

(19)



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets



(11)

EP 1 201 913 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
19.04.2006 Patentblatt 2006/16

(51) Int Cl.:
F02M 45/06 (2006.01) **F02M 59/36** (2006.01)
F02M 59/10 (2006.01)

(21) Anmeldenummer: **01123835.9**

(22) Anmeldetag: **05.10.2001**

(54) Kraftstoffhochdruckpumpe mit veränderlicher Fördermenge

Variable displacement high pressure fuel pump

Pompe de combustible haute pression à débit variable

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

- **Schmidt, Bruno**
70372 Stuttgart (DE)
- **Krieg, Dietmar**
72669 Unterensingen (DE)
- **Schumacher, Mathias**
71679 Asperg (DE)
- **Mueller, Uwe**
71282 Hemmingen (DE)

(30) Priorität: **24.10.2000 DE 10052629**

(56) Entgegenhaltungen:
WO-A-00/61939 **DE-A- 4 223 728**
US-A- 5 115 783

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
02.05.2002 Patentblatt 2002/18

(73) Patentinhaber: **ROBERT BOSCH GMBH**
70442 Stuttgart (DE)

(72) Erfinder:

- **Rembold, Helmut**
70435 Stuttgart (DE)

EP 1 201 913 B1

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).

Beschreibung

Stand der Technik

[0001] Die Erfindung betrifft eine Kraftstoffhochdruckpumpe mit veränderlicher Fördermenge für eine Brennkraftmaschine nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

[0002] Bei dieser aus der EP 481 964 B2 bekannten Kraftstoffhochdruckpumpe wird die Fördermenge dadurch geregelt, dass das Auslassventil 1 zu Beginn des Förderhubs geschlossen ist und während des Förderhubs geöffnet wird. Aufgrund des Totvolumens im Förderraum hat der Kolben zum Öffnungszeitpunkt des Auslaßventils (Förderbeginn in Hochdruckleitung und Rail) bereits eine hohe Geschwindigkeit. Dies führt aufgrund der zu diesem Zeitpunkt stehenden Flüssigkeitssäule in der Hochdruckleitung, die beschleunigt werden muß, zu einem Druckstoß. Dieser Druckstoß erschwert die exakte Mengenzumessung bei der Einspritzung von Kraftstoff in den Brennraum und führt außerdem zu einer Schwellbeanspruchung der Hochdruckleitung und des Common-Rails. Außerdem sind die mechanischen Belastungen der Kraftstoffhochdruckpumpe und der Nockenwelle wegen der stoßartigen Belastung zu Beginn der Kraftstoffförderung in die Hochdruckleitung sehr hoch.

[0003] Aus der JP2000-297725A oder der WO 00/61939 ist eine Kraftstoffpumpe mit einem Pumpenelement bekannt, bei der die Fördermengenregelung durch Öffnen eines Mengensteuerventils während des Förderhubs des Pumpenelements erfolgt.

[0004] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Kraftstoffhochdruckpumpe mit veränderlicher Fördermenge bereitzustellen, bei der die Druckstöße in der Hochdruckleitung und im Common-Rail gegenüber dem Stand der Technik deutlich reduziert und die mechanischen Beanspruchungen der Kraftstoffhochdruckpumpe verringert werden.

[0005] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß bei einer gattungsgemäßen Kraftstoffhochdruckpumpe durch die kennzeichnenden Merkmale des Anspruchs 1 gelöst.

Vorteile der Erfindung

[0006] Bei der erfindungsgemäßen Kraftstoffhochdruckpumpe findet zu Beginn des Förderhubs eine Druckerhöhung im Förderraum statt. Sobald die Druckkraft im Förderraum größer ist als die Summe der durch ein Auslaßventil vom Förderraum entkoppelten Druckkraft in der Hochdruckleitung und der Federkraft des Auslaßventils, beginnt die Kraftstoffhochdruckpumpe Kraftstoff in die Hochdruckleitung zu fördern. Sobald genügend Kraftstoff in die Hochdruckleitung gefördert wurde, öffnet das Mengensteuerventil, so dass der Druck im Förderraum zusammenbricht und das Auslaßventil zwischen Hochdruckleitung und Förderraum schließt. Da bei der oben beschriebenen Mengenregelung die Druckerhöhung im Förderraum stets ab dem unteren Totpunkt (UT) des Kolbens erfolgt, kann unabhängig von der Dreh-

zahl und dem Betriebspunkt der Brennkraftmaschine der Druckverlauf im Förderraum und damit auch in der Hochdruckleitung so gestaltet werden, dass die Druckstöße in der Hochdruckleitung und im Common-Rail und die stoßartigen Belastungen der Kraftstoffhochdruckpumpe verringert werden. Die Höhe des Druckstoßes hängt dabei von der Geschwindigkeit des Nockens zum Öffnungszeitpunkt des Auslaßventils ab.

[0007] Um die Druckstöße und/oder die Belastung der Kraftstoffhochdruckpumpe zu minimieren ist vorgesehen, dass jeder Nocken der Nockenwelle mindestens einen ersten Drehwinkelbereich, einen zweiten Drehwinkelbereich und einen dritten Drehwinkelbereich aufweist, wobei der untere Totpunkt (UT) des Kolbens innerhalb des ersten Drehwinkelbereichs liegt, dass der Kolben nach Erreichen des UT durch den Kolben im ersten Drehwinkelbereich eine positive Beschleunigung erfährt, dass innerhalb des zweiten Drehwinkelbereichs die auf die Drehzahl bezogene Hubgeschwindigkeit V_H/ω des Kolbens annähernd konstant ist, dass das Auslaßventil der Hochdruckpumpe öffnet, während der Nocken den zweiten Drehwinkelbereich durchläuft und dass innerhalb des dritten Drehwinkelbereichs die Hubgeschwindigkeit des Kolbens bis zum Erreichen eines Maximalwerts zunimmt.

