



(12) **Offenlegungsschrift**

(21) Aktenzeichen: **10 2017 116 244.5**  
(22) Anmeldetag: **19.07.2017**  
(43) Offenlegungstag: **24.01.2019**

(51) Int Cl.: **F02B 3/12 (2006.01)**  
**F02M 45/08 (2006.01)**  
**F02B 75/04 (2006.01)**  
**F02D 15/04 (2006.01)**

(71) Anmelder:  
**VOLKSWAGEN AKTIENGESELLSCHAFT, 38440  
Wolfsburg, DE**

(74) Vertreter:  
**Gulde & Partner, 10179 Berlin, DE**

(72) Erfinder:  
**Kellner, Stephan, 38440 Wolfsburg, DE;**  
**Groenendijk, Axel, 38518 Gifhorn, DE; Pott,**  
**Ekkehard, Dr., 38518 Gifhorn, DE**

(56) Ermittelter Stand der Technik:

DE	199 22 964	A1
DE	10 2005 020 832	A1
DE	690 22 420	T2
FR	2 891 867	A1
WO	2005/ 033 496	A1
WO	2016/ 016 194	A1
WO	2016/ 016 229	A2

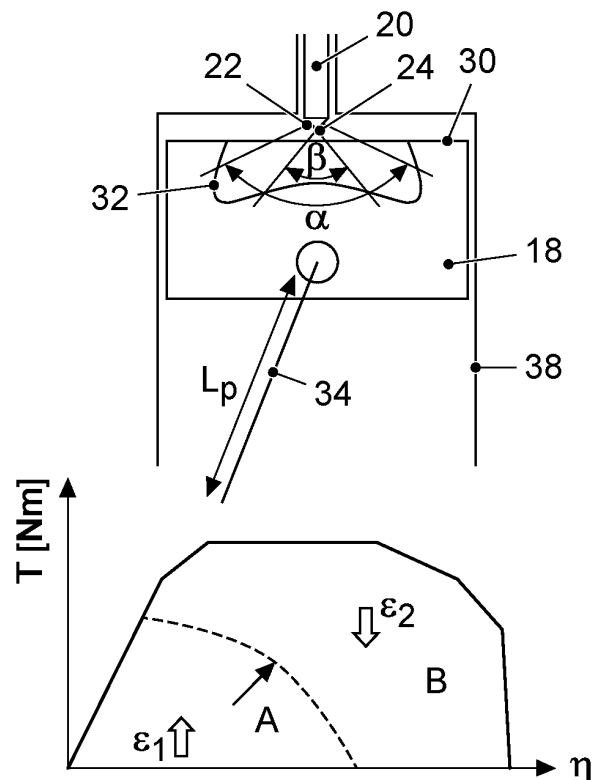
Rechercheantrag gemäß § 43 PatG ist gestellt.

**Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen.**

(54) Bezeichnung: **Verbrennungsmotor und Verfahren zum Betreiben eines Verbrennungsmotors**

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft einen Verbrennungsmotor (10) zum Antrieb eines Kraftfahrzeuges. Der Verbrennungsmotor weist einen Motorblock (12) und einen mit dem Motorblock (12) verbundenen Zylinderkopf (14) auf. In dem Verbrennungsmotor ist mindestens ein Brennraum (16) ausgebildet, in welchem ein mit einer Pleuelwelle (58) über einen Pleuel (34) verbundener Kolben (18) verschiebbar ist und ein Verbrennungsluftgemisch verdichtet. An dem Zylinderkopf (14) ist mindestens ein Kraftstoffinjektor (36) mit einer Kraftstoffeinspritzdüse (20) angeordnet, über welchen Kraftstoff in den Brennraum (16) des Verbrennungsmotors (10) eingespritzt werden kann. Dabei weist die Kraftstoffeinspritzdüse (20) mehrere Einspritzöffnungen (22, 24) auf, welche auf einem ersten Lochkreis (26) und einem zweiten Lochkreis (28) der Kraftstoffeinspritzdüse (20) angeordnet sind.

Die Erfindung betrifft ferner ein Verfahren zum Betreiben eines solchen Verbrennungsmotors, wobei der Verbrennungsmotor (10) in einem ersten Betriebszustand bei niedriger Last mit einem hohen Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon_1$ ) betrieben wird und ausschließlich durch die Einspritzöffnungen (22) auf dem ersten Lochkreis (26) der Kraftstoffeinspritzdüse (20) Kraftstoff in den Brennraum (16) eingespritzt wird, und wobei der Verbrennungsmotor (10) in einem zweiten Betriebszustand bei hoher Last mit einem niedrigen Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon_2$ ) betrieben wird, wobei durch die Einspritzöffnungen (22, 24) beider Lochkreise (26, 28) ...



**Beschreibung**

**[0001]** Die Erfindung betrifft einen Verbrennungsmotor und ein Verfahren zum Betreiben eines Verbrennungsmotors gemäß den Oberbegriffen der unabhängigen Patentansprüche.

**[0002]** Das Verdichtungsverhältnis von modernen Verbrennungsmotoren, insbesondere von Dieselmotoren mit Kraftstoff-Direkteinspritzung, hat maßgeblichen Einfluss auf den Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors sowie die Emissionen. Zudem hängen das Kaltstartverhalten sowie das Aufheizen der Abgasnachbehandlungskomponenten maßgeblich vom Verdichtungsverhältnis des Verbrennungsmotors ab. Daher stellt das Verdichtungsverhältnis bei aus dem Stand der Technik bekannten Verbrennungsmotoren mit konstantem Verdichtungsverhältnis stets einen Kompromiss aus den unterschiedlichen Anforderungen dar.

**[0003]** Darüber hinaus sind Verbrennungsmotoren mit einem variablen Verdichtungsverhältnis bekannt, bei denen das Verdichtungsverhältnis an den Betriebszustand des Verbrennungsmotors angepasst werden kann. Aus der WO 2016 / 016 194 A1 ist ein Verbrennungsmotor mit einem variablen Verdichtungsverhältnis bekannt, bei dem zur Veränderung des Verdichtungsverhältnisses die Pleuellänge entsprechend angepasst wird, sodass der Kolben im oberen Totpunkt entsprechend dem gewünschten Verdichtungsverhältnis von einer Brennraumbegrenzung am Zylinderkopf beabstandet ist. Ferner betrifft die WO 2016 / 016 194 A1 ein Verfahren zum Betrieb eines Verbrennungsmotors, wobei das damit verstellbare Verdichtungsverhältnis zumindest während des Betriebs des Verbrennungsmotors veränderbar ist und zusätzlich mindestens eine weitere Motorkomponente mit der Veränderung des Verdichtungsverhältnisses abgestimmt wird.

**[0004]** Nachteilig an den bekannten Verfahren ist jedoch, dass eine alleinige Anpassung des Verdichtungsverhältnisses nicht zu einer optimalen Betriebsituation des Verbrennungsmotors führt.

**[0005]** Aufgabe der Erfindung ist es, die Kaltstartfähigkeit eines Verbrennungsmotors zu verbessern und gleichzeitig den thermodynamischen Wirkungsgrad zu erhöhen sowie die Emissionen zu minimieren.

