5 dem Hauptanspruchs gerichtet.

Der Anspruch 6 ist auf ein abgeändertes Verfahren zur Lösung der Erfindungsaufgabe gerichtet. Bei diesem Verfahren wird der gesamte Antriebsstrang in einem mathematischen Modell nachgebildet, das meßbare Zustandsgrößen und meßbare
10 anregende Momente enthält. Die Kupplungsausgangsdrehzahl wird aus dem mathematischen Modell errechnet. Der Unterschied zwischen der gemessenen Kupplungseingangsdrehzahl und der errechneten Kupplungsausgangsdrehzahl ist der in der Kupplung tatsächlich vorhandene Schlupf.

15 Der Anspruch 7 ist auf eine vorteilhafte Weiterbildung des Verfahrens gemäß dem Anspruch 6 gerichtet.

Weiterhin betrifft die Erfindung eine Vorrichtung zur Durchführung eines Verfahrens zur Schlupfbestimmung, insbesondere nach einem der vorhergehenden Patentansprüche.

20

Die Erfindung wird im folgenden anhand schematischer Zeichnungen beispielsweise und in weiteren Einzelheiten erläutert.

25

Es stellen dar:

- Fig. 1 einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges,
- 5 Fig. 2 ein Schwingungsmodell des Antriebsstrangs,
- Fig. 3 im Antriebsstrang auftretende Schwingungen nach einem Momentenstoß,
- Fig. 4 Kurven zur Erläuterung der Ermittlung des jeweils wirksamen Motormoments,
- 10 Fig. 5 die gedämpfte Schwingung der Getriebeeingangsdrehzahl,
- Fig. 6 einen Ablaufplan zur Erläuterung der Berechnung der dynamischen Schlupfgrenze,
- 15 Fig. 7 einen Antriebsstrang ähnlich der Fig. 1 mit zusätzlichen Sensoren,
- Fig. 8 eine Darstellung zur Erläuterung der Ermittlung des Lastmoments,
- 20 Fig. 9 ein Ablaufdiagramm zur Erläuterung der Ermittlung der Getriebeeingangsdrehzahl,
- Fig. 10 ein Schwingungsmodell des Antriebsstrangs und
- 25 Fig. 11 ein Schwingungsmodell des Antriebsstrangs.

Gemäß Fig. 1 weist der Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs eine Brennkraftmaschine 2 auf, die über eine Kupplung 4 mit einem Getriebe 6 verbunden ist, das wiederum über eine Kardanwelle 8 und ein Differential 10 mit den angetriebenen Hinterrädern 12 verbunden ist. Die Vorderräder 14 des Kraftfahrzeugs sind im dargestellten Beispiel nicht angetrieben.

Die Kupplung 4 ist in ihrem Aufbau an sich bekannt und enthält u.a. eine Kupplungsscheibe 16, die drehfest mit der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine 2 verbunden ist, eine Druckplatte 18, die drehfest mit der Eingangswelle des Getriebes 6 verbunden ist, und mittels eines Betätigungshebels 20 gegen die Kraft einer Tellerfeder vom Reibeingriff mit der Kupplungsscheibe 16 lösbar ist.

Das Getriebe 6 ist ein übliches Handschaltgetriebe, welches mittels eines Schalthebels 22 schaltbar ist.

Zum Betätigen des Betätigungshebels 20 ist ein Aktor 24, beispielsweise ein elektrischer Schrittmotor, vorgesehen, der von einem elektronischen Steuergerät 26 angesteuert wird.

20

Das elektronische Steuergerät 26 enthält in an sich bekannter Weise einen Mikroprozessor, Speichereinrichtungen, Interfaces, usw.. Als Eingangssignale werden ihm die Signale eines Drehzahlsensors 28 zur Erfassung der Drehzahl der Kupplungsscheibe 16 bzw. der Kurbelwelle der Brennkraftmaschine 2, eines Stellungssensors 30 zur Erfassung der Stellung des Aktors 26 bzw. des Be-

25

tätigungshebels 20, der Raddrehzahlsensoren 32 und 34, sowie ggf. weitere Betriebsparameter des Antriebsstrangs, wie die Stellung einer Drosselklappe der Brennkraftmaschine 2 usw. zugeführt. Zusätzlich können dem Steuergerät 26 die Drehzahlen der nicht angetriebenen Vorderräder 14 zugeführt werden.

5

Der Aufbau und die Betriebsweise der bisher beschriebenen Anlage ist an sich bekannt und wird daher nicht weiter erläutert.

Eine Schwierigkeit die auftritt, wenn die Drehzahl der Druckplatte 18, die gleich der
10 Drehzahl der Getriebeeingangswelle ist, dadurch errechnet wird, daß die Drehzahlen der Hinterräder 12 gemittelt werden und mit der Gesamtübersetzung des Getriebes 6 und des Differentials 10 multipliziert werden, und dann als Schlupf die Differenz aus der so errechneten Drehzahl der Druckplatte 18 und der Drehzahl der Kupplungsscheibe 16 genommen wird, liegt in folgendem:

15

Der gesamte Antriebsstrang ist ein schwingfähiges Gebilde, bei dem der weich innerhalb des Fahrzeugs aufgehängte Motor bzw. die Brennkraftmaschine 2 gegen das wesentlich
20 trägere Fahrzeug schwingt, das sich über die Hinterräder 12 am Boden abstützt, wobei der Antriebsstrang als elastisches Koppellement wirkt.

20

Das schwingfähige System ist schematisch in Fig. 2 dargestellt. Dabei bedeutet J_M das Trägheitsmoment des Motors, i die Gesamtübersetzung des Getriebes und c die Federkonstante des Antriebsstrangs.

Wird die Trägheit des Motors durch einen Momentensprung ΔM angeregt, so bildet sich eine Schwingung mit der Amplitude $\Delta M/c$ in der Ruckeleigenfrequenz ω_{Ruckel} aus. Diese Schwingung ist in Fig. 3 dargestellt, wo auf der Ordinate die Drehzahl n und auf der Abszisse die Zeit t aufgetragen ist.

5

Die maximale, aufgrund dieser Schwingung auftretende Winkelgeschwindigkeit berechnet zu $d\varphi_{MAX}/dt = \Delta M/c \cdot \omega_{Ruckel}$.

Es gilt:

10

$$\begin{aligned}\varphi_{Max} &= \frac{\Delta M}{c} \cdot \omega_{Ruckel} \\ c &= J_M \cdot \omega_{Ruckel}^2 \\ n_{Max} &= \varphi \cdot \frac{60}{2\pi} = \frac{\Delta M}{J_M \cdot \omega_{Ruckel}} = \frac{60}{(2\pi) \cdot (2\pi)} \cdot \frac{\Delta M}{J_M \cdot f_{Ruckel}}\end{aligned}$$

Δn_{dyn1} ist die größte, aufgrund der Motormomentänderung ΔM auftretende Drehzahl-
15 schwankung bzw. Drehzahldifferenz. Als Schlupf der Kupplung wird erst gewertet, wenn die Differenz aus der gemessenen Drehzahl der Kupplungsscheibe 16 und der aus dem Mittelwert der Drehzahlen der Hinterräder 12 und der wirksamen Gesamtübersetzung errechneten Getriebeeingangsdrehzahl bzw. Kupplungsausgangsdrehzahl größer ist als Δn_{dyn1} .

