

(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  
28. August 2014 (28.08.2014)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer  
**WO 2014/128308 A1**

- (51) Internationale Patentklassifikation:  
*F01M 5/00* (2006.01) *F16N 39/04* (2006.01)
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2014/053639
- (22) Internationales Anmeldedatum:  
25. Februar 2014 (25.02.2014)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:  
10 2013 101 844.0  
25. Februar 2013 (25.02.2013) DE
- (71) Anmelder: **INO8 PTY LTD.** [AU/AU]; 10 Capri Court, Jan Juc, Victoria 3228 (AU).
- (72) Erfinder; und  
(71) Anmelder : **WILL, Frank** [DE/AU]; 10 Capri Court, Jan Juc, Victoria 3228 (AU).
- (74) **Anwalt: SPACHMANN, Holger**; Stumpf Patentanwälte, Alte Weinsteige 71, 70597 Stuttgart (DE).
- (81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BN, 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, IR, IS, JP, KE, KG, 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, PA, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, SA, 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, RW, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, 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, KM, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: HEAT-INSULATED SYSTEM FOR LUBRICATING ROTATING AND OSCILLATING COMPONENTS OF A MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung : WÄRMEISOLIERTES SYSTEM ZUR SCHMIERUNG VON ROTIERENDEN UND OSZILLIERENDEN BAUTEILEN EINES KRAFTFAHRZEUGS

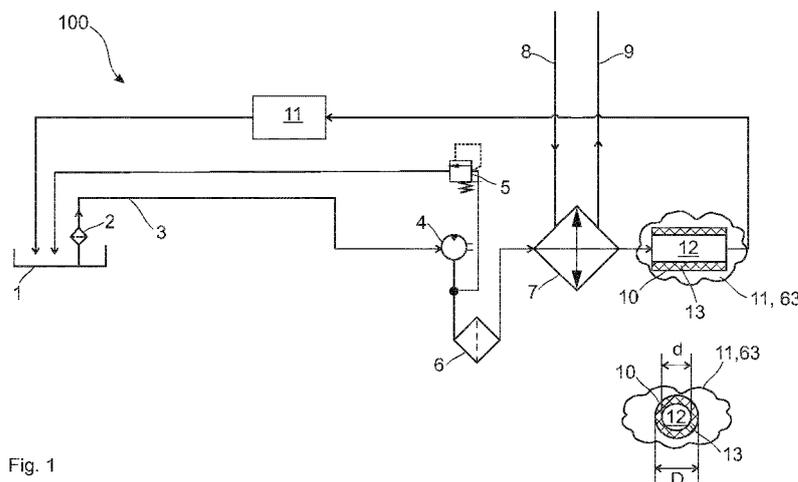


Fig. 1

(57) Abstract: The invention relates to a heat-insulated lubrication system (100) for lubricating rotating or oscillating components, comprising at least one oil suction tube (2) which is arranged in an oil reservoir (1), an oil pump (4), a heat source (7), and additional connection lines, in particular of an oil gallery for distributing lubricating oil to the components, wherein the outer circumference of the connection lines is preferably at least twice as large as the inner circumference of the connection lines. At least one connection line (10) within the oil gallery upstream of the heat source is insulated on the inner wall by an inner insulation (13), and the thermal conductivity of the inner insulation (13) is 5% or less of the thermal conductivity of the connection lines or of the remaining oil gallery and is preferably at least less than 1 W/(m K). If a first upper oil threshold temperature is reached, the heat source (7) is deactivated or at least the heat output of the heat source is reduced. By using an improved insulation, a quick heating and thus a reduction of the fuel consumption during the cold start phase is achieved.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



WO 2014/128308 A1

**Veröffentlicht:**

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

— vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eingehen (Regel 48 Absatz 2 Buchstabe h)

---

Die Erfindung betrifft ein wärmeisoliertes Schmiersystems (100) zur Schmierung von rotierenden oder oszillierenden Bauteilen, mit zumindest einem Ölsaugrohr (2), das in einem Ölspeicher (1) angeordnet ist, einer Ölpumpe (4), einer Wärmequelle (7) und weiteren Verbindungsleitungen, insbesondere einer Ölgalerie zur Verteilung von Schmieröl an die Bauteile, wobei bevorzugt der äußere Umfang der Verbindungsleitungen mindestens doppelt so groß wie der innere Umfang der Verbindungsleitung ist. Es wird vorgeschlagen, dass zumindest eine Verbindungsleitung(10) innerhalb der Ölgalerie stromaufwärts der Wärmequelle inwandig durch eine Innenisolierung (13) isoliert ist, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Innenisolierung (13) 5 % oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit der Verbindungsleitungen bzw. der übrigen Ölgalerie und bevorzugt mindestens kleiner als 1 W/(m K) beträgt und die Wärmequelle (7) abgeschaltet oder zumindest in ihrer Wärmeabgabe reduziert wird, wenn eine erste obere Ölgrenztemperatur erreicht wird. Durch eine verbesserte Isolation wird ein schnelles Aufheizen und damit ein Absenken des Kraftstoffverbrauchs in der Kaltstartphase erreicht.

## **Wärmeisoliertes System zur Schmierung von rotierenden und oszillierenden Bauteilen eines Kraftfahrzeugs**

Die Erfindung betrifft ein wärmeisoliertes Schmiersystem zur Schmierung von rotierenden oder oszillierenden Bauteilen, insbesondere ein Schmiersystem für ein Kraftfahrzeug, das zur Schmierung von beweglichen Teilen einer Verbrennungskraftmaschine wie Benzin- oder Dieselmotor und/oder zur Schmierung eines Getriebes eingesetzt werden kann. Das Schmiersystem kann beispielsweise in einem konventionell angetriebenen Fahrzeug oder in einem Hybrid- oder Elektrofahrzeug eingesetzt werden, aber auch in stationären Anlagen wie Stromgeneratoren, Arbeitsmaschinen etc.

### **STAND DER TECHNIK**

Schmiersysteme für bewegliche Teile eines Antriebes, insbesondere eines Motors oder mechanischen Getriebes sind hinlänglich bekannt. Sie dienen dazu, Reibung zwischen beweglichen Teilen zu verringern und einen Leichtlauf der beweglichen Teile gegeneinander zu verbessern. Hierdurch wird Abrieb vermindert, eine thermische Erwärmung der Teile verringert und somit die Lebensdauer erhöht. Eine Schwergängigkeit beweglicher Teile bedingt darüber hinaus eine erhöhte Antriebsenergie, die in unproduktiver Weise zur Überwindung der Schwergängigkeit eingesetzt werden muss und die einen erhöhten Kraftstoff- oder Stromverbrauch mit sich bringt, so dass zum einen Abgasemissionen erhöht, Betriebskosten gesteigert und z.B. eine Reichweite eines Kraftfahrzeugs verringert wird. Insbesondere eine Verringerung der Abgasbelastung und ein niedriger Energieverbrauch sind nicht nur technisch wünschenswerte Eigenschaften eines Motors, sondern international unabdingbare Voraussetzungen,

um diverse staatliche Normen und Grenzwerte einzuhalten. Nicht zuletzt kann ein ineffizientes Schmiermanagement eines Antriebs zu erhöhter Steuer- und Abgabenlast des Betreibers führen.

In einer Kaltstartphase, insbesondere bei niedrigen Temperaturen wie 0°C oder Extremtemperaturen wie -15°C oder weniger ergibt sich das Problem, dass ein eingesetztes Schmiermedium, insbesondere Schmieröl, eine hohe Viskosität und somit verminderte Schmiereigenschaft aufweist. So ist in einem Verbrennungsmotor der Kraftstoffverbrauch während eines NEDC-Tests im kalten Zustand (Starttemperatur ca. 24 C) ca. 10 bis 15 % höher als bei demselben Test mit einer Motoröltemperatur in einem heißen Zustand von ca. 90 °C, dem sogenannten NEDC-Heißtest. Dies liegt unter anderem daran, dass das Schmieröl bei niedrigeren Temperaturen eine höhere Zähigkeit aufweist. Gleichzeitig wird ein Großteil der zugeführten Energie ungenutzt als Abgasenthalpie abgeführt. Dies sind insgesamt ca. 30 bis 40 % der Energie des zugeführten Kraftstoffes.

Eine Möglichkeit zur Verringerung der Reibungsverluste besteht darin, hochwertige Schmieröle mit reduzierter Viskosität bei niedrigen Temperaturen einzusetzen, eine andere Möglichkeit zielt auf eine gezielte schnelle Erwärmung des Schmiermediums in der Kaltstartphase.

Auf eine beschleunigte Erwärmung während einer Kaltstartphase zielen Vorschläge zum Einsatz von Wärmetauschern, die einen erhöhten Wärmeeintrag in das Schmiersystem insbesondere während einer Kaltstartphase liefern. Aus verschiedenen Veröffentlichungen ist hierzu bekannt, dass eine Aufheizung des Motoröls mit Hilfe eines Abgas-/Ölwärmetauschers den Kraftstoffverbrauch und die Abgasemissionen deutlich reduzieren können. Hierbei wird die Aufwärmphase des Motors dadurch beschleunigt, dass Abgaswärmetauscher eingesetzt werden, die in komplizierter Weise das Motoröl aufheizen und den Öldruck reduzieren. Dabei ergibt sich allerdings das Problem, den Motor, insbesondere das Motoröl, bei dieser Aufheizung vor Überhitzung zu schützen. Daher werden zusätzliche Hochleistungsölkühler verwendet. Die bekannten Lösungen sind

allerdings technisch und konstruktiv aufwändig sowie fehleranfällig und führen nur zu einer relativ geringen Reduzierung des Kraftstoffverbrauches, so dass aus wirtschaftlichen Gründen die praktische Umsetzung meist nicht realisiert wird.

Beispielhaft wird hier auf die DE 10 2009 013 943 A und die PCT/ EP2010/ 053643 verwiesen, die jeweils eine Ölbypassleitung vorschlagen, mit der zumindest teilweise abgekoppelt von einer großen Schmierölmenge in einer Startphase eine verkleinerte Menge Schmieröl zur Ölschmierung gezielt durch schnell erwärmende Bereiche einer Verbrennungskraftmaschine oder eines Getriebes geleitet wird.

Aus der JP 2001 323808 A ist ein Ölschmiersystem entnehmbar, bei dem aus einem Ölsaugrohr, das in einem Ölsumpf angeordnet ist, mittels einer Ölpumpe Öl in ein Schmiersystem eingeführt werden kann, wobei dieses Öl mittels einer Ölbypassleitung und einem Wärmetauscher durch ein Abgassystem erwärmbar ist. Das erwärmte Öl kann in einem thermisch isolierten Zwischentank gespeichert und mittels einer Zuführleitung direkt unter die Absaugglocke des Ölsumpfs zurück in das Schmiersystem geführt werden.

Weitere Lösungsvorschläge sind in den Konferenzbeiträgen: Will, F.: "A novel exhaust heat recovery system to reduce fuel consumption", F2010A073, FISITA conference Budapest (International Federation of Automotive Engineers Society), Ungarn 2010, sowie Will, F., Boretti, A.: "A new Method to warm up Lubricating Oil to improve Fuel Economy", SAE 2011-01-0318, 2011 (Society of Automotive Engineers) diskutiert.

In der DE 10 2011 005 496 A1 wird ein Schmiersystem für ein Verbrennungsmotor beschrieben, das einen Ölkreislauf, einen Kühler und einen stromaufwärts vom Motor angeordneten Wärmespeicher zum Aufwärmen des Öls umfasst. Der Wärmespeicher ist parallel zum Kühler geschaltet, wobei ein Ventil den Ölkreislauf zwischen Kühler und Wärmespeicher umschalten kann. Es wird

auf eine Außenisolierung von Ölleitungen zum Wärmespeicher hingewiesen, falls der Wärmespeicher weiter entfernt vom Motor angeordnet ist. Eine Außenisolierung ist nachträglich einfach anzubringen und verändert in hohem Maße mechanische Abmessungen und Aussehen der isolierten Bereiche sowie deren Dauerhaftigkeit und mechanische Beständigkeit. Des Weiteren weist eine Außenisolierung eine in der Regel eine geringe Brandbeständigkeit auf und stellt somit ein feuertechnisches Sicherheitsrisiko dar, und kann beispielsweise von Marderbiss beschädigt werden. Ein weiterer Nachteil einer Außenisolierung ist die daraus resultierende Oberflächenvergrößerung, die zu einem erhöhten Wärmeverlust führt. Des Weiteren wird das Gesamtgewicht durch eine Außenisolierung erhöht. Bei einer Innenisolierung eines Metallgehäuses hingegen wird das Gewicht reduziert, da ein Teil des schweren Metallgehäuses durch eine leichtere Isolierschicht, insbesondere Kunststoff, ersetzt wird. An keiner Stelle in dieser Druckschrift wird auf eine Innenisolierung der Ölleitung hingewiesen, insbesondere nicht bei einem Metallgehäuse. Bei einem Gehäuse aus einem Isoliermaterial wie beispielsweise Kunststoff, kann keine vergleichbare strukturelle Festigkeit, Steifigkeit oder Zähigkeit wie bei einem Metallgehäuse erreicht werden, oder andere Nachteile wie hohe Kosten z.B. bei Verwendung von Keramik sind die Folge.

