(19) Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

(11) **EP 1 733 145 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
13.10.2010 Patentblatt 2010/41

(21) Anmeldenummer: **05716010.3**

(22) Anmeldetag: **12.03.2005**

(51) Int Cl.:
F04B 1/04 *(2006.01)* ***F02M 63/02*** *(2006.01)*
F02M 59/34 *(2006.01)*

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2005/002660

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2005/093249 (06.10.2005 Gazette 2005/40)

(54) **HOCHDRUCK-PUMPENKOLBEN-ZYLINDEREINHEIT**

HIGH-PRESSURE PUMP PISTON/CYLINDER UNIT

UNITE DE CYLINDRE A PISTON PLONGEUR HAUTE PRESSION

(84) Benannte Vertragsstaaten:
AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB GR HU IE IS IT LI LT LU MC NL PL PT RO SE SI SK TR

(30) Priorität: **17.03.2004 DE 102004012950**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
20.12.2006 Patentblatt 2006/51

(73) Patentinhaber: **MAN Diesel & Turbo SE**
86153 Augsburg (DE)

(72) Erfinder: **DOMBERGER, Gerhard**
86424 Dinkelscherben (DE)

(74) Vertreter: **Krause, Thomas**
MAN Diesel & Turbo SE
Intellectual Property (GJP)
Stadtbachstrasse 1
86153 Augsburg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 878 621
EP-A- 1 284 367
EP-A- 1 365 142
DE-A1- 10 332 361
DE-C1- 10 045 281
US-A- 6 089 470

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

EP 1 733 145 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine Hochdruck-Pumpenkolben-Zylindereinheit, insbesondere eine Einspritzpumpe für ein Common-Rail-Kraftstoffeinspritzsystem einer Brennkraftmaschine, bei der in einem Gehäuse ein Pumpenzylinder mit darin oszilierenden Kolben vorgesehen ist, wobei der Kolben an einer Stirnseite mit einem gesteuerten Antrieb wirkverbunden ist, um an der anderen Stirnseite, dem Kopfbereich, ein Saug- und Druckhubvolumen zu variieren, so dass der Druck des aus einem Förderstromzulauf in den Pumpenzylinder angesaugten Fluids durch den Hub des Kolbens erhöht wird, um mittels eines Förderventils diesen einem weiteren Versorgungselement, insbesondere einer Kraftstoffversorgung oder einem Common-Rail zugänglich zu machen.

[0002] So ist eine Hochdruck-Pumpenkolben-Zylindereinheit, beispielsweise in Form einer Einspritzpumpe Teil des Einspitzsystems, das desweiteren Einspritzleitungen und Einspritzventile umfasst.

[0003] Die Einspritzpumpe muss mehrere Aufgaben erfüllen, wie Förderung des Kraftstoffs mit hohem Druck, Dosierung der Einspritzmenge, Einspritzung des Kraftstoffes im richtigen Augenblick, bzw. nach einem vorgegebenen Einspritzgesetz. Bei herkömmlichen Einspritzpumpen hebt ein vom Motor angetriebene Nockenwelle, evtl. mittels eines Rollenstössels den Einspritzkolben an. Die Hubdrehzahl beim 4-Takt Motor ist gleich der halben und beim 2-Takt Motor gleich der ganzen Kurbelwellendrehzahl, der Einspritzkolben führt einen konstanten Hub aus.

[0004] Bei herkömmlichen Einspritzpumpen geschieht die Dosierung der Einspritzmenge in bekannter Weise durch Verdrehung des Kolbens um seine Längsachse, die Fördermenge und das Förderende werden durch eine schräge Steuerkante bestimmt. Sobald diese an die Saugbohrung angelaufen ist, strömt der vom Kolben verdrängte Kraftstoff in den Saugraum zurück.

[0005] Die Pumpenelemente, d. h. Einspritzkolben und Einspritzzylinder, werden mit größter Genauigkeit hergestellt und ineinander gepasst.

