



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



Veröffentlichungsnummer: **0 481 983 B1**

12

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

- 49 Veröffentlichungstag der Patentschrift: **21.09.94** 51 Int. Cl.⁵: **F02D 41/14, F02D 41/38**
- 21 Anmeldenummer: **89907669.9**
- 22 Anmeldetag: **07.07.89**
- 86 Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE89/00450
- 87 Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 91/00956 (24.01.91 91/03)

54 **VERFAHREN UND VORRICHTUNG ZUR DREHZAHLREGELUNG EINES LANGSAMLAUFENDEN, MEHRZYLINDRISCHEN DIESELMOTORS.**

- | | |
|---|---|
| 43 Veröffentlichungstag der Anmeldung:
29.04.92 Patentblatt 92/18 | 73 Patentinhaber: SIEMENS AKTIENGESELLSCHAFT
Wittelsbacherplatz 2
D-80333 München (DE) |
| 45 Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
21.09.94 Patentblatt 94/38 | 72 Erfinder: STROP, Jürgen
Lindenstr. 14
D-8521 Langensendelbach (DE) |
| 84 Benannte Vertragsstaaten:
BE CH DE FR GB IT LI NL SE | |
| 56 Entgegenhaltungen:
EP-A- 107 523
EP-A- 113 510
EP-A- 140 065
WO-A-87/05074
DE-A- 2 507 057 | |

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 0 481 983 B1

Beschreibung

Die Erfindung betrifft ein verfahren und eine Vorrichtung zur Drehzahlregelung eines langsamlaufenden, mehrzylindrischen Dieselmotors.

Großdieselmotoren, wie sie z.B. zum Antreiben von Schiffspropellern, Synchrongeneratoren oder anderen Großanlagen verwendet werden, enthalten meist nur wenige, auf eine gemeinsame Welle arbeitende Zylinder, die mit niedrigen Drehzahlen (z.B. weniger als 100 U/min) laufen. Daher kommt es zu großen Pulsationen des Antriebsmoments und zu entsprechend starken Änderungen der Winkelgeschwindigkeit der Kurbelwelle während eines Arbeitstaktes.

Wird in den zur Regelung eingesetzten Drehzahlreglern eine kleine Zeitkonstante eingestellt, so verstellen diese Regler wegen des pulsierenden Drehzahlwertes ständig das Füllungsgestänge, das den Einspritzpumpen der Zylinder und den Zylinder-Füllgrad vorgibt. Abgesehen von Stabilitätsproblemen bedingt die ständige mechanische Verstellung der Einspritzpumpen einen unerwünscht hohen Verschleiß am Füllungsgestänge und eine unnötig große mechanische Verstellarbeit.

Andererseits können Sprünge im aufgebrachten Motormoment (z.B. bei Zündaussetzern oder anderen Unregelmäßigkeiten in der Verbrennung) oder im mechanischen Lastmoment (z.B. wenn bei rauhem Seegang der Schiffspropeller aus dem Wasser austaucht) zu Drehzahlschwankungen führen, die rechtzeitig abgefangen werden müssen, um einen Stillstand oder ein Überdrehen des Motors zu vermeiden. Der Drehzahlregler darf daher nicht zu träge eingestellt sein.

Die auf dem Markt kommerziell angebotenen Anlagen arbeiten daher vor allem bei Drehzahlen unter 20 U/min schlechter als ein handverstelltes Füllungsgestänge. Maschinen mit 4 bis 6 Zylindern sind unter etwa 15 U/min gegenwärtig überhaupt nicht befriedigend maschinell regelbar.

Für Verbrennungsmotoren, insbesondere in Kraftfahrzeugen, ist in der europäischen Patentanmeldung 120 730 eine Regelung beschrieben, bei der ein Sensor für an der Kurbelwelle angebrachte Marken jeweils einen Referenzimpuls erzeugt, wenn sich einer der Zylinder in seinem oberen Totpunkt befindet. Dadurch wird der Drehwinkel der Kurbelwelle in Winkelbereiche unterteilt. Im stationären Betrieb benötigt die Kurbelwelle zum Durchlaufen jedes Winkelbereiches die gleiche Zeit, bei Unregelmäßigkeiten jedoch weicht diese Zeit von dem über mehrere Winkelbereiche gemittelten Mittelwert ab. Um eine Unsymmetrie beim Betrieb der verschiedenen Zylinder auszuregeln, werden für jeden der Zylinder die in mehreren Arbeitstakten gemessenen Abweichungen integriert und eine allen Zylindern gemeinsame Voreinstellung des Füll-

grades wird mit einer aus diesem Integral gebildeten Korrekturgröße korrigiert.

Dies entspricht einer integralen Regelung, die periodische Unregelmäßigkeiten, wie sie durch unsymmetrischen Betrieb der Zylinder entstehen, ausregelt. Die erwähnten kurzzeitigen Störungen (Zündaussetzer oder Austausch des Propellers) können dabei aber nicht schnell genug ausgeregelt werden.

Aus der EP 0 113 510 A2 ist eine Einspritzpumpe für einen Dieselmotor bekannt, welche über eine adaptive Motormomentausgleichsvorrichtung verfügt. Dabei wird die relative Beschleunigung eines jeden Zylinders gemessen und hiermit zu deren Ausgleich die einzuspritzende Treibstoffmenge für jeden Zylinder adaptiert.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Regelung von langsam laufenden, mehrzylindrischen Dieselmotoren zu schaffen, die auch vorübergehende Störungen auszuregeln gestattet. Dabei entsteht insbesondere das Problem, derartige kurzfristige Störungen zu identifizieren und ggf. so rasch zu erfassen, daß die Steuerung oder Regelung des Motors auf geeignete Weise korrigiert werden kann. Eine derartige Drehzahlerfassung liegt daher der Erfindung ebenfalls als eine Aufgabe zugrunde.

Zur Lösung ist in den Ansprüchen 1 und 10 ein Verfahren und eine Vorrichtung zur erfindungsgemäßen Drehzahlregelung angegeben.

Dabei werden für jeden der Zylinder Winkelstellungen der Kurbelwelle definiert, die den Anfangswinkel und Endwinkel eines vor dem oberen Totpunkt des Zylinders liegenden Winkelbereiches darstellen. Dies kann durch einen Sensor für entsprechende mit der Kurbelwelle rotierende Marken oder einen anderen Referenzimpulsgeber geschehen, der jeweils beim Durchlaufen einer dieser definierten Winkelstellungen einen Referenzimpuls abgibt.

Für diese Winkelbereiche wird nun fortlaufend ein Istwert n_α gemessen, der die mittlere Geschwindigkeit angibt, mit der die Kurbelwelle diesen Winkelbereich durchläuft. Ferner wird auch die über mehrere dieser Winkelbereiche gemittelte Geschwindigkeit $\bar{n}$ der Kurbelwelle gemessen. Es liegt also ein erster, träger Geschwindigkeits-Istwert n und ein zweiter, nur über einen Teil des Arbeitstaktes gemittelter Geschwindigkeits-Istwert n_α vor.

Im stationären Betrieb, bei dem das Antriebsmoment aller Zylinder gleichmäßig zur Aufrechterhaltung einer Solldrehzahl n^* beitragen, sind diese beiden Mittelwerte ungefähr gleich: $n_\alpha = \bar{n} = n^*$. Auch bei unsymmetrischem Betrieb der Zylinder gilt immer noch ungefähr $\bar{n} = n^*$. Dies ist sofort ersichtlich, wenn $\bar{n}$ die über einen gesamten Arbeitstakt gemittelte Geschwindigkeit ist, d.h. wenn im stationären Zustand die Summe der Winkelbe-

reiche den ganzen Arbeitstakt ergeben, also ein Winkelbereich gerade dem Drehwinkel der Kurbelwelle zwischen zwei benachbarten oberen Totpunkten der Zylinder entspricht.

Daher wird der träge Geschwindigkeitsmittelwert $\bar{n}$ mit dem Geschwindigkeits-Sollwert n^* verglichen und einem trägen Regler zugeführt, der einen ersten Sollwert für die Steuerung der Einspritzpumpen bestimmt und damit die Voreinstellung des Füllgrades aller Zylinder vorgibt. Bei Unsymmetrien verändert sich das Ausgangssignal dieses trägen Reglers also praktisch nicht und auch kurzfristige Störungen bewirken kaum eine Veränderung.

Die fortlaufend gemessenen Geschwindigkeits-Istwerte n_α werden ebenfalls mit dem Geschwindigkeits-Sollwert verglichen und einem schnellen Regler zugeführt. Tritt in einem Zylinder eine einmalige oder periodische Störung auf, so spricht der Istwert n_α und daher auch ein zweiter Sollwert, der vom Ausgangssignal dieses schnellen Reglers bereitgestellt wird, rasch auf diese Änderung an. Der Winkelbereich, in dem dieser gestörte Istwert n_α gebildet wurde, liegt vor dem oberen Totpunkt des Zylinders, dem dieser Winkelbereich zugeordnet ist. Die schnelle Korrektur der Voreinstellung wirkt daher zumindest auf diesen Zylinder und dessen Füllgrad, der daher diese aufgetretene Störung sofort korrigiert. Klingt infolge dieses Eingriffs diese Störung so rasch ab, daß Geschwindigkeits-Istwerte n_α , die in darauffolgenden Winkelbereichen gemessen werden, bereits nicht mehr vom Sollwert n^* abweichen, so erfolgt auch keine Korrektur des voreingestellten Füllgrades der weiteren Zylinder.

Vorteilhaft kann außerdem auch das in der erwähnten europäischen Anmeldung 120 730 beschriebene Verfahren zur Symmetrierung des Betriebes angewendet werden.

