

⑫ **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

④⑤ Veröffentlichungstag der Patentschrift:
06.02.85

⑤① Int. Cl.⁴: **F 02 D 1/04, F 02 D 1/16**

②① Anmeldenummer: **81102311.8**

②② Anmeldetag: **27.03.81**

⑤④ **Fliehkraft geregelter Einspritzzeitpunktversteller.**

③⑩ Priorität: **30.05.80 DE 3020554**

④③ Veröffentlichungstag der Anmeldung:
09.12.81 Patentblatt 81/49

④⑤ Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
06.02.85 Patentblatt 85/6

⑧④ Benannte Vertragsstaaten:
AT FR GB SE

⑤⑥ Entgegenhaltungen:
DE - A - 2 458 109
FR - A - 1 036 774
FR - A - 1 055 012
GB - A - 2 024 370
GB - A - 2 024 989
GB - A - 2 066 419

⑦③ Patentinhaber: **Klöckner-Humboldt-Deutz**
Aktiengesellschaft,
Deutz-Mülheimer-Strasse 111 Postfach 80 05 09,
D-5000 Köln 80 (DE)

⑦② Erfinder: **Haas, Eckhard, Dipl.-Ing., Evastrasse 19,**
D-5000 Köln 90 (DE)
Erfinder: **Hühn, Walter, Dr., Im Wiesengrund 66,**
D-5120 Troisdorf-Spich (DE)

EP 0 041 110 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt 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).

Beschreibung

Die Erfindung bezieht sich auf eine Vorrichtung der im Oberbegriff des ersten Anspruchs angegebenen Art.

Bei in Fahrzeugen eingebauten luftverdichteten, selbstzündenden Brennkraftmaschinen ist es wegen des grossen durchfahrbaren Drehzahlbereichs notwendig, den Förderbeginn der Einspritzpumpe zwischen der niedrigsten Lastdrehzahl und der Nenndrehzahl um mehrere Grade Kurbelwinkel vorzuverlegen. Die Vorverlegung kann in an sich bekannter Weise durch einen automatisch arbeitenden Einspritzzeitpunktversteller bewerkstelligt werden, der mit Hilfe von federbelasteten Fliehkraftgewichten seine Einspritzpumpenabtriebswelle gegenüber der Antriebswelle in Abhängigkeit von der Drehzahl verdreht.

Diese federbelasteten fliehkraftgeregelten Einspritzzeitpunktversteller haben den Nachteil, dass sie den Einspritzzeitpunkt nur in Abhängigkeit der Drehzahl verstellen. Bei einem Beschleunigen der Brennkraftmaschine innerhalb kurzer Zeit (z.B. 2 bis 10 Sek.) tritt eine kurzfristige Geräuschüberhöhung, das sogenannte Beschleunigungsgeräusch, gegenüber dem stationären Zustand auf. Die Ursache für dieses Beschleunigungsgeräusch sind im Zusammentreffen des etwas steileren Zünddruckanstiegs mit den gegenüber dem jeweils stationären Zustand grösseren Spieltoleranzen im Triebwerk zu sehen. Der steilere Zünddruckanstieg lässt sich mit den bei niedrigen Drehzahlen geringeren Kompressionsendtemperaturen infolge niedriger Brennraumtemperaturen erklären, ebenso wie die grösseren Spieltoleranzen aufgrund der ebenfalls geringeren Bauteiltemperaturen.

Da es nicht möglich ist, während der kurzen Beschleunigungszeit das Temperaturverhalten der Brennkraftmaschine zu beeinflussen, muss versucht werden, das Beschleunigungsgeräusch auf andere Weise zu reduzieren. Eine Möglichkeit besteht darin, dass durch das Festhalten des Einspritzbeginns auf den Zeitpunkt der niedrigen Drehzahl während des Beschleunigens auf hohe Drehzahl das Beschleunigungsgeräusch von allen luftverdichtenden Brennkraftmaschinen verringert werden kann.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es deshalb, einen fliehkraftgeregelten Einspritzzeitpunktversteller der eingangs genannten Art bereitzustellen, mit dem während des schnellen Beschleunigens keine oder nur eine geringe Verschiebung des Einspritzzeitpunktes erzielt wird.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäss durch die kennzeichnenden Merkmale des ersten Anspruchs gelöst. Der Vorteil der Dämpfungselemente ist darin zu sehen, dass er die Fliehkewichte an einer Verschiebbewegung nur bei einem schnellen Beschleunigen hindert. Bei einem langsamen Beschleunigen ist ihre Funktion praktisch wirkungslos. In diesem Fall arbeitet der fliehkraftgeregelte Einspritzzeitpunktversteller wie bekannt. Ebenso ist nur bei einem Beschleunigen die Wirkung der Dämpfungselemente vorhanden.

Die Dämpfungselemente gemäss der Erfindung können als an sich bekannte einseitig wirkende Stossdämpfer aufgebaut sein.

Aus der FR-A-1 036 774 ist ein ölgefüllter Spritzzeitpunktversteller bekannt, bei dem mit der Ölfüllung erreicht werden soll, dass die Bewegung der Fliehkewichte gedämpft wird, um ein Schlagen und ein Pendeln der Fliehkewichte zu verhindern. Aufgrund der Ölfüllung des gesamten Gehäuses wird hier jedoch jegliche Bewegung der Fliehkewichte gedämpft. Hierbei wird also sowohl eine relativ langsame Verschiebbewegung bei einem Beschleunigen der Fliehkewichte gedämpft, wie auch im umgekehrten Sinn bei einer Bremsbewegung der Fliehkewichte. Die Bewegung der Fliehkewichte bei einem kurzzeitigen schnellen Beschleunigen können mit dieser Vorrichtung also nicht besonders gegenüber den übrigen Bewegungen beeinflusst werden.

Weiterhin ist noch die DE-A-2 826 800 bekannt, die einen Einspritzzeitpunktversteller zeigt, der mit den Fliehkewichten zusammenwirkende Hydraulikkolben aufweist. Mit diesem Hydraulikkolben soll die Aufgabe gelöst werden, andere Motorparameter der Fliehkewichtsbewegung, die sonst nur von der Drehzahl abhängig ist, zu überlagern, um den Einspritzzeitpunkt auch von diesen abhängig steuern zu können. Hierzu wird dem Hydraulikkolben über eine Ölförderpumpe und ein Steuerelement gezielt Öl zugeführt. Hiermit wird jedoch keine Dämpfung der Fliehkewichtsbewegungen bei einem schnellen kurzzeitigen Beschleunigen erzielt.