[0008] Der zweite Drehwinkelbereich mit einer annähernd konstanten, möglichst geringen Hubgeschwindigkeit V_H/ω hat den Vorteil, dass, unabhängig von der Fördermenge, d. h. dem Zeitpunkt, zu dem das Auslaßventil öffnet, die Hubgeschwindigkeit V_H im Wesentlichen nur von der Drehzahl der Nockenwelle abhängt. Damit ist es möglich, durch die Wahl einer niedrigen Hubgeschwindigkeit selbst bei maximaler Drehzahl der Kraftstoffhochdruckpumpe und maximalem Druck in der Hochdruckleitung, den Druckstoß p_s auf ein zulässiges Maß zu begrenzen. Dadurch kann die

[0009] Einspritzmenge mit größerer Genauigkeit gesteuert werden und es verringern sich die o.g. Schwellbeanspruchungen und stoßartigen Belastungen.

[0010] Bei einer weiteren Ausgestaltung der Erfindung wird die Beschleunigung des Kolbens im ersten Drehwinkelbereich bei der zulässigen Höchstdrehzahl der Kraftstoffhochdruckpumpe im Wesentlichen durch die Massenkräfte des Kolbens begrenzt, so dass der erste Drehwinkelbereich so klein wie möglich gehalten werden kann. Dies erlaubt es, den zweiten Drehwinkelbereich entsprechend größer auszulegen. Da zu Beginn des Förderhubs der Kolben nur eine Druckerhöhung des Kraftstoffs im Förderraum bewirkt und nicht gegen den Druck in der Hochdruckleitung Druckerhöhungsarbeit leisten muss, kann die Beschleunigung des Kolbens im ersten Drehwinkelbereich einen sehr hohen Wert annehmen.

[0011] In weiterer Ergänzung der Erfindung erfährt der Kolben im zweiten Drehwinkelbereich bei der zulässigen Höchstdrehzahl der Kraftstoffhochdruckpumpe keine oder eine gegenüber der Beschleunigung im ersten Drehwinkelbereich geringere positive Beschleunigung. Gegenüber konstanter Hubgeschwindigkeit V_H/ω kann

mittels einer geringen positiven Beschleunigung - vorausgesetzt die zulässigen Druckstöße p_s in der Hochdruckleitung werden nicht überschritten - auch im zweiten Drehwinkelbereich die Hubgeschwindigkeit des Kolbens zunehmen und somit innerhalb eines kleineren Drehwinkelbereichs der gleiche Förderhub erreicht werden. Durch diese Maßnahme kann die maximale Hubgeschwindigkeit des Kolbens verringert werden, was bei hohen Drehzahlen der Kraftstoffhochdruckpumpe zu einer Verringerung der Strömungsverluste am Mengensteuerventil beim Absteuern führt und dadurch den Pumpenwirkungsgrad erhöht.

[0012] Bei einer weiteren Ausgestaltung der erfindungsgemäßen Kraftstoffhochdruckpumpe wird die Beschleunigung des Kolbens im dritten Drehwinkelbereich bei der zulässigen Höchstdrehzahl der Kraftstoffhochdruckpumpe durch den maximal zulässigen Druck begrenzt, so dass einerseits die maximale Kolbengeschwindigkeit im Förderhub so schnell wie möglich erreicht wird und andererseits keine unzulässigen Beanspruchungen der Kraftstoffhochdruckpumpe auftreten. Im dritten Drehwinkelbereich muss der Kolben gegen den Druck in der Hochdruckleitung Arbeit verrichten.

[0013] Bei einer anderen Ausgestaltung der Erfindung ist weiter vorgesehen, dass jeder Nocken einen vierten, einen fünften und einen sechsten Drehwinkelbereich aufweist, dass der obere Totpunkt (OT) des Kolbens zwischen viertem Drehwinkelbereich und fünftem Drehwinkelbereich liegt, dass die positive Beschleunigung des Kolbens im vierten Drehwinkelbereich negativ wird, dass der Kolben im fünften Drehwinkelbereich eine negative Beschleunigung erfährt, und dass innerhalb des sechsten Drehwinkelbereichs die Hubgeschwindigkeit des Kolbens negativ und annähernd konstant ist. Dadurch wird der Saughub mit geringer mechanischer Beanspruchung der Kraftstoffpumpe und geringer Kavitationswirkung ermöglicht. Dieser Vorteil wird nochmals erhöht, wenn die Änderung der Geschwindigkeit des Kolbens im vierten und im fünften Drehwinkelbereich annähernd konstant ist.

[0014] Bei einer Ausführungsform der Kraftstoffhochdruckpumpe ist das Mengensteuerventil ein stromlos geöffnetes Magnetventil, so dass unzulässige Drücke in der Kraftstoffförderpumpe auch bei Ausfall des Mengensteuerventils oder dessen Ansteuerung verhindert werden.

[0015] Bei einer weiteren Ergänzung der Erfindung nimmt beim.

[0016] Übergang vom sechsten Drehwinkelbereich in den ersten Drehwinkelbereich die Sauggeschwindigkeit langsam ab, so dass die Überströmverluste durch zu spätes Schließen des Einlassventils verringert werden.

[0017] Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind der nachfolgenden Zeichnung, deren Beschreibung und den Patentansprüchen entnehmbar.

Zeichnungen

[0018] Es zeigen:

- 5 Fig. 1: eine schematische Darstellung einer Kraftstoffhochdruckpumpe in drei verschiedenen Betriebszuständen mit einem Hub-Drehwinkel-Diagramm;
- 10 Fig. 2: die Kontur eines erfindungsgemäßen Nockens und
- 15 Fig. 3: den Verlauf von Nockenhub, Nockengeschwindigkeit und Beschleunigung, Auslaßventilhub, Förderraumdruck und Zustand des Mengensteuerungsventils über dem Drehwinkel der Nockenwelle.

[0019] In Fig. 1 ist eine aus einem Kolben 10, der in

- 20 einem Zylinder 11 geführt und von einer Nockenwelle 12 mit zwei Nocken 13 angetrieben wird, bestehende Einspritzpumpe schematisch dargestellt. Der Kolben 10 begrenzt einen Förderraum 14, in den eine Niederdruckleitung 15 und eine Hochdruckleitung 16 münden. Zwischen Hochdruckleitung 16 und Förderraum 14 ist ein Auslaßventil 17 vorgesehen, welches ein Rückströmen des in der Hochdruckleitung 16 befindlichen Kraftstoffs in den Förderraum 14 verhindert. Die Hochdruckleitung 16 kann in ein nicht dargestelltes

- 30 **[0020]** Common-Rail münden oder direkt mit Injektoren oder Einspritzdüsen verbunden sein.