[0006] Im besonderen betrifft die Erfindung eine Einspritzpumpe für ein Common-Rail-Kraftstoffeinspritzsystem einer Brennkraftmaschine. Eine oben beschriebene Steuerkante ist bei diesem System nicht mehr erforderlich.

[0007] Z. Bsp. ist in der DE 199 19 430 C1 eine derartige Einspritzpumpe beschrieben.

[0008] Eine Dosierung des der Einspritzpumpe zugeführten Kraftstoffs erfolgt bekanntlich z. B. über ein elektromagnetisch betätigtes Dosierventil. Der dosierte Kraftstoff wird sodann dem Saugraum oder Pumpenarbeitsraum der Kolbenpumpe zugeführt, um dann während des Betriebes der Brennkraftmaschine mit Hochdruck in eine Druckspeicherleitung gefördert zu werden.

[0009] Um einen Druckabfall in der Druckspeicherleitung während des Saughubes zu vermeiden, ist am Ausgang des Pumpenarbeitsraums ein Rückschlagventil vorgesehen. Um einen Rückfluss während des Druckhubes in das Niederdrucksystem zu vermeiden ist am Förderzugang der Pumpe ebenfalls ein Rückschlagventil angeordnet.

[0010] Solche Hochdruckpumpen werden beispielsweise auch in einer Kraftstoff-Versorgungsanlage gemäß der DE 101 57 135 A1 verwendet.

[0011] EP 1 365 142 bescheibt einen Pumpenkollen, der an Kopfbereich ein Zentrierkegel in Form eines geraden Kegelstumpfes mit kreisförmigen Gund- und Deckfläche angeformt ist.

[0012] Bei derartigen Hochdruck-Pumpenkolben-Zylindereinheiten tritt wegen geringer, letztlich doch nicht vermeidbarer Fertigungstoleranzen eine Deaxierung des Kolbens im Pumpenzylinder auf, was zur Folge hat, dass die Druckverteilung über den Kolbenumfang wegen sich über dem Kolbenumfang unterschiedlich einstellender Spaltbreiten nicht gleichmäßig ist. Die dadurch bedingte einseitige Anpressung des Kolbens im Kolbenzylinder führt zu Verschleiß in der Anlagefläche.

[0013] Es wurden bei oben beschriebenen Hochdruck-Pumpenkolben-Zylindereinheiten auch schon Einführfasen am Kolben, allerdings in der Dimensionierung unklar ausgeführt, vorgesehen. Hier wird dem Pumpenkolben im Kopfbereich eine Konizität von maximal 30 μm auf einer Länge von ca. 25 mm angeformt. Diese Kopfrücknahme sollte ein Anlaufen des Kopfbereiches des Pumpenkolbens am Pumpenzylinder verhindern, eine wirkungsvolle Gegenmaßnahme gegenüber der oben beschriebenen Deaxierung ist jedoch mit dieser Maßnahme nicht erreichbar.

[0014] Die Aufgabe vorliegender Erfindung ist es, eine Hochdruck-Pumpenkolben-Zylindereinheit, insbesondere eine Einspritzpumpe für ein Common-Rail-Kraftstoffeinspritzsystem einer Brennkraftmaschine anzugeben, bei welcher die Gefahr des Verschleißes eines in einem Pumpenzylinder geführten Kolbens durch Deaxierung ausgeschlossen werden kann.

[0015] Diese Aufgabe wird durch die kennzeichnenden Maßnahmen des Anspruchs 1 gelöst.

[0016] Dadurch dass dem Pumpenkolben am Kopfbereich ein Zentrierkegel angeformt ist, dessen maximale halbe Durchmesserverkleinerung (1/2 x [D-d]) im Vergleich zum Durchmesser (D) des Kolbenschaftes diesem im Verhältnis von ca. 1 : 200 gegenübersteht und dessen axiale Länge (l), d.h. die Höhe des Zentrierkegelstumpfes, bezogen auf die gesamte axiale Länge (L) des Kolbenschaftes (inklusive Zentrierkegel) in einem Verhältnis (l : L) von ca. 1 : 6,6 ausgelegt ist, wird der Pumpenkolben während des Druckhubs auf seiner Mittelachse zentriert, so dass ein Anlaufen am Pumpenzylinder verhindert wird. Die Leckage beim Druckaufbau wird gleichmäßig zwischen Pumpenkolben und Pumpenzylinder geleitet, so dass die Temperaturverteilung (es entsteht "hydraulische" Wärme beim Komprimieren des Kraftstoffes) gleichmäßig über dem Umfang des Pumpenkolbens verteilt ist. Dadurch wird der Pumpenkolben nicht einseitig