Der beschriebene Eingriff zum Ausregeln der Störungen bzw. Unsymmetrien ist umso wirkungsvoller, je kürzer die Zeit zwischen der Störungserfassung und der Korrektur des Füllgrades des nächsten Zylinders ist. Der Endwinkel des Winkelbereichs soll also möglichst nahe am oberen Totpunkt des zugeordneten Zylinders liegen. Andererseits soll aber die Verstellung des Füllgrades, die über das Füllungsgestänge der entsprechenden Einspritzpumpe erfolgt, vor Erreichen des oberen Totpunktes abgeschlossen sein. Daher wird vorteilhaft die Lage des Winkelbereichs, also die dessen Anfangswinkel und Endwinkel bestimmenden Referenzstellungen, in Abhängigkeit von der Drehzahl der Kurbelwelle verstellt. Dies kann mittels einer entsprechenden Steuereinrichtung geschehen.

Vorteilhafte Ausgestaltungen und Weiterbildungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen gekennzeichnet. Anhand zweier Ausführungsbeispiele und 5 Figuren wird die Erfindung näher erläutert.

Es zeigt:

Fig. 1 die Hardware-Teile einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung,

Fig. 2 dabei auftretende Impulse und Meßgrößen,

Fig. 3 und 4 eine Prinzipdarstellung zweier vorteilhaft verwendeten Regeleinrichtungen und

Fig. 5 die dabei auftretenden Referenz-Winkelstellungen der Kurbelwelle.

Die Erfindung sei am Beispiel eines 4-Zylinder-Zweitakt-Motors erläutert, dessen 4 Zylinder Z1, Z2, Z3 und Z4 in Fig.1 symbolisch dargestellt sind. In den Hubraum jedes Zylinders wird während der Verdichtungsphase von Einspritzpumpen P1, ...P4 Brennstoff eingespritzt, dessen Menge im Verhältnis zur Verbrennungsluft durch den Füllgrad F bestimmt ist. Für diesen Füllgrad wird ein Sollwert F^* vorgegeben, aus dem ein Füllgradregler FR einen entsprechenden Sollwert F^{**} bildet, mit dem z.B. mittels hydraulischer Betriebe das Füllungsgestänge der Einspritzpumpen verstellt wird, wobei die entsprechende Stellung der Einspritzpumpe über den Istwert F in den Füllgradregler rückgeführt wird. Dabei kann vorgesehen sein, daß der Füllgradregler auf das Füllungsgestänge aller Einspritzpumpen gemeinsam wirkt und alle Einspritzpumpen gemeinsam verstellt. Vorzugsweise sind aber einzeln verstellbare Einspritzpumpen oder einzeln justierbare Einspritzpumpen vorhanden.

Bei der in Fig. 1 gezeigten Stellung befindet sich der Zylinder Z1 in seinem oberen Totpunkt, der seinen ersten Arbeitstakt, den Expansionstakt, einleitet, während der Zylinder Z3 sich im unteren Totpunkt befindet, bei dem sein Expansionstakt abgeschlossen und der zweite Arbeitstakt, der Kompressionstakt eingeleitet wird. Entsprechend befindet sich der Zylinder Z2 noch in der Mitte seines zweiten Arbeitstaktes (Kompression), während Z4 bereits im Expansionstakt ist.

Um bei Motoren mit elektrischer Zündung im Expansionstakt eine ordnungsgemäße Verbrennung sicherzustellen, muß der Zündzeitpunkt auf die Zylinderstellung und damit die Rotationsbewegung der Kurbelwelle synchronisiert werden. Bei Dieselmotoren wird die Einspritzdüse durch die Bewegung des Kolbens automatisch freigegeben, jedoch sieht die Erfindung auch hier eine Erfassung des Drehwinkels der Kurbelwelle vor, was durch einen entsprechenden Referenzimpulsgeber erreicht wird. Dabei kann es sich um einen Winkel-Detektor handeln, der nach Art eines berührungslosen Näherungsschalters, eines schlupflos angetriebenen inkrementalen Winkelgebers oder eines anderen digital oder analog arbeitenden, an die Kurbelwelle gekoppelten Detektorschaltung handeln.

Im dargestellten Fall ist mit der Kurbelwelle direkt oder über ein Getriebe mit der Übersetzung 1:1 eine Meßscheibe angebracht, die eine Anzahl

ml von Marken M trägt. Definiert man eine bestimmte Ausgangsstellung der Kurbelwelle als Nullpunkt, so erzeugt der Detektor DET also jeweils nach einer Drehung um $d\gamma = 360^\circ/\text{ml}$ einen Impuls, so daß die Anzahl m der Impulse, die seit Durchlaufen einer Ausgangsstellung erzeugt werden, die Winkelstellung $\gamma = m \cdot d\gamma$ erfaßt werden kann.

Die Ausgangsstellung kann bei jeder Umdrehung erfaßt werden durch einen Nullimpuls-Geber, z.B. eine Marke N, die bei Passieren eines Nullimpuls-Detektors DN einen entsprechenden Nullimpuls abgibt. Versetzt zum Nullimpulsgeber DN oder zum Detektor DET ist ein weiterer Impulsgeber DN', um auf bekannte Weise die Drehrichtung der Welle festzustellen und damit das Vorzeichen bei der Zählung der Impulse des Detektors DET festzulegen. Der Nullimpuls des Detektors DN kann auch dazu verwendet werden, den für die Zählung der Impulse des Detektors DET erforderlichen Zähler jeweils bei Passieren der Ausgangsstellung zu synchronisieren und ggf. von Störimpulsen verursachte Zählfehler zu korrigieren. Ist eine derartige Korrektur nicht erforderlich, so kann die Erfassung der Ausgangsstellung auch softwaremäßig mittels des Zählers für die Impulse von DET erfolgen.

Im einfachsten Fall ist entsprechend der Zahl z der nacheinander zündenden Zylinder ein Drehwinkelbereich $\alpha = 360^\circ/z$ definiert, der angibt, daß jeweils nach einer Umdrehung um diesen Winkel α ein Zylinder (z.B. Z2) die Stellung annimmt, die zuvor der vorangegangene Zylinder (z.B. Z1) angenommen hat. Dieser Winkel α bzw. die entsprechende Zahl $m = m_\alpha$ der Impulse des Detektors DET teilt also den ganzen Arbeitszyklus in einzelne Winkelbereiche ein. Jeder der z Winkelbereiche ist einem Zylinder zugeordnet und ist durch Referenzstellungen, die den Anfangswinkel und Endwinkel angeben, festgelegt.

Bei Viertakt-Motoren durchläuft jeder Zylinder in einem Motorzyklus zwei mal seinen oberen Totpunkt. Um jeweils einen ganzen Arbeitstakt zu erfassen, müssen also jeweils zwei Umrehungen der Kurbelwelle zu einem Motorzyklus zusammengefaßt werden. Die Zahl ml der einem Winkelbereich α zugeordneten Winkelinkremente $d\gamma$ verdoppelt sich also und die jeweils dem ersten oberen Totpunkt des Zylinders Z1 in einem Arbeitstakt zugeordnete Ausgangsstellung wird nur jeweils nach zweimaligem Passieren der Marke N am Detektor DN erreicht. Im allgemeinen Fall lautet also die Zuordnung der Winkelbereichszahl m_α zu den Winkelbereichen α nach der Formel

$$m_\alpha = \text{ml}/Z,$$

wobei ml die Zahl der pro Zyklus den Detektor DET passierenden Marken M ist. Sind die Marken

über ein Getriebe mit dem Übersetzungsverhältnis $\frac{m_2}{m_1} : 1$ an die Kurbelwelle gekoppelt, wobei m_2 die Zahl der Arbeitstakte pro Motorzyklus ("Taktzahl" $m_2 = 2$ für Zweitaktmotoren, $m_2 = 4$ für Viertaktmotoren) bezeichnet, so ist m_1 die Zahl der Marken auf der Impulsscheibe, während bei einer direkten Ankopplung gilt:

$$m_1 = 2 \cdot \frac{m_2}{m_3}; \quad m_\alpha = \frac{m_1}{Z}$$

Der Detektor DET und ein Zähler CT mit einem, den momentanen Drehwinkel γ der Kurbelwelle beschreibenden Ausgangssignal sowie ggf. der Nullimpulsgeber DN und der entsprechende Vorzeichendetektor SIGN für das Vorzeichen der Drehrichtung mit seinem Hilfsdetektor DN' stellen also einen Referenzimpulsgeber dar, der bei vorgegebenen Referenzstellungen (also z.B. jeweils dem ersten oberen Totpunkt eines Zylinders während eines Motorzyklus) jeweils einen Referenzimpuls abgibt. Aus diesen Referenzimpulsen bildet eine Meß- und Regeleinrichtung MR, die teils softwaregesteuert und digital und aus Sicherheitsgründen teils auch mechanisch, hydraulisch etc. arbeitet, einen ersten Mittelwert $\bar{n}$, der die mittlere Geschwindigkeit angibt, mit der ein jeweils über einen ganzen Arbeitszyklus oder zumindest einen mehrere Winkelbereiche α umfassender, großer Winkelbereich durchlaufen wird. Dieser Mittelwert $\bar{n}$ kann z.B. als reziproker Wert des Zeitintervalles zwischen zwei Referenzimpulsen des Nullimpuls-Gebers DN erfaßt werden.

Außerdem wird in der Meß- und Regeleinrichtung MR ein zweiter Mittelwert n_α gebildet, der die Geschwindigkeit angibt, mit der die Kurbelwelle jeweils einen Winkelbereich α (oder einen anderen, kleinen, jeweils einem der Zylinder zugeordneten Winkelbereich, der durch entsprechende Referenzstellungen der Kurbelwelle oder des betreffenden Zylinders bestimmt ist) durchläuft. Der Geschwindigkeitswert $\bar{n}$ stellt also einen mit einer großen Zeitkonstante gemittelten Istwert dar, der praktisch von dem von allen Zylindern aufgebrachten mechanischen Moment in gleicher Weise beeinflußt ist. Der zweite Mittelwert n_α dagegen stellt einen mit einer kleinen Zeitkonstante gemittelten Wert dar, in den hauptsächlich der letzte Expansionstakt eines Zylinders und dessen Einfluß auf die Welle eingeht.

