



(12)

PATENTSCHRIFT

(21) Anmeldenummer: 2933/89

(51) Int.Cl.⁵ : **G01M 15/00**

(22) Anmeldetag: 22.12.1989

(42) Beginn der Patentdauer: 15. 2.1991

(45) Ausgabetag: 25. 9.1991

(56) Entgegenhaltungen:

US-PS4301678

(73) Patentinhaber:

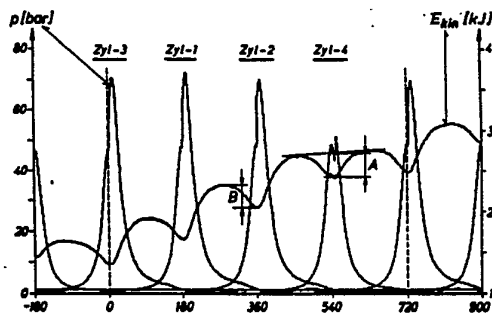
AVL GESELLSCHAFT FÜR VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINEN
UND MESSTECHNIK MBH. PROF.DR.DR.H.C. HANS LIST
A-8020 GRAZ, STEIERMARK (AT).

(72) Erfinder:

KOEGELER HANS-M. DIPL.ING.
GRAZ, STEIERMARK (AT).
KUNZFELD WILHELM ING.
GRAZ, STEIERMARK (AT).

(54) VERFAHREN UND EINRICHTUNG ZUR DIAGNOSE VON BRENNKRAFTMASCHINEN

(57) Zur Einzelzylinder-Beurteilung einer Brennkraftmaschine wird - jeweils für definierte Kurbelwinkelstellungen - an zumindest einem Bauteil der Brennkraftmaschine die jeweilige Winkelgeschwindigkeit gemessen, aus den konstruktiven Daten der Brennkraftmaschine das jeweilige Gesamtträgheitsmoment ermittelt und unter Verknüpfung dieses mit der Winkelgeschwindigkeit die jeweilige Gesamtenergie der Brennkraftmaschine ermittelt. Aus dem Vergleich dieser Gesamtenergien in zylinderspezifischen Kurbelwinkelbereichen kann dann eine Einzelzylinder-Beurteilung durchgeführt werden.



Die Erfindung betrifft ein Diagnoseverfahren für Brennkraftmaschinen, insbesondere für mehrzylindrige Brennkraftmaschinen, wobei fortlaufend Messungen von zylinderspezifischen Betriebskenngrößen, wie Winkelgeschwindigkeit, Kurbelwinkelstellung, Temperatur und dergleichen durchgeführt und durch Auswertung und Zuordnung der Meßergebnisse die Einzelzylinder-Drehmomente bzw. -Leistungen bestimmt werden. Weiters betrifft die Erfindung auch eine entsprechende Einrichtung zur Diagnose von Brennkraftmaschinen, mit einer Meßanordnung für die fortlaufende Ermittlung von zylinderspezifischen Betriebskenngrößen, wie Winkelgeschwindigkeit, Kurbelwinkelstellung, Temperatur und dergleichen und einer damit in Verbindung stehenden Auswerteeinrichtung zur Auswertung, Zuordnung und Anzeige von die Einzelzylinder-Drehmomente bzw. -Leistung repräsentierenden Meßergebnissen.

Verfahren und Einrichtungen der genannten Art sind bekannt, werden aber heutzutage üblicherweise nur bei der Konstruktion und Entwicklung von neuen Brennkraftmaschinen oder deren Teilen eingesetzt. Nachteilig ist bei den bisher bekannten Einrichtungen und Verfahren insbesondere der Umstand, daß die Ermittlung von Einzelzylinder-Leistungen bzw. -Drehmomenten jeweils separate Gasdruckmessungen an den einzelnen Zylindern erfordert - die von der Zeit bzw. vom Kurbelwinkel abhängigen Gasdruckverläufe können dann mit den entsprechenden konstruktiven Größen der Brennkraftmaschine verknüpft auf die gesuchten Leistungen bzw. Drehmomente umgelegt werden. Diese Gasdruckmessungen erfordern einen hohen konstruktiven bzw. montagemaßigen Aufwand und sind zur periodischen Kontrolle bzw. Überprüfung von bereits in Betrieb befindlichen Brennkraftmaschinen nur in den seltensten Fällen durchführbar, da zumeist separate Indizierbohrungen oder dergleichen für die Meßwertaufnehmer vorgesehen werden müßten, was insgesamt der Serienanwendung derartiger Diagnosemöglichkeiten entgegensteht.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, ein Verfahren bzw. eine Einrichtung der eingangs genannten Art so zu verbessern, daß die genannten Nachteile vermieden werden und daß insbesondere auf einfache, kostengünstige und trotzdem relevante Weise Einzelzylinder-Beurteilungen hinsichtlich Leistung bzw. Drehmoment durchgeführt werden können. Diese Beurteilungen sollen insbesondere ohne die Anbringung zusätzlicher Indizierbohrungen oder dergleichen an den Zylindern der Brennkraftmaschine möglich sein, sodaß auch routinemäßige Untersuchungen an Serienmaschinen durchgeführt werden können.

Ein Diagnoseverfahren der eingangs genannten Art ist zur Lösung dieser Aufgabe so erfindungsgemäß ausgebildet, daß - jeweils für definierte Kurbelwinkelstellungen -

a) in an sich bekannter Weise an zumindest einem Bauteil der Brennkraftmaschine die jeweilige Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit gemessen wird,

b) aus den konstruktiven Daten der rotierenden und oszillierenden Teile der Brennkraftmaschine ein kurbelwinkelabhängiges Ersatzträgheitsmoment $I(\alpha)$ errechnet wird und

c) nach der Beziehung $E_{\text{gesamt}} = E_{\text{kin}} + E_{\text{pot}}$ die jeweilige Gesamtenergie, die in der Brennkraftmaschine gespeichert ist, durch die gesamte kinetische Energie angenähert wird, wobei E_{kin} nach der Beziehung

$$E_{\text{kin}} = \frac{I(\alpha) \cdot \omega^2}{2} \quad \text{ermittelt wird, und daß}$$

d) aus dem Vergleich dieser Gesamtenergien in zylinderspezifischen Kurbelwinkelbereichen die Einzelzylinder-Drehmomente bzw. -Leistungen bestimmt werden.

Die erfindungsgemäße Einrichtung zur Diagnose von Brennkraftmaschinen ist demgemäß so ausgebildet, daß die Meßanordnung in an sich bekannter Weise eine Meßeinheit zur fortlaufenden Messung der Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit sowie eine damit in Verbindung stehende Zuordnungseinheit zur Zuordnung der jeweiligen Meßergebnisse zu definierten Kurbelwinkelstellungen der Brennkraftmaschine aufweist, daß die Auswerteeinrichtung eine Speichereinheit aufweist, in der für die definierten Kurbelwinkelstellungen ein jeweiliges Ersatzträgheitsmoment $I(\alpha)$ der Brennkraftmaschine enthalten ist, daß die Auswerteeinrichtung weiters eine Verknüpfungseinheit umfaßt, in der die jeweilige Gesamtenergie der Brennkraftmaschine ermittelt wird, und daß eine Vergleichseinheit in der Auswerteeinheit vorgesehen ist, in der aus dem Vergleich dieser Gesamtenergien in zylinderspezifischen Kurbelwinkelbereichen die Einzelzylinder-Drehmomente bzw. -Leistungen bestimmt werden. $I(\alpha)$ wird dabei ermittelt an Hand von Motordaten, die eingegeben werden und unter Umständen zwischengespeichert.

Diese "Speichereinheit" für $I(\alpha)$ umfaßt auch Lösungen, bei denen gemäß dem Blockschaltbild der erfindungsgemäßen Einrichtung in Fig. 6 der beiliegenden Zeichnungen verschiedene weitere Signalaufnahme- bzw. Eingabemöglichkeiten vorgesehen sind, mit deren Hilfe beispielsweise in einer vorgeschalteten Verknüpfungseinheit $I(\alpha)$ ermittelbar ist. Über eine Eingabeeinheit (1) können motortypspezifische Maschinendaten - insbesondere Werte für I_0 , l , r , m_{OS} oder auch $p_i(n)$ für die p_r Bestimmung im Auslauf der Maschine (siehe Genaueres untenstehend) - eingegeben werden. In der Auswerteeinrichtung (2) wird aus all diesen Daten $I(\alpha)$ ermittelt und in der hier

nicht näher bezeichneten Speichereinheit für zumindest eine Periode zwischengespeichert. An Sensoren ist für das erfindungsgemäße Verfahren nur erforderlich eine Meßeinheit (3) zur fortlaufenden Messung der Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit der Brennkraftmaschine sowie eine Einheit (4) (beispielsweise ein Klemmgeber oder ein Zündspannungssignalgeber) zur Zylindererkennung für die Zuordnung der jeweiligen Meßergebnisse der Einheit (3). Ein Triggermarkengeber ist in Fig. 6 mit (5) bezeichnet. Mit (6) ist ein Öltemperatursensor und mit (7) ein Wassertemperatursensor bezeichnet, die im Zusammenhang mit der untenstehend beschriebenen Ermittlung der Reibung von Bedeutung sind. Mit (8) ist ein Auspufftemperatursensor und mit (9) ein Weggeber für die Stellung des Kraftstoffmengenreglers bezeichnet - mit den Signalen dieser Einheiten kann die mittlere Last, mit der die untersuchte Brennkraftmaschine gerade läuft, zumindest angenähert ermittelt werden.

