

(12) PATENTSCHRIFT

(21) Anmeldenummer: 584/89
(22) Anmeldetag: 14. 3.1989
(42) Beginn der Patentdauer: 15.12.1993
(45) Ausgabetag: 25. 8.1994

(51) Int.Cl.⁵ : G05D 13/64

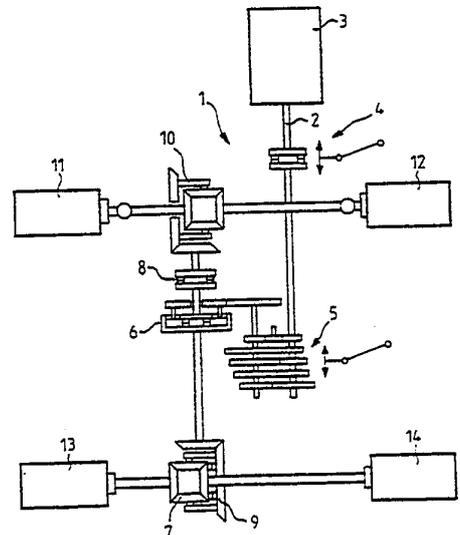
(30) Priorität:
15. 3.1988 DE 3808524 beansprucht.

(56) Entgegenhaltungen:
DE-OS2535610 EP-A2 236715 EP-A2 199317 DE-OS3603508
DE-OS3534501

(73) Patentinhaber:
LICENTIA PATENT-VERWALTUNG-GMBH
D-6000 FRANKFURT AM MAIN 70 (DE).

(54) REGELEINRICHTUNG FÜR EINEN PRÜFSTAND

(57) Die Erfindung betrifft eine Regeleinrichtung für einen Prüfstand zum Prüfen von Kraftfahrzeugantriebsaggregaten alleine oder in Fahrzeugen mit einer Vordermaschine, die über mindestens ein Getriebe mit mindestens zwei Hintermaschinen kuppelbar ist, die dadurch gekennzeichnet ist, daß die Vordermaschine (3) eine Elektro- oder Verbrennungsmaschine ist, die als Stellglied in einem wahlweise auf Drehmoment- oder Drehzahlregelung einstellbaren ersten Regelkreis (15) angeordnet ist, daß die Hintermaschinen (11, 12, 13, 14) elektrische oder hydraulische Maschinen sind, die als Stellglieder je in wahlweise auf Drehzahl- oder Drehmomentregelung einstellbaren, weiteren Regelkreisen (21, 22, 23, 24) angeordnet sind, daß zur Drehmomententkopplung in dem oder den auf Drehzahlregelung eingestellten Regelkreisen diejenigen Drehmomente, die in den bzw. in die auf Drehmomentregelung eingestellten Regelkreisen eingeleitet werden, als Störgrößen eingeführt werden, und daß zur Drehzahlentkopplung des oder der auf Drehmomentregelung eingestellten Regelkreise in diesen zeitgleich mit den Drehzahländerungen Beschleunigungsmomente als Störgrößen eingeführt werden.



Die Erfindung bezieht sich auf eine Regeleinrichtung für einen Prüfstand von Kraftfahrzeugaggregaten alleine oder in Fahrzeugen mit einer Elektromaschine als Vordermaschine, die als Stellglied in einem wahlweise auf Drehzahl- oder Drehmomentregelung einstellbaren ersten Regelkreis angeordnet und über mindestens ein Getriebe mit mindestens zwei Elektromaschinen als Hintermaschinen kuppelbar ist, die als
 5 Stellglieder je in wahlweise auf Drehzahl- oder Drehmomentregelung einstellbaren weiteren Regelkreisen angeordnet sind, wobei der auf Drehzahlregelung eingestellte Regelkreis der Vordermaschine von den auf Drehmomentregelung eingestellten Regelkreisen der Hintermaschine drehmomententkoppelt ist, und die auf Drehmomentregelung eingestellten Regelkreise der Hintermaschine von dem auf Drehzahlregelung eingestellten Regelkreis der Vordermaschine drehzahlentkoppelt sind und entsprechend umgekehrt, wenn die
 10 Vordermaschine auf Drehmomentregelung und die Hintermaschinen auf Drehzahlregelung eingestellt sind.

Eine Regeleinrichtung der vorstehend beschriebenen Gattung ist bekannt (DE-OS 25 35 610). Bei dieser Regeleinrichtung wird zur Drehmomententkopplung das Ausgangssignal des Drehzahlreglers der auf der Drehzahlregelung eingestellten Vordermaschine über ein Entkopplungsnetzwerk und Rechenschaltungen, mit denen die Nichtlinearitäten des Feldschwächebereichs der als Gleichstrommaschinen ausgebildeten Vordermaschine und Hintermaschine ausgeglichen werden, auf die Sollwerteingänge der Drehmomentreglern unterlagerten Stromregler der Regelkreise der Hintermaschinen gegeben. Wenn die Vordermaschine momentgeregelt ist und die Hintermaschinen drehzahlgeregelt sind, werden zur Drehzahlentkopplung entsprechende Entkopplungsmittel eingesetzt.

Bekannt ist auch eine Vorrichtung zur Prüfung der Bremsen auf Bremsprüfständen für Kraftfahrzeuge, die mehrere miteinander unlösbar gekoppelte Achsen und je ein Differential in jeder Achse haben. Die Rollenpaare des Bremsenprüfstands treiben die Räder gegensinnig an.

Die Räder zumindest einer Achse werden beim Prüfen einzeln abgebremst. Während des Bremsens wird die Drehgeschwindigkeit der angetriebenen Räder direkt gemessen und durch die Steuerung der Antriebe der die Räder antreibenden Rollensätze gleich groß gehalten (EP-A2-236 715).

Ein anderer bekannter Prüfstand zur Untersuchung der Betriebsfestigkeit einer Kraftfahrzeugeinrichtung enthält eine zur Simulation von Fahrzeugbewegungen dienende Aufnahmevorrichtung, einen betriebsfähigen Kraftfahrzeug-Antriebsstrang einschließlich einer betriebsfähigen Bremskraftmaschine und eine Belastungsmaschine (EP-A2-199 317).

Bekannt ist weiterhin ein Bremsenprüfstand für allradangetriebene Fahrzeuge ohne abkuppelbaren Allradantrieb. Bei diesem Bremsenprüfstand werden die beiden Räder der gleichen Achse gegenläufig angetrieben. Während der Prüfung wird die Drehgeschwindigkeit beider Räder gemessen und konstant gehalten (DE-OS 36 03 508).

Schließlich ist ein Prüfstand für Kraftfahrzeugmotoren bekannt, der eine stationäre Bremseinheit und einen an diese mittels eines Zugelements ankoppelbaren Motorfahrzeugen umfaßt. Am Fahrzeugen sowie an der stationären Einheit sind in stirnseitigen Trägerplatten Zentrierelemente und Kupplungen für Flüssigkeitsleitungen vorgesehen (DE-OS 35 34 501).

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Regeleinrichtung der eingangs beschriebenen Gattung so weiterzuentwickeln, daß eine Entkopplung der Regelkreise bei hoher Regel- und Wiederholgenauigkeit und exakter und genauer Führung und Regelung der Regelgrößen unter Anpassung an unterschiedliche Prüflinge ohne entdämpfende Wirkung durch die Entkopplungsmittel möglich ist.

Die Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die Merkmale im Patentanspruch 1 gelöst. Mit den im Anspruch 1 beschriebenen Maßnahmen lassen sich die oben angegebenen Forderungen bei den unterschiedlichen Kraftfahrzeugantriebsaggregaten trotz deren vielfältiger Eigenheiten erfüllen.

Es ist vorteilhaft, wenn zur Dämpfungsregelung jeweils zwischen zueinander zu dämpfenden Massen oder Maschinen deren Differenzwinkelgeschwindigkeit gebildet und den entsprechenden Regelkreisen zur Erzeugung eines Dämpfungsmoments in den Maschinen aufgeschaltet wird. Die Dämpfungsregelung wird zwischen zwei, mit mechanischen Übertragungselementen, z. B. Wellen, Kupplungen, Getriebe, verbundenen Maschinen eingesetzt. Bei elektrischen Maschinen werden die Dämpfungsmomente in den Luftspalten wirksam. Die Dämpfungsregelung kann zwischen beliebigen Maschinen erfolgen, wobei zwei oder mehr Maschinen wie eine einzige Maschine wirken, indem die mittlere Winkelgeschwindigkeit dieser Maschinen gebildet und mit der Winkelgeschwindigkeit einer weiteren Maschine zur Erzeugung der Differenzwinkelgeschwindigkeit verarbeitet wird. Besonders günstig ist die Dämpfungsregelung dann, wenn die Störgrößen-aufschaltung zur Drehzahl- und Drehmomententkopplung im Rahmen einer Regelung vorgenommen wird. Die Dämpfungsregelung kann aber auch überall dort eingesetzt werden, wo zwei Massen, die gegebenenfalls bereits zusammengefaßte Massen sind, mit Stellantrieben versehen und durch mechanisch schwingungsfähige Gebilde miteinander verbunden sind.

Bei einem Übersetzungsgetriebe ist vorzugsweise ein Übersetzungsrechner vorgesehen, mit dem die mit dem Quadrat der Drehzahlübersetzung sich ändernden Parameter der Massenträgheitsmomente und

Federkonstanten in den Regelkreisen angepaßt werden. Unter Übersetzungsgetriebe ist hierbei ein Getriebe zu verstehen, dessen Übertragungsverhältnis geändert werden kann. Der Übersetzungsrechner stellt z. B. die Parameter zur Bildung der Differenzwinkelgeschwindigkeit und zur Anpassung der Dämpfungssignale an den Dämpfungsregelkreis ebenso wie zur Drehzahl- und Drehmomentenkopplung ein.