Aus der DE 10 2009 051 820 A1 ist ein Wärmespeicher eines Ölschmiersystems zur Speicherung von erwärmten Getriebeöl bekannt. Mittels eines Federspeicherzylinders in dem Wärmespeicher kann Getriebeöl aus dem Getriebe in den Speicherbehälter und umgekehrt gefördert werden, wobei das Getriebeöl durch Federkraft in und aus dem Speicher gefördert werden kann. Der vorgeschlagene Wärmespeicher mit Federspeicherzylinder umfasst eine komplexe Geometrie und mechanische Auslegung und ist entsprechend teuer. Aufgrund des Federspeicherzylinders kommt für eine eventuelle Isolierung des Speichergehäuses lediglich eine volumenerhöhende Außenisolierung in Frage, was vorgenannte Nachteile mit sich bringt. Die Anwendung des Federspeicherzylinders ist auf eine passive Getriebeschmierung beschränkt.

Die DE 30 32 090 A1 betrifft ebenfalls ein Verfahren zur beschleunigten Erwärmung von Schmieröl in einer Warmlaufphase einer Verbrennungskraftmaschine, wobei durch ein Wärmerohr oder ein Wärmetauscher Schmieröl schneller erwärmt werden soll. Es wird vorgeschlagen, dass die Ölwanne eine geregelte Wärmeisolation aufweist, bei der Lüftungsclappen oder Jalousien bei Bedarf geöffnet oder geschlossen werden können, um die Ölwanne zu kühlen oder von der Umgebungsluft zu isolieren.

Nachteilig an den oberen Vorschlägen zur Reduzierung der Reibleistung sind zum einen der hohe konstruktive Aufwand sowie die erhöhte Fehleranfälligkeit sowie insbesondere die im Vergleich zum Aufwand nur geringe Reduzierung der Reibleistung, da das erwärmte Öl sich schnell wieder abkühlt, wenn es mit kühleren Bauteilen in Kontakt kommt, wie z.B. den Ölgalerien in Zylinderblock und Zylinderkopf sowie dem Gehäuse (z.B. Ölwanne und Kurbelgehäuse)..

Aufgabe der folgenden Erfindung ist es, ein Schmiersystem vorzuschlagen, die die obengenannten Nachteile des Stands der Technik überwindet, eine einfache technische Umsetzung bietet und eine deutlich reduzierte Reibung insbesondere in der Kaltstartphase bietet.

### OFFENBARUNG DER ERFINDUNG

Gelöst wird die oben genannte Aufgabe durch ein Schmiersystem nach dem unabhängigen Anspruch 1. Vorteilhafte Ausführungsformen der Erfindung sind Gegenstand der abhängigen Ansprüche.

Erfindungsgemäß umfasst das System zur Schmierung von rotierenden oder oszillierenden Bauteilen zumindest ein Ölsaugrohr, das in einem Ölspeicher angeordnet ist, eine Ölpumpe, eine Wärmequelle und weiteren Verbindungsleitungen, die in einem Metallgehäuse integriert sind, insbesondere eine Ölgalerie zur Verteilung von Schmieröl an die zu schmierenden Bauteile wie Kurbelwelle, Nockenwelle, Getriebeteile etc.. Der Ölspeicher kann ein offener und in der Regel nicht isolierter Speicher sein und kann in seiner konstruktiven Bauart einer

Ölwanne entsprechen. Es wird vorgeschlagen, dass zumindest eine Verbindungsleitung innerhalb der Ölgalerie stromaufwärts der Wärmequelle inwandig durch eine Innenisolierung isoliert ist, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Innenisolierung 5% oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit der Verbindungsleitungen bzw. der übrigen Ölgalerie und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  beträgt und die Wärmequelle abgeschaltet oder zumindest in ihrer Wärmeabgabe reduziert wird, wenn eine erste obere Ölgrenztemperatur erreicht wird. Der äußere Umfang der Verbindungsleitung kann zumindest an einer Stelle mindestens zweimal so groß sein, wie der innere Umfang der Verbindungsleitungen.

Mit anderen Worten wird erfindungsgemäß vorgeschlagen, dass zumindest ein Teil einer Verbindungsleitung hinter einer Ölpumpe, d.h. in einem Druck stehenden Verbindungsleitungsbereich eines Schmierystems und bevorzugt hinter einer Wärmequelle, wie beispielsweise einem Wärmetauscher eine Isolierung aufweist, insbesondere eine Innenisolierung, die einen thermischen Wärmeübergang vom Schmieröl zur metallischen Umgebung erschwert. Dadurch wird erreicht, dass nach einer Erwärmung eines unter Druck stehenden Ölolumens dieses bei der Zuführung der zu schmierenden Stellen, insbesondere der Ölgalerie nur wenig seine aufgenommene Wärme an die metallische Umgebung, die einen hohen thermischen Leitwert besitzt, abgibt. Damit kann eine schnelle Aufheizung des Öls, das über Schmierstellen direkt an die zu schmierenden Stellen abgegeben wird, erreicht werden und somit eine reduzierte Reibung insbesondere beim Kaltstart bewirkt werden.

So ist zwar aus der DE 10 2009 013 943 die Verwendung eines Abgasölwärmetauschers für eine Schmierölaufheizung auch in Kombination mit einer Zylinderkopf-Ölrückführungsleitung beschrieben, die eine verbesserte Schmierwirkung in der Kaltstartphase und damit eine Einsparung des Kraftstoffverbrauchs ermöglicht, wobei dies allerdings eine aufwändige konstruktive Auslegung des Motors erfordert und nicht in bestehende Motorstrukturen umgesetzt werden

kann. Es hat sich herausgestellt, dass die Verwendung eines Abgasölkühlers, insbesondere bei leistungsstarken Maschinen mit relativ großen Ölgalerien vorteilhaft ist, bei denen das Verhältnis von Oberfläche zu Volumen besonders klein ist. In kleinen Verbrennungskraftmaschinen, bei denen ein erheblicher Anteil der Abgaswärme in das Schmieröl eingebracht werden kann, wird aufgrund des großen Verhältnisses von Oberfläche zu Volumen relativ viel Wärme an die metallische Umgebung abgegeben, so dass keine besonders vorteilhafte schnelle Erwärmung des Schmieröls erreicht werden kann. Das kann durch folgenden beispielhaften Vergleich dargestellt werden: Vergleicht man eine Ölzuführungsleitung mit einem Durchmesser von 2 mm mit einer von 1 mm, wird das Volumen mit der Formel  $V = l \pi D^2/4$ , mit  $l$ , der Länge der Ölgalerie und  $D$  als Durchmesser bestimmt. Die Oberfläche der Ölgalerie ist mit  $A = l \pi D$  beschrieben, so dass das Verhältnis von Oberfläche zum Volumen  $A/V = 4/D$  entspricht. Für einen Durchmesser  $D = 2$  mm ergibt sich ein Verhältnis von 2/mm und für  $D = 1$  mm beträgt dieses 4/mm, was doppelt so groß ist als im Verhältnis für  $D = 2$  mm. Somit zeigt sich, dass durch eine Verringerung des Durchmessers  $D$  um 50 % das Verhältnis Oberfläche zu Volumen verdoppelt wird. Als Folge ergibt sich eine höhere volumenspezifische Wärmeübertragung, so dass bei größeren Durchmessern der Temperaturverlust des Öls durch die Ölgalerie kleiner ist, Öl an den Schmierstellen dünnflüssiger gemacht werden kann. Dieser Effekt ist aus der konstruktiven Auslegung von Motoren mit großen Verbrennungskammern bekannt, die eine höhere spezifische Effizienz gegenüber Motoren mit kleinen Verbrennungskammern aufweisen, da die unterschiedlichen Wandwärmeverluste bei größeren Verbrennungskammern wegen den niedrigeren Oberflächen zu Volumenverhältnissen deutlich niedriger sind.

Durch die Einführung einer Wärmeisolierung innerhalb einer Ölgalerie, insbesondere an Schmierstellen der funktionalen Strukturumgebung zum Schmieren der Bauteile, aber auch der strukturellen Strukturumgebung, die durch die Metallumgebung, Kurbelwelle, Pleuelstange, Nockenwelle, Lager, Zahnräder, Ge-

häusebereiche, Motorblock an der Innenwand eines Kurbel- oder Getriebegehäuses oder der gegeneinander bewegten Bauteile können mehrere Vorteile beim Übertragen der Wärme in den kalten Motorblock erreicht werden:

- Die Wärmeisolierung erhöht den thermischen Widerstand.
- Das Oberflächen- zu Volumenverhältnis wird verringert.
- Das Ölvolumen und damit auch die zu erwärmende Ölmenge in der Ölgalerie wird verringert.
- Der thermische Widerstand erhöht sich aufgrund des Kontaktwiderstands zwischen der Isolation und dem Motorblock oder den Zylinderköpfen.

Durch eine Verringerung des Oberflächen-Volumenverhältnisses wird weniger Wärme an die metallische Umgebung abgegeben. Beispielhaft kann dies durch Betrachtung einer Isolationsleitung mit einer Wärmeleitfähigkeit von 1 W/m K in eine Ölgalerie mit einem Durchmesser von 20 mm und einem inneren Durchmesser von 10 mm betrachtet werden. Der thermische Übergangswiderstand wird bei Betrachtung eines Wärmeübertragungskoeffizienten zwischen dem Öl- und dem Zylinderblock mit  $h = 40$  betrachtet, wobei angenommen wird, dass das Öl 20°C wärmer als der Motorblock ist. Daraufhin ergibt sich ein thermischer Widerstand  $R = 1/(h A) = 1/(h l \pi D) = 0.4$  K/W. Der thermische Widerstand wird beschrieben durch

$$R_{pipe} = \frac{\ln\left(\frac{r_o}{r_i}\right)}{2\pi kl}$$

mit  $r_o$  = Außenradius,  $r_i$  = Innenradius,  $l$  = Länge der Ölgalerie und  $k$  = spezifische Materialkonstante. Es ergibt sich somit ein thermischer Widerstand von  $R_i = 0,1$  k/W. Mit einem Oberflächen-Übergangswiderstand  $h_c$  von 40 W/(m<sup>2</sup> K) ergibt sich ein Übergangswiderstand von  $R_c = 0.4$ K/W. Zur Verringerung des Oberflächen-Volumenverhältnisses des Volumens der Isolation gegenüber dem

Originalvolumen ergibt sich  $V_i/V = (D_i/D)^2 = 0.25$  bzw. 25% mit  $D_i=1\text{mm}$  und  $D=2\text{mm}$ .

Somit kann im Ergebnis festgehalten werden, dass bei den oben genannten Werten:

- Die Isolation den thermischen Übergangswiderstand um 25 % erhöht,
- Das Oberflächen- zu Volumenverhältnis um 50 % reduziert wird, was den thermischen Widerstand um weitere 100 % erhöht,
- Das Ölvolumen in der Ölgalerie um 75 % abgesenkt wurde,
- Der thermische Widerstand aufgrund des Kontaktwiderstandes sich nochmals um zusätzliche 100 % erhöht.

Aus diesem Grund ist der gesamte thermische Übergangswiderstand 3.3 Mal größer als ohne die vorgeschlagene Innenisolation. Aus diesem Grund kann eine verbesserte Aufheizung erreicht werden, da der Energieverlust des Öls in der Kaltstartphase abgesenkt und eine verbesserte Schmierung in der Kaltstartphase gegeben ist.