Allgemein mit (10) sind schließlich in Fig. 6 mögliche weitere Sensoren für die Ermittlung des jeweiligen Winkelgeschwindigkeitsverlaufes an anderen Orten des Maschinenstranges bezeichnet, wie sie für die Ermittlung bzw. Berücksichtigung der potentiellen Energie erforderlich sind.

In der Verbindung von allen genannten Meßeinheiten bzw. Sensoren mit der Auswerteeinrichtung (2) sind schließlich Einheiten (11) zur Signalaufbereitung eingezeichnet; der Auswerteeinrichtung (2) nachgeschaltete Ausgabeeinheiten, wie Bildschirm, Drucker, Datenträger, Schnittstellen, usw. sind mit (12) bezeichnet.

Die Erfindung geht damit also davon aus, daß zur Einzelzylinder-Beurteilung hinsichtlich Drehmoment bzw. Leistung nur eine für die jeweiligen dynamischen Verhältnisse am Kurbeltrieb der Brennkraftmaschine relevante Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit in Abhängigkeit von der Kurbelwinkelstellung der Brennkraftmaschine abgenommen zu werden und mit dem wiederum auf den Kurbelwinkel bezogenen jeweiligen Gesamtträgheitsmoment $I(\alpha)$ zur jeweiligen gesamten, in der Maschine gespeicherten, kinetischen Energie verknüpft zu werden braucht. In zylinderspezifischen Kurbelwinkelbereichen der über dem Kurbelwinkel aufgetragenen Gesamtenergie kann diese dann ohne weiteres den einzelnen hauptverursachenden Zylindern zugeordnet werden, sodaß durch entsprechende Vergleiche die Charakteristiken der Einzelzylinder ermittelbar sind.

Die als an sich bekannt angeführten Merkmale können beispielsweise der US-PS 4.301.678 entnommen werden, wobei es dort aber nur um einen relativen Einzelzylindervergleich bei konstanter und ausgewählter Drehzahl und gleichförmiger Belastung durch Messung und Auswertung des ω -Verlaufes beiderseits der Kupplung vorzugsweise auf einem Motorenprüfstand geht. Das Berechnungsprinzip baut auf Drehmomentgleichgewichten auf, wobei der Einfluß der Massenkräfte vernachlässigt wird.

An konstanten, motortypspezifischen Werten muß bei der vorliegenden Erfindung nur das Trägheitsmoment aller rotierenden Maschinenteile (reduziert auf die Kurbelwellendrehzahl), das Schubstangenverhältnis (Pleuelstangenlänge und Hub) sowie die Summe der oszillierenden Massen pro Zylinder bekannt sein. Grundsätzlich ist das Verfahren bzw. die entsprechende Einrichtung nach der Erfindung für die Einzelzylinder-Beurteilung im Vollasthochlauf (Vollgasbeschleunigung in einem bestimmten Drehzahlbereich, vorzugsweise (aber nicht notwendigerweise) ohne äußere Belastung der Brennkraftmaschine) gedacht; aufgrund der hohen Genauigkeit - insbesondere im niederen Drehzahlbereich - ist es etwa ohne weiteres auch möglich, die Unterschiede zwischen den Zylindern im Leerlauf zu diagnostizieren. Grundsätzlich ist es darüber hinaus auch möglich, während des Motorauslaufes das mechanische Verlustmoment des Motors zu bestimmen bzw. weiters auch während des Vollasthochlaufes den Verlauf des inneren Einzelzylinder-Drehmoments zu ermitteln.

Prinzipiell gilt, daß sich etwa die effektiven Einzelzylinder-Drehmomentverläufe aus der Zunahme der gespeicherten kinetischen Energie durch die Wirkung eines Zylinders ergeben. Betrachtet man die gesamte Brennkraftmaschine als mechanisches, offenes System, so läßt sich die folgende Energiebilanz ansetzen:

$$\Delta (E_{kin} + E_{pot}) + W_{load} = W_i - W_f \dots\dots\dots \text{Gl. 1a}$$

bzw. für den frei laufenden Motor:

$$\Delta (E_{kin} + E_{pot}) = W_i - W_f \dots\dots\dots \text{Gl. 1b}$$

wobei gilt:

- W_i mechanische Arbeit der Gasdrücke
- W_f mechanische Arbeit der Verlustmomente
- W_{load} nach außen abgegebene mechanische Arbeit. (Bei der freilaufenden Maschine ist $W_{load} = 0$)
- E_{kin} innerhalb des Motors gespeicherte kinetische Energie. Sie ist eine Funktion von ω und α .

E_{pot} innerhalb des Motors gespeicherte potentielle Energie.
 Durch die Verdrehung bzw. Dehnung elastischer Motorelemente wird kurzzeitig auch Energie gespeichert. Dieser Anteil beeinflusst den ω -Verlauf erst bei höherer Drehzahl. Weiters ist die Energie, die auf Grund der geodätischen Höhe der oszillierenden Massen gespeichert wird, hier einzuordnen.

Diese Beziehungen gelten für beliebige Differenzwinkel.
 Für Verbrennungskraftmaschinen ist es üblich, W_i bzw. W_f über einen Motorzyklus zu bestimmen und auf das Hubvolumen zu beziehen:

Für einen Einzelzylindermotor läßt sich bei Betrachtung eines Kurbelwinkelintervalles von 720° Gleichung 1 in gewohnter Form anschreiben:

$$p_e = p_i - p_f \dots\dots\dots \text{Gl. 1c}$$

p_e effektiver Mitteldruck

$$p_i = \frac{1}{V_h} \cdot \int_{-\pi}^{+\frac{3\pi}{2}} p_{gas} \cdot dV$$

V_h Hubvolumen eines Zylinders
 p_{gas} Gasdruckverlauf im Brennraum eines Zylinders
 (er wird üblicherweise mit Druckaufnehmern, die in eigenen Indizierbohrungen angebracht sind, gemessen)

bzw.

$$p_f = \frac{1}{V_h} \cdot \int_{-\pi}^{+\frac{3\pi}{2}} M_f \cdot d\alpha$$

M_f Drehmoment aller mechanischen Reibverluste im Motor in seiner Wirkung auf das Schwungrad
 α Winkellage der Kurbelwelle

Diese Werte gelten jeweils für einen Zylinder. Die gesamte im Motor gespeicherte Energie wird aber von allen Zylindern gemeinsam beeinflusst. Sie besitzen allerdings unterschiedliche Lagen im Arbeitsprozeß.

Für den 4-Zylinder Reihenmotor im 4-Taktverfahren wird daher beispielsweise die Differenz der gespeicherten Energie in einem Intervall von $\Delta\alpha = 720/4 = 180^\circ$ KW durchgeführt. Es ergeben sich dabei "gemischte Mitteldrücke", die grundsätzlich von allen Zylindern, hauptsächlich aber von jenem der sich gerade in einem entscheidenden Teil der Hochdruckschleife befindet, beeinflusst wird. Diese "gemischten Mitteldrücke" werden mit einem * gekennzeichnet. ("j" ist der Index für den betrachteten Zylinder)

$$p_e^*{}_j = \frac{1}{V_h} \Delta (E_{kin} + E_{pot}) \Big|_{\alpha_j-180}^{\alpha_j} \dots\dots\dots \text{Gl. 2a}$$

$$p_i^*{}_j = p_e^*{}_j + p_f^*{}_j \dots\dots\dots \text{Gl. 3a}$$

Es kann also aus dem Energiepegelverlauf eine Betriebskenngröße abgeleitet werden, die unter bestimmten Voraussetzungen exakt (siehe unten) - einem "effektiven Mitteldruck", bzw. bei Berücksichtigung der Motorreibung einem "inneren Mitteldruck" eines bestimmten Zylinders entspricht.

5 Es hat sich in den bisher durchgeführten Versuchen gezeigt, daß der Einfluß der Torsionsschwingungen (E_{pot}) bei der Bestimmung des Energiepegelverlaufes vernachlässigt werden kann, wobei erst bei höheren Drehzahlen merkliche Abweichungen zu den mit Quarzdruckaufnehmern bestimmten Referenzwerten auftraten.

