



Republik
Österreich
Patentamt

(11) Nummer: **AT 393 166 B**

(12)

PATENTSCHRIFT

(21) Anmeldenummer: 1049/88

(51) Int.Cl.⁵ : **G01M 15/00**
G01M 17/00

(22) Anmeldetag: 25. 4.1988

(42) Beginn der Patentdauer: 15. 1.1991

(45) Ausgabetag: 26. 8.1991

(56) Entgegenhaltungen:

DE-053225035 DE-053428755 US-PS4680959

(73) Patentinhaber:

AVL GESELLSCHAFT FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN
UND MESSTECHNIK MBH. PROF. DR. DR. H. C. HANS LIST
A-8020 GRAZ, STEIERMARK (AT).

(72) Erfinder:

FISCHER ROBERT DIPL. ING. DR. TECHN.
GRAZ, STEIERMARK (AT).

(54) VERFAHREN ZUR BESTIMMUNG DYNAMISCHER MESSGRÖSSEN VON BRENNKRAFTMASCHINEN

(57) Um bei einem Verfahren zur Bestimmung dynamischer Meßgrößen von Brennkraftmaschinen, beispielsweise von Beschleunigungs-, Abgas-, Drehzahl- und Drehmomentwerten, wobei die zu prüfende Brennkraftmaschine an eine Belastungseinheit gekuppelt wird und die dynamischen Meßgrößen der Brennkraftmaschine einer Rechereinheit zugeführt werden, auf teure mechanisch aufwendige Schwungmassen- und Rollenprüfstände verzichten zu können, wird vorgeschlagen, daß der Betrieb eines Kraftfahrzeuges mit Automatikgetriebe in der Rechereinheit simuliert wird, wobei das System Brennkraftmaschine-Kraftfahrzeug als Zwei-Massen-Schwinger mit einem bestimmten Feder- und Dämpfungswert dargestellt wird, welcher über den Wandler des Automatikgetriebes, dargestellt durch sein stationäres Wandlerkennfeld, gekoppelt wird, daß der Simulation einzelner Betriebszustände des Kraftfahrzeuges entsprechende Steuersignale erzeugt und an die Brennkraftmaschine sowie an die Belastungseinheit abgegeben werden, sowie daß die dabei gewonnenen dynamischen Meßgrößen eindeutig einzelnen Betriebszuständen des simulierten Kraftfahrzeuges zugeordnet werden.

AT 393 166 B

Verfahren zur Bestimmung dynamischer Meßgrößen von Brennkraftmaschinen, beispielsweise von Beschleunigungs-, Abgas-, Drehzahl- und Drehmomentwerten, wobei die zu prüfende Brennkraftmaschine an eine Belastungseinheit gekuppelt wird, die dynamischen Meßgrößen der Brennkraftmaschine einer Rechneinheit zugeführt werden und der Betrieb eines Kraftfahrzeuges mit Automatikgetriebe in der Rechneinheit simuliert wird und wobei der Simulation einzelner Betriebszustände des Kraftfahrzeuges entsprechende Steuersignale erzeugt und an die Brennkraftmaschine sowie an die Belastungseinheit abgegeben werden und die dabei gewonnenen dynamischen Meßgrößen eindeutig einzelnen Betriebszuständen des simulierten Kraftfahrzeuges zugeordnet werden.

Um eine Brennkraftmaschine dynamisch zu untersuchen, beispielsweise in Hinblick auf das Verhalten bei der Belastung im KFZ durch gesetzlich vorgeschriebene Abgastestzyklen, ist es zumeist notwendig, die Brennkraftmaschine in ein Fahrzeug einzubauen und auf einem Rollenprüfstand zu testen. Eine weitere Möglichkeit ist dadurch gegeben, den Motor und das Getriebe auf einem Schwungmassenprüfstand aufzubauen.

Beide Möglichkeiten sind aufwendig und bringen Probleme mit der Reproduzierbarkeit der Ergebnisse mit sich, vor allem durch Änderungen im Verhalten des Fahrers bzw. der den Prüfstand bedienenden Person sowie durch unterschiedliche Schaltabläufe.

Aus der US-PS 4 680 959 ist ein Motorprüfstand bekannt, auf welchem das komplette Fahrzeug samt Schaltgetriebe und Fahrer simuliert wird. Die Vorteile einer solchen Simulation liegen auf der Hand, da eine genaue Reproduzierbarkeit der einzelnen Parameter erreicht wird und der Einbau der Brennkraftmaschine in ein Kraftfahrzeug entfällt. Dabei stellt sich nach Vorgabe der Drehzahl an die Belastungseinheit ein bestimmtes Moment ein. Nachteilig ist dabei, daß Momentsprünge nicht direkt vorgebar sind. Es kann lediglich durch geeignete Vorgabe von Drehzahlsollwerten versucht werden, gewünschte Momentsprünge zu erreichen. Bei der Leerlaufsimulation wird auf eine vordefinierte Leerlaufdrehzahl geregelt, wobei das sich dabei einstellende Moment nicht unbedingt gleich dem wirklichen Leerlaufmoment sein muß, da die Motortemperatur und andere Größen einen Einfluß auf die Leerlaufdrehzahl haben. Weiters können mit diesem Verfahren dynamische Effekte des Antriebsstranges nicht nachgebildet werden und Schaltvorgänge treten nachteiligerweise als plötzliche Sprünge im Verlauf der Soll-Motordrehzahl und des Soll-Wellenmomentes auf. Weiters ist die sogenannte Online-Methode bekannt, mit der dynamische Meßgrößen von Brennkraftmaschinen sowie deren zeitliche Veränderung bei der Variation der Eingangsparameter in Echtzeit erfaßt werden.

Mit herkömmlichen Verfahren können zwar Schaltgetriebe und deren Auswirkung auf die Brennkraftmaschine simuliert werden, Schwierigkeiten würden jedoch im Zusammenhang mit der Simulation von Automatikgetrieben - wie im folgenden dargelegt - auftreten.

Ein Automatikgetriebe kann man nach funktionellen Gesichtspunkten in einen Getriebeteil und einen Steuerungsteil gliedern. Letzterer besteht aus der Steuerplatte und einem elektronischen Teil zur Festlegung der Schaltzeitpunkte.

Der Getriebeteil umfaßt den Wandler, eventuell die Wandlerüberbrückung, die Planetensätze, Kupplungen, vorzugsweise Lamellenkupplungen oder Bandbremsen und zumeist Freiläufe. Aufgrund dieser Bauweise kann ohne Zugkraftunterbrechung unter Last geschaltet werden.

Exakterweise müßte nun der Wandler in der Simulation durch sein dynamisches Kennfeld dargestellt werden, was beispielsweise aus "Untersuchung des dynamischen Verhaltens von Föttinger-Getrieben" R. Herbertz, Dissertation 1973, Hannover, bekannt ist. Eine wichtige Erkenntnis daraus ist, daß der Wandler nur bedingt schwingungstrennend wirkt. Hochfrequente Störungen werden zwar gefiltert, tieffrequente gehen aber ungehindert über den Wandler. Der Wandler hat ein eigenes Feder-/Dämpfungsverhalten. In Zusammenwirkung mit der Feder- und der Dämpfungskonstante des Antriebsstranges des Kraftfahrzeuges kann man die dominante Eigenfrequenz und das Dämpfungsverhalten des Gesamtsystems errechnen.