erwärmt und verformt sich deshalb nicht durch Temperatureinwirkung.

[0017] Durch die gleichmäßige Leckage um den Pumpenkolbenumfang wird das einseitige Anlegen des Kolbens also im Pumpenzylinder verhindert oder es werden zumindest die Anpresskräfte herabgesetzt. Als weiterer Vorteil ergibt sich, dass die Leckströmung nach zentrischer Ausrichtung des Kolbens in Längsrichtung der Führungsfläche des Kolbens sich verringert und damit der hydraulische Wirkungsgrad der Einheit verbessert wird. Als weiterer Vorteil ist zu sehen dass das Fluid in der Leckage die Anlageflächen benetzt, wodurch ein Schmierungseffekt erzielt wird, d.h., am Pumpenkolben wird durch seine Hubbewegung ein Schmierspalt gebildet, der den Pumpenkolben aufschwimmen lässt.

[0018] Im folgenden wird ein Ausführungsbeispiel der Erfindung anhand der Zeichnung erläutert.

[0019] Die einzige Figur zeigt eine Ansicht einer Einspritzpumpe eines Common-Rail-Einspritzsystems, deren Pumpenkolben gemäß der Erfindung ausgebildet ist.

[0020] In einem Zylindergehäuse 1 ist ein Kolben 2 mit einem Pumpenzylinder 3 geführt. Der Kolben wird durch eine vom Motor angetriebene Nockenwelle 4 in Förderrichtung bewegt und durch eine Kolbenfeder 5 zurückgedrängt. Der Hub des Kolbens 2 ist unveränderlich, der Kolben 2 durchläuft bei jeder Umdrehung der Nockenwelle 4 den vollen Hub und führt einen Saug- und Druckhub aus.

[0021] Der Pumpenzylinder 2, d. h. der Saug- bzw. Arbeitsraum 6 ist über eine Hochdruckleitung 7 mit einem nicht dargestellten Common-Rail des Kraftstoffeinspritzsystems verbunden. Ein Rückschlagventil 8 in der Hochdruckleitung 7 verhindert, dass Kraftstoff aus dem Common-Rail in die Einspritzpumpe zurückströmt.

[0022] Der Kolben 2 saugt während des Saughubs Kraftstoff über den Kraftstoffzulauf 9 aus dem Niederdruckraum in den Pumpenzylinder 3, bzw. Arbeitsraum 6.

[0023] Während des Druckhubs baut sich im Arbeitsraum 6 ein Druck auf, der zum Öffnen des Rückschlagventils 8 führt und die Förderung des Kraftstoffs aus dem Pumpenzylinder 3 in das nicht dargestellte Common-Rail ermöglicht.

[0024] Um einen Druckabfall im Arbeitsraum 6, bzw. in der Hochdruckleitung 7 während des Druckhubs des Kolbens 2 zu vermeiden, ist im Förderzugang des Arbeitsraums 6, d.h. im Kraftstoffzulauf 9 aus dem Niederdruckraum ebenfalls ein Rückschlagventil 10 vorgesehen.

[0025] Zur Dosierung des Kraftstoffs aus dem Niederdruckraum ist im Kraftstoffzulauf 9 weiterhin ein elektromagnetisch betätigbares Dosierventil 11 angeordnet.

[0026] Am Kopfbereich des Pumpenkolbens 2 ist ein (gestrichelt dargestellter) Zentrierkegel 20 angeformt, der einer klaren Dimensionierung unterworfen ist.

