



(11) **EP 1 504 189 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
04.07.2007 Patentblatt 2007/27

(21) Anmeldenummer: **03729812.2**

(22) Anmeldetag: **21.03.2003**

(51) Int Cl.:
F02M 61/18 (2006.01)

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE2003/000936

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2003/093669 (13.11.2003 Gazette 2003/46)

(54) **KRAFTSTOFFEINSPRITZVENTIL FÜR BRENNKRAFTMASCHINEN**

FUEL INJECTION VALVE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINES

SOUPAPE D'INJECTION DE CARBURANT POUR MOTEURS A COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB

(30) Priorität: **02.05.2002 DE 10219608**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
09.02.2005 Patentblatt 2005/06

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

(72) Erfinder: **BOECKING, Friedrich**
70499 Stuttgart (DE)

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 0 116 864 EP-A- 0 551 633
EP-A- 0 890 735 DE-A- 4 025 542
US-A- 5 163 621

- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1995, no. 11, 26. Dezember 1995 (1995-12-26) & JP 07 224739 A (NISSAN MOTOR CO LTD), 22. August 1995 (1995-08-22)**
- **PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 2000, no. 18, 5. Juni 2001 (2001-06-05) & JP 09 177640 A (CATERPILLAR INC), 11. Juli 1997 (1997-07-11)**

EP 1 504 189 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 geht von einem Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen nach der Gattung des Patentanspruchs 1 aus. Solche Kraftstoffeinspritzventile weisen einen Ventilkörper auf, in dem eine Bohrung ausgebildet ist, die an ihrem brennraumseitigen Ende von einem konischen Ventilsitz begrenzt wird. In der Bohrung ist eine kolbenförmige Ventilnadel längsverschiebbar angeordnet, die mit einer ebenfalls konischen Ventildichtfläche mit dem Ventilsitz zusammenwirkt und dabei die Öffnung wenigstens eines Einspritzkanals steuert, der vom Ventilsitz ausgeht und in den Brennraum der Brennkraftmaschine führt. Je nach Stellung der Ventilnadel kann Kraftstoff aus einem zwischen der Ventilnadel und der Wand der Bohrung ausgebildeten Druckraum den Einspritzkanälen zuströmen oder nicht. Der konische Ventilsitz weist dabei eine Symmetrieachse auf, die mit der Längsachse der Bohrung zusammenfällt.

[0002] Aus der DE 100 00 501 A1 ist ein Kraftstoffeinspritzventil bekannt, bei dem der Ventilkörper im gesamten Endbereich eine gleichmäßige Wandstärke aufweist, auch in dem Bereich, in dem die Ventilnadel in ihrer Schließstellung aufliegt und im brennraumseitigen Endbereich der Bohrung. Hierdurch ist die Stabilität des Ventilkörpers nicht immer gewährleistet, da im Endbereich des Ventilkörpers hohe mechanische Belastungen auftreten können: Zum einen kommt es durch das Aufsetzen der Ventilnadel beim Verschließen der Einspritzkanäle zu einer Deformation des Ventilkörpers, wodurch dieser zu Schwingungen angeregt wird. Zum anderen schwankt der Druck im Druckraum beim Betrieb des Kraftstoffeinspritzventils erheblich, da der hohe Einspritzdruck - je nach Art des Kraftstoffeinspritzventils - nur dann im Druckraum anliegt, wenn eine Einspritzung erfolgen soll. Durch diese Druckschwankungen kommt es periodisch zu einer Aufweitung des Ventilkörpers und damit zu mechanischer Belastung. Die Ventilnadel liegt bei deformiertem Ventilkörper etwas verschieden auf dem Ventilsitz auf, als dies im drucklosen Zustand der Fall ist. Die bekannten Kraftstoffeinspritzventile weisen deshalb den Nachteil auf, dass die Verformungen durch Druckschwankung und mechanischer Belastung durch die Ventilnadel zu übermäßigem Verschleiß zwischen der Ventilnadel und dem Ventilsitz führen können.