Dabei ergeben sich drei Probleme: Erstens hat der Anwender zumeist das Interesse, die Eigenfrequenz und das Dämpfungsverhalten des Systems Motor-Wandler-Antriebsstrang-Kraftfahrzeug vorgeben zu können, zweitens sind die Feder- und die Dämpfungskonstante des Antriebsstranges für sich selten bekannt und lassen sich durch Wechselwirkung mit dem dynamischen Kennfeld auch nur schwer ermitteln. Drittens ist das dynamische Wandlerkennfeld, welches mathematisch nur relativ kompliziert als Vierpol mit für jeden Betriebszustand unterschiedlichen Übertragungsfunktionen beschrieben werden kann, dem Anwender selten bekannt. Außerdem kann die Online-Methode bei Verwendung des dynamischen Kennfeldes bei der Simulation aufgrund des rechentechnischen Aufwandes praktisch nicht angewandt werden.

Aufgabe der Erfindung ist es, ein Verfahren sowie einen Motorenprüfstand vorzuschlagen, mit welchem die Bestimmung dynamischer Meßgrößen in zufriedenstellender Weise möglich ist, wobei die Online-Methode angewandt werden soll und dynamische Effekte möglichst wirklichkeitsnah nachgebildet werden können.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch gelöst, daß das System Brennkraftmaschine-Kraftfahrzeug als Zwei-Massen-Schwinger mit einem bestimmten Feder- und Dämpfungswert dargestellt wird, welcher über den Wandler des Automatikgetriebes, dargestellt durch sein stationäres Wandlerkennfeld, gekoppelt wird. Überraschenderweise hat sich gezeigt, daß das Simulationsverfahren mit dem Grundmodell eines Zwei-Massen-Schwingers in Verbindung mit dem mathematisch wesentlich einfacher zu handhabenden stationären Wandlerkennfeld sehr gut die grundlegenden dynamischen Vorgänge einer Brennkraftmaschine in einem Kraftfahrzeug mit Automatikgetriebe nachbilden kann. Dem Anwender liegt dabei vom Getriebehersteller das

stationäre Wandlerkennfeld vor. Bei gegebenem Drehzahlverhältnis am Wandler kann man daraus die entsprechenden Wandlertorque berechnen. Durch die Verknüpfung mit dem Modell eines Zwei-Massen-Schwingers werden die im stationären Kennfeld verborgenen dynamischen Effekte sichtbar gemacht.

5 Erfindungsgemäß kann der Feder- und der Dämpfungswert des Systems Brennkraftmaschine-Kraftfahrzeug aus der vorgebbaren Eigenfrequenz und aus dem gewünschten Dämpfungsverhalten des Systems Brennkraftmaschine-Kraftfahrzeug berechnet werden.

Die Feder- und die Dämpfungskonstante des Gesamtsystems wird man nun nicht mehr als solche bezeichnen, da sie der theoretischen Definition in Kombination mit dem stationären Wandlerkennfeld nicht mehr entsprechen. Deshalb werden diese Größen nun als Feder- und Dämpfungswert bezeichnet. Das erfindungsgemäße Verfahren geht von folgenden mathematischen Überlegungen aus:

Die Abtriebsdrehzahl KFZ und die Motordrehzahl (n_r) und (n_m) seien aufgrund eines vorausgegangenen Berechnungsschrittes oder aufgrund der Definition von Anfangsbedingungen vorgegeben. Es muß nun jener Wert der Abtriebsdrehzahl (n_h) des Wandlers gefunden werden, durch den sowohl das Verhalten des Wandlers als auch das Verhalten des Feder-Dämpfungselementes richtig wiedergegeben wird.

15 Zu diesem Zweck wird folgenderweise vorgegangen:

Der durch das Feder-Dämpfungselement gegebene Wert des Wandler-Abtriebsmomentes ($M_{hw\ FD}$) läßt sich folgendermaßen berechnen:

$$M_{hw\ (FD)} = d \cdot (n_h - n_r) + cl$$

20 cl .. Größe, die den Spannungszustand der Feder repräsentiert.

Das über den Wandler übertragene Moment ist durch eine Funktion (f) der Art

$$25 \quad M_{hw\ (W)} = f(n_m, (n_h/n_m))$$

gegeben. Mit Hilfe der 'regula falsi' wird der Wert (n_h) in beiden Funktionen solange variiert, bis die Ergebnisse ($M_{hw\ FD}$) und ($M_{hw\ W}$) übereinstimmen.

30 Zum besseren Verständnis der Erfindung sei auf folgende Zeichnungen verwiesen: Es zeigen Fig. 1 einen erfindungsgemäßen Motorenprüfstand, Fig. 2 ein Blockmodell des Motorenprüfstandes, Fig. 3 ein Grundmodell des erfindungsgemäßen Simulationsverfahrens, Fig. 4 ein stationäres Wandlerkennfeld, Fig. 5 ein Gesamtmodell des Simulationsverfahrens, Fig. 6a ein Getriebeersatzmodell; Fig. 6b dessen Blockdarstellung, Fig. 7a und 7b Schaltkennfelder, sowie die Fig. 8 bis 12 den zeitlichen Verlauf der Motor- und Abtriebsdrehzahl (n_m) und (n_r), bzw. des Wellen- und Abtriebsmomentes (M_w) und (M_a), wobei in den Fig. 8, 9, 11 an einem Schwungmassenprüfstand gemessene und in den Fig. 10 und 12 mittels Simulationsverfahren erhaltene Werte vorliegen. In den einzelnen Fig. sowie im folgenden Text werden folgende Formelzeichen und Abkürzungen verwendet:

40	(c)	...	Federwert
	(d)	...	Dämpfungswert
	(dt)	...	Zeitdifferential
	(eta)	...	Wirkungsgrad Abtrieb
	(i)	...	Übersetzung, wenn "Normale" Kupplung geschlossen ist
45	(iha)	...	Hinterachsübersetzung
	(I_{mot})	...	Motorträgheit
	(I_{kfz})	...	Fahrzeugträgheit
	(I_p)	...	Wandlerpumpenträgheit
	(iu)	...	Übersetzung, wenn überschneidende Kupplung geschlossen ist
50	(Kn)	...	anfangs (im Normalfall) geschlossene Kupplung
	(Ku)	...	zuschaltende (überschneidende) Kupplung
	(konst)	...	Umrechnungsfaktor für nicht kohärente Einheiten
	(lh)	...	Lasthebelstellung Motor
	(lhs)	...	Lasthebelsignal (= (lh) mit Kickdown)
	(ls)	...	Getriebebelastungssignal
55	(lsm _{max})	...	maximaler Wert von (ls)
	(lss)	...	Laststeuerungssignal (= (ls) mit Kickdown)
	(LW)	...	Leistungswert Wandler
	(M)	...	Momente
	(Ma)	...	Abtriebsmoment Fahrzeug
60	(Mak)	...	angefordertes Moment an der anfangs geschlossenen Kupplung
	(Mb)	...	Bremsmoment