**[0006]** Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch einen Verbrennungsmotor mit einem Motorblock und einem Zylinderkopf gelöst, wobei der Verbrennungsmotor mindestens einen Brennraum umfasst, in welchem ein Kolben zur Verdichtung eines Verbrennungsluftgemisches angeordnet ist. Dabei ist in dem Zylinderkopf mindestens ein Kraftstoffeinspritzventil, vorzugsweise ein Kraftstoffinjektor eines

Hochdruck-Einspritzungssystems, angeordnet, welches eine Kraftstoffeinspritzdüse umfasst. Der Verbrennungsmotor weist ein variables Verdichtungsverhältnis auf, welches im Betrieb des Verbrennungsmotors veränderbar ist. Die Kraftstoffeinspritzdüse weist eine Mehrzahl von Einspritzöffnungen auf, welche auf zwei unterschiedlichen Lochkreisen angeordnet sind. Durch die unterschiedlichen Einspritzöffnungen auf mehreren Lochkreisen in Verbindung mit einem variablen Verdichtungsverhältnis des Verbrennungsmotors ist es möglich, die steigenden Anforderungen an einen emissionsarmen, maximal-effizienten Motorbetrieb zu erfüllen und die aus dem Stand der Technik bekannten Nachteile zu überwinden.

**[0007]** Durch die in den abhängigen Ansprüchen aufgeführten Merkmale sind vorteilhafte Verbesserungen und Weiterbildungen des im unabhängigen Anspruch angegebenen Verbrennungsmotors möglich.

**[0008]** In bevorzugter Ausgestaltung der Erfindung ist vorgesehen, dass die Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises einen flacheren Einspritzwinkel als die Einspritzöffnungen des zweiten Lochkreises aufweisen. Die Anordnung der Einspritzöffnungen ist dabei bevorzugt so gewählt, dass die Strahlkegel des zweiten Lochkreises zwischen den Strahlkegeln des ersten Lochkreises liegen. Diese bedeutet, dass in Sicht auf das Kraftstoffeinspritzventil von unten oder oben die Einspritzöffnungen des zweiten Lochkreises von der Winkelhalbierenden zwischen zwei benachbarten Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises bevorzugt um weniger als 20° abweichen und besonders bevorzugt symmetrisch auf der Winkelhalbierenden angeordnet sind. Durch einen flachen Einspritzwinkel können die kleinen Einspritzmengen gezielt in eine Verbrennungsmulde des Kolbens eingebracht werden, sodass der eingebrachte Kraftstoff nicht oder nur in geringen Mengen auf die kalten Brennraumwände oder auf den Kolben trifft. Dabei kann eine effiziente Umsetzung des Kraftstoffes bei geringen Emissionen realisiert werden.

**[0009]** In einer weiteren Verbesserung des Verbrennungsmotors ist vorgesehen, dass die Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises einen kleineren Durchmesser als die Einspritzöffnungen des zweiten Lochkreises aufweisen. Dabei kann bei steigender Last die Einspritzmenge entsprechend angepasst werden, sodass die Zerstäubung von kleinen Mengen ebenso möglich ist wie das Einbringen von größeren Kraftstoffmengen zur Erzielung hoher Leistungswerte.

**[0010]** In einer vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist vorgesehen, dass die Anzahl der Einspritzöffnungen auf dem ersten Lochkreis größer als die Anzahl der Einspritzöffnungen auf dem zweiten Lochkreis ist. Dabei weist der erste Lochkreis

vorzugsweise mindestens drei, besonders bevorzugt vier gleichmäßig über den Umfang der Kraftstoffeinspritzdüse verteilte Einspritzöffnungen auf, während der zweite Lochkreis vorzugsweise mindestens eine Einspritzöffnung weniger als der erste Lochkreis aufweist, besonders bevorzugt genau zwei Einspritzöffnungen, welche vorzugsweise um 180° über den Umfang der Kraftstoffeinspritzdüse voneinander beabstandet sind. Dabei liegt der Durchfluss der Summe der Spritzlöcher des zweiten Lochkreises bei 50 % bis 400 % des Durchflusses der Summe der Spritzlöcher des ersten Lochkreises, besonders bevorzugt im Bereich von 70 % bis 200 % des Durchflusses des ersten Lochkreises. Durch vergleichsweise viele kleine Einspritzöffnungen auf dem ersten Lochkreis kann eine gute Zerstäubung und Gleichverteilung des Kraftstoffs im Brennraum realisiert werden, wodurch die Rußbildungsneigung reduziert werden kann.

**[0011]** In einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist vorgesehen, dass ein dem Brennraum des Verbrennungsmotors zugewandter Abschnitt der Kraftstoffeinspritzdüse konisch ausgebildet ist, sodass der erste Lochkreis einen Durchmesser aufweist, welcher kleiner als ein Durchmesser des zweiten Lochkreises ist. Dabei liegt zumindest einer der Lochkreise, vorzugsweise beide Lochkreise, in dem konischen Abschnitt der Kraftstoffeinspritzdüse. Alternativ kann auch einer der beiden Abschnitte in einem zylindrischen Abschnitt der Kraftstoffeinspritzdüse ausgebildet sein. Durch einen konischen Abschnitt kann auf vergleichsweise einfache Art und Weise ein relativ breiter Bereich von möglichen Einspritzwinkeln umgesetzt werden, sodass im Vergleich zu einem Einbringen der Einspritzöffnungen in einen zylindrischen Bereich steilere Einspritzwinkel umgesetzt werden können, was insbesondere für die Einspritzöffnungen auf dem zweiten Lochkreis vorteilhaft ist.

**[0012]** In einer vorteilhaften Verbesserung der Erfindung ist vorgesehen, dass der Einspritzwinkel der Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises zwischen 155° und 175° und der Einspritzwinkel des zweiten Lochkreises zwischen 90° und 170° liegt. Besonders vorteilhaft ist dabei, wenn der Einspritzwinkel der Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises mindestens 5° größer als der Einspritzwinkel der Einspritzöffnungen des zweiten Lochkreises ist. Weisen die Einspritzöffnungen des zweiten Lochkreises einen steileren Einspritzwinkel als die Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises auf, so gelangt auch der durch die Einspritzöffnungen des zweiten Lochkreises eindosierte Kraftstoff in die Verbrennungsmulde des Kolbens, sodass der Kraftstoff optimal umgesetzt werden kann.

**[0013]** Der Verbrennungsmotor ist vorzugsweise als selbstzündender Verbrennungsmotor nach dem Diesel-Prinzip ausgeführt und weist keine zusätzlichen

Zündmechanismen zur Fremdzündung eines Verbrennungsgemischs in den Brennräumen des Verbrennungsmotors auf.

**[0014]** Vorzugsweise liegt das Verdichtungsverhältnis des Verbrennungsmotors zwischen **13** und **23**, wobei das Verdichtungsverhältnis stufenlos oder in zwei oder mehr konkreten Stufen veränderbar ist. Dabei liegt der Unterschied zwischen dem geringsten Verdichtungsverhältnis und dem größten Verdichtungsverhältnis bei vorzugsweise **2** bis **8** Einheiten. Bevorzugt ist ein Unterschied zwischen dem geringsten und dem größten Verdichtungsverhältnis von **2,5** bis **6** Einheiten, besonders bevorzugt von **3** bis **4** Einheiten. Denkbar ist sowohl eine stufenlose Anpassung der Verdichtung als auch eine Dreipunkt- oder Zweipunktverstellung, welche sich technisch einfacher umsetzen lassen. Mit einem variablen Verdichtungsverhältnis zwischen **13** und **23**, insbesondere zwischen **14** und **20**, lässt sich eine Anpassung an unterschiedliche Betriebszustände vornehmen, bei dem eine verbesserte Kaltstartfähigkeit, ein beschleunigtes Aufheizen der Abgasnachbehandlungskomponenten und ein maximaleffizienter Normalbetrieb des Verbrennungsmotors möglich ist.

