

⑩



Europäisches Patentamt
European Patent Office
Office européen des brevets

⑪

Veröffentlichungsnummer:

**0 327 595
B1**

⑫

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

⑮

Veröffentlichungstag der Patentschrift: **25.04.90**

⑮

Int. Cl.⁵: **F 02 F 3/02, F 02 F 3/08**

⑰

Anmeldenummer: **88900342.2**

⑱

Anmeldetag: **16.12.87**

⑲

Internationale Anmeldenummer:
PCT/DE87/00593

⑳

Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 88/04724 30.06.88 Gazette 88/14

⑤

**EINTEILIGER, LEICHTER UND REIBUNGSARMER LEICHTMETALLKOLBEN FÜR
VERBRENNUNGSMOTOREN.**

③

Priorität: **23.12.86 DE 3644188**

④

Veröffentlichungstag der Anmeldung:
16.08.89 Patentblatt 89/33

⑤

Bekanntmachung des Hinweises auf die
Patenterteilung:
25.04.90 Patentblatt 90/17

⑥

Benannte Vertragsstaaten:
DE FR GB IT

⑥

Entgegenhaltungen:
**EP-A-0 171 568
DE-A-3 430 258
DE-A-3 446 121
DE-B-1 078 387
GB-A-1 064 080
US-A-3 917 133**

⑦

Patentinhaber: **MAHLE GMBH**
Pragstrasse 26-46 Postfach 50 07 69
D-7000 Stuttgart 50 (DE)

⑦

Erfinder: **PFEIFFENBERGER, Horst**
Dahlienweg 8
D-7012 Fellbach (DE)
Erfinder: **RIPBERGER, Emil**
Brunnenstr. 6
D-7148 Remseck (DE)
Erfinder: **ELLERMANN, Jürgen**
Georg-Brandt-Weg 12
D-7057 Winnenden (DE)

EP 0 327 595 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft einen Leichtmetallkolben nach dem Oberbegriff des Patentanspruchs 1.

Ausführungen für leichte und reibungsarme Kolben sind z.B. u.a. aus DE 34 30 25B A1, DE 34 46 121 A1 und EP O 171 568 A3 bekannt. Unbefriedigend bei diesen Kolben ist in der Regel deren Geräuschverhalten. Durch die dort verwirklichten bzw. in EP O 171 568 A3 lediglich als im Extremfall möglich angegebenen extrem kurzen Schaftlängen kann der Kolben nicht so genau geführt werden, daß ein Kolbenkippen verbunden mit einem Anstoßen des Kolbenkopfes an die Zylinderlaufbahn in allen Betriebszuständen sicher vermieden werden kann. Ein Anstoßen des Kolbenkopfes an die Zylinderlaufbahn führt wiederum zu unerwünscht hohen Kolbenlaufgeräuschen. Dies gilt insbesondere für einen Motorbetrieb im Anfahr- und Teillastzustand, in dem das Schaftspiel wegen der bei diesen Betriebszuständen niedrigen Schafttemperaturen noch nicht seinen im Motorlastbetrieb niedrigeren Wert erreicht hat. Der im Lastbetrieb niedrigere Wert ergibt sich aus der wärmebedingten Ausdehnung des Schaftmaterials, wobei die Ausdehnung in Druck-Gegendruckrichtung des Kolbens durch dehnungsregelnde Einlegestreifen noch zusätzlich reduziert werden kann.

Hiervon ausgehend liegt der Erfindung die Aufgabe zugrunde, bei den vorgenannten bekannten leichten und reibungsarmen Kolben mit jeweils extrem kurzen Schaftlängen das Laufgeräusch und zwar insbesondere im Anfahr- und Teillastbereich deutlich zu verringern.

Gelöst wird diese Aufgabe durch einen Kolben mit der Form und den Abmessungen nach den kennzeichnenden Merkmalen der Patentansprüche 1 oder 14. Die Kolben nach diesen beiden Ansprüchen unterscheiden sich dadurch, daß der Kolben nach Anspruch 1 in einem Motorzylinder aus Eisen- und der Kolben nach Anspruch 14 in einem Zylinder aus Leichtmetall läuft. Dadurch ergeben sich für diese Kolben die beanspruchten unterschiedlichen Laufspiele.

Vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind Gegenstand der Unteransprüche.

Aus DE—AS 10 78 387 ist es zwar bereits bekannt, außer am Schaft auch an den Stegen zwischen den im Kolbenkopfbereich angeordneten Kolbenringnuten ein enges Spiel gegenüber der Zylinderlaufbahn einzustellen. Jene Kolben sind allerdings in erster Linie für schlitzzesteuerte Zweitaktmotoren bestimmt, bei denen das enge Laufspiel an den Ringnutenstegen zur exakten Steuerung der Gasspülschlitze in der Zylinderlaufbahn benötigt wird. Bei relativ langen Kolben, wie sie in jener Schrift allein beschrieben sind, führt ein enges Laufspiel im Kolbenkopfbereich jedoch dazu, daß das Laufspiel nicht gleichzeitig auch im Schaftbereich extrem gering sein kann. Denn eine so genaue Fertigung der Kolben ist auf eine große Länge des Kolbens praktisch nicht möglich, so daß ein durchgehend extrem enges Laufspiel über die gesamte Höhe eines

langen Kolbens diesen innerhalb des Motorzylinders statisch überbestimmen würde. Dies hätte zur Folge, daß der Kolben nicht lauffähig wäre. Zu berücksichtigen ist dabei auch ein teilweise unsymmetrisches radiales Ausdehnen des Kolbens über dessen Höhe, was bei langen Kolben ebenfalls ein Verklemmen innerhalb des Motorzylinders bewirken kann. Jener bekannte Kolben ist zur Lösung des erfindungsgemäßen Problems, einen kurzen, leichten und dennoch geräuscharm laufenden Kolben zu schaffen, daher in keiner Weise geeignet und zwar auch nicht bei erheblichen Modifikationen seiner gezeigten Abmessungen.

Die in den Ansprüchen 19—21 vorgeschlagenen Ringeinlagen in dem Kolbenkopf unterscheiden sich von ähnlichen in der EP—A O 210 649 beschriebenen Einlagen besonders dadurch, daß sie nicht wie in jenem vorbekannten Stand der Technik im Feuerstegbereich oberhalb der Ringnuten, sondern ausschließlich im Bereich radial innerhalb der Ringnuten angeordnet sind. Dadurch können sie direkt auf den Bereich der Ringstege einwirken, an denen durch Einschränkung der Wärmeausdehnung bereits im Kaltzustand ein möglichst enges Laufspiel vorgebar sein soll.

Eine nähere Erläuterung der Erfindung und der damit erzielbaren Vorteile erfolgt anhand der in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispiele.

Es zeigen

Fig. 1 einen Kolben in einer Längshälfte im Schnitt nach Linie I—I und in der anderen Hälfte in Ansicht in Richtung der Pfeile I—I

Fig. 2 einen Schnitt durch den Kolben nach Linie II—II

Fig. 3 den Kolben in einer Längshälfte im Schnitt nach Linie III—III und in der anderen Hälfte in Richtung der Pfeile III—III

Fig. 4 das Kaltspiel S zwischen Außenform des Kolbens und Zylinderlaufbahn in Druck-Gegendruckrichtung DR—GDR und in Bolzenrichtung BR

Fig. 5a, b Längsschnitte durch je eine Kolbenhälfte mit einer Ringeinlage im Kolbenkopf

Fig. 6a, b einen Schnitt durch den Kolbenkopf nach den Pfeilen VI—VI in Fig. 5

Fig. 7 einen Längsschnitt durch eine weitere Ausführungsform eines Kolbens mit einer Ringeinlage im Kolbenkopf im Bereich radial innerhalb der Kolbenringnuten

Fig. 8a, b einen Längsschnitt durch zwei alternative Kolbenausführungen mit einer umfangmäßig geteilten Ringeinlage im Kolbenkopf und einer umfangmäßig ebenfalls geteilten dehnungsregelnden Einlage im Schaft, wobei beide Einlagen jeweils einstückig miteinander verbunden sind

Fig. 9 einen Schnitt durch den Kolbenkopf nach Linie IX—IX in Fig. 8

Fig. 10 einen Schnitt durch den Kolbenschaft nach Linie X—X in Fig. 8

Der Kolben besteht aus einer Aluminium-Silizium-Legierung. In seinem Kopfteil sind Ringnu-

ten 2 und 3 für Kompressionsringe und eine darunterliegende Ringnut 4 zur Aufnahme eines Ölabstreifringes vorgesehen.