Wie noch erläutert werden wird, enthält die Meß- und Regeleinrichtung MR einen trägen Regler, der den Mittelwert $\bar{n}$ mit einem Geschwindigkeits-Sollwert n^* vergleicht und daraus einen Sollwert für die Voreinstellung des Füllgrades der Zylinder vorgibt. Zusätzlich ist ein schneller Regler für die Differenz $n^* - n_\alpha$ vorgesehen, dessen Aus-

gangssignal mit dem Ausgangssignal des trägen Reglers überlagert wird und somit jederzeit schnell vor dem nächsten Expansionstakt eines Zylinders den Füllgrad verstellen kann.

Ein Vorteil der Erfassung zweier mit unterschiedlichen Zeitkonstanten gemittelter Geschwindigkeitswerte ist z.B., daß eine Regelung des trägen Mittelwertes möglich ist, die den pulsformigen Verlauf des von den Zylindern aufgetragenen Motormoments M_{diesel} ohne ständiges Verstellen der Reglereinstellung regelt. Der Mittelwert n_{α} hingegen erlaubt, bei Störungen rasch einzugreifen. So können z.B. häufigere Fehlzündungen eines Zylinders erkannt und durch geeignete Eingriffe auf diesen Zylinder beseitigt und/oder jeweils bei der Füllung des nächsten Zylinders korrigiert werden. Ebenso können kurzfristige Überschreitungen von Grenzdrehzahlen gemeldet werden und geeignete Schutzmaßnahmen bereits auslösen, bevor die für den stabilen Betrieb des Motors nötige, träge Regelung ansprechen kann. Insbesondere können die den einzelnen Zylindern zugeordneten Winkelbereiche und die darin gemessenen Mittelwerte n_{α} angezeigt und dokumentiert werden, was im Hinblick auf den weiteren Service der Anlage wertvolle Rückschlüsse liefert.

Die bisher geschilderte Erfassung der Winkelgeschwindigkeit n_{α} ist im wesentlichen aus der bereits genannten europäischen Patentanmeldung 120 730 für Verbrennungsmotoren bekannt und ermöglicht, durch einen Ausgleich von unregelmäßigen Verbrennungen in den Zylindern den Rundlauf des Motors zu erhöhen. Dabei ist allerdings jeweils der obere Totpunkt eines Zylinders die Anfangsstellung des zugeordneten Zylinders, damit im Winkelbereich möglichst nur der Einfluß dieses Zylinders auf M_{diesel} erfaßt wird.

Um allerdings vereinzelt auftretende Störungen geeignet ausregeln zu können, ist es vorteilhaft, wenn die Erfassung und der Eingriff zur Beseitigung dieser Störung bereits abgeschlossen sind, bevor wieder die Füllung eines Zylinders vor dessen Expansionstakt erfolgt. Der Endwinkel des zur n_{α} -Messung erforderlichen Winkelbereichs muß also ausreichend weit vor dem oberen Totpunkt des zugeordneten Zylinders liegen.

Andererseits sollte diese Störungsmeldung möglichst nahe vor dem Einspritzzeitpunkt liegen. Da das Füllungsgestänge und die Einspritzpumpe zur Regelung des Füllgrades eine bestimmte Zeit benötigt, wird die Bestimmung des Mittelwertes n_{α} drehzahlabhängig gesteuert.

Dies bedeutet z.B. für den Zylinder Z1, daß ihm durch Vorgabe eines Anfangswinkels und eines Endwinkels für die Stellung der Kurbelwelle ein Winkelbereich α zugeordnet wird, dessen Endpunkt bei niedrigen Drehzahlen kurz vor der Stellung liegt, bei der dieser Zylinder Z1 seinen oberen

Totpunkt erreicht. Bei hohen Drehzahlen jedoch wird dieser Endwinkel weiter vorverlegt.

Dazu enthält die Meß- und Regeleinrichtung eine von der mittleren Geschwindigkeit gesteuerte Steuereinrichtung, wie im folgenden anhand der Signale in Fig. 2 und einer schematischen Schaltung in Fig. 3 näher erläutert wird.

In Fig. 2 ist zunächst das Ausgangssignal eines mit konstanter Frequenz arbeitenden Zeitimpulsgebers clk dargestellt. Die Kurve $n(t)$ gibt die momentane Drehgeschwindigkeit, d.h. die zeitliche Ableitung $d\gamma/dt$ des Drehwinkels γ der Motorwelle. Gegenüber dem langfristigen Mittelwert n_{av} zeigt dieser Istwert jeweils erhebliche Einbrüche an den Zeitpunkten $t_1 \dots t_4$, an denen jeweils die Zylinder ihren oberen Totpunkt erreichen. Zum Zeitpunkt t_1 , der mit einem Nullimpuls m_D des Nullimpulsdetektors DN zusammenfällt, erhöht die Verbrennung im Zylinder Z1 den Schub auf die Drehachse und damit die Drehgeschwindigkeit, wobei diese Geschwindigkeit aber wegen des nachlassenden Expansionsdruckes und wegen der zum Komprimieren im Zylinder Z2 erforderlichen Arbeit nachläßt. In Fig. 2 ist übertrieben dargestellt, daß der Expansionsdruck in den einzelnen Zylindern jeweils nach Durchlaufen ihres oberen Totpunktes unterschiedliche Werte annimmt und daher ein unregelmäßiger Verlauf der Drehzahl entsteht.

Ein erster Zähler CT1 zählt die Zeitimpulse clk jeweils zwischen dem Auftreten zweier Nullimpulse m_D . Bei jedem Nullimpuls wird der Zählerstand ct_1 in einen entsprechenden Speicher M1 gegeben, an dessen Ausgang dann für die Dauer der nächsten Umdrehung der Kurbelwelle der Reziprokwert des Zählerstandes, multipliziert mit dem Ausgangssignal $\text{sign } \bar{n}$ des Drehrichtungs-Detektors SIGN, als entsprechender, langfristiger Mittelwert $\bar{n}$ zur Verfügung steht.

Die Impulse m des Referenzimpulsgebers geben jeweils das Erreichen und Verlassen eines Winkelbereiches an und werden einem anderen Zähler CT2 für die Zeitimpulse clk zugeführt. Sie bestimmen die Zeitpunkte, zu denen der in Fig. 2 gezeigte Zählerstand ct_2 des Zählers CT2 jeweils in einen Speicher M2 eingelesen und rückgesetzt wird.

So ist z.B. dem Zylinder Z2 die Referenzstellung γ_2 der Zylinderachse als Endpunkt seines zugeordneten Winkelbereiches und der entsprechende Zeitpunkt t_2' zugeordnet, während der Zeitpunkt t_1' und die Referenzstellung $\gamma_1 = \gamma_2 - \alpha$ den Anfang dieses Winkelbereiches angeben. Die Referenzstellung γ_2 ist dabei gegenüber dem oberen Totpunkt des Zylinders Z2 (Zeitpunkt t_2) um den Verschiebungswinkel $d\alpha$ vorverlegt. Zum Zeitpunkt t_2' ist also die Mittelwertbildung im Winkelbereich α bereits abgeschlossen und der Zähler Z2 liest seinen Zählerstand in den Speicher M2 ein. Der zu

n_α proportionale Wert $\text{sign } \bar{n} \cdot (1/ct_2)$ wird über den schnellen Regler das Füllungsgestänge für den Zylinder Z2 verstellen, bevor dieser Zylinder seinen oberen Totpunkt erreicht.

In Fig. 2 ist angenommen, daß $m_\alpha = 9$ gilt, d.h. zwischen den oberen Totpunkten zweier benachbarter Zylinder liegen neun inkrementelle Winkelschritte $d\gamma$. Die entsprechenden Steuerimpulse, die den Referenz-Winkelstellungen γ_1 und γ_2 entsprechen, werden vom Referenzimpulsgeber aus der Impulsfolge des Detektors DET dadurch gebildet, daß diese Impulsfolge dem erwähnten Zähler CT zugeführt wird, dessen Zählerstand ct jeweils bei einer Referenzstellung auf den Wert m_α gesetzt und heruntergezählt wird. Beim Erreichen des Wertes Null wird der nächste Referenzimpuls abgegeben und der Zähler erneut gesetzt.

Die Synchronisierung auf den Nullimpuls m_D kann z.B. dadurch erfolgen, daß jeweils bei einem Nullimpuls der Zählerstand auf einen entsprechenden Wert, in Fig. 2 auf den Wert $ct = 7$, gesetzt wird. Die Endstellung γ_2 für den dem Zylinder C2 zugeordneten Winkelbereich α ist also dann stets nach 7 inkrementellen Winkelschritten $d\gamma$ erreicht und gegenüber dem entsprechenden oberen Totpunkt des Zylinders Z2 um $d\alpha = 2 \cdot d\gamma$ vorverschoben.