20

Die Ruckelfrequenz ω_{Ruckel} ist von der jeweiligen Getriebeübersetzung abhängig. Die Ruckelfrequenzen können anhand von Messungen für jeden Gang bestimmt werden

oder anhand von Fahrzeugdaten bestimmt werden. Aus der Ruckelfrequenz im ersten Gang können die Frequenzen für die weiteren Getriebeübersetzungen bestimmt werden:

$$f_n = f_1 * \frac{i_{Gang 1}}{i_{Gang n}}$$

Die Bestimmung der Motormomentänderung ΔM erfolgt durch einen Vergleich des Motor-
5 momentsignals mit einem gefilterten Motormomentensignal. Das Motormomentensignal wird
beispielsweise gemessen, indem ein Kennfeld der Motordrehzahl und der
Drosselklappenstellung oder der Motordrehzahl und des Ansaugdruckes verwendet wird,
aus welchem bei gegebenen Größen das Motormoment ausgelesen wird. Ebenfalls kann
das Motormoment auch direkt aus der Motorsteuerung erhalten werden, wie
10 beispielsweise über einen Datenbus, wie CAN-Bus. Aus dem Motormomentensignal wird
ein gefiltertes Motormomentensignal hergeleitet, indem das Motormomentensignal in an sich
bekannterweise einen Filter mit einer Filterzeitkonstante T_F durchläuft. Die
Filterzeitkonstante T_F sollte nicht zu klein gewählt werden, da sonst das gefilterte Signal
dem Rohsignal zu rasch folgt und keine genaue Bestimmung der
15 Motormomentenänderung ΔM durchführbar ist. Zweckmäßig ist eine Filterzeitkonstante
 T_F , die der doppelten Periodendauer der Ruckelschwingung entspricht. Eine Bestimmung
von ΔM kann aus den zu diesem Zweck abgespeicherten Werten des Motormoments zu
vorhergehenden Zeitpunkten erfolgen.

20 Fig. 4 zeigt zwei Darstellungen, deren obere den Unterschied zwischen dem
Motormomentensignal M_E und dem gefilterten Motormomentensignal $M_{E,F}$ darstellt. Die
unteren Kurven sind mit den oberen Kurven identisch und zeigen die Filterzeitkonstante

T_F ; je kleiner die Filterzeitkonstante T_F , je rascher nähert sich das gefilterte Momentensignal $M_{E,F}$ dem tatsächlichen Motormoment M_E . Durch die Bestimmung der Momentenänderung ΔM über den Vergleich des Sprungsignals M_E mit dem gefilterten Signal $M_{E,F}$ wird ein zeitliches Abklingen der Triebstrangschwingung beschrieben.

5

Aufgrund der Dämpfung im Antriebsstrang nimmt die Amplitude Δn der Ruckelschwingung mit fortlaufender Zeit ab. Die vorstehend beschriebene Vorgehensweise, das Abklingen der Schwingung durch die zeitliche Abnahme von ΔM zu beschreiben, ist im allgemeinen nicht genau genug. Aus diesem Grunde wird aus der Amplitude der Ruckelschwingung die Amplitude für den nächsten Zeitschritt bestimmt, in dem das Abklingen der Schwingung mit der Dämpfungskonstanten D berücksichtigt wird. Für die neue Amplitude gilt:

$$\Delta n_{i+1} = \kappa \cdot \Delta n_i,$$

15

oder (Fig. 5)

$$\Delta n(t + T_R) = \Delta n(t) \cdot e^{\delta T_R} = \Delta n(t) \cdot \delta$$

Weiter gilt:

$$\delta = D \cdot 2\pi \cdot f_R = D \cdot \frac{2\pi}{T_R}$$

20

Während einer Periodendauer der Ruckelschwingung wird die Steuerung p-mal aufgerufen bzw. die Drehzahl p-mal ausgelesen, so daß sich für die Abklingkonstante κ (Abklingkonstante pro Steuerungsinterrupt) ergibt:

$$\kappa = \sqrt[p]{\delta}$$

5

Für eine vereinfachte Berechnung von κ wird der obige Term einer Reihenentwicklung unterzogen. Damit gilt beispielhaft in erster Näherung:

$$(1-x)^m = 1-mx-\dots,$$

10

wobei auch weitere Glieder der Reihenentwicklung verwendet werden können, wenn die Genauigkeit erhöht werden sollte.

Damit gilt für die dynamische Schlupfgrenze aus dem Dämpfungseinfluß:

$$\Delta n_{\text{dyn}2} = \Delta n_{\text{dyn}} \cdot \kappa \quad (2)$$

15

Auf diese Weise stehen für die Bestimmung der Schlupfgrenze zwei Anteile zur Verfügung, nämlich einerseits die aus der Motormomentenänderung ΔM berechnete Schlupfgrenze $\Delta n_{\text{dyn}1}$ und andererseits die aufgrund des Einflusses der Dämpfung berechnete Schlupfgrenze $\Delta n_{\text{dyn}2}$, wobei der Maximalwert beider Anteile als Schlupfgrenze verwendet

20 wird:

$$\Delta n_{\text{dyn}} = \text{MAX}(\Delta n_{\text{dyn1}}, \Delta n_{\text{dyn2}}).$$

Im Gegensatz zum Stand der Technik, bei dem zur Unterdrückung des Einflusses von
5 Schwingungen im Antriebsstrang mit einer festen, sehr hoch angesetzten Schlupfgrenze
gearbeitet wird, ermöglicht die Erfindung das Arbeiten mit einer realistischen, an die tat-
sächlichen Triebstrangschwingungen angepaßten Schlupfgrenze.

Fig. 6 stellt das geschilderte Verfahren zur Schlupfbestimmung als Ablaufdiagramm dar:

10

Im Schritt 100 wird der Schlupf Δn in herkömmlicher Weise dadurch berechnet, daß von
der gemessenen Motordrehzahl die aus den gemessenen Raddrehzahlen und der Ge-
samtübersetzung ermittelte Getriebeeingangsdrehzahl abgezogen wird.

15 Im Schritt 102 wird die Motormomentänderung ΔM , wie anhand Fig. 4 erläutert, berech-
net.

Im Schritt 104 wird die Schlupfgrenze Δn_{dyn1} aus der Motormomentänderung ΔM gemäß
Formel (1) berechnet.

20

Im Schritt 106 wird die Schlupfgrenze Δn_{dyn2} aus dem Dämpfungseinfluß gemäß Formel
(2) berechnet.

Im Schritt 108 wird ermittelt, ob Δn_{dyn1} größer ist als Δn_{dyn2} . Falls ja, wird im Schritt 110
25 festgelegt, daß Δn_{dyn1} der Wert der dynamischen Schlupfgrenze Δn_{dyn} ist. Falls nein, wird

im Schritt 112 festgelegt, daß $\Delta n_{\text{dyn}2}$ die dynamische Schlupfgrenze Δn_{dyn} bildet. Im Schritt 114 wird dann festgestellt, ob der konventionell ermittelte Schlupf Δn größer als Δn_{dyn} ist. Falls ja, wird dies als das Auftreten von Schlupf an der Kupplung gewertet. Falls nein, wird dies dahingehend gewertet, daß kein Schlupf an der Kupplung auftritt.

5

Alternativ zu dem vorstehend geschilderten Verfahren besteht die Möglichkeit, aus Meßgrößen den gesamten Zustandsvektor des dynamischen Systems "Antriebsstrang" zumindest näherungsweise zu rekonstruieren. Dazu wird die mathematische Nachbildung des Antriebsstrangs anhand seines dynamischen Modells mit den Eingangsgrößen

10 Motormoment M_E und Last M_L beaufschlagt und ein Abgleich der gemessenen Größen mit den entsprechenden Größen des mathematischen Modells durchgeführt. Dazu wird die Differenz aus den Meßgrößen des Antriebsstrangs und den aus dem mathematischen Modell ermittelten Größen mit einer geeigneten Gewichtung auf den Eingang des mathematischen Modells geschaltet (beobachtet). Das mathematische

15 Modell wird damit so angeregt, daß es im Gleichtakt mit dem Antriebsstrang schwingt. Auf diese Weise können nicht meßbare Größen aus dem mathematischen Modell abgegriffen werden. Im besonderen Fall der Schlupfbestimmung wird die nicht meßbare Größe der Getriebeeingangsdrehzahl bzw. Kupplungsausgangsdrehzahl aus dem mathematischen Modell abgegriffen und mit der gemessenen Motordrehzahl verglichen.

