

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
21. Juli 2011 (21.07.2011)

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2011/085754 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:
F16J 9/24 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2010/007372

(22) Internationales Anmeldedatum:
4. Dezember 2010 (04.12.2010)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2010 004 684.1
15. Januar 2010 (15.01.2010) DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme
von US): AUDI AG [DE/DE]; 85045 Ingolstadt (DE).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): LOEPRECHT, Malte
[DE/DE]; Fortbergstr. 2b, 85092 Kösching (DE).
KNÖRR, Martin [DE/DE]; Hohe Strasse 4, 90574 Ros-
stal (DE). BAUMANN, Jens [DE/DE]; Adalbert-Stifter-
Strasse 13a, 85092 Kösching (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY,
BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DO,

DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT,
HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP,
KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD,
ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI,
NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD,
SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TH, TJ, TM, TN, TR,
TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ,
UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD,
RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY,
CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS,
IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO,
RS, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI,
CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Erklärungen gemäß Regel 4.17:

- hinsichtlich der Berechtigung des Anmelders, ein Patent
zu beantragen und zu erhalten (Regel 4.17 Ziffer ii)
- Erfindererklärung (Regel 4.17 Ziffer iv)

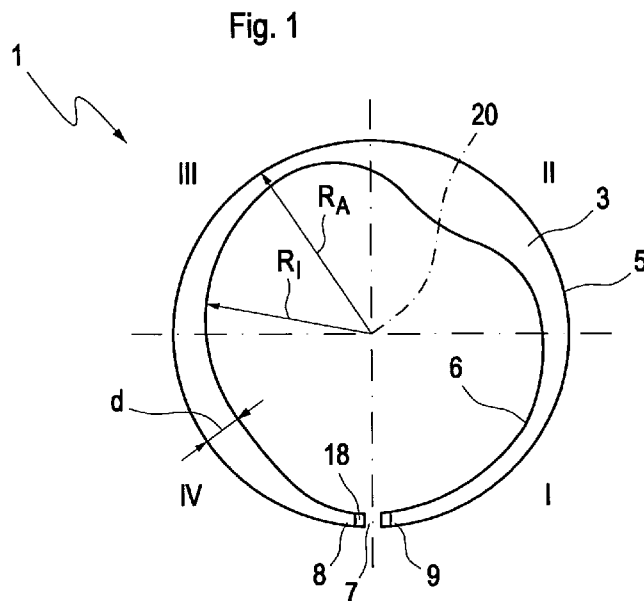
Veröffentlicht:

- mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz
3)
- mit geänderten Ansprüchen gemäss Artikel 19 Absatz 1

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: PISTON RING OPTIMISED IN RESPECT OF CYLINDER SHAPE AND INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) Bezeichnung : ZYLINDERFORMOPTIMISierter KOLBENRING UND BRENNKRAFTMASCHINE



(57) Abstract: The invention relates to a piston ring (1) for a piston (2) of an internal combustion engine. In the undeformed state the piston ring has a round outer circumference (5), a non-round inner circumference (6) and a ring joint (7), at which two joint ends (8, 9) lie opposite one another. The invention further relates to an internal combustion engine, having at least one cylinder, a piston (2) movable along a cylinder liner (16) of the cylinder, at least one piston ring (1) having a ring joint (7) and resting against the cylinder liner (16), and anti-torsion means (18, 19) for securing the piston ring (1) against turning, wherein said means hold the piston ring (1) in a defined rotational position in relation to the cylinder liner (16). In order to minimise wear on the cylinder liner (16) and the amount of blow-by gases, according to the invention a wall thickness (d) between the round outer circumference (5) and the non-round inner circumference (6) of the piston ring (1) varies along the entire circumferential length, and the rotational position of the piston ring (1) and the ring joint (7) is selected according to a deformation of the cylinder liner (16) caused by distortion of the cylinder.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



Die Erfindung betrifft einen Kolbenring (1) für einen Kolben (2) einer Brennkraftmaschine, mit einem in unverformtem Zustand runden äußeren Umfang (5), einem unrunder inneren Umfang (6) und einem Ringstoß (7), an dem sich zwei Stoßenden (8, 9) gegenüberliegen. Die Erfindung betrifft weiter eine Brennkraftmaschine, mit mindestens einem Zylinder, einem entlang einer Zylinderlaufbahn (16) des Zylinders beweglichen Kolben (2), mindestens einem gegen die Zylinderlaufbahn (16) anliegenden Kolbenring (1) mit einem Ringstoß (7), sowie Verdrehsicherungsmitteln (18, 19) zur Sicherung des Kolbenrings (1) gegen Verdrehen, welche den Kolbenring (1) in Bezug zur Zylinderlaufbahn (16) in einer definierten Drehlage halten. Um den Verschleiß der Zylinderlaufbahn (16) und die Menge an Blow-By-Gasen zu minimieren, wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, dass sich eine Wanddicke (d) zwischen dem runden äußeren Umfang (5) und dem unrunder inneren Umfang (6) des Kolbenrings (1) entlang der gesamten Umfangslänge verändert bzw. dass die Drehlage des Kolbenrings (1) und des Ringstoßes (7) in Abhängigkeit von einer durch Verzug des Zylinders bedingten Verformung der Zylinderlaufbahn (16) gewählt ist.

Zylinderformoptimierter Kolbenring und Brennkraftmaschine

Die Erfindung betrifft einen Kolbenring für einen Kolben einer Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 und eine Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff der Ansprüche 5 bzw. 7.