In der Praxis werden die oberen Totpunkte der Zylinder nicht immer exakt bei Impulsen des Impulsgebers DET bzw. bei einem Nullimpuls erreicht. Dies ist aber auch nicht erforderlich und ebenso muß der Winkelbereich α , der jeweils nacheinander den Zylindern zugeordnet wird, weder exakt gleich noch dem Winkelabstand zwischen den oberen Totpunkten der Zylinder entsprechen. Da es sich nur um eine Mittelbildung handelt, kann z.B. einem Zylinder durchaus ein etwas kürzerer Winkelbereich zugeordnet sein, wobei sich auch die zum Durchlaufen dieses Winkelbereiches erforderliche Zeit verkürzt. Die mittlere Geschwindigkeit n_α , die gegeben ist als

$$n_\alpha = \alpha / T = \frac{m_\alpha}{m_1} \cdot \frac{2\pi}{T}$$

und aus der im Zähler CT2 gemessenen Zeit T zwischen den Referenzimpulsen gebildet wird, ändert sich nur unwesentlich, wenn der Zähler CT2 jeweils auf den einem veränderten Winkelbereich α' entsprechenden Zählerstand m_α , gesetzt wird. Dies ist in Fig. 2 zum Zeitpunkt t_3' dargestellt, bei dem der Zählerstand $m = 10$ vorgegeben wird. Dadurch ist für den Zylinder Z4 ein Winkelbereich $\alpha' = 10 \cdot d\gamma$ bestimmt, so daß sich für die Referenzstellung γ_4 dieses dem Zylinder Z4 zugeordneten

Intervalls der Wert $\gamma_4 = \gamma_3 + \alpha' = \gamma_3 + 10 \cdot d\gamma$ ergibt. Im Speicher M2, der durch den Endzustand des Zählers beim Referenzimpuls γ_4 die Zeit T erfaßt, wird dann der Mittelwert $n_\alpha = \alpha'/T$ gebildet, indem der im Zähler stehende, veränderte Wert des Winkelbereichs α' berücksichtigt wird.

Die Mittelwertbildung kann auch über Winkelbereiche α erfolgen, die jeweils kleiner sind als der Abstand der oberen Totpunkte. Während in Fig. 2 jeweils eine Referenzstellung den Endwert eines Winkelbereichs und gleichzeitig den Anfangswert des nächsten Winkelbereichs angibt, können also auch eigene Anfangs- und Endstellungen definiert werden, wobei dann Pausen entstehen, die nicht zur Bildung des Mittelwerts n_α herangezogen werden. Solange die Drehzahl gleichbleibt, sind diese Pausen gleich lang, soll aber bei einer Drehzahländerung die relative Lage der Winkelbereiche zu den oberen Totpunkten verändert werden, so ergibt die entsprechende Verschiebung der Anfangs- und Endwerte eine vorübergehende Veränderung dieser Pausen. Ebenso ist es auch möglich, die Meßintervalle für die Mittelwertbildung größer als den Abstand der oberen Totpunkte zu wählen, so daß sich diese Winkelbereiche gegenseitig überlappen. Eine bleibende Drehzahländerung bewirkt dann eine vorübergehende Änderung der Überlappung.

Bei dem in Fig. 2 gezeigten Beispiel sind jedoch die Winkelbereiche derart gewählt, daß ihre Summe bei gleichbleibender Geschwindigkeit gerade den vollen Zyklus des Motors ergeben. Es entstehen also keine Überlappungen oder Pausen und eine Referenzstellung gibt gleichzeitig den Endwert des vorangegangenen Meßintervalles und den Startwert des nächsten Meßintervalles an. Die drehzahlabhängige Verschiebung der Relativlage zwischen Meßbereich und oberen Totpunkt kann dabei durch eine vorübergehende Veränderung des Meßbereichs erreicht werden. Dies ist in Fig. 2 dadurch dargestellt, daß bei einem Nullimpuls m_D , bzw. dem zugehörigen Zeitpunkt t' der Zählerstand ct des Zählers CT nicht auf den Wert 7, wie üblicherweise bei der Synchronisation vorgesehen, sondern z.B. auf den Wert 6 gesetzt wird. Der Zähler CT, der bei der vorangegangenen Referenzstellung wie üblich auf den Wert $m = 9$ gesetzt wurde und zum Zeitpunkt t' daher den Zählerstand 7 erreicht hätte, wird dann bereits nach 8 Zählsschritten wieder rückgesetzt und beendet somit das Zählintervall vorzeitig. Diese einmalige Veränderung des Winkelbereichs α und des Zählers im Drehzahlsignal $n_\alpha = \alpha/T$ des Speichers M2, kann wieder auf die bereits besprochene Weise berücksichtigt werden.

Für diese drehzahlabhängige Lageverschiebung des Winkelbereichs α , die also in diesem Fall über den Zähler CT im Referenzimpulsgeber erfolgt, ist in Fig. 2 ein entsprechender Funktionsbild-

ner FKT vorgesehen, der die entsprechende Lageverschiebung $d\alpha$ bzw. $d\alpha'$ über die Synchronisierung des Zählers CT als Funktion der Drehzahl $\bar{n}$ vorgibt.

Der Mittelwert n_α reagiert empfindlicher auf die Momentenpulsationen des Antriebs als der Mittelwert $\bar{n}$. Bei Unsymmetrien im Antrieb kommt es daher nicht zu Verstellungen eines trägen Reglers $\bar{R}$, der aus der Drehzahlabweichung $n^* - \bar{n}$ einen Sollwert $\bar{F}^*$ für die Voreinstellung des Füllgrades liefert. Zusätzlich ist ein Regler R_α vorgesehen, der von der Regelabweichung $n^* - n_\alpha$ gespeist ist. Sein Ausgangssignal F_α^* , das zur Korrektur der Voreinstellung dient und z.B. an einem Additionsglied AD mit $\bar{F}^*$ additiv überlagert wird, kann die Einspritzpumpen ständig verstellen. Da ohnehin Momentenpulsationen unvermeidlich sind, kann der Regler R_α wesentlich beruhigt werden, wenn Drehzahlabweichungen $n^* - n_\alpha$ innerhalb einer vorgegebenen Schwankungsbreite nicht ausgeregelt werden. Dazu ist in Fig. 3 vorgesehen, dem Regler R_α ein Totglied vorzuschalten, das erst bei Überschreiten vorgegebener Grenzwerte für $n^* - n_\alpha$ dem Regler R_α ein entsprechendes Regelsignal aufschaltet.

Die Trägheit des Reglers $\bar{R}$ wird vorzugsweise dadurch erreicht, daß ein Integral-Regler oder ein Proportional-Integral-Regler mit dem wesentlichen integralen Verhalten verwendet wird. Für den schnellen Regler R_α dagegen wird ein rein-proportional oder überwiegend proportionales Verhalten bevorzugt.

Insbesondere für den Fall, daß der Füllgrad der einzelnen Einspritzpumpen individuell verstellbar sind, kann die bereits beschriebene Symmetrierung von Zylinder-Unsymmetrien vorteilhaft sein.

Zusätzlich zur gebildeten Erfassung der Drehzahl $\bar{n}$ über den Zähler CT1 (Zählerendstand T nach jeder Periode), den Speicher M1 und den Dividierer DIV1

(Ausgangssignal: $(\text{sign } \bar{n})^{\frac{m}{T}}$)

und zu der im Fall der geschilderten Regelung erforderlichen Messung der Drehzahl n_α , benötigt diese Symmetrierung noch die Erfassung von Drehzahlen $n_{\beta j}$, die jeweils möglichst nur den Einfluß eines zugeordneten Zylinders T_j erfassen.

Eine hierzu geeignete Anordnung zeigt Fig. 4. Dabei ist eine Aufteilung in Winkelbereiche β_j erforderlich, die jeweils ungefähr beim oberen Totpunkt des zugeordneten Zylinders beginnen. Für einen 6-Zylinder/2-Takt-Motor ist diese Winkelaufteilung, die als Funktion der Drehzahl $\bar{n}$ von einem Funktionsspeicher FKT vorgegeben wird, in Fig. 5 dargestellt.

Dabei werden zwölf Winkelstellungen p_i als Referenzstellungen vorgegeben, die von einem in

einem Decoder DECOD mitlaufenden zyklischen Zähler gezählt werden können. Eine ungerade Zählzahl i gibt dabei gemäß $j = (i + 1)/Z$ den Zylinder an, dem der Winkelbereich β_j zugehörig ist, und die Winkelstellung p_i gibt dabei den Referenzwinkel an, bei der der Winkelbereich β_j beginnt (oberer Totpunkt von Z_j) und der Winkelbereich β_{j-1} des vorangegangenen Zählers endet. Diese Referenzwinkel sind im Funktionsgeber drehzahlunabhängig gespeichert. Falls der geschilderte schnelle Regler vorgesehen ist, geben gerade Zählzahlen i gemäß $j' = i/2 + 1$ den Zylinder an, dem der Winkelbereich $\alpha_{j'}$ zugeordnet ist und die Winkelstellung p_i gibt den Referenzwinkel an, bei dem der Winkelbereich $\alpha_{j'}$ endet (vor dem oberen Totpunkt von $Z_{j'}$) und der nächste Winkelbereich $\alpha_{j'+1}$ beginnt. Der Abstand $d\alpha(\bar{n})$ vom oberen Totpunkt wird vom Funktionsspeicher jeweils bei einem Nullimpuls neu in Abhängigkeit von der Drehzahl nach einer gespeicherten Funktion vorgegeben, wodurch sich also auch die Breite des Bereiches α_2 ändern kann.

Der Zähler CT wird jeweils bei der Stellung p_1 rückgesetzt und liefert durch Zählung der inkrementellen Winkelschritte $d\gamma$ also einen auf p_1 bezogenen Winkel, der im Dekoder DECOD mit dem ausgelesenen Referenzwinkel p_2 verglichen wird. Ist dieser Winkel erreicht, so wird von DECOD der zweite Impuls erzeugt und der Referenzwinkel p_3 eingelesen, bis nach dem zwölften Zählimpuls ein neuer Zyklus beginnt, dessen erster Impuls vom Nullimpuls m_0 ausgelöst werden kann.

Bei jeder geraden Zählzahl i startet der Impuls auf die beschriebene Weise den Zähler CT2 erneut, dessen Zählerendstand T_α in den Speicher M2 eingelesen wurde, um am nachgeschalteten Dividierer DIV2 die mittlere Geschwindigkeit $n_\alpha = (\alpha_j/T_\alpha) \cdot \text{sign } \bar{n}$ zu bilden. Hierzu wurde die Breite α_j dieses Winkelbereichs mittels dieses Impulses aus dem Funktionsspeicher abgerufen und am Multiplizierer MP mit dem Signal des Drehrichtungsdetektors SIGN multipliziert.