20 Anhand dieses Vergleichs kann bestimmt werden, ob Schlupf vorliegt oder nicht.

In Fig. 7 ist ein Antriebsstrang dargestellt, der dem der Fig. 1 entspricht, jedoch mit zusätzlichen Sensoren ausgestattet ist, wie Drosselklappenstellungssensor 36, Kardanwieldrehzahlsensor 38, usw.. Diese zusätzliche Sensoren sind ebenfalls mit dem

elektronischen Steuergerät 26 verbunden, innerhalb dessen das mathematische Modell abgelegt ist.

Problematisch beim vorstehend beschriebenen Berechnungsverfahren mittels
5 Beobachter ist, daß im speziellen Fall des Kraftfahrzeugs das Lastmoment M_L
(Fahrwiderstand, Steigung usw.) nicht bekannt ist. Es ist deshalb notwendig, das
Lastmoment M_L mittels einer Störgrößenabschätzung zu bestimmen. Hierzu können die
meßbaren Größen, wie Fahrgeschwindigkeit (aus den Raddrehzahlen) und die
Motordrehzahl verwendet werden. Bei den Raddrehzahlen werden vorteilhafterweise
10 auch die Drehzahlen der Vorderräder 14 berücksichtigt, was im allgemeinen keinen
Aufwand bedeutet, da diese Drehzahlen anhand der ohnehin vorhandenen ABS-
Sensoren erfaßt werden. Mit den bekannten Trägheiten des Motors und des Fahrzeugs
kann anhand eines stark vereinfachten Modells, das in Fig. 8 dargestellt ist, eine
Schätzgröße für das Lastmoment M_L bestimmt werden:

15

Es gilt:

$$M_L = M_E - J_M * \omega_M - J_{KFZ} * \omega_{KFZ}$$

wobei bedeuten: J_M ist das Massenträgheitsmoment des Motors, J_{KFZ} das motorseitig
reduzierte Massenträgheitsmoment des Fahrzeugs, ω_M die Drehgeschwindigkeit des
Motors, ω_{KFZ} die auf die Motorseite projizierte Drehgeschwindigkeit des Fahrzeugs.

20

Das mathematische, dynamische Modell des Kraftfahrzeuges kann in Zustandsform folgendermaßen dargestellt werden:

$$\dot{x} = Ax + Bu$$

wobei der Vektor x die Zustandsgrößen (Verdrehwinkel, Winkelgeschwindigkeiten) und
5 der Vektor u die anregenden Momente (Motormoment, Lastmoment) zusammenfaßt. Das
System wird durch die Zustandsmatrix A beschrieben. Durch die Steuerungsmatrix B wer-
den die einzelnen anregenden Momente auf die einzelnen Zustandskoordinaten
projiziert.

10 Fig. 9 zeigt ein Ablaufdiagramm für die geschilderte Bestimmung des Schlupfes aus
einem vollständigen mathematischen Modell. Die Eingangsgröße Motormoment, die
gemessen (beispielsweise aus der Belastung der Lager, die den Motor am Fahrzeug
abstützen) oder berechnet wird (beispielsweise aus Drehzahl und Drosselklappenwinkel
oder aus Information der Motorsteuerung), wirkt auf das Kraftfahrzeug 120. An dem
15 Kraftfahrzeug 120 werden mit Hilfe von Sensoren Meßgrößen bestimmt (122). Weiter
wird das Lastmoment ermittelt, wie anhand Fig. 8 erläutert (124). Das Lastmoment und
das Motormoment werden in ein dynamisches Fahrzeugmodell als Eingangsgrößen
eingegeben (126). Aus dem dynamischen Fahrzeugmodell (126) werden die
gemessenen Größen (122) mathematisch ausgelesen (128). Der Unterschied zwischen
20 den mathematisch bestimmten Meßgrößen (128) und den unmittelbar gemessenen Meß-
größen wird dynamisch gewichtet (130) und in das dynamische Modell (126) eingegeben.
Durch eine geeignete Wahl der dynamischen Gewichtung wird das dynamische Modell
so angeregt, daß es in Übereinstimmung mit dem Fahrzeug schwingt, so daß die
Getriebeeingangsdrehzahl bzw. Kupplungsausgangsdrehzahl berechnet und mit der

Motordrehzahl bzw. Kupplungseingangsdrehzahl verglichen werden kann. Anhand dieses Vergleiches kann der Schlupf der Kupplung somit direkt berechnet werden.

Als ein Beispiel für die Modellbildung sei folgendes dargestellt: Für den Fall der

5 schlupfenden Kupplung gilt nach Figur 10:

Mit den bekannten Trägheiten des Motors 201 , des Getriebes 203 und des Fahrzeugs 205 und der Kupplung 202 mit ihrem übertragbaren Drehmoment, sowie der Steifigkeit des Antriebsstrangs 204 kann anhand des Modells der Fig. 10 das

10 dynamische Modell des Fahrzeuges realisiert werden:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \varphi_M \\ \varphi_G \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_M \\ \dot{\varphi}_G \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{c}{J_G} & \frac{c}{J_G} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c}{J_{KFZ}} & -\frac{c}{J_{KFZ}} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varphi_M \\ \varphi_G \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_M \\ \dot{\varphi}_G \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_M} & -\frac{1}{J_M} & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_G} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{J_{KFZ}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_E \\ M_K \\ M_L \end{pmatrix}$$

15

Mit dem Zustandsvektor x, dem Steuerungsvektor u, der Zustandsmatrix A sowie der Steuerungsmatrix B gilt:

$$x = \begin{pmatrix} \varphi_M \\ \varphi_G \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_M \\ \dot{\varphi}_G \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix}; \quad u = \begin{pmatrix} M_E \\ M_K \\ M_L \end{pmatrix}; \quad A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 & 1 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & -\frac{c}{J_G} & \frac{c}{J_G} & 0 & 0 & 0 \\ 0 & \frac{c}{J_{KFZ}} & -\frac{c}{J_{KFZ}} & 0 & 0 & 0 \end{pmatrix}; \quad B = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 \\ \frac{1}{J_M} & -\frac{1}{J_M} & 0 \\ 0 & \frac{1}{J_G} & 0 \\ 0 & 0 & -\frac{1}{J_{KFZ}} \end{pmatrix}$$

$$\frac{d}{dt}x = Ax + Bu$$

- In einem weiteren Beispiel der Figur 11 kann für den Fall der nicht schlupfenden Kupplung ein Modell aufgestellt werden. Dabei sind die Drehwinkel von Kupplungseingang und -ausgang identisch. Somit können die Drehträgheiten von Motor und Getriebe zusammengefaßt werden. Es gilt:

$$\frac{d}{dt} \begin{pmatrix} \varphi_{M+Get} \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_{M+Get} \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix} = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{c}{J_{M+Get}} & \frac{c}{J_{M+Get}} & 0 & 0 \\ \frac{c}{J_{KFZ}} & -\frac{c}{J_{KFZ}} & 0 & 0 \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \varphi_{M+Get} \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_{M+Get} \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{M+Get}} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{J_{KFZ}} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} M_E \\ M_L \end{pmatrix}$$

10

Mit dem Zustandsvektor x , dem Steuerungsvektor u , der Zustandsmatrix A sowie der Steuerungsmatrix B gilt:

$$x = \begin{pmatrix} \varphi_{M+Get} \\ \varphi_{KFZ} \\ \dot{\varphi}_{M+Get} \\ \dot{\varphi}_{KFZ} \end{pmatrix}; \quad u = \begin{pmatrix} M_E \\ M_L \end{pmatrix}; \quad A = \begin{pmatrix} 0 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{c}{J_{M+Get}} & \frac{c}{J_{M+Get}} & 0 & 0 \\ \frac{c}{J_{KFZ}} & -\frac{c}{J_{KFZ}} & 0 & 0 \end{pmatrix}; \quad B = \begin{pmatrix} 0 & 0 \\ 0 & 0 \\ \frac{1}{J_{M+Get}} & 0 \\ 0 & -\frac{1}{J_{KFZ}} \end{pmatrix}$$

$$15 \quad \frac{d}{dt}x = Ax + Bu$$

Im wesentlichen ein erfindungsgemäßes Verfahren und eine Vorrichtung zur Durchführung des Verfahrens beschrieben, mit dem der aus der Differenz zwischen der Motordrehzahl und den Abtriebsdrehzahlen des Getriebes oder zumindest einzelner Fahrzeugräder berechnete Schlupf unterschieden werden kann nach tatsächlich vorhandener Schlupf an der Kupplung und einem virtuellen Schlupf als Drehzahlunterschied der sich aus der Dynamik der Übertragungsstrecke (Torsionsschwingungen der Abtriebswelle zwischen Getriebe und Fahrzeugräder) zwischen Getriebeeingang und Rad ergibt.