**[0015]** In einer bevorzugten Ausführung der Erfindung ist daher vorgesehen, dass das Verdichtungsverhältnis in einer ersten Stufe mit hoher Verdichtung zwischen **17** und **23** und in einer zweiten Stufe mit geringer Verdichtung zwischen **13** und **17** liegt.

**[0016]** In einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist vorgesehen, dass der Verbrennungsmotor in einem ersten Betriebszustand, insbesondere bei niedriger Last, mit einem hohen Verdichtungsverhältnis betrieben wird, wobei ausschließlich durch die Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises Kraftstoff in den Brennraum eingespritzt wird. Durch eine Kombination von hohem Verdichtungsverhältnis und kleiner Einspritzmenge, welche ausschließlich durch die Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises eindosiert wird, kann insbesondere in einer Kaltstartphase des Verbrennungsmotors das Betriebsverhalten des Verbrennungsmotors verbessert werden.

**[0017]** In einer vorteilhaften Ausführungsform ist vorgesehen, dass der Verbrennungsmotor in einem zweiten Betriebszustand, insbesondere bei hoher Last, mit einem niedrigen Verdichtungsverhältnis betrieben wird, wobei Kraftstoff sowohl durch die Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises als auch durch die Einspritzöffnungen des zweiten Lochkreises eingespritzt wird. Durch eine Einspritzung durch die Spritzöffnungen beider Lochkreise und ein reduziertes Verdichtungsverhältnis kann der Verbrennungsmotor im Normalbetrieb einen höheren Wirkungsgrad erzielen.

**[0018]** In einer vorteilhaften Verbesserung des Verbrennungsmotors ist vorgesehen, dass das Verdichtungsverhältnis durch eine Änderung der effektiven Pleuellänge eines mit dem Kolben verbundenen Pleuels veränderbar ist. Durch eine Änderung der effektiven Pleuellänge kann das Verdichtungsverhältnis des Verbrennungsmotors angepasst werden, um die vorstehend genannten Vorteile zu erzielen

**[0019]** In einer weiteren Verbesserung der Erfindung ist vorgesehen, dass der Kolben an seiner der Kraftstoffeinspritzdüse zugewandten Stirnfläche eine Verbrennungsmulde aufweist. Durch eine Verbrennungsmulde kann die Verbrennung des Kraftstoff-Luft-Gemischs im Brennraum begünstigt werden, wobei eine optimale Durchmischung von dem in den Brennraum eingespritzten Kraftstoff und der durch die Einlassventile zugeführten Luft möglich ist.

**[0020]** Erfindungsgemäß wird ein Verfahren zum Betreiben eines Verbrennungsmotors mit einem Motorblock und einem Zylinderkopf vorgeschlagen, wobei der Verbrennungsmotor mindestens einen Brennraum, vorzugsweise mindestens drei Brennräume, umfasst. In den Brennräumen ist ein über einen Pleuel mit einer Kurbelwelle verbundener Kolben verschiebbar, über welchen ein Verbrennungsgemisch in dem Brennraum des Verbrennungsmotors verdichtbar ist. An dem Zylinderkopf ist mindestens ein Kraftstoffeinspritzventil angeordnet, welches eine Kraftstoffeinspritzdüse umfasst. Dabei ist ein Verdichtungsverhältnis des Verbrennungsmotors, insbesondere durch eine Veränderung der effektiven Pleuellänge, veränderbar. Die Kraftstoffeinspritzdüse hat eine Mehrzahl von Einspritzöffnungen, welche auf einen ersten Lochkreis und einen zweiten Lochkreis verteilt über den Umfang der Kraftstoffeinspritzdüse angeordnet sind. Dabei wird der Verbrennungsmotor in einem ersten Betriebszustand bei niedriger Last mit einem hohen Verdichtungsverhältnis von **17 bis 23** betrieben, wobei in diesem Betriebszustand ausschließlich Kraftstoff durch die Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises in den Brennraum eingespritzt wird. Ferner wird der Verbrennungsmotor in einem zweiten Betriebszustand bei hoher Last mit einem niedrigen Verdichtungsverhältnis von **13 bis 17** betrieben, wobei durch die Einspritzöffnungen beider Lochkreise Kraftstoff in den mindestens einen Brennraum des Verbrennungsmotors eingespritzt wird. Durch ein erfindungsgemäßes Verfahren können die Abgasnachbehandlungskomponenten nach einem Kaltstart schneller auf ihre Betriebstemperatur gebracht werden und die Kaltstartfähigkeit des Verbrennungsmotors im Allgemeinen verbessert werden und im Normalbetrieb der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors verbessert werden, da das Verdichtungsverhältnis nicht mehr als Kompromiss zwischen den unterschiedlichen Anforderungen auszulegen ist, sondern jeweils an die Betriebssituation angepasst werden kann.

**[0021]** In einer Verbesserung des Verfahrens ist vorgesehen, dass der Verbrennungsmotor bei niedrigen Temperaturen in der Abgasanlage des Verbrennungsmotors, insbesondere bei Temperaturen unterhalb von 250°C, besonders bevorzugt bei Temperaturen von weniger als 150°C mit dem hohen Verdichtungsverhältnis betrieben wird, um die Kaltstartphase des Verbrennungsmotors zu verbessern und das Aufheizen der Abgasnachbehandlungskomponenten zu begünstigen, und bei hohen Temperaturen, insbesondere bei Temperaturen oberhalb von 350°C mit dem niedrigen Verdichtungsverhältnis zu betreiben. Dadurch können in einer Phase, in der kein weiteres Aufheizen der Komponenten der Abgasnachbehandlung in der Abgasanlage notwendig ist, die Lauf- und Ruhe des Verbrennungsmotors verbessert und die Stickoxidemissionen verringert werden. Dadurch ist es möglich, bei niedriger Temperatur im Abgaskanal das Aufheizen der Abgasnachbehandlungskomponenten weiter zu verbessern und gegebenenfalls bei hohen Temperaturen im Abgaskanal kennfeldweit auf das hohe Verdichtungsverhältnis zu verzichten, wodurch die Effizienz des Verbrennungsmotors gesteigert werden kann.

**[0022]** Die verschiedenen in dieser Anmeldung genannten Ausführungsformen der Erfindung sind, sofern im Einzelfall nicht anders ausgeführt, mit Vorteil miteinander kombinierbar.