In der Veröffentlichung der Japanese Society of Automotive Engineers (JSAE 235-20125071) wird zur verbesserten Erwärmung von Öl in einer Kaltstartphase vorgeschlagen, das Öl im Ölspeicher in zwei Teilvolumen aufzuteilen, wobei in einer Warmlaufphase nur ein Teil des Öls im Ölspeicher zur Schmierung verwendet wird. Wenn die gleiche Wärmemenge in das reduzierte Ölvolumen eingebracht wird, kann sich das Öl doppelt so schnell erwärmen, wie wenn die Wärmemenge in die gesamte Ölmenge eingebracht werden würde. Allerdings hat sich herausgestellt, dass dies nicht zutreffend ist, wie in der Veröffentlichung JSAE 235-20125071 dargestellt ist. Dabei hat sich gezeigt, dass durch eine Aufteilung des Ölspeichers in zwei Teilvolumen es für das außen liegende kältere Ölvolumen deutlich wurde, dass im Rahmen eines Tests die maximale Temperatur von 85°C auf 45°C, d.h. um 40°C abgesenkt wurde, während aller-

dings in dem inneren Ölvolumen die Temperatur nicht gleichermaßen um 40°C von 85°C auf 125°C erhöht werden konnte. Da das Ölvolumen der inneren Kammer geringer war als das der äußeren Kammer, wurde erwartet, dass die Temperaturzunahme umso größer ausfallen sollte. Auch dies hat sich als Trugschluss herausgestellt, da die Temperatur im Inneren nur um maximal 5°C erhöht werden konnte, was zu einer sehr geringen Einsparung des Kraftstoffs um lediglich 0,8 % geführt hat. Als Ursache wurde erkannt, dass die Wärme des inneren Ölvolumens hauptsächlich durch die Wärmeübertragung zwischen dem Motorblock und der Kurbelwelle abgeführt wurde, wobei das Öl an die Außenwandung des Kurbelwellengehäuses geschleudert wird, sobald es die Kurbelwellenlager erreicht. Die Gehäusetemperatur und die Temperatur des Motorblocks bestimmen somit durch ihre großen Oberflächen überwiegend die Öltemperatur. Aus diesem Grunde kann die Öltemperatur die Kühlmitteltemperatur und die Temperatur des Motors nicht deutlich überschreiten, zumindest nicht bei durchschnittlichen Kaltstartphasen und somit nur eine geringe Kraftstoffeinsparung erreicht werden. Eine verbesserte Isolation allerdings überwindet diese Nachteile, führt zu einer deutlich reduzierten Reibung, einem deutlich niedrigen Verbrauch und niedrigeren Abgasemissionen.

Eine Innenisolierung eines Metallgehäuses und einer Metallleitung ermöglicht weiterhin, Ölleitungen und Gehäuse aus Metall oder dauerhaften, allerdings wärmeleitfähigen Materialien herzustellen, und gegebene äußere mechanische Abmessungen beizubehalten, da lediglich eine innere Isolierung einzusetzen ist, und äußere Abmessungen und konstruktive Details beibehalten werden können und somit eine Umkonstruktion ein vorhandenen Aggregatdesigns vermieden werden kann. Durch eine Innenisolierung von Ölleitungen und Gehäuseteile können bestehende Motoren und Aggregate effizienter werden, ohne konstruktive Änderungen vornehmen zu müssen.

Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung kann das Gehäuse des Schmiersystems, insbesondere ein Kurbel- oder Getriebegehäuse, durch eine

Innenisolierung isoliert sein, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Innenisolierung 5 % oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit einer Strukturumgebung, insbesondere als die Wärmeleitfähigkeit von Schmierstellen, einem Gehäuse, den zu schmierenden Bauteilen, einer Metallumgebung, beträgt und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  ist. Die Strukturumgebung beschreibt eine funktionelle Strukturumgebung des Schmiersystems, d.h. Schmierstellen, an denen sich Oberflächen gegeneinander bewegen, als auch strukturelle Strukturumgebungen, d.h. das umliegende Material wie Metallgehäuse, Bauteile, Motorblock etc..

Gemäß einer weiteren vorteilhaften Weiterbildung kann der Ölspeicher durch eine Innenisolierung isoliert sein, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Innenisolierung 5 % oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit des Ölspeichers beträgt und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  ist. Alternativ oder zusätzlich kann der Ölspeicher komplett oder zumindest teilweise aus einem isolierenden Material gefertigt sein, welches eine Wärmeleitfähigkeit von bevorzugt höchstens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  aufweist.

Gemäß einer vorteilhaften Ausbildung der Erfindung kann zumindest eine der zu schmierenden, rotierenden oder oszillierenden Bauteile durch zumindest eine Innenisolierung und/oder Außenisolierung isoliert sein, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Außenisolierung 5 % oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit der zu schmierenden, rotierenden oder oszillierenden Bauteile, beträgt, und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  ist.

Durch Isolierung sowohl des Kurbelwellengehäuses als auch des Ölsumpfs von innen und auch zumindest Teilbereiche der rotierenden oder oszillierenden Bauteile, die zu schmieren sind, kann das Öl nur geringfügig Wärme an die metallische Umgebung verlieren und wird nicht so stark heruntergekühlt, wobei das Öl in der Kaltstartphase durch höhere Wärmeeinträge beispielsweise durch eine Wärmequelle erwärmt wird, beispielsweise durch einen Abgasölwärmetauscher. Durch die Isolation der Kurbelwelle wird die thermische Masse, die zur Abkühlung des Öls zur Verfügung steht, reduziert und durch die Isolation des inneren

Kurbelwellengehäuses, die sehr bedeutend für den Wärmeerhalt des Öls angesehen werden kann, kann eine verbesserte Aufwärmung bei niedriger Viskosität des Öls erreicht werden.

Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung kann ein hochisolierter Wärmespeicher insbesondere mit einer mindestens 5mm dicken Wärmespeicherisolation mit einer Wärmeleitfähigkeit von unter  $0.01 \text{ W/(m K)}$  umfasst sein, der insbesondere zwischen einem Ölsaugrohr und einer Ölpumpe oder zwischen einer Ölpumpe und einer Wärmequelle, oder zwischen einer Wärmequelle und einer Schmierstelle angeordnet ist, wobei bevorzugt ein Temperaturverlust von Öl mit einer Temperatur von  $100^\circ\text{C}$  auf  $80^\circ\text{C}$  bei  $25^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur in mehr als 6 Stunden erfolgt. Bevorzugt kann die Wärmespeicherisolation als Vakuumisolation ausgeführt sein.

Um eine Verbesserung der Wärmespeicherung in dem vorgenannten Wärmespeicher zu erreichen, kann es sich als vorteilhaft erweisen, wenn die Ölanchlussleitungen und/ oder ein Außenmantel des Wärmespeichers aus einem wärmeisolierenden Material mit einer Wärmeleitfähigkeit kleiner als  $20 \text{ W/(m K)}$  besteht. Hierzu kann vorteilhafterweise eine Kunststoffisolation eingesetzt werden. Des Weiteren kann der Außenmantel des Wärmespeichers doppelwandig ausgeführt sein und in dem Zwischenraum zwischen der Innenwand und Außenwand des Außenmantels kann eine Isolierschicht aus Aerogel angeordnet sein, die eine Wärmeleitfähigkeit von unter  $0.04 \text{ W/(m K)}$  aufweist. Weiterhin kann das mit Aerogel gefüllte Volumen einen Unterdruck zur Umgebung aufweisen. Hierdurch wird die Isolierung deutlich verbessert und Wärmeverluste bzw. ein ungewollter Wärmeeintrag verhindert.

Auf das Schmiersystem mit dem Wärmespeicher aufsetzend kann in einer weiteren vorteilhaften Ausbildung der Erfindung das Schmiersystem ein Umleitungsventil umfassen, so dass der Wärmespeicher bei Erreichen einer zweiten oberen Ölgrenztemperatur außerhalb des Wärmespeichers von mindestens  $90^\circ\text{C}$  mit Öl gefüllt wird und bei einem Kaltstart der zu schmierenden Bauteile

unter einer vorgegebenen ersten unteren Ölgrenztemperatur von höchstens 50°C außerhalb des Wärmespeichers das gespeicherte Öl im Wärmespeicher an das Schmiersystem abgegeben kann.

Der Einsatz von Wärmespeichern in einem Schmiersystem ist seit mehreren Jahren bekannt. Diese werden oftmals dazu eingesetzt, den Fahrgastinnenraum bevorzugt zu erwärmen und Abgase zu reduzieren, insbesondere bei Kaltstart unter 0°C, wie es bereits in der Veröffentlichung SAE 922244 dargestellt wurde. Die Nachteile von derartigen Wärmespeichern sind vergleichbar mit denen der vorgenannten zweiteiligen Ölsümpfe bzw. Ölspeicher, wobei die Treibstoffeinsparung nur gering ausfällt, wie Untersuchungen bei Umgebungstemperaturen von 24°C gezeigt haben. Auch die Erläuterung, warum derartige Wärmespeicher nur einen geringen Beitrag zur Reduzierung des Kraftstoffverbrauchs leisten können, sind dieselben wie bei einem zwei- oder mehrteiligen Ölsumpf, da die eingebrachte Wärme in den Zylinderköpfen und im Motorblock in der Kaltstartphase schnell wieder abgegeben wird. Der vorgeschlagene Wärmespeicher kann dies allerdings mit den vorgeschalteten Ausführungsformen vorteilhaft überwinden, wobei überschüssige Wärme im Wärmespeicher von einem Kühlsystem oder durch einen Kühler oder durch einen Ölkühler abgegeben werden kann, und durch die verbesserte Wärmeisolierung die Wärme direkt die Ölviskosität senkt und zur Reibungsreduktion beiträgt und somit zu einer Verringerung des Kraftstoffverbrauchs führt.

Auf das Schmiersystem mit dem Wärmespeicher aufsetzend kann in einer vorteilhaften Weiterbildung der Wärmespeicher zumindest eine separate Kammer aufweisen, die mit einem Phasenwechselmaterial, insbesondere mit einem Zuckeralkohol, wie Erythrit, Threit oder ein Paraffin oder ähnliches oder einem Salz, bevorzugt ein Hydrat, Nitrat, Hydroxyd oder Chlorid wie Magnesiumchloridhexahydrat oder Magnesiumnitratsexahydrat gefüllt sein. Die latente Schmelzwärme des Phasenwechselmaterials sollte wesentlich größer als die Wärme, die der Wärmespeicher aufgrund der Temperaturdifferenz der ersten

unteren und ersten oberen Ölgrenztemperatur speichern kann, sein. Hierbei sollte insbesondere die Schmelztemperatur des Phasenwechselmaterials niedriger als die erste obere Ölgrenztemperatur sein, und bevorzugt – sofern die Schmelztemperatur des Phasenwechselmaterials größer 100°C ist – das Phasenwechselmaterial Erythrit mit einer Schmelztemperatur von ca. 120°C sein, so dass im Kaltstart eine höchst mögliche Temperatur im Wärmespeicher vorliegt. Vorzugsweise wird als Phasenwechselmaterial ein Zuckeralkohol eingesetzt, und die Schmelztemperatur des Phasenwechselmaterials wird auf über 100°C vorgesehen.

Wie bereits weiter oben erwähnt, sind Latentwärmespeicher bereits aus dem Stand der Technik bekannt. Sie benutzen in diversen Ausführungen Salz, das eine Schmelztemperatur von 60°C bis 80°C aufweist, wie z.B. Bariumhydroxid oder Natriumsilikate, wobei derartige Salze materialaggressiv sind und Korrosionsschäden verursachen, die zu Undichtigkeiten im Kühlsystem oder im Schmiersystem führen können. Aus diesem Grund wurde eine Serienproduktion derartiger Latentwärmespeicher eingestellt. Ein weiterer Nachteil der vorbekannten Latentwärmespeicher mit Phasenwechselmaterial war, dass die Schmelztemperatur typischerweise zwischen 60°C und 80°C liegt, die deutlich zu gering ist für eine optimale Temperatur zur Ölschmierung, die bei bevorzugt 120°C liegt. Somit konnte auch der Einsatz derartiger Latentspeicher mit Phasenwechselmaterial auf Salzbasis keine nachhaltig verbesserte Schmiereigenschaft im Kaltstartbereich ermöglichen. Eine Verwendung von Phasenwechselmaterial mit Phasenwechseltemperaturen über 80°C, insbesondere Erythritol als Latentwärmespeichermedium, überwindet diese Probleme, da es eine Schmelztemperatur aufweist, die optimal für die Schmierung mit Motorölen ist.