[0003] Aus der Schrift US 5 163 621 ist ein Einspritzventil bekannt, das einen konischen Ventilsitz und eine mit dem Ventilsitz zusammenwirkende Ventilnadel zum Öffnen und Schließen mehrerer Einspritzöffnungen. Die Einspritzöffnungen gehen dabei vom konischen Ventilsitz aus und münden in Ansenkungen, die an der Außenfläche des Einspritzventils ausgebildet sind.

Vorteile der Erfindung

[0004] Das erfindungsgemäße Kraftstoffeinspritzven-

til mit den Merkmalen des Anspruchs 1 weist demgegenüber den Vorteil auf, dass der Ventilkörper im Bereich des Ventilsitzes gegenüber dem Stand der Technik deutlich verstärkt ist, was die Aufweitung durch die mechanischen Belastungen verringert und damit auch weniger Verschleiß im Bereich des Ventilsitzes auftritt. Hierzu weist der Ventilkörper im Endbereich eine Verstärkung auf mit einer Wandstärke, die wenigstens einen Faktor 1,2 größer ist als die Wandstärke am angrenzenden Wandbereich. Durch die relativ geringe Wandstärke am Durchstoßpunkt der Längsachse bleibt eine gewisse Flexibilität des Ventilkörpers erhalten, was unerlässlich ist, um ein mechanisches Versagen des Ventilkörpers durch das Aufschlagen der Ventilnadel beim Schließen des Kraftstoffeinspritzventils zu verhindern.

[0005] Die Verstärkung ist im Bereich des Ventilsitzes ausgebildet. Die Einspritzkanäle, die vom Ventilsitz ausgehen, münden dabei in eine Ausnehmung, die an der Außenseite des Ventilkörpers ausgebildet ist. Dadurch wird die effektive Länge der Einspritzkanäle verkürzt, ohne dass die Stabilität des Ventilkörpers wesentlich beeinträchtigt wird. Eine nicht zu große Länge der Einspritzkanäle ist erforderlich, damit die Drosselung des Kraftstoffstroms in den Einspritzkanälen nicht zu groß wird.

[0006] Die Ausnehmung ist als Ringnut ausgebildet, in die sämtliche Einspritzkanäle münden. Es braucht hier nicht für jeden Einspritzkanal eine separate Ausnehmung gefertigt zu werden, was im allgemeinen mit mehr Aufwand verbunden ist.

[0007] Durch die abhängigen Ansprüche sind vorteilhafte Ausgestaltungen des Gegenstandes der Erfindung möglich.

[0008] In einer vorteilhaften Ausgestaltung ist die Verstärkung am brennraumseitigen Endabschnitt der Bohrung an der Innenwand ausgebildet und grenzt dabei an den Ventilsitz. Dadurch wird eine Aufweitung der Bohrung, die auch zu einer Verformung des Ventilsitzes führt, deutlich vermindert. Vorteilhafterweise ist der Ringspalt, der zwischen der Ventilnadel und der Wand der Bohrung ausgebildet ist, im Bereich der Verstärkung zumindest annähernd gleich wie im angrenzenden Bereich der Bohrung, um den Kraftstofffluss zu den Einspritzöffnungen nicht zu behindern.

[0009] Weitere Vorteile und vorteilhafte Ausgestaltungen des Gegenstandes der Erfindung sind der Beschreibung und der Zeichnung entnehmbar.

Zeichnung

[0010] In der Zeichnung ist ein Ausführungsbeispiel des erfindungsgemäßen Kraftstoffeinspritzventils dargestellt. Es zeigt

Figur 1 ein Kraftstoffeinspritzventil im Längsschnitt gemäß Stand des Technik, wobei nur eine Seite voll dargestellt ist,

Figur 2 ein Kraftstoffeinspritzventil im Längsschnitt, wobei auch hier nur eine Seite voll dargestellt

ist und
 Figur 3 eine Außenansicht der Ventilkörperspitze gemäß der Erfindung.