5 Bei einer bevorzugten Ausführungsform wird bei einer Summendrehzahlregelung der elektrischen Hintermaschinen in der Vordermaschine ein Summenbeschleunigungsmoment nach folgender Beziehung erzeugt:

$$10 \quad M_{B11-14} = \frac{M_{BVM} \times I_{HM11-14}}{I_{VM} \times i}$$

15 worin mit M_{BVM} das Beschleunigungsmoment der Vordermaschinen, mit $I_{HM11-14}$ das auf eine Achse bezogene Massenträgheitsmoment der Hintermaschinen, mit I_{VM} das Massenträgheitsmoment der Vordermaschine und mit i die auf die Achse bezogene Übersetzung zwischen der Vordermaschine und den Hintermaschinen bezeichnet ist. Vorzugsweise wird das Beschleunigungsmoment M_{B11-14} mit einem analogen Rechenglied bestimmt. Durch die hochdynamische Arbeitsweise des analogen Rechenglieds werden Zeitfehler vermieden.

20 Es ist zweckmäßig, bei der Summendrehmomentregelung durch die Hintermaschinen zur Drehzahlkopplung in der Vordermaschine zeitgleich mit dem Lastmoment der Hintermaschinen ein Moment für die Vordermaschine zu bestimmen, das nach folgender Beziehung

$$25 \quad M_{LVM} = \frac{M_{L11-14}}{i}$$

30 berechnet wird, worin mit M_{L11-14} die Summe der Lastmomente der Hintermaschinen bezeichnet ist. Das Lastmoment M_{LVM} wird vorzugsweise ebenfalls mit einem analogen Rechenglied bestimmt, um Zeitfehler zu vermeiden. Die hierbei nicht erfaßten Reibmomente des Kraftfahrzeugantriebsaggregats und der Antriebsmaschinen werden durch die Drehmoment- und Drehzahlregelung ausgeglichen. Die Reibmomente verursachen bei dynamischen Vorgängen einen Schleppwinkelfehler, der jedoch vernachlässigbar klein ist. Durch eine entsprechende Signallaufzeitverzögerung bei der Bildung der Entkopplungsmomente wird dieser dynamische Fehler bedarfsweise bei einer zweckmäßigen Ausführungsform auf einen vernachlässigbar kleinen Rest reduziert. Unbedeutend ist auch der dynamische Fehler, der sich durch den geringfügig zeitverschobenen Drehmomentaufbau zwischen Welle und Luftspalt an der Vordermaschine ergibt.

40 Bei der Dämpfungsregelung werden z. B. die auf die gleiche Achse bezogenen Differenzwinkelgeschwindigkeiten aus der Winkelgeschwindigkeit des Rotors der Vordermaschine und der mittleren Winkelgeschwindigkeit der Rotoren der Hintermaschinen gebildet. Von der Differenzwinkelgeschwindigkeit abgeleitete Drehmomente werden bei elektrischen Maschinen in den Luftspalten der Maschinen erzeugt. Dabei wirken die Luftspaltmomente der Vordermaschine entgegen. Hierdurch werden die Schwingungen der verteilten Massen der Rotoren und elastischen Wellenverbindungen gedämpft. Es ist günstig, wenn in der gleichen Weise Dämpfungsregelungen zwischen den Hintermaschinen der jeweiligen Vorder- und Hinter-
45 achse sowie der linken und der rechten Hintermaschine der Vorderachse und der linken und rechten Hintermaschine der Hinterachse vorgesehen sind.

Vorzugsweise sind die für Achsen von Differentialgetrieben vorgesehenen Regelkreise jeweils mit Einrichtungen zur Drehmomentbegrenzung der über die Achsen übertragenen Drehmomente versehen. Hierdurch ist es möglich, ohne besondere Regelartumschaltung sehr unterschiedliche Antriebsaggregate zu
50 prüfen. Die von Differenz- und Verteilergetrieben übertragbaren Differenzmomente können sich dabei zwischen 0 und Nennmoment bewegen, d. h. zwischen extremer Leichtgängigkeit und Differentialsperre.

55 Wenn die Lastverteilung bei Getrieben selbsttätig veränderbar ist, ist eine Einrichtung zur Drehmomentbegrenzung besonders günstig, bei der jeweils einer Summierstelle für die Achse, ein Momentenistwert und ein Momentengrenzwert zugeführt wird, wobei der Summierstelle ein Regelbaustein nachgeschaltet ist, der ausgangsseitig direkt mit einem Eingang eines Differenzverstärkers und über eine Diode mit dem anderen Eingang des Differenzverstärkers und dem Ausgang des Drehzahlreglers für die jeweilige Achse verbunden ist, und wobei der Differenzverstärker über eine Diode auf die Summierstelle rückgekoppelt ist. Mit dieser Anordnung ist eine Absolutwertbegrenzung der Drehmomente möglich.

Es ist immer nur die Drehzahl- oder die Momentenregelung im Eingriff, während die andere Regelungsart so mitgeführt wird, daß sie jederzeit ohne größeren Einschwingvorgang die Regelung übernehmen kann.

Mit den oben beschriebenen Anordnungen können auch einzelne Bestandteile von Antriebsaggregaten oder das gesamte Antriebsaggregat, bei denen folgende Verhältnisse vorliegen können, geprüft werden.

- 5 1. Allradaggregate können unterschiedlich ausgebildet sein. Unterschiede sind in bezug auf Leistung, Art (Schalt- oder Wandlergetriebe), den Übersetzungsbereich, die Lastverteilung (Art des Verteilergetriebes, der Differentialsperre, der Differentialbremse) vorhanden.
2. Während des Prüfvorgangs können im Allradaggregat Schalt- und Kupplungsvorgänge durchgeführt werden.

- 10 3. Die Regeleinrichtung enthält nichtlineare Stellglieder, z. B. den Verbrennungsmotor oder eine Gleichstrom-Vordermaschine im Feldstellbereich.

4. Allradaggregate stellen in Verbindung mit der Vordermaschine und der Hintermaschine ein schwach gedämpftes, schwingungsfähiges mechanisches System dar, das verteilte Federn und Massen enthält.

- 15 Für die Lastverteilung zwischen Vorder- und Hinterachse kommen sehr unterschiedliche technische Lösungen zur Anwendung. Angefangen bei der direkten starren Kupplung der beiden Achsen bis zum Einsatz von Lastverteilergetrieben mit unsymmetrischem Differential mit automatischer Betätigung der Vorderachs- und abschaltung und der Differentialbremse.

- 20 Das Hinterachsdifferential wird häufig mit einer Differentialbremse oder Differentialsperre ausgerüstet. Im Verteiler- und Hinterachsgetriebe werden als Kraftübertragungs- und -verteilerelemente auch Viskosekupplungen oder -bremsen und Torsendifferentiale eingesetzt. Die unterschiedlichen Allradsysteme haben alle das Ziel, die Antriebskräfte des Fahrzeugs schlupfarm und optimal auf die Fahrbahn zu bringen.

Je nach dem Aufbau des Kraftfahrzeugantriebsaggregats kann auch nur eine Vorderachse, eine Hinterachse oder ein Verteilergetriebe geprüft werden. Wird nur ein Teil eines Allradaggregats geprüft, dann ergibt sich ein einfacherer Aufbau der Prüfeinrichtung.

- 25 Die Erfindung wird im folgenden anhand eines in einer Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels näher beschrieben, aus dem sich weitere Merkmale, Einzelheiten und Vorteile ergeben.

Es zeigen:

- | | |
|-------------------|-------------------------------------------------------------------------------------------------|
| Fig. 1 | schematisch ein Allradaggregat, das in einem Allradprüfstand angeordnet ist, |
| Fig. 2 | ein Schwingungsmodell eines Allradprüfstands, |
| 30 Fig. 3a bis 3d | Schwingungsmodelle von vier Zwei-Masse-Systemen, |
| Fig. 4a | ein Schaltbild eines durch Störgrößenaufschaltung entkoppelten Drehzahl-Drehmomentregelkreises, |
| Fig. 4b | ein Schaltbild eines durch Steuerung entkoppelten Drehzahl-Drehmomentregelkreises, |
| Fig. 5 | ein Schaltbild eines Übersetzungsrechners, |
| 35 Fig. 6 | ein Kennfeld einer Differenzdrehzahl/Differenzmomentenregelung, |
| Fig. 7 | ein Schaltbild eines Differenzdrehzahlreglers mit Drehmomentbegrenzung. |

- 40 Ein Allradaggregat 1 ist über eine Welle 2 mit einer Vordermaschine 3, einer Gleichstrom-Nebenschlußmaschine, verbunden. Die Welle 2 ist an eine Schaltkupplung 4 angeschlossen, die ausgangsseitig über eine nicht näher bezeichnete Welle mit einem Getriebe 5 in Verbindung steht. Bei dem Getriebe 5 kann es sich um ein Schaltgetriebe oder ein automatisches Getriebe, z. B. ein Wandlergetriebe, handeln. Dem Getriebe 5 ist z. B. ein unsymmetrisches Verteilergetriebe 6 mit einer Bremse nachgeschaltet, um eine vorgebbare Momentenaufteilung zwischen den Vorderrädern und den Hinterrädern zu erreichen. Mit Hilfe einer eingebauten Bremse oder Sperre kann die konstruktiv vorgegebene Momentenaufteilung überbrückt werden. Vom Verteilergetriebe 6 zweigen nicht näher bezeichnete Wellen zu einem Hinterachsdifferentialgetriebe 7 und einer Vorderachskupplung 8 ab. Das Hinterachsdifferentialgetriebe 7 kann eine Bremse 9 aufweisen. Der wahlweise zuschaltbaren Vorderachskupplung 8 ist ein Vorderachsdifferentialgetriebe 10 nachgeschaltet.

- 45 Mit den vom Vorderachsdifferentialgetriebe 10 ausgehenden Wellen sind jeweils eine erste Hintermaschine 11 und eine zweite Hintermaschine 12 verbunden. An die Wellen des Hinterachsdifferentialgetriebes 7 sind jeweils eine dritte Hintermaschine 13 und eine vierte Hintermaschine 14 angeschlossen. Die Hintermaschinen 11 bis 14 sind jeweils als Gleichstrom-Nebenschlußmaschinen ausgebildet und haben den gleichen Aufbau.