10 Werden Fahrzeugreaktionen oder Kupplungsbetätigungen eingeleitet, die als Funktion des Schlupfes durchgeführt werden, kann bei realem Schlupf an der Kupplung die Fahrzeugreaktion oder die Kupplungsbetätigung eingeleitet werden und bei virtuellem Schlupf verhindert werden. Beispielsweise enthält die Steuerung / Regelung einen Anteil, der zum Schließen der Kupplung führt, sofern Schlupf erkannt wird.

15

In geeigneten Fahrsituationen des Fahrzeuges kann Kupplungsschlupf vorliegen, der somit zum steuerungsgemäßen Schließen der Kupplung führt. Andererseits kann z.B. durch wiederholt eingeleitete Lastwechsel ein virtueller Schlupf als Drehzahlunterschied zwischen Getriebeeingangsdrehzahl und der mit der Gesamtübersetzung gewichteten Abtriebsdrehzahl erreicht werden.

20

Als weiteres Beispiel sei in der Steuerung/Regelung der automatisierte betätigbaren Kupplung ein Temperaturmodell /Belastungsmodell zur Bestimmung der Kupplungstemperatur/Kupplungsbelastung realisiert. Anhand der Fahrzeugdaten wird die Temperatur der Kupplung oder die in die Kupplung eingebrachte Reibleistung berechnet

25 Steuerungsgemäß finden definierte Reaktionen am Fahrzeug oder bei der Betätigung der Kupplung bei Überschreiten einer Grenztemperatur/Grenzbelastung statt. Die Steuerung kann anhand der Feststellung und Unterscheidung zwischen Schlupf und virtuellem Schlupf die Einleitung oder Verhinderung von Änderungen der Kupplungsbetätigung

30 steuern.

Bei einem Verfahren zum Bestimmen von Schlupf in einer Kupplung wird die Kupplungseingangsdrehzahl oder die Motordrehzahl gemessen und die Kupplungsausgangsdrehzahl aus der Messung der Drehzahl wenigstens eines Fahrzeugrades und der zwischen dem Kupplungsausgang und dem Fahrzeugrad
5 wirksamen Gesamtübersetzung errechnet. Bei einer ersten Durchführungsform des Verfahrens werden unter Zuhilfenahme eines das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs beschreibenden mathematischen Modells Drehzahl-schwankungen Δn_{dyn} errechnet, die sich in Abhängigkeit von Betriebsparameteränderungen des Antriebsstrangs ergeben und als Schlupf gewertet, wenn $|n_{\text{Ki}} - n_{\text{Ka}}| - \Delta n_{\text{dyn}} > 0$ ist.

10

Die Erfindung betrifft weiterhin eine Vorrichtung zum Bestimmen von Schlupf entsprechend des oben Beschriebenen.

15 Die mit der Anmeldung eingereichten Patentansprüche sind Formulierungsvorschläge ohne Präjudiz für die Erzielung weitergehenden Patentschutzes. Die Anmelderin behält sich vor, noch weitere, bisher nur in der Beschreibung und/oder Zeichnungen offenbarte Merkmale zu beanspruchen.

20 In Unteransprüchen verwendete Rückbeziehungen weisen auf die weitere Ausbildung des Gegenstandes des Hauptanspruches durch die Merkmale des jeweiligen Unteranspruches hin; sie sind nicht als ein Verzicht auf die Erzielung eines selbständigen, gegenständlichen Schutzes für die Merkmale der rückbezogenen Unteransprüche zu verstehen.

25

Die Gegenstände dieser Unteransprüche bilden jedoch auch selbständige Erfindungen, die eine von den Gegenständen der vorhergehenden Unteransprüche unabhängige Gestaltung aufweisen.

- 5 Die Erfindung ist auch nicht auf das (die) Ausführungsbeispiel (e) der Beschreibung beschränkt. Vielmehr sind im Rahmen der Erfindung zahlreiche Abänderungen und Modifikationen möglich, insbesondere solche Varianten, Elemente und Kombinationen und/oder Materialien, die zum Beispiel durch Kombination oder Abwandlung von einzelnen in Verbindung mit den in der allgemeinen Beschreibung und Ausführungs-
- 10 formen sowie den Ansprüchen beschriebenen und in den Zeichnungen enthaltenen Merkmalen bzw. Elementen oder Verfahrensschritten erfinderisch sind und durch kombinierbare Merkmale zu einem neuen Gegenstand oder zu neuen Verfahrensschritten bzw. Verfahrensschrittfolgen führen, auch soweit sie Herstell-, Prüf- und Arbeitsverfahren betreffen.

Patentansprüche

1. Verfahren zum Bestimmen von Schlupf in einer zwischen einem Motor und einem Getriebe im Antriebsstrang eines Fahrzeugs angeordneten Kupplung, bei welchem
- 5 Verfahren die Kupplungseingangsdrehzahl n_{Ki} gemessen wird und die Kupplungsausgangsdrehzahl n_{Ka} aus der Messung der Drehzahl wenigstens eines Fahrzeugrades und der zwischen dem Kupplungsausgang und dem Fahrzeugrad wirksamen Gesamtübersetzung errechnet wird, dadurch gekennzeichnet, daß unter
- 10 Zuhilfenahme eines das dynamische Verhalten des Antriebsstrangs beschreibenden mathematischen Modells Drehzahlschwankungen Δn_{dyn} errechnet werden, die sich in Abhängigkeit von Betriebsparameteränderungen des Antriebsstrangs ergeben und daß als Schlupf gewertet wird, wenn $|n_{Ki} - n_{Ka}| - \Delta n_{dyn} > 0$ ist.
- 15 2. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehzahlschwankung Δn_{dyn} anhand folgender Formel bestimmt wird,

$$\Delta n_{dyn-1} = \frac{60}{4\pi^2} * \frac{\Delta M}{J_M * f_R}$$

wobei gilt: ΔM = Änderung des Motormoments, J_M = Trägheitsmoment des Motors und f_R = Ruckelfrequenz.

3. Verfahren nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Motormomentänderung ΔM durch Vergleich eines Motormomentensignals mit einem gefilterten Motormomentensignal bestimmt wird.

5 4. Verfahren nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehzahlschwankung Δn_{dyn} nach folgender Formel bestimmt wird:

$$\Delta n(t + T_R)_{\text{dyn}_2} = \Delta n(t) * e^{-\delta T_R}$$

wobei gilt:

$$\delta = D \frac{2\pi}{T_R} ,$$

mit D = Dämpfungskonstante der Ruckelschwingung und T_R = Zeitdauer einer Ruckelschwingung.

10

5. Verfahren nach Anspruch 4 und 2, dadurch gekennzeichnet, daß die Drehzahlschwankung Δn_{dyn} der größere Wert aus $\Delta n_{\text{dyn}1}$ und $\Delta n_{\text{dyn}2}$ ist.