In diesem Fall gilt:

10
$$pe^*_j = \frac{1}{V_h} \Delta E_{kin} \frac{\alpha_j}{\alpha_j - 180} \quad \text{Gl. 2b}$$

15 Bei der meßtechnischen Methode der "Energiepegelauswertung" wird im ersten Schritt ω an einer Stelle gemessen, an der das Trägheitsmoment der Maschine möglichst konzentriert ist, vorzugsweise am Schwungrad. Zusätzlich wird, bevorzugt von einer eigenen Auswerteeinheit mit einem Einspritzleitungsdrucksignal, bzw. einem Zündspannungssignal, ein Zylinder detektiert, in dem gerade eine Verbrennung stattfindet. Die genaue Zuordnung zwischen dem ω -Verlauf und dem Kurbelwinkel α erfolgt vorzugsweise mit einer Triggermarke. In weiterer Folge wird der ω -Verlauf, der sich direkt aus den Meßdaten errechnet, vorzugsweise geglättet. Ist keine Triggermarke vorhanden, kann die Zuordnung des Kurbelwellenwinkels (α) zum ω -Verlauf auch an Hand der relativen Minima im ω -Verlauf getroffen werden. Im Leerlauf liegen die relativen Minima des ω -Verlaufes stets in unmittelbarer Nähe von OT.

25 Mit dieser Information kann die kinetische Energie der oszillierenden Massen mitberücksichtigt und der Verlauf des Energiepegels berechnet werden.

Aus sieben grundsätzlichen Differenzbildungsmethoden wurde jene ausgewählt, bei der die beste Übereinstimmung zwischen pe^*_j und dem entsprechenden, z. B. mit Quarzdruckaufnehmern ermittelten, pe_j erreicht werden konnte.

30 Die Drehzahlerfassung erfolgt vorzugsweise über die Zähne des Zahnkranzes, die als Winkelmarken verwendet werden. Die Winkelgeschwindigkeit ergibt sich aus

$$\omega = \frac{\Delta\alpha}{\Delta t}$$

35 $\Delta\alpha$ (= z. B. $3,33^\circ$ bei beispielsweise 108 Zähnen)
 Δt Zeitdifferenz zwischen zwei Zähnen.

40 Ein Datenerfassungsgerät interpoliert innerhalb dieser Winkelschritte z. b. noch auf eine Meßauflösung von 1° KW.

Der Zahnkranz des Schwungrades weist aber gewisse Fertigungstoleranzen auf und auch die Zeitmessung wird in diskreten Schritten (z. B. von ganzen μsec) durchgeführt. Daraus ergibt sich üblicherweise ein hochfrequentes Rauschen auf dem ω -Verlauf.

45 Aus den Fig. 1A-5 der beiliegenden Zeichnungen ist der jeweilige Verlauf verschiedener Motorparameter ersichtlich.

Fig. 1 zeigt ein Beispiel für den ω -Verlauf über dem Kurbelwinkel α , wie er sich direkt aus den aufgenommenen Meßdaten darstellt, im Vergleich zu einem beispielsweise aus den auf konventionelle Weise aufgenommenen Gasdrücken in den Zylindern berechneten ω -Verlauf (1A bei einer Drehzahl von 770/min, 1B bei 3740/min). Nach einer Glättung, z. B. mit Hilfe der gleitenden Mittelwertbildung (über ± 5 Punkte), ergibt sich ein bereits sehr verbesserter Verlauf. Nach z. B. einer zweiten Glättung gleicher Art kann der ω -Verlauf zur Auswertung mit Hilfe des "Energiepegelalgorithmus herangezogen werden (siehe dazu Fig. 2A wieder für 770/min; 2B für 3740/min).

50 Aus dem ω -Verlauf kann nun im Leerlauf die Winkellage der oberen Totpunkte ermittelt werden: Für eine praktisch untersuchte Brennkraftmaschine lag das relative Minimum des ω -Verlaufes im Gutzustand stets bei 1° KW nach OT.

55 Auch im Schlechtzustand lag dieses Minimum innerhalb von $+1$ bis 14° KW nach OT, obwohl Zylinder (3) beispielsweise bereits mit ca. 33 % der Vollast betrieben und Zylinder (4) geschleppt wurde, und somit nicht mehr direkt vom Leerlauf gesprochen werden kann. Ein entsprechendes Auswertegerät kann dabei auch im Leerlauf auf

diese Weise die OT-Lage erkennen bzw. einregeln. Bei den durchgeführten Messungen wurde die OT-Lage mit einer Triggermarke erfaßt. Ist die OT-Lage eines Zylinders (auf welche Weise auch immer) bekannt, so kann die im Motor gespeicherte kinetische Energie berechnet werden: Die Berücksichtigung der oszillierenden Massen erfolgt dabei durch die Einführung eines winkelabhängigen Ersatzträgheitsmomentes, das den Einfluß der oszillierenden Massen berücksichtigt. Allgemein gilt für die n-Zylinder Hubkolbenmaschine:

$$I(\alpha) = I_0 + I_{os}(\alpha)$$

I_0 Trägheitsmoment aller rotierenden Motorteile

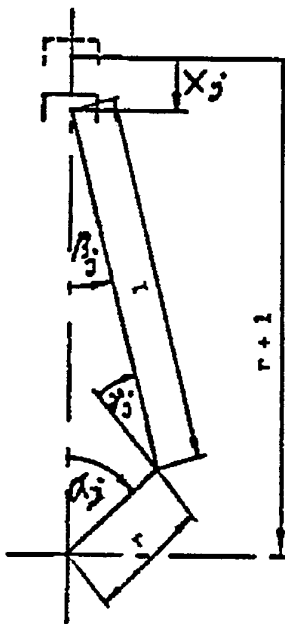
I_{os} fiktiver Trägheitsmomentenanteil zur Berücksichtigung der oszillierenden Massen.

$$\text{Ansatz: } I_{os} \cdot \frac{\omega^2}{2} = \sum_{j=1}^n m_{osj} \cdot \frac{x_j^2}{2}$$

bzw. Ansatz für den Zylinder j :

$$I_{osj}(\alpha_j) \cdot \frac{\omega^2}{2} = m_{osj} \cdot \frac{x_j^2(\alpha_j)}{2}$$

$$I_{osj}(\alpha_j) = m_{osj} \cdot \frac{x_j^2(\alpha_j)}{\omega^2}$$



$$x_j(\alpha_j) = \frac{dx(\alpha_j)}{d\alpha_j} \cdot \omega$$

$$x_j(\alpha_j) = r + l - (l \cos \beta_j + r \cos \alpha_j)$$

$$\text{mit: } \sin \beta_j = \frac{r}{l} \sin \alpha_j = \lambda \cdot \sin \alpha_j$$

$$\text{und } \cos^2 \beta_j + \sin^2 \beta_j = 1$$

$$\longrightarrow \cos \beta_j = \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_j}$$

$$x_j(\alpha_j) = r (1 - \cos \alpha_j) + l (1 - \sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_j})$$

$$x_j(\alpha_j) = \omega \left(r \cdot \sin \alpha_j + \frac{l \cdot \lambda^2 \cdot \sin \alpha_j \cdot \cos \alpha_j}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_j}} \right)$$

$$I_{osj}(\alpha_j) = m_{osj} \cdot \left(r \cdot \sin \alpha_j + \frac{l \cdot \lambda^2 \cdot \sin \alpha_j \cdot \cos \alpha_j}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_j}} \right)^2$$

Für eine n-zylindrige Hubkolbenmaschine wirkt die Summe aller oszillierenden Trägheitsmassen unter Berücksichtigung der jeweiligen Phasenlage der Kurbelkrüpfung α_j

$$I_{os}(\alpha) = \sum_{j=1}^n \left[m_{osj} \cdot \left(r \cdot \sin \alpha_j + \frac{l \cdot \lambda^2 \cdot \sin \alpha_j \cdot \cos \alpha_j}{\sqrt{1 - \lambda^2 \sin^2 \alpha_j}} \right)^2 \right]$$

mos oszillierende Masse pro Zylinder
 r halber Hub
 l Pleuelstangenlänge

5
$$\lambda = \frac{r}{l}$$

 $\alpha_j =$ Kurbelwinkel des Zylinder j

10 Fig. 3 zeigt beispielsweise den Verlauf dieses Trägheitsmomentes $I(\alpha)$ einer konkreten Maschine als Funktion des Kurbelwinkels α . Es ist unabhängig von der Drehzahl.
 Der Energiepegelverlauf ergibt sich aus

15
$$E_{\text{kin}}(\alpha) = I(\alpha) \cdot \frac{\omega^2}{2} \quad \text{Gl. 4}$$

20 Fig. 4 zeigt ein Beispiel dieses Energiepegel-Verlaufs im Vergleich zu den auf konventionelle Weise gemessenen Zylinderdruckverläufen p und zwar wieder bei niedriger (Fig. 4A) und bei hoher Drehzahl (Fig. 4B). Die Wirkung der einzelnen Zylinder läßt sich an den Differenzen im Energiepegelverlauf erkennen.