Bei jeder ungeraden Zählzahl i wird der gleiche Vorgang für die Winkelbereiche β_j mittels des Zählers CT3 (Zählerendstand T_β) und des Dividierers DIV3 wiederholt. Der dabei entstehende Mittelwert $n_{\beta j} = \beta_j/T_\beta$ wird aber entsprechend seiner Zuordnung zum Zylinder Z_j über einen Multiplex-Schalter einer Überwachungseinrichtung (im einfachsten Fall einem Display DIS) zugeführt.

Eine Unsymmetrie der Zylinder kann ausgeregelt werden, indem $n_{\beta j}$ einer Speichereinrichtung M3 zugeführt wird. Die Abweichung $n^* - n_{\beta j}$ kann dabei über mehrere Umdrehungen gemittelt werden, um einen jeweils dem Zylinder Z_j zugeordneten Korrekturwert F_j^* zu erhalten. Der Füllgrad des Zylinders Z_j wird dann mit $\bar{F}^* + F_\alpha^* + F_j^*$ unabhängig von den Einspritzpumpen der anderen Zylinder

gesteuert.

Dieser und ähnliche Eingriffe stabilisieren den Betrieb der Regler $\bar{R}$ und R_α .

Patentansprüche

1. Verfahren zur Regelung eines langsam laufenden, mehrzylindrischen Dieselmotors, wobei

a1) jedem Zylinder ($Z1...Z2$) ein vor dessen oberem Totpunkt ($t1,t2,t3...$) liegender Winkelbereich ($\alpha;\alpha_1... \alpha_6$) aus dem Zyklus des Motors zugeordnet wird,

a2) ein über mehrere der Winkelbereiche ($\alpha;\alpha_1... \alpha_6$) gemittelter, erster Geschwindigkeits-Istwert ($\bar{n}$) der Kurbelwelle gebildet wird, und

a3) der erste Geschwindigkeits-Istwert ($\bar{n}$) mit einem ersten Geschwindigkeits-Sollwert (n^*) verglichen und einem trägen Regler ($\bar{R}$) zugeführt wird, und wobei

b1) Winkelstellungen ($\gamma;\gamma_1... \gamma_6$) der Kurbelwelle festgelegt werden welche jeweils dem Endwinkel ($\gamma_1... \gamma_6$) des vor dem oberen Totpunkt des jeweiligen Zylinders ($Z1...Z6$) liegenden Winkelbereiches ($\alpha;\alpha_1... \alpha_6$) entsprechen,

b2) bei Erreichen der jeweiligen Winkelstellung ($\gamma_1... \gamma_6$) ein zweiter Geschwindigkeits-Istwert (n_α) der Kurbelwelle gebildet wird, welcher der mittleren Geschwindigkeit der Kurbelwelle im jeweils vorangegangenen Winkelbereich ($\alpha,\alpha_1... \alpha_6$) entspricht, und

b3) der zweite Geschwindigkeits-Istwert (n_α) mit einem zweiten Geschwindigkeits-Sollwert (n^*) verglichen und einem schnellen Regler (R_α) zugeführt wird, und wobei

c1) das Ausgangssignal ($\bar{F}^*$) des trägen Reglers ($\bar{R}$) zur Voreinstellung der Füllgrade aller Zylinder ($Z1...Z6$) herangezogen wird, und

c2) das Ausgangssignal (F_α^*) des schnellen Reglers (R_α) zur Anpassung der Voreinstellung des Füllgrades für den jeweiligen Zylinder ($Z1...Z6$) herangezogen wird.

2. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der träge Regler ($\bar{R}$) im wesentlichen integrales Verhalten, der schnelle Regler (R_α) im wesentlichen proportionales Verhalten hat.

3. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Winkelbereiche ($\alpha,\alpha_1... \alpha_6$) zumindest ungefähr jeweils dem Winkelabstand der Kurbelwelle zwischen den oberen Totpunkten zweier benachbarter Zylinder ($Z1...Z6$) entsprechen.

4. Verfahren nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß der Abstand ($d_\alpha(\bar{n})$) eines Winkelbereiches ($\alpha_1... \alpha_6$) vom oberen Totpunkt des zugeordneten Zylinders ($Z1...Z6$) drehzahlabhängig ($\bar{n}$) verstellt wird.

5. Verfahren nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß bei gleichbleibender Drehzahl ($\bar{n}$) der Kurbelwelle die Summe der Winkelbereiche ($\alpha_1... \alpha_6$) den ganzen Zyklus des Motors ergeben, und daß zur Veränderung des Abstandes einer der Winkelbereiche ($\alpha_1... \alpha_6$) vorübergehend verändert wird.

6. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß beim Vergleich des zweiten Geschwindigkeits-Istwertes (n_α) mit dem zweiten Geschwindigkeits-Sollwert (n^*) Abweichungen unterdrückt werden, die unterhalb einer vorgegebenen Schwelle (DT) liegen.

7. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Winkelstellung (γ) der Kurbelwelle fortlaufend erfaßt wird, der Winkelbereich ($\alpha,\alpha_1... \alpha_6$) durch Vorgabe eines Anfangswertes und eines Endwertes ($\gamma_1... \gamma_6; \pi$) vorgegeben wird, die Zeit (T) zwischen dem Erreichen des Anfangswertes und des Endwertes gemessen und aus der gemessenen Zeit (T) der zweite Geschwindigkeits-Istwert (n_α) bestimmt wird.

8. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß der erste Geschwindigkeits-Istwert ($\bar{n}$) durch Messen der für jeweils einen ganzen Zyklus des Motors benötigten Zeit bestimmt wird.

9. Verfahren nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine einem der Zylinder zugeordnete mittlere Drehgeschwindigkeit ($n_{\beta j}$) gemessen wird, mit der die Kurbelwelle einen praktisch beim oberen Totpunkt dieses einen der Zylinder (Z_j) beginnenden Winkelbereich (β_j) durchläuft, daß die mittlere Drehgeschwindigkeit ($n_{\beta j}$) mit einem Sollwert (n^*) verglichen wird und damit der Füllgrad des dieser Geschwindigkeit ($n_{\beta j}$) zugeordneten Zylinders (Z_j) korrigiert wird.

10. Vorrichtung zur Drehzahlregelung eines langsam laufenden, mehrzylindrischen Dieselmotors mit

a) einem an die Kurbelwelle gekoppelten Winkelgeber (DET,CT), der die aktuelle Winkelstellung (γ) der Kurbelwelle fortlaufend erfaßt und bei Erreichen vorgegebener Referenzwinkelstellungen ($\gamma_1, \gamma_2, ...$) der Kur-

belwelle jeweils einen Referenzimpuls abgibt,

b) an den Winkelgeber (DET,CT) angeschlossenen Mitteln (CT1, M1,DIV1) zur Bildung eines ersten, gemittelten Geschwindigkeits-Istwertes ($\bar{n}$), mit der die Kurbelwelle mehr als zwei Referenzwinkelstellungen ($\gamma_1, \gamma_2, \dots$) durchläuft,

c) an den Winkelgeber (DET,CT) angeschlossenen Mitteln (CT2,M2,DIV2) zur Bildung eines zweiten, gemittelten Geschwindigkeits-Istwertes (n_α), mit der die Kurbelwelle einen jeweils durch zwei Referenzwinkelstellungen gegebenen und vor dem oberen Totpunkt des jeweiligen Zylinders liegenden Winkelbereich ($\alpha_1 \dots \alpha_6$) durchläuft,

d) einem von der Differenz ($\bar{n} - n^*$) aus dem ersten Geschwindigkeits-Istwert ($\bar{n}$) mit dem ersten Geschwindigkeits-Sollwert (n^*) gespeisten trägen Regler ($\bar{R}$), der ein erstes Regelsignal (F^*) erzeugt,

e) einem von der Differenz ($n_\alpha - n^*$) aus dem zweiten Geschwindigkeits-Istwert (n_α) mit dem zweiten Geschwindigkeits-Sollwert (n^*) gespeisten schnelle Regler (R_α), der ein zweites Regelsignal (F_α^*) erzeugt, und

f) Mitteln (P1,...,P4) zur Steuerung des Füllgrades der einzelnen Zylinder in Abhängigkeit von der Summe (Δ) der beiden Regelsignale ($F^* + F_\alpha^*$).

11. Vorrichtung nach Anspruch 10, **gekennzeichnet durch** Mittel (FKT,ST), welche die Lage der Winkelbereiche ($\alpha, \alpha_1 \dots \alpha_6$) relativ zu den oberen Totpunkten der Zylinder (Z1...Z6) geschwindigkeitsabhängig ($\bar{n}$) verstellen.

12. Vorrichtung nach Anspruch 11, **gekennzeichnet durch** ein Totglied (DT) zur Unterdrückung kleiner Werte der Differenz ($n_\alpha - n^*$) aus dem zweiten Geschwindigkeits-Istwert (n_α) mit dem zweiten Geschwindigkeits-Sollwert (n^*) am Eingang des schnellen Reglers (R_α).

13. Vorrichtung nach Anspruch 11, **gekennzeichnet durch** Mittel (CT3,DIV3) zur Bildung eines dritten Mittelwertes ($n_{\beta j}$) der Geschwindigkeit, mit der die Kurbelwelle nach dem Durchlaufen des oberen Totpunktes (T_j) eines Zylinders (Z_j) einen diesem Zylinder zugeordneten weiteren Winkelbereich (β_j) durchläuft, und Mitteln (F_j^*) zur Veränderung des Füllgrades dieses Zylinders (Z_j) in Abhängigkeit von diesem dritten Mittelwert ($n_{\beta j}$) (FIG 4,5).