Die für die Erfindung wesentlichen in der Zeichnung, insbesondere in Fig. 4 eingezeichneten Kolbenabmessungen sind wie folgt definiert:

$L = (0,45—0,65) D$

$H = (0,25—0,4) D$

$A = (0,3—0,4) D$

A größer gleich B

$T = (0,45—0,8) D$

C größer gleich 0,1 A

E größer gleich 0,1 A

F größer gleich 0,25 A kleiner gleich 0,75 A

mit

L = maximale Länge des Kolbens

D = maximaler Durchmesser des Kolbens

H = Kompressionshöhe

A = mittlere Schafthöhe unterhalb der untersten Ringnut in einem Umfangsbereich mit etwa gleicher Schafthöhe von mindestens 45 Grad auf jeder der beiden Tragseiten des Kolbens (Umfangsbereich zwischen den Kolbennaben 6)

B = maximale Schafthöhe außerhalb der Schaftbereiche mit der Höhe A (In der Zeichnung nicht dargestellt, da Schaft über gesamten Umfang gleiche Höhe besitzt)

T = Diametraler gegenseitiger Abstand der radial außen liegenden Nabenbohrungsenden

C = axialer Höhenbereich am oberen Schaftende in dem die Höhe A aufweisenden Schaftbereich, der zumindest in einem in Druck-Gegendruckrichtung (DR—GDR) liegenden Schaftbereich zur Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilmkeiles radial konusartig eingezogen ist

E = axialer Bereich am unteren Schaftende in dem die Höhe A aufweisenden Schaftbereich, der zumindest in einem in Druck-Gegendruckrichtung (DR—GDR) liegenden Schaftbereich zur Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilmkeiles radial konusartig eingezogen ist

F = axiale Höhe eines in dem die Höhe A aufweisenden Schaftbereich zwischen den durch die Höhen C und E definierten Schaftbereichen zumindest in Druck-Gegendruckrichtung (DR—GDR) liegenden Bereiches.

Ferner weisen die Ringstege zwischen den Kolbenringnuten 2, 3, 4 und der Schaftbereich F bei motorbetriebswarmem Kolben in etwa das gleiche Laufspiel gegenüber der Zylinderlaufbahn aus.

Im Inneren des Schaftes 5 sind zwischen den Naben 6 in Umfangsrichtung als dehnungsregelnde Einlagen 7 Stahlstreifen eingeformt. Der Schaft 5 ist durch radiale Querschlitz 8 im Bereiche zwischen den Naben 6 von dem Kolbenkopf getrennt.

Bis auf den Feuerstegbereich ist der zylindrischen Grundform des Kolbens eine Ovalität überlagert, deren große Achse in Druck-Gegendruckrichtung (DR-GDR in Fig. 2) und deren kleine Achse in Bolzenrichtung liegt.

Der genaue Verlauf der Kolbenaußenfläche ist in Fig. 4 wiedergegeben. Der in dieser Figur

eingetragene Kolbenumriß mit den dazu angegebenen Bereichsangaben $A = 30$ mm, $C = 10,5$ mm, $E = 6,5$ mm, $F = 13$ mm, $H = 30$ mm und $L = 49$ mm ist maßstabsgetreu gezeichnet. Der Durchmesser $D = 86$ mm und $T = 63$ mm. Dabei beziehen sich die Werte auf eine besonders vorteilhafte Ausgestaltung des in den Fig. 1—3 dargestellten für einen Einsatz in einem Graugußzylinder bestimmten Kolbens. In bezug auf die Erfindung kommt es insbesondere auf die Kolbenaußenform in Druck-Gegendruckrichtung (DR-GDR) an, auf die die in den Ansprüchen angegebenen Laufspiele abgestellt sind.

Bei warmem Motor gleitet der Kolben gleichzeitig in dem Bereich F sowie an dem ersten und zweiten Ringsteg an der Zylinderlaufbahn, d.h. der Kolben erhält in diesen Bereichen seine Führung. Diese in zwei axial auseinanderliegenden Bereichen erfolgende Kolbenführung ist für einen geräuscharmen Kolbenlauf äußerst wichtig. Denn zur Erzielung eines geräuscharmen Laufes muß der Kolben in einem axial ausreichend hohen Bereich so geführt sein, daß ein durch die Pleuelauslenkung ausgelöstes Kolbenkippen weitestgehend vermieden werden kann. Bei flachen Kolben mit entsprechend niedrigen Schafthöhen bereitet diese Forderung meist ein unlösbares Problem. Hier schafft die Erfindung dadurch Abhilfe daß die Ringstege zur Kolbenführung mit herangezogen werden. Diese geschieht dadurch, daß das Kaltspiel dort im Gegensatz zu dem bisher bekannten Stand der Technik so ausgelegt wird, daß das Warmspiel dort etwa demjenigen Warmspiel im Bereich F entspricht.

Zur weiteren Förderung eines geräuscharmen Kolbenlaufes werden die über und unter dem Kolbenlaufbereich F liegenden Schaftbereiche in dem in der Fig. 4 eingetragenen Maße konisch zurückgenommen, um in diesen Bereichen ein hydrodynamisches Aufschwimmen des Kolbenschaftes zu bewirken.

In der Fig. 4 ist jeweils die Kolbenaußenform in Druck-Gegendruckrichtung sowie in Bolzenrichtung eingetragen. Die dazwischenliegenden Bereiche der Kolbenaußenform gehen jeweils stetig in die Maße jener beiden Hauptrichtungen über.

Eine weitere Verbesserung bewirkt das Einbringen einer streifenförmigen Einlage in Form entweder eines geschlossenen Stahlringes 9 oder eines Paares einer Ringsegmenteinlage 10 in den Kolbenkopf im Bereich radial hinter den Ringnuten 2, 3, 4. Bei Verwendung des Paares ringsegmentartiger Einlagen 10 ist jeweils ein Teil dieses Paares in den Kolbentragseiten zwischen den Naben in die Naben einlaufend angeordnet.

Durch diese Einlagen in geschlossener oder segmentartiger Form wird die Ausdehnung in dem Bereich der Kolbenringstege bei Kolbenwärmeerhöhung erheblich vermindert. Die Einlage bzw. Einlagen 9, 10 ist bzw. sind im wesentlichen auf den Bereich unterhalb des Feuerstegbereiches beschränkt. In Richtung Schaftende können die Einlagen 9, 10 jeweils aus dem Kolbenbodenmaterial herausragen. Zweckmäßig ist dies deshalb,

weil die Einlagen auf diese Weise relativ einfach in der für die Herstellung des Kolbens benutzten Gießform fixiert werden können.

In Fig. 5—7 sind verschiedene Versionen der Lage eines in dem Kopfteil des Kolbens eingebrachten geschlossenen Ringes 9 dargestellt, bei denen der Ring 9 radial innen mehr oder weniger freigelegt ist. Fig. 6 zeigt einen unterschiedlichen Verlauf des Ringes 9 im Bereich der Naben 6 des Kolbens. Bei der Alternative nach Fig. 6a verläuft der Ring 9 innerhalb der Naben 6 in der Nähe des Außenumfangs, während er bei Fig. 6b den Nabenbereich in einem radial weiter innen liegenden Bereich geradlinig sehnenartig durchläuft.

Bei den Ausführungsarten nach Fig. 8 sind anstelle eines geschlossenen Ringes 9 jeweils Ringsegmente 10 in die zwischen den Naben 6 liegenden Kolbenkopfbereiche eingebracht, wobei diese Ringsegmente 10 bis jeweils in die Naben 6 hineinreichen. Die Ringsegmente 10 sind darüberhinaus einteilig mit den Schafteinlagen 7 verbunden.

Die Ausführungen nach Fig. 8a und b unterscheiden sich lediglich dadurch, daß bei dem Kolben nach Fig. 8b Kolbenkopf und -schaft durch einen radialen Schlitz 8 voneinander getrennt sind.