Kolbenringe für Kolben von Brennkraftmaschinen dienen dazu, entlang der Laufbahnen der Zylinder für eine möglichst gute Abdichtung zwischen den Brennräumen und einem Kurbelraum eines Zylinderkurbelgehäuses der Brennkraftmaschine zu sorgen. Zu diesem Zweck weisen Kolbenringe eine als Ringstoß bezeichnete Unterbrechung auf, an der sich zwei so genannte Stoßenden im Abstand gegenüberliegen. Kolbenringe besitzen gewöhnlich im unverformten, d.h. nicht eingebauten Zustand, eine definierte Form mit einem unrunderen äußeren Umfang und werden beim Einbau in eine solche Form gedrückt, in der ihr äußerer Umfang exakt kreisförmig ist, so dass die unter Vorspannung stehenden Kolbenringe entlang dieses äußeren Umfangs dichtend gegen die komplementären Laufbahnen der Zylinder angepresst werden, die bei ihrer Fertigung ebenfalls einen exakt kreisförmigen Querschnitt erhalten. Durch die Vorspannung der Kolbenringe wird zwischen deren äußerem Umfang und der Zylinderlaufbahn ein Radialdruck erzeugt.

Aufgrund der Verschraubung des Zylinderkurbelgehäuses mit dem Zylinderkopf der Brennkraftmaschine sowie aufgrund der im Betrieb der Brennkraftmaschine auftretenden Temperaturdifferenzen im Umfeld der Zylinder werden jedoch Kräfte in das Zylinderkurbelgehäuse eingeleitet, die einen Verzug des Zylinderkurbelgehäuses und der Zylinder bzw. der um die Zylinder herum in das Zylinderkurbelgehäuse eingesetzten Liner verursachen. Der Zylinderverzug wiederum führt zu einer Verformung der ursprünglich exakt zylindrischen Zylinderlaufbahnen, deren Querschnittsform dadurch von einer kreisförmigen Querschnittsform abweicht.

Eine Zylinderlaufbahn mit einer nicht-kreisförmigen Querschnittsform in Verbindung mit einem Kolbenring, der nach dem Einsetzen einen kreisförmigen äußeren Umfang aufweist, führt jedoch dazu, dass der Radialdruck zwischen dem äußeren Umfang des Kolbenrings und der Zylinderlaufbahn entlang des Umfangs des Zylinders und des Kolbenrings teilweise erheblichen Schwankungen unterworfen ist. Dadurch können entlang eines Umfangsabschnitts hohe Radialdruckspitzen auftreten, während sich unter ungüns-

tigen Umständen entlang eines anderen Umfangsabschnitts sogar ein Spalt zwischen dem äußeren Umfang des Kolbenrings und der Zylinderlaufbahn öffnen kann.

Entlang eines Umfangsabschnitts des Zylinders auftretende Radialdruckspitzen haben dort einen unerwünschten stärkeren Verschleiß der Zylinderlaufbahn zur Folge, während durch einen Spalt zwischen dem äußeren Umfang des Kolbenrings und der Zylinderlaufbahn vermehrt Verbrennungsgase aus dem Brennraum als Blow-By-Gase in den Kurbelraum strömen können. Außerdem wirken innerhalb des Spaltes Gaskräfte auf den äußeren Umfang des Kolbenrings ein, die den Kolbenring entlang dieses Umfangsabschnitts noch weiter radial nach innen drücken und somit eine weitere Vergrößerung des Spaltes bewirken können. Um dies zu vermeiden, darf der berechnete Soll-Radialdruck zwischen dem Kolbenring und der Zylinderlaufbahn nicht zu klein gewählt werden, wodurch jedoch wiederum die Reibkräfte zwischen dem äußeren Umfang des Kolbenrings und der Zylinderlaufbahn zunehmen. Neben einem höheren Verschleiß führt dies auch zu Leistungsverlusten und einen höheren Kraftstoffverbrauch.

Aus der DE 100 41 802 C1 ist bereits ein Kolbenring der eingangs genannten Art bekannt, bei dem der radiale Abstand zwischen dem unrunder inneren Umfang und dem runden äußeren Umfang des Kolbenrings, d.h. dessen Wanddicke, in zwei an den Ringstoß angrenzenden Quadranten abschnittsweise verringert wird, während die Wanddicke in den beiden übrigen Quadranten konstant ist. Durch diese Maßnahme kann jedoch keine gleichmäßige Radialdruckverteilung um den Umfang jedes Zylinders herum sichergestellt werden, zumal der Verzug der Zylinder bedingt durch Unterschiede bei der Verschraubung, der Wanddicke und der Kühlung der Zylinder nicht nur bei unterschiedlichen Typen von Brennkraftmaschinen, sondern schon bei verschiedenen Zylindern einer Zylinderbank unterschiedlich sein kann, beispielsweise bei randseitigen und mittleren Zylindern einer Zylinderbank. Außerdem sind bei dem bekannten Kolbenring zwischen den Querschnittsverringerungen und dem Rest des Kolbenrings scharfe Übergänge vorgesehen, an denen der Verlauf des inneren Umfangs Unstetigkeiten aufweist, die in der Regel auch Unstetigkeiten der Radialdruckverteilung zur Folge haben werden.

Aus der DE 34 41 919 A1 ist bereits eine Brennkraftmaschine gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 7 bekannt. Die Kolben dieser Brennkraftmaschine sind mit Kolbenringen mit unrunderem äußerem Umfang bestückt, um auf einer Druckseite der Kolben und ggf. auch auf einer der Druckseite diametral gegenüberliegenden Seite des Kolben partiell zurückgesetzte, als Schmieröldurchlass dienende äußere Umfangsabschnitte zu schaffen. Um sicherzustellen, dass die zurückgesetzten äußeren Umfangsabschnitte der Kol-

benringe und damit die Schmieröldurchlässe in der gewünschten Drehlage bleiben, weisen die zur Aufnahme der Kolbenringe dienenden Nuten der Kolben jeweils einen Querstift auf, der radial nach außen über einen Nutgrund der Nuten übersteht und am Ringstoß der in die Nuten eingesetzten Kolbenringe zwischen deren Stoßenden eingreift.

Ausgehend hiervon liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, einen Kolbenring und eine Brennkraftmaschine der eingangs genannten Art dahingehend zu verbessern, dass der Verschleiß der Zylinderlaufbahn und die Menge der Blow-By-Gase minimiert werden können.