- 50 In Fig. 1 ist ein Allradaggregat mit unsymmetrischem Verteilergetriebe mit zu- und abschaltbarer Vorderachse und mit betätigbaren Differentialbremsen oder Sperrern dargestellt.

- 55 Die Antriebs- und Bremsmaschinen sind Gleichstrom-Maschinen, die sowohl im Anker- als auch im Feldstellbereich betrieben werden.

Die Nonlinearität im Feldstellbereich der Gs-Maschinen hat ihre Ursache in der Feldflußänderung. Sie kann erfaßt und durch Einführung einer Korrekturgröße in den Regelkreisen eliminiert werden, um eine

dynamisch gute Regelung zu erzielen.

Die Korrekturgröße für die Linearisierung der Gs-Maschine im Feldstellbereich läßt sich mathematisch aus den Maschinengrößen zur Berechnung des Luftspaltmomentes ermitteln.

Der Allradaggregatprüfstand bildet mit der Vordermaschine 3 und den Hintermaschinen 11 bis 14 ein schwingungsfähiges Federn-Massen-System.

Im Prüfaufbau sind die Antriebsmaschinen und die Belastungsmaschinen über die Wellen und das Allradaggregat mechanisch miteinander verbunden.

Infolge der verteilten Massen der Maschinenläufer und der elastischen Wellenverbindungen stellt dieser Prüfaufbau ein mechanisch, schwach gedämpftes, schwingungsfähiges Mehrfach-Federn-Massen-System dar, das bei der Energieübertragung ständig zum Schwingen angeregt wird.

Die praxisergehrte Prüfung des Allradaggregats 1 ist daher nur möglich, wenn die Schwingungen gedämpft werden. Es wird vorzugsweise eine elektrische Schwingungsdämpfung vorgesehen. Das Schwingungsmodell des in Fig. 1 dargestellten Allradprüfstands geht aus Fig. 2 hervor.

In Fig. 2 bedeuten I_{VM} das Massenträgheitsmoment des Rotors der Vordermaschine 3. I_{HM11} , I_{HM12} , I_{HM13} und I_{HM14} sind die Massenträgheitsmomente der Hintermaschinen. C_{VM} stellt die Federkonstante der Welle 2 dar. Mit $i_{VM/K}$ ist die Getriebeübersetzung zwischen der Welle 2 und der Kardanwelle bezeichnet. Das unsymmetrische Verteilergetriebe 6 bewirkt eine mit i_{VK} bezeichnete Getriebeübersetzung zwischen Kardanwelle und Vorderachse und eine mit i_{KH} bezeichnete Getriebeübersetzung zwischen Kardanwelle und Hinterachse. Mit C_{KV} und C_{KH} sind jeweils die Federkonstanten zwischen Kardanwelle und Vorderachse und zwischen Kardanwelle und Hinterachse bezeichnet. C_1 , C_2 , C_3 , C_4 bezeichnen jeweils die Federkonstanten der drehbaren Teile zwischen dem Vorderachsdifferentialgetriebe 10 und der ersten bzw. zweiten Hintermaschine 11, 12 sowie zwischen dem Hinterachsdifferentialgetriebe 7 und der dritten bzw. vierten Hintermaschine 13, 14.

Das in Fig. 2 dargestellte Modell eines Mehr-Federn-Massen-Systems mit Getriebeübersetzungen kann auf diese Weise in mehrere, einfache Zwei-Massen-Systeme ohne Übersetzungen umgeformt werden. Bei Anordnungen mit zwischengeschalteten Getrieben ist es zweckmäßig, die Federkonstanten C und die Massenträgheitsmomente I auf eine Getriebeseite bzw. eine Achse zu beziehen. Die Umrechnung auf eine andere Getriebeseite erfolgt mit i^2 .

Bei Zwei-Massenschwingern I_1 , I_2 mit Getriebeübersetzungen i und den Federkonstanten C_1 , C_2 wird die Getriebeübersetzung wie folgt berücksichtigt:

$$I_{2red} = I_2 \cdot i^2$$

$$C_{2red} = C \cdot i^2$$

$$\omega_{2'} = \omega_2 \cdot i$$

$$i = \omega_1 / \omega_2$$

Mit ω_1 und ω_2 sind die Winkelgeschwindigkeiten der beiden Massen I_1 und I_2 bezeichnet.

Die Federkonstanten C_1 und C_2 beiderseits des Getriebes können zu einer Gesamtfederkonstanten C' zusammengefaßt werden:

$$C' = \frac{C_1 \cdot C_{2red}}{C_1 + C_{2red}}$$

Die Getriebeübersetzung ist beiden oben angegebenen Torsionsfederkonstanten $C_{VM/11-14}$, $C_{V/H}$, $C_{T1,12}$ und $C_{T3,14}$ bereits berücksichtigt. Dies gilt auch für die Massenträgheitsmomente $I_{HM11-14}$, $I_{HM13,14}$, I_{HM12} und I_{HM14} . Die vier Zwei-Massen-Systeme ohne Übersetzung sind in den Fig. 3a, 3b, 3c und 3d dargestellt. Hierin sind mit $I_{HM11-14}$ die bezogenen Massenträgheitsmomente aller Hintermaschinen 11 - 14, mit $I_{HM11,12}$ die bezogenen Massenträgheitsmomente der ersten und zweiten Hintermaschine 11, 12 und mit $I_{HM13,14}$ die Massenträgheitsmomente der dritten und vierten Hintermaschine 13, 14 bezeichnet. Zwischen dem Rotor der Vordermaschine 1 und der Summe der bezogenen Massenträgheitsmomente der Hintermaschinen 11 -

14, der Summe der bezogenen Massenträgheitsmomente der Hintermaschinen 11, 12 der Vorderachse und der Hintermaschinen der Hinterachse 13, 14 sind jeweils die bezogenen Torsionsfederkonstanten $C_{VM11-14}$, C_{VH} , $C_{11/12}$ und $C_{13/14}$ vorhanden. Die sich zwischen den vorstehend angegebenen Elementen ergebenden Dämpfungsmomente sind in Fig. 3a bis 3d mit $D_{VM11-12}$, D_{VH} , $D_{11/12}$ und $D_{13/14}$ bezeichnet.

5 Es sei angenommen, daß die Massen mit den Massenträgheitsmomenten I_{VM} , $I_{HM11-14}$ bzw. $I_{HM11,12}$, $I_{HM13,14}$ bzw. I_{HM11} , I_{HM12} und I_{HM13} , I_{HM14} jeweils sich mit den Winkelgeschwindigkeiten ω_{VM} , $\omega_{HM11-14}$, $\omega_{HM11,12}$, $\omega_{HM13,14}$, ω_{HM11} , ω_{HM12} , ω_{HM13} und ω_{HM14} bewegen. Aus den Differenzen $\omega_{VM} - \omega_{HM11-14}$, $\omega_{HM11,12} - \omega_{HM13,14}$, $\omega_{HM11} - \omega_{HM12}$ und $\omega_{HM13} - \omega_{HM14}$ werden jeweils Differenzwinkelgeschwindigkeiten $\Delta\omega_{3a}$, $\Delta\omega_{3b}$, $\Delta\omega_{3c}$ und $\Delta\omega_{3d}$ gebildet. In den Luftspalten der Vordermaschine 1 und der Hintermaschine 11 bis 14 werden diesen Differenzwinkelgeschwindigkeiten proportionale Drehmomente M_{D3a} , M_{D3b} , M_{D3c} , M_{D3d} erzeugt. Die Dämpfungsgrößen $\Delta\omega_{3a}$, $\Delta\omega_{3b}$, $\Delta\omega_{3c}$, $\Delta\omega_{3d}$ und M_{D3a} , M_{D3b} , M_{D3c} , M_{D3d} sind Wechselgrößen, deren Frequenz durch die mechanischen Schwinger eingeprägt ist (Resonanzfrequenzen).

Die Quotienten

15

$$\frac{\Delta\omega_{3a}}{M_{D3a}}, \quad \frac{\Delta\omega_{3b}}{M_{D3b}}, \quad \frac{\Delta\omega_{3c}}{M_{D3c}}, \quad \frac{\Delta\omega_{3d}}{M_{D3d}}$$

20 sind Maße für die Dämpfungswirkung und werden in den Regelkreisen optimal eingestellt. Befinden sich zwischen den Schwungmassen Getriebe, so sind diese mit der Übersetzung

25

$$i_1 = \frac{\omega_{VM}}{\omega_{HM11-14}}, \quad i_2 = \frac{\omega_{HM11,12}}{\omega_{HM13,14}}, \quad i_3 = \frac{\omega_{HM11}}{\omega_{HM12}} \quad \text{und} \quad i_4 = \frac{\omega_{HM13}}{\omega_{HM14}}$$

bei der Dämpfungsregelung zu berücksichtigen.

30 Bei Allradaggregaten mit unterschiedlichen Getriebeübersetzungen (Schalt- oder Automatikgetriebe) wird eine automatische Anpassung der Dämpfungsregelung an die sich mit der Übersetzung ändernden Regelparameter durchgeführt.