	(Me)	...	effektives Motormoment
	(Mfw)	...	Fahrwiderstand
	(Mg)	...	Abtriebsmoment Getriebe
	(Mh)	...	Moment nach Wandlerabtrieb und -überbrückung
5	(Mhw)	...	Abtriebsmoment Wandler
	(Mk)	...	Kupplungsmoment
	(Mkn)	...	Kupplungsmomentangebot der anfangs (im Normalfall) geschlossenen Kupplung
	(Mku)	...	Kupplungsmoment der zuschaltenden (überschneidenden) Kupplung
	(Mp)	...	Moment vor Wandlerpumpe und -überbrückung
10	(Mpw)	...	Pumpenmoment Wandler
	(Mq)	...	quasistationäres Widerstandsmoment
	(Ms)	...	Stellmoment Prüfstandsbremse
	(Mu)	...	Wandlerüberbrückungsmoment
	(Mvg)	...	Verlustmoment Getriebe
15	(Mvp)	...	Verlustmoment Ölpumpe Wandler
	(Mvu)	...	Verlustmoment bei Kupplungsüberschneidung
	(Mw)	...	Wellenmoment (= Abtriebsmoment) Motor
	(n)	...	Drehzahlen
	(ng)	...	Eingangsdrehzahl Getriebe
20	(nh)	...	Abtriebsdrehzahl Wandler
	(nk)	...	Eingangsdrehzahl an der anfangs geschlossenen Kupplung
	(nku)	...	Eingangsdrehzahl an der zuschaltenden Kupplung
	(nm)	...	Motordrehzahl
	(nr)	...	Abtriebsdrehzahl KFZ bzw. Schwungmasse
25	(nv)	...	berechnete Abtriebsdrehzahl KFZ (für Schwungmassenprüfstand)
	(SR)	...	Speed Ratio Wandler (= nh/nm)
	(SSR)	...	Speed Ratio im Schubbereich (1/SR)
	(t)	...	Zeit
	(TR)	...	Torque Ratio Wandler (= Mhw/Mpw)
30	(v)	...	Geschwindigkeit
	(v_{ist})	...	Ist-Geschwindigkeit
	(v_{soll})	...	Soll-Geschwindigkeit
	(whs)	...	Wahlhebelstellung

35 Der in Fig. 1 dargestellte - später noch ausführlicher zu beschreibende - erfindungsgemäße dynamische Motorenprüfstand weist eine an eine Belastungseinheit (1) gekuppelte zu prüfende Brennkraftmaschine (2) auf, wobei die im dargestellten Beispiel aus einem Riementrieb (3) und einer elektrischen Brems- und Antriebseinheit (4) bestehende Belastungseinheit (1) zusammen mit der Rechneinheit (5) eine die Betriebszustände eines Kraftfahrzeuges mit Automatikgetriebe simulierende Einheit darstellt.

40 Erfindungsgemäß ist weiters vorgesehen, daß ein von der Geschwindigkeit (v) des simulierten Kraftfahrzeuges und einem Laststeuerungssignal (Iss) der Brennkraftmaschine abhängiges Schaltkennfeld zur Darstellung der Automatiksteuerung des Automatikgetriebes verwendet wird, wobei die für die Getriebesteuerung notwendigen Eingangsgrößen, wie Fahrzeuggeschwindigkeit (v) und Getriebebelastungssignal (Is) errechnet, die Motordrehzahl (nm) und die Lasthebelstellung (Ih) erfaßt und der Rechneinheit zugeführt werden. Aus dem
45 Schaltkennfeld läßt sich ermitteln, wann geschaltet wird. Durch die Simulation unterschiedlicher Schaltkennfelder können somit bei Automatikgetrieben die Schaltzeitpunkte im Hinblick auf unterschiedliche Motorkenngrößen optimal eingestellt werden.

In Fig. 2 ist ein Blockmodell des dynamischen Motorenprüfstandes dargestellt, wobei die vom Simulationsverfahren erfaßten Bauteile, wie Kraftfahrzeug samt Getriebe (KG), Automatiksteuerung (AS) und Fahrer (F) durch eine punktierte Linie zusammengefaßt sind. Der Austausch von Meß- bzw. Steuergrößen untereinander, sowie mit der Brennkraftmaschine (2) am Prüfstand ist durch entsprechende Verbindungslinien dargestellt. Der Block Automatiksteuerung (AS) hat die Aufgabe, die reale Getriebesteuerung nachzubilden.

Der simulierte Fahrer (F) kann nun mittels Lasthebelstellung (Ih) das effektive Motormoment (Me) derart verändern, daß die Istgeschwindigkeit (v_{ist}) nicht zu stark von der Sollgeschwindigkeit (v_{soll}) abweicht. Im
55 Bedarfsfall betätigt er die simulierte Betriebsbremse (Bremsmoment (Mb)).

Um bei der rechnerischen Verwirklichung des Simulationsverfahrens die dynamischen Anforderungen zu erfüllen und den Aufwand für die Parametrierung in vertretbaren Grenzen zu halten, wird entsprechend Fig. 3 das stationäre Wandlerkennfeld (siehe auch Fig. 4) des schematisch durch eine Pumpenseite (P) und eine Turbinenseite (T) dargestellten Wandlers und ein Feder-/Dämpfungsteil (FD) aneinandergeschaltet. Die Trägheit des Motors bzw. des Kraftfahrzeuges dieses Zwei-Massen-Schwingers sind mit (I_{MOT} bzw. I_{KFZ}) bezeichnet, die Feder- bzw. Dämpfungsgrößen des Feder-/Dämpfungsteiles mit (c bzw. d). Die in den einzelnen

Bereichen des Grundmodells auftretenden Momente und Drehzahlen sind oberhalb bzw. unterhalb der waagrechten, die einzelnen Komponenten verbindenden Kraftflußlinie dargestellt.