Diese Aufgabe wird im Hinblick auf den Kolbenring dadurch gelöst, dass sich eine Wanddicke zwischen dem runden äußeren Umfang und dem unrunder inneren Umfang entlang der gesamten Umfangslänge verändert, und damit auch das in der dritten Potenz von der Wanddicke abhängige Flächenträgheitsmoment des Kolbenrings. Dabei hängt die optimale Größe der Wanddicke und des Flächenträgheitsmoments vom Verzug des jeweiligen Zylinderkurbelgehäuses bzw. der dadurch hervorgerufenen Abweichung der Querschnittsform der Zylinderlaufbahn von einer idealen Kreisform ab. Allgemein wird die Veränderung der Wanddicke derart sein, dass der Kolbenring in Bereichen mit starken Abweichungen von der Kreisform vorzugsweise eine kleinere Wanddicke bzw. ein kleineres Flächenträgheitsmoment und damit eine höhere Flexibilität besitzt, so dass er sich in diesen Bereichen besser an die Unrundheit des Zylinderquerschnitts anpassen kann. Demgegenüber wird er in Bereichen mit geringen Abweichungen vorzugsweise eine größere Wanddicke bzw. ein größeres Flächenträgheitsmoment und damit eine geringere Flexibilität besitzen, so dass in diesen Bereichen die ursprüngliche kreisrunde Kontur des äußeren Umfangs besser bewahrt bleibt.

Eine derartige Anpassung des inneren Umfangs des Kolbenrings an den jeweiligen Zylinderzug sorgt für eine gleichmäßigere Verteilung des zwischen dem Kolbenring und der Zylinderlaufbahn wirkenden Radialdrucks entlang des äußeren Umfangs des Kolbenrings, d.h. entlang der Kontaktfläche zwischen dem Kolbenring und der Zylinderlaufbahn. Außerdem kann dadurch verhindert werden, dass sich insbesondere in nach außen verformten Bereichen des Zylinderquerschnitts zwischen der Zylinderlaufbahn und dem gegenüberliegenden äußeren Umfang des Kolbenrings ein Spalt öffnen kann, durch den vermehrt Blow-By-Gase in den Kurbelraum entweichen können.

Eine vorteilhafte Ausgestaltung der Erfindung sieht vor, dass die Wanddicke des Kolbenrings in zwei zum Ringstoß benachbarten Quadranten bei Annäherung an die Stoßenden

abnimmt, so dass der Kolbenring in der Nähe der Stoßenden vergleichsweise geringe Flächenträgheitsmomente und damit eine verhältnismäßig hohe Flexibilität aufweist.

Um zu vermeiden, dass sich der Kolbenring nach seinem Einbau um die Längsmittelachse des Kolbens verdreht und dadurch die Wanddicke der Kolbenrings nicht mehr an den Verzug eines gegenüberliegenden Zylinderwandabschnitts angepasst ist, weist der Kolbenring vorteilhaft ein Verdrehsicherungsmittel auf, das nach dem Einsetzen des Kolbenrings in eine Umfangsnut des Kolbens mit einem Verdrehsicherungsmittel am Kolben zusammenwirkt, um den Kolbenring in Bezug zum Kolben und damit nach dem Einbau des Kolbens auch in Bezug zum Zylinder in einer definierten Drehlage festzuhalten.

Das Verdrehsicherungsmittel des Kolbenrings ist vorzugsweise eine am Ringstoß angeordnete Ausnehmung im Kolbenring.

Im Hinblick auf die Brennkraftmaschine wird die Aufgabe gemäß einer ersten Erfindungsvariante in ähnlicher Weise wie beim Kolbenring dadurch gelöst, dass sich eine Wanddicke zwischen dem runden äußeren Umfang und dem unrunder inneren Umfang des Kolbenrings in Abhängigkeit von einer durch Verzug des Zylinders bedingten Verformung der Zylinderlaufbahn verändert.

Vorzugsweise wird die Wanddicke so auf die Verformung der Zylinderlaufbahn abgestimmt, dass der Radialdruck zwischen der Zylinderlaufbahn und dem äußeren Umfang des Kolbenrings entlang der gesamten Umfangslänge einen konstanten oder nahezu konstanten Wert besitzt. Unter einem nahezu konstanten Wert wird hier ein Wert verstanden, dessen Schwankungen weniger als 20 % und vorzugsweise weniger als 10 % betragen.

Eine zweite Erfindungsvariante und bevorzugte Ausgestaltung der ersten Erfindungsvariante sieht vor, dass der Kolben mindestens einen gegen die Zylinderlaufbahn anliegenden Kolbenring mit einem Ringstoß aufweist, sowie Verdrehsicherungsmittel zur Sicherung des Kolbenrings gegen Verdrehen, die den Kolbenring in Bezug zum Kolben und zum Zylinder in einer definierten Drehlage festhalten, wobei diese definierte Drehlage gemäß der zweiten Erfindungsvariante vom Verzug des Zylinders bzw. der Verformung der Zylinderlaufbahn abhängt.

Vorzugsweise sind die Verdrehsicherungsmittel im Bereich des Ringstoßes angeordnet, wobei sie vorteilhaft einen über den Kolben überstehenden Vorsprung umfassen, der zweckmäßig in eine zwischen den Stoßenden angeordnete und an entgegengesetzten Seiten von den Stoßenden begrenzte Ausnehmung des Kolbenrings eingreift, wo der Abstand zwischen den Stoßenden vergrößert ist.

Eine vorteilhafte Weiterbildung dieser Erfindungsvariante sieht vor, dass die zusammen mit dem Vorsprung als Verdrehsicherungsmittel dienende Ausnehmung am Ringstoß bzw. der Ringstoß selbst so ausgerichtet wird, dass sie in einen hinsichtlich der Belastung geeigneten Bereich der verformten Zylinderlaufbahn fällt, zum Beispiel einen Bereich, in dem die durch Verzug bedingte Abweichung von der Kreisform verhältnismäßig gering ist. Durch diese Maßnahme, die ggf. durch eine verringerte Wanddicke der Kolbenringe an den Stoßenden ergänzt werden kann, wird einem unerwünschten Anstieg der Radialdruckkräfte bzw. Flächenpressungen im Stoßbereich entgegengewirkt.