Die Dämpfungselemente können – wie eine Weiterbildung der Erfindung vorschlägt – an den Fliehkewichten befestigt sein. Es ist jedoch genau so gut denkbar, die Dämpfungselemente zwischen einem Fliehkewicht und der Abtriebswelle zu befestigen. Desweiteren ist es denkbar, die Dämpfungselemente zwischen den Fliehkewichten und dem Gehäuse zu befestigen.

Eine andere Weiterbildung der Erfindung schlägt vor, die Dämpfungselemente radial zur Abtriebswelle auszurichten. Es ist jedoch genau so gut denkbar, die Dämpfungselemente tangential zur Abtriebswelle auszurichten. Dies ist insbesondere dann sinnvoll, wenn die Dämpfungselemente zwischen den Fliehkewichten und der Abtriebswelle angeordnet sind, da dadurch die Winkelverdrehung der Abtriebswelle berücksichtigt wird und einer Aufteilung der Dämpfungskräfte entgegengewirkt wird.

Da alle bisher beschriebenen Ausführungsformen von Dämpfungselementen ausgehen, die die axiale Baulänge des Einspritzzeitpunktverstellers vergrössern, dies aber unter Umständen zu Einbauschwierigkeiten führen kann, wird die Ausbildung gemäss Anspruch 7 vorgeschlagen. Diese Ausbildungsform hat den Vorteil, dass sie innerhalb der Fliehkewichte angeordnet ist, so dass kein zusätzlicher Bauraum für die Dämpfungselemente vorgesehen werden muss. Als Dämpfungsmittel kann hierbei sowohl ein Hydraulikmittel, beispielsweise das Schmieröl der Brennkraftma-

schine, oder aber auch Luft oder ein Gas verwendet werden.

Wird der erfindungsgemässe Einspritzzeitpunktversteller gemäss Anspruch 8 ausgebildet, so wird damit der Vorteil erreicht, den Dämpfungskolben mit Öl füllen zu können. Dadurch wird gegenüber einem mit Luft oder Gas gefüllten Dämpfungskolben ein wesentlich kleineres Bauvolumen erreicht. Zudem hat die Ölfüllung den Vorteil, dass die dem Ölsumpf der Brennkraftmaschine entnommen und wieder zugeführt werden kann. Dadurch kann gleichzeitig die Schmierung der Abtriebswelle aufrecht erhalten werden. Daneben wird dadurch der weitere Vorteil erreicht, dass ein entsprechend der Schmieröltemperatur der Brennkraftmaschine proportional temperiertes Dämpfungsmedium zur Verfügung steht. Dadurch ist die Dämpfung temperaturabhängig, so dass auch die Beeinflussung der Fliehgewichte in ihrer Verschiebebewegung temperaturabhängig ist. Dies hat den Vorteil, dass, da bei kalter Brennkraftmaschine ein stärkeres Beschleunigungsgeräusch zu verzeichnen ist als bei betriebswarmer, dies auf einfache Art und Weise berücksichtigt werden kann.

Da die Dämpfungswirkung bei Verwendung des Hydraulikmediums als Dämpfungsmittel auf dessen Verdrängung durch Drosseln geschieht, ist es möglich, die fertigungstechnisch zwischen dem Dämpfungskolben und dessen Zylinderwandungen vorhandene Spalte hierzu zu benutzen. Es ist jedoch auch zum anderen denkbar, in den Dämpfungskolben eine Drosselbohrung anzubringen.

Die Ausbildung nach Anspruch 10 löst die Aufgabe, sicherzustellen, dass unabhängig von der Temperatur des Dämpfungsmediums bei einer Drehzahlreduzierung keine Dämpfungswirkung auftritt, da die Ventileinrichtung ohne weiteres als Rückschlagventil ausgelegt werden kann. Damit ist es möglich, dass die Fliehgewichte bei einer plötzlichen Drehzahlreduzierung nicht in ihrer Verschiebebewegung behindert werden, so dass hierbei der Einspritzzeitpunkt entsprechend den erforderlichen Werten verlegt werden kann.

Es sind Einsatzfälle denkbar, bei denen die Brennkraftmaschine im unteren Drehzahlbereich ihre volle Beschleunigungsfähigkeit erhalten sowie keine Schwarzrauchbildung aufweisen soll. Um dies im unteren Drehzahlbereich zu erreichen, wird die Ausbildung nach Anspruch 11 vorgeschlagen. Damit wird erreicht, dass die Dämpfungswirkung erst oberhalb einer bestimmten Drehzahl wirksam wird.

Anspruch 12 beschreibt eine alternative Ausbildung des Dämpfungskolbens. Diese Ausbildungsform zeichnet sich dadurch aus, dass allein durch die Ventileinrichtung die Dämpfungswirkung bei einem schnellen Beschleunigen erreicht wird. Ebenso hat die Ventileinrichtung die Aufgabe, die Dämpfungswirkung bei einem Abbremsen der Drehzahl zu unterbinden. Damit ist die Möglichkeit gegeben, unabhängig von konstruktiven Gegebenheiten und evtl. Fertigungstoleranzen immer eine bestimmte Dämpfungswirkung zu erreichen.

Die Weiterbildung nach Anspruch 13 löst die Aufgabe entweder stufenlos oder in einer Sprungfunktion die Dämpfungswirkung des Dämpfungskolbens ausser Kraft zu setzen, so dass die Drosselung aufgehoben ist. Dies ist insbesondere dann sinnvoll, wenn bei betriebswarmer oder überhitzter Brennkraftmaschine der Einspritzzeitpunktversteller ungedämpft arbeiten soll, weil bei betriebswarmer Brennkraftmaschine entweder kein Beschleunigungsgeräusch auftritt oder aber ein verspäteter Einspritzzeitpunkt von den Brennkraftmaschinenkenndaten her unerwünscht ist.

Im folgenden wird die Erfindung anhand bevorzugter Ausführungsbeispiele näher erläutert.

Es stellen dar:

Fig. 1 einen Querschnitt durch einen fliehkraftgeregelten Einspritzzeitpunktversteller mit erfindungsgemässer Dämpfung nach dem Schnitt B-B gemäss Fig. 2;

Fig. 2 eine Ansicht des Einspritzzeitpunktverstellers nach dem Schnitt A-A gemäss Fig. 1;

Fig. 3 bis 5 Diagramme zur Verdeutlichung der Wirkungsweise des gedämpften Einspritzzeitpunktverstellers.

Der fliehkraftgeregelte Einspritzzeitpunktversteller nach Fig. 1 und 2 besteht aus einem im Querschnitt U-förmigen Gehäuse 1, welches als Antriebseinrichtung einen auf seinem Umfang angeordneten Zahnkranz 2 trägt. Koaxial zur Rotationsachse des Gehäuses 1 ist eine Abtriebswelle 3 angeordnet, die einerseits in einem Lager 4 gelagert ist. Das freie Ende der Abtriebswelle 3 ist mit einer hier nicht dargestellten Einspritzpumpe verbunden.