**[0023]** Die Erfindung wird nachfolgend in Ausführungsbeispielen anhand der zugehörigen Zeichnungen erläutert. Gleiche Bauteile oder Bauteile mit gleicher Funktion sind dabei in den unterschiedlichen Figuren mit gleichen Bezugszeichen gekennzeichnet. Es zeigen:

**Fig. 1** eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Verbrennungsmotors mit einem veränderbaren Verdichtungsverhältnis und eine Kraftstoffeinspritzdüse mit mehreren Lochkreisen;

**Fig. 2** eine Kraftstoffeinspritzdüse eines erfindungsgemäßen Verbrennungsmotors, bei der mehrere Einspritzöffnungen auf zwei Lochkreise verteilt sind;

**Fig. 3** eine schematische Darstellung eines ersten Betriebszustandes des Verbrennungsmotors, wobei der Verbrennungsmotor bei einer niedrigen Teillast mit einem hohen Verdichtungsverhältnis betrieben wird und die Düsen- und Nadel nur soweit öffnet, dass der Kraftstoff ausschließlich durch die Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises in den Brennraum eingebracht wird; und

**Fig. 4** eine schematische Darstellung eines zweiten Betriebszustandes des Verbrennungsmotors, wobei der Verbrennungsmotor mit einer hohen Teillast oder Vollast mit einem nied-

rigen Verdichtungsverhältnis betrieben wird und die Düsennadel der Kraftstoffeinspritzdüse soweit öffnet, dass Kraftstoff sowohl durch die Einspritzöffnungen des ersten Lochkreises als auch durch die Einspritzöffnungen des zweiten Lochkreises in den Brennraum eingebracht wird.

**[0024]** Fig. 1 zeigt eine schematische Darstellung eines erfindungsgemäßen Verbrennungsmotors **10**. Der Verbrennungsmotor **10** weist einen Motorblock **12** und einen mit dem Motorblock **12** verbundenen Zylinderkopf **14** auf, wobei in einer Bohrung des Motorblocks **12** ein Kolben **18** angeordnet ist, welcher über ein Pleuel **34** mit einer Pleuelwelle **58** verbunden ist. Die Bohrung stellt eine Zylinderwand **38** dar, an welcher der Kolben **18** mittels Pleuelringen in bekannter Weise geführt wird. Der Kolben **18** und der Zylinderkopf **14** begrenzen einen Brennraum **16** des Verbrennungsmotors **10**. Ferner sind in dem Zylinderkopf **14** ein Einlasskanal und ein Auslasskanal für den Gaswechsel des Brennraums **16** ausgebildet, wobei die jeweiligen Kanäle durch ein Einlassventil **40** beziehungsweise ein Auslassventil **42** verschlossen werden können, sodass das Einströmen beziehungsweise Ausströmen in den Brennraum **16** temporär unterbunden wird. Zum Öffnen des Einlassventils **40** ist eine Einlassnockenwelle **54** vorgesehen, deren Nocken das Einlassventil **40** in Richtung des Brennraums **16** drückt, sodass das Einlassventil **40** geöffnet wird. Zum Betätigen des Auslassventils **42** ist eine Auslassnockenwelle **56** vorgesehen, wobei ein Nocken der Auslassnockenwelle **56** das Öffnen und Schließen des Auslassventils **42** steuert. Ferner ist an dem Zylinderkopf **14** eine Bohrung zur Aufnahme eines Kraftstoffeinspritzventils **36**, insbesondere eines Kraftstoffinjektors eines Hochdruck-Einspritzsystems, ausgebildet, in welche ein Kraftstoffeinspritzventil **36** eingesetzt ist. Das Kraftstoffeinspritzventil **36** weist an seinem dem Brennraum **16** zugewandten Ende eine Kraftstoffeinspritzdüse **20** auf, an der eine Mehrzahl von Einspritzöffnungen **22**, **24** ausgebildet ist. Dabei sind die Einspritzöffnungen **22**, **24** auf einen ersten Lochkreis **26** und einen zweiten Lochkreis **28** verteilt, wobei die Einspritzöffnungen **22** auf dem ersten Lochkreis **26** und die Einspritzöffnungen **24** auf dem zweiten Lochkreis **28** angeordnet sind. Dabei bilden die Einspritzöffnungen **22** des ersten Lochkreises **26** einen ersten Einspritzkegel aus, welcher einen Kegelwinkel  $\alpha$  von  $155^\circ$  bis  $175^\circ$  aufweist und die Einspritzöffnungen **24** des zweiten Lochkreises **28** einen zweiten Einspritzkegel auf, welcher einen Kegelwinkel  $\beta$  von  $90^\circ$  bis  $170^\circ$  aufweist, wobei der Kegelwinkel  $\alpha$  des ersten Einspritzkegels mindestens  $5^\circ$  größer als der Kegelwinkel  $\beta$  des zweiten Einspritzkegels ist. Der Kolben **18** weist an einer der Kraftstoffeinspritzdüse **20** zugewandten Stirnfläche **30** eine Verbrennungsmulde **32** auf, wobei zumindest der Einspritzkegel der Einspritzöffnungen **22** bei einer Kolbenposition nahe des oberen Totpunktes in die Verbrennungsmulde **32** gerichtet

ist. Das Verdichtungsverhältnis des erfindungsgemäßen Verbrennungsmotors **10** ist variabel, indem auf bekannte Art und Weise eine effektive Pleuellänge  $l_p$  des Pleuels **34** verändert werden kann und somit der Abstand des Kolbens **18** zum Zylinderkopf **14** am oberen Totpunkt variiert werden kann.

**[0025]** Fig. 2 zeigt eine Kraftstoffeinspritzdüse **20** eines erfindungsgemäßen Verbrennungsmotors **10** in vergrößerter Darstellung. Die Kraftstoffeinspritzdüse **20** weist einen Düsenkörper **44** und eine Düsennadel **46** auf, welche als Schließglied dient und in einem Ventilsitz **48** am Düsenkörper **44** anliegt. In dem Düsenkörper **44** sind eine erste Gruppe von Einspritzöffnungen, insbesondere von Spritzlöchern, **22** ausgebildet, welche einen Durchmesser  $D_1$  aufweisen und auf einem ersten Lochkreis **26** der Kraftstoffeinspritzdüse **20** angeordnet sind. In dem Düsenkörper **44** sind ferner eine zweite Gruppe von Einspritzöffnungen **24** ausgebildet, welche auf einem zweiten Lochkreis **28** angeordnet sind, und einen Durchmesser  $D_2$  aufweisen. Der erste Lochkreis **26** und der zweite Lochkreis **28** sind in einem konischen Abschnitt **52** des Düsenkörpers **44** ausgebildet, sodass der erste Lochkreis **26** einen kleineren Durchmesser  $D_3$  als der zweite Lochkreis **28** aufweist, welcher einen größeren Durchmesser  $D_4$  hat. Dabei ist der Kegelwinkel  $\beta$  der Einspritzöffnungen **24** des zweiten Lochkreises **28** kleiner, sodass der eingespritzte Kraftstoff tiefer in den Brennraum **16** eindringt. Der Kegelwinkel  $\alpha$  der Einspritzöffnungen **22** des ersten Lochkreises **26** ist flacher, um insbesondere nahe des oberen Totpunktes Kraftstoff in die Verbrennungsmulde **32** des Kolbens **18** einbringen zu können und nicht auf die vergleichsweise kalten Zylinderwände **38** zu treffen. Die Kraftstoffeinspritzdüse **20** weist ferner eine Düsenkuppe **50** auf, welche dem Brennraum **16** zugewandt ist. Die Anzahl der Einspritzöffnungen **24** auf dem zweiten Lochkreis **28** beträgt vorzugsweise 50 % der Einspritzöffnungen **22** auf dem ersten Lochkreis **26**. Bevorzugt liegt der Durchfluss des zweiten Lochkreises bei 50 % bis 400 % des ersten Lochkreises, besonders bevorzugt bei 70 % bis 200 %, wobei die Einspritzöffnungen **24** des zweiten Lochkreises **28** einen größeren Durchmesser  $D_2$  als die Einspritzöffnungen **22** des ersten Lochkreises **26** aufweisen. Die Anordnung der Einspritzöffnungen **24** des zweiten Lochkreises **28** ist bevorzugt so zu wählen, dass die Strahlkegel des zweiten Lochkreises **28** zwischen den Strahlkegeln des ersten Lochkreises **26** liegen. Dies bedeutet, dass in Sicht auf das Kraftstoffeinspritzventil **36** von unten oder oben die Einspritzöffnungen **24** des zweiten Lochkreises **28** von einer Winkelhalbierenden zwischen zwei benachbarten Einspritzöffnungen **22** des ersten Lochkreises bevorzugt um weniger als  $20^\circ$  abweichen, wobei sie besonders bevorzugt symmetrisch auf der Winkelhalbierenden angeordnet werden.