[0021] Der in der Niederdruckleitung 15 anstehende Kraftstoff kann über ein Saugventil 18 in den Förderraum 14 gesaugt werden, wenn sich der Kolben 10, wie in Fig.

- 35 1a dargestellt, nach unten bewegt und somit den Förderraum 14 vergrößert. Alternativ kann über ein Mengensteuerventil 19 eine hydraulische Verbindung zwischen Förderraum 14 und Niederdruckleitung 15 hergestellt werden. In Fig. 1a ist das als Magnetventil ausgebildete Mengensteuerventil 19 geschlossen. Wenn sich der Kolben 10 von einem in Fig. 1a nicht eingezeichneten oberen

- 40 Totpunkt (OT) in Richtung des Pfeils 20 zum unteren Totpunkt (UT), der ebenfalls in Fig. 1a nicht dargestellt ist, bewegt, strömt Kraftstoff von der Niederdruckleitung 15 über das Saugventil 18 in den Förderraum 14. Das Mengensteuerventil 19 ist während des Saughubs geschlossen. Sobald die Nockenwelle 12 sich soweit gedreht hat, dass der Punkt 21 den Kolben 10 berührt, ist der UT erreicht. Anschließend beginnt der Förderhub.

- 45 **[0022]** Beim Durchgang des Kolbens 10 durch den UT herrscht im Förderraum 14 und in der Niederdruckleitung 15 der gleiche Druck, so dass das federbelastete Saugventil 18 schließt. Sobald sich der Kolben 10 in Richtung des Pfeils 22 (Fig. 1b) nach oben bewegt, erhöht sich der Druck im Förderraum 14. Wenn die Druckkraft im Förderraum 14 größer als die Summe der Hochdruckleitung 16 anstehende Druckkraft und der Federkraft des Auslaßventils 17 ist, öffnet das Auslaßventil 17 und die

Förderung von Kraftstoff in die Hochdruckleitung 16 beginnt. Dieser Zustand ist in der Fig. 1b dargestellt. Das Saugventil 18 und das Mengensteuerventil 19 sind geschlossen.

[0023] Wenn ausreichend Kraftstoff aus dem Förderraum 14 in die Hochdruckleitung 16 gefördert wurde, wird das Mengensteuerventil 19 geöffnet. Dadurch bricht der Druck im Förderraum 14 zusammen und das Auslaßventil 17 schließt. Damit ist die Förderung von Kraftstoff aus dem Förderraum 14 in die Hochdruckleitung 16 beendet. Bis zum Erreichen des OT fördert der Kolben 10 Kraftstoff aus dem Förderraum 14 in die Niederdruckleitung 15. Wegen des geringen Drucks in der Niederdruckleitung 15 ist die Förderarbeit des Kolbens 10 in diesem Schaltzustand (Fig. 1c) sehr gering.

[0024] In der oberen Hälfte von Fig. 1 ist der Hub 23 des Kolbens 10 über den Drehwinkel ϕ_{NW} der Nockenwelle 12 schematisch dargestellt. Die in der Figur 1a, 1b und 1c dargestellten Zustände sind durch Linien 24, 25 und 26 den entsprechenden Abschnitten in dem o. g. Diagramm zugeordnet. In dem Diagramm von Fig. 1 ist auch die Schaltstellung des Mengensteuerventils 19 dargestellt. Dabei wird deutlich, dass durch das Öffnen des geschlossenen Mengensteuerventils 19 die Förderung von Kraftstoff in die Hochdruckleitung 16 beendet wird.

[0025] Abhängig vom Lastzustand der Brennkraftmaschine, welche mit der erfindungsgemäßen Kraftstoffhochdruckpumpe ausgerüstet ist, kann das Öffnen des Mengensteuerventils 19 wie dargestellt innerhalb eines Bereichs 27 zwischen UT und OT variiert werden.

[0026] Die Nockenwelle 12 weist zwei Nocken 13 auf, so dass mit einer Nockenwellenumdrehung je zwei Saug- und Förderhübe vom Kolben 10 ausgeführt werden.

[0027] In Fig. 2 ist die Nockenwelle 12 etwas detaillierter dargestellt. Die Kontur des Nockens 13 wurde in sechs Drehwinkelbereiche 1 bis 6 unterteilt, die nachfolgend anhand der Fig. 3 im Detail beschrieben werden.

[0028] Fig. 3a zeigt den Hub 23 des Nockens 13 in radialer

[0029] Richtung und damit auch des Kolbens 10 über dem Drehwinkel ϕ_{NW} der Nockenwelle 12. In der Fig. 3b ist die Geschwindigkeit v_R des Nockens 13 in radialer Richtung aufgetragen. Die Geschwindigkeit v_R entspricht der Geschwindigkeit des Kolbens 10. In Fig. 3c ist die Beschleunigung a des Kolbens 10 über dem Drehwinkel ϕ_{NW} der Nockenwelle 12 dargestellt. In Fig. 3d ist die Stellung des Auslaßventils 18 dargestellt. Die Fig. 3e zeigt den Verlauf des Drucks p_F im Förderraum 14 über dem Drehwinkel ϕ_{NW} , während in der Fig. 3f die Schaltstellung des Mengensteuerventils 19 dargestellt ist.