6. Verfahren zum Bestimmen von Schlupf in einer zwischen einem Motor und einem
 15 Getriebe im Antriebsstrang eines Fahrzeugs angeordneten Kupplung, bei welchem Verfahren die Kupplungseingangsdrehzahl oder die Motordrehzahl n_{KI} gemessen

wird und die Kupplungsausgangsdrehzahl n_{Ka} unter Zuhilfenahme der Messung wenigstens einer Raddrehzahl errechnet wird, dadurch gekennzeichnet, daß der gesamte Antriebsstrang in einem mathematischen Modell folgender Form abgebildet wird,

5

$$\dot{x} = Ax + Bu ,$$

wobei x die Zustandsgrößen, u die anregenden Momente, A die Zustandsmatrix, und B die Steuerungsmatrix des Antriebsstrangs sind, und die Kupplungsausgangsdrehzahl anhand des mathematischen Modells errechnet wird.

10

7. Verfahren nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß das von außen auf den Antriebsstrang wirkende Lastmoment (M_L) nach folgender Formel errechnet wird:

$$M_L = M_E - J_M \cdot \omega_M - J_{KFZ} \cdot \omega_{KFZ} ,$$

wobei gilt: M_E = Motormoment, J_M = Trägheitsmoment des Motors, ω_M = Winkelgeschwindigkeit des Motors, J_{KFZ} = Gesamtträgheitsmoment an den Fahrzeugrädern, ω_{KFZ} = Winkelgeschwindigkeit der Fahrzeugräder.