Auf das Schmiersystem mit dem Wärmespeicher aufsetzend kann in einer vorteilhaften Ausbildung der Erfindung der Wärmespeicher zylindrisch ausgeführt und einen Freikolben aus wärmeisolierendem Material umfassen, der den Wärmespeicher in zwei Kammern aufteilt. Hierdurch wird beim Füllen des

Wärmespeichers mit Öl oberhalb einer ersten oberen Ölgrenztemperatur von mindestens 90°C in die erste Kammer ein Ölvolumen aus der zweiten Kammer in das Schmiersystem zurückgeschoben und beim Entleeren des Öls aus der ersten Kammer in einer Kaltstartphase unter einer ersten unteren Ölgrenztemperatur von höchstens 50°C in das Schmiersystem wird die zweite Kammer mit Öl gefüllt. Somit wird der Ölstand in dem Ölspeicher nur unwesentlich beeinflusst und der Wärmespeicher ist bedarfsweise als Wärmequelle, insbesondere als Heizeinrichtung und als Wärmesenke, insbesondere Kühleinrichtung nutzbar. Die Ölgrenztemperatur kann eine Öltemperatur von Schmieröl irgendwo im Schmierölkreislauf sein, vorteilhafterweise unmittelbar an einer Anschlussstelle des Wärmespeichers oder einer Ölauslassstelle, an der typischerweise die höchsten zu erwartenden Öltemperaturen auftreten, wie bspw. Austrittsstelle aus dem Motorblock etc. Im Falle des Füllens des Wärmespeichers wird heißes Öl des Ölkreislaufs vom Wärmespeicher aufgenommen und kühleres Öl abgegeben, der Wärmespeicher dient somit als Wärmesenke. In einer Kaltstartphase und beim Entleeren des Wärmespeichers wird kühleres Öl aufgenommen und wärmeres abgegeben, der Wärmespeicher dient als Wärmequelle.

Bei einer hohen Belastung der zu schmierenden Teile erhöht sich die Öltemperatur, so dass eine Kühlwirkung des im isolierten Wärmespeicher gespeicherten und niedertemperierten Öls ausgenutzt werden kann. So kann vorteilhafterweise der Wärmespeicher eingerichtet sein, ein Entleeren von Öl aus der ersten Kammer zur Ölkühlung zu bewirken, sobald Öl im Ölkreislauf eine zweite obere Ölgrenztemperatur von mindestens 110°C überschreitet. In diesem Fall ist typischerweise eine Öltemperatur von Öl in der ersten Kammer niedriger als die zweite obere Ölgrenztemperatur, so dass das aus dem Wärmespeicher ausströmende Öl kälter als das einströmende Öl ist. Hierdurch kann effektiv eine Kühlung des Öls erreicht und eine optimale Schmierwirkung und Viskosität erreicht und eine Überhitzung im Ölkreislauf verhindert werden.

Ein weiteres Problem von Wärmespeichern ist es, dass während der Kaltstart-

phase rücklaufendes abgekühltes Öl sich mit dem gespeicherten erwärmten Öl mischt, so dass sich eine Mischtemperatur einstellt, die niedriger ist als die vorherige Temperatur im Wärmespeicher, bevor ein Austausch mit der Umgebung stattfand. Durch das Absenken der Temperatur vermindert sich die Schmiereigenschaft und damit die Reibung im Schmiersystem. Dieses Problem kann dadurch gelöst werden, dass im Wärmespeicher ein Freikolben vorgesehen ist, wobei der Wärmespeicher bevorzugt eine zylindrische Form aufweist, die den Speicher in zwei Unterkammern unterteilt, die durch Schaltventile miteinander verbunden sind, so dass das vorgewärmte Öl sich nicht mit dem zu setzenden kalten Öl vermischen kann. Durch den Freikolben wird das Ölvolumen konstant gehalten, so dass sich dies nicht nachteilig auf die Druckverhältnisse und das Ölvolumen im Schmierkreislauf auswirkt.

Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung können das Schmier-system, Ölspeicher, Strukturumgebung und Wärmequelle von einer Verbrennungskraftmaschine umfasst sein, insbesondere von einer Verbrennungskraftmaschine eines Kraftfahrzeuges.

Alternativ oder zusätzlich zur vorstehenden Weiterbildung können das Schmier-system, Ölspeicher und Strukturumgebung von einem Getriebe umfasst sein, insbesondere einem Kraftfahrzeuggetriebe und die Wärmequelle kann durch eine Verbrennungskraftmaschine und/oder eine elektrische Batterie und/oder einen Inverter bereitgestellt werden. Ein Inverter kann Gleich- in Wechselstrom und umgekehrt wandeln und wird zum Antrieb von Wechsel- und Drehstromantrieben durch Batterien und Akkumulatoren verwendet. So kann ein Schmier-medium in einem Getriebe oder einer Kraftübertragungsmechanik durch eine Abwärme eines Verbrennungsmotors erwärmt werden, oder beispielsweise beim Einsatz in einem Elektro- oder Hybridfahrzeug durch eine Erwärmungseigenschaft einer Batterie bzw. Akkumulators oder eines elektrischen Verbrauchers, die bei Energieabgabe oder -aufnahme warm werden. Auch ist denkbar, dass eine Brennstoffzelle, z.B. im Falle eines Wasserstoffantriebes, eine Wär-

mequelle zur Erwärmung des Schmiersystems für die Antriebsmechanik/Getriebes zur Verfügung stellt.

Elektrische Fahrzeuge und Hybridfahrzeuge, die aus einer Kombination aus Elektro- und Verbrennungsmotor angetrieben werden, sind mit dem Problem konfrontiert, dass sie zum einen keine intrinsische Wärmequelle wie einen Verbrennungsmotor aufweisen, und dennoch die Schmiereigenschaft insbesondere bei Temperaturen unterhalb 30°C deutlich nachlassen und damit Reibung erhöht und der Energieverbrauch gesteigert wird. Zur schnellen Aufheizung des Schmieröls kann Abwärme genutzt werden, die beispielsweise durch einen Inverter, eine Brennstoffzelle oder eine elektrische Batterie erzeugt wird, oder es kann Abwärme eines elektrischen Aggregats verwendet werden, um eine optimale Schmieretemperatur zu erreichen, insbesondere für ein Getriebe. Es kann beispielsweise ein Kühlkreislauf vorgesehen werden, der Getriebe, Inverter und Batterie miteinander verbindet, um das Getriebe schneller zu erwärmen bzw. durch einen Kühlmittel-Ölwärmetauscher Getriebeöl zu erwärmen und den Inverter bzw. die Brennstoffzelle bzw. die Batterie zu kühlen, wodurch eine verbesserte Effizienz, erhöhte Reichweite und niedriger Verbrauch erreicht werden kann.

Gemäß einer vorteilhaften Ausbildung nach den beiden obigen Ausführungsformen der Erfindung kann ein Wärmespeicher Motoröl und Getriebeöl in einer Baueinheit, und insbesondere zumindest eine Kammer für Motoröl und eine Kammer für Getriebeöl umfassen.

Durch einen kombinierten Wärmespeicher für Motoröl und Getriebeöl, der insbesondere separate Kammern für beide Ölschmiersysteme umfasst, kann ein einheitliches Tankvolumen bereitgestellt werden, wobei der Speicher eine einzige hochwertige Isolation aufweist und nur wenig Bauraum benötigt. So kann beispielsweise ein hochwertig isolierter Tank, der eine Vakuumisolation aufweist oder der mit einem Phasenwechselmaterial gefüllt ist, bereitgestellt werden, der insbesondere zwei Kammern für die beiden getrennten Schmiersysteme

me aufweist. Durch Integration in eine einzige Baueinheit kann das Gesamtvolumen deutlich reduziert werden, insbesondere bei kritischen Platzproblemen, wie sie in einem Kraftfahrzeug auftreten. Des Weiteren können Bauteilkosten eingespart und eine hochwertige Isolation für die gesamte Baueinheit verwendet werden, was deutlich geringere Kosten und minimierte Problemen bei der Entwicklung derartiger Schmiersysteme mit sich bringt.

Gemäß einer weiteren vorteilhaften Weiterbildung kann die Wärmequelle im Falle einer Verbrennungskraftmaschine einen Abgaswärmetauscher umfassen, oder die Wärmequelle insbesondere im Falle der Anwendung bei einem Getriebe einen Kühlmittelwärmetauscher und/oder einem Abgaswärmetauscher einer Verbrennungskraftmaschine umfassen. Im Falle einer Kombination von Kühlmittelwärmetauscher und Abgaswärmetauscher kann der Abgaswärmetauscher stromabwärts des Kühlmittelwärmetauschers angeordnet sein. Im Kühlmittelkreislauf kann ein Kühlmittelventil angeordnet sein, welches bei Unterschreiten einer Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere unterhalb einer Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostats zur Aktivierung eines Hauptwasserkühlers, insbesondere höchstens  $10^{\circ}\text{C}$  unter der Kühlkreislaufthermostatterperatur, geschlossen ist und bei Überschreiten der Kühlmittelgrenztemperatur geöffnet wird. Insbesondere unterhalb der Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostats kann das Kühlmittelventil geöffnet werden, bevorzugt unterhalb  $5^{\circ}\text{C}$  unter der Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostatterperatur.

Gemäß einer vorteilhaften Ausbildung der Erfindung kann das Getriebe ein manuelles Schaltgetriebe oder ein Automatikschaltgetriebe sein, welches keine Ölpumpe aufweist, wobei im Ölspeicher ein Kühlmittelwärmetauscher angeordnet ist, so dass das Getriebeöl vom Motorkühlmittel aufgewärmt wird. Hierbei ist es vorteilhaft, dass der Kühlmittelwärmetauscher kühlmittelseitig mit einem Kühlmittelventil versehen ist, welches bei Unterschreiten einer Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere unterhalb der Öffnungstemperatur eines Kühlkreislaufthermostats zur Aktivierung des Hauptwasserkühlers, insbesondere  $10^{\circ}\text{C}$

oder mehr unterhalb der Kühlkreislaufthermostatterperatur, geschlossen wird und bei Überschreiten der Kühlmittelgrenztemperatur geöffnet wird, insbesondere unterhalb der Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostats geöffnet wird, insbesondere unterhalb 5°C unter der Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostatterperatur geöffnet wird.

Ein Schaltgetriebe, bzw. ein Automatikschaltgetriebe eines Fahrzeugs kann durch eine verbesserte Schmierwirkung deutlich den Kraftstoffverbrauch senken. Bevorzugt kann das Öl zur Schmierung des Schaltgetriebes durch einen Kühlkreislauf erwärmt werden, wobei insbesondere bei hohen Belastungen die Öltemperatur schnell erwärmt werden kann, bzw. eine erhöhte Temperatur durch eine hohe Last im Schaltgetriebe durch den Kühlkreislauf gekühlt werden kann. Daneben ist denkbar, dass das Getriebeöl und das Kühlmittel durch einen Abgaswärmetauscher erwärmt werden kann, wie es beispielsweise in der SAE 2011-01-1171 beschrieben ist. Wird allerdings unmittelbar ein Kühlmittelwärmetauscher zur Erwärmung des Getriebeöls eingesetzt, so hat dies den Nachteil, dass sich das Kühlmittel durch seine größere spezifische Wärmekapazität langsamer erwärmt als das Getriebeöl und dadurch Reibung und Wärmeverluste des Motors insbesondere in der Kaltstartphase verschlechtert werden, so dass der Treibstoffverbrauch höher ist, als die Vorteile, die durch den Austausch von Wärme zwischen Kühlmittelkreislauf und Getriebeöl erreicht werden. So hat beispielsweise die SAE 2011-01-1171 Untersuchung gezeigt, dass die Kühlmitteltemperatur langsamer steigt als die Schmieröltemperatur innerhalb eines Automatikgetriebes. Um dies zu überwinden, kann es vorteilhaft sein, wenn zusätzlich zu der verbesserten Isolation des Schmiersystems der Wärmeaustausch zwischen Kühlmittel und Getriebeöl unterbrochen wird, wenn die Kühlmitteltemperatur geringer ist als die Schalttemperatur eines Kühlkreislaufthermostats, wodurch ein externer Wasserkühler zugeschaltet wird, und wenn der Kühlmittelfluss durch den Kühlmittelgetriebeölwärmetauscher erst dann geöffnet wird, wenn die Kühlkreislaufthermostatterperatur überschritten ist und somit das Kühlmittel deutlich erwärmt ist, insbesondere erst dann, wenn ein Wär-

meaustausch vom Kühlmittel zum Öl stattfinden kann, d.h. wenn die Temperatur vom Kühlkreislauf nur geringfügig unter der Temperatur des Kühlkreislaufthermostates liegt. Somit ist sichergestellt, dass ein Wärmeübergang bzw. eine Erwärmung des Schmieröls durch den Kühlkreislauf erst dann stattfindet, wenn der Kühlkreislauf entsprechend warm geworden ist, bzw. eine Kühlung des Ölkreislaufs erst dann stattfindet, wenn das Fahrzeug in einer Warmlaufphase angekommen ist.