[0027] Der Zentrierkegel 20 beginnt in Richtung der Nockenwelle 4 gesehen an der ersten vollständig umlaufenden Kante des Kopfbereiches des Pumpenkolbens 2 mit dem kleinsten Durchmesser d und vergrössert sich kontinuierlich bis zum Durchmesser D des Schaftes des Kolbens 2. Der Zentrierkegel 20 bildet somit einen geraden Kreiskegelstumpf aus, bei dem sich Grund- (Durchmesser D) und Deckfläche (Durchmesser d) kreisförmig ausbilden. Die Konizität des Zentrierkegels 20 beträgt somit (1/2 x [D-d]). Das Verhältnis der Konizität (1/2 x [D-d]) zum Kolbendurchmesser D muss ca. 1 : 200 sein. Die Höhe l des Zentrierkegelstumpfes 20 ist im Verhältnis zur gesamten Kolbenschaftlänge L (Kolben 2 und Zentrierkegel 20) (l : L) mit eta 1 : 6,6 zu dimensionieren.

[0028] In besonder vorteilhafter Weise ist dem Zentrierkegel 20 eine Einfürfase in Form eines weiteren Zentrierkegelstumpfes 30 aufgesetzt. In diesem Fall müssen die Einfürfase 30 und der Zentrierkegel mit einer maximalen Toleranz von 1 μm zueinander koaxial hergestellt sein, um die angestrebte Wirkung der automatischen Zentrierung des Kolbens 2 zu erzielen.

[0029] Der Zentrierkegel 20, vorteilhaft unterstützt vom Einführkonus 30, bewirkt einerseits einen hydraulischen Druckausgleich über dem Umfang des Kolbenschaftes 2 im Kolbenzylinder 3 und verhindert damit ein einseitiges Anlegen des Kolbens 2 aufgrund des bei einer Deaxierung unter hohem Druck in den Ringraum der Lekkage eintretenden Kraftstoffs.

[0030] Der Zentrierkegel kann an allen mit Druck beaufschlagten Kolben zur Zentrierung eben des Kolbens angewendet werden.

Patentansprüche

1. Hochdruck-Pumpenkolben-Zylindereinheit, bei der in einem Gehäuse (1) ein Pumpenzylinder (3) mit einem darin oszillierenden Kolben (2) vorgesehen ist, wobei der Kolben (2) an einer Stirnseite mit einem gesteuerten Antrieb (4) wirkverbunden ist, um an der anderen Stirnseite, dem Kopfbereich, im Pumpenzylinder (3) ein Saug- und Druckhubvolumen zu variieren, so dass der Druck des aus einem Förderstromzulaufs (9) in den Pumpenzylinder (3) angesaugten Fluids durch den Hub des Kolbens (2) erhöht wird, um es mittels eines Förderventils (8) einem weiteren Versorgungselement zugänglich zu machen, wobei dem Pumpenkolben (2) am Kopfbereich ein Zentrierkegel (20) in Form eines geraden Kegelstumpfes mit kreisförmiger Grund- (D) und Deckfläche (d) angeformt ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** dessen maximale halbe Durchmesserverkleinerung (½ x [D - d]) zum Durchmesser (D) des Kolbenschaftes (2) im Verhältnis von cirka 1 : 200 steht und dessen axiale Länge (l), bezogen auf die axiale Länge (L) des gesamten Kolbenschaftes (2) im Verhältnis (l : L) von cirka 1 : 6,6 ausgelegt ist, und dem Zentrierkegel (20) eine Einführphase (30) in Form eines weiteren Zentrierkonus aufgesetzt ist, wobei die Koaxialität von Zentrierkegel (20) und Einführphase (30) eine maximale Toleranz von cirka 1 Mycrometer aufweist.

2. Hochdruck-Pumpenkolben-Zylindereinheit nach Anspruch 1, **gekennzeichnet durch** die Ausbildung als Einspritzpumpe für ein Common-Rail-Kraftstoff-Einspritzsystem einer Brennkraftmaschine, wobei der Pumpenkolben (2) einerseits **durch** eine vom Motor angetriebene Nockenwelle (4) in Förderrichtung bewegt und **durch** eine Kolbenfeder (5) zurückgedrückt wird, wobei das Fluid, ein Kraftstoff, insbesondere Dieselkraftstoff ist, der einem Common-Rail als weiteres Versorgungselement zugänglich gemacht wird.