15

8. Vorrichtung insbesondere zur Durchführung eines Verfahrens der vorhergehenden Ansprüche.

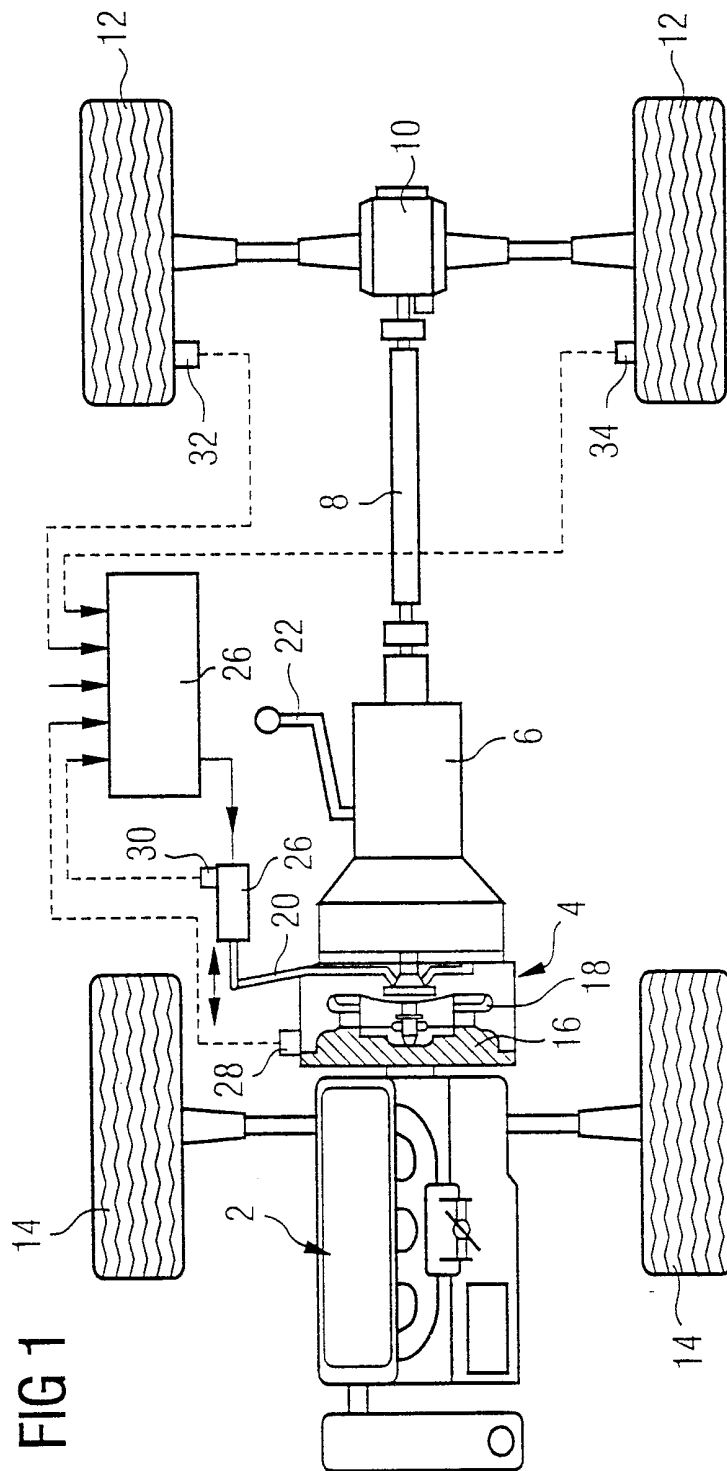


FIG 1

FIG 2

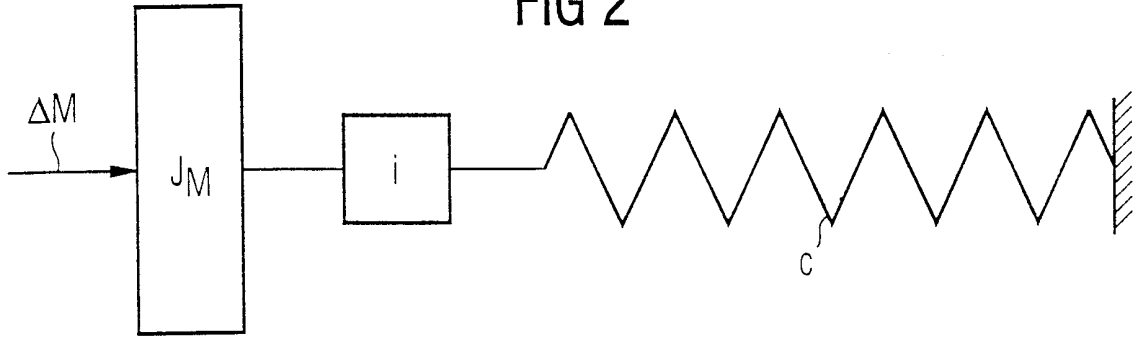


FIG 3