Im Folgenden wird die Erfindung anhand eines in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiels näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Oberseitenansicht eines Kolbenrings für einen Kolben einer Brennkraftmaschine in unverformtem Zustand;

Fig. 2 eine Seitenansicht des Kolbenrings;

Fig. 3 eine Seitenansicht des Kolbenrings nach dem Einsetzen in eine Umfangsnut des Kolbens;

Fig. 4 eine schematische Oberseitenansicht des Kolbenrings nach dem Einbau des Kolbens in einen Zylinder während des Betriebs der Brennkraftmaschine zur Veranschaulichung der Radialdruckverteilung zwischen einer Zylinderlaufbahn eines durch Verzug verformten Zylinder der Brennkraftmaschine und dem äußeren Umfang des verformten Kolbenrings.

Der in der Zeichnung dargestellte, aus einem metallischen Werkstoff hergestellte Kolbenring 1 für einen in einem Zylinder auf und ab beweglichen Kolben 2 einer Brennkraftmaschine weist eine ebene Oberseite 3, eine ebene Unterseite 4, einen zur Ober- und zur Unterseite 3, 4 senkrechten äußeren Umfang 5, einen zur Ober- und zur Unterseite 3, 4 senkrechten inneren Umfang 6 und eine bei Kolbenringen allgemein als Ring-

stoß 7 bezeichnete Unterbrechung auf, an der sich zwei allgemein als Stoßenden 8, 9 bezeichnete Stirnenden des Kolbenrings 1 in einem Abstand gegenüberliegen.

Wie in Fig. 3 dargestellt, wird der Kolbenring 1 bei seiner Montage in eine umlaufende Umfangsnut 10 des Kolbens 2 eingesetzt, bevor der Kolben 2 zusammen mit dem Kolbenring 1 und weiteren, in der Zeichnung nicht dargestellten Kolbenringen in die Brennkraftmaschine eingebaut wird.

Die Umfangsnut 10 wird von einem dem inneren Umfang 6 des Kolbenrings 1 im Abstand gegenüberliegenden zylindrischen Nutgrund 11 und zwei parallelen ebenen Nutflanken 12, 13 begrenzt, deren axialer Abstand etwas größer als der Abstand zwischen der Ober- und der Unterseite 3, 4 des Kolbenrings 1 ist, so dass dieser innerhalb der Umfangsnut 10 beweglich ist.

Der in die Umfangsnut 10 eingesetzte Kolbenring 1 steht mit seinem äußeren Umfang 5 ein Stück weit über benachbarte zylindrische Umfangsflächenabschnitte 14, 15 des Kolbens 2 über. Wenn der Kolben 2 beim Einbau in die Brennkraftmaschine in einen den Zylinder umgebenden, in das Zylinderkurbelgehäuse der Brennkraftmaschine eingesetzten Liner (nicht dargestellt) eingeführt wird, wird der Kolbenring 1 etwas zusammengedrückt und verformt, wobei sich seine beiden Stoßenden 8, 9 leicht aneinander annähern und wobei sich sein äußerer Umfang 5 gegen eine gegenüberliegende Zylinderlaufbahn 16 (Fig. 4) des Zylinders bzw. des Liners anlegt, gegen die er infolge der Verformung des Kolbenrings 1 mit einem Radialdruck 17 angepresst wird.

Wie am besten in Fig. 1 dargestellt, weist der äußere Umfang 5 des Kolbenrings 1 in seinem unverformtem Zustand, d.h. vor dem Einbau in die Brennkraftmaschine, in Draufsicht eine exakt kreisrunde Form und einen konstanten Abstand R_A von einer gedachten Mittelachse 20 des Kolbenrings 1 auf, die nach dem Einbau mit einer Längsmittelachse 21 des Kolbens 2 bzw. des Zylinders zusammenfällt.

Im Gegensatz zum äußeren Umfang 5 ist der innere Umfang 6 des unverformten Kolbenrings 1 nicht kreisförmig und besitzt somit eine unrunde Form, deren Abstand R_I von der Mittelachse 20 sich ebenso wie die Wanddicke d des Kolbenrings 1 entlang der gesamten Länge desselben innerhalb von gewissen Grenzen stetig verändert. Dadurch verändert sich entlang der gesamten Länge des Kolbenrings 1 auch dessen Flächenträgheitsmoment, das eine Funktion der dritten Potenz der Wanddicke d ist, und somit die Flexibilität oder Biegsamkeit des Kolbenrings 1.

Die unrunde Form des inneren Umfangs 6 des Kolbenrings 1 ist an eine verformte Querschnittsform der Zylinderlaufbahn 16 des Zylinders oder Liners angepasst, in dem der mit dem Kolbenring 1 bestückte Kolben 2 verwendet werden soll. Die Verformung der Zylinderlaufbahn 16 wird durch einen Verzug des Zylinders oder Liners infolge der Verschraubung des Zylinderkurbelgehäuses der Brennkraftmaschine mit dem Zylinderkopf und/oder infolge von unterschiedlichen Temperaturverteilungen im Betrieb der Brennkraftmaschine verursacht, der zu Abweichungen der Querschnittsform der Zylinderlaufbahn 16 von einer idealen Kreisform führt. Ohne Gegenmaßnahmen wäre daher der Radialdruck zwischen dem äußeren Umfang 5 des Kolbenrings 1 und der Zylinderlaufbahn 16 Schwankungen unterworfen, die je nach Größe der Abweichungen starke Radialdruckspitzen und/oder eine Spaltbildung zwischen dem kreisförmigen äußeren Umfang 5 des Kolbenrings 1 und der verformten Zylinderlaufbahn 16 zur Folge haben können.