Die Differenzenbildung kann dabei grundsätzlich auf sieben unterschiedlichen Arten erfolgen:

1. Betrachtung der Maxima

- 25 1.a) Differenz zwischen zwei aufeinanderfolgenden relativen Maxima
 1.b) Differenz zwischen dem einen Maximum und dem 180° KW davor liegenden Energiepegelwert
 1.c) Differenz zwischen einem Maximum und dem 180° KW später liegenden Energiepegelwert

2. Betrachtung der Minima

- 30 2.a) Differenz zwischen zwei aufeinanderfolgenden relativen Minima
 2.b) Differenz zwischen einem Minimum und dem 180° KW davor liegenden Energiepegelwert
 2.c) Differenz zwischen einem Minimum und dem 180° KW später liegenden Energiepegelwert

3. Vergleich der Energiepegelwerte in den oberen Totpunkten

35 Während die Methoden 1.a) bis 1.c) deutlich ungenauere Ergebnisse brachten, sind die Methoden 2.a) bis 2.c) und 3. ungefähr gleich genau. Die beste Übereinstimmung wurde mit der Methode 2.b) erreicht.

Die genannten "gemischten Mitteldrücke" pe^*_j bzw. pi^*_j lassen sich folgendermaßen darstellen: Während der Bestimmung des Einzelzylinder-Drehmomentes - beispielsweise von Zylinder (1) - befinden sich bei einer 4-Zylinder Reihenmaschine (Zündfolge: (1, 2, 4, 3))

- 40 in der Kompression: Zylinder (2),
 in der Expansion: Zylinder (1),
 beim Ausschieben: Zylinder (3) und
 beim Ansaugen: Zylinder (4).

Alle Druckverläufe gemeinsam beeinflussen die Drehbewegung des Schwungrades.

45 Die gemessenen Zylinderdruckverläufe für dieses Beispiel sind in Fig. 5 in Form eines p-V-Diagrammes dargestellt. Punktiert ist der Druckverlauf für den gesamten Zyklus von Zylinder (1) eingetragen. Weiters bedeutet der Bereich von (S1 bis E1) Start und Ende des Gasdruck-Einflusses von Zylinder (1), der Bereich von (S2 bis E2) Start und Ende des Gasdruck-Einflusses von Zylinder (2), (S4 bis E4) Start und Ende des Gasdruck-Einflusses von Zylinder (4) und (S3 bis E3) Start und Ende des Gasdruck-Einflusses von Zylinder (3). Mit (A) ist der Expansionshub von Zylinder (1) gekennzeichnet, mit (B) der Kompressionshub von Zylinder (2), mit (C) der Auspuffhub von Zylinder (3) und mit (D) der Einlaßhub von Zylinder (4).

50 Man sieht, daß sich der punktiert eingetragene Verlauf von Zylinder (1) bis auf kleine Unterschiede im Ladungswechsel mit den entsprechenden Teilen der Druckverläufe der Zylinder (2, 3 und 4) deckt. Wären sie absolut identisch, so wäre pi^* definitionsgemäß gleich pi . Es wird somit bei der hier betrachteten, erfindungsgemäßen Einzelzylinder-Drehmomentbestimmung mit Hilfe der Energiepegelmethode davon ausgegangen, daß der Kompressionsdruckverlauf für alle Zylinder ähnlich ist

- und daß im Ladungswechsel keine großen Unterschiede zwischen den einzelnen Zylindern bestehen.

Diese sogenannte Energiepegelmethode ist weiters auch in der Lage, während des Motorauslaufes den effektiven gemischten Mitteldruck (p_e^*) jedes einzelnen Zylinders in jedem Motorzyklus zu bestimmen:

5
$$p_e^*_j = p_i^*_j - p_f^*_j \dots\dots\dots \text{Gl. 3a}$$

$p_i^*_j$ ist im Motorauslauf negativ und setzt sich hauptsächlich aus den Verlusten im Ladungswechsel und den Wandwärmeverlusten während der Hochdruckschleife zusammen. Im Rahmen einer Motorreibungsuntersuchung kann $p_i^*_j$ für jeden Zylinder j in einmaliger motortypspezifischer Form als Funktion der Motordrehzahl und der Motortemperatur bestimmt werden. Mit dieser Information kann der Verlauf des Reibmitteldruckes $p_f^*_j$ während des Motorauslaufes motorspezifisch ermittelt werden.

Die Energiepegelmethode liefert grundsätzlich $p_e^*_j$ bzw. $M_e^*_j$. Hat man im Motorauslauf $p_f^*_j$ bzw. $M_f^*_j$ als Funktion der Drehzahl bestimmt, so kann in einem darauffolgenden Motorhochlauf oder auch im Leerlauf $p_i^*_j$ bzw. $M_i^*_j$ errechnet werden:

15
$$M_i^*_j = M_e^*_j + M_f^*_j \dots\dots\dots \text{Gl. 3b}$$

Dabei wird die Lastabhängigkeit von M_f wieder vernachlässigt, was sich als zumeist durchaus zulässig erwiesen hat. Mit Hilfe von M_i^* kann dann beispielsweise die eingespritzte Kraftstoffmenge ohne Einfluß der Motorreibung beurteilt werden.

Weiters kann aus dem Energiepegelverlauf auch eine Differenz gebildet werden, die einen Teil der Kompressionsarbeit, bzw. einen Teil der Expansionsarbeit eines Zylinders repräsentiert (z. B.: Fig. 4A, Amplitude (A)). Findet keine Verbrennung statt, also im Auslauf oder bei geschlepptem Motor, kann dieses Maß sehr gut zum Vergleich der relativen Kompression der Zylinder herangezogen werden. Auch im Fall der Verbrennung kann mit der Amplitude (B) (Fig. 4A) fortlaufend überprüft werden, ob die Bedingung gleichmäßiger Kompression erfüllt ist.

Das bisherige Gesagte bezieht sich grundsätzlich auf freilaufende Brennkraftmaschinen. In Gleichung 1a ist aber der Fall der belasteten Maschine mit W_{load} bereits berücksichtigt. Messungen an belasteten Maschinen haben bestätigt, daß sich die ω -Verläufe in entsprechender Form darstellen.

Der relative Kompressions-, bzw. Drehmoment-, bzw. Leistungsanteil eines Zylinders läßt sich also an der belasteten Maschine in gleicher Art und Weise bestimmen. Wird darüber hinaus auch die mittlere Last der Maschine - z. B. aus der Abgastemperatur oder aus der Gashebelstellung in Verbindung mit der Drehzahl und einem entsprechenden motortypischen Kennfeld, das einmalig auf einem Motorprüfstand bestimmt wurde - angenähert, so kann das effektive Einzelzylinderdrehmoment, bzw. die effektive Einzelzylinderleistung, wieder absolut angegeben werden:

35
$$p_e^*_j = \frac{1}{V_h} (\Delta E_{kin} \frac{\alpha_j}{\alpha_j - \Delta\alpha} + W_{load}) \dots\dots\dots \text{Gl. 2c}$$

In E_{kin} ist dabei natürlich die kinetische Energie des gesamten Antriebsstranges zu berücksichtigen. Die potentiell gespeicherte Energie wird gegebenenfalls folgendermaßen berücksichtigt:

40
$$p_e^*_j = \frac{1}{V_h} \cdot \Delta (E_{kin} + E_{pot}) \frac{\alpha_j}{\alpha_j - \Delta\alpha} + W_{load} \dots\dots\dots \text{Gl. 2d}$$

Unter E_{pot} wird dann die Summe aus $E_{pot h}$ (infolge der geodätischen Höhe der oszillierenden Massen) und $E_{pot c}$ (die noch nicht berücksichtigte Federspeicherenergie in den elastischen Maschinenelementen) erfaßt:

50
$$E_{pot} = E_{pot h} + E_{pot c} \dots\dots\dots \text{Gl. 7}$$

Ist der Anteil der geodätischen Höhe der oszillierenden Massen von Einfluß, so wird für die n -Zylinder Hubkolbenmaschine

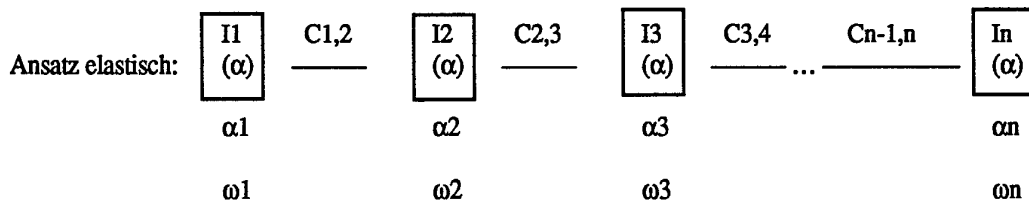
55
$$E_{pot h} = g \sum_{j=1}^n m_{osj} \cdot h_j(\alpha_j) \dots\dots\dots \text{Gl. 6}$$

h_j = geodätische Höhe des Schwerpunktes der oszillierenden Massen im Zylinder j im Energiepegelverlauf eingerechnet.

Die Berücksichtigung von Drehschwingungen in der Brennkraftmaschine oder im gesamten Antriebsstrang erfolgt vorzugsweise durch Aufspaltung des winkelabhängigen Maschinenträgheitsmomentes in zwei bis endlich viele (n) repräsentative Teilträgheitsmomente, wobei an jedem dieser Orte k der Verlauf $\omega(t)$ gemessen wird. (Dadurch ändert sich auch E_{kin})

Die Federkonstanten der masselos gedachten, elastischen Verbindungselemente müssen bekannt sein, um den Energiepegel vollständig bestimmen zu können.