Die Fig. 4a zeigt ein Schaltbild von Regelkreisen für die Vordermaschine 3 und die Hintermaschinen 11 - 14 mit Drehmomentenkopplung im Drehzahlregelkreis 15 der Vordermaschine 3 und mit Drehzahlentkopplung in den Regelkreisen der Hintermaschinen 11 - 14. Der auf Drehzahlregelung eingestellte Regelkreis 15 für die Vordermaschine 1 enthält einen Sollwertgeber, der an ein Summierglied 17 angeschlossen ist, dem über ein Summierglied 17a ein Regelverstärker 18 und ein Gleichrichter 19 nachgeschaltet sind. Der Gleichrichter 19 speist die Vordermaschine 3, die einen Drehzahlwertgeber 20 aufweist, dessen Ausgang mit dem Summierglied 17 verbunden ist. Der Regelkreis 15 kann einen unterlagerten Ankerstromregelkreis haben. Bei der in Fig. 4 dargestellten Anordnung sind vier auf Drehmomentregelung eingestellte Regelkreise 21, 22, 23, 24 je für eine der Hintermaschinen 11, 12, 13, 14 vorgesehen. Bei der in Fig. 4 dargestellten Anordnung ist ein Sollwertgeber 25 für das Drehmoment vorgesehen. Es ist möglich, daß jeder Regelkreis 21 bis 24 einen eigenen Sollwertgeber enthält. Wenn nur ein Sollwertgeber mit Summierstellen 26 - 29 des jeweiligen Regelkreises 21 bis 24 verbunden ist, dann wird eine Summendrehmomentregelung durchgeführt. Der Summierstelle 26 ist ein Regelverstärker 30 und über ein weiteres Summierstelle 26a ein Gleichrichter 31 nachgeschaltet, der die erste Hintermaschine 11 speist. Der Regelkreis 22 enthält einen dem Summierstelle 27 nachgeschalteten Regelverstärker 32, der über ein Summierstelle 27a und einen Gleichrichter 33, der mit der Hintermaschine 12 verbunden ist. Der Regelkreis 23 weist einen der Summierstelle 28 nachgeschalteten Regelverstärker 34 auf, der über ein Summierstelle 28a und einen Gleichrichter 35 die Hintermaschine 13 speist. Im Regelkreis 24 ist ein an das Summierstelle 29a und einen Gleichrichter 37 die Hintermaschine 14 nachgeschaltet ist.

An den an die Rotoren der Hintermaschinen 11 bis 14 angeschlossenen Enden der Wellen des Allradaggregats 1 sind jeweils Drehmomentwertgeber 38, 39, 40, 41 vorgesehen, die je an eine der Summierstellen 26 - 29 angeschlossen sind.

55 Bei einer nicht entkoppelten Drehzahl/Drehmomentregelung wird bei einem Beschleunigungsvorgang das Gesamtbeschleunigungsmoment aller am Prüfanbau beteiligten Massenträgheitsmomente als Luftspaltmoment M_{LVM} im Luftspalt der Vordermaschine 1 erzeugt. Es teilt sich dort auf in das Beschleunigungsmoment M_{BVM} für den eigenen Maschinenrotor und das Wellenmoment M_{WVM} . Mit dem Wellendrehmoment M_{WVM} werden über das Prüfgetriebe die Massenträgheitsmomente der Hintermaschinen 11 bis 14 be-

schleunigt.

Dabei gelten folgende Drehmomentgleichungen:

$$+ M_{L_{VM}} - M_{B_{VM}} - M_{VM} = 0$$

5

$$\frac{M_{W_{11-14}}}{M_{W_{VM}}} = i$$

10

$$+ M_{W_{11-14}} - M_{B_{11-14}} = 0$$

Das Wellendrehmoment $M_{W_{11-14}}$ wirkt dabei als Störgröße des Drehmomentregelkreises und ist somit unerwünscht.

Bei der Drehmomentenkopplung wird das Wellenmoment $M_{W_{11-14}}$ dadurch vermieden, daß ein Luftspaltpmoment M_L gleicher Größe und Richtung erzeugt wird. Das Luftspaltpmoment M_L steht in einer mathematischen Beziehung zum Luftspaltpmoment der Vordermaschine $M_{L_{VM}}$.

Es gilt:

20

$$M_{L_{11-14}} = \frac{M_{L_{VM}} \cdot I_{11-14}}{I_{VM} \cdot i}$$

25

Die Drehmomentberechnung von $M_{L_{11-14}}$ erfolgt hochdynamisch ohne Zeitfehler mit einem analogen Rechenglied 42, dessen Eingang über einen nicht näher bezeichneten Regelverstärker an die Summierstellen 26 bis 29 gelegt ist.

Über einen weiteren Eingang ist das Rechenglied 42 mit einem Übersetzungsrechner verbunden, der vorzugsweise mit mehreren in Fig. 4 nicht dargestellten Übersetzungsrechnern verbunden ist, die am Getriebe 5, dem Verteilergetriebe 6 und dem Hinterachs- sowie Vorderachsdifferentialgetriebe 7, 10 die Übersetzungsfaktoren bestimmen und ein Gesamtübersetzungsverhältnis $1 : i$ berechnen, das für die Drehmomentenkopplung bei Summendrehmomentregelung der Hintermaschinen 11 bis 14 auf die in Fig. 4 gezeigte Art verwendet wird. Der Ausgang des Rechenglieds 42 ist mit der Summierstelle 17a verbunden.

Der Ausgang des Regelverstärkers 18 speist über einen nicht näher bezeichneten Regelverstärker ein weiteres Rechenglied 43a, das einen weiteren Eingang aufweist, der mit dem Übersetzungsrechner verbunden ist und mit $1 : i$ beaufschlagt wird. Der Ausgang des Rechenglieds ist zur Drehzahlkopplung der Drehmomentregelkreise 21 bis 24 mit den Summierstellen 26a bis 29a verbunden.

Bei nicht drehzahlkoppelten Drehmomentregelkreisen stellt sich durch Drehmomentbelastungen bei den Verdrehwinkeln $\alpha_{VM/11-14}$ der Wellen vor den Hintermaschinen 11 bis 14 jeweils ein Schleppwinkelfehler ein, der im folgenden generell mit α_n bezeichnet ist.

Bei der Last null stellt sich der Winkel α_0 ein.

Wird bei einem nicht drehzahlkoppelten Systems z. B. infolge der Summen-Drehmomentregelung mit Hilfe der Hintermaschinen 11 - 14 ein Drehmoment M_{11-14} aufgebracht, so werden die Wellen in der Größe des Verdrehwinkels $\omega_{A/11-14}$ aufgezogen und bei der Drehzahlregelung mit P-I-Regler wird der Winkelschleppfehler α_n verursacht. Letzterer dominiert stört während der Laständerungszeit die Drehzahlregelung. Der Drehzahlfehler ist dabei:

50

$$\omega_f = \frac{d_n}{dt}$$

Die Drehzahlkopplung vermeidet diesen dynamischen, lastabhängigen Fehler, indem zeitgleich mit dem Lastmoment auf der Radmaschinenseite auch das sich aus der Übersetzung errechenbare Gegendrehmoment der Vordermaschine VM als Luftspaltpmoment vorgegeben wird.

Die Größe dieses Entkoppelmomentes $M_{L_{VM}}$ wird aus dem Lastmoment der Hintermaschinen errechnet nach der Beziehung:

$$\frac{M}{SVM} = \frac{MS11-14}{i}$$

5

Die Regelung realisiert aus diesem Solldrehmoment das erforderliche Luftspaltmoment M_{LVM} .

Die dabei nicht erfaßten Reibmomente des Prüfaufbaues werden über die Drehzahlregelung ausgeglichen. Der dadurch bedingte Restschleppfehler ist sehr klein.

Die in Fig.4a dargestellte Anordnung kann auch in einer anderen Betriebsart arbeiten, in der der Regelkreis 15 auf eine Drehmomentregelung eingestellt ist, während die Regelkreise 21 bis 24 auf eine Summendrehzahlregelung eingestellt sind. Das Achswellenmoment der Vordermaschine 3 wird mit einem Drehmomentistwertgeber 3a gemessen, der an einen Eingang eines Umschalters 15a gelegt ist, dessen anderer Eingang mit dem Drehzahlistwertgeber 20 verbunden ist. Bei der Einstellung des Regelkreises 15 auf Drehmomentregelung weist der Umschalter 15a eine Stellung auf, die der in Fig.4a dargestellten entgegengesetzt ist.

Die Hintermaschinen 11 bis 14 sind jeweils mit Drehzahlistwertgebern 11a - 14a verbunden, die je an einen Eingang eines Umschalters 21a - 24a gelegt sind. Bei der Betriebsart Drehzahlregelung weisen die Umschalter 21a bis 24a die zur dargestellten Schalterstellung entgegengesetzte Stellung auf. Die Rechenglieder 42, 43 sind an einen Umschalter 44 angeschlossen, der dann - wenn der Regelkreis 15 auf Drehmomentregelung und die Regelkreise 21 bis 24 auf Summendrehzahlregelung eingestellt sind - in der zu Fig.4a entgegengesetzten Schalterstellung das Übersetzungsverhältnis i vorgibt.

Die Fig.4b zeigt eine Anordnung, bei der die Drehzahl/Drehmomententkopplung in einem Regelkreis 15 für die Vordermaschine 3 und in Regelkreisen 21 - 24 für die Hintermaschinen im Rahmen einer Steuerung durchgeführt wird. Gleiche Elemente sind bei den in Fig.4a und 4b dargestellten Anordnungen mit den gleichen Bezugsziffern versehen. Die Regelkreise 21 bis 24 haben bei der in Fig.4b dargestellten Anordnung den gleichen Aufbau wie bei der in Fig.4a gezeigten Anordnung, d.h. sie sind wahlweise auf Drehmoment- oder Drehzahlregelung einstellbar. Bei der in Fig.4b gezeigten Stellung der Umschalter 15a, 21a, 22a, 23a und 24a ist der Regelkreis 15 auf Drehzahlregelung eingestellt, während die Regelkreise 21 bis 24 jeweils auf Drehmomentregelung eingestellt sind. Der Sollwertgeber 25 ist nicht nur an die Summierstellen 26, 27, 28 und 29, sondern auch an einen nicht näher bezeichneten Regelverstärker angeschlossen, dem das Rechenglied 42 nachgeschaltet ist, das ausgangsseitig mit der Summierstelle 17a verbunden ist. Der Sollwertgeber 16 ist neben der Summierstelle 17 noch über ein Differenzierglied 44a mit einem nicht näher bezeichneten Regelverstärker verbunden, an den das Rechenglied 43 angeschlossen ist, welches ausgangsseitig an die Summierstellen 26a, 27a, 28a und 29a gelegt ist.