Da die Verformung der Zylinderlaufbahn 16 infolge von Verzug vom jeweiligen Brennkraftmaschinentyp und ggf. auch von der Position des Zylinders innerhalb einer Zylinderbank der Brennkraftmaschine abhängt, werden für unterschiedliche Brennkraftmaschinen bzw. für unterschiedliche Zylinder einer Zylinderbank Kolbenringe 1 verwendet, bei denen die Form des inneren Umfangs 6 so auf die jeweilige Verformung der Zylinderlaufbahn 16 abgestimmt ist, dass sich der Kolbenring 1 mit seinem äußeren Umfang 5 optimal an die verformte Zylinderlaufbahn 16 anpasst.

Bei dem in der Zeichnung dargestellten Kolbenring 1 ist dazu die Wanddicke d an den beiden gegenüberliegenden Stoßenden 8, 9 am kleinsten und verändert sich über die gesamte Länge des inneren und des äußeren Umfangs 5, 6 ohne jegliche Unstetigkeit. Geht man entgegen dem Uhrzeigersinn von dem in der Zeichnung rechts dargestellten Stoßende 9 aus, so wird dort die Wanddicke d innerhalb eines ersten 90°-Winkelsektors oder Quadranten I allmählich größer, erreicht etwas jenseits der Mitte des zweiten Quadranten II ein Maximum, nimmt von dort aus stark bis zu einem Minimum im ersten Drittel des dritten Quadranten III ab und steigt dann bis etwa zur Mitte des vierten Quadranten IV allmählich wieder an, um zuletzt bis zum benachbarten Stoßende 8 wieder abzunehmen.

Die in Fig. 1 dargestellte Veränderung der Wanddicke d bzw. des Abstands R_i des inneren Umfangs 6 des Kolbenrings 1 von dessen Mittelachse 20 ist stark überhöht dargestellt und wird in der Praxis nur wenige Zehntel Millimeter betragen. Die Veränderung der

Wanddicke d des Kolbenrings 1 hat zur Folge, dass sich auch das Flächenträgheitsmoment des Kolbenrings 1 und damit dessen Flexibilität in Umfangsrichtung verändert.

Allgemein wird die Wanddicke d in stark verformten Bereichen der Zylinderlaufbahn 16 kleiner sein als in wenig verformten Bereichen, so dass der Kolbenring 1 in den zuerst genannten Bereichen eine größere Flexibilität besitzt, und sich daher besser an die verformten Bereiche anpassen kann. An den Stoßenden 8, 9 wird ebenfalls eine geringere Wanddicke d bevorzugt, um im Bereich des Ringstoßes 7 Radialdruckspitzen zu vermeiden.

Wie in Fig. 4 schematisch dargestellt, kann durch den an den Verzug des Zylinders bzw. Liners angepassten unrunder inneren Umfang 6 bzw. die sich verändernde Wanddicke d des Kolbenrings 1 der im Betrieb der Brennkraftmaschine auftretende Radialdruck zwischen der verformten Zylinderlaufbahn 16 und dem gegenüberliegenden äußeren Umfang 5 des Kolbenrings 1 so eingestellt werden, dass er in einer Querschnittsebene des Zylinders entlang des gesamten Zylinderumfangs an den Stoßenden 8, 9 etwa konstant ist. Der Radialdruck wird in Fig. 4 durch die Linie 17 angezeigt, die sich mit einem im Wesentlichen konstanten Abstand entlang der Zylinderlaufbahn 16 erstreckt, um eine nahezu konstante Radialdruckverteilung mit Schwankungen von weniger als 20 % zu veranschaulichen.

Die verformte Zylinderlaufbahn 16 und der entsprechend verformte äußere Umfang 5 des eingebauten Kolbenrings sind in Fig. 4 ebenfalls stark überhöht dargestellt, während der innere Umfang 6 des eingebauten Kolbenrings 1 in Fig. 4 vereinfacht als Kreis dargestellt ist, in der Realität jedoch keine exakte Kreisform besitzen wird.

Um zu gewährleisten, dass die konstante Radialdruckverteilung während der Lebensdauer der Brennkraftmaschine bewahrt bleibt, darf sich der Kolbenring 1 nach dem Einbau des Kolbens 2 in die Brennkraftmaschine nicht um die Längsmittelachse 21 des Kolbens 2 und des Zylinders drehen. Der Kolbenring 1 und der Kolben 2 weisen daher Verdrehsicherungsmittel auf, die eine Veränderung der Winkelposition des Ringstoßes 7 in Bezug zur Zylinderlaufbahn 16 bzw. zur Längsmittelachse 21 verhindern.

Wie am besten in Fig. 2 und 3 dargestellt, umfassen die Verdrehsicherungsmittel eine im Stoßbereich zwischen den Stoßenden 8, 9 des Kolbenrings 1 angeordnete, zu einer Mittelebene des Ringstoßes 7 spiegelsymmetrische Ausnehmung 18 im Kolbenring 1, in die ein radial über den Boden 11 der Umfangsnut 10 des Kolbens 2 überstehender zylindri-

scher Vorsprung 19 ragt. Die Ausnehmung 18 weist im Umriss etwa die Form eines Halbkreises auf, der sich zum oberen Ende des Kolbens 2 hin erweitert und sich etwa bis zu einer axialen Mittelebene des Kolbenrings 1 erstreckt, so dass der Abstand der gegenüberliegenden Stoßenden 8, 9 oberhalb dieser Mittelebene größer als darunter ist.

Die radiale Ausrichtung des zylindrischen Vorsprungs 19 des Kolbens 2 und damit auch die radiale Ausrichtung des Ringstoßes 7 des Kolbenrings 1 wird so gewählt, dass der Ringstoß 7 nach dem Einbau des Kolbens 2 in die Brennkraftmaschine innerhalb eines Bereichs der durch den Verzug verformten Zylinderlaufbahn 16 zu liegen kommt, der hinsichtlich seiner Belastung geeignet ist. Wie in Fig. 4 schematisch dargestellt, ist dies im Allgemeinen ein Bereich der Zylinderlaufbahn 16, in dem die Abweichung von der idealen Kreisform verhältnismäßig klein ist.