[0030] Ausgehend von UT steigt der Druck p_F im Förderraum steil an. Nach dem Öffnen des Auslaßventils 18 wird die Flüssigkeitssäule in der Leitung zwischen Kraftstoffhochdruckpumpe und Rail entsprechend der Nockengeschwindigkeit zum Zeitpunkt des Überströmens schlagartig beschleunigt. Mit steigenden Drehzahlen stellt sich dadurch eine Drucküberhöhung im Förderraum 14 ein. Diese Drucküberhöhung erreicht ein Maximum,

das in Fig. 3e mit p_s gekennzeichnet ist, und läuft nachdem das Auslaßventil 17 geöffnet hat als Druckstoß durch die Hochdruckleitung 16. Wenn dieser Druckstoß den Common-Rail, eine Einspritzdüse oder einen Injector erreicht, kann dies zu ungenauen Kraftstoffzumsungen bei der Einspritzung führen. Außerdem führt die Drucküberhöhung zu einer starken Belastung des Nockenantriebs der Pumpe. Deshalb soll die Drucküberhöhung im Förderraum 14 gegenüber dem in der Hochdruckleitung 15 herrschenden Raildruck P_{CR} so gering wie möglich ausfallen. D. h., die Differenz zwischen p_s und P_{CR} soll möglichst klein ausfallen. Dieses Ziel kann mit der nachfolgend beschriebenen Gestaltung des Nockens 13 erreicht werden.

[0031] Abhängig vom Druck P_{CR} in der Hochdruckleitung 16 öffnet das Auslaßventil 17 früher oder später. Wegen der volumetrischen Verluste zwischen Kolben 10 und Zylinder 11 sowie der Kompressibilität des im Förderraum befindlichen Kraftstoffs und der Elastizität der den Förderraum 14 umgebenden, in Fig. 1 nicht dargestellten Wandung der Einspritzpumpe ist ein gewisser Förderhub notwendig, um im Förderraum 14 einen Druck aufzubauen. In Kenntnis der Eigenschaften einer konkreten Kraftstoffhochdruckpumpe kann somit ein Drehwinkelbereich angegeben werden innerhalb dessen das Auslaßventil 17 auf keinen Fall öffnet. In Fig. 3a ist dieser Drehwinkelbereich mit 1 bezeichnet.

[0032] Der Drehwinkelbereich 1 ist umso kleiner, je geringer der Druck P_{CR} in der Hochdruckleitung ist und je kleiner das Volumen des Förderraums 14 und je größer die Elastizität der den Förderraum 14 umgebenden Wandung sind.

[0033] Das Auslaßventil 17 öffnet unabhängig von der Drehzahl, bei sonst gleichen Randbedingungen, am spätesten, wenn der in der Hochdruckleitung 16 anstehende Druck P_{CR} dem maximal zulässigen Betriebsdrucks des Common-Rails entspricht. D. h. für jede Kraftstoffhochdruckpumpe lässt sich abhängig von den o. g. Parametern ein zweiter Drehwinkelbereich 2 angeben, innerhalb dessen das Auslaßventil 17 öffnet.

[0034] Um zu verhindern, dass die erwähnten Druckstöße vor allem bei hohen Drehzahlen und hohem Druck P_{CR} unzulässig hoch werden, ist vorgesehen, dass die Geschwindigkeit des Kolbenhubs V_R im zweiten Drehwinkelbereich 2 konstant ist. Dieses Plateau ist in der Fig. 3b deutlich zu erkennen. Sobald der zweite Drehwinkelbereich 2 durchlaufen wurde, nimmt die Geschwindigkeit des Kolbenhubs bis zum Erreichen eines Maximums v_{max} zu.

[0035] Die Beschleunigung a im dritten Drehwinkelbereich 3 wird so gewählt, dass nach Erreichen der maximal zulässigen Geschwindigkeit und nach einem Übergang in einen vierten

[0036] Bereich die maximale Beschleunigung so ausfällt, dass an der Kontaktstelle zwischen Nocken 13 und Kolben 11 bei dem höchsten zulässigen Druck P_{CR} die zulässige Hertz'sche Pressung nicht überschritten wird. Dabei sind die Druckkräfte, die auf den Kolben 10 wirken,

und die Trägheitskräfte zu berücksichtigen.

[0037] Nach Erreichen der Höchstgeschwindigkeit v_{\max} beginnt ein vierter Drehwinkelbereich 4, der dadurch gekennzeichnet ist, dass die Beschleunigung a negativ wird. Der Wert der Beschleunigung wird durch die maximal zulässige Hertz'sche Pressung begrenzt. Während nahezu des gesamten vierten Drehwinkelbereichs 4 und eines daran anschließenden fünften Drehwinkelbereichs 5 ist die Beschleunigung a konstant negativ, was bedeutet, dass die Geschwindigkeit des Kolbens 10 abnimmt. Mit Erreichen des OT wird die Geschwindigkeit negativ, d. h. der Saughub beginnt. Am Ende des fünften Drehwinkelbereichs 5 hat der Kolben 10 eine bestimmte negative Geschwindigkeit, die er über einen sechsten Drehwinkelbereich 6 konstant beibehält. Im fünften Drehwinkelbereich und im sechsten Drehwinkelbereich erfolgt das Ansaugen von Kraftstoff aus der Niederdruckleitung 15 in den Förderraum 14. An den sechsten Drehwinkelbereich 6 schließt sich wieder ein erster Drehwinkelbereich 1 an. Der Drehwinkelbereich 1 ist dadurch gekennzeichnet, dass die Beschleunigung a des Kolbens 10 so groß wie möglich gewählt ist. Begrenzt wird die mögliche Beschleunigung im Wesentlichen durch die Massenkräfte des Kolbens 10, da im Bereich des UT vom Förderraum auf den Kolben 10 wirkenden hydraulischen Kräfte vergleichsweise gering sind. Aus diesem Grund ist die maximale Beschleunigung im ersten Drehwinkelbereich deutlich größer als die maximale Beschleunigung im dritten Drehwinkelbereich 3.

[0038] Dadurch, dass die Beschleunigung A des Kolbens 10 im ersten Drehwinkelbereich 1 maximiert wird, kann der zweite Drehwinkelbereich 2 entsprechend größer ausfallen. In einer alternativen Ausgestaltung kann anstelle einer konstanten Geschwindigkeit des Kolbens 10 im zweiten Drehwinkelbereich 2 auch eine leichte Beschleunigung des Kolbens 10 erfolgen. Voraussetzung ist allerdings, dass in allen Betriebszuständen die Druckspitze p_s beim Öffnen des Auslaßventils 17 nicht unzulässig hoch wird. Im dritten Drehwinkelbereich 3 empfiehlt es sich, die Beschleunigung a des Kolbens 10 so groß wie möglich zu wählen, um die erforderliche Fördermenge mit einer möglichst geringen maximalen Geschwindigkeit v_{\max} des Kolbens 10 zu erreichen. Je geringer die maximale Geschwindigkeit v_{\max} des Kolbens 10 ist, desto geringer sind die Strömungsverluste beim Absteuern durch das Mengensteuerventil 19. Damit wird der Wirkungsgrad der Kraftstoffhochdruckpumpe verbessert.