**[0026]** In Fig. 3 ist ein erster Betriebszustand eines erfindungsgemäßen Verbrennungsmotors **10** mit einem variablen Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  und einer Kraftstoffeinspritzdüse **20** mit mehreren Einspritzöffnungen **22, 24** auf unterschiedlichen Lochkreisen **26, 28** dargestellt. Dabei kann das variable Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  durch eine Verstellung der Kolbenposition im oberen Totpunkt erreicht werden. Die Lochkreise **26, 28** weisen dabei unterschiedliche Kegelwinkel  $\alpha, \beta$  für die Einspritzstrahlen des eindosierten Kraftstoffs auf, sodass eine je nach Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  unterschiedliche Kolbenposition berücksichtigt wird. In dem ersten Betriebszustand A wird der Verbrennungsmotor **10** mit hoher Verdichtung  $\epsilon_1$  bei kleinem Drehmoment **T** und entsprechend kleinen Einspritzmengen betrieben, wobei beim Kolben **18** eine hohe Kolbenposition eingestellt wird. Dabei liegt das Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_1$  bei Werten zwischen **17** und **23**. Das Ziel eines solchen hohen Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon_1$  ist die Verbesserung der Stabilität bei einer späten Verbrennungsschwerpunktlage der Verbrennung. Diese Kombination aus später Verbrennungsschwerpunktlage und einem hohen Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_1$  dient dem Zweck der schnellen Aufheizung nachgeschalteter motornaher Abgasnachbehandlungskomponenten wie einem NOx-Speicherkatalysator, einem Oxidationskatalysator, einem Katalysator zur selektiven, katalytischen Reduktion von Stickoxiden (SCR-Katalysator) und/oder einem Partikelfilter, um diese Abgasnachbehandlungskomponenten möglichst zeitnah nach einem Kaltstart des Verbrennungsmotors **10** auf eine Aktivierungstemperatur zu bringen. Diese Kombination dient ferner dem Ziel, die notwendige Temperatur zu erhalten sowie entsprechend Abgasnachbehandlungskomponenten aufzuheizen, sodass ein schneller und stabiler Betrieb dieser Abgasnachbehandlungskomponenten möglich ist. Insbesondere kann dieser erste Betriebszustand auch zur Aufheizung des Partikelfilters auf eine Regenerationstemperatur genutzt werden.

**[0027]** Die Schwerpunktlage der Verbrennung kann bei einem solch hohen Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_1$  zwischen 20°KW bis 50°KW nach dem oberen Totpunkt des Kolbens **18** erreichen, die mit niedrigeren Verdichtungsverhältnissen von aus dem Stand der Technik bekannten direkteinspritzenden Dieselmotoren nicht möglich sind. Dazu ist eine Haupteinspritzung mit einer Schwerpunktlage von vorzugsweise 5°KW bis 20°KW nach dem oberen Totpunkt des Kolbens **18** sinnvoll. Bevorzugt wird diese Haupteinspritzung durch eine dicht vorgelagerte Voreinspritzung ergänzt, bei der die Menge des eingespritzten Kraftstoffes 10 % der Menge der Haupteinspritzung nicht überschreitet und im Bereich von 1 mg bis 3,5 mg Kraftstoff liegt. Dabei sollte die Voreinspritzung nicht mehr als 50°KW vor der Haupteinspritzung liegen. Ferner ist es zur brennrauminternen Nachoxidation der bei späten Verbrennungsschwerpunktlagen ent-

stehenden Partikelmehremission sinnvoll, eine frühe Nacheinspritzung vorzusehen, bei welcher eine Einspritzmenge, die nicht mehr als 20 % der Einspritzmenge der Haupteinspritzung beträgt, in den Brennraum **16** eindosiert wird. Dabei liegt die Einspritzmenge der Nacheinspritzung im Bereich von 1 mg bis 8 mg Kraftstoff, welche bevorzugt zwischen 5°KW und 50°KW nach dem oberen Totpunkt des Kolbens **18** eingespritzt wird. Bei den kleinen Einspritzmengen in diesem ersten Betriebszustand erfolgt die Einspritzung des Kraftstoffes ausschließlich durch die Einspritzöffnungen **22** auf dem ersten Lochkreis **26** mit einem breiten Kegelwinkel  $\alpha$  in die Verbrennungsmulde **32** des Kolbens **18**.

**[0028]** In Fig. 4 ist ein zweiter Betriebszustand des Verbrennungsmotors **10** dargestellt, bei dem das Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  gegenüber dem ersten Betriebszustand abgesenkt ist, sodass ein guter Kompromiss aus Leistungsanforderung, Triebwerksbelastung und Partikel-NOx-Trade-Off erreicht wird. Die Werte des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon_2$  für diesen zweiten Betriebszustand liegen dabei im Bereich von  $13 < \epsilon_2 < 17$ . Die Spreizung zwischen dem höheren Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_1$  und dem niedrigeren Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_2$  liegt dabei vorzugsweise bei maximal **8** Einheiten, besonders bevorzugt bei 2,5 - **6** Einheiten, idealerweise bei 3 - 4 Einheiten. Denkbar sind sowohl eine stufenlose Anpassung des Verdichtungsverhältnisses als auch eine Zweipunkt- oder Dreipunkt-Verstellung. Im Folgenden wird von einer Zweipunktverstellung zwischen dem höheren Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_1$  und dem niedrigeren Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_2$  ausgegangen, das Verfahren ist aber auch bei einer Mehrpunktverstellung oder einer stufenlosen Verstellung umsetzbar.