Gemäß einer weiteren vorteilhaften Weiterbildung kann im Falle eines Getriebebeschmiersystems das Getriebe ein Handschaltgetriebe sein und die Ölpumpenfunktion kann durch die Verdrängungswirkung eines Zahnradpaares, insbesondere eines Getriebeendanztriebs, erbracht werden. Hierbei kann vorteilhaft eine Öldruckleitung auf der Seite angeordnet sein, auf der sich die beiden Zahnflanken aufeinander zu bewegen und eine Ölrücklaufleitung kann auf der Seite angeordnet sein, auf der sich die beiden Zahnflanken voneinander weg bewegen.

Vergleichbar mit Automatikgetrieben sind auch Schaltgetriebe deutlich effizienter und verbrauchsärmer, wenn die Öltemperatur der Getriebe erhöht ist. Allerdings weisen typische Schaltgetriebe keine separate Ölpumpe auf, wie sie beispielsweise in Automatikgetrieben vorhanden sind, so dass das Öl in einem Schaltgetriebe nicht durch einen Wärmetauscher gepumpt werden kann und ein effektiver Schmierkreislauf in Schaltgetrieben nicht vorhanden ist. Zum einen können zusätzliche elektrische Ölpumpen vorgesehen sein, um einen Ölkreislauf und insbesondere einen Wärmeeintrag durch eine Wärmequelle für die Getriebebeschmierung zur Verfügung zu stellen, jedoch benötigt dies zusätzlichen Bauraum, zusätzliche Kosten und verbraucht mehr elektrische Energie, die einen Teil der Treibstoffreduzierung durch die verbesserte Schmierung wieder auffrisst. Aus diesem Grund kann entsprechend der vorteilhaften Weiterentwicklung zum einen ein Schmierkreislauf für ein Schaltgetriebe vorgeschlagen werden, bei dem ein Wärmetauscher mit einem Kühlsystem verbunden ist, der das

Öl im Ölsumpf des manuellen Schaltgetriebes schneller erwärmt. Um eine Ölpumpenwirkung herzustellen, kann ein Ölsaugrohr, das Öl zum externen Öltauscher führt, in der Nähe eines Getriebeendzahnrades angeordnet sein, wobei die Zahnräder sich zueinander bewegen und dadurch einen Druck erzeugen können, der für die Ölpumpenwirkung genutzt werden kann. Die Rückleitung vom Ölwärmetauscher kann an einem entgegengesetzten Ende des Getriebeendtriebs vorgesehen sein, wo Zahnräder sich voneinander weg bewegen, wobei sie einen Unterdruck erzeugen und eine Ölansaugwirkung bereitgestellt werden kann. Hierdurch lässt sich ohne zusätzlichen Aufwand eine Ölpumpenwirkung zum Betrieb eines Schmierkreislaufs zur Verfügung stellen, wobei durch eine externe Wärmequelle und eine verbesserte Isolation des Schmier-systems ein niedrigerer Verbrauch erreicht werden kann.

Blow-by-Gase sind Gase, die vom Zylinderbrennraum am Kolben vorbei in das Kurbelwellengehäuse gelangen können und die nicht direkt in die Umwelt abgegeben werden dürfen, um entsprechende Abgasnormen zu erfüllen. Diese Gase werden in der Regel in die Motorzuluft zurückgeleitet, und nicht in die Umwelt abgegeben, ohne vorher durch einen Katalysator gereinigt zu werden. Der am meisten bekannte Einsatz hierbei entspricht der sogenannten PCV, der positive crankcase ventilation. Dabei wird eine Kurbelwellenabgasöffnung mit der Luftzufuhr des Motors gekoppelt und ein Blow-by-Gasventil wird vorgesehen, dass das Kurbelwellengehäuse mit einer Frischluftzufuhr, typischerweise mit einem Luftfilter verbindet. Ein Nachteil dieser Konstruktion liegt darin, dass Frischluft in das Kurbelwellengehäuse eindringt und die Frischluft in den meisten Fällen kälter als die Kurbelwellentemperatur ist und demzufolge die Kurbelwelle entsprechend abkühlt, so dass die Viskosität des Schmieröl steigt und insbesondere in der Kaltstartphase eine höhere Reibung und damit ein erhöhter Kraftstoffverbrauch auftritt.

Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung kann die Wärmequelle eine Verbindungsleitung der Abgasleitung einer Verbrennungskraftmaschine mit einem

Kurbelgehäuse oder einem Motorblock umfassen, wobei das Kurbelgehäuse keine Verbindungsleitung zwischen Umgebungsluft und Kurbelgehäuse aufweist, so dass keine Abkühlung des Kurbelgehäuses durch die Umgebungsluft erfolgen kann. Durch das Kurbelgehäuse strömt somit mehr Abgas der Verbrennungskraftmaschine. Somit wird verhindert, dass Frischluft in das Kurbelwellengehäuse eintritt, die eine Ölschmier Temperatur herabsetzen könnte.

In vielen modernen Verbrennungskraftmaschinen insbesondere mit Turboaufladung sind Kolbenspritzkühlungsvorrichtungen vorgesehen, bei dem ein Ölkühlstrahl Öl aus dem Kurbelgehäuse oder durch eine Öffnung der Ölleitung im Pleuel auf die Unterseite des Zylinderkolbens mit hohem Druck spritzt, wenn hohe Drehzahlen oder hohe Lastphasen auftreten, um ein Verkoken des Motoröls, das sich hinter dem Kolbenring befindet, zu verhindern. In vielen Fällen wird die Kolbenspritzkühlung in Abhängigkeit von einem Motoröldruck gesteuert, so dass beispielsweise bei niedrigen Öldrücken, wie kleiner 2 Bar, kein Öl durch die Spritzdüsen austritt und die mechanische Leistung, die von der Ölpumpe aufgenommen wird, dadurch verringert wird. Nachteilig hieran ist, während einer Warmlaufphase der Öldruck an den Kolbenspritzdüsen relativ gering ist und aufgrund der niedrigen Motordrehzahlen keine Kolbenspritzkühlung erfolgt. Wenn allerdings Öl durch die Kolbenspritzdüsen austreten würde, würde eine schnellere Erwärmung des Öls stattfinden können, die in Kombination mit einer verbesserten Isolierung, bei der die Ölgalerie und das Kurbelwellengehäuse bzw. die Kurbelwelle isoliert sind, zu einer deutlich verbesserten Ölerwärmung führen würde. Da die Öffnungen der Kühldüsen relativ gering sind, kann nur ein geringer Anteil des gesamten Ölflusses durch Kolbenspritzdüsen treten, normalerweise weniger als 30 % während eine Kolbenspritzkühlung aktiv ist.

Gemäß einer weiteren vorteilhaften Weiterbildung kann die Wärmequelle eine Kolbenspritzkühlung einer Verbrennungskraftmaschine umfassen, wobei ein Ölvolumenstrom, der durch Kolbenspritzdüsen an die Unterseite der Kolben der Verbrennungskraftmaschine gespritzt wird, den größten Ölvolumenstrom im

Motorschmiersystem darstellt, zumindest aber 30 % des von der Ölpumpe geförderten Ölvolumenstromes darstellt. Hierbei kann – sofern ein Katalysator vorgesehen ist – der Kolbenspritzdüsenölvolumenstrom reduziert werden, sobald die Katalysatortemperatur unter einem Light-off Temperaturgrenzwert, d.h. Anspringgrenzwerttemperatur des Katalysators liegt und der Kolbenspritzdüsenölvolumenstrom kann reduziert, insbesondere auf Null gesetzt werden, sobald ein vordefinierbarer Grenzöldruck unterschritten wird. Durch eine Erhöhung der Austrittsdüsenquerschnitte, die größer als normalerweise ausfallen, wobei ein Ölfluss durch den Kolbenspritzdüsenaustritt, der größer als 30 % des gesamten Ölflusses der Motorölpumpe beträgt, kann bei einer Steuerung der Ölflussmenge durch die Kolbenspritzdüsen unabhängig von der Motordrehzahl ein effizienter Wärmeeintrag in das Motoröl befördert werden. Wenn während der Kaltstartphase die Ölspritzdüsen offen sind, kann das Öl sich schneller erwärmen, wenn es auf die Unterseite der Kolben gespritzt wird, die den wärmsten Bereich des Motors darstellen und so eine deutlich verbesserte Schmierung in der Kaltstartphase ermöglichen.

In vielen Fällen wird bei einem Verbrennungsmotor Abwärme durch die Zylinderwände hindurch zu einer Wassermantelkühlung geführt, wobei die Wärme durch einen Wasserkühler eines Kühlmittelkreislaufs abgegeben wird. Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung kann die Wärmequelle zumindest einen Teil einer Ölleitung, insbesondere einer nicht isolierten Ölleitung, zwischen einem Brennraum einer Verbrennungskraftmaschine und einem Kühlmittelkanal umfassen. Insbesondere kann die Ölleitung zwischen einer Zylinderlaufbahn der Verbrennungskraftmaschine und einem Kühlmittelkanal im oberen Bereich der Zylinderlaufbahn angeordnet sein, wobei der Abstand zwischen dem unteren Ende der Ölleitung und dem oberen Ende der Zylinderlaufbahn, die mit der Dichtung des Zylinderkopfs abgedichtet ist, maximal 50 % des Kolbenhubes beträgt.

Gemäß der obigen Weiterbildung kann zumindest ein Teil der Ölleitung, die

zwischen Brennraum und Kühlmittelkanal angeordnet ist, einseitig von innen zur Seite des Kühlmittelkanals hin isoliert sein. Die Wärmeleitfähigkeit der einseitigen Isolierung kann deutlich geringer als die Wärmeleitfähigkeit der Strukturumgebung sein und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  betragen. Die Ölleitung kann insbesondere parallel zur Zylindermittelachse verlaufen.

Werden Ölführungskanäle zwischen der Zylinderinnenwand und der Wassermantelkühlung angeordnet, so können diverse Vorteile erreicht werden:

- Sofern das Öl eine höhere Temperatur als das Kühlmittel hat, wird die Zylinderwandtemperatur erhöht, was den Verbrennungsprozess deutlich erhöht und Wärmeverluste durch die Zylinderwand reduziert.
- Das Öl wirkt als Isolation, was die Zylinderwandtemperatur zusätzlich erhöht.
- Das durchgeführte Schmieröl wird deutlich stärker erwärmt, was die Reibung verringert und den Kraftstoffverbrauch reduziert.

In Kombination beispielsweise mit einer Kolbenspritzkühlung und einer Isolation der Ölgalerien und der Kurbelwelle und insbesondere durch Anordnung eines Wärmespeichers, kann beispielsweise auf einen aufwändigen Abgasölwärmetauscher verzichtet werden.

Sofern die Ölkanäle parallel zur Mittelachse des Zylinders angeordnet sind, können sie relativ einfach gefertigt, z.B. nachträglich gebohrt werden und es müssen keine komplexen Gussformen für die Zylindermäntel für umlaufende, waagerechte Kanäle zur Mittelachse bereitgestellt werden, die das Risiko tragen, dass durch Rückstände von Formsand empfindliche Teile des Ventiltriebs wie die Lager oder Magnetventile von Nockenwellenversteller beschädigt werden können. Des Weiteren kann durch einen parallelen Verlauf der Ölkanäle eine effektive Erwärmung erreicht werden, da das Öl vom kälteren, unteren Ende zum heißen, oberen Endbereich fließen und somit einen Temperaturgradienten

durchlaufen und entsprechend heiß erwärmt werden kann. Durch eine halbseitige Isolation der Ölführungskanäle gegenüber der Wassermantelkühlung kann die Effizienz der vorgeschlagenen Maßnahmen deutlich erhöht werden.

Gemäß einer weiteren vorteilhaften Weiterbildung kann ein Wärmespeicher für das Getriebeöl umfasst sein, der bevorzugt eine Kammer mit einem Phasenwechselmaterial aufweist, und der einen Kühlmittelwärmetauscher zur Erwärmung des Getriebeöls mit Kühlmittel in einer Einheit baulich integriert.