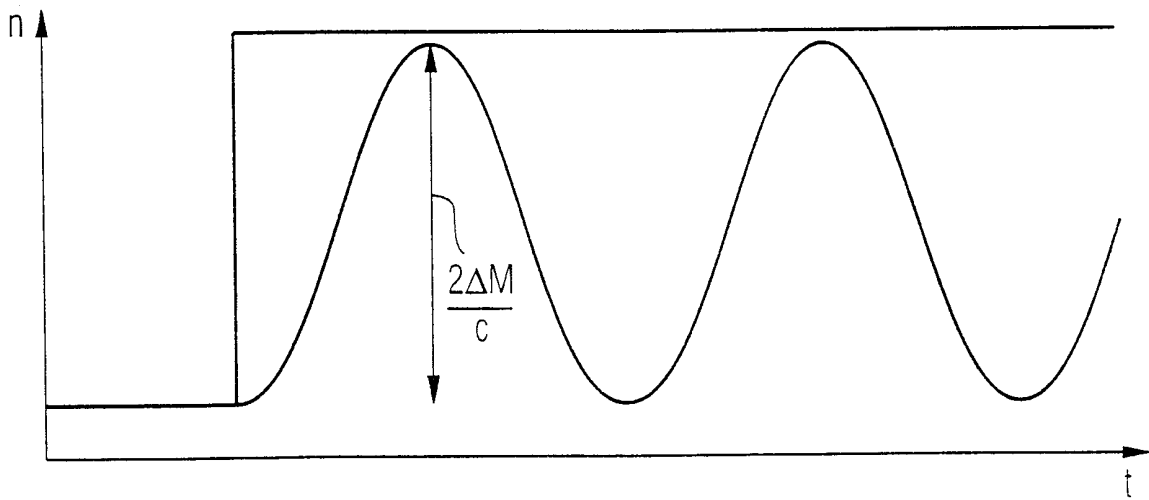


FIG 4

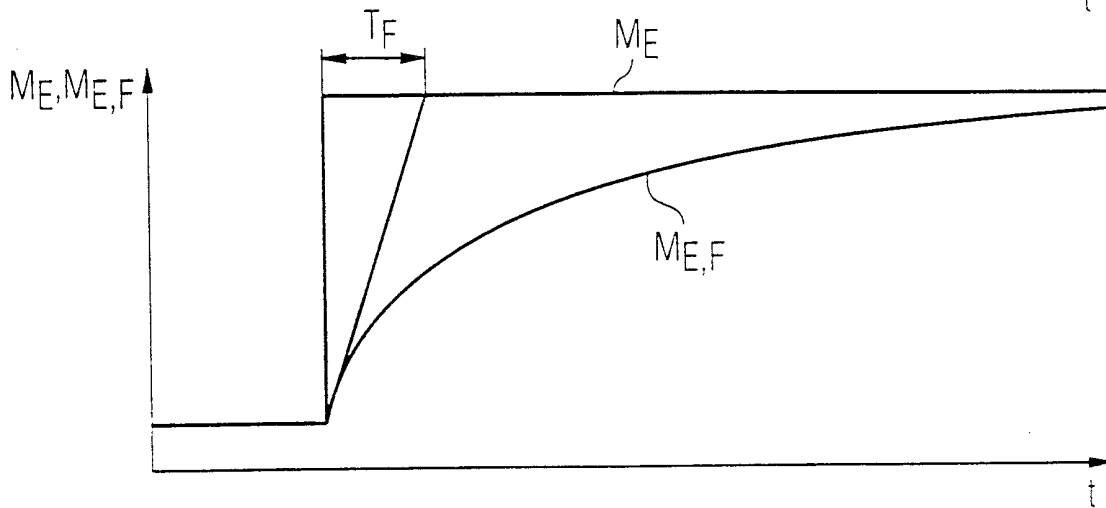
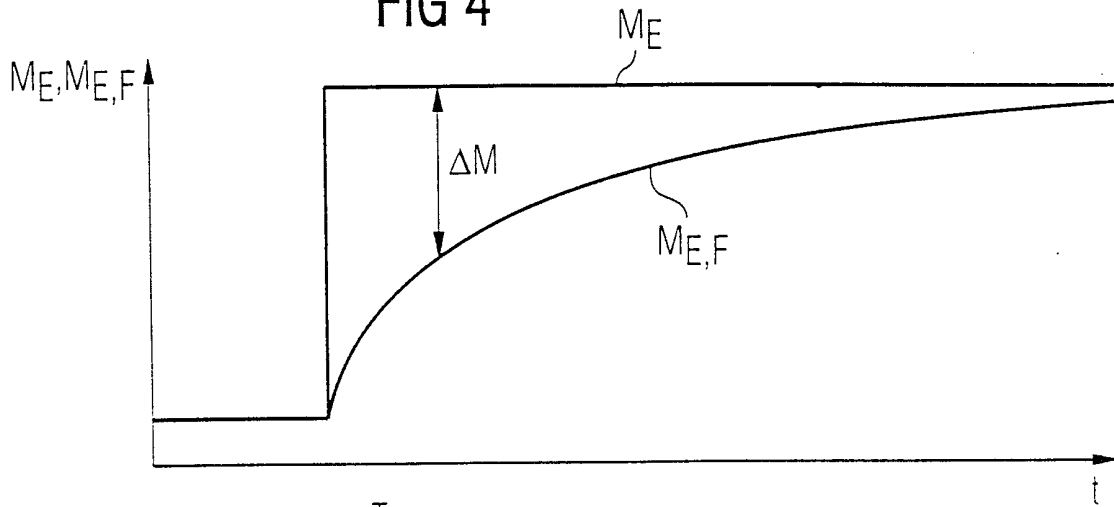


FIG 5

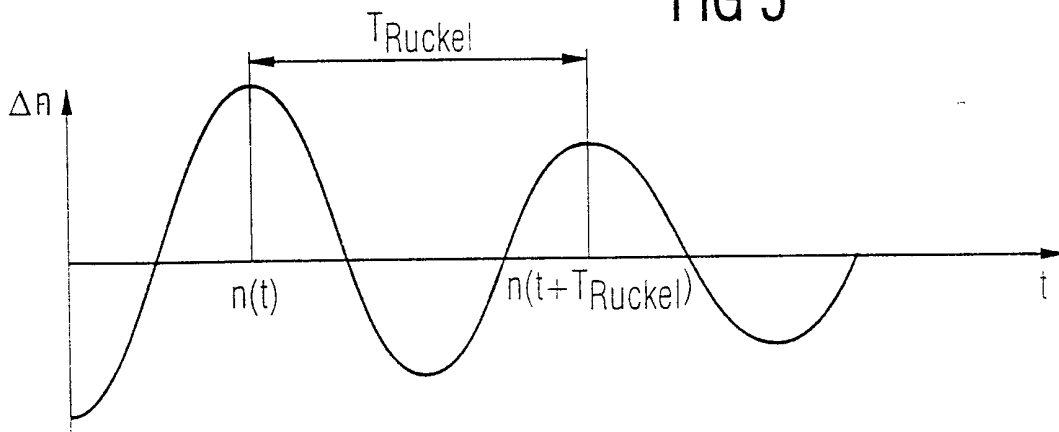
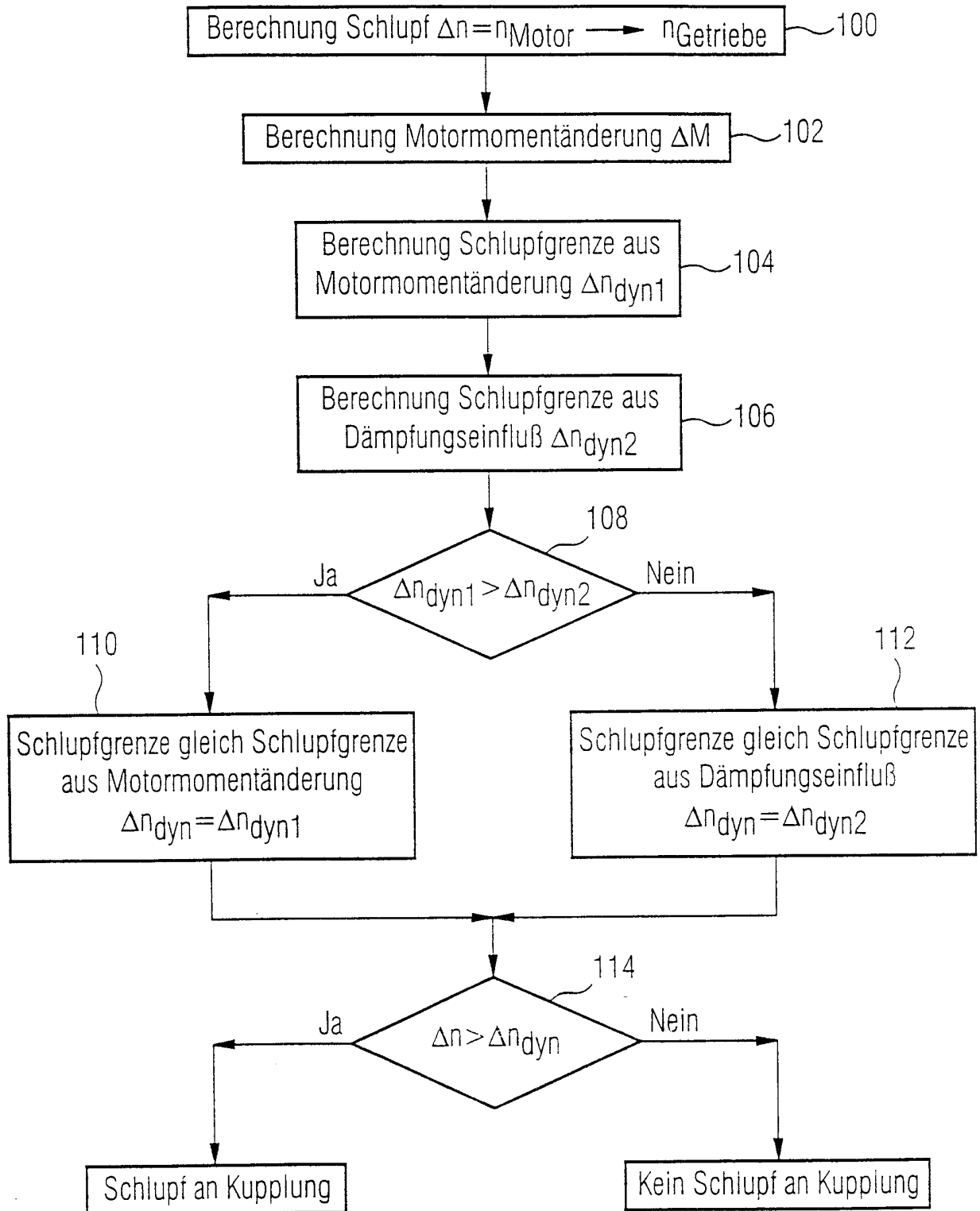