Beschreibung der Ausführungsbeispiele

[0011] In Figur 1 ist ein Kraftstoffeinspritzventil im Längsschnitt dargestellt, wobei nur die linke Hälfte voll gezeichnet ist. Das Kraftstoffeinspritzventil umfasst einen Ventilkörper 1, der bezüglich einer Längsachse 4 rotationssymmetrisch aufgebaut ist und eine Bohrung 5 aufweist, deren Achse mit der Längsachse 4 zusammenfällt. Durch eine erste Verstärkung 22 ist die Bohrung 5 an ihrem brennraumseitigen Ende verengt, so dass an der Innenwand der Bohrung 5 eine Konusfläche 26 und ein im Durchmesser verringerter Zylinderabschnitt 24 gebildet ist. Die erste Verstärkung 22 des Ventilkörpers 1 ist in der Figur 1 durch eine gestrichelte Linie verdeutlicht. An den Zylinderabschnitt 24 schließt sich ein konischer Ventilsitz 8 an, der das brennraumseitige Ende der Bohrung 5 bildet. Vom Ventilsitz 8 geht wenigstens ein Einspritzkanal 18 ab, der den Ventilkörper 1 durchdringt und direkt in den Brennraum der Brennkraftmaschine mündet. In der Bohrung 5 ist eine kolbenförmige Ventilnadel 3 längsverschiebbar angeordnet, wobei zwischen der Ventilnadel 3 und der Wand der Bohrung 5 ein Druckraum 7 ausgebildet ist, der über einen in der Zeichnung nicht dargestellten Zulaufkanal mit Kraftstoff unter hohem Druck befüllbar ist. Die Ventilnadel 3 weist auf Höhe der Konusfläche 26 eine Druckschulter 6 auf und geht anschließend in einen verjüngten Abschnitt 103 über, an den sich eine konische Ventildichtfläche 10 anschließt. Die brennraumseitige Spitze der Ventilnadel 3 wird von einer Konusfläche 14 gebildet, die von der Ventildichtfläche 10 durch eine Ringnut 12 getrennt ist. Durch entsprechende Öffnungswinkel der Konusflächen an der Ventilnadelspitze und des konischen Ventilsitzes 8 kann erreicht werden, dass die Kante am Übergang der Ringnut 12 zur Ventildichtfläche 10 als Dichtkante fungiert, die bei Anlage der Ventilnadel 3 am Ventilsitz 8 zuerst an diesem anliegt. Durch elastische Verformung der Ventilnadel 3 und des Ventilkörpers 1 im Bereich des Ventilsitzes 8 liegt die Ventilnadel 3 schließlich in ihrer Schließstellung mit einem Großteil der Ventildichtfläche 10 am Ventilsitz 8 an.

[0012] Die Ventilnadel 3 wirkt mit dem Ventilsitz 8 zur Steuerung der Einspritzkanäle 18 zusammen. Die Ventilnadel 3 wird durch eine in der Zeichnung nicht dargestellte Vorrichtung mit einer Schließkraft, beispielsweise durch eine vorgespannte Feder, in Richtung auf den Ventilsitz 8 beaufschlagt, so dass sie mit der Ventildichtfläche 10 am Ventilsitz 8 anliegt. Hierdurch werden die Einspritzkanäle 18, von denen in der Regel mehrere über den Umfang des Ventilkörpers 1 verteilt angeordnet sind, gegen den Druckraum 7 verschlossen. Soll Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt werden, so wird Kraftstoff unter Einspritzdruck in den Druckraum 7 eingeleitet, so dass dort der Druck beträchtlich ansteigt, je nach Typ

des Kraftstoffeinspritzventils auf 100 MPa und mehr. Durch die hydraulische Kraft auf die Ventilnadel 3 ergibt sich eine Kraft, die der Schließkraft entgegengerichtet ist. Sobald sich eine resultierende Kraft ergibt, die vom Ventilsitz 8 weggerichtet ist, hebt die Ventilnadel 3 vom Ventilsitz 8 ab, so dass Kraftstoff aus dem Druckraum 7 zwischen der Ventildichtfläche 10 und dem Ventilsitz 8 den Einspritzkanälen 18 zufließen kann. Bei einer Verringerung der Kraftstoffzufuhr in den Druckraum 7 nimmt der Kraftstoffdruck dort wieder ab. Schließlich überwiegt wieder die Schließkraft auf die Ventilnadel 3 und diese gleitet zurück in ihre Schließstellung.