Der Wärmetauscher benötigt einen großen Bauraum, wobei in einer Kaltstartphase heißes Fluid, welches in dem Tank gespeichert ist, mit Rücklauf fluid gemischt wird, so dass die Gesamttemperatur innerhalb des Wärmespeichers herabgesetzt wird, da das heiße Öl von kaltem Schmieröl ersetzt wird. Aus diesem Grund sind in zahlreichen Wärmespeichern komplexe Ölführungskanäle vorgesehen, um die Bewegung des Motoröls zu steuern, wie beispielsweise in der DE 87108302 A beschrieben wird.

Es bietet sich vorteilhaft an, im Wärmespeicher mit einem bereits vorhandenen großen Volumen und einer entsprechend guten Isolierung einen Wärmetauscher für zumindest zwei Fluide zu integrieren. Als wärmeabgebendes Fluid könnte insbesondere Abgas und/oder Kühlmittel in Frage kommen, als wärmeaufnehmendes Fluid Motoröl und/oder Getriebeöl in Frage kommen. Bevorzugt ist ein Abgas-/Motoröl-Wärmetauscher und ein Kühlmittel-/Getriebeöлтаuscher denkbar, aber auch eine Kombination hiervon, z.B. ein Kühlmittel-/Getriebeöl-/Motoröl-Wärmetauscher oder ein Abgas-/Motoröl-/Getriebeöl-Wärmetauscher. Die zumindest zwei Fluide können vorteilhafterweise durch eine Kammer mit einem Phasenwechselmaterial miteinander gekoppelt sein. Ein Phasenwechselmaterial hilft, eine bevorzugte Kopplungstemperatur einzustellen und Wärme bzw. Kälte zu speichern. Durch die Aufnahme von Wärme aus dem wärmeabgebenden Fluid schmilzt das Phasenwechselmaterial und das wärmeabgebende Fluid wird gekühlt. Wenn die Temperatur sinkt, gefriert das Phasenwechselmaterial wieder durch Wärmeabgabe an das wärmeaufnehmende Fluid, so

dass dieses erwärmt wird. Das Ergebnis ist eine Speicherung von Wärmeenergie, ein verzögerter Wärmeübergang und eine bevorzugte Wärmeübergangstemperatur.

Auf das Getriebeschmiersystem mit dem Wärmespeicher aufsetzend kann in einer weiteren vorteilhaften Ausbildung der Erfindung der mit dem Wärmespeicher baulich integrierte Kühlmittelwärmetauscher als Plattenwärmetauscher ausgeführt sein, wobei jeweils die beiden äußeren ersten Platten Kühlmittel führen und zwischen der jeweils nächsten, zweiten Platte nach innen Getriebeöl geführt wird und zwischen der jeweils nächsten, dritten Platte nach innen ein Phasenwechselmaterial angeordnet ist, und zwischen der jeweils nächsten, vierten Platte nach innen Motoröl geführt wird, wobei des Weiteren bevorzugt zwischen einer jeweils nächsten, fünften Platte nach innen ein Phasenwechselmaterial angeordnet ist, und weiterhin zwischen jeweils einer nächsten, sechsten Platte nach innen Getriebeöl geführt wird, und weiterhin zwischen einer jeweils nächsten, siebten Platte nach innen Kühlmittel geführt wird, wobei sich die Reihenfolge weiterer Lagen wie vorstehend angegeben beliebig fortsetzen kann. Es ist alternativ denkbar, den Kühlmittelwärmetauscher als Rohrwärmetauscher auszuführen, wobei beispielsweise in einem inneren Rohr Kühlmittel, in einer konzentrisch hierzu geführten äußeren Hohlzylinderwandung Getriebeöl, in einer weiteren konzentrischen Hohlzylinderwandung ein Phasenwechselmaterial und in einer weiteren konzentrischen Hohlzylinderwandung Motoröl. Bei Bedarf kann der konzentrische Aufbau des Rohrwärmetauschers wiederholt werden oder der Rohrwärmespeicher mäanderförmig geführt werden.

Durch eine Verwendung einer einfachen Plattenwärmetauschertechnologie, bei denen verschiedene Fluide wie Motoröl, Getriebeöl, Kühlmittel, Phasenwechselmaterial in verschiedenen Schichten geführt werden, wobei das heißeste Fluid durch Phasenwechselmaterial flankiert ist, und dieses wiederum von Getriebeöl flankiert ist und dieses wiederum von Kühlfluid flankiert ist und der

Fluss all dieser Fluide derart gesteuert wird, dass das Getriebeöl nicht mehr fließt, wenn eine Motoröltemperatur unter einem vorbestimmten Motorölgrenzwert fällt und das Kühlmittelfluid nicht mehr fließt, wenn eine Kühltemperatur unter einem vorbestimmten Kühltemperaturgrenzwert fällt, kann eine verbesserte Aufheizung der verschiedenen Schmieröle und geringere Abgasemissionen und Kraftstoffverbrauch erreicht werden.

Auf das Getriebeschmiersystem mit dem Wärmespeicher aufsetzend können in einer vorteilhaften Weiterbildung ein oder mehrere Ventile, insbesondere ein Kühlmittelventil und/oder ein Getriebeölventil zur Steuerung des Fluidstroms durch die verschiedenen Kanäle des Wärmespeichers vorgesehen sein, so dass eine Kühlmittelzufuhr unterbrochen wird, wenn die Kühlmitteltemperatur kleiner ist als eine erste Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere  $90^{\circ}\text{C}$  und wenn die Getriebeöltemperatur höher ist als die Kühlmitteltemperatur, und dass die Getriebeölzufuhr unterbrochen wird, wenn einer Motoröltemperatur unter einer ersten Motorölgrenztemperatur, insbesondere kleiner  $120^{\circ}\text{C}$ , liegt.

Auf das Getriebeschmiersystem mit dem Wärmespeicher aufsetzend kann in einer weiteren vorteilhaften Weiterbildung die Getriebeölzufuhr zum Wärmespeicher geöffnet werden, sobald die Motoröltemperatur eine zweite Wärmetauscher-Motorölgrenztemperatur, insbesondere grösser als  $120^{\circ}\text{C}$ , erreicht wird. Des Weiteren kann die Getriebeölzufuhr zum Wärmespeicher geschlossen werden, sobald die Motoröltemperatur eine untere dritte Wärmetauscher-Motorölgrenztemperatur, insbesondere kleiner als  $90^{\circ}\text{C}$ , erreicht hat. Daneben kann bevorzugt eine Kühlwasserzufuhr zum integrierten Wärmespeicher geöffnet werden, sobald die Getriebeöltemperatur niedriger als die Kühlmitteltemperatur ist und die Kühlwasserzufuhr zum integrierten Wärmespeicher kann geschlossen werden, sobald die Getriebeöltemperatur grösser ist als die Kühlmitteltemperatur.

Abgasölwärmetauscher sind relativ kostspielig und komplex, da sie hohe Temperaturen und hohe Drücke und der Gefahr von Leckagen bzw. von Feuerent-

zündung entgegenwirken müssen. Es müssen aufwendige Maßnahmen zur Verhinderung von Korrosionen und Verschmutzung durch die Abgase ergriffen und eine Ansammlung von Wasser, das gefrieren kann, muss verhindert werden. Durch eine einteilige Ausführung eines Abgasölmwärmetauschers von Motoröl und Getriebeöl in einer einzigen Baueinheit, wobei eine Abgasbypassleitung mit Abgasbypassventil angeordnet wird, so dass eine Durchleitung von Abgasen durch den Abgasölmwärmetauscher schaltbar ist, sofern die Motoröltemperatur oder die Getriebeöltemperatur ein Maximum erreicht, kann eine optimale Steuerung der Aufheizung insbesondere bei hohen Lasten und der Kaltstartphase erreicht werden. Hierdurch kann wiederum eine verbesserte Schmierung erreicht werden.

Gemäß einer vorteilhaften Weiterentwicklung der Erfindung kann ein Abgas-/Ölmwärmetauscher für Motoröl und Getriebeöl einteilig ausgeführt sein. Dabei kann es weiterhin vorteilhaft sein, wenn der Wärmetauscher im Gegenstromprinzip durchströmt wird, insbesondere Motoröl und Getriebeöl im Gegenstrom den Wärmetauscher durchströmen, und bevorzugt der Bereich des Getriebeöl-abgaswärmetauschers abgasseitig stromabwärts vom Bereich des Motoröl-abgaswärmetauschers angeordnet ist. Der Abgas-/Ölmwärmetauscher kann abgasseitig mit einer Abgasbypassleitung und zumindest einem Abgasbypassventil versehen sein, so dass ein Abgasstrom durch den Bereich des Motoröl-abgaswärmetauschers bei Überschreiten einer vordefinierbaren ersten Wärmetauscher-Motorölgrenztemperatur, insbesondere von 120°C, unterbrochen wird. Der Abgasstrom kann durch den Bereich des Getriebeöl-Abgaswärmetauschers bei Überschreiten einer vordefinierbaren ersten Wärmetauscher-Getriebeölgrenztemperatur, insbesondere von 90°C, unterbrochen werden.

Durch die Integration von Getriebe- und Motorölmwärmetauscher in einer Baueinheit mit einem Gehäuse mit einer schaltbaren Abgasbypassleitung kann eine Erwärmung/Kühlung des Öls durch Beeinflussung des Abgasstroms gesteuert werden. So kann der Abgasstrom über die Bypassleitung geleitet werden, wenn

das Motoröl oder das Getriebeöl eine Grenztemperatur erreicht hat.

Gewöhnliches Kühlmittel hat den Nachteil, dass bei maximalen Temperaturen in der Verbrennungskammer die Gefahr besteht, dass das Kühlmittel zu kochen beginnt, so dass die Brennraumwandtemperaturen begrenzt werden müssen, um zu verhindern, dass einzelne Bauteile thermisch überlastet werden und um ein lokales Überhitzen oder einen Schaden des Motors zu verhindern.

Gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausbildung der Erfindung kann das Kühlmittel des Kühlmittelkreislaufs ein Phasenwechselmaterial umfassen, das eine Schmelztemperatur über  $0^{\circ}\text{C}$  und einer Siedetemperatur von mindestens  $120^{\circ}\text{C}$  aufweist, bei dem die Dichte mit steigender Temperatur, insbesondere beim Phasenübergang von fest zu flüssig, steigt. Der mit diesem Phasenwechselmaterial gefüllte Kühlmittelkreislauf kann in der zu kühlenden Verbrennungskraftmaschine derart integriert sein, dass keine zu anderen Bauteile führende Verbindungsleitungen vorhanden sind. Dabei kann ein erster Kühlmittelkreislauf mit dem Phasenwechselmaterial von einem zweiten Kühlmittelkreis umgeben sein und durch diesen gekühlt werden, wobei der zweite Kühlmittelkreis mit Kühlmittel mit einer Schmelztemperatur von zumindest unterhalb  $-30^{\circ}\text{C}$  gefüllt ist, und der zweite Kühlmittelkreislauf kann außerhalb der Verbrennungskraftmaschine angeordnete Bauteile, insbesondere einen Kühler, aufweisen.

Ein Phasenwechselmaterial kann eine höhere Siedetemperatur als Wasser bereitstellen, so dass der Einsatz eines solches Materials im Kühlmittelsystem eine höhere Spitzentemperatur in dem Verbrennungsraum ermöglicht. Allerdings weist Phasenwechselmaterial eine niedrige spezifische Wärmekapazität und eine schlechtere Wärmeleitfähigkeit oder beides auf, so dass große Kühler, Pumpen und Verbindungsleitungen im Kühlkreislauf benötigt werden. Des Weiteren kann kein Phasenwechselmaterial verwendet werden, das bei Umgebungstemperaturen zwischen  $-40^{\circ}\text{C}$  und  $0^{\circ}\text{C}$  einen festen Aggregatzustand annimmt, da im festen Zustand bei hohen Lasten keine Abwärme zum Kühler transportiert werden kann. Hierzu ist zunächst notwendig, dass das Phasen-

wechsellmaterial schmilzt, was schwer zu erreichen ist, insbesondere in den Teilen des Kühlsystems, die sich außerhalb der Verbrennungskraftmaschine, beispielsweise im Kühler, befinden. Daher wird nach vorgenannter Ausführungsform vorgeschlagen, dass ein Phasenwechselmaterial mit einer Schmelztemperatur zwischen 40°C und 120°C verwendet wird, was nur innerhalb eines inneren Kühlkreislaufs eingesetzt wird, so dass das Phasenwechselmaterial in einer Kaltstartphase sehr schnell an seinen Schmelzpunkt gelangt und flüssig wird und während der Kaltstartphase bereits Wärme abtransportieren kann. Der innere Kühlkreislauf ist mit einem äußeren Kühlkreislauf durch einen Wärmetauscher verbunden, wobei in dem äußeren Kühlkreislauf beispielsweise konventionelles Kühlmittel mit einer Schmelztemperatur von unter -30°C eingesetzt werden kann. Hierdurch kann der Vorteil einer erhöhten Innenraumtemperatur erreicht und trotzdem eine stabile und effiziente Kühlung bei einem Schmiersystem mit verbesserter Isolation eingesetzt werden.