Der Sollwert der Drehzahl wird differenziert und nach Multiplikation mit $1 : i$ als Störgröße den Summierstellen 26a bis 29a aufgeschaltet. Der Sollwert des Drehmoments wird nach Multiplikation mit $1 : i$ der Summierstelle 17a als Störgröße aufgeschaltet. Es handelt sich dabei um eine qualifizierte Vorsteuerung, die annähernd wie eine zur Entkopplung verwendete Regelung mit Störgroßenaufschaltung arbeitet. Der Vorteil der Anordnung ist darin zu sehen, daß keine entdämpfende Wirkung auftritt.

Wenn die Umschalter 15a, 21a, 22a, 23a und 24a und 44 die entgegengesetzten Stellungen wie in Fig.4b aufweisen, dann arbeitet der Regelkreis 15 in der Betriebsart Drehmomentregelung, während die Regelkreise 21 - 24 in der Betriebsart Drehzahlregelung arbeiten.

Zur richtigen Parametrierung der Entkopplung und der Dämpfungsregelung ist ein Istwertsignal der Gesamtübersetzung vorteilhaft. Da diese Gesamtübersetzung nicht immer sicher von außen z. B. von einem Rechner oder von Hand vorgegeben werden kann, und diese Übersetzung z. B. bei einem Automatikgetriebe drehzahl- und drehmomentabhängig ist, wird ein in Fig. 5 gezeigter analoger Übersetzungsrechner 45 mit einstellbarem Zeitverhalten eingesetzt. Mit Hilfe des einstellbaren Zeitverhaltens kann der Übersetzungsrechner z. B. beim Anfahrvorgang trotz kleiner Drehzahlistwerte schnell die Übersetzung erkennen und schaltet dann auf eine gute Mittelwertbildung um.

Der Übersetzungsrechner 45 hat drei Eingänge 46, 47, 48 an die je ein Drehzahlistwert angelegt werden kann. In Fig. 5 sind die entsprechenden Drehzahlistwerte $+ xn1$, $\mp xn2$ und $\mp xn3$ bezeichnet. Der Drehzahlistwert $xn1$ kann von der Tachomaschine der Vordermaschine 3 stammen, während die Drehzahlistwerte $xn2$ und $xn3$ beispielsweise von jeweils einer Hintermaschine erzeugt werden. Bei Summendrehmomentregelung sind z. B. die Drehzahlistwerte $xn2$ und $xn3$ die mittleren Drehzahlen der Paare von Hintermaschinen 11, 12 und Hintermaschinen 13, 14. Der Drehzahlistwert $xn3$ beaufschlagt unmittelbar und der Drehzahlistwert $xn2$ über einen Schalter 50 eine Summierstelle 49, der ein Regelverstärker 51 nachgeschaltet ist. An der Summierstelle 49 ist also ein der Differenz der Drehzahlistwerte entsprechender Wert verfügbar. In der anderen Stellung der Schalters 50 würde der Drehzahlistwert $xn3$ an der Summier-

stelle 49 zweimal aufsummiert. Der Ausgang des Regelverstärkers 51 ist über die Reihenschaltung von Spannungsteilerwiderständen 52, 53, 54, von denen zwei durch Schalter 56, 61 bedarfsweise überbrückt werden können, mit einem Integrator 57 verbunden, der einen Kondensator 55 enthält. Dem Integrator 57 ist ein Betragsbildner 58 nachgeschaltet. Der Ausgang des Integrators 57 ist mit dem Eingang eines Multiplizierers 59 verbunden, dessen weiterer Eingang über einen Regelverstärker 60 an den Eingang 48 gelegt ist. Der Ausgang des Multipliziers 59 ist an die Summierstelle 49 gelegt. Mit den Schaltern 56, 61 läßt sich die Zeitkonstante der Integration einstellen.

Der Ausgang des Regelverstärkers 51 speist über ein Differenzglied 62 einen Regelverstärker 63 mit parallel geschaltetem Kondensator 64. Am Ausgang 65 des Regelverstärkers 63 steht ein Signal zur Verfügung, das der Differenz der Drehzahlwerte x_{n2} und x_{n3} proportional ist und zur Dämpfungsregelung verwendet wird. Unter der oben angegebenen Voraussetzung, daß die Drehzahlwerte x_{n2} und x_{n3} von den Hintermaschinen 11, 12 abgeleitet sind, ist der Ausgang 65 mit der Summierstelle 26 oder 27 verbunden, um in dem Rotor der Hintermaschine 11 oder 12 ein der Differenzdrehzahl proportionales Luftspaltmoment zu erzeugen. Anstelle der Drehzahlwerte x_{n2} und x_{n3} können auch Winkelgeschwindigkeitswerte verwendet werden, wodurch am Ausgang 65 ein der Differenzwinkelgeschwindigkeit proportionales Signal erzeugt wird, das, je nach der Beschaltung der Regelverstärker in den Regelkreisen 21, 22 zur Erzeugung des Luftspaltmoments ausgenutzt wird.

Am Ausgang 66 des Betragsbildners 58 ist ein Signal verfügbar, das dem Kehrwert des Übersetzungsverhältnisses $1 : i$ entspricht und dem Schalter 44 zugeführt wird. Bei der in Fig. 5 angegebenen Stellung der Schalter 50 und 61 tritt am Ausgang des Regelverstärkers 51 ein der Differenzdrehzahlwerte $x_{n2} - x_{n3}$ entsprechendes Signal auf.

Über den Multiplizierer 59 wird eine Division durch den Drehzahlwert x_{n1} bewirkt, so daß sich ein Verhältnis

25

$$\frac{x_{n2} - x_{n3}}{x_{n1}}$$

30 ergibt. Falls das mittlere Übersetzungsverhältnis des Vorderachsdifferentialgetriebes 10 benötigt wird, werden die Istwerte

35

$$\frac{x_{n2}}{2}$$

und

40

$$\frac{x_{n3}}{2}$$

mit positiven Vorzeichen der Summierstelle 59 zugeführt. Dann ergibt sich am Ausgang 66 das Verhältnis

45

$$\frac{x_{n2} + x_{n3}}{2 \cdot x_{n1}}$$

50 Dieser Kehrwert der mittleren Drehzahl des Vorderachsdifferentialgetriebes 10 wird für die Umrechnung der Massenträgheitsmomente der Rotoren der Hintermaschinen 11, 12 auf eine Achse benötigt, um bei der Drehmomententkopplung die richtige Größe des Luftspaltmoments in der Vordermaschine 1 zu erzeugen. Die Umrechnung erfolgt z. B. in einem nicht dargestellten Rechenglied. Für das Vorderachsdifferentialgetriebe 10, das Hinterachsdifferentialgetriebe 7 und das Ausgleichgetriebe 6 sind Differenzdrehzahl-, Differenzdrehmomentenregelungen vorgesehen. Bei der Differenzdrehzahlregelung ist eine Differenzmomentbegrenzung vorgesehen. Dadurch ist es möglich, ohne besondere Regelartumschaltung sehr unterschiedliche Allradaggregate zu prüfen. Die von den Differentialgetrieben und dem Verteilergetriebe übertragbaren Differenzmomente können sich dabei zwischen dem Moment 0 und den Nennmoment, d. h.

zwischen extremer Leichtgängigkeit und Differentialsperre bewegen.

Die Fig. 6 zeigt das Kennfeld einer Differenzdrehzahl/Differenzdrehmomentregelung, wobei in Abszissenrichtung das Verhältnis der Differenzdrehzahl Δn zur Nenndifferenzzahl Δn_N und in Ordinateurichtung das Verhältnis des Differenzmoments ΔM zum Differenznennmoment ΔM_N eingetragen ist. Es sind im
 5 Kennfeld ΔM -Differenzdrehmoment-Begrenzungslinien dargestellt, die mit ΔM -Grenze bezeichnet sind. Diese Begrenzungslinien können innerhalb der maximal zulässigen Grenzen $\pm \Delta M$ -Grenze_{max} im gesamten Differenzdrehmoment-Bereich eingestellt werden. Die Differenzdrehzahl ist nur innerhalb der Differenzdrehmoment-Begrenzungslinien einstellbar.

Wird z. B. ein Differentialgetriebe mit einer dargestellten Lastkennlinie A gefahren, so ergeben sich bei
 10 der Differenzdrehzahl

$$\pm \frac{n_1}{2}$$

15

die Schnittpunkte a und b mit der Lastkennlinie A. Die Differenzdrehzahlregelung ist wirksam.

Wird jedoch der Differenzdrehzahlsollwert

$$\pm \frac{n_2}{2}$$

20

bei der gleichen Lastkennlinie vorgeben, so wird in den Schnittpunkten c und d mit den M-Grenzen die Differenzdrehmoment-Begrenzungregelung wirksam.

25

Das Gleiche geschieht auch, wenn bei der Beibehaltung des Sollwertes

$$\pm \frac{n_1}{2}$$

30

die Lastkennlinie in der Testzeit von der Kennlinie A in die Kennlinie B übergeht (Schnittpunkte e, f).

Auf diese Weise paßt sich die Regelung automatisch an die Veränderungen im Prüfling an, ohne, daß dabei gefährliche Betriebszustände auftreten können. Auch eine totale Differentialsperre ist zulässig. Dabei werden die Lastschnittpunkte g und h angefahren.

35

Bei dieser Differenzdrehzahl-/Differenzdrehmomentregelung ist immer nur eine Regelung d. h. die Differenzdrehzahl- oder die Differenzdrehmomentregelung im Eingriff, während die jeweils andere Regelart so mit geführt wird, daß sie jederzeit ohne einen größeren Einschwingvorgang die Regelung übernehmen kann. Es ist jedoch auch eine Begrenzung auf Absolutwerte von Momenten möglich.