[0013] Durch den steigenden Druck im Druckraum 7 ergibt sich eine leichte Aufweitung des Ventilkörpers 1 im Bereich des Ventilsitzes 8 und des Zylinderabschnitts 24. Die Ventilnadel 3 hingegen bleibt in ihrer Form praktisch unverändert, da sie massiv ausgeführt ist. Es ändert sich also die Form des Ventilkörpers 1 im Bereich des Ventilsitzes 8 leicht, so dass es zu einer leichten Bewegung des Ventilsitzes 8 relativ zur Ventildichtfläche 10 kommt, was mit der Zeit zu Verschleiß in diesem Bereich führt. Auch durch das Auftreffen der Ventilnadel 3 auf den Ventilsitz 8 ergeben sich Schwingungen des Ventilkörpers 1, die zu einer Relativbewegung von Ventildichtfläche 10 und Ventilsitz 8 führen. Um diesen Effekt zu mindern ist der Ventilkörper 1 im Bereich des Ventilsitzes 8 durch eine zweite Verstärkung 23 verdickt, so dass sich eine größere Stabilität ergibt und damit eine verminderte Aufweitung. Dies ist auch der Effekt der ersten Verstärkung 22, die eine Aufweitung des Ventilkörpers 1 im Bereich des brennraumseitigen Endes der Bohrung 5 vermindert. Es kann hierbei auch vorgesehen sein, dass entweder nur die erste Verstärkung 22 oder nur die zweite Verstärkung 23 ausgebildet ist.

[0014] Die Wandstärke des Ventilkörpers 1 im Bereich des Ventilsitzes 8 ist an der Stelle, an der der Durchstoßpunkt 30 der Längsachse 4 liegt, gleich einer Dicke h_0 . In dem Bereich, in dem die Ventildichtfläche 10 der Ventilnadel 3 auf dem Ventilsitz 8 aufliegt, ist der Ventilkörper 1 durch die zweite Verstärkung 23 verdickt, so dass sich senkrecht zur Ventildichtfläche 8 eine Wandstärke h_1 ergibt, die wenigstens einen Faktor 1,2 über der Wandstärke h_0 liegt. Eine feste Obergrenze für das Verhältnis der Wandstärken h_0 und h_1 gibt es nicht, jedoch dürfte bei einem Verhältnis h_1/h_0 von etwa 2,0 eine sinnvolle Obergrenze liegen. Absolut sind die Wandstärken im Bereich des Durchstoßpunktes 30 etwa $h_0 = 1,0$ mm, so dass die Wandstärke h_1 um wenigstens 0,2 mm verdickt ist. Ebenso verhält es sich mit den Wandstärken im Bereich der ersten Verstärkung 22. Die Wandstärke H_1 im Bereich der ersten Verstärkung 22 ist gegenüber der Wandstärke H_0 des angrenzenden Wandbereichs um wenigstens einen Faktor 1,2 größer, also ein Verhältnis von $H_1/H_0 \geq 1,2$.

[0015] In Figur 2 ist ein Kraftstoffeinspritzventil dargestellt. Der Ventilkörper 1 ist wieder im Längsschnitt gezeigt, wobei nur eine Hälfte des rotationssymmetrischen Ventilkörpers 1 gezeichnet ist. Die Ventilnadel 3 weist