Claims

1. Process for the control of a slow-running, multi-cylinder diesel engine, in which

a1) an angular range ($\alpha; \alpha_1 \dots \alpha_6$) of the engine cycle is assigned to each cylinder Z1 ... Z2) before its top dead centre point ($t_1, t_2, t_3 \dots$),

a2) a first actual value for the speed ($\bar{n}$) of the crankshaft is formed by averaging over a number of the angular ranges ($\alpha; \alpha_1 \dots \alpha_6$), and

a3) the first actual value for the speed ($\bar{n}$) is compared with a first set-point value for the speed (n^*) and a supplied to a slow-acting controller ($\bar{R}$) and in which

b1) angular positions ($\gamma; \gamma_1 \dots \gamma_6$) of the crankshaft are specified which correspond in each case to the ending angle ($\gamma_1 \dots \gamma_6$) of the angular range ($\alpha; \alpha_1 \dots \alpha_6$) located before the top dead centre of the cylinder concerned (Z1 ... Z6),

b2) in which, on reaching the angular position concerned ($\gamma_1 \dots \gamma_6$), a second actual value for speed (n_α) of the crankshaft is formed corresponding to the average speed of the crankshaft in the preceding angular range ($\alpha; \alpha_1 \dots \alpha_6$) in each case, and

b3) in which the second actual value for speed (n_α) is compared with a second set-point value (n^*) for speed and supplied to a fast-acting controller (R_α), and in which

c1) the output signal ($\bar{F}_\alpha$) of the slow-acting controller ($\bar{R}$) is used to preset the fill level for all cylinders (Z1 ... Z6), and

c2) the output signal (F_α^*) of the fast acting controller (R_α) is used to modify the preset value for the fill level for the cylinder (Z1 ... Z6) concerned.

2. Process in accordance with claim 1 characterized in that the slow-acting controller ($\bar{R}$) has an essentially integral characteristic and the fast-acting controller (R_α) has an essentially proportional characteristic.

3. Process in accordance with claim 1 characterized in that the angular ranges ($\alpha; \alpha_1 \dots \alpha_6$) at least approximately correspond in each case to the angular interval on the crankshaft between the top dead centres of two neighbouring cylinders (Z1 ... Z6).

4. Process in accordance with claim 3 characterized in that the interval ($d_\alpha(\bar{n})$) between an angular range ($\alpha_1 \dots \alpha_6$) and the top dead centre of the cylinder (Z1 ... Z6) assigned is adjusted as a function of engine speed ($\bar{n}$).

5. Process in accordance with claim 4 characterized in that, given a uniform speed of rotation ($\bar{n}$) of the crankshaft, the sum of the angular ranges ($\alpha_1 \dots \alpha_6$) results in the full working cycle of the engine, and that one of the angular ranges ($\alpha_1 \dots \alpha_6$) is temporarily modified in order to modify the interval. 5
6. Process in accordance with claim 1, characterized in that deviations lying below a specified threshold (DT) are suppressed in the comparison of the second actual value for speed (n_α) with the second set-point value for speed (n^*). 10
7. Process in accordance with claim 1, characterized in that the angular position (γ) of the crankshaft is captured continuously, the angular range ($\alpha, \alpha_1 \dots \alpha_6$) is specified by specification of a starting value and an ending value ($\gamma_1 \dots \gamma_6; p_i$), the time (T) between reaching the starting value and the ending value is measured and the second actual value for speed (n_α) is determined from the time measured (T). 15 20
8. Process in accordance with claim 1 characterized in that the first actual value for speed ($\bar{n}$) is determined by measurement of the time required for a full cycle of the engine in each case. 25
9. Process in accordance with claim 1 characterized in that a measurement is made of average speed of rotation ($n_{\beta j}$) associated with one of the cylinders with which the crankshaft passes through an angular range (β_j) beginning practically at the top dead centre of this one of the cylinders (Z_j), in that the average speed of rotation ($n_{\beta j}$) is compared with a set-point value (n^*) and in that by means of which comparison the fill level of the cylinder (Z_j) associated with this speed ($n_{\beta j}$) is corrected. 30 35 40
10. Device for the control of the engine speed of a slow-running, multi-cylinder diesel motor with
 - a) an angle detector (DET, CT) coupled with the crankshaft which continuously detects the current angle position (γ) of the crankshaft and which issues a reference pulse each time one of the specified reference angle positions ($\gamma_1, \gamma_2 \dots$) of the crankshaft is reached, 45
 - b) means (CT1, M1, DIV1) connected to the angle detector (DET, CT) for the formation of a first average actual value for speed ($\bar{n}$) with which the crankshaft passed through more than two reference angle positions ($\gamma_1, \gamma_2 \dots$), 55
 - c) means (CT2, M2, DIV2) connected to the angle detector (DET, CT) for the formation of a second average actual value for speed (n_α with which the crankshaft passed through an angle range ($\alpha_1 \dots \alpha_6$) defined by two reference angle positions and lying before the top dead centre point of the cylinder concerned,
 - d) a slow-acting controller ($\bar{R}$) fed with the difference ($\bar{n} - n^*$) of the first actual value for speed ($\bar{n}$) and the first set-point value for speed (n^*) and which generates a first control signal ($\bar{F}_\alpha$),
 - e) a fast-acting controller (R_α) fed with the difference ($n_\alpha - n^*$) of the second actual value for speed (n_α) and the second set-point value for speed (n^*) and which generates a second control signal (F_α^*), and
 - f) means (P1, ... , P4) to control the fill level of the individual cylinders as a function of the sum (AD) of the two control signals ($\bar{F}_\alpha + F_\alpha^*$).
11. Device in accordance with claim 10 characterized by means (FKT, ST) which adjust the location of the angular ranges ($\alpha, \alpha_1 \dots \alpha_6$) relative to the top dead centres of the cylinders (Z1 ... Z6) as a function of speed ($\bar{n}$). 30
12. Device in accordance with claim 11 characterized by a dead element (DT) for the suppression of small values for the difference ($n_\alpha - n^*$) of the second actual value for speed (n_α) and the second set-point value for speed (n^*) at the input to the fast-acting controller (R_α). 35
13. Device in accordance with claim 11 characterized by means (CT3, DIV3) for the formation of a third average value ($n_{\beta j}$) for the speed with which the crankshaft passes through a further angular range (β_j) associated with a cylinder (Z_j) after passing through the top dead centre point (T_j) of the cylinder, and means (F_j^*) for the modification of the fill level of this cylinder (Z_j) as a function of this third average value ($n_{\beta j}$) (Figures 4, 5). 40

Revendications

1. Procédé de réglage d'un moteur diesel à plusieurs cylindres, tournant lentement, dans lequel
 - a1) à chaque cylindre (Z1, ... Z2) on affecte une plage angulaire ($\alpha; \alpha_1, \dots \alpha_6$) du cycle du moteur située en amont du point mort haut (t_1, t_2, t_3) de ce cylindre,
 - a2) on forme une première valeur réelle ($\bar{n}$) de vitesse du vilebrequin, en moyenne sur

- plusieurs des plages angulaires (α ; $\alpha_1, \dots, \alpha_6$);
- a3) on compare la première valeur réelle de vitesse du vilebrequin à une valeur de consigne de vitesse (n^*) et on l'envoie à un dispositif de régulation ($\bar{R}$) lent,
- b1) on détermine des positions angulaires (γ ; $\gamma_1, \dots, \gamma_6$) du vilebrequin, qui correspondent chacune à l'angle final ($\gamma_1, \dots, \gamma_6$) de la plage angulaire (α ; $\alpha_1, \dots, \alpha_6$) située en amont du point mort haut du cylindre considéré,
- b2) lorsque la position angulaire ($\gamma_1, \dots, \gamma_6$) considérée est atteinte, on forme une deuxième valeur réelle de vitesse (n_α) du vilebrequin, qui correspond à la vitesse moyenne du vilebrequin dans la plage angulaire (α ; $\alpha_1, \dots, \alpha_6$) respective qui vient d'être passée,
- b3) on compare la deuxième valeur réelle de vitesse (n_α) à une deuxième valeur de consigne de vitesse (n^*) et on l'envoie à un dispositif de régulation rapide (R_α),
- c1) on utilise le signal de sortie ($\bar{F}^*$) du dispositif de régulation ($\bar{R}$) lent pour le réglage préalable des degrés de remplissage de tous les cylindres ($Z_1, \dots, Z_6$), et
- c2) on utilise le signal de sortie ($F\alpha^*$) du dispositif de régulation (R_α) rapide pour adapter le réglage préalable du degré de remplissage du cylindre ($Z_1, \dots, Z_6$) respectif.
2. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que le dispositif de régulation ($\bar{R}$) lent a essentiellement un comportement intégral, et en ce que le dispositif de régulation (R_α) rapide a essentiellement un comportement proportionnel.
 3. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que les plages angulaires (α ; $\alpha_1, \dots, \alpha_6$) correspondent, dans chaque cas, au moins à environ l'écart angulaire du vilebrequin entre les points morts hauts de deux cylindres ($Z_1, \dots, Z_6$) voisins.
 4. Procédé selon la revendication 3, caractérisé en ce qu'on règle l'écart ($d_\alpha(\bar{n})$) d'une plage angulaire ($\alpha_1, \dots, \alpha_6$) par rapport au point mort haut du cylindre ($Z_1, \dots, Z_6$) correspondant en fonction de la vitesse de rotation ($\bar{n}$).
 5. Procédé selon la revendication 4, caractérisé en ce que, la vitesse de rotation ($\bar{n}$) du vilebrequin restant constante, la somme des plages angulaires ($\alpha_1, \dots, \alpha_6$) donne le cycle complet du moteur et en ce que pour modifier l'écart de l'une des plages angulaires ($\alpha_1, \dots, \alpha_6$) on la modifie transitoirement.
 6. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce que lors de la comparaison de la deuxième valeur réelle de vitesse (n_α) à la deuxième valeur de consigne de vitesse (n^*), on supprime les écarts qui sont en-dessous d'une valeur de seuil (DT) fixée à l'avance.
 7. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'on détecte en continu la position angulaire (γ) du vilebrequin, on fixe à l'avance la plage angulaire (α ; $\alpha_1, \dots, \alpha_6$) par l'imposition d'une valeur initiale et d'une valeur finale ($\gamma_1, \dots, \gamma_6$; P_i), on mesure le temps (T) qui s'écoule entre l'instant où est atteinte la valeur initiale et l'instant où est atteinte la valeur finale, et on détermine la deuxième valeur réelle de vitesse (n_α) à partir du temps mesuré (T).
 8. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'on détermine la première valeur réelle de vitesse ($\bar{n}$) en mesurant le temps nécessaire dans chaque cas pour accomplir un cycle entier du moteur.
 9. Procédé selon la revendication 1, caractérisé en ce qu'on mesure une vitesse de rotation moyenne (n_{β_j}), correspondant à l'un des cylindres, à laquelle le vilebrequin parcourt une plage angulaire (β_j) commençant pratiquement au point mort haut de l'un des cylindres (Z_j), on compare la vitesse de rotation moyenne (n_{β_j}) à une valeur de consigne (n^*) et on corrige ainsi le degré de remplissage du cylindre (Z_j) associé à cette vitesse.
 10. Dispositif de régulation de la vitesse de rotation d'un moteur diesel à plusieurs cylindres tournant lentement, comportant,
 - a) un capteur d'angles (DET, CT) couplé au vilebrequin, qui capte en permanence la position angulaire réelle (γ) du vilebrequin et qui envoie une impulsion de référence chaque fois que sont atteintes des positions angulaires de référence ($\gamma_1, \gamma_2, \dots$), fixées à l'avance, du vilebrequin,
 - b) des moyens (CT1, M1, DIV1) connectés au capteur d'angles (DET, CT) et destinés au calcul d'une première valeur réelle ($\bar{n}$) moyenne de vitesse, à laquelle le vilebrequin franchit plus ces deux positions angulaires de référence ($\gamma_1, \gamma_2, \dots$),
 - c) des moyens (CT2, M2, DIV2) connectés au capteur d'angles (DET, CT) et destinés au calcul d'une deuxième valeur réelle