40

Bei dem in Fig. 7 dargestellten Differenzdrehzahl/Differenzdrehmomentregelkreis wird an einer Summierstelle z. B. die Differenz aus zwei Drehzahlwerten x_{n2} und x_{n3} gebildet. Bei den Drehzahlwerten x_{n2} und x_{n3} handelt es sich z. B. um die Drehzahlwerte der Rotoren der Hintermaschinen 11 und 12. Am Ausgang eines der Summierstelle 67 nachgeschalteten Regelverstärkers 68 ist der Differenzwert $x_{dn2/3}$ verfügbar. Ein Rechner 69, der eingangsseitig an nicht näher bezeichnete Sollwertgeber angeschlossen ist, erzeugt an einem Ausgang einen Sollwert $w_{dn2/3}$, der zusammen mit der Drehzahlwertdifferenz $x_{dn2/3}$ eine Summierstelle 70 beaufschlagt, an der die Regelabweichung der Differenzdrehzahlregelung gebildet wird. Der Summierstelle 70 ist ein Regelverstärker 71 nachgeschaltet, der einen Spannungsteiler aus zwei Widerständen 72, 73 speist. An dem Widerstand 73 ist ein weiterer Spannungsfolger 74 angeschlossen, an dessen Ausgang ein der Regelabweichung der Differenzdrehzahlen entsprechendes Signal verfügbar ist, wenn die Drehmomentbegrenzung nicht wirksam ist. Der Regelverstärker 71 und der Widerstand 72 bilden mit einem
 50 nicht näher bezeichneten Rückkopplungskreis einen Drehzahlregler.

55

Zur Drehmomentbegrenzung wird ein Differenzdrehmomentsollwert oder ein absoluter Momentengrenzwert vom Rechner 69 ausgegeben und einer Summierstelle 76 unmittelbar sowie einer Summierstelle 77 über einen Invertierer 78 zugeführt. Ferner wird vom Rechner 69 für die jeweilige Drehzahl n_2 ein Istwert des Drehmoments xMd_2 vorgegeben, der beiden Summierstellen 76 und 77 direkt zugeführt wird. Die Differenz der Drehzahlwerte wird über eine Fangschaltung 80 für die Drehzahlregelung den Summierstellen 76 und 77 zugeführt. Den Summierstellen 76, 77 sind jeweils Regelverstärker 90, 91 nachgeschaltet, die je über Dioden 92, 93 mit dem Abgriff des aus den Widerständen 72, 73 bestehenden Spannungsteiles verbunden sind.

Der Ausgang des Summierverstärkers 90 und der Abgriff des Spannungsteilers sind je mit einem Eingang eines Differenzverstärkers 94 verbunden, dessen Ausgang über eine Diode 95 an die Summierstelle 76 gelegt ist. Der Ausgang des Regelverstärkers 91 und der Abgriff des Spannungsteilers sind je mit dem Eingang eines weiteren Differenzverstärkers 96 verbunden, der über eine Diode 97 an die Summierstelle 77 angeschlossen ist.

Wenn die Differenz der Drehmomentistwerte eine die Sollwertdifferenz entweder im positiven oder negativen Bereich des Kennfelds überschreitet, werden die Regelverstärker 90 bzw. 91 über die Dioden 92 bzw. 93 wirksam und greifen über den Spannungsteiler in den Differenzdrehzahlregelkreis derart ein, daß die Eingangsspannung am Regelverstärker 74 auf einem gleichbleibenden Wert gehalten wird. In gleicher Weise können absolute Drehmomentgrenzwerte vorgegeben werden, deren Über- oder Unterschreitung durch die in Fig.1 gezeigte Anordnung verhindert wird.

Während der Drehzahlregelung sperren die Dioden 92 und 93 dann, wenn die Momentengrenzwerte bzw. das vorgegebene Differenzdrehmoment nicht überschritten werden. Wird ein Momentengrenzwert bzw. das vorgegebene Differenzdrehmoment überschritten, so leitet die Diode 92 oder 93. Dies bedeutet, daß der Regelverstärker 90 oder 91 die Drehzahl so beeinflusst, daß die Momentengrenzwerte eingehalten werden. Die Differenzverstärker 94 bzw. 96 sorgen in Verbindung mit den Dioden 95 bzw. 97 dafür, daß die Regelkreise für die Momentenbegrenzung dem jeweiligen Drehzahlwert folgen, so daß die Drehmomentbegrenzung ohne Verzögerung einsetzen kann.

In den Regelkreisen 15 und 21 bis 24 wird unabhängig von Nichtlinearitäten der Stellglieder eine gleichbleibende Regelkreisverstärkung erzeugt.

Durch die Reduzierung der Führungsgröße des Moments auf einen sehr kleinen Wert kann das Verhalten bei stark reduzierter Radhaftung simuliert werden. Eine solche Radhaftung entsteht z.B. bei Glatteis.

25 Patentansprüche

1. Regeleinrichtung für einen Prüfstand zum Prüfen von Kraftfahrzeugantriebsaggregaten alleine oder in Fahrzeugen mit einer Elektromaschine als Vordermaschine, die als Stellglied in einem wahlweise auf Drehzahl- oder Drehmomentregelung einstellbaren ersten Regelkreis angeordnet und über mindestens ein Getriebe mit mindestens zwei Elektromaschinen als Hintermaschinen kuppelbar ist, die als Stellglieder je in wahlweise auf Drehzahl- oder Drehmomentregelung einstellbaren weiteren Regelkreisen angeordnet sind, wobei der auf Drehzahlregelung eingestellte Regelkreis der Vordermaschine von den auf Drehmomentregelung eingestellten Regelkreisen der Hintermaschine drehmomententkoppelt ist, und die auf Drehmomentregelung eingestellten Regelkreise der Hintermaschinen von dem auf Drehzahlregelung eingestellten Regelkreis der Vordermaschine drehzahlentkoppelt sind und entsprechend umgekehrt, wenn die Vordermaschine auf Drehmomentregelung und die Hintermaschinen auf Drehzahlregelung eingestellt sind,
dadurch gekennzeichnet,
dass die dem ersten Regelkreis (15, Fig. 4b) in der Betriebsart Drehzahlregelung zugeführte Führungsgröße nach Differenzierung und nach Division durch das Getriebeübersetzungsverhältnis den weiteren, auf die Betriebsart Drehmomentregelung eingestellten Regelkreisen (21, 22, 23, 24) zugeführt wird, deren Summe der Führungsgrößen nach Division durch das Getriebeübersetzungsverhältnis dem ersten Regelkreis (15) zugeführt wird, oder dass die dem ersten Regelkreis (15) in der Betriebsart Drehmomentregelung zugeführte Führungsgröße nach Multiplikation mit dem Getriebeübersetzungsverhältnis den weiteren, auf die Betriebsart Drehzahlregelung eingestellten Regelkreisen (21, 22, 23, 24) zugeführt wird, deren Summe der Führungsgrößen nach Differenzierung und nach Multiplikation mit dem Getriebeübersetzungsverhältnis dem ersten Regelkreis (15) zugeführt wird.
2. Regeleinrichtung nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet,
dass die Elektromaschine der Vordermaschine durch eine Verbrennungsmaschine ersetzt ist und/oder dass die Elektromaschinen der Hintermaschinen durch hydraulische Maschinen ersetzt sind.
3. Regeleinrichtung insbesondere nach Anspruch 1 oder 2 zur Dämpfungsregelung zwischen jeweils zueinander zu dämpfenden Massen oder Maschinen eines Prüfstands zum Prüfen von Kraftfahrzeugaggregaten, wobei die Differenzwinkelgeschwindigkeit gebildet und entsprechenden Regelkreisen zur Erzeugung eines Dämpfungsmoments in den Maschinen aufgeschaltet wird,
dadurch gekennzeichnet,

dass bei einem Übersetzungsgetriebe in einem Übersetzungsrechner aus Drehzahlwerten die Drehzahlübersetzung und deren Quadrat gebildet wird, mit dem die sich ändernden Parameter der Massenträgheitsmomente und Federkonstanten in den Regelkreisen angepasst werden.

- 5 4. Regeleinrichtung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**,
dass bei einer Summendrehzahlregelung der Hintermaschinen ein Summenbeschleunigungsmoment in der Vordermaschine für die Störgrössenaufschaltung nach folgender Beziehung erzeugt wird:

10

$$M_{B11-14} = \frac{M_{BVM} \times I_{HM11-14}}{I_{VM} \times i}$$

15 wobei mit M_{BVM} das Beschleunigungsmoment der Vordermaschine (3), mit $I_{HM11-14}$ das auf eine Achse bezogene, reduzierte Massenträgheitsmoment der Hintermaschinen (11-14), I_{VM} das Massenträgheitsmoment der Vordermaschine (3) und mit i die auf die Achse bezogene Übersetzung der Drehzahlen zwischen der Vordermaschine (3) und den Hintermaschinen (11-14) bezeichnet ist.

- 20 5. Regeleinrichtung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**,
dass zur Drehzahlentkopplung in der Vordermaschine (3) zeitgleich mit dem Lastmoment der Hintermaschinen (11-14) als Störgrösse ein Moment nach der Beziehung:

25

$$M_{BVM} = \frac{M_{L11-14}}{i}$$

30 aufgeschaltet wird, worin mit M_{L11-14} die Summe der auf eine Achse bezogenen Lastmomente der Hintermaschinen und mit i die auf die Achse bezogene Übersetzung der Drehzahlen zwischen der Vordermaschine (3) und den Hintermaschinen (11-14) bezeichnet ist.

- 35 6. Regeleinrichtung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**,
dass in den Drehmoment- bzw. Drehzahlregelkreisen (15, 21-24) eine gleichbleibende Regelkreisverstärkung unabhängig von Nichtlinearitäten der Stellglieder erzeugt wird.