[0039] Die oben gemachten Ausführungen betreffend die Gestaltung der Kontur des Nockens 13 vom ersten Drehwinkelbereich 1 bis zum sechsten Drehwinkelbereich 6 sind grundsätzlich auf alle erfindungsgemäßen Kraftstoffhochdruckpumpen anwendbar. Die konkrete Ausgestaltung der Kontur des Nockens 13 kann jedoch nur in Kenntnis der erforderlichen Betriebsdrücke p_{CR} im Common-Rail, der Drehzahlen der Kraftstoffhochdruckpumpe, der Kompressibilität des Kraftstoffs, der Elastizität der den Förderraum 13 umgebenden Wandungen

und anderer Einflussgrößen erfolgen. Dies ist jedoch einem Fachmann auf dem Gebiet der Kraftstoffhochdruckpumpen mit Hilfe von Simulationsrechnungen oder anderer Hilfsmitteln möglich. Die erfindungsgemäße Kraftstoffhochdruckpumpe ist besonders zum Einsatz in Brennkraftmaschinen mit Benzin-Direkteinspritzung geeignet.

10 Patentansprüche

1. Kraftstoffhochdruckpumpe mit veränderlicher Fördermenge für eine Brennkraftmaschine, mit einem von einer Nockenwelle (12) betätigten Kolben (10), wobei der Kolben (10) Kraftstoff aus einer Niederdruck-Leitung (15) in einen Förderraum (14) ansaugt und anschließend durch ein als Rückschlagventil ausgebildetes Auslaßventil (17) in eine Hochdruck-Leitung (16) fördert, und mit einem Förderraum (14) und Niederdruckleitung (15) verbindenden Mengensteuerventil (19) wobei zwischen Niederdruck-Leitung (15) und Förderraum (14) ein separates Saugventil (18) angeordnet ist, und wobei die Regelung der Fördermenge durch Öffnen des Mengensteuerventils (19) während des Förderhubs des Kolbens (10) erfolgt, **dadurch gekennzeichnet, dass** jeder Nocken (13) der Nockenwelle (12) mindestens einen ersten Drehwinkelbereich (1), einen zweiten Drehwinkelbereich (2) und einen dritten Drehwinkelbereich (3) aufweist, wobei der UT des Kolbens (23) innerhalb des ersten Drehwinkelbereichs (1) liegt, dass der Kolben (10) nach Erreichen des UT durch den Nocken (13) im ersten Drehwinkelbereich (1) eine positive Beschleunigung erfährt, dass innerhalb des zweiten Drehwinkelbereichs (2) die Hubgeschwindigkeit (v_R) des Kolbens (10) annähernd konstant ist, dass das Auslaßventil (17) öffnet während die Nocke (13) den zweiten Drehwinkelbereich durchläuft, und dass innerhalb des dritten Drehwinkelbereichs (3) die Hubgeschwindigkeit (v_R) des Kolbens (10) bis zum Erreichen eines Maximalwerts (v_{MAX}) zunimmt.
2. Kraftstoffhochdruckpumpe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Beschleunigung des Kolbens (10) im ersten Drehwinkelbereich (1) bei der zulässigen Höchstdrehzahl der Kraftstoffhochdruckpumpe im Wesentlichen durch die Massenkräfte des Kolbens (10) begrenzt wird.
3. Kraftstoffhochdruckpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Kolben (10) im zweiten Drehwinkelbereich (2) bei der zulässigen Höchstdrehzahl der Kraftstoffhochdruckpumpe einen gegenüber der Beschleunigung im ersten Drehwinkelbereich (1) geringere positive Beschleunigung erfährt.

4. Kraftstoffhochdruckpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Beschleunigung des Kolbens (10) im dritten Drehwinkelbereich (3) bei der zulässigen Höchstdrehzahl der Kraftstoffhochdruckpumpe von der maximal zulässigen Hertz'schen Pressung an der Kontaktstelle zwischen Nocken (13) und Kolben (10) begrenzt wird. 5
5. Kraftstoffhochdruckpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** jeder Nocken (13) einen vierten Drehwinkelbereich (4), einen fünften Drehwinkelbereich (5) und einen sechsten Drehwinkelbereich (6) aufweist, dass der OT des Kolbens (10) zwischen viertem Drehwinkelbereich (4) und fünftem Drehwinkelbereich (5) liegt, dass die positive Beschleunigung des Kolbens (10) durch den Nocken (13) im vierten Drehwinkelbereich (4) auf Null verringert wird, dass der Kolben (10) durch den Nocken (13) im fünften Drehwinkelbereich (5) eine negative Beschleunigung erfährt, und dass innerhalb des sechsten Drehwinkelbereichs (6) die Hubgeschwindigkeit (v_R) des Kolbens (10) negativ und annähernd konstant ist. 10
6. Kraftstoffhochdruckpumpe nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Änderung der Geschwindigkeit des Kolbens (10) im vierten und im fünften Drehwinkelbereich (4, 5) annähernd konstant ist. 15
7. Kraftstoffhochdruckpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Mengensteuerventil (18) ein stromlos geöffnetes Magnetventil ist. 20
8. Kraftstoffhochdruckpumpe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Mengensteuerventil (19) von einem Steuergerät in Abhängigkeit der Drehzahl, der Last, der Temperatur der Brennkraftmaschine, der Spannung des Bordnetzes und der Temperatur der Ansaugluft und des Drucks im Common-Rail geregelt wird. 25
9. Kraftstoffhochdruckpumpe nach einem der Ansprüche 5 oder 6 **dadurch gekennzeichnet, dass** vor dem Übergang vom sechsten Drehwinkelbereich (6) in den ersten Drehwinkelbereich (1) die Sauggeschwindigkeit langsam abnimmt. 30