moyenne de vitesse (n_α), à laquelle le vilebrequin parcourt une plage angulaire ($\alpha_1, \dots, \alpha_6$) donnée par deux positions angulaires de référence et se trouvant en amont du point mort haut du cylindre considéré,

5

d) un dispositif de régulation ($\bar{R}$) lent qui reçoit la différence ($\bar{n}-n^*$) entre la première valeur réelle de vitesse ($\bar{n}$) et la première valeur de consigne de vitesse (n^*) et qui produit un premier signal de régulation ($\bar{F}^*$),

10

e) un dispositif de régulation (R_α) rapide qui reçoit la différence ($n_\alpha-n^*$) entre la deuxième valeur réelle de vitesse (n_α) et la deuxième valeur de consigne de vitesse (n^*) et qui produit un deuxième signal de régulation (F_α^*), et

15

f) des moyens (P1 ... P4) destinés à la commande du degré de remplissage des cylindres en fonction de la somme (AD) des deux signaux de régulation ($\bar{F}^* + F_\alpha^*$).

20

11. Dispositif selon la revendication 10, caractérisé en ce qu'il comporte des moyens (FKT, ST) qui font varier la position des plages angulaires ($\alpha, \alpha_1 \dots \alpha_6$) par rapport aux points morts hauts des cylindres (Z1, ..., Z6), en fonction de la vitesse de rotation ($\bar{n}$).

25

12. Dispositif selon la revendication 11, caractérisé en ce qu'il comporte un élément mort (DT) destiné à la suppression des petites valeurs de la différence ($n_\alpha-n^*$) entre la deuxième valeur réelle de vitesse (n_α) et la deuxième valeur de consigne de vitesse (n^*) à l'entrée du dispositif de régulation (R_α) rapide.

30

35

13. Dispositif selon la revendication 11, caractérisé en ce qu'il comporte des moyens (CT3, DIV3) destinés à former une troisième valeur moyenne ($n\beta_j$) de la vitesse, à laquelle le vilebrequin parcourt une autre plage angulaire (β_j) correspondant à ce cylindre, après avoir passé le point mort haut (T_j) et des moyens (F_j^*) destinés à faire varier le degré de remplissage de ce cylindre (Zj) en fonction de cette troisième valeur moyenne ($n\beta_j$) (figures 4, 5).