Die wärmeausdehnungshemmende Wirkung der Einlagen 9, 10 beruht im wesentlichen darauf, daß das radial außen auf den Einlagen anliegende Kolbengrundmaterial bei der Herstellung des Kolbens, beispielsweise wenn dieser gegossen wird, beim Abkühlen des Kolbenmaterials auf die Einlagen aufschumpft. Bei Wiedererwärmung des Kolbenmaterials muß dann zunächst einmal die Schrumpfspannung abgebaut werden, bevor eine tatsächliche Ausdehnung erfolgen kann.

Ein Abstand der Einlagen 9, 10 von der Kolbenbodenoberfläche ist notwendig, um die Wärme von dem Kolbenboden zu den Kolbenringen fließen lassen zu können.

Der radiale Schlitz zwischen Kolbenkopf und Schaft ist günstig für niedrige Schaftspiele.

Mit dem in Fig. 7 gezeigten relativ weit in Richtung des Kolbenschaftes verlaufenden Ring 9 wird gleichzeitig noch eine Regelwirkung auf den Schaft ausgeübt.

Mit den Einlagen 9, 10 entsprechend den Ausführungen in den Fig. 5—10 läßt sich in dem Kolbenkopf an dem unteren Ringsteg (unterhalb der Ringnut 3) ein Kaltspiel von 1,5 Promille und am oberen Ringsteg (zwischen Ringnut 1 und 2) ein solches von 2,2 Promille jeweils bezogen auf den Durchmesser des Kolbens erzielen. Der Feuersteg des Kolbenkopfes wird jeweils nicht mit zur Kolbenführung herangezogen.

Patentansprüche

1. Einteiliger, leichter und reibungsarmer Leichtmetallkolben in einem Zylinder eines Verbrennungsmotors, bei dem die Kolbenringnuten ausschließlich oberhalb der Nabenbohrungen angeordnet sind, bei dem

- a) $H = (0,25—0,4) D$
- b) A größer gleich B
- c) $T = (0,45—0,8) D$

gekennzeichnet durch folgende Merkmale:

- 5 d) $L = (0,45—0,65) D$
- e) $A = (0,3—0,4) D$
- f) C größer gleich $0,1 A$
- g) E größer gleich $0,1 A$
- 10 h) F größer gleich $0,25 A$ und kleiner als $0,75 A$
- i) die mit der Lauffläche des Zylinders des Verbrennungsmotors direkt oder über den Schmierfilm indirekt in Wirkverbindung stehenden Kolbenaußenflächen liegen auf einer zylindrischen mit Ovalitäts-überlagerung versehenen Oberfläche wobei sich die größere Ovalitätsachse in Druck-Gegendruckrichtung (DR-GDR) und die kleine Ovalitätsachse sich in Bolzenrichtung erstrecken,
- 15 j) das Kaltspiel bei einem die Gegenlauffläche bildenden Zylindermaterial aus Eisen liegt in dem an die Druck-Gegendruckrichtung angrenzenden Teil des tragenden Schaftbereiches F bei Werten zwischen etwa $(0,0001—0,0006) D$, wenn an den zwischen den Bolzen (6) liegenden Schaf-
- 20 tinnenflächen dehnungsregelnde streifenförmige Metalleinlagen (7) angreifen, die die Schaftausdehnung in Druck-Gegendruckrichtung bei sich erwärmendem Kolben behindern bzw. zwischen etwa $(0,0004—0,001) D$, wenn solche Dehnungs-
- 25 streifen nicht vorhanden sind,
- k) die Laufspiele an den Ringstegen (zwischen den Ringnuten (2, 3, 4)) und in dem Schaftbereich F mit dem geringsten Laufspiel gegenüber der Zylinderlauffläche bei motorbetriebswarmem Kolben weichen maximal um das fünffache voneinander ab, um dem Kolben eine gleichzeitige Führung an den Ringstegen und im Bereich F des Schaftes zu geben.
- 30 mit
- 40 $L =$ maximale Länge des Kolbens
- $D =$ maximaler Durchmesser des Kolbens
- $H =$ Kompressionshöhe
- $A =$ mittlere Schafthöhe unterhalb der untersten Ringnut in einem Umfangsbereich mit etwa gleicher Schafthöhe von mindestens 45 Grad auf jeder der beiden Tragseiten des Kolbens (Umfangsbereich zwischen den Kolbenaben (6))
- 45 $B =$ maximale Schafthöhe außerhalb der Schaftbereiche mit der Höhe A
- 50 $T =$ diametraler gegenseitiger Abstand der radial außen liegenden Nabenbohrungsenden
- $C =$ axialer Höhenbereich am oberen Schaf-
- 55 tendende in dem die Höhe A aufweisenden Schaftbereich, der zumindest in einem in Druck-Gegendruckrichtung (DR-GDR) liegenden Schaftbereich zur Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilmkeiles radial konusartig eingezogen ist
- $E =$ axialer Bereich am unteren Schaf-
- 60 tendende in dem die Höhe A aufweisenden Schaftbereich, der zumindest in einem in Druck-Gegendruckrichtung (DR-GDR) liegenden Schaftbereich zur Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilmkeiles radial konusartig eingezogen ist
- 65 $F =$ axiale Höhe eines in dem die Höhe A

aufweisenden Schaftbereich zwischen den durch die Höhen C und E definierten Schaftbereichen zumindest in Druck-Gegendruckrichtung (DR-GDR) liegenden Bereiches.

2. Kolben nach Anspruch 1, gekennzeichnet durch die Merkmale:

- a) $L = (0,5—0,6) D$
- b) $H = (0,25—0,36) D$
- c) $A = (0,32 \text{ } 0,38) D$

3. Kolben nach Anspruch 1 oder 2, gekennzeichnet durch die Merkmale:

- a) C größer gleich $0,12 A$
- b) E größer gleich $0,12 A$

4. Kolben nach einem der Ansprüche 1 oder 2, gekennzeichnet durch die Merkmale:

- a) C größer gleich $0,15 A$
- b) E größer gleich $0,15 A$
- c) F größer gleich $0,25 A$ kleiner gleich $0,65 A$

5. Kolben nach einem der Ansprüche 1 oder 2, gekennzeichnet durch die Merkmale:

- a) C größer gleich $0,18 A$
- b) E größer gleich $0,18 A$
- c) F größer gleich $0,25 A$ kleiner gleich $0,6 A$

6. Kolben nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Laufspiele an den Ringstegen (zwischen den Ringnuten (2, 3, 4)) und in dem Schaftbereich mit dem geringsten Laufspiel gegenüber der Zylinderlauffläche bei motorbetriebswarmem Kolben maximal um das vierfache voneinander abweichen.

7. Kolben nach Anspruch 6, dadurch gekennzeichnet, daß die Laufspiele um maximal das dreifache voneinander abweichen.

8. Kolben nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Schaft (5) des Kolbens am unteren Ende eine geschlossene zylindrische Außenform aufweist, bei der das Kaltspiel axial und umfangsmäßig variiert, jedoch an keiner Stelle einen Wert von etwa $0,01 D$ übersteigt.

9. Kolben nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Schaft (5) unterhalb der untersten Ringnut in seinen zwischen den Bolzennaben (6) liegenden Umfangsbereichen radial geschlitzt ist.

10. Kolben nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß dieser mit Ringnuten (2, 3, 4) zur Aufnahme zweier Kompressionsringe und eines Abstreifringes versehen ist.

11. Kolben nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß in dem radial hinter den Ringnuten (2, 3, 4) zwischen den Naben (6) liegenden Bereich des Kopfteiles in Umfangsrichtung streifenförmige Einlagen (9, 10) aus einem Material mit gegenüber dem Kolbengrundmaterial geringerem Wärmeausdehnungskoeffizienten eingebracht sind.

12. Kolben nach Anspruch 11, dadurch gekennzeichnet, daß die streifenförmigen Einlagen (9, 10) ein geschlossener Ring (9) sind.

13. Kolben nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Einlagen (9, 10) Abstand von der Kolbenbodenoberfläche besitzen.