**[0029]** Die Festlegung des optimalen Verdichtungsverhältnisses erfolgt bevorzugt über ein Drehzahl- und Drehmoment-Kennfeld oder über ein Einspritzmengenkennefeld, wobei bevorzugt bei Drehzahlen **n** von weniger als 2500 U/min und Drehmomenten beziehungsweise Einspritzmengen von weniger als der Hälfte der Maximalwerte das abgastemperatursteigernde (aber Wirkungsgrad-ungünstigere) hohe Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_1$  eingestellt wird. Zur Darstellung eines möglichst günstigen Verbrauchs ist es sinnvoll, diese Grundeinstellung über weitere Einflussgrößen zu korrigieren. Über die gemessene oder modellierte Temperatur zumindest eines Bauteils einer dem Verbrennungsmotor **10** nachgeschalteten Abgasanlage kann diese Grundeinstellung bei niedrigen Temperaturen **T<sub>1</sub>**, insbesondere bei Temperaturen von weniger als 150°C hin zu höheren Drehzahlen und/oder Einspritzmengen oder Drehmomenten verschoben werden. Umgekehrt kann bei hohen Temperaturen **T<sub>2</sub>**, insbesondere bei Temperaturen von mehr als 350°C, bei denen kein Bedarf eines weiteren Heizens oder Warmhaltens besteht, auch ein kleinerer Kennfeldbereich mit hohem Ver-

dichtungsverhältnis  $\epsilon_1$  vorgesehen werden. Gegebenenfalls ist es möglich, bei hohen Temperaturen  $T_2$  im Abgaskanal kennfeldweit auf einen Betrieb mit hohem Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_1$  zu verzichten. Weitere Einflussgrößen zur Bestimmung des aktuell optimalen Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$  können sein: Kühlmitteltemperatur, Umgebungs- oder Ansauglufttemperatur, Ladedruck, Öltemperatur, Ladelufttemperatur, Spitzendruck im Brennraum **16**, sowie weitere gemessene oder modellierte Temperaturen, insbesondere im Abgaskanal des Verbrennungsmotors. Ferner ist eine Umschalthysterese zwischen dem hohen Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_1$  und dem niedrigen Verdichtungsverhältnis  $\epsilon_2$  vorgesehen.

**[0030]** Die Verstellung des Verdichtungsverhältnisses  $\epsilon$ , insbesondere eine vorgeschlagene Zweipunktverstellung, kann durch die Änderung der effektiven Pleuellänge  $l_p$  erfolgen. Alternativ ist eine Anhebung beziehungsweise Absenkung des Zylinderkopfes **14** denkbar, um das Verdichtungsverhältnis  $\epsilon$  anzupassen. Ein Umschalten von einer Einspritzung durch die Einspritzöffnungen **22** des ersten Lochkreises **26** auf sämtliche Einspritzöffnungen **22**, **24** ist durch eine entsprechende Ausformung von Düsenadel **46** und Düsenkörper **44** möglich, wobei die Düsenadel **46** direkt oder indirekt angesteuert werden kann.

#### Bezugszeichenliste

<b>10</b>	Verbrennungsmotor	<b>50</b>	Düsenkuppe
<b>12</b>	Motorblock	<b>52</b>	konischer Abschnitt
<b>14</b>	Zylinderkopf	<b>54</b>	Einlassnockenwelle
<b>16</b>	Brennraum	<b>56</b>	Auslassnockenwelle
<b>18</b>	Kolben	<b>58</b>	Kurbelwelle
<b>20</b>	Kraftstoffeinspritzdüse	$\epsilon$	Verdichtungsverhältnis
<b>22</b>	Einspritzöffnung (auf dem ersten Lochkreis)	$\epsilon_1$	Verdichtungsverhältnis bei hoher Kompression
<b>24</b>	Einspritzöffnung (auf dem zweiten Lochkreis)	$\epsilon_2$	Verdichtungsverhältnis bei niedriger Kompression
<b>26</b>	erster Lochkreis	$D_1$	Durchmesser der Einspritzöffnungen auf dem ersten Lochkreis
<b>28</b>	zweiter Lochkreis	$D_2$	Durchmesser der Einspritzöffnungen auf dem zweiten Lochkreis
<b>30</b>	Stirnfläche (des Kolbens)	$D_3$	Durchmesser des ersten Lochkreises
<b>32</b>	Verbrennungsmulde	$D_4$	Durchmesser des zweiten Lochkreises
<b>34</b>	Pleuel	$l_p$	Länge des Pleuels
<b>36</b>	Kraftstoffeinspritzventil	$n$	Drehzahl
<b>38</b>	Zylinderwand	$T$	Drehmoment
<b>40</b>	Einlassventil	$T_1$	erste Temperatur im Abgaskanal
<b>42</b>	Auslassventil	$T_2$	zweite Temperatur im Abgaskanal
<b>44</b>	Düsenkörper		
<b>46</b>	Düsennadel		
<b>48</b>	Ventilsitz		

**ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG**

*Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde automatisiert erzeugt und ist ausschließlich zur besseren Information des Lesers aufgenommen. Die Liste ist nicht Bestandteil der deutschen Patent- bzw. Gebrauchsmusteranmeldung. Das DPMA übernimmt keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.*

**Zitierte Patentliteratur**

- WO 2016/016194 A1 [0003]



### Patentansprüche

1. Verbrennungsmotor (10) mit einem Motorblock (12) und einem Zylinderkopf (14), wobei der Verbrennungsmotor (10) mindestens einen Brennraum (16) umfasst, in welchem ein Kolben (18) zur Verdichtung eines Verbrennungsluftgemisches angeordnet ist, und wobei in dem Zylinderkopf (14) mindestens ein Kraftstoffeinspritzventil (36) angeordnet ist, welches eine Kraftstoffeinspritzdüse (20) umfasst, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) des Verbrennungsmotors (10) variabel ist und die Kraftstoffeinspritzdüse (20) eine Mehrzahl von Einspritzöffnungen (22, 24) aufweist, welche auf zwei unterschiedlichen Lochkreisen (26, 28) angeordnet sind.

2. Verbrennungsmotor (10) nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Einspritzöffnungen (22) des ersten Lochkreises (26) einen flacheren Einspritzwinkel ( $\alpha$ ) als die Einspritzöffnungen (24) des zweiten Lochkreises (28) aufweisen.

3. Verbrennungsmotor (10) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Einspritzöffnungen (22) des ersten Lochkreises (26) einen kleineren Durchmesser ( $D_1$ ) als die Einspritzöffnungen (24) des zweiten Lochkreises (28) aufweisen.

4. Verbrennungsmotor (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Anzahl der Einspritzöffnungen (22) auf dem ersten Lochkreis (26) größer als die Anzahl der Einspritzöffnungen (24) auf dem zweiten Lochkreis (28) ist.

5. Verbrennungsmotor (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass eine dem Brennraum (16) des Verbrennungsmotors (10) zugewandte Spitze der Kraftstoffeinspritzdüse (20) konisch ausgebildet ist, sodass der erste Lochkreis (26) einen Durchmesser ( $D_3$ ) aufweist, welcher kleiner als ein Durchmesser ( $D_4$ ) des zweiten Lochkreises (28) ist.

6. Verbrennungsmotor (10) nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Einspritzwinkel ( $\alpha$ ) der Einspritzöffnungen (22) des ersten Lochkreises (26) zwischen  $155^\circ$  und  $175^\circ$  und der Einspritzwinkel ( $\beta$ ) der Einspritzöffnungen (24) des zweiten Lochkreises (28) zwischen  $90^\circ$  und  $170^\circ$  liegt.

7. Verbrennungsmotor (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Verbrennungsmotor (10) als selbstzündender Verbrennungsmotor (10) nach dem Diesel-Prinzip ausgebildet ist.