statt einer Ringnut und einer Konusfläche nur eine einzelne konische Ventildichtfläche 10 auf, die durch den Anpressdruck der Schließkraft in den konischen Ventil Sitz 8 gedrückt wird. Der Ventil Sitz 8 ist durch eine zweite Verstärkung 23 verdickt, deren Anteil am Ventilkörper 1 durch eine gestrichelte Linie verdeutlicht ist. Die Wandstärke h_1 im Bereich der Einspritzkanäle 18 ist auch hier um wenigstens einen Faktor 1,2 größer als die Wandstärke h_0 am Durchstoßpunkt 30 der Längsachse 4. Mit zunehmender Wandstärke h_1 verlängert sich entsprechend die Länge der Einspritzkanäle 18, was jedoch nur begrenzt möglich ist: Ist der Einspritzkanal 18 zu lang, so wird der Kraftstoffstrom bei der Einspritzung zu stark gedrosselt und der effektiv wirksame Einspritzdruck vermindert sich. Um dies zu vermeiden sind im Ventilkörper 1 von außen Ausnehmungen 20 ausgebildet, die als Kegelsenkung ausgeführt sind und in die jeweils ein Einspritzkanal 18 mündet. Die wirksame Länge der Einspritzkanäle 18 ist somit geringer, da der Öffnungswinkel der Kegelsenkung 20 so groß ist, dass der austretende Einspritzstrahl nicht die Wand der Kegelsenkung 20 berührt. Statt einer Kegelsenkung 20 mit einer streng konischen Außenwand sind auch andere Formen denkbar, beispielsweise zylindrische Ausnehmungen, die einen genügend großen Durchmesser aufweisen. Die Ausbildung der Kegelsenkungen 20 kann beispielsweise durch Bohren oder Elektroerodieren geschehen.

[0016] In Figur 3 ist eine Außenansicht der brennraumseitigen Spitze des Ventilkörpers 1 eines erfindungsgemäßen Einspritzventils dargestellt. Statt verschiedener Ausnehmungen 20 ist hier nur eine einzige Ausnehmung in Form einer Ringnut 32 ausgebildet, die den Ventilkörper 1 auf seinem gesamten Umfang umgibt und in die sämtliche Einspritzkanäle 18 münden. Der Querschnitt der Ringnut 32 ist so bemessen, dass auch hier die Einspritzstrahlen nicht die Wand der Ringnut 32 berühren.

Patentansprüche

1. Kraftstoffeinspritzventil für Brennkraftmaschinen mit einem Ventilkörper (1), in dem eine Bohrung (5) ausgebildet ist, die an ihrem brennraumseitigen Ende von einem im wesentlichen konischen Ventil Sitz begrenzt wird, und mit einer kolbenförmigen Ventilnadel (3), die in der Bohrung (5) längsverschiebbar angeordnet ist und die mit einer Ventildichtfläche (10) mit dem Ventil Sitz (8) zusammenwirkt, und mit wenigstens einem Einspritzkanal (18), der vom Ventil Sitz (8) ausgeht und in den Brennraum der Brennkraftmaschine mündet, wobei der Ventilkörper (1) an dessen brennraumseitigen Endbereich eine Verstärkung (22; 23) ausgebildet ist, die eine Wandstärke (h_1) aufweist, die um wenigstens einen Faktor 1,2 größer ist als die Wandstärke (h_0) in dem an die Verstärkung (22) angrenzenden Wandbereich, wobei im Bereich des Ventil Sitzes (8) zumindest in einem Teilbereich eine Verstärkung (22) ausgebildet ist, da-

durch gekennzeichnet, daß an der Außenseite des Ventilkörpers (1) eine Ausnehmung (20) in Form einer Ringnut (32) ausgebildet ist, die den gesamten Umfang des Ventilkörpers (1) umläuft und in die die Einspritzkanäle (18) münden.

2. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Länge des Einspritzkanals (18) zumindest annähernd der Wandstärke (h_0) des Ventilkörpers (1) im Bereich des Durchstoßpunktes (30) der Längsachse (4) entspricht.

3. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verstärkung (22) am brennraumseitigen Endabschnitt der Bohrung (5) an der Innenwand ausgebildet ist, wobei die Verstärkung (22) an den Ventil Sitz (8) grenzt.

4. Kraftstoffeinspritzventil nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** an der Ventilnadel (3) im Bereich der Verstärkung (22) verjüngt ist, so dass die Breite des zwischen der Innenwand der Bohrung (5) und der Ventilnadel (3) gebildeten Ringspalts im Bereich der Verstärkung zumindest annähernd gleich ist wie in dem brennraumabgewandt an die Verstärkung (22) grenzenden Bereich der Bohrung (5).