Aus Fig. 4 ist ein stationäres Wandlerkennfeld ersichtlich, welches eine der Grundlagen für das erfindungsgemäße Verfahren bildet. Als Basis des Diagramms dient die Speed Ratio (SR), das Verhältnis der Drehzahlen an der Pumpenseite (nm) und an der Turbinenseite (nh). Im Schubbereich (S), d. h., wenn (nm) kleiner als (nh) ist, würde (SR) im Extremfall gegen unendlich gehen. Um die Darstellung zu erleichtern, wird in diesem Bereich das Drehzahlverhältnis umgekehrt und mit (SSR) bezeichnet. Abhängig von (SR bzw. SSR) läßt sich nun die Leistungszahl (LW) und die Torque Ratio (TR) bestimmen. Die Leistungszahl gibt den Zusammenhang zwischen Pumpendrehzahl (nm) und dem Pumpenmoment (Mpw) an ($M_{pw} = LW \cdot n_m^2$). Die Torque Ratio gibt das Verhältnis zwischen dem Wandlerabtriebsmoment (Mhw) und dem Pumpenmoment (Mpw) an ($M_{hw} = TR \cdot M_{pw}$). Solange sich das Leitrad des Wandlers abstützt, ist das Abtriebsmoment (Mhw) des Wandlers größer als das Pumpenmoment (Mpw). Dieser Bereich wird als Wandlungsbereich (W) bezeichnet. Löst sich das Leitrad, wie dies in den meisten Betriebszuständen der Fall ist, wirkt der Wandler nur mehr als hydraulische Kupplung, an beiden Seiten hat das Moment den selben Wert. Dieser Bereich heißt deshalb auch Kupplungsbereich (K). So kann man aus den Drehzahlen die Momente bestimmen. Es müssen keine Verluste bzw. Wirkungsgrade berücksichtigt werden, da diese in den Kennzahlen inkludiert sind.

In einer Weiterbildung des erfindungsgemäßen Verfahrens ist vorgesehen, daß eine bei bestimmten Betriebszuständen wirksam werdende Wandlerüberbrückung, welche im Kraftfluß parallel zum Wandler des Automatikgetriebes angeordnet ist, berücksichtigt wird. Um weitere Betriebszustände simulieren zu können, wird das Grundmodell zunächst um die Wandlerüberbrückung (Wü) erweitert. Diese muß - wie aus Fig. 5 ersichtlich - parallel zum Wandler wirken. Das entsprechende Wandlerüberbrückungsmoment ist mit (Mu) bezeichnet.

Von den im Getriebeteil des Automatikgetriebes vorhandenen Kupplungen sind bei Schaltvorgängen jeweils lediglich zwei Kupplungen aktiv. Auch bei Gruppenschaltungen kann unter Annahme eines masselosen Getriebes der Schaltvorgang wieder auf zwei Kupplungen reduziert werden. Dem Rechnung tragend, zeigt nun Fig. 6a ein Getriebeersatzmodell und Fig. 6b die dazugehörige Blockdarstellung. Damit soll nun ein Schaltvorgang nachvollzogen werden. Am Anfang ist die Kupplung (Kn) geschlossen, die Kupplung (Ku) offen und die Übersetzung (i) wirksam. Dann schließt zusätzlich die Kupplung (Ku). Am Ende des Schaltvorganges ist die Kupplung (Ku) geschlossen, die Kupplung (Kn) offen und die Übersetzung (iu) wirksam. Eine der beiden Kupplungen kann auch durch einen Freilauf ersetzt werden. Der Getriebeblock (GB) entsprechend der Blockdarstellung in Fig. 6b ist ein Teil des Gesamtmodells nach Fig. 5.

Erfindungsgemäß ist weiters vorgesehen, daß die für das Getriebe und die Wandlerpumpe angenommenen oder berechneten Verlustmomente (Mvg und Mvp) bei Ansteuerung der Belastungseinheit additiv berücksichtigt werden. Das Verlustmoment der Wandlerpumpe (Mvp) bzw. das Verlustmoment des Getriebes (Mvg), in welches neben reinen Getriebeverlusten auch der Wirkungsgrad des Abtriebes etwa sowie das Verlustmoment bei Kupplungsüberschneidungen (Mvu) eingehen, ist ebenfalls in Fig. 5 dargestellt. Die Kupplungsmomente (Mkn und Mku) sind natürlich nur während des Schaltvorganges relevant.

Wenn in den Übersetzungen die Hinterachsübersetzung (iha) enthalten ist, kann diese Größe gleich eins gesetzt werden. Wird ein Schwungmassenprüfstand ohne Hinterachsübersetzung simuliert, so werden für die Übersetzung nur die Getriebeübersetzungen verwendet. Um dann die Fahrgeschwindigkeit ermitteln zu können, muß für die Größe (iha) die Hinterachsübersetzung berücksichtigt werden.

Motor- und Wandlerpumpenträgheit (I_{mot} und I_p) werden hier extra angesetzt, da der Motor beim Prüfstandsbetrieb nicht mitsimuliert wird. Die Nachbildung der Wandlerpumpenträgheit wird von der elektrischen Belastungs- und Antriebseinheit übernommen. Unberücksichtigte Trägheiten, die nach dem Wandler auftreten, werden der Fahrzeugträgheit zugeschlagen.

Das beschriebene Gesamtmodell hat sich - wie in einigen Beispielen noch gezeigt werden wird - beim Vergleich mit herkömmlichen Prüfstandsmessungen als sehr gut geeignet erwiesen. So wäre es z. B. nicht zweckmäßig, weitere Feder/Dämpfer-Masse-Elemente hinzuzufügen, da durch eine solche Erweiterung zusätzlich höherfrequente Schwingungen erzeugt werden, die den Wandler aber nicht passieren können. Dagegen könnte man ein Modell ohne Feder-/Dämpferelement nicht als "dynamisch" bezeichnen. Außerdem koppelt der Wandler alleine Motor- und Fahrzeugträgheit so steif aneinander, daß Probleme mit der Belastungseinheit dahingehend auftreten, daß geforderte Steuersignale nicht exekutiert werden können, beispielsweise, daß die notwendigen Brems- und Antriebsmomente nicht aufgebracht werden können.

Die Getriebesteuerung benötigt mehrere Eingangsgrößen, wie die Fahrzeuggeschwindigkeit oder die Motordrehzahl. Aus dem Lastzustand des Motors, der seinerseits eine Funktion der Lasthebelstellung (lh) und der Motordrehzahl (nm) ist, läßt sich das Getriebebelastungssignal (ls) berechnen. Genau wie beim realen Getriebe ist dieses Getriebebelastungssignal (ls) Basis für viele Kennfelder. Wird auch der Kickdown berücksichtigt, wird aus dem Getriebebelastungssignal (ls) das Laststeuerungssignal (lss).

Abhängig vom Laststeuerungssignal (lss) und von der Geschwindigkeit (v) ist z. B. das Schaltkennfeld nach Fig. 7a, woraus sich die Schaltzeitpunkte ermitteln lassen. Dieses Kennfeld ist dem Anwender aus den Getriebedaten bekannt und wird für das Simulationsverfahren verwendet.

Nach dem Schaltbefehl beginnt der eigentliche Schaltvorgang nicht sofort, sondern erst nach dem Ablauf einer

gewissen Totzeit (T). Diese läßt sich aus dem Getriebebelastungssignal (Is), entsprechend Fig. 7b, ermitteln.