FIG 6



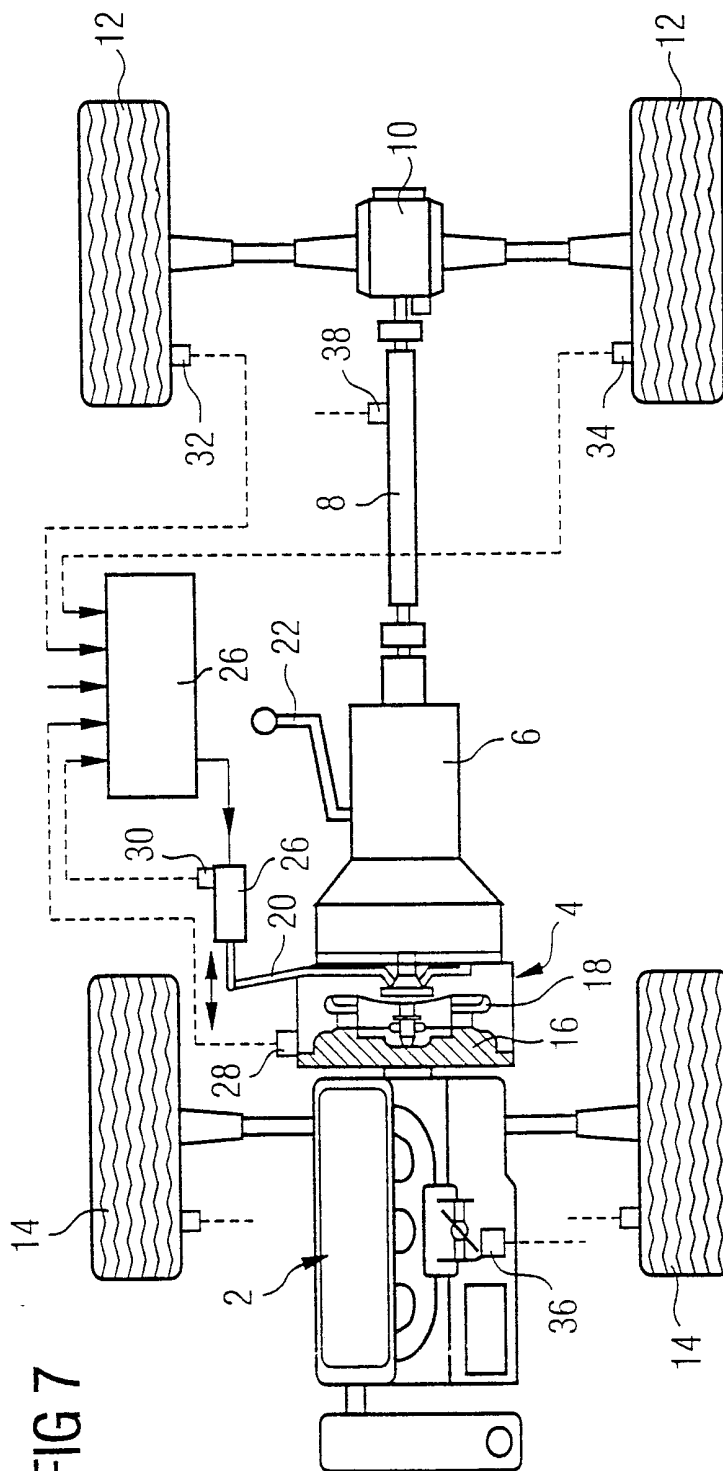


FIG 7

FIG 8

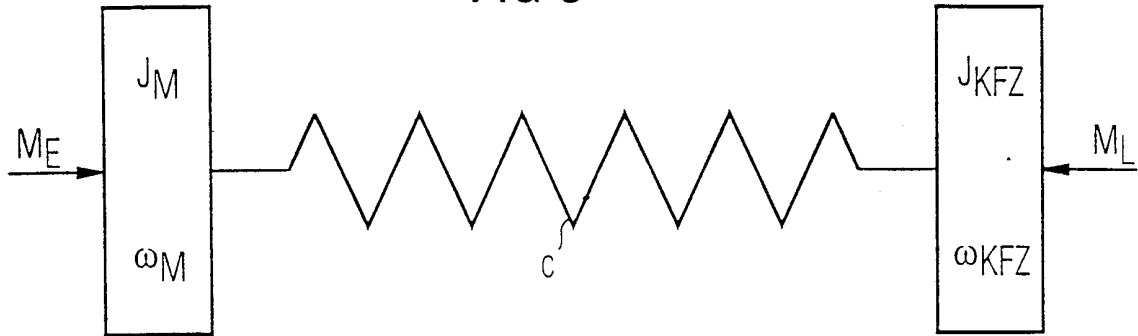


FIG 9

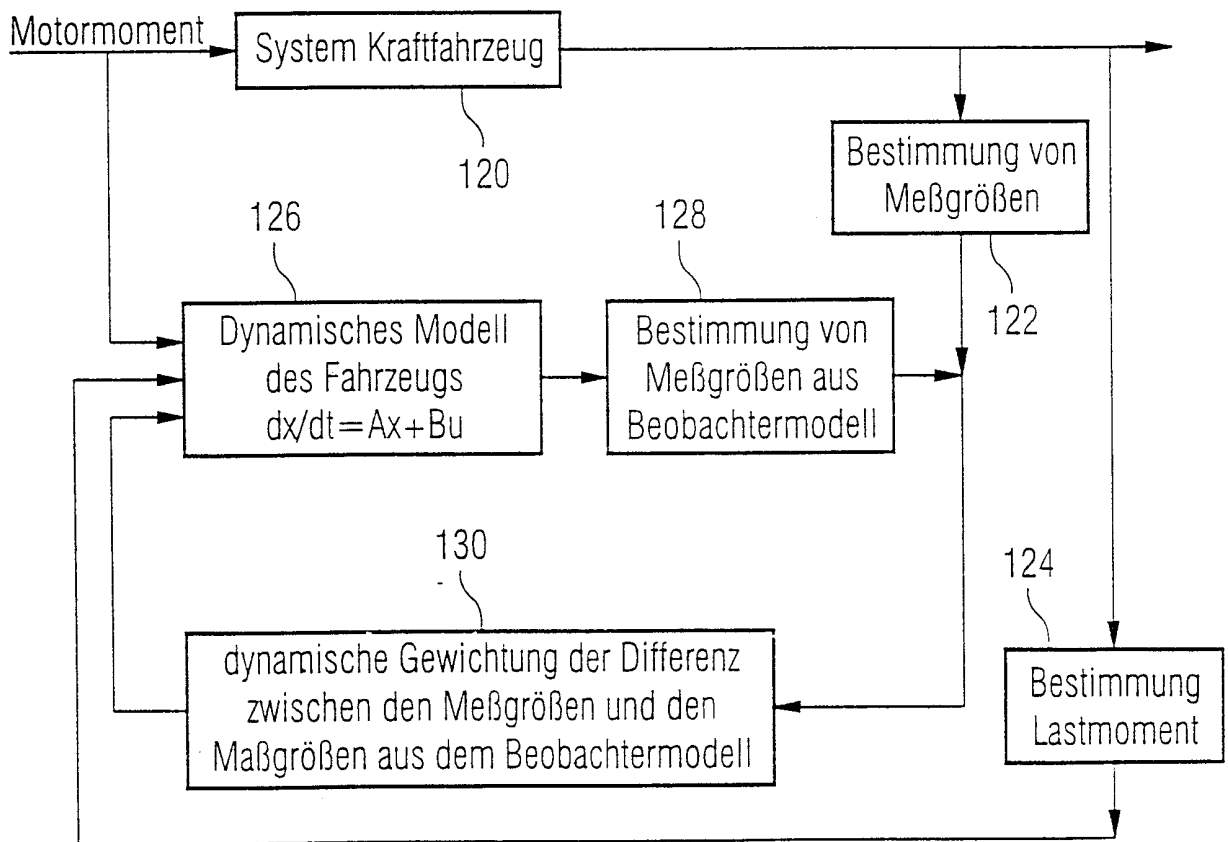


FIG 10

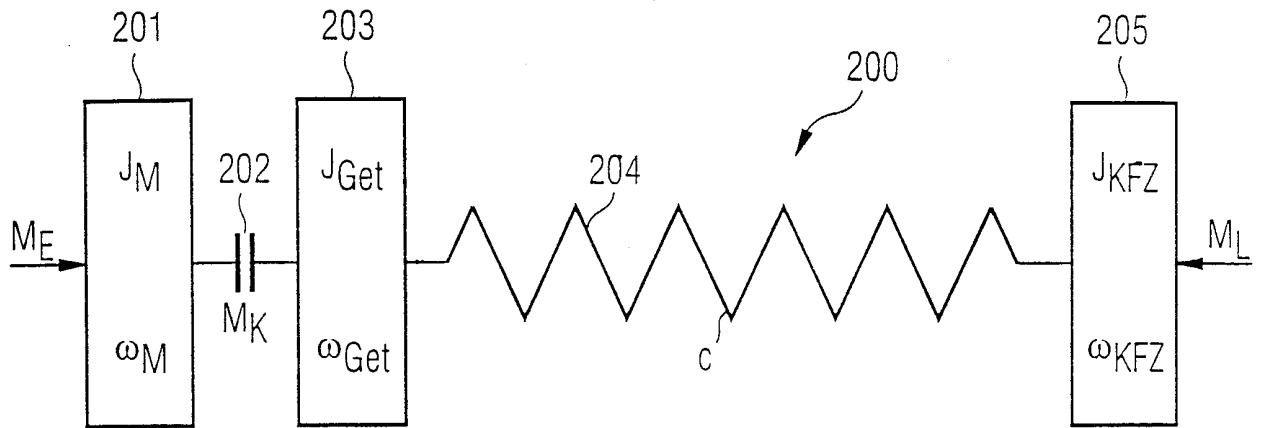
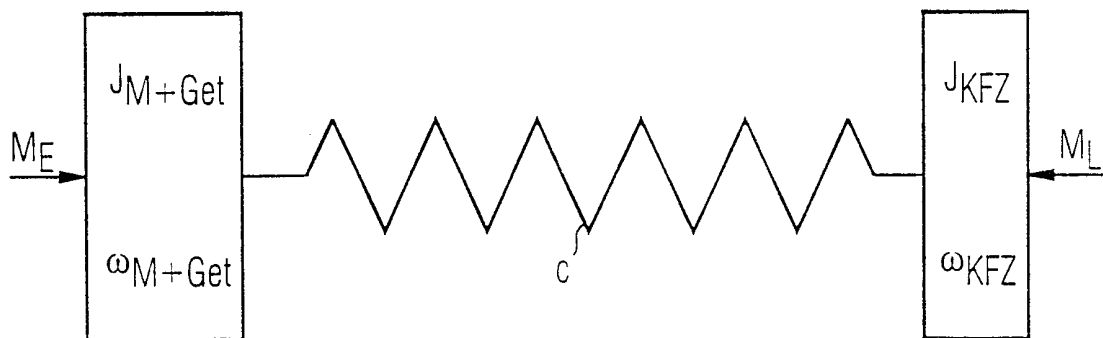


FIG 11



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/DE 98/03265

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 6 F16D48/06

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 6 F16D B60K

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	FR 2 559 106 A (DAIMLER BENZ AG) 9 August 1985 see page 5, line 16 - page 6, line 19 see page 10, line 9 - line 35 see figures 1,2 ---	1,6,8
A	WO 90 05866 A (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN) 31 May 1990 see page 1, line 4 - line 13 see page 19, line 1 - page 20, line 11 see figures 3,4 ---	1,6,8
A	GB 2 262 818 A (RICARDO INTERNATIONAL PLC) 30 June 1993 see page 2, paragraph 4 see page 5, line 6 - page 6, line 9 see figure 1 -----	1,6,8

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in annex.

Special categories of cited documents:

- "A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
- "E" earlier document but published on or after the international filing date
- "L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
- "O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
- "P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

- "T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
- "X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
- "Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
- "&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

17 March 1999

Date of mailing of the international search report

23/03/1999

Name and mailing address of the ISA
European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Clasen, M

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/DE 98/03265

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
FR 2559106 A	09-08-1985	DE 3404156 A	14-08-1985
		GB 2153954 A, B	29-08-1985
		SE 456896 B	14-11-1988
		SE 8500552 A	08-08-1985
		US 4667787 A	26-05-1987
WO 9005866 A	31-05-1990	DE 3937976 A	23-05-1990
		DE 58907527 D	26-05-1994
		EP 0444098 A	04-09-1991
		JP 4501757 T	26-03-1992
		US 5190130 A	02-03-1993
GB 2262818 A	30-06-1993	NONE	

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Intern. nationales Aktenzeichen

PCT/DE 98/03265

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

IPK 6 F16D48/06

Nach der internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchiertes Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 6 F16D B60K

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	FR 2 559 106 A (DAIMLER BENZ AG) 9. August 1985 siehe Seite 5, Zeile 16 - Seite 6, Zeile 19 siehe Seite 10, Zeile 9 - Zeile 35 siehe Abbildungen 1,2 ---	1,6,8
A	WO 90 05866 A (ZAHNRADFABRIK FRIEDRICHSHAFEN) 31. Mai 1990 siehe Seite 1, Zeile 4 - Zeile 13 siehe Seite 19, Zeile 1 - Seite 20, Zeile 11 siehe Abbildungen 3,4 ---	1,6,8

-/--



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

° Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderscher Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

17. März 1999

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

23/03/1999

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Clasen, M

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE 98/03265

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie:	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	GB 2 262 818 A (RICARDO INTERNATIONAL PLC) 30. Juni 1993 siehe Seite 2, Absatz 4 siehe Seite 5, Zeile 6 - Seite 6, Zeile 9 siehe Abbildung 1 -----	1,6,8

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/DE 98/03265

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
FR 2559106 A	09-08-1985	DE 3404156 A	14-08-1985
		GB 2153954 A, B	29-08-1985
		SE 456896 B	14-11-1988
		SE 8500552 A	08-08-1985
		US 4667787 A	26-05-1987
WO 9005866 A	31-05-1990	DE 3937976 A	23-05-1990
		DE 58907527 D	26-05-1994
		EP 0444098 A	04-09-1991
		JP 4501757 T	26-03-1992
		US 5190130 A	02-03-1993
GB 2262818 A	30-06-1993	KEINE	