14. Einteiliger, leichter und reibungsarmer Leichtmetallkolben in einem Zylinder eines Verbrennungsmotors, bei dem die Kolbenringnuten ausschließlich oberhalb der Nabenbohrungen angeordnet sind, bei dem

- a) $H = (0,25—0,4) D$
- b) A größer gleich B
- c) $T = (0,45—0,8) D$

gekennzeichnet durch folgende Merkmale:

- d) $L = (0,45—0,65) D$
- e) $A = (0,3—0,4) D$
- f) C größer gleich $0,1 A$
- g) E größer gleich $0,1 A$
- h) F größer gleich $0,25 A$ und kleiner als $0,75 A$

i) die mit der Lauffläche des Zylinders des Verbrennungsmotors direkt oder über den Schmierfilm indirekt in Wirkverbindung stehenden Kolbenaußenflächen liegen auf einer zylindrischen mit Ovalitätsüberlagerung versehenen Oberfläche, wobei sich die größere Ovalitätsachse in Druck-Gegendruckrichtung (DR-GDR) und die kleine Ovalitätsachse sich in Bolzenrichtung erstrecken,

j) das Kaltspiel bei einem die Gegenlauffläche bildenden Zylindermaterial aus Leichtmetall liegt in dem an die Druck-Gegendruckrichtung angrenzenden Teil des tragenden Schaftbereiches F bei Werten zwischen etwa $(0—0,0004) D$, wenn an den zwischen den Bolzennaben (6) liegenden Schaftinnenflächen dehnungsregelnde streifenförmige Metalleinlagen (7) angreifen, die die Schaftausdehnung in Druck-Gegendruckrichtung bei sich erwärmendem Kolben behindern bzw. zwischen etwa $(0,0001—0,0005) D$, wenn solche Dehnungsstreifen nicht vorhanden sind,

k) die Laufspiele an den Ringstegen (zwischen den Ringnuten (2, 3, 4)) und in dem Schaftbereich F mit dem geringsten Laufspiel gegenüber der Zylinderlauffläche bei motorbetriebswarmem Kolben weichen maximal um das fünffache voneinander ab, um dem Kolben eine gleichzeitige Führung an den Ringstegen und im Bereich F des Schaftes zu geben.

mit

- L = maximale Länge des Kolbens
- D = maximaler Durchmesser des Kolbens
- H = Kompressionshöhe

A = mittlere Schafthöhe unterhalb der untersten Ringnut in einem Umfangsbereich mit etwa gleicher Schafthöhe von mindestens 45 Grad auf jeder der beiden Tragseiten des Kolbens (Umfangsbereich zwischen den Kolbennaben (6))

B = maximale Schafthöhe außerhalb der Schaftbereiche mit der Höhe A

T = diametraler gegenseitiger Abstand der radial außen liegenden Nabenbohrungsenden

C = axialer Höhenbereich am oberen Schaftende in dem die Höhe A aufweisenden Schaftbereich, der zumindest in einem in Druck-Gegendruckrichtung (DR-GDR) liegenden Schaftbereich zur Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilmkeiles radial konusartig eingezogen ist

E = axialer Bereich am unteren Schaftende in dem die Höhe A aufweisenden Schaftbereich, der zumindest in einem in Druck-Gegendruckrichtung

(DR-GDR) liegenden Schaftbereiche zur Ausbildung eines hydrodynamischen Schmierfilmkeiles radial konusartig eingezogen ist

F = axiale Höhe eines in dem die Höhe A aufweisenden Schaftbereich zwischen dem durch die Höhen C und E definierten Schaftbereichen zumindest in Druck-Gegendruckrichtung (DR-GDR) liegenden Bereiches.

15. Kolben nach Anspruch 14, dadurch gekennzeichnet, daß die Laufspiele um maximal das dreifache voneinander abweichen.

16. Kolben nach einem der Ansprüche 14 oder 15, dadurch gekennzeichnet, daß der Schaft (5) des Kolbens am unteren Ende eine geschlossene zylindrische Außengrundform aufweist, bei der das Kaltspiel axial und umfangsmäßig variiert, jedoch an keiner Stelle einen Wert von etwa 0,01 D übersteigt.

17. Kolben nach einem der Ansprüche 14—16, dadurch gekennzeichnet, daß der Schaft (5) unterhalb der untersten Ringnut in seinen zwischen den Bolzennaben (6) liegenden Umfangsbereichen radial geschlitzt ist.

18. Kolben nach einem der Ansprüche 14—17, dadurch gekennzeichnet, daß er mit Ringnuten (2, 3, 4) zur Aufnahme zweier Kompressionsringe und eines Ölabstreifringes versehen ist.

19. Kolben nach einem der Ansprüche 14—18, dadurch gekennzeichnet, daß in dem radial hinter den Ringnuten (2, 3, 4) zwischen den Naben (6) liegenden Bereich des Kopfteles in Umfangsrichtung streifenförmige Einlagen (9, 10) aus einem Material mit gegenüber dem Kolbengrundmaterial geringerem Wärmeausdehnungskoeffizienten eingebracht sind.

20. Kolben nach Anspruch 19, dadurch gekennzeichnet, daß die streifenförmigen Einlagen (9, 10) ein geschlossener Ring (9) sind.

21. Kolben nach Anspruch 20, dadurch gekennzeichnet, daß die Einlagen (9, 10) Abstand von der Kolbenbodenoberfläche besitzen.

Revendications

1. Piston en alliage léger monobloc, de faible poids et à faible frottement dans un cylindre d'un moteur à combustion interne, piston sur lequel les gorges des segments sont exclusivement disposées au-dessus des alésages des bossages et sur lequel a)

H = (0,25—0,4) D

b) A supérieure ou égale à B

c) T = (0,45—0,8) D,

caractérisé au moyen des caractéristiques suivantes:

d) L = (0,45—0,65) D

e) A = (0,3—0,4) D

f) C supérieure ou égale à 0,1 A

g) E supérieure ou égale à 0,1 A

h) F supérieure ou égale à 0,25 A et plus petit que 0,75 A

i) les surfaces extérieures du piston, qui sont directement ou indirectement, au moyen d'un film lubrifiant, en liaison active avec la portée du cylindre du moteur à combustion interne se trou-

vent sur une surface cylindrique avec superposition d'une ovalité, dont le plus grand axe de l'ovalité s'étend dans la direction de pression-contre-pression (DR-GDR) et le petit axe de l'ovalité dans la direction de l'axe du piston;

j) le jeu à froid, pour une matière de cylindre en métal ferreux constituant la contre-portée, comporte des valeurs se situant approximativement entre (0,0001—0,0006) D dans la partie de la région F du corps avoisinant la direction de pression-contre-pression, si des insertions (7) de métal en forme de bandes interviennent, qui régulent la dilatation sur les surfaces internes du corps de piston situées entre les bossages (6) de l'axe du piston et qui contrarient la dilatation du corps en direction de la pression-contre-pression lors de l'échauffement du piston, ou bien des valeurs de situant approximativement entre (0,0004—0,0001) D en l'absence de telles bandes de contrainte;

k) les jeux en marche au niveau des nervures circulaires (entre les gorges des segments (2, 3, 4) et dans la région F du corps ayant le plus faible jeu en marche, par rapport à la surface de (contre) portée du cylindre, présentent, lorsque le piston est échauffé par le fonctionnement du moteur, une différence entre eux qui est d'un facteur cinq au maximum, afin de procurer au piston un guidage simultané sur les nervures circulaires et dans la zone F du corps de piston, avec

L = longueur maximale du piston

D = diamètre maximal du piston

H = hauteur de compression

A = hauteur moyenne du corps de piston en dessous de la gorge circulaire la plus basse dans une zone périphérique, ayant une hauteur de corps de piston à peu près égale, et s'étendant sur 45 degrés au moins sur chacun des deux côtés portants du piston (zone périphérique entre les bossages (6) de l'axe de piston).

B = hauteur maximale du corps en dehors des zones de corps ayant la hauteur A,

T = distance mutuelle diamétrale des extrémités d'alésages des bossages d'axes situées extérieurement dans le sens radial.

C = zone de hauteur axiale à l'extrémité supérieure du corps dans la zone du corps présentant la hauteur A, qui est interposée en forme de cône dans le sens radial, au moins dans une zone du corps située en direction de la pression-contre-pression (DR-GDR) pour la constitution d'un coin de film lubrifiant hydrodynamique,

E = zone axiale à l'extrémité inférieure du corps dans la zone du corps présentant la hauteur A, qui est interposée en forme de cône dans le sens radial, au moins dans une zone du corps située en direction de la pression-contre-pression (DR-GDR) pour la constitution d'un coin de film lubrifiant hydrodynamique.