Erfindungsgemäß kann auch vorgesehen sein, daß der Betriebszustand "Fahrzeugstillstand", während dem die Brennkraftmaschine gegen den Wandler des Automatikgetriebes arbeitet, durch eine Bremsfunktion realisiert wird. Bei der Simulation des Fahrers - der das "Fahrzeug" auch anhalten kann - muß im Vergleich zu Verfahren für Schaltgetriebe eine Bremsfunktion für den Stillstand des KFZ eingefügt werden, da in diesem Fall der Kraftfluß normalerweise bei Automatikgetrieben nicht unterbrochen wird.

Beim vorliegenden Simulationsverfahren können weitere Funktionen berücksichtigt werden. So können z. B. überrollbare Freiläufe verwendet werden, alle möglichen Fälle der Kupplungsüberschneidung werden erfaßt und verschiedene Wahlhebelstellungen des Automatikgetriebes können angenommen werden.

Der Anwender kann verschiedene Getriebekonfigurationen vorgeben. Auch diverse Funktionsweisen der Getriebesteuerung können ein- bzw. ausgeschaltet werden.

Schließlich ist in einer besondere Ausgestaltung des erfindungsgemäßen Verfahrens vorgesehen, daß der Rechereinheit ein vorzugsweise für die Erfüllung bestimmter Normen, wie Abgasvorschriften oder Leistungswerte der Brennkraftmaschine, vorgeschriebenes Fahrprofil eingegeben wird.

Ein erfindungsgemäßer Motorenprüfstand zur Erfassung dynamischer Meßgrößen von Brennkraftmaschinen, beispielsweise von Beschleunigungs-, Abgas- und Drehmomentwerten mit einer mit der zu prüfenden Brennkraftmaschine kraftschlüssig verbundenen Belastungseinheit und einer Rechereinheit zur Erfassung der Meßgrößen, ist dadurch gegeben, daß die Rechereinheit zusammen mit der Belastungseinheit eine die Betriebszustände eines Kraftfahrzeuges mit Automatikgetriebe simulierende Einheit darstellt, wobei in der Rechereinheit eine Speichereinheit zur Eingabe des stationären Wandlerkennfeldes des Automatikgetriebes, von Fahrzeug- und Fahrerparametern, und eines vorbestimmbaren Fahrprofils, sowie eine Ausgabereinheit für die gewonnenen dynamischen Meßgrößen vorhanden sind.

Des weiteren kann erfindungsgemäß das Wandlerkennfeld des Automatikgetriebes, die Fahrzeug- und Fahrerparameter sowie das Fahrprofil auf zumindest einem maschinenlesbaren Datenträger vorliegen. Die in Fig. 1 dargestellte Rechereinheit (5) weist dabei eine Speichereinheit (6) auf, in welche über maschinenlesbare Datenträger (7) das stationäre Wandlerkennfeld und alle übrigen für das Simulationsverfahren notwendigen Daten und Parameter eingegeben werden können. Über eine Ausgabereinheit (8) können die gewonnenen Meßgrößen ausgelesen bzw. angezeigt werden.

Ein dynamischer Motorenprüfstand für die Simulation eines KFZ mit Automatikgetriebe bietet im Vergleich zum Rollen- oder Schwungmassenprüfstand große Vorteile: Die Belastung ist genau reproduzierbar und der Motor muß nicht an die jeweilige Getriebesteuerung angepaßt werden. D. h., ein Bowdenzug, ein Unterdrucksignal o. ä., ist nicht notwendig. Die Laststeuerungsgrößen werden berechnet und über die Belastungseinheit die entsprechenden Brems- bzw. Antriebsmomente aufgebracht. Wenn ein anderer Motor getestet wird, muß nicht das Getriebe samt Wandler ausgetauscht werden. Die Anpassung kann software-mäßig erfolgen. Der Anwender bzw. Getriebehersteller kann ohne großen Aufwand die Wandlereigenschaften, die Schaltpunkte o. ä. ändern, und damit die Getriebeentwicklung in Hinsicht auf das Motorverhalten optimieren.

Um die Richtigkeit des erfindungsgemäßen Simulationsverfahrens zu testen, wurden die Meßergebnisse mit einem dynamischen Schwungmassenprüfstand verglichen. Ein serienmäßiger Motor und ein Automatikgetriebe wurden ohne Hinterachsübersetzung an eine Schwungmasse gekoppelt. Beim KFZ sind zumeist die Räder der nachgiebigste Teil; diese fehlen beim Schwungmassenprüfstand. Dadurch ist die Steifigkeit und damit die Eigenfrequenz höher als beim KFZ. Um das auszugleichen, wurde ein elastisches Zwischenstück eingebaut.

Gemessen wurden die Motor- und die Abtriebsdrehzahl sowie das Wellen- und das Abtriebsmoment ((nm, nr, bzw. Mw, Ma); vgl. Fig. 5). Um das Wellenmoment zu messen, war es notwendig, zwischen Motor und Wandler eine Meßwelle anzubringen. Diese Messung ist ziemlich aufwendig und bringt auch einige Probleme mit sich, wie z. B. Drift, plötzliche Sprünge und den Einfluß der Eigen- und der biegekritischen Frequenz. Für eine qualitative Beurteilung, insbesondere des Schwingungsverhaltens, sind die Meßergebnisse des Wellenmomentes (Mw) aber verwendbar.

In Fig. 8 sind die vier Meßwerte für eine Vollastbeschleunigung aus der Prüfstandsmessung dargestellt. Dabei wird vom 1. in den 2. und dann in den 3. Gang geschaltet. Betrachtet man den Verlauf des Abtriebsmomentes, so erkennt man zu Beginn einen Momentenstoß, der eine Schwingung bewirkt (Punkt (A)). Wenn der Hochschaltvorgang beginnt, sinkt das Abtriebsmoment kurz ab, bei einer Freilaufschaltung weniger (Punkt (B)), bei einer Überschneidungsschaltung mehr (Punkt (E)). Danach wird die Motordrehzahl gegen die Wirkung des Vollastmomentes durch die Kupplungsmomente hinuntergezogen - das Abtriebsmoment (Ma) steigt stark an (Punkt (C)). Schließlich ist der Schaltvorgang beendet, das Abtriebsmoment fällt stark ab - daraus ergibt sich eine Nachschwingung (Punkt (D)), die sich auch auf das Wellenmoment auswirkt (Punkt (F)).

Bei den Versuchen zeigte es sich, daß - auch bei gleichen Randbedingungen - der Verlauf der Kurven selten reproduzierbar ist. Vergleicht man z. B. den Zyklus nach Fig. 8 mit dem nach Fig. 9, welcher unter gleichen Randbedingungen aufgenommen wurde, so erkennt man vor allem beim Schaltmoment (Punkt (C)) eine Abweichung. Noch stärker können diese Abweichungen werden, wenn sich die Randbedingungen ändern. Die Größe mit dem stärksten Einfluß ist dabei die Öltemperatur.

Das bedeutet für den Motorenentwickler, daß sich beim Austesten des Motors die Belastungsbedingungen nicht genau wiederholen lassen - Auswirkungen von Modifikationen am Motor können durch unterschiedliches

Verhalten des Getriebes überdeckt werden.