Claims

1. High-pressure fuel pump with a variable delivery quantity for an internal combustion engine, with a piston (10) actuated by a camshaft (12), the piston (10) sucking fuel out of a low-pressure line (15) into a delivery space (14) and subsequently delivering it 35

through an outlet valve (17), designed as a non-return valve, into a high-pressure line (16), and with a quantity control valve (19) connecting the delivery space (14) and low-pressure line (15), a separate suction valve (18) being arranged between the low-pressure line (15) and delivery space (14), and the delivery quantity being regulated as a result of the opening of the quantity control valve (19) during the delivery stroke of the piston (10), **characterized in that** each cam (13) of the camshaft (12) has at least one first rotary-angle range (1), one second rotary-angle range (2) and one third rotary-angle range (3), the BDC of the piston (23) lying within the first rotary-angle range (1), **in that** the piston (10), after reaching the BDC, experiences a positive acceleration in the first rotary-angle range (1) by means of the cam (13), **in that** the stroke speed (V_R) of the piston (10) is approximately constant within the second rotary-angle range (2), **in that** the outlet valve (17) opens while the cam (13) is running through the second rotary-angle range, and **in that** the stroke speed (V_R) of the piston (10) increases within the third rotary-angle range (3) until a maximum value (V_{MAX}) is reached. 40

2. High-pressure fuel pump according to Claim 1, **characterized in that** the acceleration of the piston (10) in the first rotary-angle range (1) at the permissible maximum rotational speed of the high-pressure fuel pump is limited essentially by the mass forces of the piston (10). 45
3. High-pressure fuel pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the piston (10) experiences in the second rotary-angle range (2), at the permissible maximum rotational speed of the high-pressure fuel pump, a positive acceleration which is lower than the acceleration in the first rotary-angle range (1). 50
4. High-pressure fuel pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the acceleration of the piston (10) in the third rotary-angle range (3) at the permissible maximum rotational speed of the high-pressure fuel pump is limited by the maximum permissible Hertzian stress at the contact point between cam (13) and piston (10). 55
5. High-pressure fuel pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** each cam (13) has a fourth rotary-angle range (4), a fifth rotary-angle range (5) and a sixth rotary-angle range (6), **in that** the TDC of the piston (10) lies between the fourth rotary-angle range (4) and the fifth rotary-angle range (5), **in that** the positive acceleration of the piston (10) is reduced to zero in the fourth rotary-angle range (4) by means of the cam (13), **in that** the piston (10) experiences a negative acceleration 60

in the fifth rotary-angle range (5) by means of the cam (13), and **in that** the stroke speed (V_R) of the piston (10) is negative and approximately constant within the sixth rotary-angle range (6).

6. High-pressure fuel pump according to Claim 5, **characterized in that** the change of speed of the piston (10) in the fourth and in the fifth rotary-angle range (4, 5) is approximately constant.

7. High-pressure fuel pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the quantity control valve (18) is a currentlessly opened solenoid valve.

8. High-pressure fuel pump according to one of the preceding claims, **characterized in that** the quantity control valve (19) is regulated by control apparatus as a function of the rotational speed, the load, the temperature of the internal combustion engine, the voltage of the on-board power supply, the temperature of the intake air and the pressure in the common rail.

9. High-pressure fuel pump according to either one of Claims 5 and 6, **characterized in that** the suction speed decreases slowly before the transition from the sixth rotary-angle range (6) into the first rotary-angle range (1).

Revendications

1. Pompe à carburant à haute pression à débit variable pour un moteur à combustion interne, comportant un piston (10) actionné par un arbre à cames (12), dans laquelle le piston (10) aspire du carburant, d'une conduite basse pression (15) vers une chambre de compression (14), et l'achemine ensuite dans une conduite haute pression (16) par une vanne de sortie (17) constituée d'un clapet anti-retour, et comportant une soupape de commande de débit (19) reliant la chambre de compression (14) et la conduite basse pression (15), avec une soupape d'aspiration distincte (18) entre la conduite basse pression (15) et la chambre de compression (14), et la régulation du débit se fait par l'ouverture de la soupape de commande de débit (19) pendant la course de refoulement du piston (10),
caractérisée en ce que

chaque came (13) de l'arbre à cames (12) présente au moins une première (1), une deuxième (2) et une troisième plage d'angle de rotation (3), le point mort bas du piston (23) se trouvant à l'intérieur de la première plage d'angle de rotation (1), dans la première plage d'angle de rotation (1) le piston (10) subit une accélération positive après avoir atteint le point mort bas grâce à la came (13). à l'intérieur de la deuxième

plage d'angle de rotation (2) la vitesse de course (V_R) du piston (10) est approximativement constante, la vanne de sortie (17) s'ouvre pendant que la came (13) parcourt la deuxième plage d'angle de rotation, et à l'intérieur de la troisième plage d'angle de rotation (3) la vitesse de course (V_R) du piston (10) augmente jusqu'à ce qu'elle atteigne une valeur maximale (V_{MAX}).

- 5 10 2. Pompe à carburant à haute pression selon la revendication 1,
caractérisée en ce que

l'accélération du piston (10) dans la première plage d'angle de rotation (1) est essentiellement limitée au régime maximal admissible de la pompe à carburant à haute pression par les forces d'inertie du piston (10).

- 15 20 3. Pompe à carburant à haute pression selon l'une quelconque des revendications précédentes,
caractérisée en ce que

le piston (10) subit dans la deuxième plage d'angle de rotation (2) au régime maximal admissible de la pompe à carburant à haute pression, une accélération positive faible par rapport à l'accélération dans la première plage d'angle de rotation (1).

- 25 30 4. Pompe à carburant à haute pression selon l'une quelconque des revendications précédentes,
caractérisée en ce que

l'accélération du piston (10) dans la troisième plage d'angle de rotation (3) est limitée au régime maximal admissible de la pompe à carburant à haute pression par la pression de Hertz maximale admissible à l'emplacement de contact entre la came (13) et le piston (10).