Ein Kühlsystem mit getrennten Kühlkreisläufen zur verbesserten Erwärmung, wobei das Kühlmittel durch einen Zylinderkopf und durch einen Zylinderblock separat verlaufen, ist beispielsweise aus dem JSAE Review 23 (2002) S. 507–511 bekannt. Während einer Warmlaufphase kann beispielsweise der Kühlmittelkreislauf durch den Zylinderblock oder Motorblock unterbrochen sein, wobei bei höheren Temperaturen das Kühlmittel durch den Zylinderkopf parallel durch den Zylinderblock fließt und von dort zum Wasserkühler gelangt. Allerdings beinhaltet dies den Nachteil, dass sich das Kühlmittel während einer Kaltstartphase im Zylinderblock nicht bewegt und damit lokale Überhitzungen auftreten können, insbesondere unter hoher Motorlast während des Kaltstarts. Des Weiteren wird das Kühlmittel aufgrund von Konvektionen dahingehend nachteilig bewegt, dass es bei einem kombinierten Durchströmen von Zylinderkopf zum Zylinderblock von oben nach unten strömt und damit in Gegenrichtung zur Konvektion, d.h. zum Wärmefluss, der von unten nach oben wirkt, was den Strömungswiderstand auf die Motorpumpe erhöht und eine zusätzliche mechanische Last und einen zusätzlichen elektrischen Verbrauch der Wasserpumpe

bedingt.

Gemäß einer vorteilhaften Weiterbildung können ein Zylinderkopfkühlmittelkanal und ein Zylinderblockkühlmittelkanal des Kühlkreislaufs einer Verbrennungskraftmaschine baulich getrennt ausgeführt sein, um eine Beschleunigung der Kühlmittelaufheizung zu erreichen. Dabei strömt während einer Aufwärmphase unterhalb einer ersten Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere unter 90°C, ein Kühlmittel zuerst durch den Zylinderkopf zur Aufheizung und von dort durch einen Zylinder-/Motorblock, wo das warme Kühlmittel eine Zylinderwand aufheizt, um Wandwärmeverluste zu reduzieren, und dort wird es einer Kühlmittelpumpe zugeführt. Bei Erreichen der ersten Kühlmittelgrenztemperatur kann im Zylinderkopf ein erstes Kühlmittelstromrichtungsthermostat geöffnet werden und zumindest ein Teilvolumenstrom des Kühlmittels kann an einen Kühler geleitet werden. Bei Erreichen einer zweiten Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere über 100°C, kann ein zweites Kühlmittelstromrichtungsthermostat, insbesondere ein 3-Wegethermostat am bisherigen Ausgang des Zylinder-/Motorblockes eine Verbindung zum Eingang der Kühlmittelpumpe schließen und eine Verbindung zum Ausgang der Kühlmittelpumpe herstellen, so dass das Kühlmittel im Zylinder-/Motorblock in entgegengesetzter Richtung wie das Kühlmittel im Zylinderkopf strömt, und ein vereinigter Kühlmittelstrom von Zylinderkopf und Zylinder-/Motorblock durch den Kühler geleitet wird.

Demzufolge wird in der vorgeschlagenen Ausführungsform das Kühlmittel zunächst durch den Zylinderkopf geführt, wobei am Ende des Zylinderkopfs das Kühlmittel zurück in den Motorblock geführt wird, so dass der Zylinderblock durch das bereits im Zylinderkopf erwärmte Kühlmittel ebenfalls erwärmt wird und somit eine Verbesserung des Verbrennungsprozesses stattfindet, da der Zylinderkopf sich typischerweise wesentlich schneller erwärmt und wärmer ist als der Zylinderblock – auch aufgrund dessen, dass die Wassermantelkühlung im Zylinderkopf wesentlich weniger Raum einnimmt und heiße Abgase ebenfalls durch den Zylinderkopf geführt werden – so dass die größte Abwärme dort

entsteht. In einem weiteren Schritt kann das Kühlmittel sich schneller erwärmen. Wenn das Kühlmittel warm genug ist, kann ein Kühlmittelthermostat die Kühlmittelflussrichtung derart verändern, dass Kühlmittel durch einen Wasserkühler fließt und wenn der Motorblock warm genug wird, kann das Kühlmittel parallel durch den Motorblock und den Zylinderkopf fließen, so dass eine maximale Kühlung durch die Wasserkühler erfolgen kann. Somit wird eine ausreichende Kühlung und eine schnelle Erwärmung bzw. eine gleichmäßige Erwärmung des Motorblocks erreicht, so dass das Schmieröl schneller erwärmt wird.

In einer weiteren Ausführungsform des Schmiersystems wird vorgeschlagen, dass der Kolben einer Verbrennungskraftmaschine auf der Innenseite zumindest eines Kolbenschaftes durch eine Isolierung isoliert ist, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Isolierung 5% oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit des Kolbenschaftes ist und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  ist, wobei bevorzugt die Innenseite des Kolbenbodens nicht isoliert ist. Somit wird eine Isolierung eines zu schmierenden oszillierenden Bauteils vorgeschlagen, so dass der in der Kaltstartphase einer kalten Zylinderseitenwand zuweisende Kolbenschaft isoliert, allerdings der sich schnell erwärmende Kolbenboden nicht isoliert ist. Somit kann ein zusätzlicher Wärmeeintrag in das Öl bereitgestellt und eine Isolierung zur Verhinderung einer Abkühlung gegenüber dem kalten Zylinderblock erreicht werden. Insbesondere bei einer Kolbenspritzkühlung, bei der eine hohe Menge von Öl mit dem Kolbenboden in Berührung kommt, ist ein derartig isolierter Kolben zur schnellen Erwärmung vorteilhaft.

Ist ein Wärmespeicher vorgesehen, um Öl in einem gewünschten Temperaturbereich zwischen zu speichern, so kann zur Aufheizung oder Kühlung vorteilhafterweise ein Abgaswärmetauscher vorgesehen sein, der zumindest dreivolumig bzw. dreikanalig oder mit drei Kammern ausgeführt ist, und der baulich in dem Wärmespeicher (14) integriert sein kann. Der Abgaswärmetauscher kann ein erstes Volumen umfassen, dass von zumindest einem ersten Abgasteilstrom durchströmbar ist, wobei das erste Volumen durch eine erste Trennwand

begrenzt oder von einer ersten Trennwand umgeben ist, wobei auf zumindest einer der Seiten der ersten Trennwand, die nicht mit dem Abgasteilstrom in Verbindung steht, ein Phasenwechselmaterial in einem zweiten Volumen angeordnet sein kann, das von einer zweiten Trennwand begrenzt oder von einer zweiten Trennwand umgeben ist, wobei auf zumindest einer der Seiten der zweiten Trennwand, die nicht mit dem Phasenwechselmaterial in Verbindung steht, Schmieröl durch ein drittes Volumen strömbar ist. Eine Anordnungsreihenfolge von ersten, zweiten und dritten Volumen bzw. Kanälen in umgekehrter Reihenfolge, (d.h. z.B. die Reihenfolge: erstes Volumen, zweites Volumen, drittes Volumen, zweites Volumen, erstes Volumen, zweites Volumen, drittes Volumen etc.) kann zumindest einmal, insbesondere wiederholt fortgesetzt werden. Das Phasenwechselmaterial kann zumindest ein Zuckeralkohol wie Erythrit, Threit oder ein Paraffin, oder ein Salz wie ein Hydrat, Nitrat, Hydroxyd oder ein Chlorid wie Magnesiumchloridhexahydrat oder Magnesiumnitrat hexahydrat umfassen, dessen latente Schmelzwärme größer ist als die Wärme, die der Wärmespeicher aufgrund der Temperaturdifferenz einer ersten unteren Ölgrenztemperatur von 50°C und einer ersten oberen Ölgrenztemperatur von 90°C speichern kann. Vorteilhafterweise kann die Schmelztemperatur des Phasenwechselmaterials niedriger sein als die erste obere Ölgrenztemperatur, und bevorzugt, sofern die Schmelztemperatur des Phasenwechselmaterials größer 100°C ist, das Phasenwechselmaterial Erythrit mit einer Schmelztemperatur von ca. 120°C ist, so dass im Kaltstart eine höchstmögliche Temperatur im Wärmespeicher in kurzer Zeit erreichbar ist. Durch einen derartigen, im Wärmespeicher integrierten Dreikammer-Wärmetauscher mit einer indirekten Kopplung von Öl und Abgas über ein Phasenwechselmaterial wird ein direkter Wärmeübergang von sehr heißem Abgas zum Öl umgangen, da das Phasenwechselmaterial als Wärmepuffer dient. Hierdurch wird eine lokale Überhitzung des Öls durch das Phasenwechselmaterial (PCM – phase change material) als Dämpfungsschicht verhindert. Des Weiteren wird eine Erhöhung der Isolierung und Abdichtung geschaffen, so dass ein direkter Kontakt von Öl und Abgas verhindert wird. Das PCM-Material, beispielsweise Magnesiumchloridhexahyd-

rat ( $\text{MgCl}_2 \times 6 \text{ H}_2\text{O}$ ) ist unbrennbar und reduziert somit eine Entflammungsgefahr. Der Abgaswärmetauscher kann konstruktiv als Plattenwärmetauscher einfach konstruiert und in dem Wärmespeicher integriert werden. Die Isolation des Wärmespeichers isoliert den Wärmetauscher, so dass dieser im Kaltstart sehr schnell eine effektive Wärmeübertragung gewährleisten kann, ohne dass das Abgas die Wandung des Wärmetauschers selbst aufheizen muss.

Der vorgenannte Wärmetauscher kann bevorzugt als Rohrwärmetauscher ausgeführt sein, mit zumindest drei ineinander geschobenen Röhren ausgestaltet sein. So können die Rohre doppelwandig ausgeführt sein und sich ein Phasenwechselmaterial im Zwischenraum zwischen dem inneren Rohr und dem äußeren Rohr angeordnet sein. Hierdurch lässt sich eine Trennung, kompakte Bauweise und einfache Herstellung leicht erreichen. Falls eine Leckage auftreten würde, wäre gesichert, dass keine Flüssigkeit in den Wärmespeicher austreten könnte, da eine Leckage höchstens bis zu einer PCM-Kammer vordringen könnte.

In einer vorteilhaften Weiterbildung der vorgenannten Ausführung mit Wärmespeicher mit integriertem Abgas/Ölwärmetauscher kann zumindest eine der Abgasanschlussleitungen des im Wärmespeicher integrierten Abgaswärmetauschers durch eine Keramikleitung von dem Wärmespeicher isoliert sein. Hierdurch wird die Isolationswirkung weiterhin verbessert und dadurch Wärmeverluste reduziert.

In einer vorteilhaften Weiterbildung kann eine Ölzulaufleitung eines Zylinderkopfes und / oder eines Turboladers stromabwärts vor der Wärmequelle mit einer Zylinderblock-Ölgalerie verbunden sein. Weiterhin kann in der Ölzulaufleitung des Zylinderkopfes und / oder des Turboladers ein Kühlmittelwärmetauscher angeordnet sein, der von Kühlmittel eines Kühlmittelkreislaufs durchströmbar ist. Durch die Führung der Zylinderkopf- und Turbolader-Ölzulaufleitung stromabwärts vor der Wärmequelle kann die Öltemperatur im Zylinderkopf und Turbo

auf einem niedrigen Niveau gehalten werden, da das Öl eine tiefstmögliche Temperatur vor einer Aufwärmung durch die Wärmequelle aufweist. Hierdurch reduziert sich im Zylinderkopf eine Reibung im Ventiltrieb, da eine Mischreibung vermieden wird, insbesondere bei den niedrigen Drehzahlen im Ventiltrieb. Im Turbolader wird die Gefahr von Ölleckagen in der Ansaugseite reduziert, so dass eine Neigung zur Glühzündung durch Ölpartikel verringert wird, insbesondere bei Benzinmotoren mit Direkteinspritzung.