- 40 7. Regeleinrichtung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**,
dass im Übersetzungsrechner (45) eine oder mehrere Drehzahlwerte einer Summierstelle (49) zuführbar sind, der ein Regelverstärker (51) und ein Integrator (57) mit zu- oder abschaltbaren Widerständen nachgeschaltet ist, dass am Integratorausgang die Übersetzung zur nachfolgenden Betragsbildung und zur Rückführung auf die Summierstelle (49) über eine multiplizierende Verknüpfung (59) mit einem
45 Drehzahlwert ansteht und dass die Dämpfung hinter dem Regelverstärker (51) abgegriffen und einem Wechselspannungsverstärker zugeführt wird.

8. Regeleinrichtung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**,
50 dass die für Achsen von Differentialgetrieben (7, 10) vorgesehenen Regelkreise (21, 22, 23, 24), die auf Drehmoment- oder Drehzahlregelung einstellbar sind jeweils mit Einrichtungen zur Drehmomentbegrenzung auf einen Drehmomentsollwert der über die Achsen übertragenen Drehmomente versehen sind.

9. Regeleinrichtung nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**,
55 dass die Einrichtungen zur Drehmomentbegrenzung in für die Achsen von Differentialgetrieben (7, 10) vorgesehenen Regelkreisen jeweils eine Summierstelle aufweisen, der ein Drehzahlsollwert für die Achse, ein Momentenistwert und ein Momentengrenzwert zuführbar ist, dass der Summierstelle ein

AT 398 009 B

Regelbaustein nachgeschaltet ist, der ausgangsseitig direkt mit einem Eingang eines Differenzverstärkers und über eine Diode mit dem anderen Eingang des Differenzverstärkers und dem Ausgang des Drehzahlreglers für die jeweilige Achse verbunden ist, und dass der Differenzverstärker über eine Diode auf die Summierstelle rückgekoppelt ist.