- 35 40 5. Pompe à carburant à haute pression selon l'une quelconque des revendications précédentes,
caractérisée en ce que

chaque came (13) présente une quatrième (4), une cinquième (5) et une sixième plage d'angle de rotation (6), le point mort haut du piston (10) se trouve entre la quatrième (4) et la cinquième plage d'angle de rotation (5), l'accélération positive du piston (10) est, dans la quatrième plage d'angle de rotation (4), réduite jusqu'à devenir nulle au moyen de la came (13), le piston (10) subit une accélération négative dans la cinquième plage d'angle de rotation (5) au moyen de la came (13) et, à l'intérieur de la sixième plage d'angle de rotation (6), la vitesse de course (V_R) du piston (10) est négative et approximativement constante.

- 45 50 55 6. Pompe à carburant à haute pression selon la revendication 5,
caractérisée en ce que

la variation de la vitesse du piston (10) est approxi-

mativement constante dans la quatrième et la cinquième plage d'angle de rotation (4, 5).

7. Pompe à carburant à haute pression selon l'une quelconque des revendications précédentes, 5
caractérisée en ce que
la soupape de commande de débit (19) est une électrovanne ouverte au repos.
8. Pompe à carburant à haute pression selon l'une 10
quelconque des revendications précédentes,
caractérisée en ce que
la soupape de commande de débit (19) est régulée par un appareil de commande en fonction du régime, 15
de la charge, de la température du moteur à combustion interne, de la tension du réseau de bord et de la température de l'air d'aspiration et de la pression dans la rampe commune.
9. Pompe à carburant à haute pression selon l'une 20
quelconque des revendications 5 ou 6,
caractérisée en ce qu'
avant la transition de la sixième plage d'angle de rotation (6) à la première plage d'angle de rotation (1), la vitesse d'aspiration diminue lentement. 25