Claims

1. Fuel injection valve for internal combustion engines, having a valve body (1) in which a bore (5) is formed, which bore (5) is delimited at its combustion-chamber-side end by a substantially conical valve seat, and having a piston-shaped valve needle (3) which is arranged in a longitudinally displaceable manner in the bore (5) and interacts by means of a valve sealing face (10) with the valve seat (8), and having at least one injection duct (18) which proceeds from the valve seat (8) and opens out into the combustion chamber of the internal combustion engine, with a reinforced portion (22; 23) being formed on the valve body (1) at its combustion-chamber-side end region, which reinforced portion (22; 23) has a wall thickness (h_1) which is larger by at least a factor of 1.2 than the wall thickness (h_0) in the wall region adjoining the reinforced portion (22), with a reinforced portion (22) being formed at least in a partial region in the region of the valve seat (8), **characterized in that** a recess (20) in the form of an annular groove (32) is formed on the outside of the valve body (1), which recess (20) runs around the entire periphery of the valve body (1) and into which recess (20) the injection ducts (18) open out.

2. Fuel injection valve according to Claim 1, **characterized in that** the length of the injection duct (18)

at least approximately corresponds to the wall thickness (h_0) of the valve body (1) in the region of the point of intersection (30) of the longitudinal axis (4).

3. Fuel injection valve according to Claim 1, **characterized in that** the reinforced portion (22) is formed at the combustion-chamber-side end section of the bore (5) on the inner wall, with the reinforced portion (22) adjoining the valve seat (8).
4. Fuel injection valve according to Claim 3, **characterized in that** the valve needle (3) is tapered in the region of the reinforced portion (22), so that the width of the annular gap formed between the inner wall of the bore (5) and the valve needle (3) in the region of the reinforced portion is at least approximately the same as **in that** region of the bore (5) which is remote from the combustion chamber and adjacent to the reinforced portion (22).

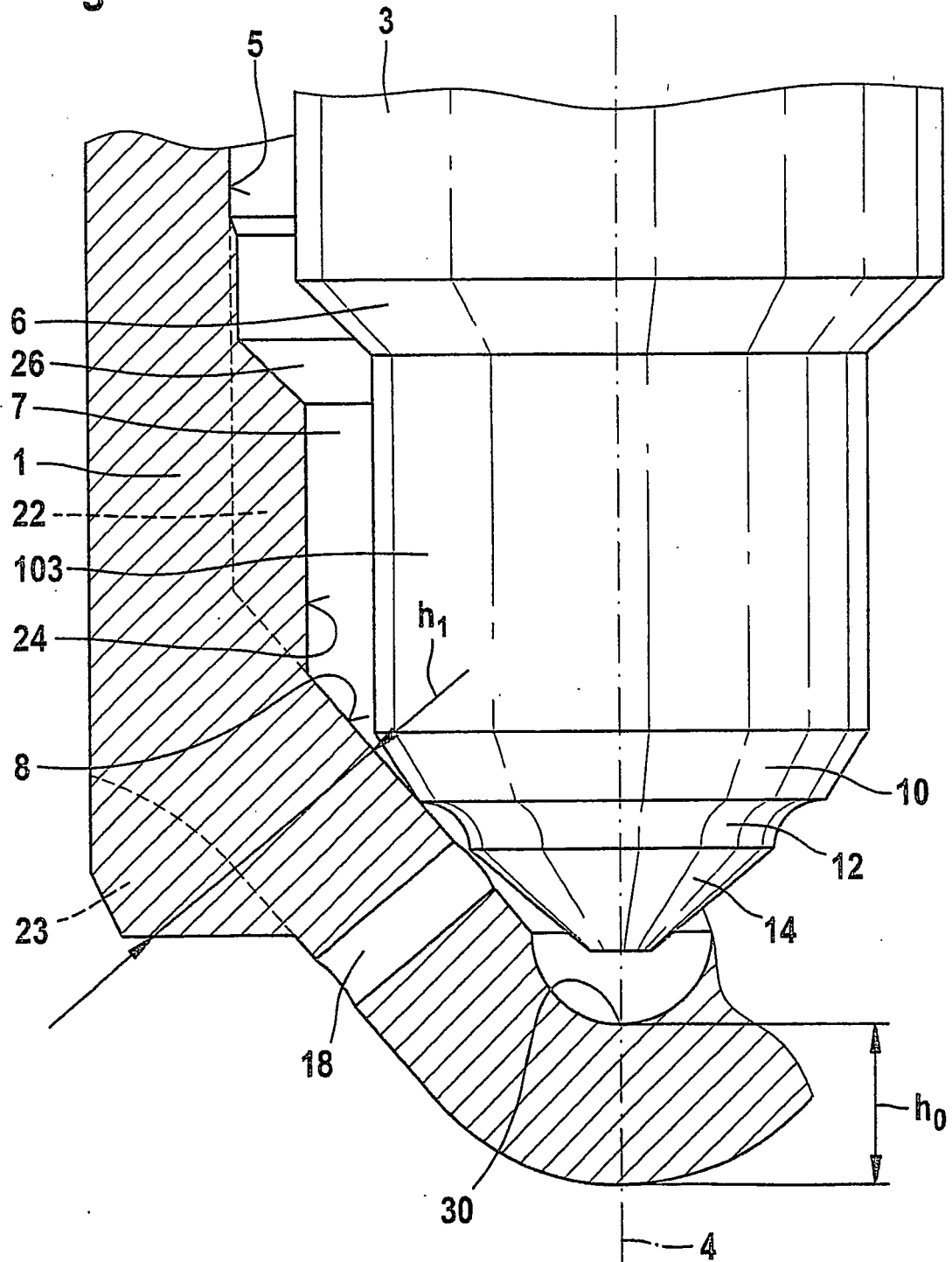
du corps de soupape (1) dans la zone du point de traversée (30) de l'axe longitudinal (4).