Dämpfungen brauchen nicht angesetzt zu werden, da die entsprechenden Verluste zum Reibungsverlust gezählt werden und damit dem Pegel der gespeicherten Energie nicht mehr angehören:



$$I(\alpha) = \sum_{i=1}^n I_i(\alpha)$$

$$E_{ges}(\alpha_1) = E_{kin} + E_{pot} = \sum_{i=1}^n I_i(\alpha_1) \cdot \frac{\omega_1^2}{2} + \sum_{i=2}^n C_{i-1,i} \frac{(\alpha_i - \alpha_{i-1})^2}{2} \dots \dots \dots \text{Gl. 8}$$

Zur eingangs angesprochenen, bekannten Bestimmung des inneren Einzelzylinder-Drehmomentes zur Überprüfung des erfindungsgemäßen Verfahrens wurde der Zylinderkopf an jedem Zylinder mit einem Quarzdruckaufnehmer für den Gasdruckverlauf ausgerüstet. Die Winkelsignale für die ω -Messung wurden mit Hilfe eines induktiven Gebers erzeugt. Er wurde in einem Abstand von ca. 2 mm über dem Kopfkreis des Zahnkranzes montiert. Um indizierte Mitteldrücke berechnen zu können, muß einem gemessenen Druckverlauf möglichst genau die Winkellage des Kompressions-OT zugeordnet werden. Ein Fehler von 1° Kurbelwinkel hat dabei bereits einen pi-Fehler in der Größenordnung von 10 % zur Folge. Daher wurde mit einem zweiten induktiven Geber auch ein OT- bzw. Triggersignal aufgenommen. Das Signal wurde durch den Vorbeigang eines Blechplättchens erzeugt, das am Schwungrad montiert war. Eine Justierung dieses Blättchens war über Langlöcher möglich.

Die genaue Lage des Kompressions-OT wurde zusätzlich mit Hilfe seines kapazitiven OT-Sensors bestimmt und danach das Blättchen justiert. Die Genauigkeit dieses kapazitiven OT-Sensors ist besser als $\pm 0,1^\circ$ Kurbelwinkel.

Die Quarzdruckaufnehmer waren über vier separate Ladungsverstärker an ein Hochgeschwindigkeitsdatenerfassungsgerät angeschlossen. Die Spannungssignale (± 10 V) der induktiven Drehzahlgeber wurden ebenfalls von diesem Gerät aufgenommen.

Die erzeugten Meßfiles wurden auf einem PC (AT - 386) weiter verarbeitet.

Vergleicht man die ermittelte Winkelbeschleunigung aus einem gewöhnlichen Vollasthochlauf mit jener aus einem zweiten Hochlauf, bei dem eine bekannte Zusatzschwingmasse am Schwungrad montiert wurde, so läßt sich aus

$$M_e = I_0 \omega_0 = (I_0 + I_1) \omega_1$$

das Trägheitsmoment des Motors I_0 berechnen:

$$I_0 = \frac{I_1 \omega_1}{\omega_0 - \omega_1}$$

I_1 bekanntes Trägheitsmoment der Zusatzschwungmasse
 M_e effektives Motordrehmoment aller Zylinder

Mit Hilfe von statistischen Verfahren kann aus mehreren (z. B. fünf) Wiederholungen dieser Messung auch ein Bereich angegeben werden, in dem sich das wahre Motorträgheitsmoment mit 95 %-iger Wahrscheinlichkeit befindet.

Ein möglicher Fehler dieses Verfahrens liegt dabei aber in der Annahme, daß das Motordrehmoment sowohl im raschen als auch im langsameren Vollasthochlauf (mit Zusatzschwungmasse) die gleiche Funktion der Drehzahl wäre. Trotz der mechanischen Blockierung von den förderdruckabhängigen Regelelementen der Einspritzpumpe (Spritzversteller und Vollastmengenregelung) ist das Drehmoment beim langsameren Hochlauf vermutlich etwas größer.

Daher wurde folgende Vorgangsweise gewählt: Trägheitsmoment und Vertrauensbereiche wurden mit drei verschiedenen Zusatzschwungmassen bestimmt. Die Abhängigkeit der Ergebniswerte von der Größe der Zusatzschwungmasse wurde über Regressionsgeraden auf den Wert der Zusatzschwungmasse 0 extrapoliert: Das Motorträgheitsmoment der hier als Beispiel betrachteten Maschine mit allen rotierenden Massen - reduziert auf Kurbelwellendrehzahl - und ohne Kupplung lag demnach mit 95 %-iger Wahrscheinlichkeit zwischen $0,293 \text{ kgm}^2$ und $0,3257 \text{ kgm}^2$. Der Mittelwert beträgt $0,3087 \text{ kgm}^2$.

Dieser Mittelwert erwies sich in der ω -Simulationsrechnung als zu niedrig: der berechnete ω -Verlauf stieg deutlich stärker an als der gemessene.

Mit $I = 0,3155 \text{ kgm}^2$ wurde für den berechneten ω -Verlauf die gleiche mittlere Winkelbeschleunigung erhalten wie für den gemessenen.

Zur Simulation einer Fehlfunktion wurde in die Einspritzleitung zur Düse des Zylinders (4) eine Abzweigung eingebaut. An dieser Abzweigung wurde eine zweite Einspritzdüse angeschlossen.

Durch Verstellen des Öffnungsdruckes dieser Düse konnte die Einspritzmenge und damit die Einzelzylinder-Leistung von Zylinder (4) geändert werden.

PATENTANSPRÜCHE

1. Diagnoseverfahren für Brennkraftmaschinen, insbesondere für mehrzylindrige Brennkraftmaschinen, wobei fortlaufend Messungen von zylinderspezifischen Betriebskenngrößen wie Winkelgeschwindigkeit, Kurbelwinkelstellung, Temperatur und dergleichen, durchgeführt und durch Auswertung und Zuordnung der Meßergebnisse die Einzelzylinder-Drehmomente bzw. -Leistungen bestimmt werden, dadurch gekennzeichnet, daß - jeweils für definierte Kurbelwinkelstellungen -

a) in an sich bekannter Weise an zumindest einem Bauteil der Brennkraftmaschine die jeweilige Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit gemessen wird,

b) aus den konstruktiven Daten der rotierenden und oszillierenden Teile der Brennkraftmaschine ein kurbelwinkelabhängiges Ersatzträgheitsmoment $I(\alpha)$ errechnet wird und

c) nach der Beziehung $E_{\text{gesamt}} = E_{\text{kin}} + E_{\text{pot}}$ die jeweilige Gesamtenergie, die in der Brennkraftmaschine gespeichert ist, durch die gesamte kinetische Energie angenähert wird, wobei E_{kin} nach der Beziehung

$$E_{\text{kin}} = \frac{I(\alpha) \cdot \omega^2}{2}$$

ermittelt wird, und daß

d) aus dem Vergleich dieser Gesamtenergien in zylinderspezifischen Kurbelwinkelbereichen die Einzelzylinder-Drehmomente bzw. -Leistungen bestimmt werden.

2. Diagnoseverfahren nach Anspruch 1 für Brennkraftmaschinen mit einem an einem Ende der Kurbelwelle angeordneten und einen Starter-Zahnkranz aufweisenden Schwungrad, dadurch gekennzeichnet, daß die Winkelgeschwindigkeit im Schritt a) am Zahnkranz des Schwungrades gemessen wird, vorzugsweise durch berührungslose, induktive Näherungsmessung.

3. Diagnoseverfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Zuordnung der gemessenen Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit zum jeweiligen Kurbelwinkel mittels einer Kurbelwellen-Triggermarke und eines Zünd- bzw. Einspritzsignals erfolgt.
- 5 4. Diagnoseverfahren nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Auftreten von charakteristischen Kurbelwinkelstellungen, vorzugsweise des OT, aus dem Winkelgeschwindigkeitsverlauf bestimmt wird.
- 10 5. Diagnoseverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Messung im Schritt a) im Vollast-Hochlauf der freilaufenden Brennkraftmaschine durchgeführt wird.
- 15 6. Diagnoseverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Messung im Schritt a) im Auslauf der freilaufenden Brennkraftmaschine durchgeführt wird und/oder dabei die zylinderspezifische Maschinenreibung vorzugsweise unter zusätzlicher Berücksichtigung von motortypischen Verlusten im Gasdruckverlauf, die einmalig für einen Motortyp auf einem Prüfstand bestimmt werden, ermittelt wird.
- 20 7. Diagnoseverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Messung im Schritt a) an einer freilaufenden Brennkraftmaschine bei beliebigen Betriebszuständen bzw. Betriebszustandsänderungen durchgeführt wird.
- 25 8. Diagnoseverfahren nach den Ansprüchen 5 und 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Einzelzylinder-Drehmomente bestimmt werden, die in Summe zumindest näherungsweise dem inneren Motordrehmoment entsprechen.
- 30 9. Diagnoseverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Messung an einer belasteten Brennkraftmaschine durchgeführt wird, wobei zusätzlich die durchschnittliche Motorlast für die Bestimmung der Absolutwerte der Einzelzylinder-Drehmomente bestimmt wird.
- 35 10. Diagnoseverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Meßwerte für Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit vor der weiteren Verarbeitung aufbereitet, vorzugsweise im zeitlichen Verlauf geglättet, werden.
- 40 11. Diagnoseverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, daß definierte Kurbelwinkelstellungen im Abstand von 1° verwendet werden.
- 45 12. Diagnoseverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, daß die gespeicherte Gesamtenergie im Schritt c) als $E_{\text{gesamt}} = E_{\text{kin}} + E_{\text{pot}}$ bestimmt wird, wobei in E_{pot} das Drehschwingungsverhalten der Maschine als Federspeicherenergie in den elastischen Motorelementen und/oder die geodätische Höhe der oszillierenden Massen berücksichtigt wird.
- 50 13. Diagnoseverfahren nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, daß aus dem Verlauf der gespeicherten Energie Betriebskenngrößen für die relative Kompression ermittelt und beim Vergleich nach Schritt d) berücksichtigt werden.
- 55 14. Einrichtung zur Diagnose von Brennkraftmaschinen, mit einer Meßanordnung für die fortlaufende Ermittlung von zylinderspezifischen Betriebskenngrößen, wie Winkelgeschwindigkeit, Kurbelwinkelstellung, Temperatur und dergleichen, und einer damit in Verbindung stehenden Auswerteeinrichtung zur Auswertung, Zuordnung und Anzeige von die Einzelzylinder-Drehmomente bzw. -Leistungen repräsentierenden Meßergebnissen, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Meßanordnung in an sich bekannter Weise eine Meßeinheit zur fortlaufenden Messung der Drehzahl bzw. Winkelgeschwindigkeit sowie eine damit in Verbindung stehende Zuordnungseinheit zur Zuordnung der jeweiligen Meßergebnisse zu definierten Kurbelwinkelstellungen der Brennkraftmaschine aufweist, daß die Auswerteeinrichtung (2) eine Speichereinheit aufweist, in der für die definierten Kurbelwinkelstellungen ein jeweiliges Ersatzträgheitsmoment $I(\alpha)$ der Brennkraftmaschine enthalten ist, daß die Auswerteeinrichtung (2) weiters eine Verknüpfungseinheit umfaßt, in der die jeweilige Gesamtenergie der Brennkraftmaschine ermittelt wird, und daß eine Vergleichseinheit in der Auswerteeinheit vorgesehen ist, in der aus dem Vergleich dieser Gesamtenergien in zylinderspezifischen Kurbelwinkelbereichen die Einzelzylinder-Drehmomente bzw. -Leistungen bestimmt werden.

- 5 15. Einrichtung nach Anspruch 14, für Brennkraftmaschinen mit einem an einem Ende der Kurbelwelle angeordneten und einen Starter-Zahnkranz aufweisenden Schwungrad, **dadurch gekennzeichnet**, daß im Bereich des Zahnkranzes des Schwungrades der zu untersuchenden Brennkraftmaschine ein mit den Zähnen zusammenwirkender Winkelgeschwindigkeitssensor, vorzugsweise ein berührungslos arbeitender, induktiver Näherungssensor, angeordnet und mit der Meßeinheit verbunden ist.
- 10 16. Einrichtung nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet**, daß zusätzlich ein OT-Sensor am Schwungrad vorgesehen und mit der Zuordnungseinheit verbunden ist.
- 15 17. Einrichtung nach einem der Ansprüche 14 bis 16, **dadurch gekennzeichnet**, daß zwischen Meß- bzw. Zuordnungseinheit und Auswerteeinrichtung eine Aufbereitungseinheit für das Meßsignal eingeschaltet ist.
18. Einrichtung nach einem der Ansprüche 14 bis 17, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zu untersuchende Brennkraftmaschine mit einer Belastungsanordnung zur Beaufschlagung mit einer, vorzugsweise jeweils bekannten, Last verbunden ist.
- 20 19. Einrichtung nach einem der Ansprüche 14 bis 18, **dadurch gekennzeichnet**, daß eine separate Anordnung zur Bestimmung der relativen Kompression der einzelnen Zylinder an der Brennkraftmaschine vorgesehen und mit der Auswerteeinrichtung verbunden ist.

Hiezu 5 Blatt Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

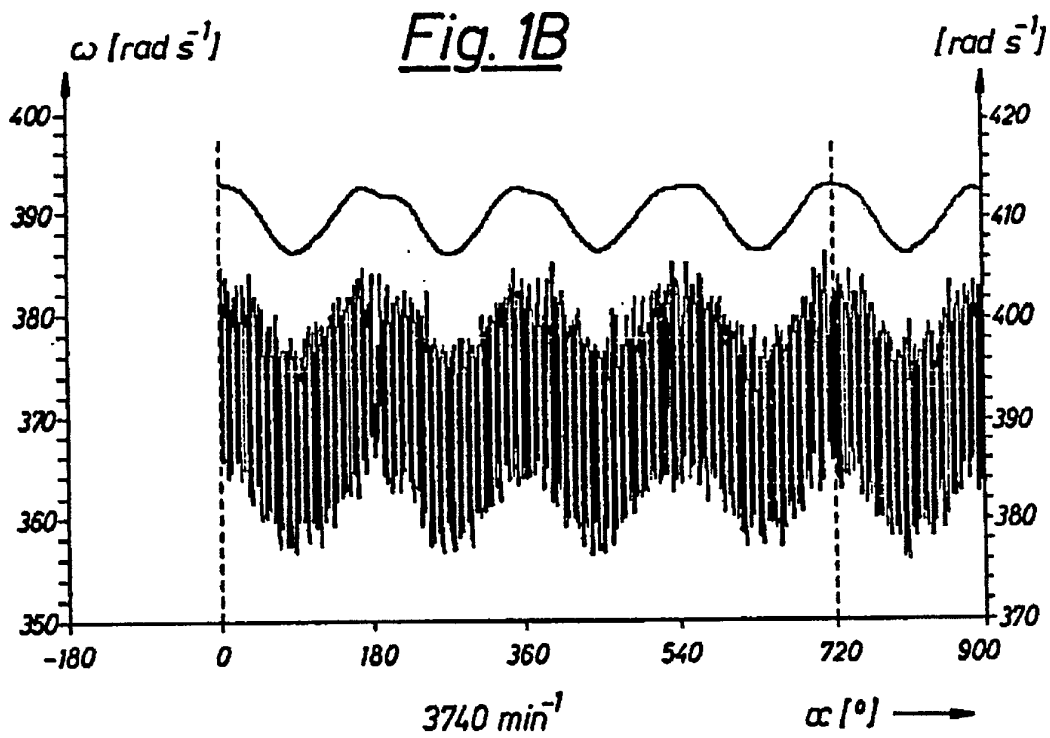
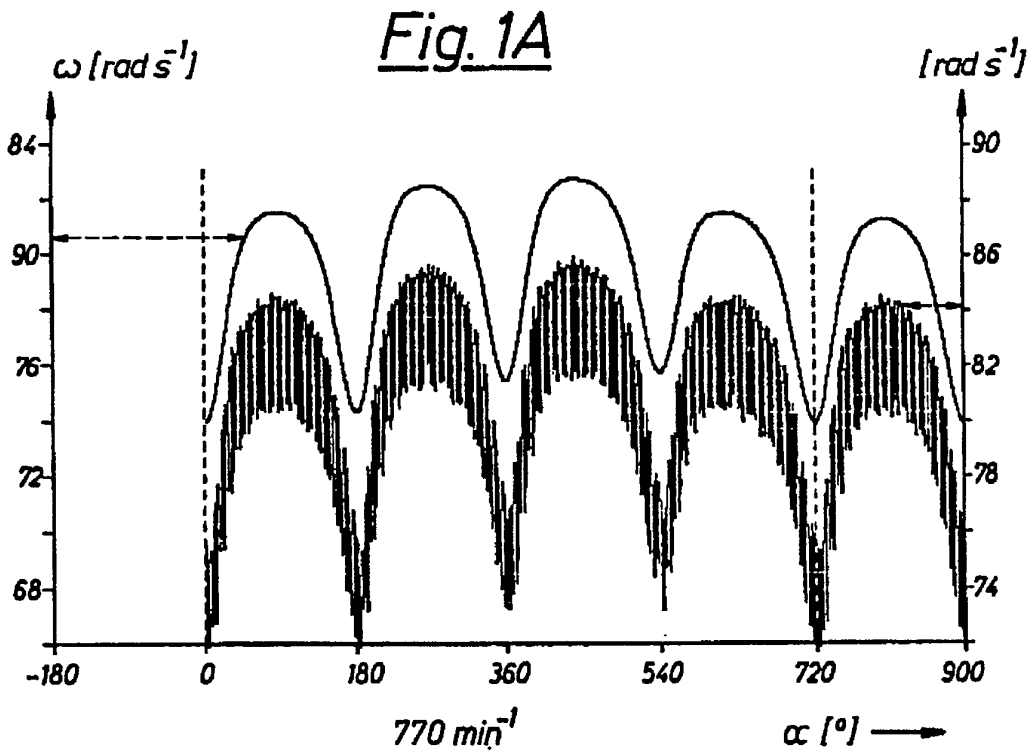