30

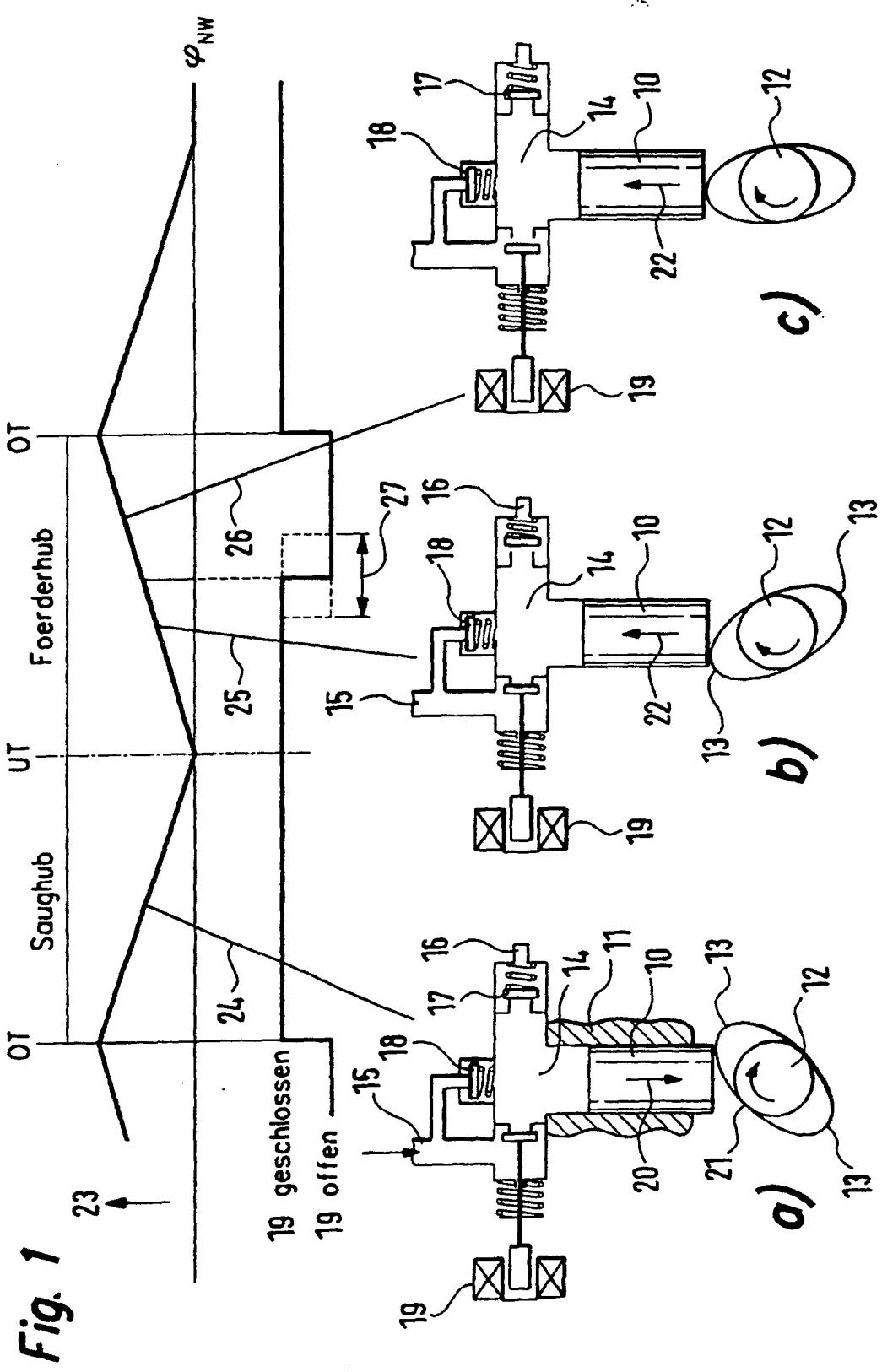
35

40

45

50

55



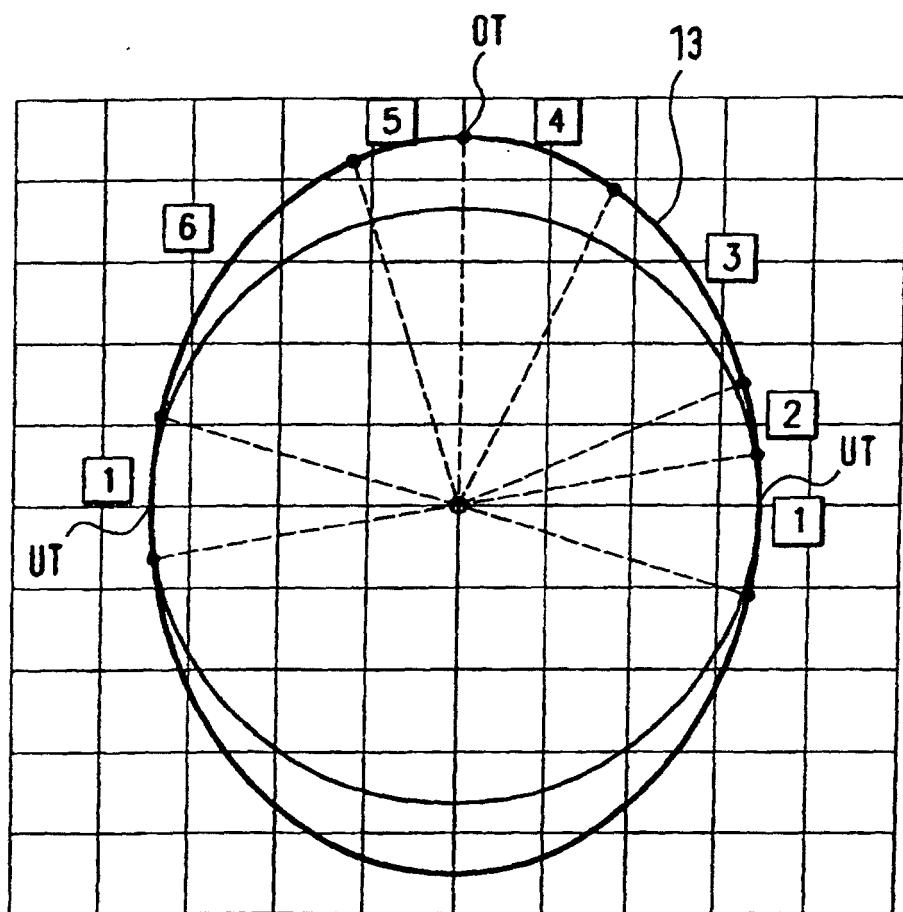


Fig. 2

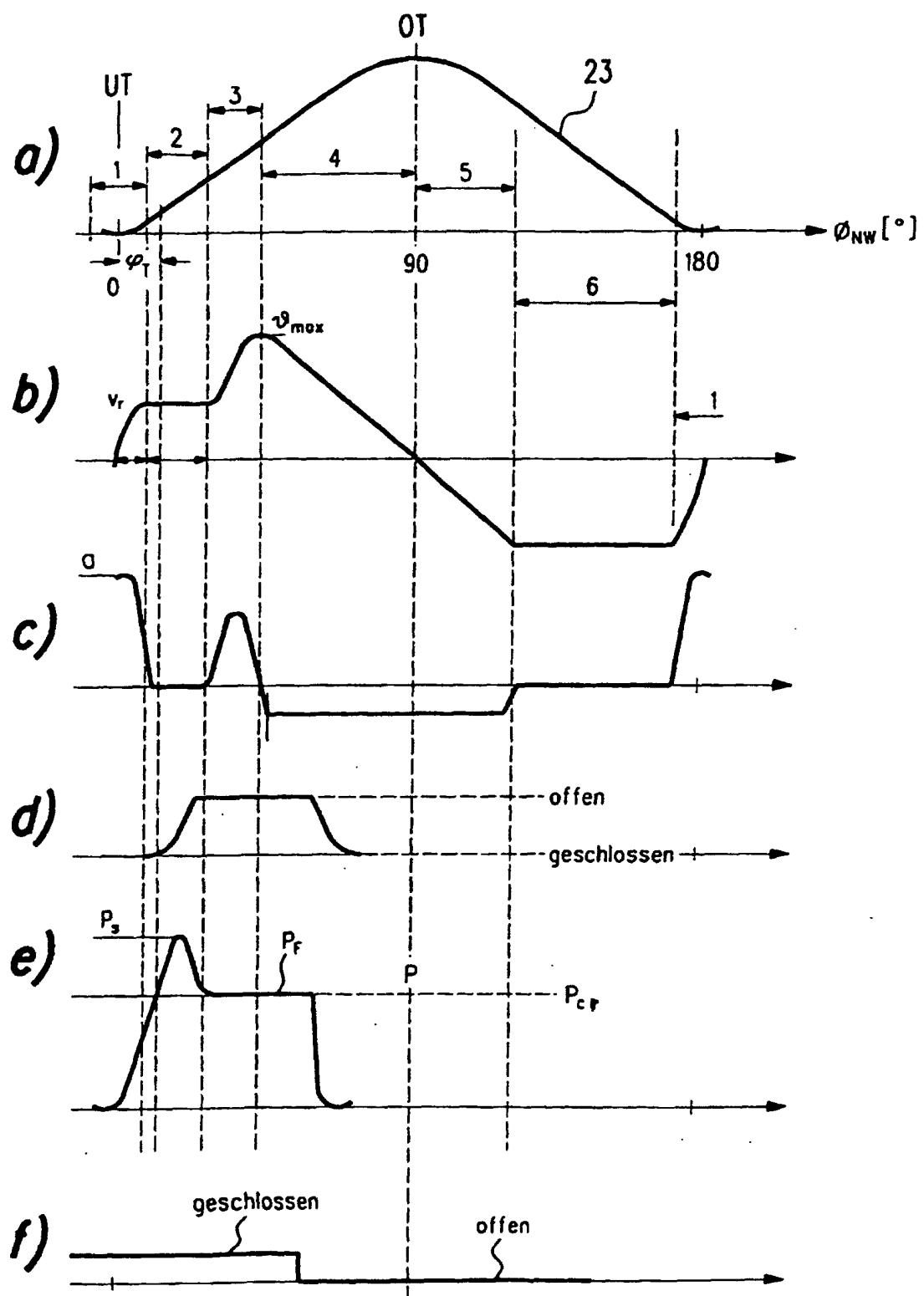


Fig. 3