Claims

1. A high-pressure pump piston/cylinder unit, in which a pump cylinder (3) having a piston (2) which oscillates therein is provided in a housing (1), the piston (2) being operatively connected on one end side to a controlled drive (4), in order to vary a suction and compression stroke volume on the other end side, the head region, in the pump cylinder (3), with the result that the pressure of the fluid which is sucked into the pump cylinder (3) from a conveying flow inlet (9) is increased by the stroke of the piston (2), in order to make it available to a further supply element by means of a conveying valve (8), wherein a centering cone (20) in the form of a straight truncated cone having a circular base area (D) and top area (d) is formed integrally on the pump piston (2) on the head region, **characterized in that** the maximum half diameter reduction (1/2 x [D-dJ) of said centering cone (20) with respect to the diameter (D) of the piston skirt (2) being in a ratio of approximately 1:200, and the axial length (1) of said centering cone (20) being designed in relation to the axial length (L) of the entire piston skirt (2) in a ratio (I:L) of approximately 1:6.6. and where an insertion bevel (30) in the form of a further centering cone is positioned on the centering cone (20), the concentricity of the centering cone (20) and the insertion bevel (30) having a maximum tolerance of approximately 1 μm.

2. The high-pressure pump piston/cylinder unit as claimed in claim 1, **characterized by** the configuration as an injection pump for a common rail fuel injection system of an internal combustion engine, the pump piston (2) being moved in the conveying direction on one side by a camshaft (4) which is driven by the engine and being pressed back by a piston spring (5), the fluid being a fuel, in particular diesel fuel, which is made available to a common rail as a further supply element.