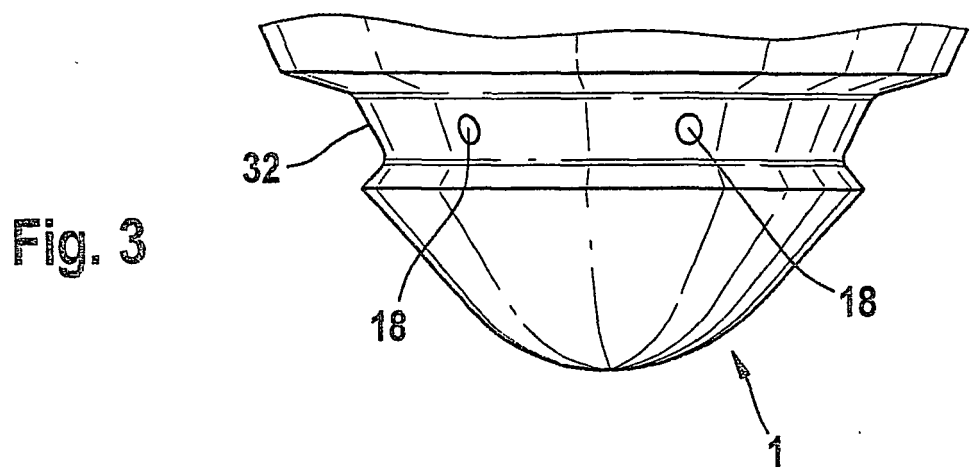
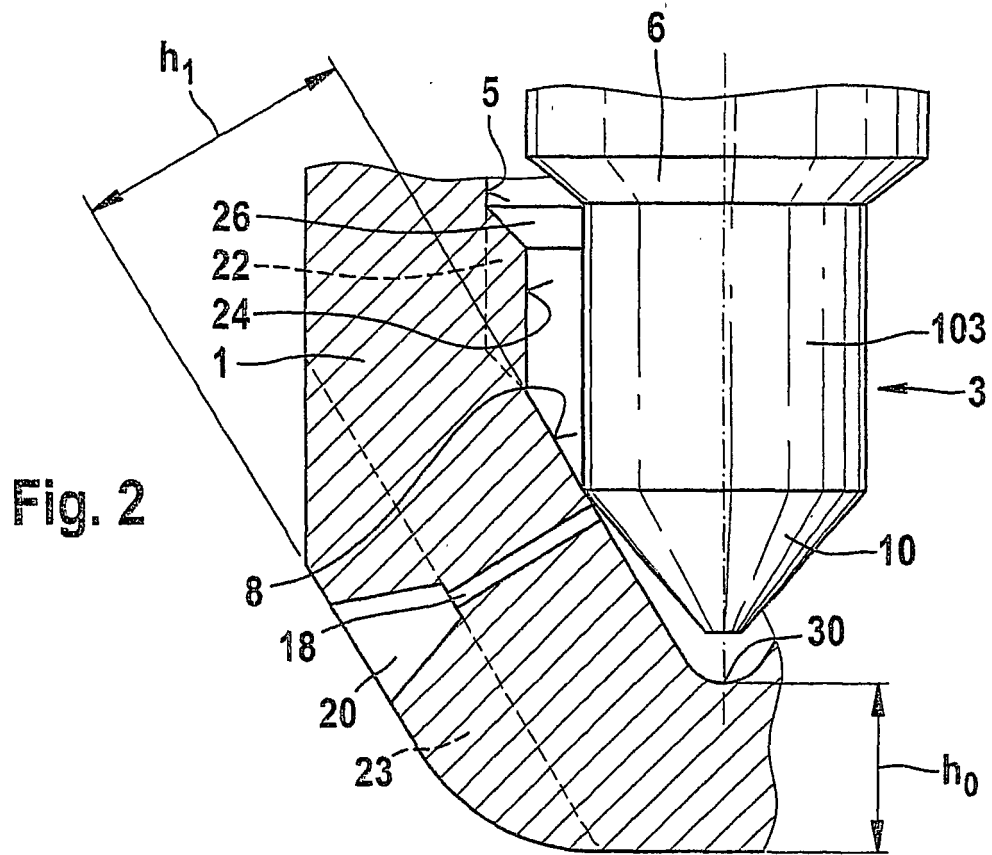
3. Injecteur de carburant selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le renforcement (22) sur la partie d'extrémité de l'alésage (5) située du côté de la chambre de combustion, est réalisé sur la paroi interne, ce renforcement (22) étant en limite du siège de soupape (8).
4. Injecteur de carburant selon la revendication 3, **caractérisé en ce que** l'aiguille de soupape (3) est amincie dans la zone de renforcement (22), de sorte que la largeur de la fente annulaire entre la paroi interne de l'alésage (5) et l'aiguille de soupape (3) est, dans la zone du renforcement, au moins à peu près égale à ce qu'elle est dans la zone de l'alésage (5) délimitant le renforcement (22) dans la direction opposée à la chambre de combustion.