Fig. 2A

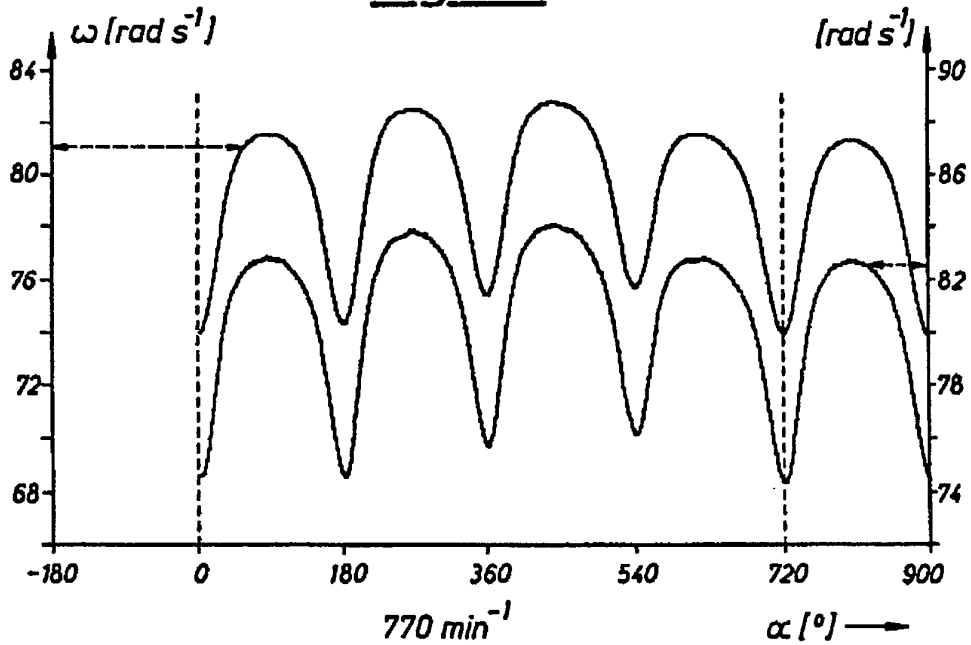
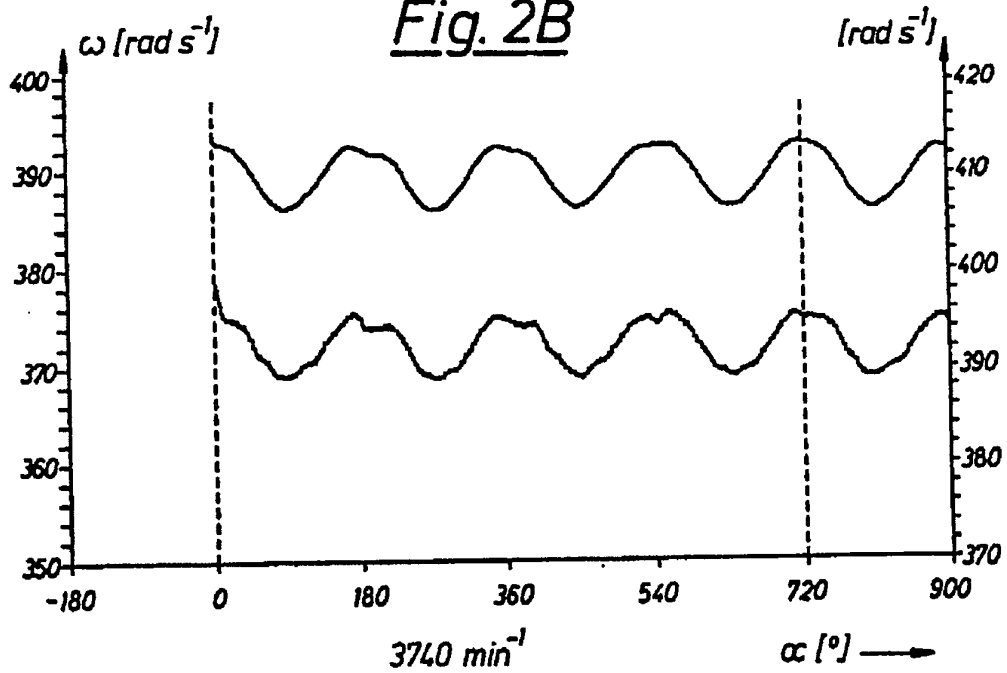