BEZUGSZEICHENLISTE

- 1 Kolbenring
- 2 Kolben
- 3 Oberseite Kolbenring
- 4 Unterseite Kolbenring
- 5 äußerer Umfang Kolbenring
- 6 innerer Umfang Kolbenring
- 7 Ringstoß
- 8 Stoßende
- 9 Stoßende
- 10 Umfangsnut Kolben
- 11 Nutgrund
- 12 Nutflanke
- 13 Nutflanke
- 14 Umfangsflächenabschnitt Kolben
- 15 Umfangsflächenabschnitt Kolben
- 16 verformte Zylinderlaufbahn
- 17 Radialdruck
- 18 Ausnehmung Kolbenring
- 19 Vorsprung Kolben
- 20 Mittelachse Kolbenring
- 21 Längsmittelachse Kolben

PATENTANSPRÜCHE

1. Kolbenring für einen Kolben einer Brennkraftmaschine, mit einem in unverformtem Zustand runden äußeren Umfang, einem unrunder inneren Umfang und einem Ringstoß, an dem sich zwei Stoßenden gegenüberliegen, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich eine Wanddicke (d) zwischen dem runden äußeren Umfang (5) und dem unrunder inneren Umfang (6) entlang der gesamten Umfangslänge verändert.
2. Kolbenring nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich die Wanddicke (d) ohne Unstetigkeiten verändert.
3. Kolbenring nach Anspruch 1 oder 2, **gekennzeichnet durch** ein Verdrehsicherungsmittel (18), das nach dem Einbau des Kolbenrings (1) mit einem Verdrehsicherungsmittel (19) des Kolbens (1) zusammenwirkt, um ein Verdrehen des Kolbenrings (1) um eine Mittelachse (M) des Kolbens (2) zu verhindern.
4. Kolbenring nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Verdrehsicherungsmittel eine am Ringstoß (7) angeordnete Ausnehmung (18) ist.
5. Brennkraftmaschine, mit mindestens einem Zylinder, einem entlang einer Zylinderlaufbahn des Zylinders beweglichen Kolben und mindestens einem gegen die Zylinderlaufbahn anliegenden Kolbenring, der in unverformtem Zustand einen runden äußeren Umfang, einen unrunder inneren Umfang und einen Ringstoß aufweist, an dem sich zwei Stoßenden gegenüberliegen, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich eine Wanddicke (d) des Kolbenrings (1) zwischen dem runden äußeren Umfang (5) und dem unrunder inneren Umfang (6) in Abhängigkeit von einer durch Verzug des Zylinders bedingten Verformung der Zylinderlaufbahn (16) verändert.
6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Wanddicke (d) so an die Verformung der Zylinderlaufbahn (16) angepasst ist, dass ein Radialdruck zwischen der verformten Zylinderlaufbahn (16) und dem äußeren Umfang (5) des Kolbenrings (1) entlang der gesamten Umfangslänge Schwankungen von weniger als 20 % aufweist.
7. Brennkraftmaschine, mit mindestens einem Zylinder, einem entlang einer Zylinderlaufbahn des Zylinders beweglichen Kolben, mindestens einem gegen die Zylinder-

laufbahn anliegenden Kolbenring mit einem Ringstoß, sowie Verdrehsicherungsmitteln zur Sicherung des Kolbenrings gegen Verdrehen, die den Kolbenring in Bezug zur Zylinderlaufbahn in einer definierten Drehlage halten, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehlage des Kolbenrings (1) und des Ringstoßes (7) in Abhängigkeit von einer durch Verzug des Zylinders bedingten Verformung der Zylinderlaufbahn (16) gewählt ist.

8. Brennkraftmaschine nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, dadurch gekennzeichnet, dass die Verdrehsicherungsmittel (18, 19) am Ringstoß (7) angeordnet sind.

9. Brennkraftmaschine nach Anspruch 7 oder 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Verdrehsicherungsmittel einen Vorsprung (19) des Kolbens (2) umfassen, der in eine am Ringstoß (7) angeordnete Ausnehmung (18) des Kolbenrings (1) eingreift.

10. Brennkraftmaschine nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Vorsprung (19) über einen Nutgrund (11) einer den Kolbenring (1) aufnehmenden Umfangsnut (10) des Kolbens (2) übersteht.

GEÄNDERTE ANSPRÜCHE
beim Internationalen Büro eingegangen am 23 Mai 2011 (23.05.2011)

1. Kolbenring für einen Kolben einer Brennkraftmaschine, mit einem in unverformtem Zustand runden äußeren Umfang, einem unrunden inneren Umfang und einem Ringstoß, an dem sich zwei Stoßenden gegenüberliegen, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich eine Wanddicke (d) zwischen dem runden äußeren Umfang (5) und dem unrunden inneren Umfang (6) entlang der gesamten Umfangslänge stetig verändert.
2. Kolbenring nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich die Wanddicke (d) ohne Unstetigkeiten verändert.
3. Kolbenring nach Anspruch 1 oder 2, **gekennzeichnet durch** ein Verdrehsicherungsmittel (18), das nach dem Einbau des Kolbenrings (1) mit einem Verdrehsicherungsmittel (19) des Kolbens (1) zusammenwirkt, um ein Verdrehen des Kolbenrings (1) um eine Mittelachse (M) des Kolbens (2) zu verhindern.
4. Kolbenring nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Verdrehsicherungsmittel eine am Ringstoß (7) angeordnete Ausnehmung (18) ist.
5. Brennkraftmaschine, mit mindestens einem Zylinder, einem entlang einer Zylinderlaufbahn des Zylinders beweglichen Kolben und mindestens einem gegen die Zylinderlaufbahn anliegenden Kolbenring, der in unverformtem Zustand einen runden äußeren Umfang, einen unrunden inneren Umfang und einen Ringstoß aufweist, an dem sich zwei Stoßenden gegenüberliegen, **dadurch gekennzeichnet**, dass sich eine Wanddicke (d) des Kolbenrings (1) zwischen dem runden äußeren Umfang (5) und dem unrunden inneren Umfang (6) in Abhängigkeit von einer durch Verzug des Zylinders bedingten Verformung der Zylinderlaufbahn (16) verändert.
6. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Wanddicke (d) so an die Verformung der Zylinderlaufbahn (16) angepasst ist, dass ein Radialdruck zwischen der verformten Zylinderlaufbahn (16) und dem äußeren Umfang (5) des Kolbenrings (1) entlang der gesamten Umfangslänge Schwankungen von weniger als 20 % aufweist.