40

45

50

55

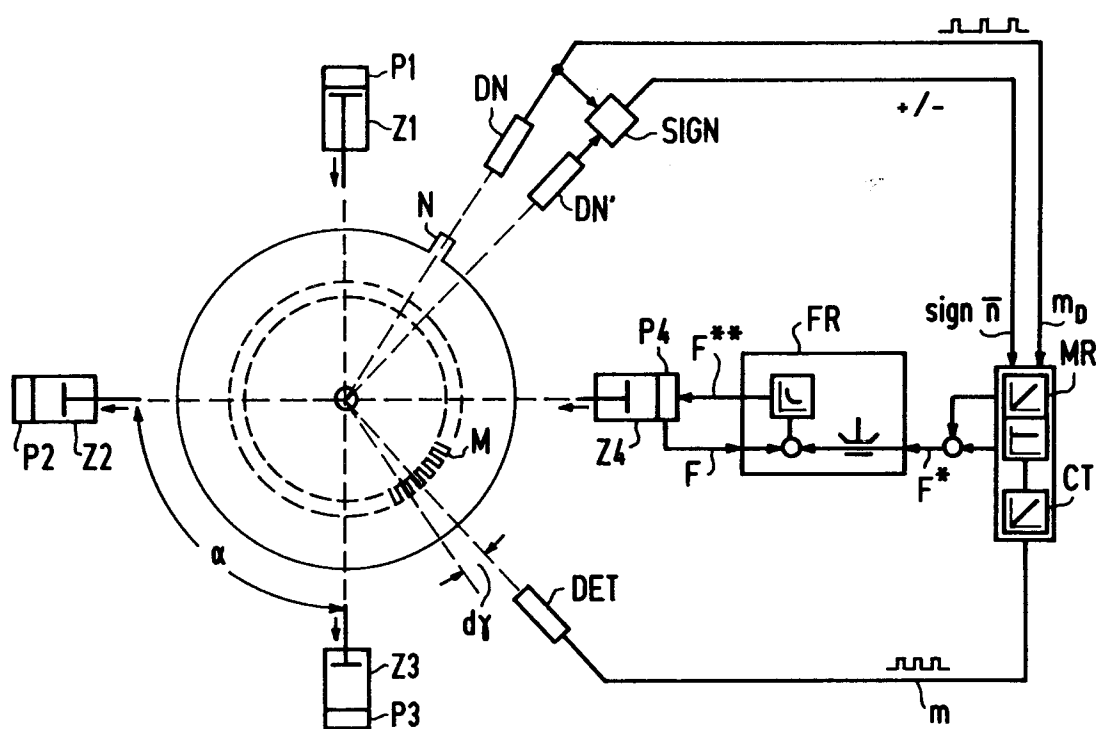


FIG 1

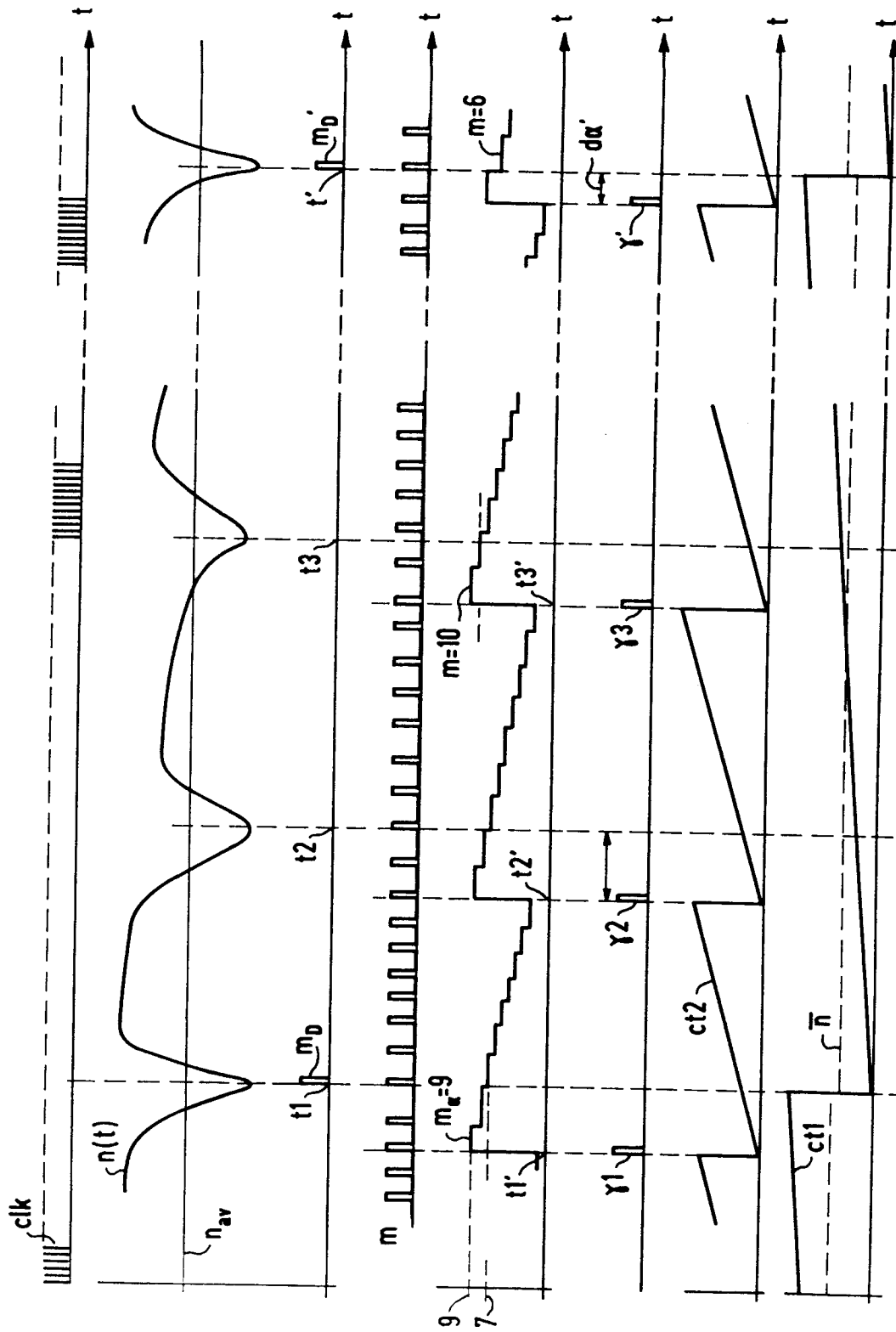


FIG 2

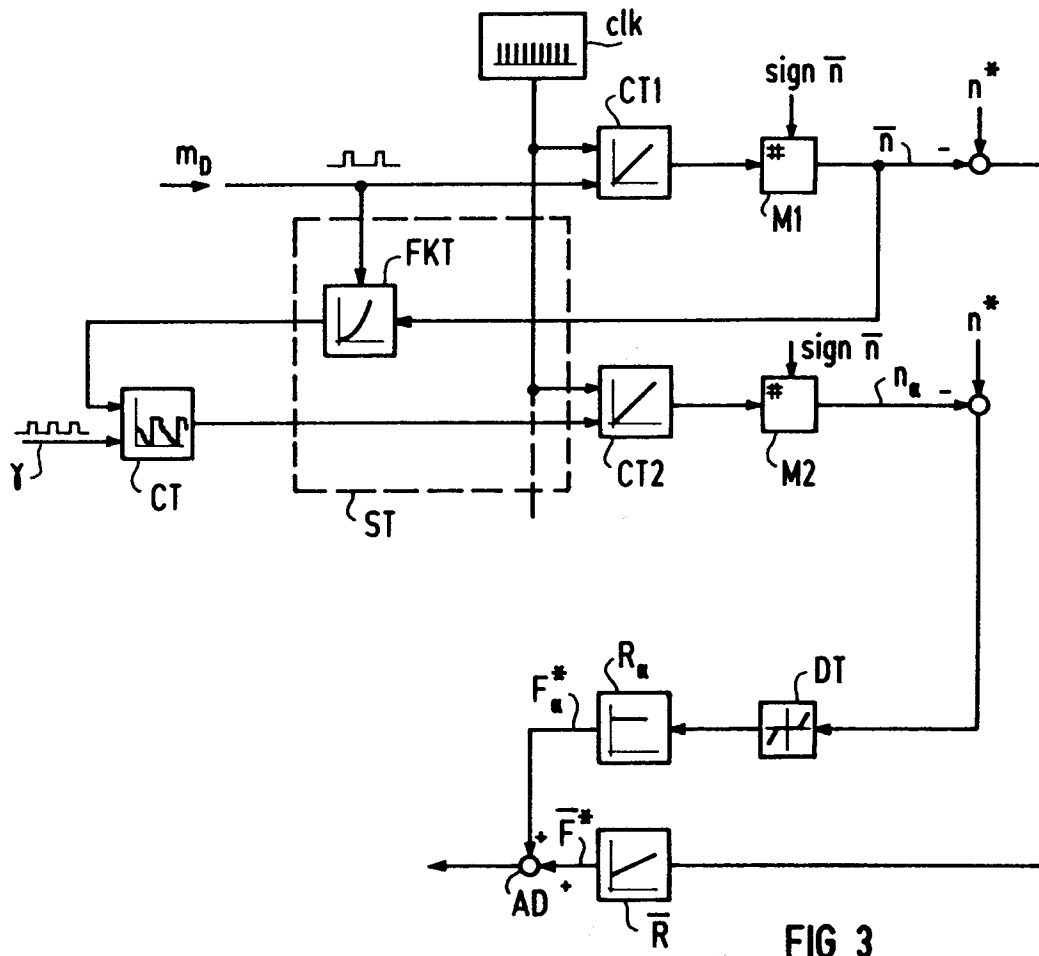


FIG 3

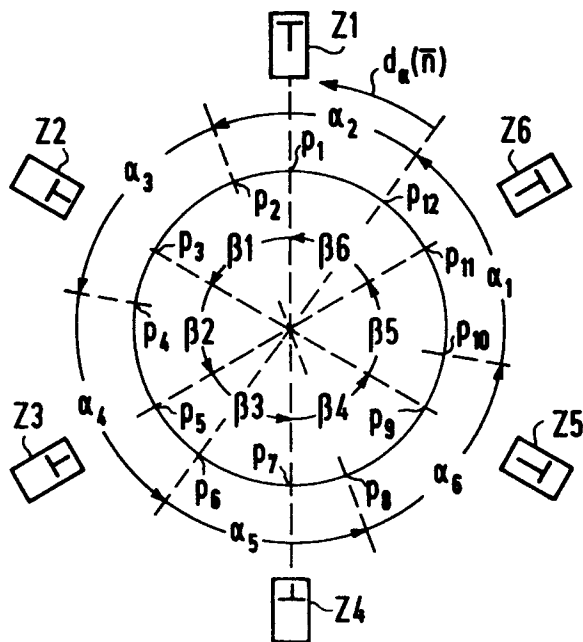


FIG 5

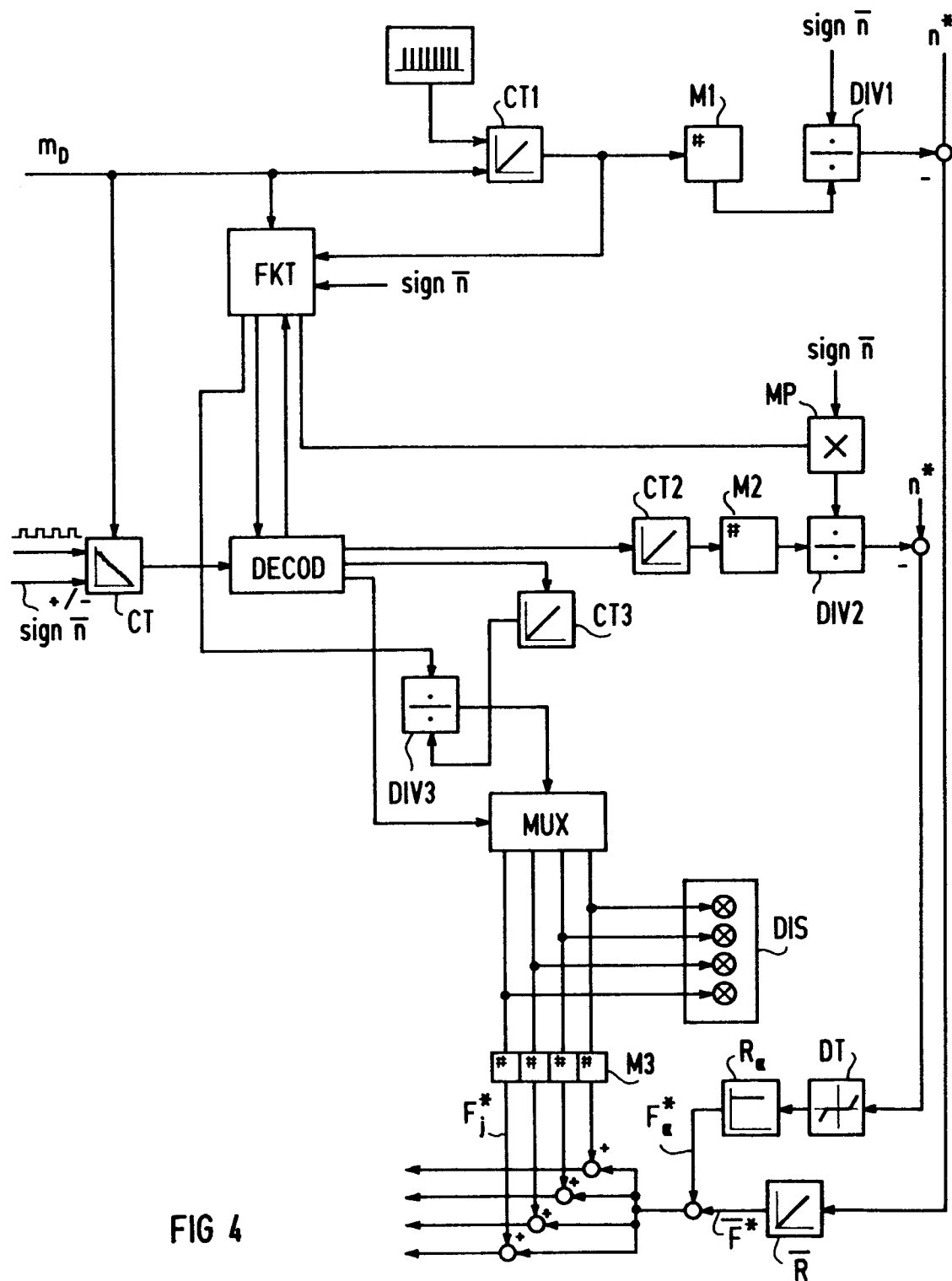


FIG 4