Innerhalb des Gehäuses 1 ist auf der Abtriebswelle 3 eine als Flansch ausgebildete Verstelleischeibe 5 befestigt. Die Antriebsverbindung zwischen dem Gehäuse 1 und der Verstelleischeibe 5 wird über Fliehgewichte 6 hergestellt, indem die Fliehgewichte 6 mit je einem Führungsbolzen 7 auf ihren Stirnseiten ausgerüstet sind, die in je einem Langloch 8, 9 in dem Gehäuse 1 bzw. in der Verstelleischeibe 5 eingreifen. Die Langlochachsen in dem Gehäuse 1 sind radial angeordnet, während die Landlochachsen in der Verstelleischeibe 5 im wesentlichen tangential zur Abtriebswelle 3 angeordnet sind, so dass durch eine Verschiebebewegung der Fliehgewichte 6 radial nach aussen die Verstelleischeibe 5 und damit die Abtriebswelle 3 verdreht wird gegenüber dem Gehäuse 1. Die beiden Fliehgewichte 6 sind halbkreisförmig ausgebildet und über Zugfedern 10 miteinander verbunden. Aus Gründen der Platzersparnis werden diese Federn 10 in Bohrungen 11 in den Fliehgewichten untergebracht. Zwischen den Zugfedern 10 sind in jedem Fliehgewicht 6 eine radial angeordnete Sacklochbohrung 12 angebracht. In dieser Sacklochbohrung 12 ist ein Dämpfungskolben 13 angeordnet, der von einer Feder 14 mit seinem vorderen Ende radial aus dem Fliehgewicht 6 gegen die Innenwand des Gehäuses 1 gedrückt wird. Der Dämpfungskolben 13 nach Fig. 1 weist eine Drosselbohrung 13.1 auf, die den zwischen Gehäuseinnenwand und Fliehgewichtsumfang vor-

handenen Ringraum 1.1 mit der Sacklochbohrung 12 verbindet.

Über eine Zulaufbohrung 15 in den Fliehgewichten 6 zu der Sacklochbohrung 12 kann über geeignete Bohrungen 16 in der Abtriebswelle 3 ein Hydraulikmittel, üblicherweise Schmieröl aus dem Ölsumpf der Brennkraftmaschine, im wesentlichen drucklos zugeführt werden.

Der erfindungsgemäss ausgestattete fliehkraftgeregelte Einspritzzeitpunktversteller arbeitet folgendermassen:

Je nach Antriebsdrehzahl des Einspritzzeitpunktverstellers bewegen sich die Fliehgewichte 6, in Abhängigkeit der Federspannung 10 radial nach aussen. Durch die im Gegensatz zu den Langlöchern 8 schräggestellten Langlöchern 9 in der Versteilscheibe 5 wird die Abtriebswelle 3 bei einer nach aussen gerichteten Bewegung der Fliehgewichte 6 gegenüber dem Antriebszahnrad 2 drehwinkelversetzt angetrieben. Über die Zufuhrleitung 16 und die Zufuhrbohrung 15 wird Öl in die Sacklochbohrung 12 und damit durch die Drosselbohrung 13.1 in das Gehäuseinnere geleitet. Aufgrund der Rotation des Gehäuses 1 bildet sich an dessen Innenwand ein mitumlaufender Ölfilm 17.

Wird nun der Einspritzzeitpunktversteller durch ein schnelles Beschleunigen der Brennkraftmaschine innerhalb kurzer Zeit (t kleiner gleich 15 Sekunden) beschleunigt, so können die Fliehgewichte 6 nicht der durch die Beschleunigung hervorgerufenen Zentrifugalkraft folgen, da das in der Sacklochbohrung 12 vorhandene Öl nicht so schnell durch die Drosselbohrung 13.1 in den Dämpfungskolben 13 verdrängt werden kann. Damit bleiben die Fliehgewichte 6 – ja nach Drosselung – praktisch in der Stellung, die sie vor der Beschleunigung inne hatten, stehen. Damit wird ebenfalls die Abtriebswelle 3 nicht weiter drehwinkelversetzt zu dem Antriebszahnrad 2 angetrieben, so dass der im Zeitpunkt vor der Beschleunigung vorliegende Einspritzzeitpunkt während des Beschleunigens erhalten bleibt.

In Fig. 2 ist eine Variante im Aufbau des Dämpfungskolbens 13 dargestellt. Der dort aufgezeigte Dämpfungskolben 13.2 weist keine Drosselbohrung 13.1 auf, sondern es ist eine Ventilplatte 18 in der Sacklochbohrung 12 vor der Zulaufbohrung 15 vorgesehen, die eine Drosselöffnung 19 aufweist. Hierbei wird das Öl in der Sacklochbohrung 12 bei einer nach aussen gerichteten Bewegung der Fliehgewichte 6 in die Zulaufbohrung 15 zurückgedrängt. Bei einer Drehzahlreduzierung verlagern sich die Fliehgewichte 6 aufgrund der Zugfedern 10 wieder radial nach innen. Dabei hebt die Ventilplatte 18 von der Zufuhrbohrung 15 aufgrund der Saugwirkung ab, so dass die Sacklochbohrung 12 wieder über die Zulaufbohrung 15 an der Ventilplatte 19 vorbei mit Öl aufgefüllt wird.

Fig. 2 zeigt ebenfalls noch eine weitere Variante, indem von der Sacklochbohrung 12 aus eine Absteuerbohrung 20 vorgesehen ist. Durch die Absteuerbohrung 20, die in Ruhestellung der Fliehgewichte geöffnet ist, wird erreicht, dass die Dämpfungswirkung erst dann einsetzen kann,

wenn die Fliehgewichte 6 sich derart weit radial nach aussen bewegt haben, dass die Dämpfungskolben 13.2 die Absteuerbohrung 20 verschliessen. Damit wird erreicht, dass die Dämpfungswirkung erst oberhalb einer gewünschten Drehzahl wirksam wird, so dass die Beschleunigungsfähigkeit der Brennkraftmaschine sowie die Schwarzauchbildung im unteren Drehzahlbereich nicht beeinflusst werden.

Die Ventilplatte 18 kann auch bei der Ausführung gemäss Fig. 1 zwischen der Feder 14 und dem Dämpfungskolben 13 verwendet werden. Die Drosselbohrung 13.1 kann dann entfallen und durch eine nicht drosselnde Bohrung ersetzt werden.