F = hauteur axiale d'une zone située au moins en direction de la pression-contre-pression (DR-GDR) dans la zone du corps présentant la hauteur A entre les zones du corps définies par les hauteurs C et E.

2. Piston selon la revendication 1 caractérisé au moyen des caractéristiques:

- a) $L = (0,05—0,6) D$
 b) $H = (0,25—0,36) D$
 c) $A = (0,32, 0,38) D$
3. Piston selon la revendication 1 ou 2, caractérisé au moyen des caractéristiques:
- a) C supérieure ou égale à 0,12 A
 b) E supérieure ou égale à 0,12 A
4. Piston selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé au moyen des caractéristiques
- a) C supérieure ou égale à 0,15 A
 b) E supérieure ou égale à 0,15 A
 c) F supérieure ou égale à 0,25 A, et inférieure ou égale à 0,65 A
5. Piston selon l'une des revendications 1 ou 2, caractérisé au moyen des caractéristiques:
- a) C supérieure ou égale à 0,18 A
 b) E supérieure ou égale à 0,18 A
 c) F supérieure ou égale à 0,25 A, et inférieure ou égale à 0,6 A.
6. Piston selon l'une des revendications qui précèdent, caractérisé en ce que les jeux en marche au niveau des nervures circulaires (entre les gorges des segments (2, 3, 4) et dans la région du corps de piston ayant le plus faible jeu en marche, par rapport à la portée du cylindre présentent, lorsque le piston est échauffé par le fonctionnement du moteur, des différences entre eux d'un facteur quatre au maximum.
7. Piston selon la revendication 6, caractérisé en ce que les jeux en marche diffèrent entre eux au maximum par un facteur trois.
8. Piston selon l'une des revendications qui précèdent, caractérisé en ce que le corps (5) du piston présente, à l'extrémité inférieure, une forme extérieure cylindrique fermée, sur laquelle le jeu à froid varie dans le sens axial et sur la périphérie, mais ne dépasse en aucun endroit une valeur de 0,01 D environ.
9. Piston selon l'une des revendications qui précèdent, caractérisé en ce que le corps (5) est fendu radialement, en-dessous de la gorge circulaire la plus basse dans ses zones périphériques situées entre les bossages (6) de l'axe du piston.
10. Piston selon l'une des revendications précédentes, caractérisé en ce que ce piston est pourvu de gorges circulaires (2, 3, 4) pour le logement de deux segments de compression (ou de feu) et d'un segment racleur.
11. Piston selon l'une des revendications qui précèdent, caractérisé en ce qu'il est introduit dans la zone de la partie de tête, située radialement derrière les gorges circulaires entre les bossages (6), en direction de la périphérie, des insertions (9, 10) en forme de bandes réalisées en une matière dont le coefficient de dilatation thermique est inférieur à celui de la matière de base du piston.
12. Piston selon la revendication 11, caractérisé en ce que les insertions (9, 10) en forme de bandes constituent un anneau fermé (9).
13. Piston selon l'une des revendications qui précèdent, caractérisé en ce que les insertions (9, 10) se trouvent à une certaine distance de la surface du fond du piston.
14. Piston en alliage léger monobloc de faible

pois et à faible frottement dans un cylindre d'un moteur à combustion interne, piston sur lequel les gorges des segments sont exclusivement disposées au-dessus des alésages des bossages, et sur lequel:

- a) $H = (0,25—0,4) D$
 b) A supérieure ou égale à B
 c) $T = (0,45—0,8) D$,

piston caractérisé au moyen des caractéristiques suivantes:

- d) $L = (0,45—0,65) D$
 e) $A = (0,2—0,4) D$,
 f) C supérieure ou égale à 0,1 A
 g) E supérieure ou égale à 0,1 A
 h) F supérieure ou égale à 0,25 A et inférieure à

0,75 A

i) les surfaces extérieures du piston, qui sont directement ou indirectement, au moyen d'un film lubrifiant, en liaison active avec la portée du cylindre du moteur à combustion interne se trouvent sur une surface cylindrique avec superposition d'une ovalité, dont le plus grand axe de l'ovalité s'étend dans la direction de pression-contre-pression (DR-GDR) et le petit axe de l'ovalité dans la direction de l'axe du piston;

j) le jeu à froid, pour une matière de cylindre en métal léger constituant la contre-portée, comporte des valeurs se situant approximativement entre $(0—0,0004) D$ dans la partie de la région F portante du corps avoisinant la direction de pression-contre-pression, si interviennent des insertions (7) de métal en forme de bandes, qui régulent la dilatation sur les surfaces internes du corps situées entre les portées (6) de l'axe du piston et qui contrarient la dilatation du corps de piston en direction de la pression-contre-pression, ou bien des valeurs se situant entre $(0,0001—0,0005) D$ en l'absence de telles bandes de contrainte;

k) les jeux en marche au niveau des nervures circulaires (entre les gorges des segments (2, 3, 4) et dans la région F du corps ayant le plus faible jeu en marche, par rapport à la surface de (contre) portée du cylindre, quand le piston est échauffé par le fonctionnement du moteur, diffèrent au plus entre eux d'un facteur cinq afin de procurer au piston un guidage simultané sur les nervures circulaires et dans la zone F du corps de piston, avec

L = longueur maximale du piston
 D = diamètre maximal du piston H = hauteur de compression

A = hauteur moyenne du corps de piston en-dessous de la gorge circulaire la plus basse dans une zone périphérique, ayant une hauteur de corps à peu près égale, et s'étendant sur 45 degrés au moins sur chacun des deux côtés portants du piston (zone périphérique entre les bossages (6) de l'axe de piston).

B = hauteur maximale du corps en dehors des zones de corps ayant la hauteur A.

T = distance mutuelle diamétrale des extrémités d'alésages des bossages d'axes situées extérieurement dans le sens radial.

C = zone de hauteur axiale à l'extrémité supé-

rieure du corps dans la zone du corps présentant la hauteur A, qui est interposée, en forme de cône dans le sens radial, au moins dans une zone du corps située en direction de la pression-contrepression (DR-GDR) pour la constitution d'un coin de film lubrifiant hydrodynamique.

E = zone axiale à l'extrémité inférieure du corps dans la zone du corps présentant la hauteur A, qui est interposée, en forme de cône dans le sens radial, au moins dans une zone du corps située en direction de la pression-contre-pression (DR-GDR) pour la constitution d'un coin de film lubrifiant hydrodynamique.

F = hauteur axiale d'une zone située au moins en direction de la pression-contre-pression (DR-GDR) dans la zone du corps présentant la hauteur A entre les zones du corps définies par les hauteurs C et E.

15. Piston selon la revendication 14, caractérisé en ce que les jeux en marche diffèrent entre eux au plus d'un facteur trois.

16. Piston selon l'une des revendications 14 ou 15, caractérisé en ce que le corps (5) du piston présente à l'extrémité inférieure une forme extérieure cylindrique fermée, sur laquelle le jeu à froid varie dans le sens axial et sur la périphérie, mais ne dépasse en aucun endroit une valeur de 0,010 environ.

17. Piston selon l'une des revendications 14 à 16, caractérisé en ce que le corps (5) est fendu radialement en-dessous de la gorge circulaire la plus basse dans ses zones périphériques situées entre les bossages (6) de l'axe du piston.

18. Piston selon l'une des revendications 14-18, caractérisé en ce que celui-ci est pourvu de gorges circulaires (2, 3, 4) pour loger deux segments de compression (ou de feu) et un segment racler.

19. Piston selon l'une des revendications 14 à 18, caractérisé en ce qu'il est introduit dans la zone de la partie de tête située radialement derrière les gorges circulaires entre les bossages (6), en direction de la périphérie, des insertions (9, 10) en forme de bandes réalisées en une matière dont le coefficient de dilatation thermique est inférieur à celui de la matière de base du piston.

20. Piston selon la revendication 19, caractérisé en ce que les insertions (9, 10) en forme de bandes constituent un anneau fermé (9).

21. Piston selon la revendication 20, caractérisé en ce que les insertions (9, 10) se trouvent à une certaine distance de la surface du fond du piston.