5

Hiezu 6 Blatt Zeichnungen

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

FIG.1

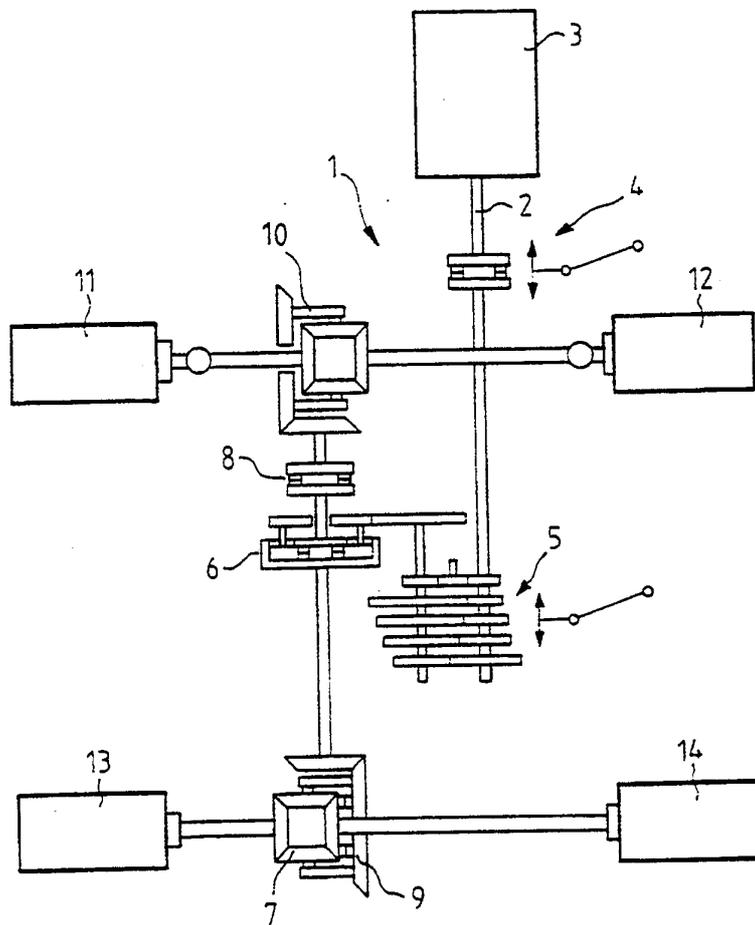


FIG.2

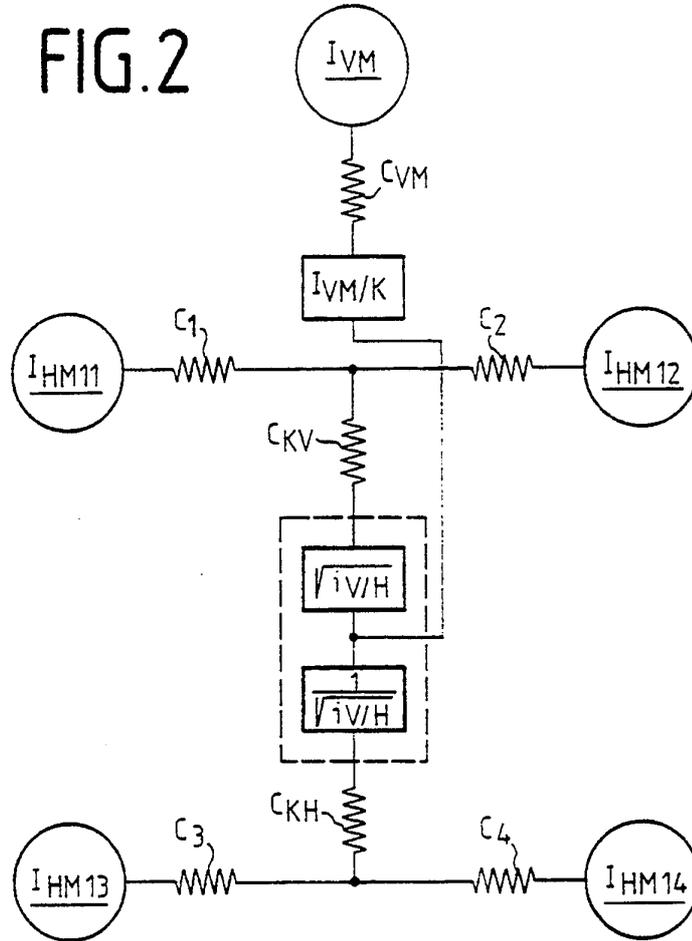


FIG.3a

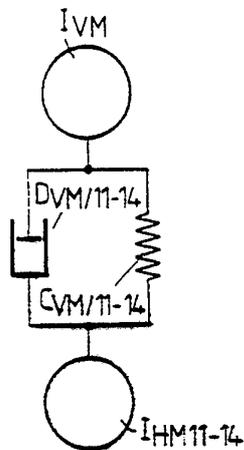


FIG.3b

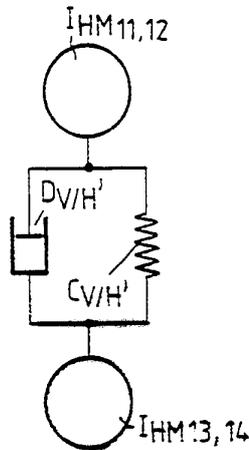


FIG.3c

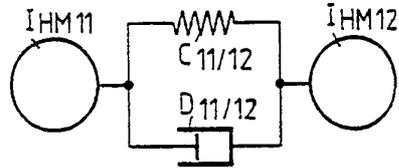


FIG.3d

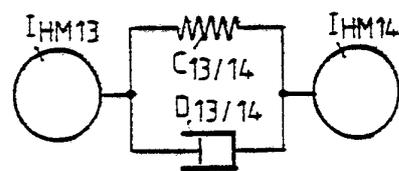


FIG.4a

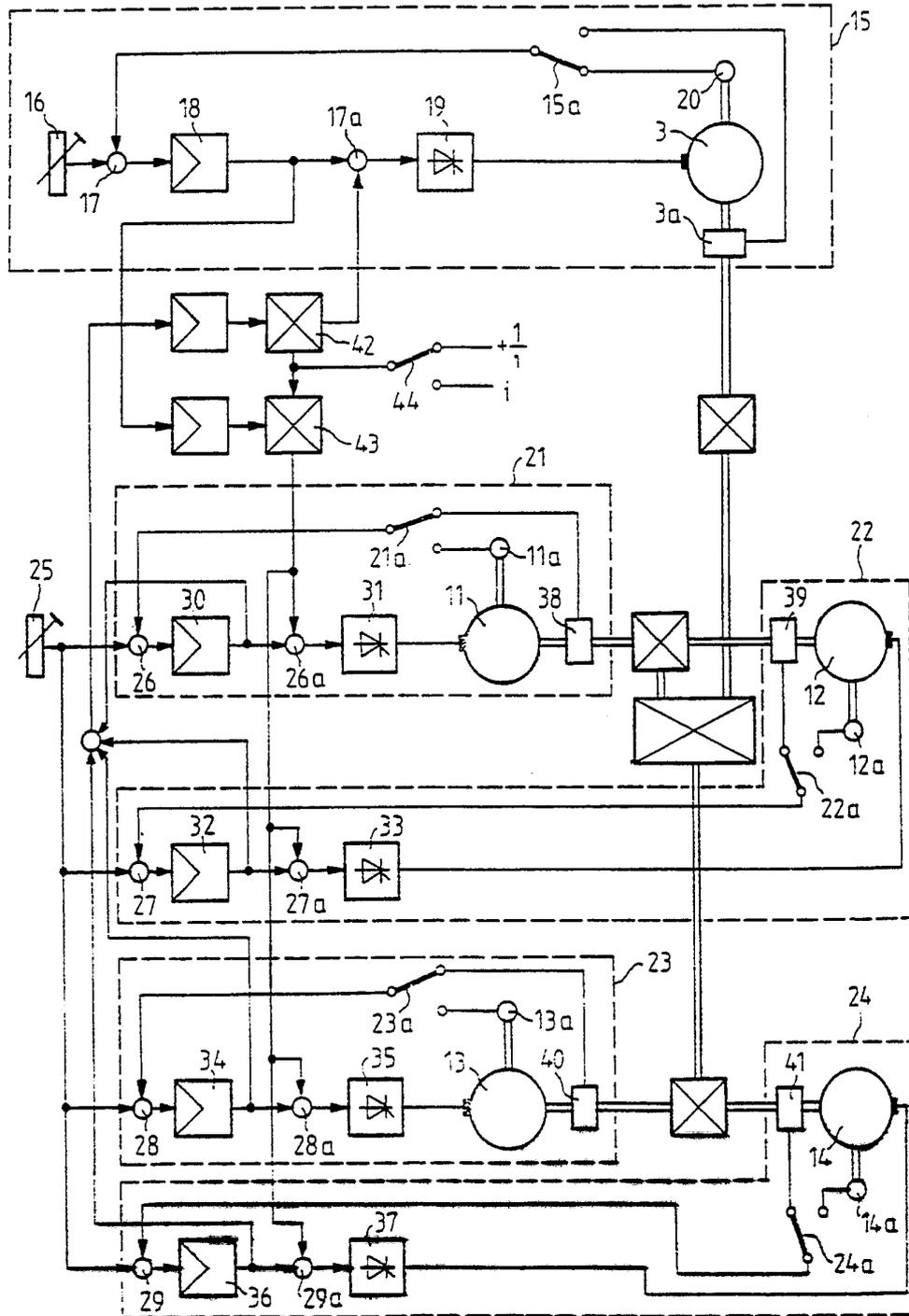


FIG.4b

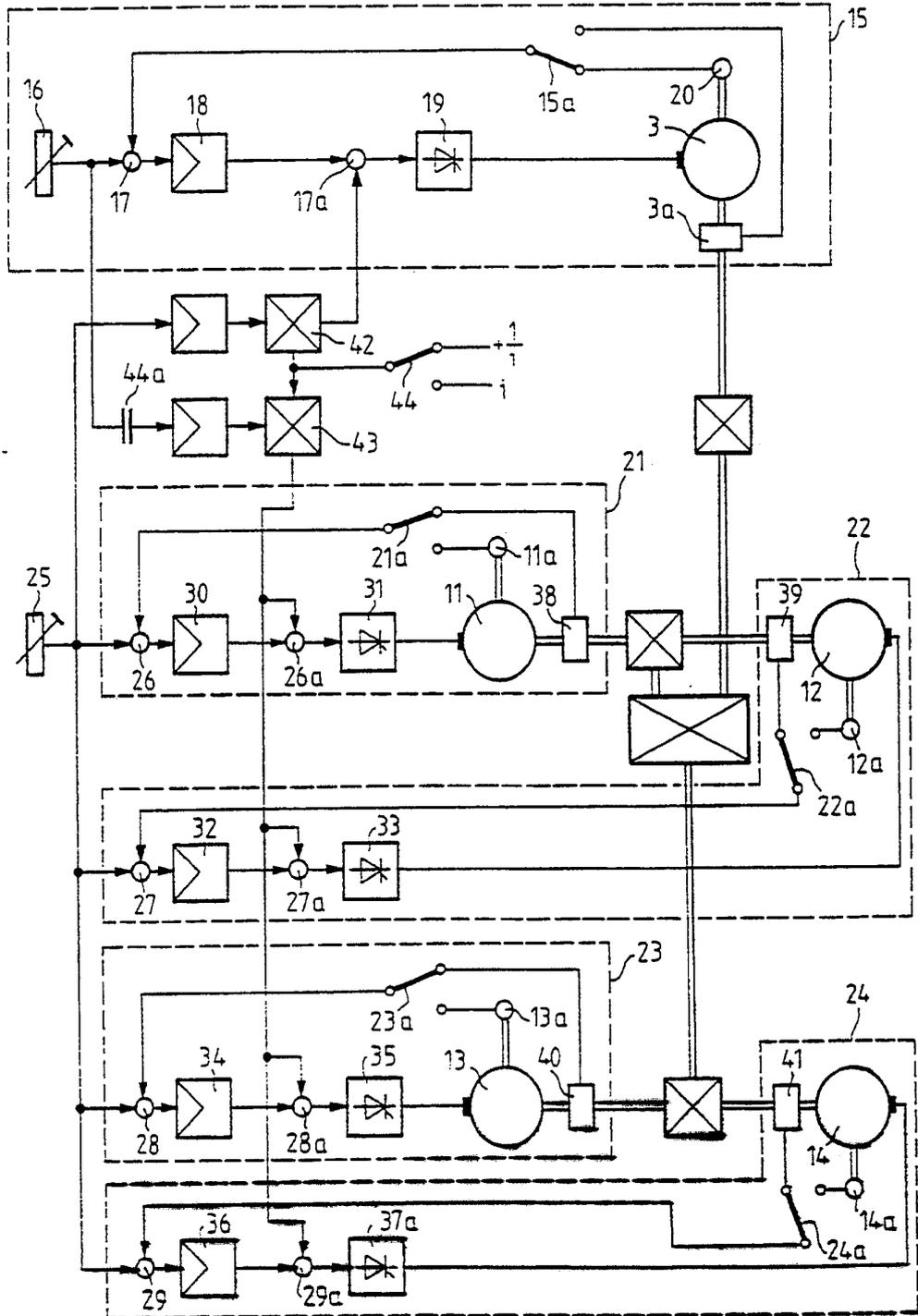


FIG.5

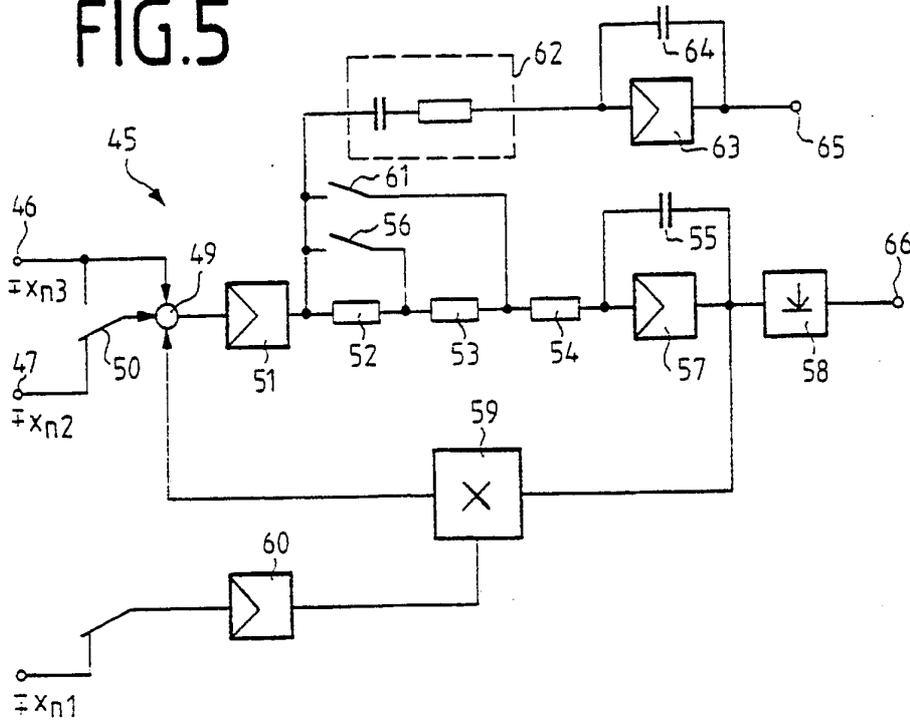


FIG.6

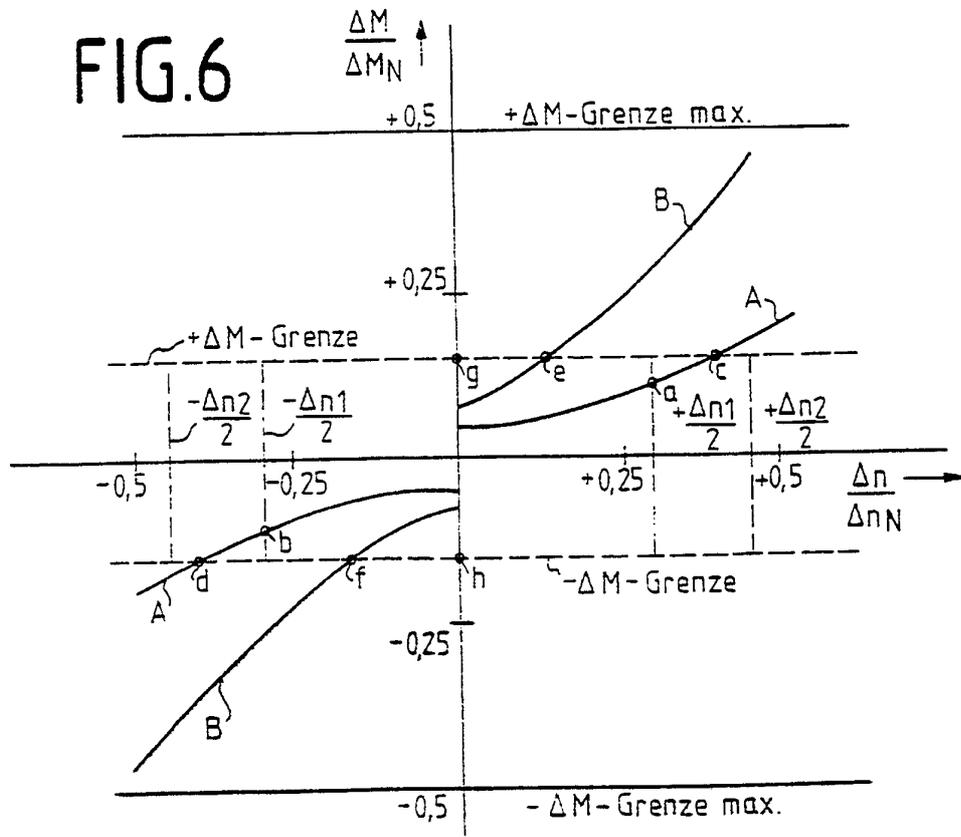


FIG.7