In Fig. 3 ist die Wirkungsweise des erfindungsgemässen ausgerüsteten Einspritzzeitpunktverstellers anhand eines Diagramms, welches auf der Ordinate zum einen die Drehzahl und zum anderen den Förderbeginn in Grad Kurbelwinkel vor dem oberen Totpunkt über der Zeit auf der Abszisse aufweist, näher erläutert. Die Kurve I zeigt den Drehzahlverlauf des Motors bei einem Beschleunigungsvorgang. Wie daraus ersichtlich, wird der Motor von einer Leerlaufdrehzahl von 1200 Umdrehungen auf seine Nenndrehzahl von 2650 Umdrehungen pro Minute beschleunigt. Bei einem derartigen Beschleunigen wird sich mit einem handelsüblichen fliehkraftgeregelten Einspritzzeitpunktversteller der Einspritzzeitpunkt anhand der Kurve II nach früh, d.h. zu grösseren Grad Kurbelwinkel vor oberen Totpunkt hin verlagern.

Die Kurve III zeigt den Verlauf des Förderbeginns, wenn ein fliehkraftgeregelter Einspritzzeitpunktversteller mit dem erfindungsgemässen Dämpfer und der Absteuerbohrung 20 verwendet wird. Daraus ist ersichtlich, dass der Einspritzzeitpunkt zu Beginn des Beschleunigens praktisch der Kurve II folgt, da dann auch durch die Absteuerbohrung 20 die Dämpfungswirkung nahezu ausgeschaltet ist. Erst wenn die Absteuerbohrung 20 verschlossen wird, setzt die Dämpfungswirkung ein.

Die Kurve IV wird mit einem fliehkraftgeregelten Einspritzzeitpunktversteller erreicht, der mit einer Dämpfungseinrichtung ohne Absteuerbohrung 20 ausgerüstet ist. Hieraus ist ersichtlich, dass bei einer sofortigen Dämpfung der Verschiebewegung der Fliehgewichte 6 der Förderbeginn und damit der Einspritzzeitpunktversteller praktisch während der gesamten Beschleunigungszeit nur minimal ansteigt und erst wenn die Brennkraftmaschine auf ihre gewünschte Drehzahl beschleunigt ist, verzögert nachfolgt.

Die Kurve V gibt den Verlauf des Regelstangenweges bei diesem Beschleunigungsvorgang an.

In Fig. 4 ist bei dem oben in Fig. 3 dargestellten Beschleunigungsvorgang die Geräuscentwicklung der Brennkraftmaschine dargestellt. Die Kurve II gibt den Verlauf des Geräusches bzw. den Schalldruck bei einem bisher bekannten fliehkraftgeregelten Einspritzzeitpunktversteller ohne Dämpfung wieder. Man sieht deutlich, dass während des Beschleunigens ein starker Anstieg des

Schalldruckes und damit des Geräusches auftritt. Die Kurve III wird erreicht, wenn der fliehkraftge-regelte Einspritzzeitpunktversteller mit einem Dämpfer und einer Absteuerbohrung 20 ausgerü-stet ist. Wie ein Vergleich der Kurve II mit der Kurve III deutlich zeigt, ist der Geräuschpegel während des Beschleunigens deutlich niedriger, ja sogar niedriger als das nach Beendigung der Beschleunigung bei der neuen Drehzahl erreichte Geräuschniveau.

Die Kurve IV wird erreicht, wenn der fliehkraft-geregelte Einspritzzeitpunktversteller ohne Ab-steuerbohrung ausgerüstet ist.

In Fig. 5 ist die Förderbeginnverstellung im Grad Kurbelwinkel vor oberem Totpunkt über der Drehzahl beim Beschleunigen aufgetragen. Die Kurve II zeigt wiederum den Anstieg, wenn ein normaler fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunkt-versteller ohne Dämpfung verwendet wird. Die Kurve IV wird erreicht, wenn ein fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktversteller mit Dämpfer ver-wendet wird und wenn eine derartige Anordnung instationär betrieben wird.

Patentansprüche

1. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller für Einspritzpumpen an Brennkraftmaschi-nen, insbesondere an selbstzündenden, luftver-dichtenden, Brennkraftmaschinen, bestehend aus einer Antriebseinrichtung und einer Abtriebswelle (3), aus einem umlaufenden, mit der Antriebsein-richtung verbundenen Gehäuse (1), aus innerhalb des Gehäuses (1) angeordneten Fliehgewichten (6), die gegen die Kraft von Federn (10) verschieb-bar sind, wodurch die Abtriebswelle (3) drehwin-kelversetzbar antreibbar ist, und aus einer zusätz-lichen Einrichtung, die die Verschiebebewegung der Fliehgewichte beeinflusst, dadurch gekenn-zeichnet, dass als Einrichtung einseitig wirkende Dämpfungselemente vorgesehen sind, die nur bei einer kurzzeitigen schnellen Beschleunigung der Fliehgewichte (6) ($t \leq 15$ Sekunden) die Verschie-bebewegung der Fliehgewichte (6) behindern.

2. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungselemente an den Fliehgewichten (6) befestigbar sind.

3. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekenn-zeichnet, dass die Dämpfungselemente einerseits an je einem Fliehgewicht (6) und andererseits an der Abtriebswelle (3) befestigbar sind.

4. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämpfungselemente einerseits an je einem Fliehgewicht (6) und andererseits an dem Ge-häuse (1) befestigbar sind.

5. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach einem der vorangegangenen Ansprü-che, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämp-fungselemente radial zur Abtriebswelle (3) aus-gerichtet sind.

6. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch

gekennzeichnet, dass die Dämpfungselemente tangential zur Abtriebswelle (3) ausgerichtet sind.

7. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach einem der vorangegangenen Ansprü-che, dadurch gekennzeichnet, dass die Dämp-fungselemente je einen Dämpfungskolben (13) aufweisen, die in je einer als Dämpferzylinder ausgeführten Sacklochbohrung (12) in den Flieh-gewichten (6) angeordnet sind und sich über je eine in den Sacklochbohrungen angeordnete Fe-der (14) an der Gehäuseinnenwand abstützen.

8. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, dass in den Fliehgewichten (6) und in der Ab-triebswelle (3) eine Zufuhrbohrung (15, 16) zum Zuführen eines Hydraulikmittels in die Sackloch-bohrung (12) vorgesehen ist.

9. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach einem der Ansprüche 7 oder 8, da-durch gekennzeichnet, dass jeder Dämpfungskol-ben (13, 13.2) mit einer Drosselbohrung (13.1) aus-gerüstet ist.

10. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach einem der Ansprüche 7 oder 8, da-durch gekennzeichnet, dass zwischen der Feder (14) und den Dämpfungskolben (13, 13.2) eine Ven-tilereinrichtung (18) vorgesehen ist, wobei der Dämpfungskolben (13) eine Abflussbohrung auf-weist.

11. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach einem der Ansprüche 7, 8 oder 10, dadurch gekennzeichnet, dass in den Fliehgewichten (6) eine durch die Verschiebebewegung der Fliehgewichte (6) von den Dämpfungskolben (13.2) verschliessbare Absteuerbohrung (20) vor-gesehen ist.

12. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventileinrichtung (18) zwischen dem Bo-den der Sacklochbohrung (12) und der Feder (14) angeordnet ist und dass der Dämpfungskolben (13.2) massiv ausgeführt ist.

13. Fliehkraftge-regelter Einspritzzeitpunktver-steller nach einem der Ansprüche 10 oder 12, dadurch gekennzeichnet, dass die Ventileinrich-tung (18) als temperaturabhängiges in Dämp-fungsrichtung der Fliehgewichte (6) öffnendes Ventil ausgebildet ist.

Claims

1. An injection timing means regulated by cen-trifugal force for injection pumps associated with combustion engines, in particular self-firing, air-compressing combustion engines, formed of a drive unit and a take-off shaft (3), of a rotating casing (1) connected to the drive unit, of centrif-ugal weights (6) which are arranged within the casing (1) and are displaceable against force ex-erted by springs (10), the take-off shaft (3) being drivable to change its angle of rotation, and of an additional means which influences the displace-ment of the centrifugal weights, characterized in that said means is constituted by unilaterally act-ing shock-absorbing elements which inhibit the

displacement of the centrifugal weights (6) only during a brief rapid acceleration of the centrifugal weights (6) ($t \leq 15$ seconds).

2. An injection timing means regulated by centrifugal force according to Claim 1, characterized in that the shock-absorbing elements can be secured to the centrifugal weights (6).

3. An injection timing means regulated by centrifugal force according to Claim 1 or Claim 2, characterized in that the shock-absorbing elements can be secured, on the one hand, to each centrifugal weight (6) and, on the other hand, to the take-off shaft (3).

4. An injection timing means regulated by centrifugal force according to Claim 1, characterized in that the shock-absorbing elements can be secured, on the one hand, to each centrifugal weight (6) and, on the other, to the casing (1).

5. An injection timing means regulated by centrifugal force according to any one of the preceding Claims, characterized in that the shock-absorbing elements are directed radially in relation to the take-off shaft (3).

6. An injection timing means regulated by centrifugal force according to any one of Claims 1 to 4, characterized in that the shock-absorbing elements are arranged tangentially with respect to the take-off shaft (3).

7. An injection timing means regulated by centrifugal force according to any one of the preceding Claims, characterized in that the shock-absorbing elements each comprise a shock-absorbing piston (13), each piston being arranged in a blind-end bore (12) formed in each centrifugal weight (6) and designed as a shock-absorber cylinder, and being braced against the inner wall of the casing by way of a spring (14) arranged in each blind-end bore.

8. An injection timing means regulated by centrifugal force according to Claim 7, characterized in that a bore (15, 16) for supplying a hydraulic medium to the blind-end bore (12) is provided in the centrifugal weight (6) and in the take-off shaft (3).

9. An injection timing means regulated by centrifugal force according to Claim 7 or Claim 8, characterized in that each shock-absorbing piston (13, 13.2) is provided with a throttle bore (13.1).

10. An injection timing means regulated by centrifugal force according to Claim 7 or Claim 8, characterized in that a valve device (18) is provided between the springs (14) and the shock-absorbing pistons (13, 13.2), the shock-absorbing piston (13) having a discharge bore.

11. An injection timing means regulated by centrifugal force according to any one of Claims 7, 8 or 10, characterized in that a control bore (20) which can be closed by the shock-absorbing pistons (13.2) upon displacement of the centrifugal weights (6) is provided in the centrifugal weights (6).

12. An injection timing means regulated by centrifugal force according to Claim 8, characterized in that the valve device (18) is arranged between the bottom of the blind-end bore (12) and the

spring (14), and in that the shock-absorbing piston (13.2) is of solid form.

13. An injection timing means regulated by centrifugal force according to Claim 10 or Claim 12, characterized in that the valve device (18) is designed as a temperature-dependent valve which opens in the shock-absorbing direction of the centrifugal weights (6).

Revendications

1. Réglage du début d'injection avec régulateur centrifuge, pour pompes d'injection sur des moteurs à combustion interne, notamment à propre allumage et étanches à l'air, réglage comprenant une installation d'entraînement et un arbre de sortie (3) d'un carter rotatif (1) relié à l'installation d'entraînement, des masses centrifuges (6) disposées à l'intérieur du carter, déplaçables contre la force de ressorts (10), par lesquelles l'arbre de sortie (3) est entraîné avec décalage angulaire, une installation supplémentaire étant prévue pour influencer le déplacement de décalage centrifuge des masses d'inertie (6), régulateur caractérisé en ce que l'installation supplémentaire comprend des éléments amortisseurs à sens unique qui influencent négativement le déplacement de décalage des masses centrifuges (6) seulement dans le cas d'une accélération rapide de courte durée ($t \leq 15$ secondes).

2. Régulateur de début d'injection suivant la revendication 1, caractérisé en ce que les éléments amortisseurs peuvent être fixés sur les masses centrifuges (6).

3. Régulateur suivant l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que les éléments amortisseurs sont fixés chacun, d'un côté, à une des masses centrifuges (6) et, de l'autre côté, à l'arbre de sortie.

4. Régulateur suivant la revendication 1, caractérisé en ce que les éléments amortisseurs sont fixés, chacun, d'un côté, à l'une des masses centrifuges (6) et, de l'autre côté, au carter (1).

5. Régulateur suivant l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que les éléments amortisseurs sont orientés radialement à l'arbre de sortie (3).

6. Régulateur suivant l'une quelconque des revendications 1 à 4, caractérisé en ce que les éléments amortisseurs sont orientés tangentiellement à l'arbre de sortie (3).

7. Régulateur suivant l'une quelconque des revendications 1 à 6, caractérisé en ce que les éléments amortisseurs présentent chacun un piston d'amortissement (13), ces pistons étant montés chacun dans un perçage borgne (12) réalisé comme cylindre amortisseur, dans les masses centrifuges (6) et s'appuyant chacun, dans le perçage borgne (12), par l'intermédiaire d'un ressort (14) contre la paroi intérieure du carter.

8. Régulateur suivant la revendication 7, caractérisé en ce que dans les masses centrifuges (6) et dans l'arbre de sortie (3) est prévu un perçage d'amenée (15, 16) pour l'introduction d'un fluide hydraulique dans le perçage borgne (12).

9. Régulateur suivant l'une des revendications 7 ou 8, caractérisé en ce que chaque piston d'amortissement (13.2) est pourvu d'un perçage d'étranglement (13.1).