7. Brennkraftmaschine nach Anspruch 5 oder 6, **gekennzeichnet durch** Verdrehsicherungsmittel zur Sicherung des Kolbenrings (1) gegen Verdrehen, die den Kolbenring (1) in Bezug zur Zylinderlaufbahn (16) in einer definierten Drehlage halten, wobei die Drehlage des Kolbenrings (1) und eines Ringstoßes (7) des Kolbenrings (1) in Abhängigkeit von der durch Verzug des Zylinders bedingten Verformung der Zylinderlaufbahn (16) gewählt ist.
8. Brennkraftmaschine nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Verdrehsicherungsmittel (18, 19) am Ringstoß (7) angeordnet sind.
9. Brennkraftmaschine nach Anspruch 7 oder 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Verdrehsicherungsmittel einen Vorsprung (19) des Kolbens (2) umfassen, der in eine am Ringstoß (7) angeordnete Ausnehmung (18) des Kolbenrings (1) eingreift.
10. Brennkraftmaschine nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Vorsprung (19) über einen Nutgrund (11) einer den Kolbenring (1) aufnehmenden Umfangsnut (10) des Kolbens (2) übersteht.

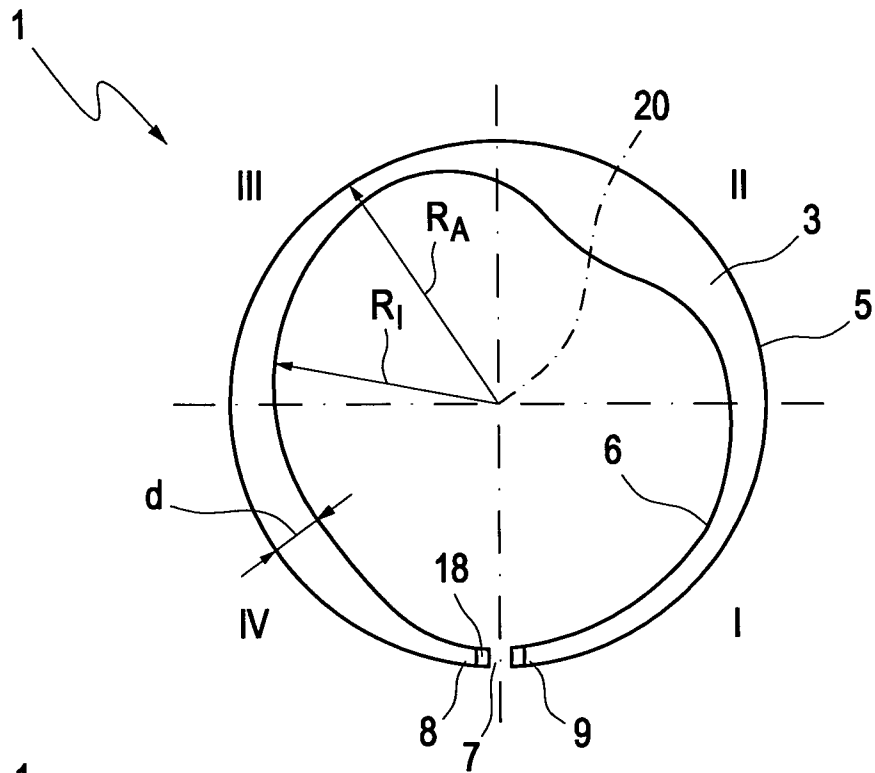


Fig. 1

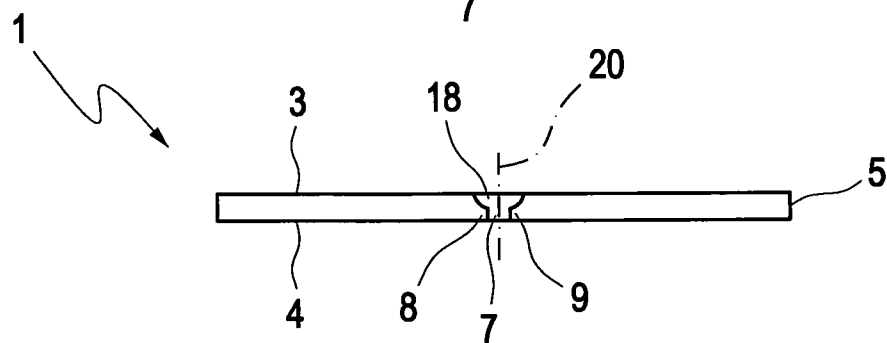


Fig. 2

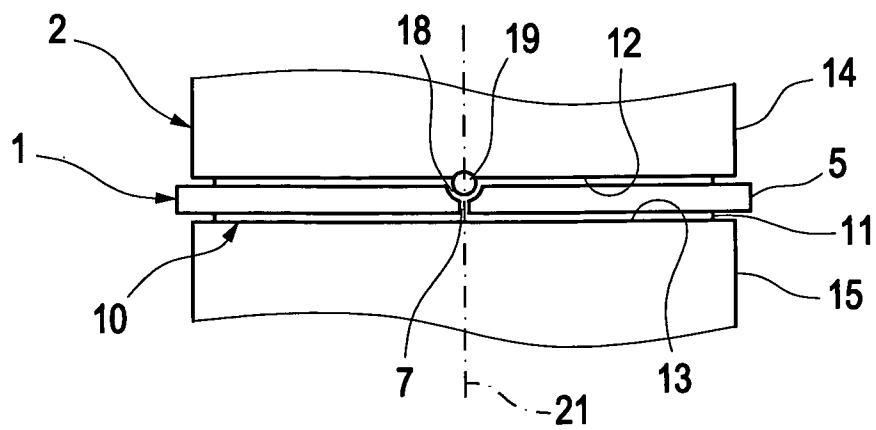


Fig. 3

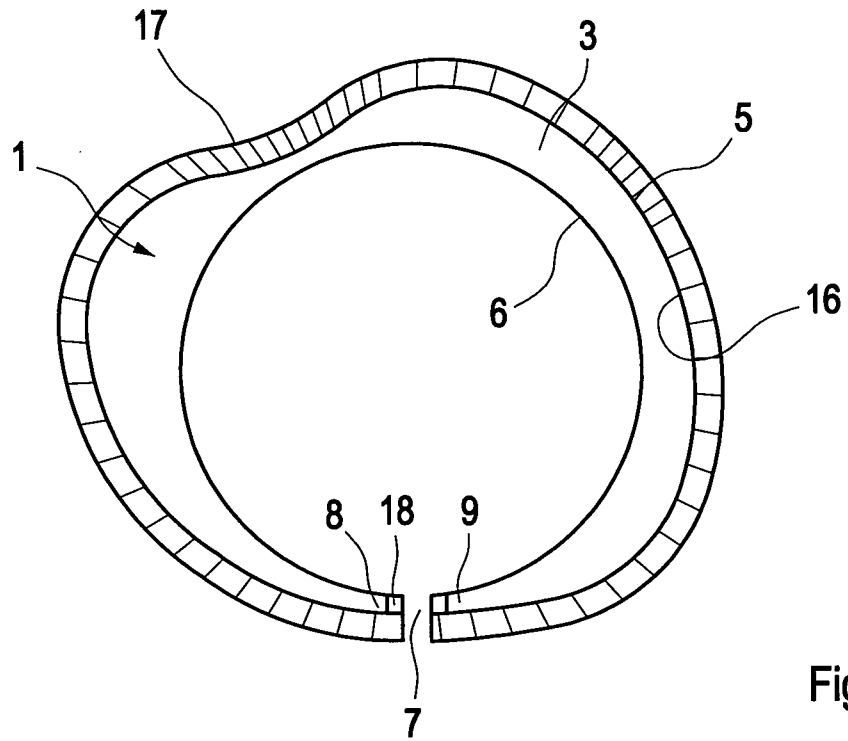


Fig. 4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2010/007372

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
INV. F16J9/24
ADD.

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)
F16J

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	DE 100 41 802 C1 (FEDERAL MOGUL BURSCHEID GMBH [DE]) 28 February 2002 (2002-02-28) the whole document	1-6
X	JP 2000 120866 A (NIPPON PISTON RING CO LTD) 28 April 2000 (2000-04-28) * abstract; figures	1-6
X	US 5 664 536 A (BIGSBY BRYAN D [US]) 9 September 1997 (1997-09-09) * abstract; figures	1-6
X	FR 2 166 661 A5 (DESPLAT RAYMOND; DESPLAT ALAIN) 17 August 1973 (1973-08-17) figure 1	7-10
A	DE 43 10 249 C1 (GOETZE AG [DE]) 8 December 1994 (1994-12-08) the whole document	1



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance
"E" earlier document but published on or after the international filing date
"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)
"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means
"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention
"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone
"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.
"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

14 March 2011

Date of mailing of the international search report

21/03/2011

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Coniglio, Carlo

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2010/007372

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 10041802	C1	28-02-2002	AT 326655 T 15-06-2006
		EP 1182383 A2	27-02-2002
		ES 2260121 T3	01-11-2006
		JP 2002122238 A	26-04-2002
		PT 1182383 E	31-07-2006
		US 2002041071 A1	11-04-2002
JP 2000120866	A	28-04-2000	JP 3792413 B2 05-07-2006
US 5664536	A	09-09-1997	NONE
FR 2166661	A5	17-08-1973	NONE
DE 4310249	C1	08-12-1994	NONE

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
INV. F16J9/24
ADD.

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPC) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPC

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
F16J

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	DE 100 41 802 C1 (FEDERAL MOGUL BURSCHEID GMBH [DE]) 28. Februar 2002 (2002-02-28) das ganze Dokument -----	1-6
X	JP 2000 120866 A (NIPPON PISTON RING CO LTD) 28. April 2000 (2000-04-28) * Zusammenfassung; Abbildungen -----	1-6
X	US 5 664 536 A (BIGSBY BRYAN D [US]) 9. September 1997 (1997-09-09) * Zusammenfassung; Abbildungen -----	1-6
X	FR 2 166 661 A5 (DESPLAT RAYMOND; DESPLAT ALAIN) 17. August 1973 (1973-08-17) Abbildung 1 -----	7-10
A	DE 43 10 249 C1 (GOETZE AG [DE]) 8. Dezember 1994 (1994-12-08) das ganze Dokument -----	1



Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen



Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

14. März 2011

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

21/03/2011

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Coniglio, Carlo

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2010/007372

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 10041802	C1	28-02-2002	AT 326655 T 15-06-2006
		EP 1182383 A2	27-02-2002
		ES 2260121 T3	01-11-2006
		JP 2002122238 A	26-04-2002
		PT 1182383 E	31-07-2006
		US 2002041071 A1	11-04-2002
JP 2000120866	A	28-04-2000	JP 3792413 B2 05-07-2006
US 5664536	A	09-09-1997	KEINE
FR 2166661	A5	17-08-1973	KEINE
DE 4310249	C1	08-12-1994	KEINE