Revendications

1. Injecteur de carburant pour un moteur à combustion interne, dans lequel :
- un corps de soupape (1) dans lequel un alésage (5) a son extrémité située du côté de la chambre de combustion, délimitée par un siège de soupape essentiellement conique,
 - une aiguille de soupape (3) en forme de piston peut coulisser dans l'alésage (15) et coopère par une portée d'étanchéité de soupape (10) avec le siège de soupape (8),
 - au moins un canal d'injection (18) part du siège de soupape (8) et débouche dans la chambre de combustion du moteur,
 - le corps de soupape (1) à sa zone d'extrémité située du côté de la chambre de combustion, présente un renforcement (22 ; 23) dont l'épaisseur de paroi (h_1) est au moins 1,2 fois plus grande que l'épaisseur de paroi (h_0) dans la zone de paroi en limite du renforcement (22), et
 - le renforcement (22) se trouve au moins dans une zone partielle proche du siège de soupape (8),
- caractérisé en ce que** la face externe du corps de soupape (1) présente un évidement (20) en forme de rainure annulaire (32) s'étendant sur toute la périphérie du corps de soupape (1) et dans laquelle débouchent les canaux d'injection (18).
2. Injecteur de carburant selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la longueur du canal d'injection (18) correspond au moins approximativement à l'épaisseur de paroi (h_0)

Fig. 1





IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 10000501 A1 [0002]
- US 5163621 A [0003]