Claims

1. One-piece lightweight and low-friction light metal piston in a cylinder of an internal combustion engine in which the piston ring grooves are disposed exclusively above the boss bores in which

a) $H = (0.25-0.4) D$

b) A is equal to or greater than B

c) $T = (0.45-0.8) D$

characterised by the following features:

d) $L = (0.45-0.65) D$

e) $A = (0.3-0.4) D$

f) C is greater than or equal to $0.1 A$

g) E is greater than or equal to $0.1 A$.

h) F is greater than or equal to $0.25 A$ and less than $0.75 A$

i) the outer surfaces of the piston which are operatively connected to the working surface of the cylinder of the internal combustion engine directly or indirectly via the film of lubricant lie on a cylindrical surface provided with superposed ovalities, the greater ovality axis extending in the pressure-back pressure direction (DR-GDR) while the small ovality axis extends in the direction of the gudgeon pin,

j) the cold clearance in the case of an iron cylinder material which constitutes the mating working surface lies in the part of the bearing piston body portion F which is adjacent the pressure-back pressure direction at values between about $(0.0001-0.0006) D$, if strip-like expansion-regulating metal inlays (7) engage the inner surfaces of the piston body which lie between the gudgeon pin bosses (6), where the metal inlays (7) inhibit piston body expansion in the pressure-back pressure direction as the piston becomes heated, or between about $(0.0004-0.001) D$ if such expansion strips are not provided,

k) the working clearances on the ring webs (between the ring grooves (2, 3, 4)) and in the body area F with the least working clearance in respect of the working surface of the cylinder in the case of pistons which are at working engine heat diverge by a maximum of five times in order to impart to the piston simultaneous guidance at the ring webs and in the region F of the piston body, wherein

L = maximum length of the piston

D = maximum diameter of the piston

H = compression height

A = mean body height below the bottom ring groove in a peripheral zone of approximately the same body height of at least 45° on each of the two bearing surfaces of the piston (the peripheral area between the piston bosses (6))

B = maximum body height outside the areas which are of the height A

T = diametral reciprocal distance between the radially outer boss bore ends

C = axial range of heights at the upper end of the piston body in that area which is of height A which, at least in a portion of the piston body which is in the pressure-back pressure direction (DR-GDR) is used to form a hydrodynamic wedge of lubricating film of radially cone-like form

E = axial area at the bottom end of the piston body in that area which is of the height A and which at least in an area of the piston body which is in the pressure-back pressure (DR-GDR) is used to form a hydrodynamic wedge of lubricating film of radially cone-shaped form

F = the axial height of an area disposed in the portion of the piston body which is of the height A between the portions of the piston body which

are defined by the heights C and E, at least in the pressure-back pressure direction (DR-GDR).

2. Piston according to Claim 1, characterised by the features:

- a) $L = (0.5-0.6) D$
- b) $H = (0.25-0.36) D$
- c) $A = (0.32-0.38) D$

3. Piston according to Claim 1 or 2, characterised by the features:

- a) C is equal to or greater than 0.12 A
- b) E is equal to or greater than 0.12 A

4. Piston according to one of Claims 1 or 2, characterised by the features.

- a) C is equal to or greater than 0.15 A
- b) E is equal to or greater than 0.15 A
- c) F is equal to or greater than 0.25 A or is equal to or less than 0.65 A

5. Piston according to one of Claims 1 or 2, characterised by the features:

- a) C is equal to or greater than 0.19 A
- b) E is equal to or greater than 0.18 A
- c) F is equal to or greater than 0.25 A or is equal to or less than 0.6 A

6. Piston according to one of the preceding Claims, characterised in that the working clearances at the ring webs (between the ring grooves (2, 3, 4)) and in the area of the body with the least clearance diverge by not more than four times one another in respect of the working surface of the cylinder when the piston is at working engine heat.

7. Piston according to Claim 6, characterised in that the working clearances diverge from one another by not more than three times.

8. Piston according to one of the preceding Claims, characterised in that the body (5) of the piston has at the bottom end a closed cylindrical outer shape where the cold clearance varies axially and peripherally but does not anywhere exceed a value of about 0.01 D.

9. Piston according to one of the preceding Claims, characterised in that the body (5) below the bottom ring groove is radially slotted in its peripheral zones which are between the gudgeon pin bosses (6).

10. Piston according to one of the preceding Claims, characterised in that it is provided with ring grooves (2, 3, 4) to accommodate two compression rings and a control ring.

11. Piston according to one of the preceding Claims, characterised in that in the area of the head part which is radially behind the ring grooves (2, 3, 4) between the bosses (6) there are in a peripheral direction strip-like inlays (9, 10) which consist of a material having a lesser heat expansion coefficient than the basic material of the piston.

12. Piston according to Claim 11, characterised in that the strip-like inlays (9, 10) are a closed ring (9).

13. Piston according to one of the preceding Claims, characterised in that the inlays (9, 10) are spaced apart from the surface of the piston head.

14. One-piece lightweight and low friction light metal piston in a cylinder of an internal combustion

engine in which the piston ring grooves are disposed exclusively above the boss bores, in which

- a) $H = (0.25-0.4) D$
- b) A is equal to or greater than B
- c) $T = (0.45-0.8) D$

characterised by the following features:

- d) $L = (0.45-0.65) D$
- e) $A = (0.3-0.4) D$
- f) C is equal to or greater than 0.1 A
- g) E is equal to or greater than 0.1 A
- h) F is equal to or greater than 0.25 A and less than 0.75 A

i) the outer surfaces of the piston which are operatively connected directly to the working surface of the cylinder of the internal combustion engine or indirectly via the lubricating film lie on a cylindrical surface provided with superposed ovalities, the greater ovality axis extending in the pressure-back pressure direction (DR-GDR) while the small ovality axis extends in the gudgeon pin direction,

j) the cold clearance in the case of a light metal cylinder material which constitutes the mating working surface lies in the part of the bearing piston body portion F which is adjacent the pressure-back pressure direction at values between about $(0-0.0004) D$, if strip-like expansion-regulating metal inlays (7) engage the inner surfaces of the piston body which lie between the gudgeon pin bosses (6), where the metal inlays (7) inhibit piston body expansion in the pressure-back pressure direction as the piston becomes heated, or between about $(0.0001-0.0005) D$ if such expansion strips are not provided,

k) the working clearances on the ring webs (between the ring grooves (2, 3, 4)) and in the body area F with the least working clearance in respect of the working surface of the cylinder in the case of pistons which are at working engine heat diverge by a maximum of five times in order to impart to the piston simultaneous guidance at the ring webs and in the region F of the piston body, wherein

- L = maximum length of the piston
- D = maximum diameter of the piston
- H = compression height

A = mean body height below the bottom ring groove in a peripheral zone of approximately the same body height of at least 45° on each of the two bearing surfaces of the piston (the peripheral area between the piston bosses (6))

B = maximum body height outside the areas which are of the height A

T = diametral reciprocal distance between the radially outer boss bore ends

C = axial range of heights at the upper end of the piston body in that area which is of height A which, at least in a portion of the piston body which is in the pressure-back pressure direction (DR-GDR) is used to form a hydrodynamic wedge of lubricating film of radially cone-like form

E = axial area at the bottom end of the piston body in that area which is of the height A and which at least in an area of the piston body which

is in the pressure-back pressure (DR-GDR) is used to form a hydrodynamic wedge of lubricating film of radially cone-shaped form

F = the axial height of an area disposed in the portion of the piston body which is of the height A between the portions of the piston body which are defined by the heights C and E, at least in the pressure-back pressure direction (DR-GDR).

15. Piston according to Claim 14, characterised in that the working clearances diverge from one another by not more than three times.

16. Piston according to Claim 14 or 15^o characterised in that the body (5) of the piston has at the bottom end a basic cylindrical outer shape where the cold clearance varies axially and peripherally but does not anywhere exceed a value of about 0.01 D.

17. Piston according to one of Claims 14 to 16 characterised in that the body (5) below the bottom ring groove is radially slotted in its peri-

pheral zones which are between the gudgeon pin bosses (6).

18. Piston according to one of Claims 14 to 17, characterised in that it is provided with ring grooves (2, 3, 4) to accommodate two compression rings and one oil control ring.

19. Piston according to one of Claims 14 to 18, characterised in that in the area of the head part which is radially behind the ring grooves (2, 3, 4) between the bosses (6) there are in a peripheral direction strip-like inlays (9, 10) which consist of a material having a lesser heat expansion coefficient than the basic material of the piston.