8. Verbrennungsmotor (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) des Verbrennungsmotors

(10) zwischen 13 und 23 liegt, wobei das Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) stufenlos oder in zwei oder mehr konkreten Stufen veränderbar ist.

9. Verbrennungsmotor (10) nach Anspruch 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) in einer ersten Stufe mit hoher Verdichtung zwischen  $17 \leq \epsilon_1 \leq 23$  und in einer zweiten Stufe mit niedriger Verdichtung zwischen  $13 \leq \epsilon_2 \leq 17$  liegt.

10. Verbrennungsmotor (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Verbrennungsmotor (10) in einem ersten Betriebszustand mit einem hohen Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon_1$ ) betreibbar ist, wobei ausschließlich durch die Einspritzöffnungen (22) des ersten Lochkreises (26) Kraftstoff in den Brennraum (16) eingespritzt wird.

11. Verbrennungsmotor (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Verbrennungsmotor (10) in einem zweiten Betriebszustand mit einem niedrigen Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon_2$ ) betreibbar ist, wobei Kraftstoff sowohl durch die Einspritzöffnungen (22) des ersten Lochkreises (26) als auch durch die Einspritzöffnungen (24) des zweiten Lochkreises (28) eingespritzt wird.

12. Verbrennungsmotor (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) durch eine Änderung der effektiven Pleuellänge ( $l_p$ ) eines mit dem Kolben (18) verbundenen Pleuels (34) veränderbar ist.

13. Verbrennungsmotor (10) nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Kolben (18) an seiner der Kraftstoffeinspritzdüse (20) zugewandten Stirnfläche (30) eine Verbrennungsmulde (32) aufweist.

14. Verfahren zum Betreiben eines Verbrennungsmotors (10) mit einem Motorblock (12) und einem Zylinderkopf (14), wobei der Verbrennungsmotor (10) mindestens einen Brennraum (16) umfasst, in welchem ein Kolben (18) zur Verdichtung eines Verbrennungsluftgemisches angeordnet ist, und wobei in dem Zylinderkopf (14) mindestens ein Kraftstoffeinspritzventil (36) angeordnet ist, welches eine Kraftstoffeinspritzdüse (20) umfasst, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon$ ) des Verbrennungsmotors (10) variabel ist und die Kraftstoffeinspritzdüse (20) eine Mehrzahl von Einspritzöffnungen (22, 24) aufweist, welche auf zwei unterschiedlichen Lochkreisen (26, 28) angeordnet sind, wobei der Verbrennungsmotor (10) in einem ersten Betriebszustand bei niedriger Last mit einem hohen Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon_1$ ) betrieben wird und ausschließlich durch die Einspritzöffnungen (22) auf dem ersten Lochkreis (26) der Kraftstoffeinspritzdüse (20) Kraftstoff in den Brennraum (16) eingespritzt wird, und wobei der Verbrennungsmotor (10) in ei-

nem zweiten Betriebszustand bei hoher Last mit einem niedrigen Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon_2$ ) betrieben wird, wobei durch die Einspritzöffnungen (22, 24) beider Lochkreise (26, 28) Kraftstoff in den Brennraum (16) eingespritzt wird.

15. Verfahren zum Betreiben eines Verbrennungsmotors (10) nach Anspruch 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Verbrennungsmotor (10) bei niedrigen Temperaturen ( $T_1$ ) in einem Abgaskanal des Verbrennungsmotors (10) mit dem hohen Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon_1$ ) und bei hohen Temperaturen ( $T_2$ ) im Abgaskanal mit dem niedrigen Verdichtungsverhältnis ( $\epsilon_2$ ) betrieben wird.