10. Régulateur suivant l'une des revendications 7 ou 8, caractérisé en ce que, entre le ressort (14) et le piston d'amortissement (13; 13.2) est prévue une installation de soupape (18), le piston d'amortissement (13) présentant un perçage d'échappement de fluide.

11. Régulateur suivant l'une quelconque des revendications 7, 8 ou 10, caractérisé en ce que, dans les masses centrifuges (6) est prévu un perçage d'échappement d'annulation de commande

(20) qui peut être obturé, lors du déplacement de décalage de la masse centrifuge (6) par le piston d'amortissement (13.2).

12. Régulateur de début d'injection suivant la revendication 8, caractérisé en ce que l'ensemble de soupape (18) est disposé entre le fond du perçage borgne (12) et le ressort (14) et le piston d'amortissement (13.2) est un bloc massif.

13. Régulateur suivant l'une des revendications 10 ou 12, caractérisé en ce que l'ensemble de soupape (18) est constitué par une soupape qui s'ouvre, en dépendance de la température, en direction d'amortissement des masses centrifuges (6).

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

7

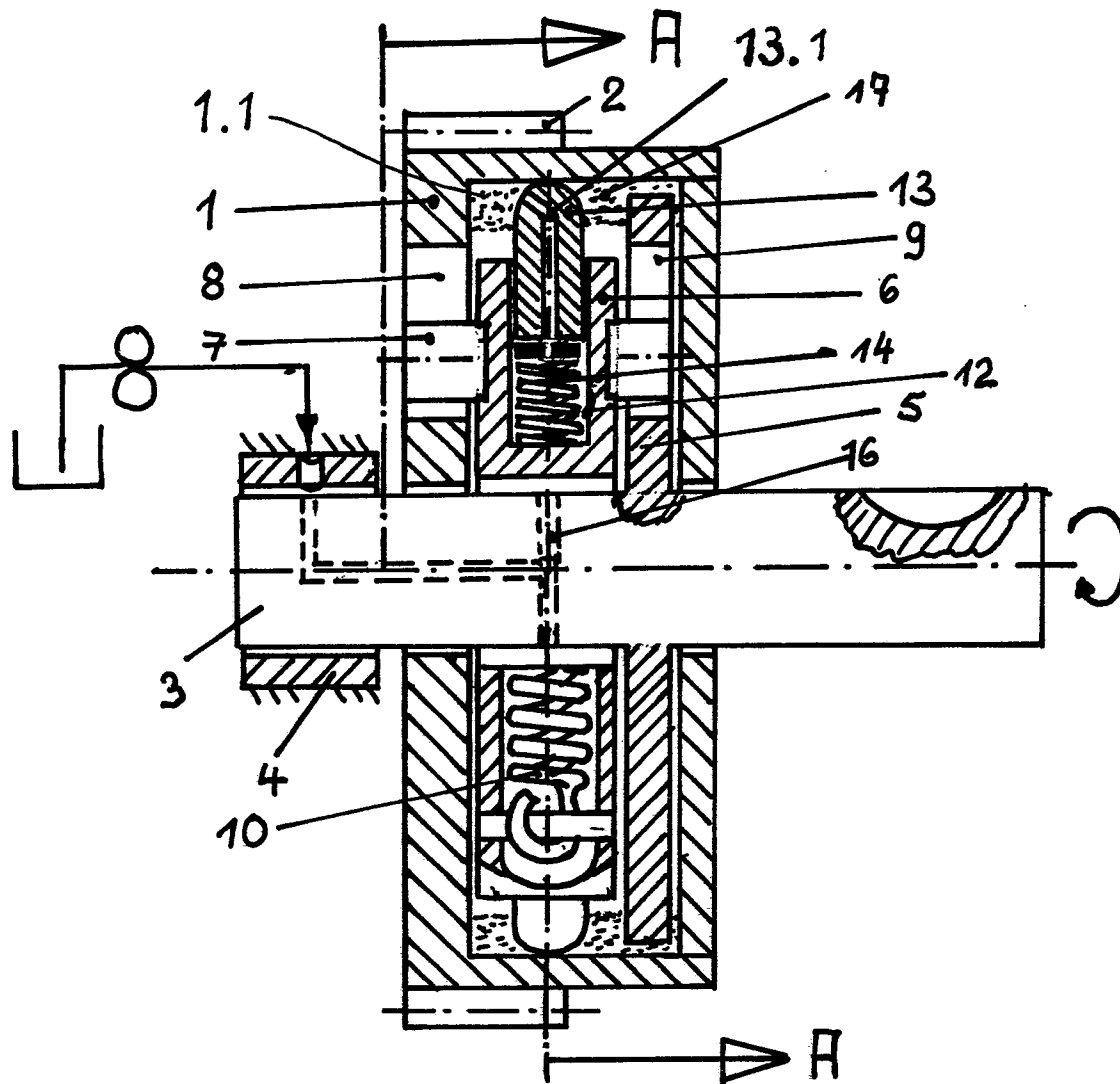


Fig. 1

Schnitt B-B

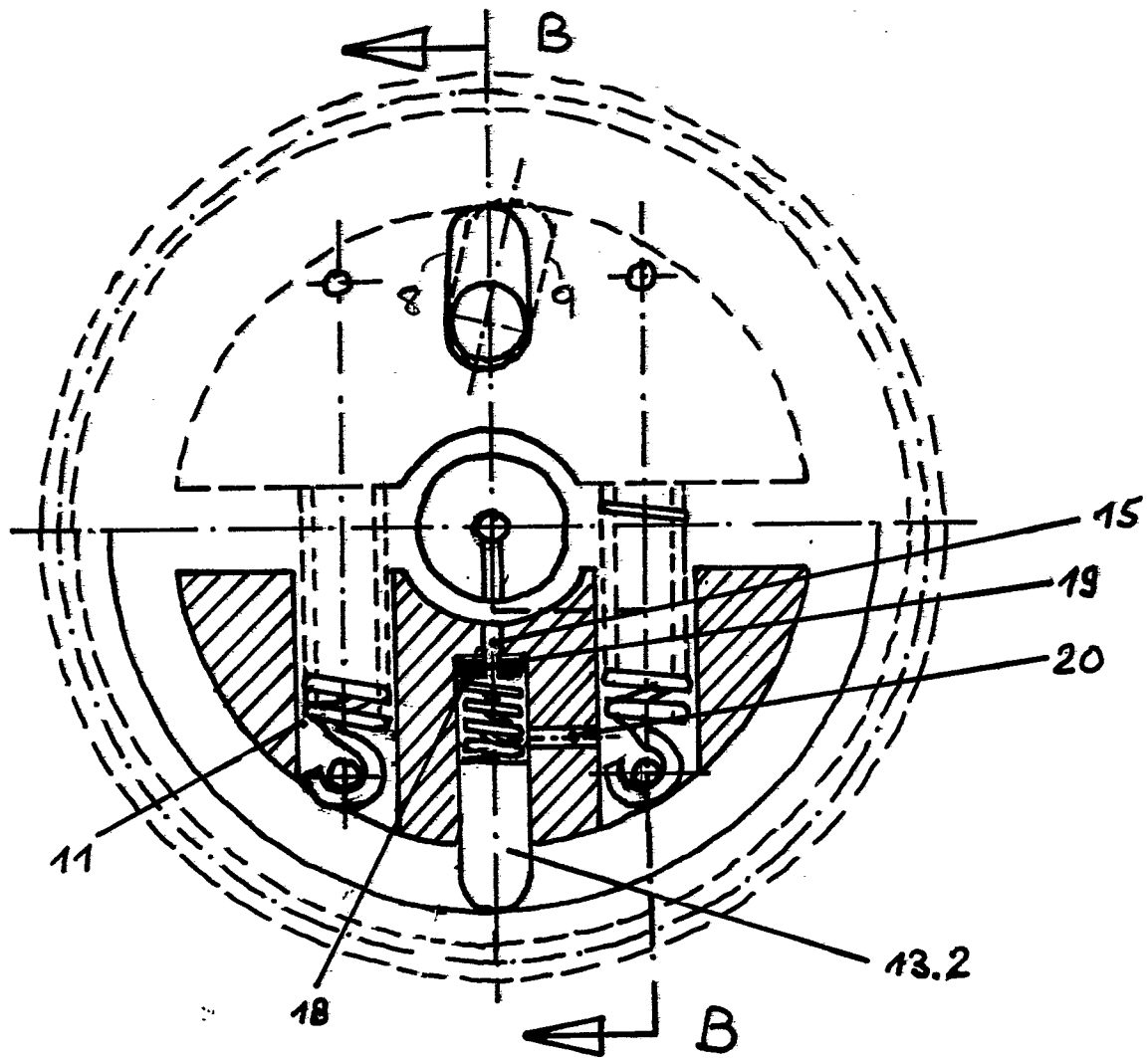


Fig. 2

Schnitt A-A

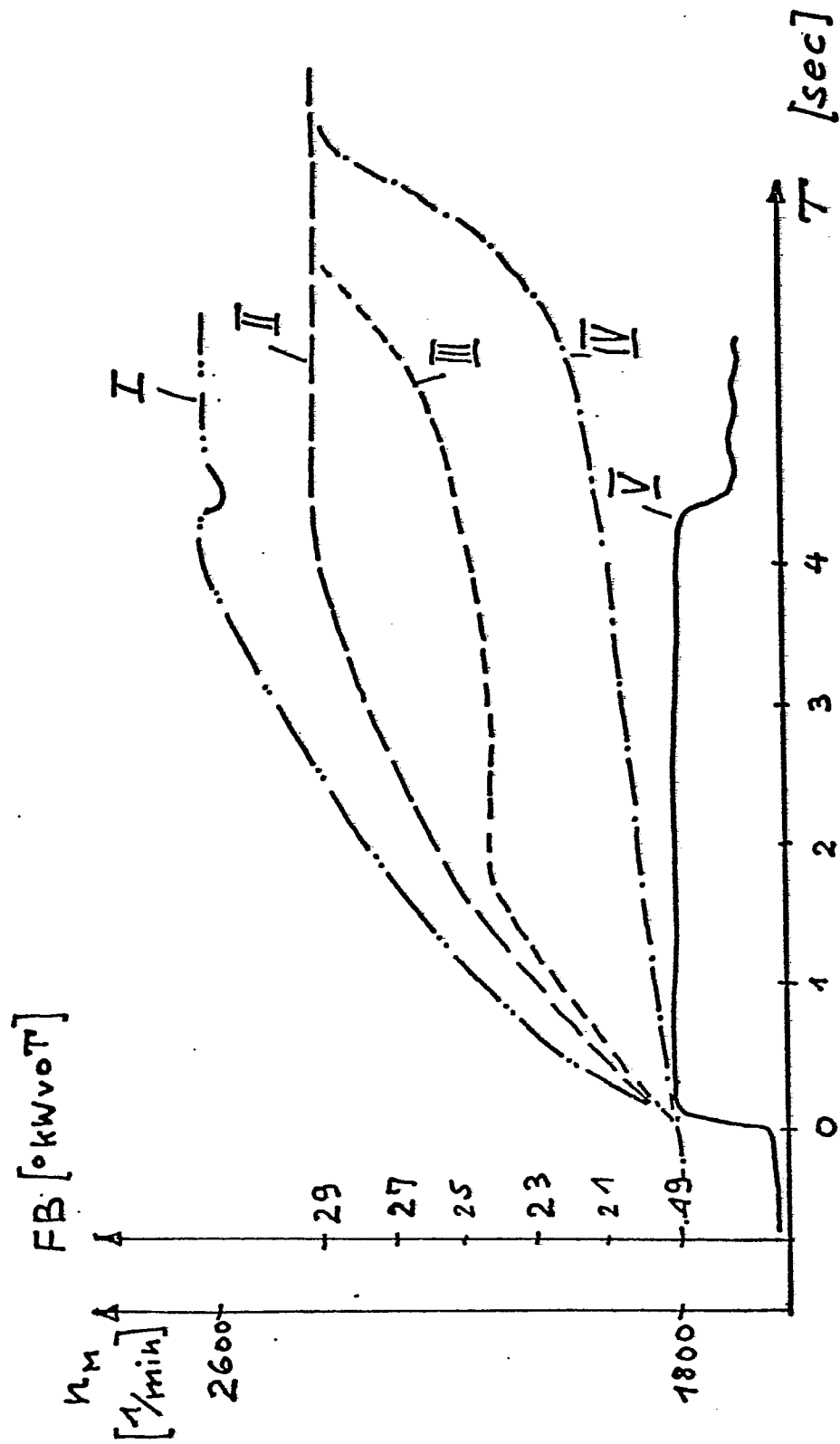


Fig. 3

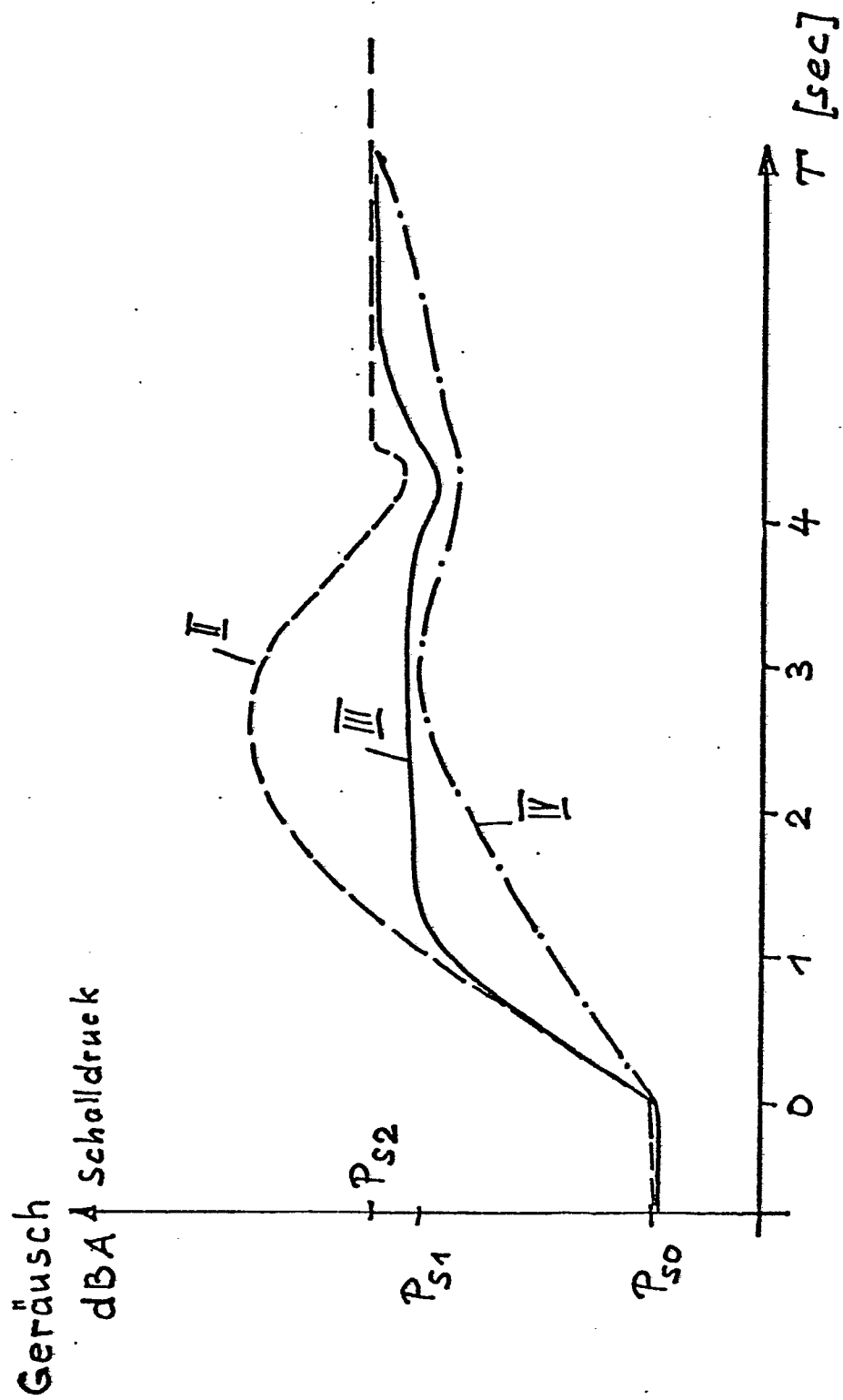


Fig. 4

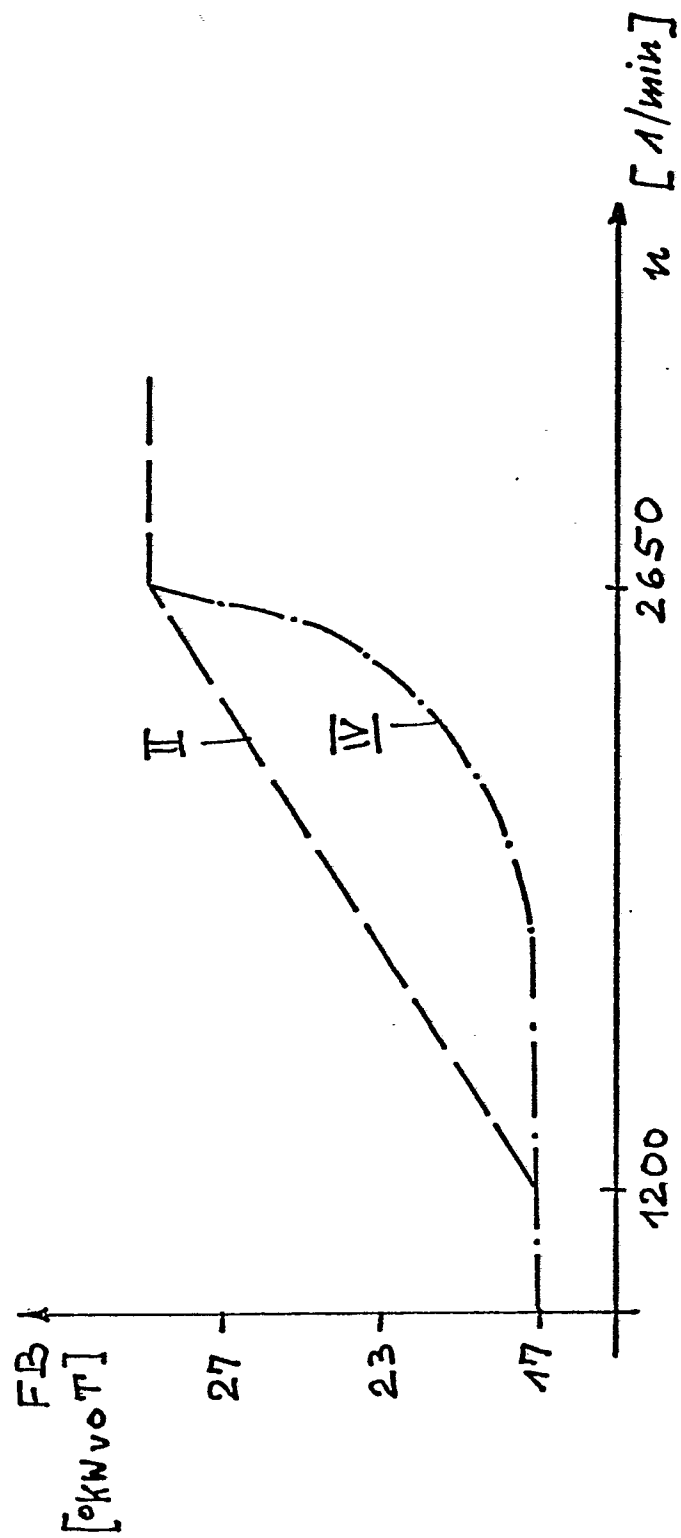


Fig. 5