20. Piston according to Claim 19, characterised in that the strip-like inlays (9, 10) are a closed ring (9).

21. Piston according to Claim 20, characterised in that the inlays (9, 10) are spaced apart from the surface of the piston head.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

10

Fig. 1

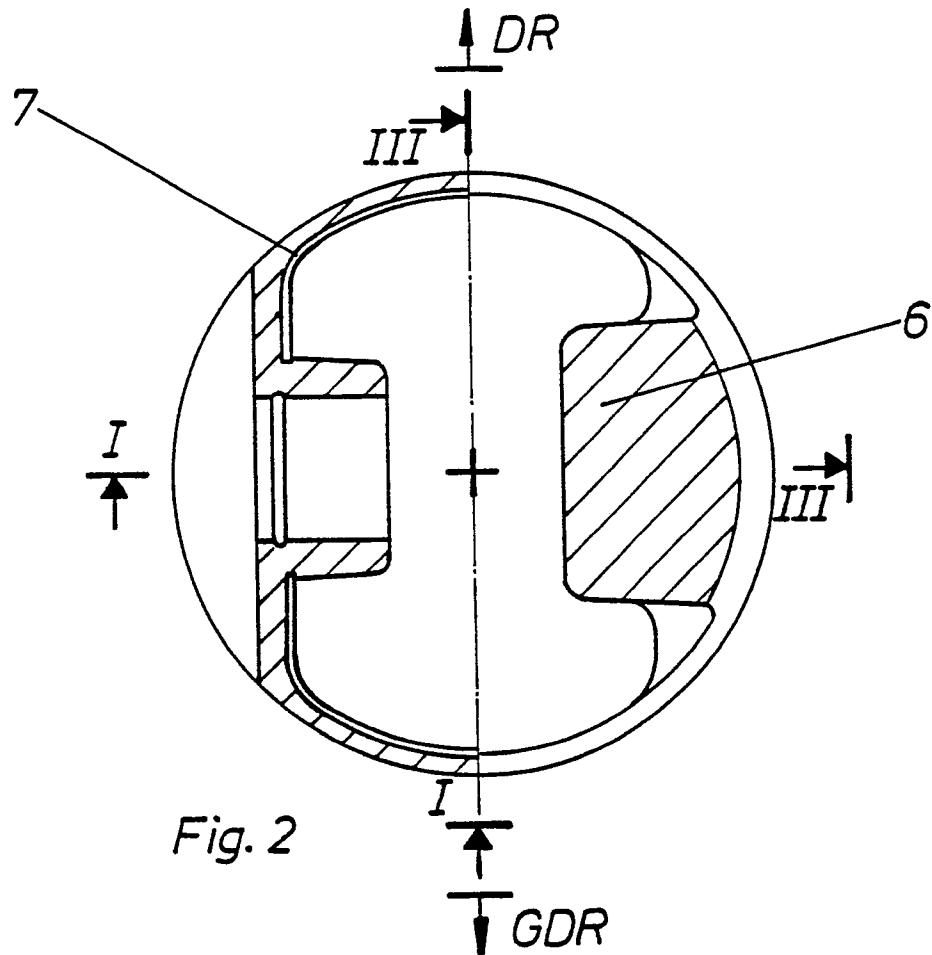
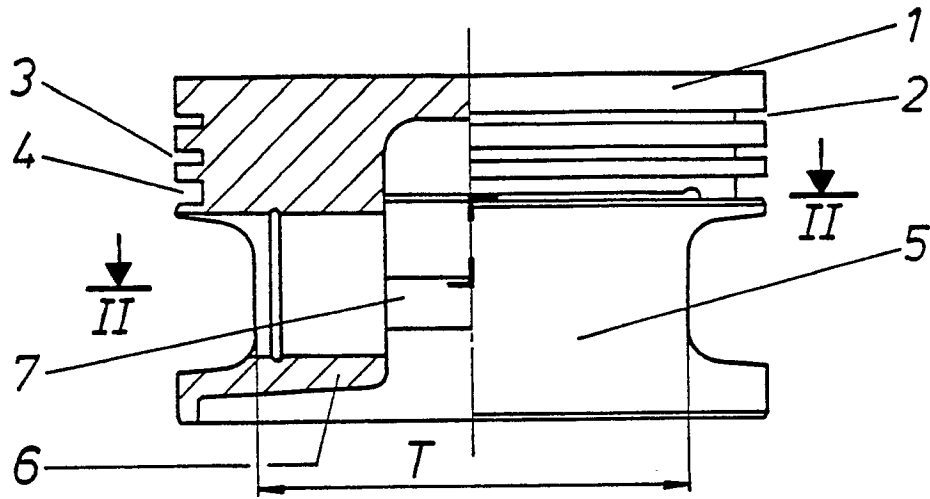


Fig. 2

Fig. 3

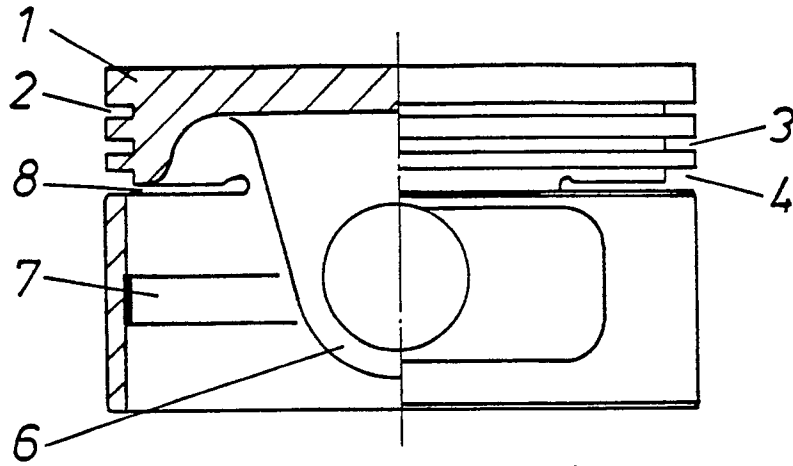
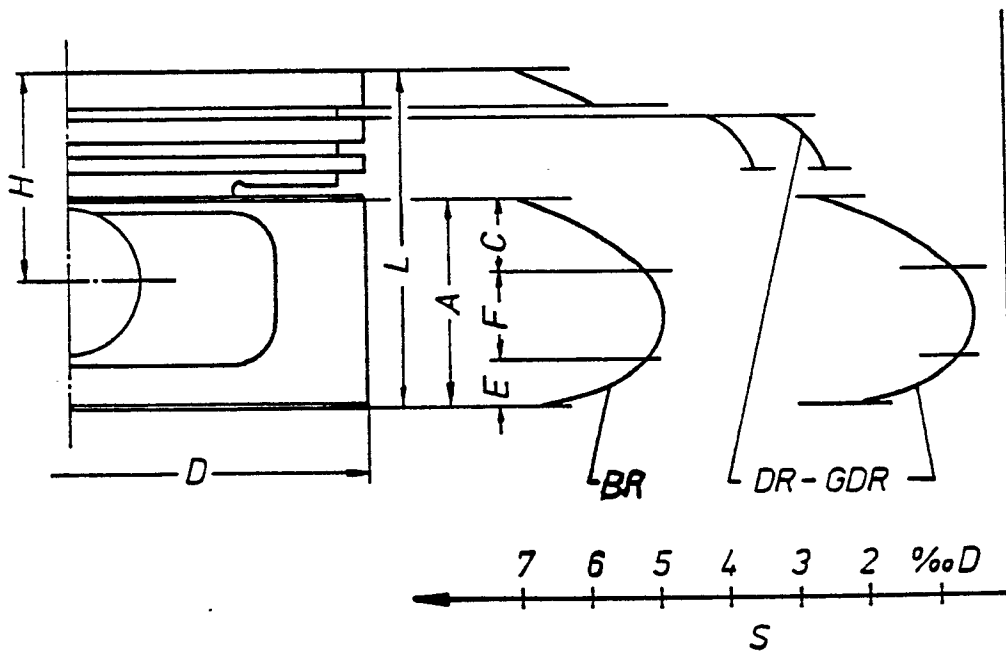