Es folgen 3 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

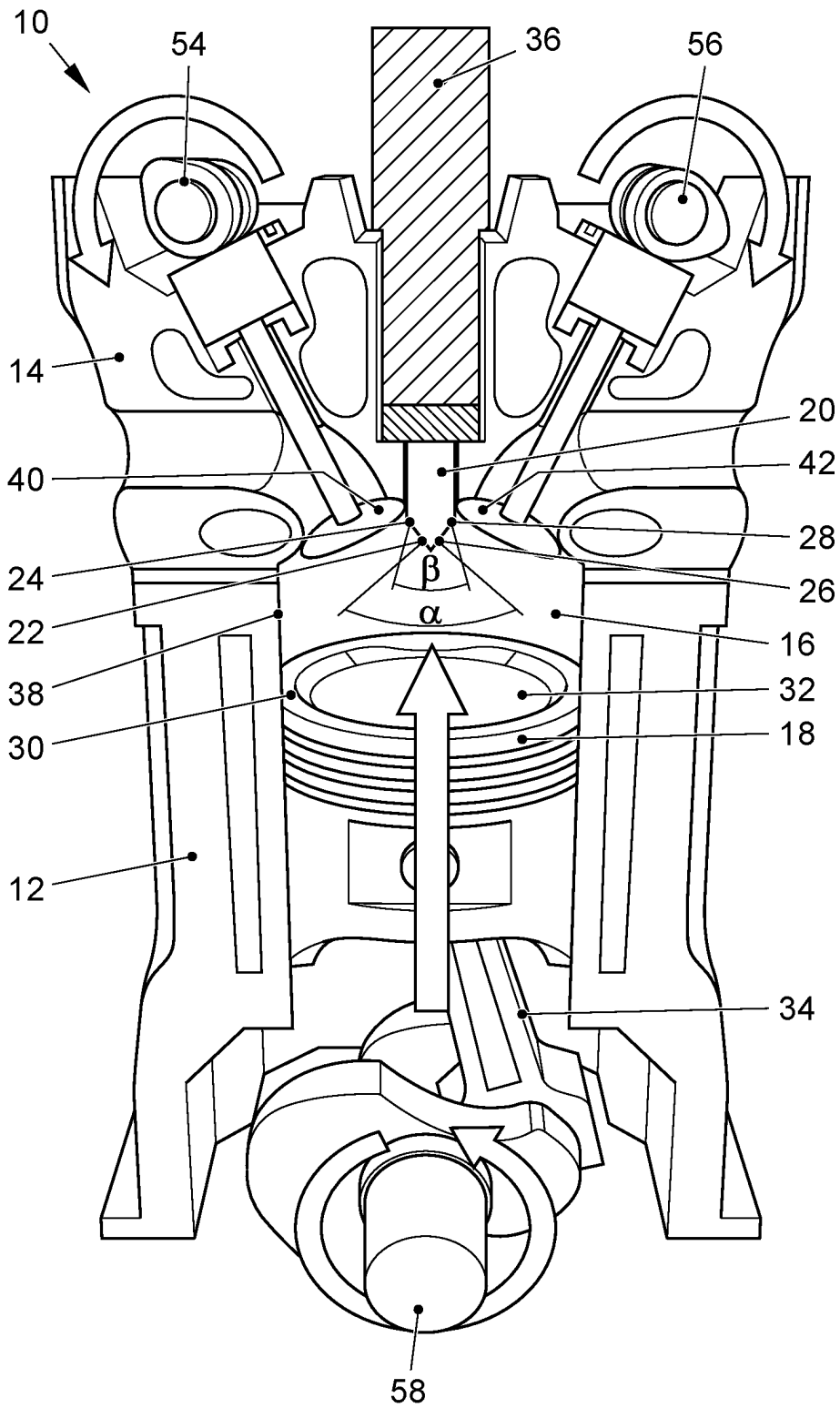


FIG. 1

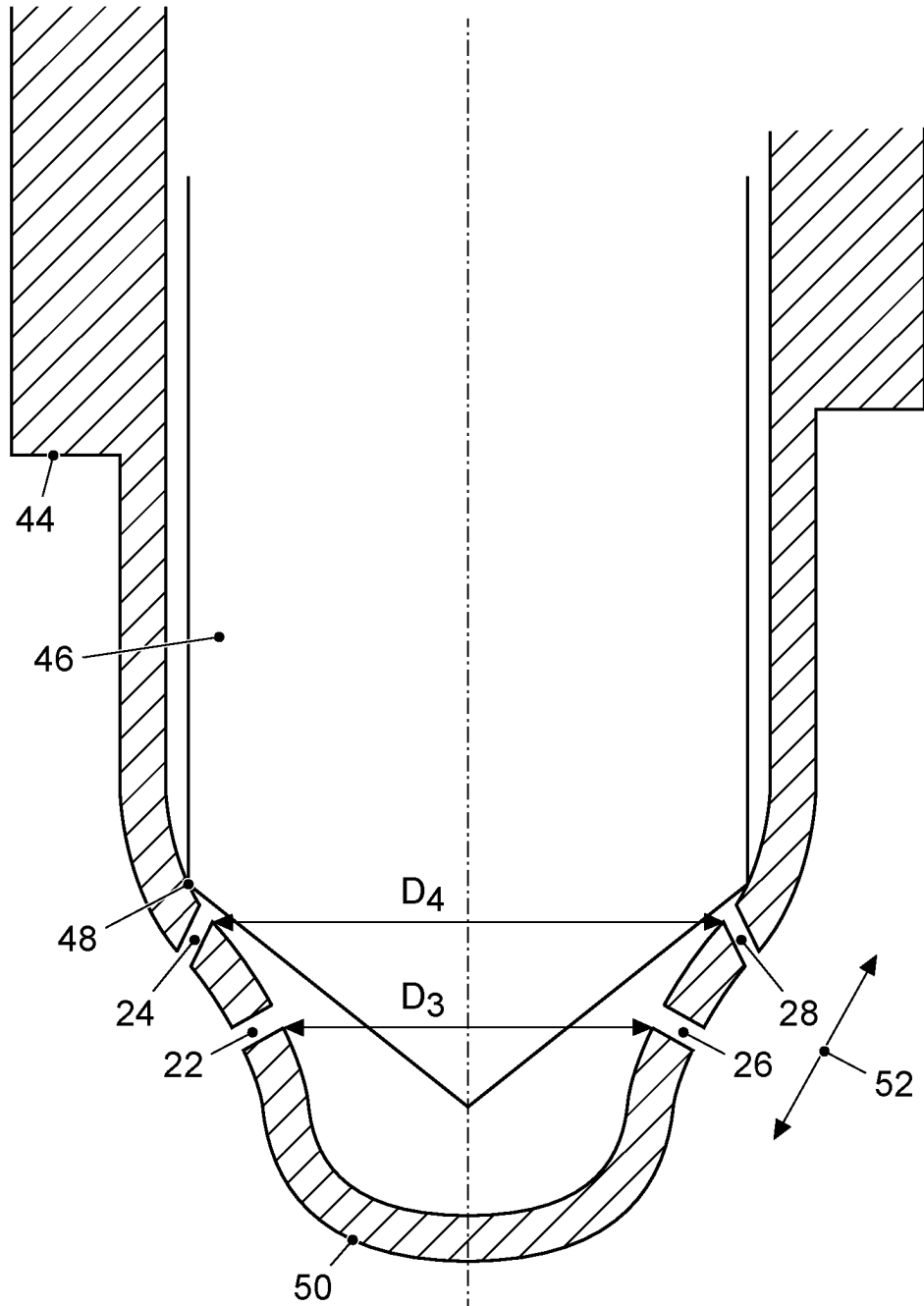


FIG. 2

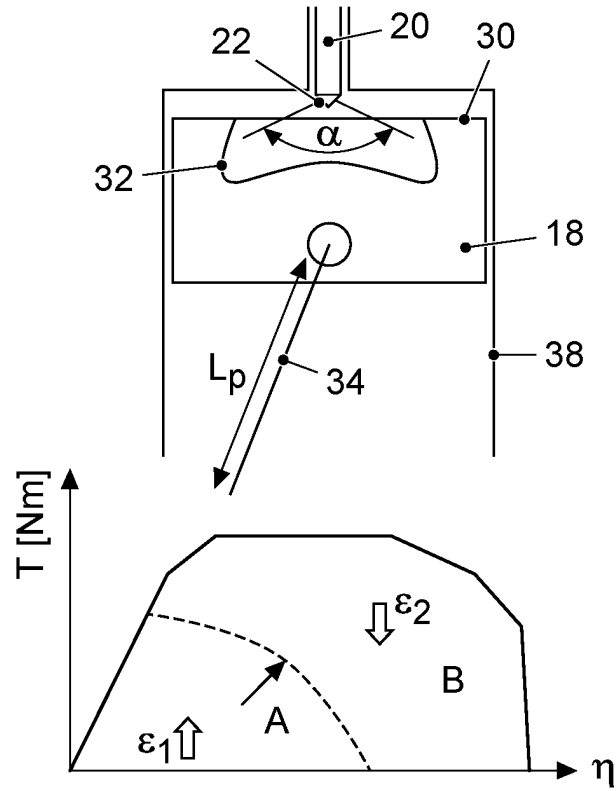


FIG. 3

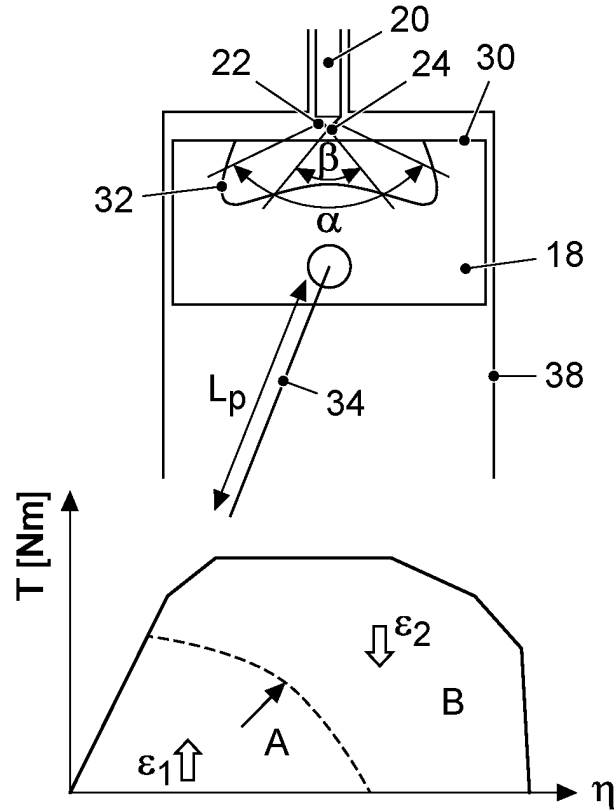


FIG. 4