Um eine Grundlage für den Vergleich mit berechneten Kurven zu haben, müssen viele Versuche gefahren und die häufigste Kurvenform verwendet werden. Für einen Hochfahrvorgang ist das die Kurve nach Fig. 9.

5 Das erfindungsgemäße Simulationsverfahren wurde gemäß den Angaben des Getriebeherstellers parametrisiert. Im vorliegenden Fall wurde auch der Motor mitsimuliert und ein vom Hersteller angegebenes Motorkennfeld verwendet. Gewisse Abweichungen zwischen diesem Kennfeld und dem realen machen sich natürlich auch bei den Vergleichen zwischen Messung und Simulationsverfahren bemerkbar. So rühren z. B. der Sprung des Wellenmomentes (M_w) bei (Punkt (G)) in den Fig. 8 und 9 und - und als Folge dieses Sprunges - die Schwingung des Abtriebsmomentes (M_a) bei (Punkt (H)) von einer Unregelmäßigkeit beim Motorverhalten her.

10 Man vergleiche den gemessenen (Fig. 9) und den nach dem vorliegenden Verfahren berechneten Zyklus (Fig. 10). Beim Abtriebsmoment zeigen sich lediglich beim Schalten geringe Abweichungen, die aber mit keinem Simulationsverfahren korrigierbar sind, da die "Rupfer" beim gemessenen Zyklus keinen gesetzmäßigen Verlauf haben. Sonst zeigt sich eine gute Übereinstimmung, insbesondere beim Schwingungsverhalten. Das Ausmaß der Übereinstimmung erkennt man auch am Verlauf der Motordrehzahl (n_m).

15 In Fig. 11 ist ein Rück- und Hochschaltvorgang, ausgelöst durch ein Betätigen des Wahlhebels, dargestellt. Vergleicht man dazu den nach dem vorliegenden Verfahren erhaltenen Zyklus nach Fig. 12 erkennt man auch hier eine gute Übereinstimmung.

20

PATENTANSPRÜCHE

25

30 1. Verfahren zur Bestimmung dynamischer Meßgrößen von Brennkraftmaschinen, beispielsweise von Beschleunigungs-, Abgas-, Drehzahl- und Drehmomentwerten, wobei die zu prüfende Brennkraftmaschine an eine Belastungseinheit gekuppelt wird, die dynamischen Meßgrößen der Brennkraftmaschine einer Rechneinheit zugeführt werden und der Betrieb eines Kraftfahrzeuges mit Automatikgetriebe in der Rechneinheit simuliert wird und wobei der Simulation einzelner Betriebszustände des Kraftfahrzeuges entsprechende Steuersignale erzeugt und an die Brennkraftmaschine sowie an die Belastungseinheit abgegeben werden und die dabei gewonnenen dynamischen Meßgrößen eindeutig einzelnen Betriebszuständen des simulierten Kraftfahrzeuges zugeordnet werden, **dadurch gekennzeichnet**, daß das System Brennkraftmaschine-Kraftfahrzeug als Zwei-Massen-Schwinger mit einem bestimmten Feder- und Dämpfungswert dargestellt wird, welcher über den Wandler des Automatikgetriebes, dargestellt durch sein stationäres Wandlerkennfeld, gekoppelt wird.

40

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Feder- und der Dämpfungswert des Systems Brennkraftmaschine-Kraftfahrzeug aus der vorgebbaren Eigenfrequenz und aus dem gewünschten Dämpfungsverhalten des Systems Brennkraftmaschine-Kraftfahrzeug berechnet werden.

45 3. Verfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein von der Geschwindigkeit (v) des simulierten Kraftfahrzeuges und einem Laststeuerungssignal (l_{ss}) der Brennkraftmaschine abhängiges Schaltkennfeld zur Darstellung der Automatiksteuerung des Automatikgetriebes verwendet wird, wobei die für die Getriebesteuerung notwendigen Eingangsgrößen, wie Fahrzeuggeschwindigkeit (v) und Getriebebelastungssignal (l_s) errechnet, die Motordrehzahl (n_m) und die Lasthebelstellung (l_h) erfaßt und der Rechneinheit zugeführt werden.

50

4. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß im Simulationsmodell eine bei bestimmten Betriebszuständen wirksam werdende Wandlerüberbrückung, welche im Kraftfluß parallel zum Wandler des Automatikgetriebes angeordnet ist, berücksichtigt wird.

55

5. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die für das Getriebe und die Wandlerpumpe angenommenen oder berechneten Verlustmomente (M_{vg} und M_{vp}) bei Ansteuerung der Belastungseinheit additiv berücksichtigt werden.

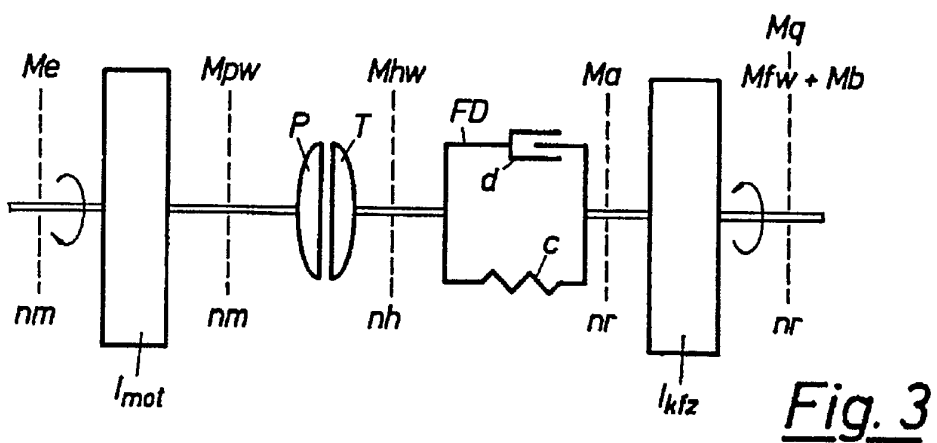
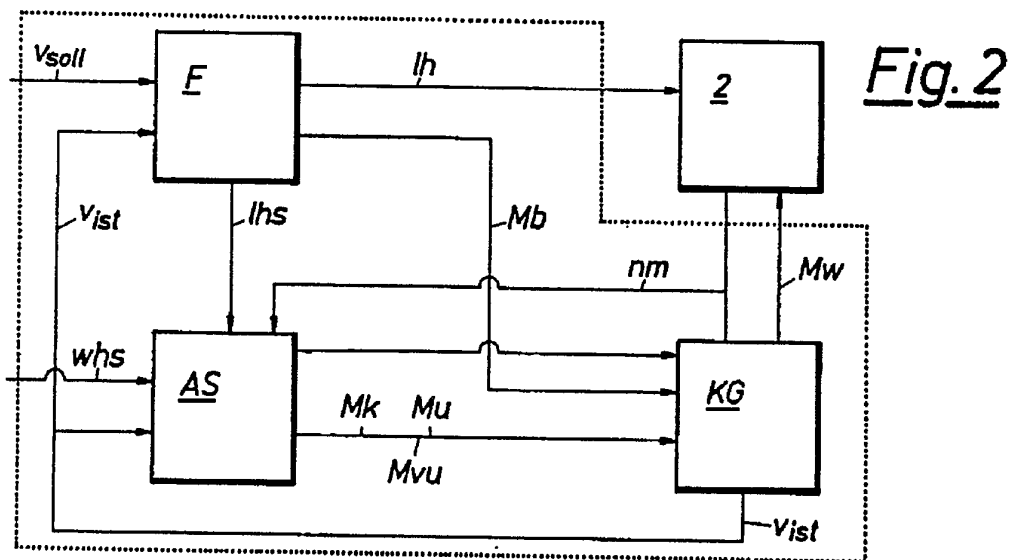
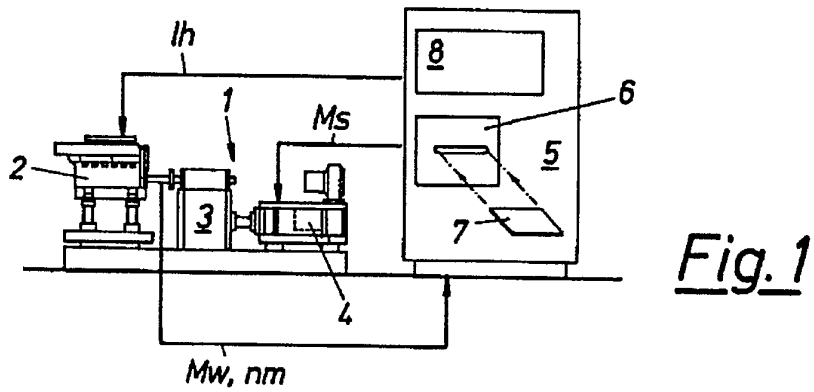
60 6. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Betriebszustand "Fahrzeugstillstand", während dem die Brennkraftmaschine gegen den Wandler des Automatikgetriebes arbeitet, bei der Simulation durch eine Bremsfunktion realisiert wird.