Fig. 4



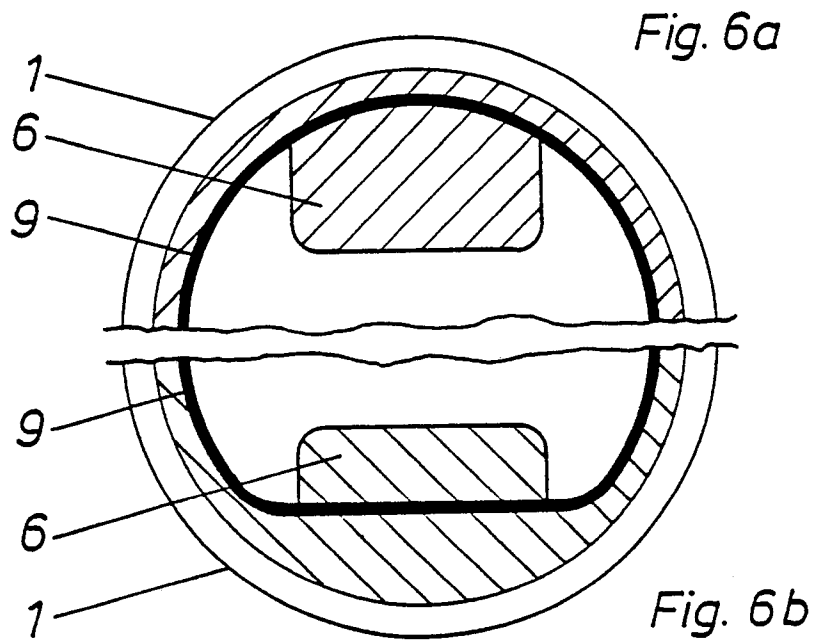
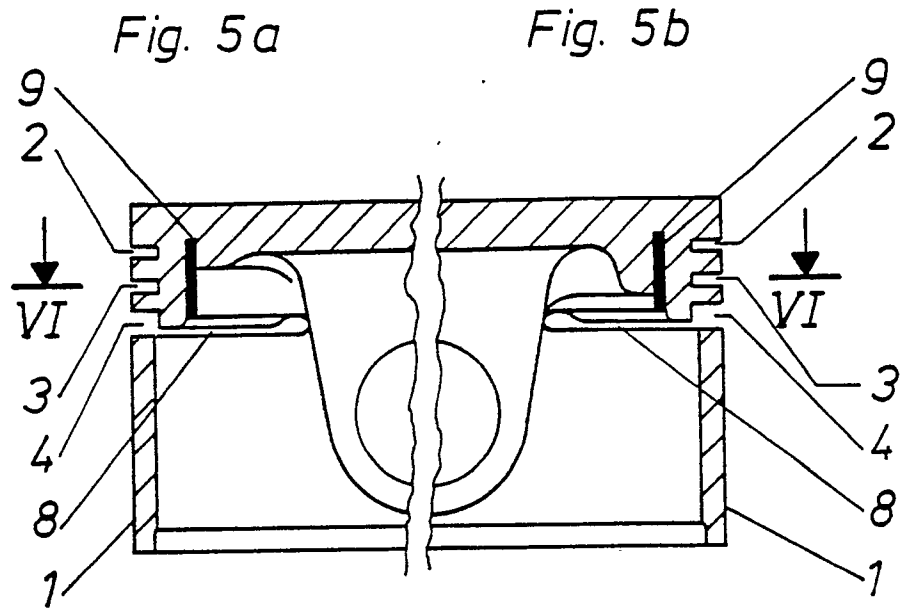


Fig. 7

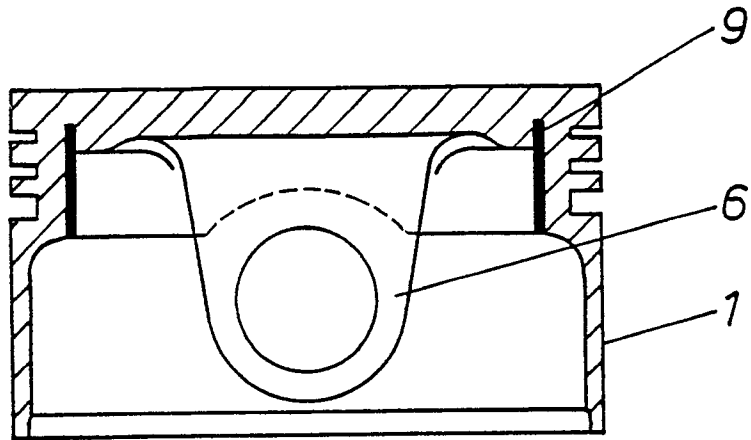


Fig. 8a

Fig. 8b

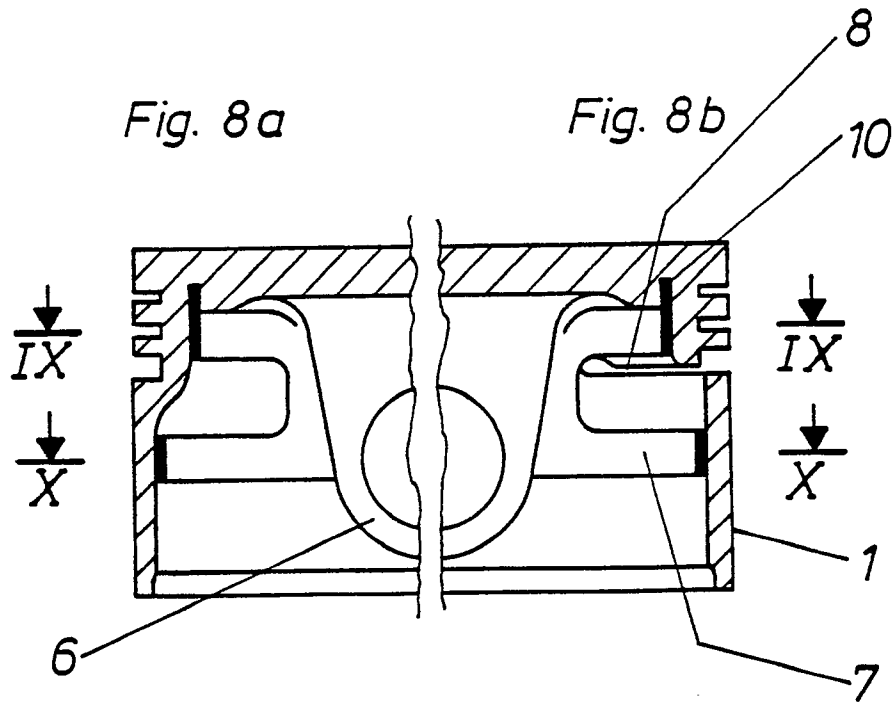


Fig. 9

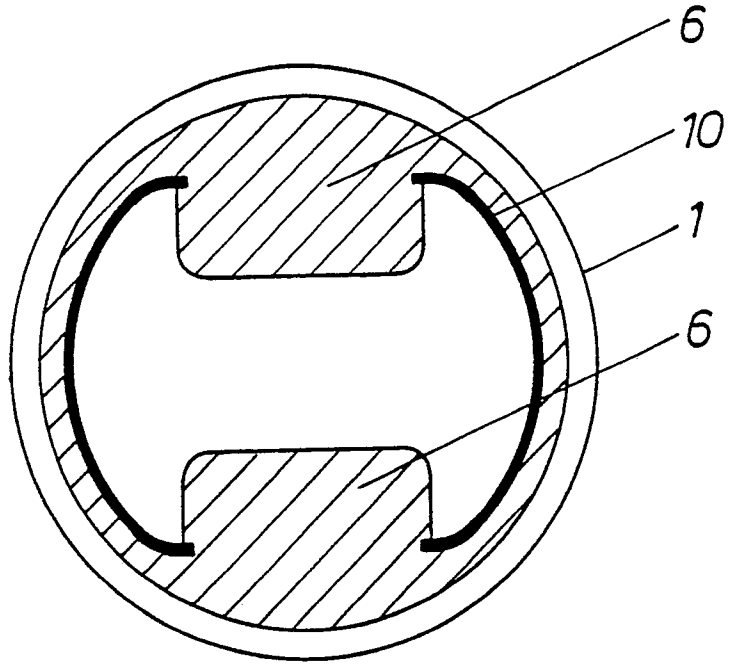


Fig. 10