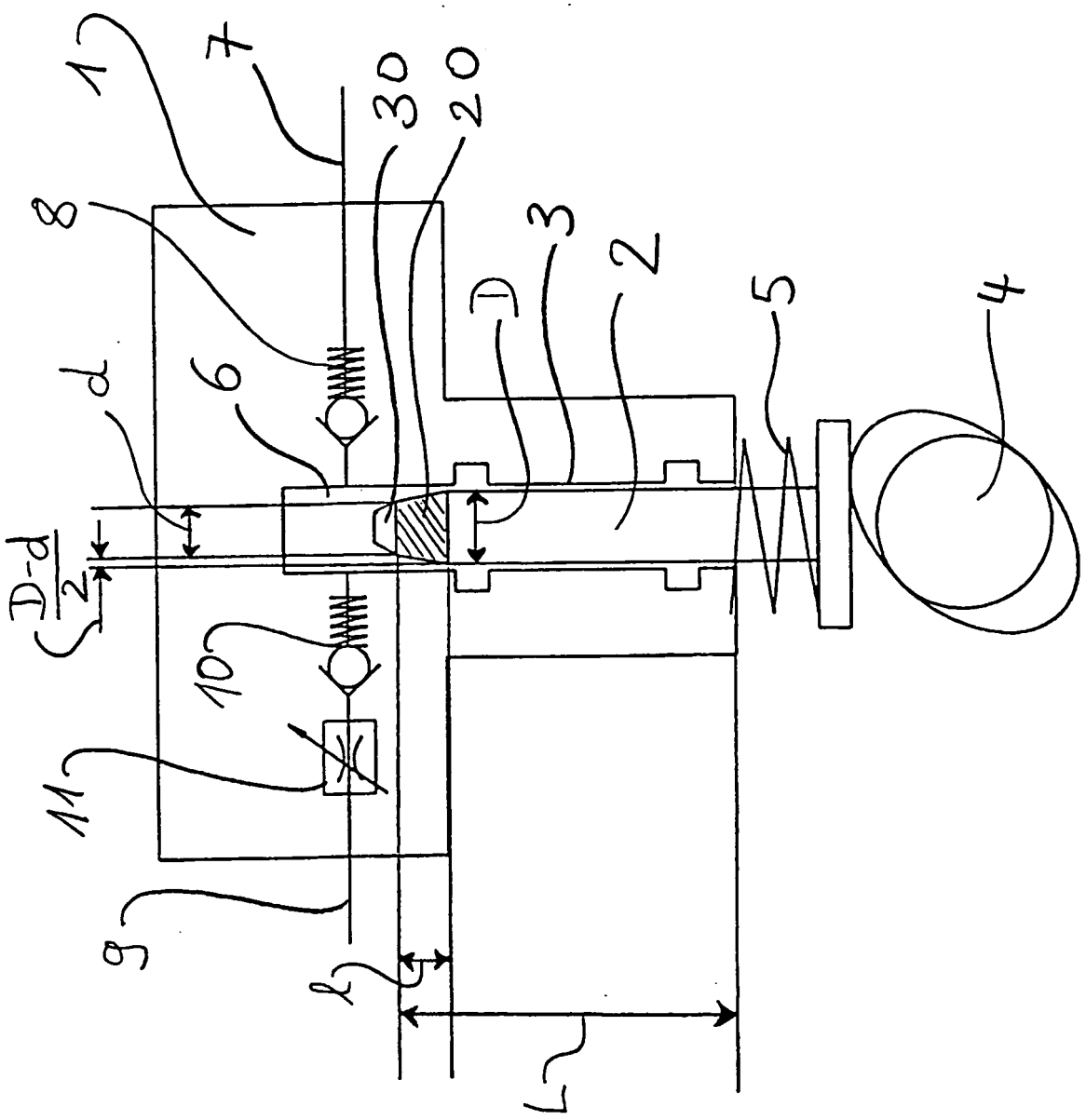
Revendications

1. Unité cylindre-piston de pompe à haute pression comprenant un cylindre de pompe (3) dans un boîtier (1) recevant un piston oscillant (2),

- le piston (2) coopère par sa face frontale avec un entraînement commandé (4) pour faire varier au niveau de l'autre face frontale c'est-à-dire la zone de la tête, dans le cylindre de pompe (3), un volume de course d'aspiration et de pression pour que la pression du fluide aspiré à partir de l'ajutage d'alimentation (9) dans le cylindre de pompe (3) soit augmenté par la course du piston (2) pour alimenter un autre élément utilisateur à travers une soupape de transfert (8),
- la zone de tête du piston de pompe (2) comporte un cône de centrage (20) sous la forme d'un tronc de cône droit à surface de base (D) et surface de sommet (d) circulaire,

unité **caractérisée en ce que**
sa demie réduction maximale de diamètre (½ x [D-d]) par rapport au diamètre (D) de la tige (2) du piston se situe dans un rapport de l'ordre de 1 : 200 et la longueur axiale (1) rapportée à la longueur axiale (L) de l'ensemble de la tige de piston (2) est dans un rapport (1/L) d'environ 1 : 6,6, et
le cône de centrage (20) comporte un congé d'introduction (30) sous la forme d'un autre cône de centrage, et
la coaxialité entre le cône de centrage (20) et le congé d'introduction (30) correspond à une tolérance maximale d'environ 1μm.

2. Unité cylindre-piston de pompe à haute pression selon la revendication 1,
caractérisée en ce qu'
elle est réalisée sous la forme d'une pompe d'injection d'un système d'injection de carburant à rampe commune d'un moteur à combustion interne,
le piston de pompe (2) étant entraîné d'une part par un arbre à came (4) entraîné par le moteur, dans le sens du transfert et étant repoussé par un ressort de piston (5),
le fluide étant du carburant notamment du gazole et l'autre élément utilisateur est une rampe commune.


17
7
30
20
8
3
2
5
4
D
d
6
$\frac{D-d}{2}$
10
11
9
L2
L1

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 19919430 C1 **[0007]**
- DE 10157135 A1 **[0010]**
- EP 1365142 A **[0011]**