AT 393 166 B

7. Verfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Rechneinheit einen Sollwert (Ms) für das Drehmoment an die Belastungseinheit abgibt.

5

Hiezu 6 Blatt Zeichnungen



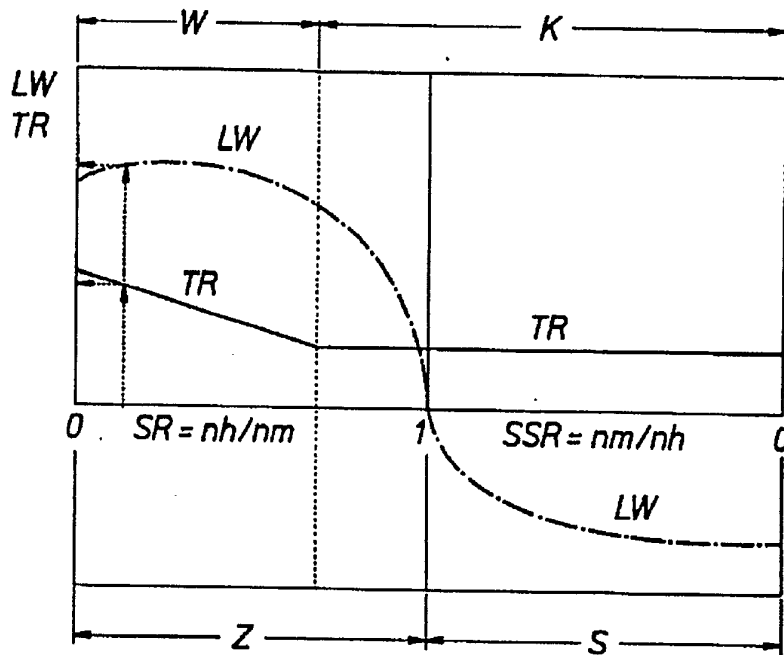


Fig. 4

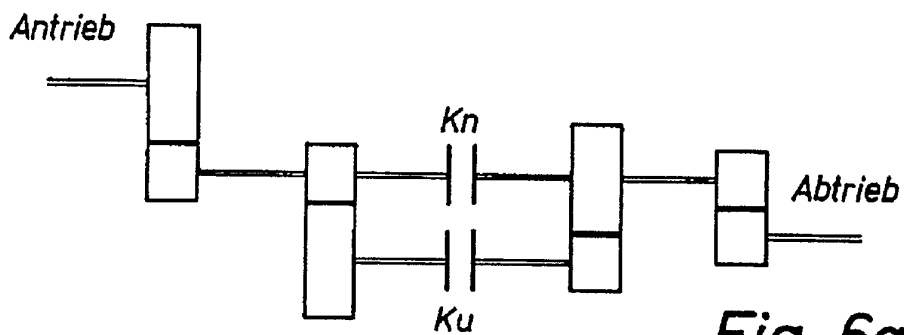