Fig. 2B



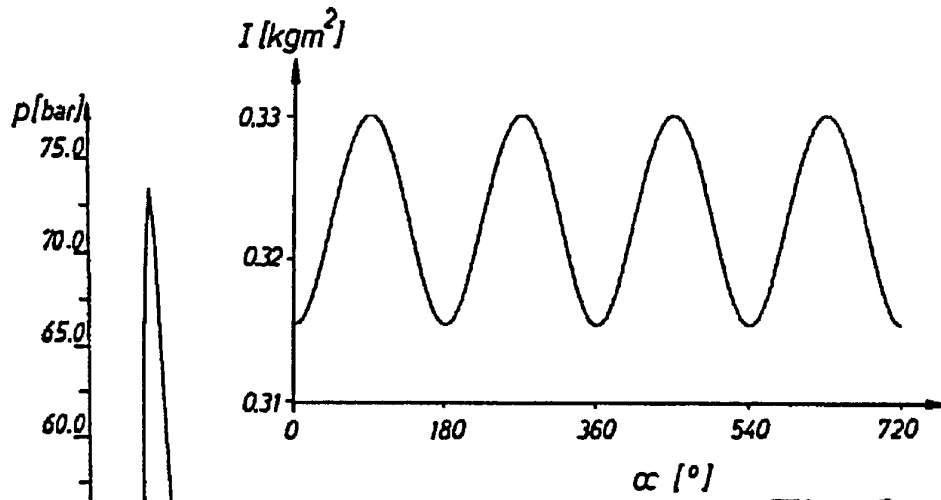


Fig. 3

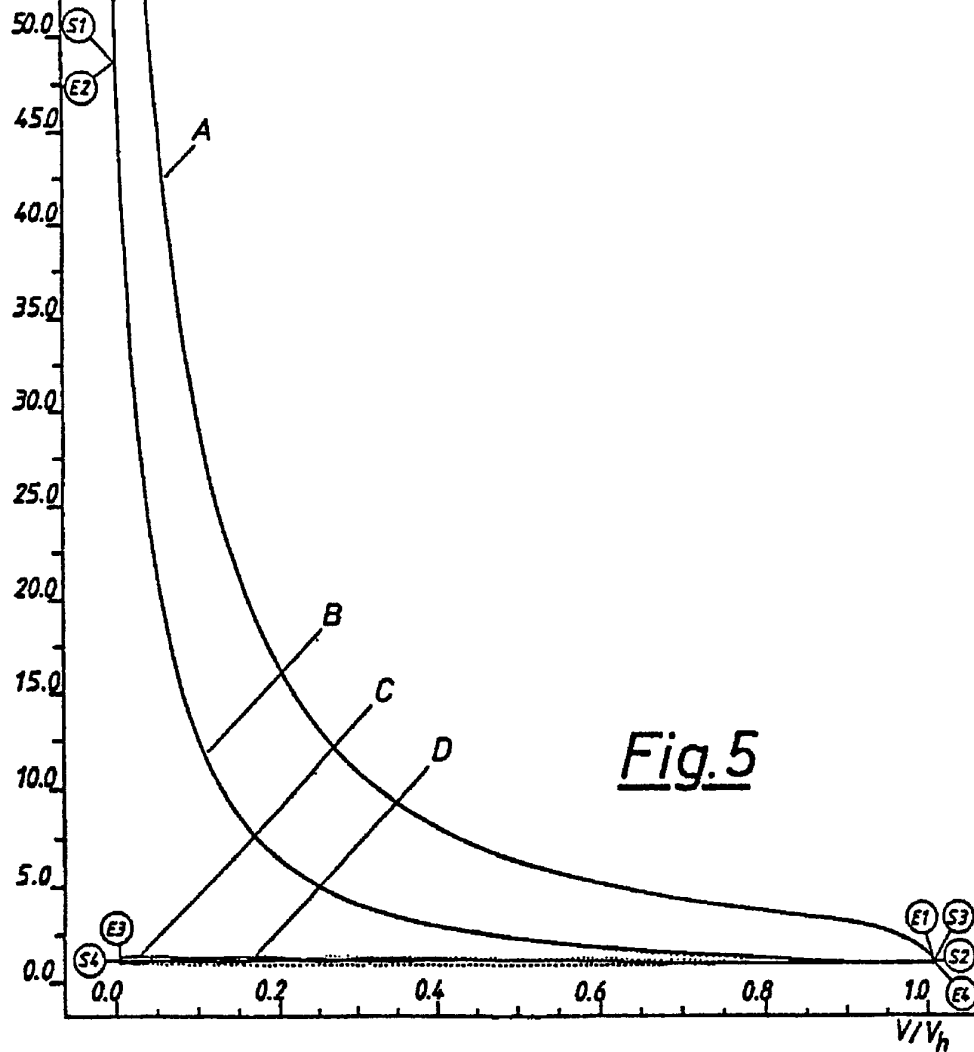


Fig. 5

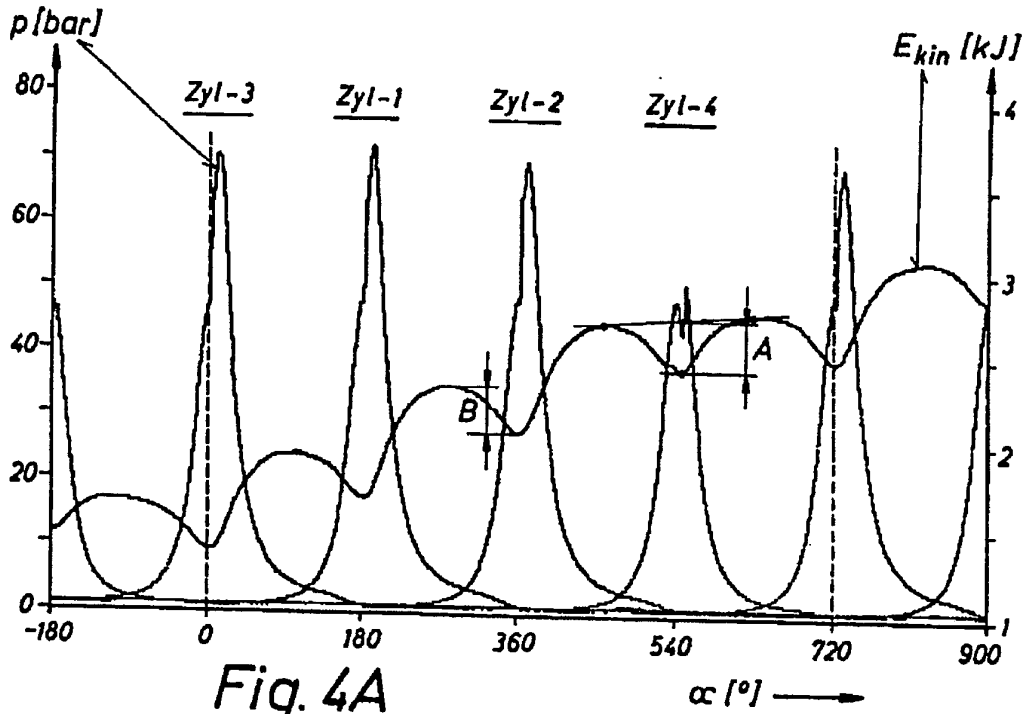


Fig. 4A

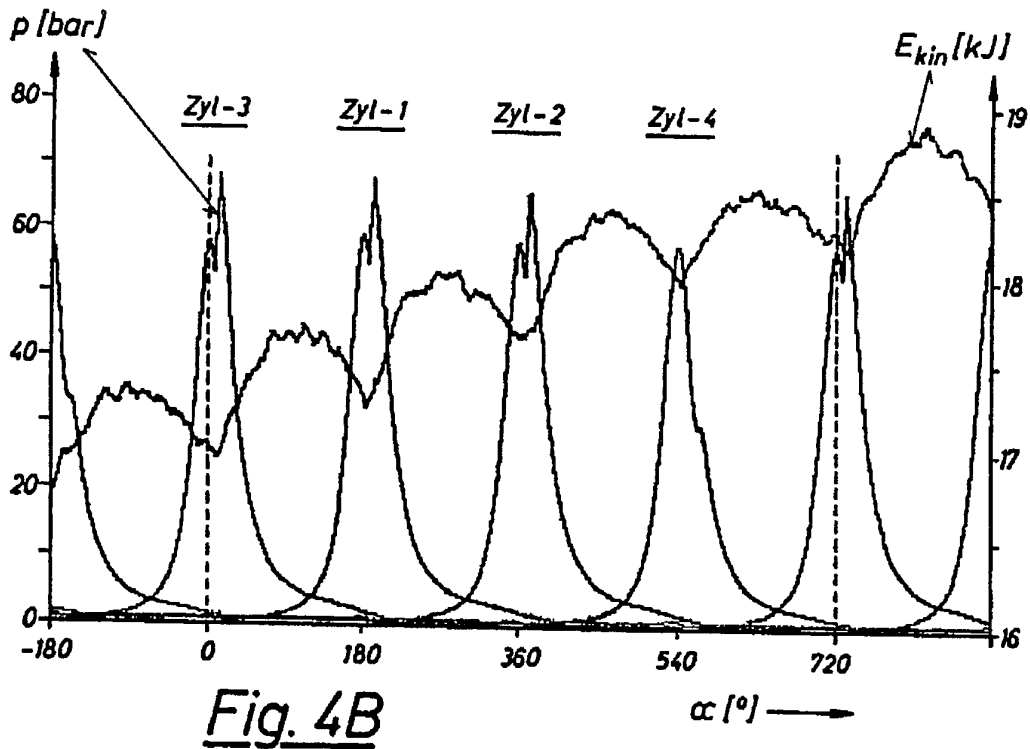


Fig. 4B

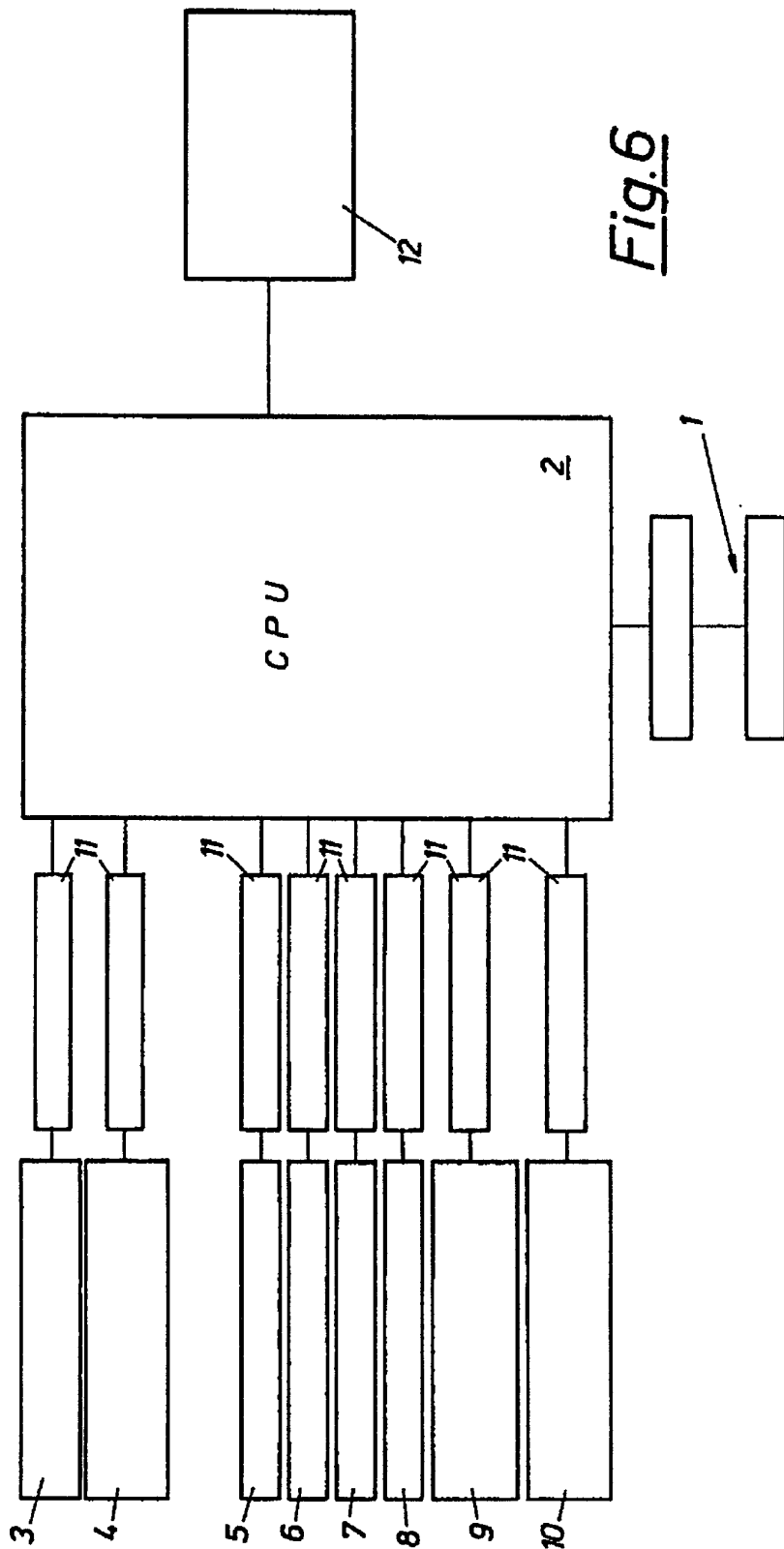


Fig. 6