Fig. 6a

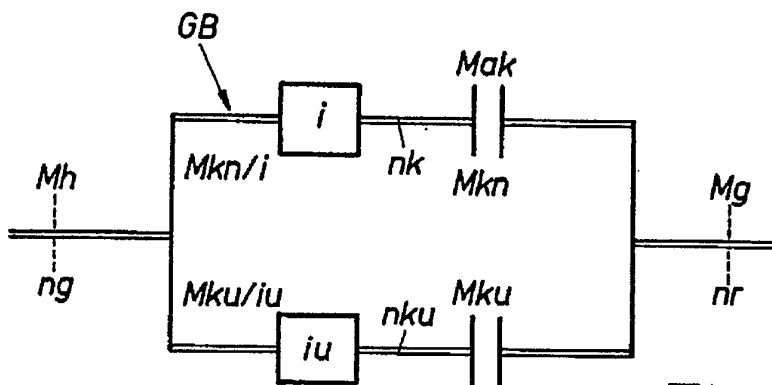


Fig. 6b

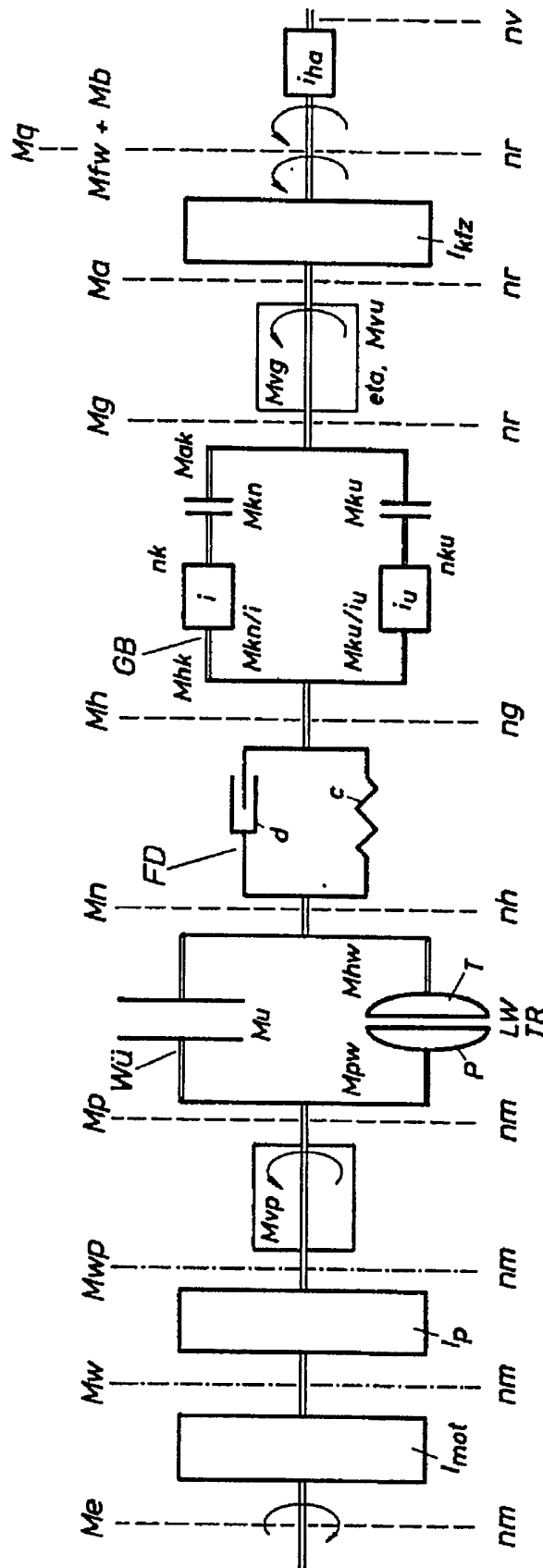


Fig. 5

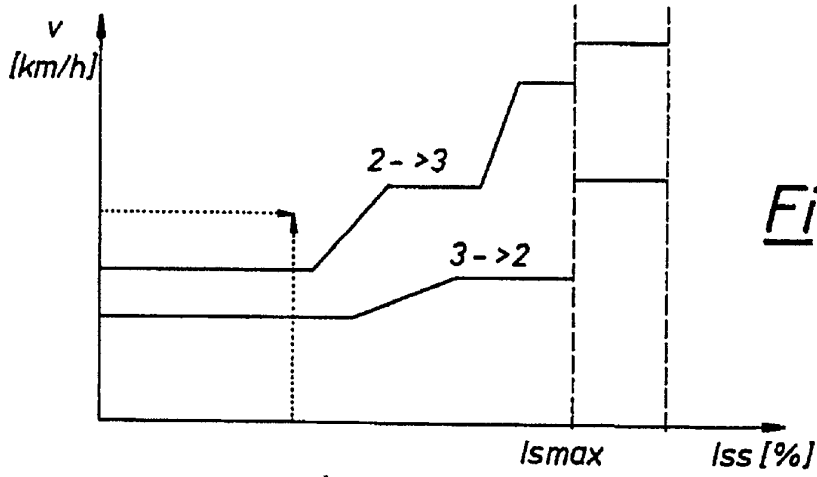


Fig. 7a

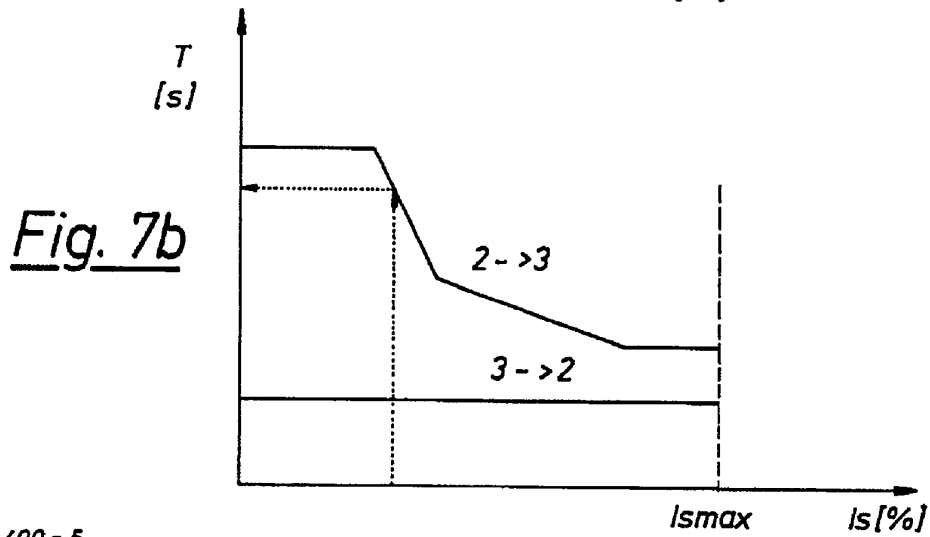


Fig. 7b

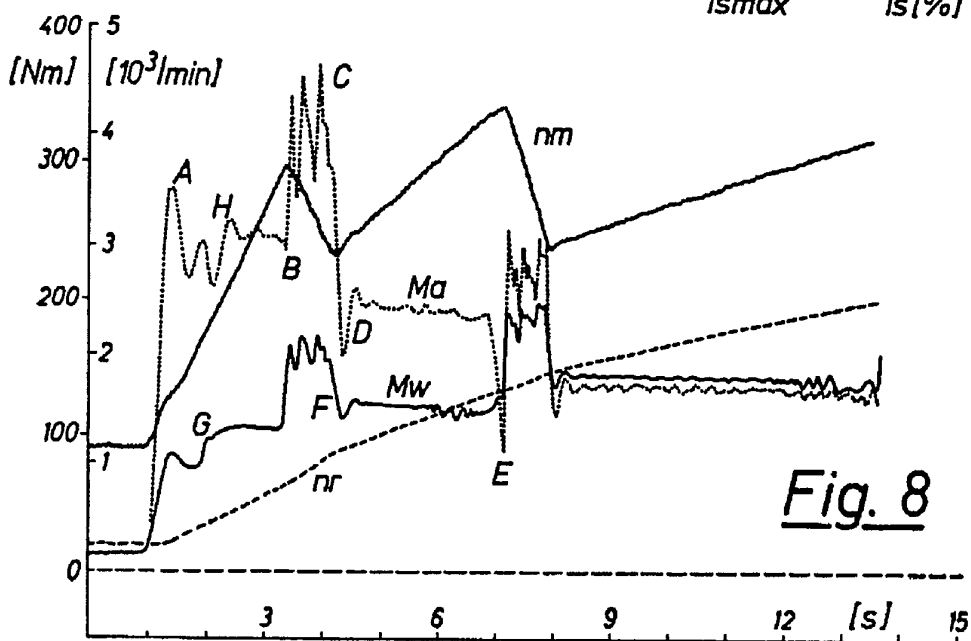


Fig. 8