In einer weiteren vorteilhaften Ausgestaltung kann ein Volumenstrom der Ölpumpe regelbar sein, wobei eine Förderleistung der Ölpumpe erhöht wird, um einen erhöhten Pumpvolumenstrom innerhalb eines Wärmespeichers zu erreichen, sobald eine Ölaustrittstemperatur des Wärmespeichers unterhalb einer vordefinierbaren Ölaustrittsgrenztemperatur von maximal 90° C liegt und eine Öleintrittstemperatur des Wärmespeichers oberhalb einer vordefinierbaren Öleintrittsgrenztemperatur von mindestens 90°C liegt. Es hat sich herausgestellt, dass im Falle einer vorgenannten relativ hohen Öltemperatur im Ölkreislauf kaum zu einer Verdrängung des kalten Öls durch das einströmende heiße Öl kommt, da das heiße Öl kurzschlussartig durch das kalte Öl hindurchströmt. Daher ist es im Falle eines heißen Öls insbesondere in einer Heißphase vorteilhaft, die Öl-Strömungsgeschwindigkeit durch Erhöhung der Pumpenförderleistung zu erhöhen, um eine höhere Strömungsgeschwindigkeit des heißen Öls und damit eine turbulente Strömung zu erzeugen, wobei das kalte Öl mit seiner laminaren Strömung besser verdrängt wird.

## ZEICHNUNGEN

Weitere Vorteile ergeben sich aus der vorliegenden Zeichnungsbeschreibung. In der Zeichnung sind Ausführungsbeispiele der Erfindung dargestellt. Die Zeichnung, die Beschreibung und die Ansprüche enthalten zahlreiche Merkmale in Kombination. Der Fachmann wird die Merkmale zweckmäßigerweise auch

einzelnen betrachten und zu sinnvollen weiteren Kombinationen zusammenfassen.

Es zeigen:

- Fig. 1** ein erstes Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Schmiersystems;
- Fig. 2** ein zweites Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Schmiersystems;
- Fig. 3** ein Ausführungsbeispiel eines Wärmespeichers für ein erfindungsgemäßes Schmiersystem;
- Fig. 4** ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Schmiersystems;
- Fig. 5** ein Ausführungsbeispiel einer Ölschmierleitungsführung im Zylinderkopf einer Verbrennungskraftmaschine für ein erfindungsgemäßes Ölschmiersystem;
- Fig. 6** ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Schmiersystems;
- Fig. 7** Ausführungsbeispiele eines Kühlmittelkreislaufs zum Einsatz in einem erfindungsgemäßen Schmiersystem;
- Fig. 8** Ausführungsbeispiele eines teilisolierten Kolbens einer Verbrennungskraftmaschine zur Verwendung in einem erfindungsgemäßen Schmiersystem;
- Fig. 9** ein weiteres Ausführungsbeispiel eines erfindungsgemäßen Schmiersystems.

In den Figuren sind gleiche oder gleichartige Komponenten mit gleichen Be-

zugszeichen beziffert.

Fig. 1 zeigt ein erstes Ausführungsbeispiel 100 eines erfindungsgemäßen Schmiersystems für eine funktionale Strukturumgebung 11, insbesondere für Schmierstellen wie Ölgalerie, Kurbelwelle, Lager oder einer metallischen Strukturumgebung 63 wie Getriebeteile mit Metallumgebung und Gehäuse. Ein derartiges Schmiersystem kann beispielsweise in einem Fahrzeug mit Verbrennungskraftmaschine, einem Elektrofahrzeug oder einem Hybridfahrzeug eingesetzt werden. Beispielhaft kann ein Kurbelwellengehäuse betrachtet werden, bei dem Kurbelwelle, Lagerschale, Pleuel und Gehäuse eine metallische Umgebung bilden, deren hoher spezifischer Wärmeleitwert Öl bei niedrigen Umgebungstemperaturen Wärme entzieht. Eine Innenisolation dieser Bereiche, insbesondere Bereiche mit Kontakt zur Außenluft kann ein Erwärmen des Öls beschleunigen.

In Fig. 1 ist Schmieröl in einem Ölspeicher 1 gelagert, das über einen Ölsieb 2 und eine elektrisch gesteuerte Pumpe 4 angesaugt wird. Zur Vermeidung eines Überdrucks ist ein Überdruckventil 5 nach dem Pumpenausgang angeordnet, das in einem Falle eines Überdrucks im Ölschmierkreislauf ein Zurücklaufen des Öls über die Pumpe 4 in den Ölspeicher 1 ermöglicht. Das Öl wird durch einen weiteren ÖlfILTER 6 und über eine Wärmequelle 7, in diesem Fall einen Abgas-Ölwärmetauscher geleitet, der eine Zuführleitung für thermische Energie 8 und eine Abführleitung 9 des Restenergiestroms aufweist. Dies kann beispielsweise ein Zuführungsrohr und ein Abführungsrohr zwischen einem Katalysator einer Brennkraftmaschine und dem Auspuff sein. Alternativ kann die Wärmequelle 7 auch ein Wärmetauscher zwischen Ölschmiersystem und Kühlmitteleislauf sein, wodurch in einer Kaltstartphase das Schmieröl stärker aufgewärmt werden kann. Nach der Wärmequelle 7 schließt sich zumindest eine Verbindungsleitung mit Schmierstellen 11 oder Ölgalerieleitung 10 an, die die zu schmierenden Stellen mit Schmieröl versorgt und die eine innere thermische Isolierung 13 aufweist, worin ein ölführender Innenteil 12 der Ölgalerie 10 ge-

führt ist. Somit ist der Außendurchmesser  $D$  wesentlich geringer als der Innendurchmesser  $d$ , da die Isolierung nach innen gerichtet ist und den Querschnitt reduziert, so dass das Verhältnis von Oberfläche zu Volumen verbessert und die Abgabe von Wärmeenergie an die Metallumgebung oder Strukturumgebung 11, 63 verringert wird. Zusätzlich können Gehäuseinnenwände, oszillierende Bauteile oder sonstige Metallbereiche, mit denen Schmieröl in Kontakt kommen kann, mit einer Isolierschicht versehen sein. Nach Durchführung des durch die Wärmequelle 7 erwärmten Öls durch eine isolierte Umgebung an die zu schmierenden Stellen wird das Öl in den Ölspeicher 1 zurückgeführt, wo es für den erneuten Kreislauf zur Verfügung steht. Durch eine thermische Isolierung von Ölgalerie 10, Schmierstellen 11 und Strukturumgebung 63 nach der Wärmequelle 7 wird die Abgabe von thermischer Energie an die Metallumgebung, wie z.B. Zylinderkopf oder Zylinderblock deutlich verringert, so dass bei einer Erwärmung in einer Kaltstarphase eine niedrige Viskosität und damit eine reduzierte Reibung erreicht werden können, was in einem verringerten Kraftstoffverbrauch und reduzierten Abgasemissionen der Verbrennungskraftmaschine resultiert. Im Falle eines Getriebes kann die Strukturumgebung 11, 63 Ölspeicher und Getriebewanne mit Getriebegehäuse sein und bewirkt eine verbesserte Leichtgängigkeit der Kraftübertragung. Zusätzlich kann der Ölspeicher 1 thermisch isoliert sein und weitere Teile, wie beispielsweise die zu schmierenden rotierenden oder oszillierenden Bauteile sowie deren umgebendes Gehäuse isoliert sein. Vorteilhafterweise sind die nach der Ölpumpe 4 angeordneten Bereiche größtenteils thermisch isoliert, insbesondere der unter Druck stehende Ölkreislaufbereich und die Bereiche, in denen die Wärmezufuhr durch die Wärmequelle erfolgt.

Aufbauend auf dem in Fig. 1 dargestellten Ausführungsbeispiel zeigt Fig. 2 eine Weiterentwicklung eines erfindungsgemäßen Schmiersystems, das auf der Struktur des Schmiersystems 100 der Fig. 1 aufbaut, und vergleichbar eingesetzt werden kann. Zusätzlich zu der in der Fig. 1 dargestellten Konfiguration ist in der Ölsaugleitung 3 zwischen Ölspeicher 1 und Ölpumpe 4 ein thermisch iso-

lierter Wärmespeicher 14 angeordnet, der zum Ölsaugrohr 3 parallel geschaltet ist, und der über ein Drei-Zwei-Schaltventil 15 in die Ölsaugrohrleitung 3 eingeschaltet werden kann. Im thermisch isolierten Wärmespeicher 14 kann Öl in einem erwärmten Zustand zwischengespeichert werden, um die Wärme und damit verbunden herabgesetzte Viskosität aufrecht zu erhalten, so dass eine verbesserte Aufheizung in der wärmeisolierten Strukturumgebung, wie Schmierstellen 11 und metallische Umgebung 63 wie Gehäuse, Bauteile etc. ermöglicht wird. Es kann beispielsweise während eines Kaltstarts Öl aus einem Wärmespeicher 14 entnommen werden, das eine Restwärme aufweist und damit eine niedrigere Viskosität als das im Ölspeicher 1 befindliche Öl, das die Umgebungstemperatur aufnimmt. Solch ein Wärmespeicher 14 kann hochisoliert beispielsweise vakuumisoliert ausgeführt sein, und vermischt sich beim Ablauf von Öl mit frisch zulaufendem kaltem Öl, wobei die Mischtemperatur des Öls im Wärmespeicher 14 sinkt.

Um einen Wärmespeicher beispielsweise, wie den in Fig. 2 dargestellten weiterhin zu verbessern, kann wie in Fig. 3 dargestellt ein thermisch hoch isolierter Wärmespeicher 14 verwendet werden, der einen Freilaufkolben 19 umfasst und den zylindrisch ausgeführten Wärmespeicher 14 in zwei verschieblich große Kammern 16a und 16b aufteilt. In der Kammer 16b kann beispielsweise kaltes Öl nachfließen und in der Kammer 16a warmes Öl gespeichert sein. Bei der Entnahme vom warmen Öl 16a bewegt sich der thermisch isolierte Freilaufkolben nach links und kaltes Öl kann in die Kammer 16b nachströmen, so dass die Druckverhältnisse im Wärmespeicher 14 konstant bleiben. Durch ein Vier-Drei-Wegeventil 20 können verschiedenen Betriebsarten für den wärmeisolierten Ölspeicher 14 eingestellt werden. So ist eine Entnahmeposition in linker Position, in mittlerer Position eine Verbindung der beiden Kammern und eine rechte Aufladeposition, in der Kammer 16a mit Öl aus einer Wärmequelle 7 befüllt und Öl aus Kammer 16b zurück in den Ölspeicher 1 entlassen werden kann, einstellbar. Die beiden Kammern sind zur Verhinderung von Überdruck mit vorgespannten Rückschlagventilen 22, 23 verbunden, so dass ein Überdruck in einer

Kammer in der anderen Kammer abgebaut werden kann. Die Isolierung 17 kann sehr aufwendig, z.B. als Vakuumisolierung ausgeführt werden, so dass ein Temperaturverlust beispielsweise von 100 auf 80°C bei 25°C Umgebungstemperatur innerhalb von mehr als 6 Stunden erfolgen. Somit ist sichergestellt, dass zumindest bei einem kurzfristigen Abstellen eines Fahrzeugs von weniger als 24 Stunden eine genügend warme Menge Schmieröl zur Verfügung steht, um schon in der Kaltstarphase eine optimale Schmierung zu gewährleisten.

In der Fig. 4 ist ein weiteres Ausführungsbeispiel 100 eines Schmiersystems für eine Verbrennungskraftmaschine dargestellt, das grundsätzlich dem Aufbau des in Fig. 1 dargestellten Schmiersystems 100 entspricht. Zusätzlich zu der Ausführungsform der Fig. 1 ist zwischen dem Ölfilter 6 und der Wärmequelle 7, die als Abgasölmwärmetauscher 60 ausgeführt ist, ein weiterer Wärmetauscher 24 als Kühlmittelwärmetauscher vorgesehen, der mit einem Kühlkreislauf 61 über einen Zwei-Zwei-Wegeventil 25 schaltbar verbunden ist. Ein Wärmeeintrag kann zum einen über den Kühlkreislauf 61 als auch über den Abgaswärmekreislauf in die Wärmequelle 7 erfolgen. Über eine Ansaugleitung 26 gelangt ein Kraftstoff-Luft-Gemisch in einen Zylinderkopf 27 eines Motorblocks 36, worauf das Abgas über einen Katalysator 28 in eine Abgasleitung 55 geführt wird. In der Abgasleitung 55 ist ein Drei-Zwei-Abgasbypassventil 29 angeordnet, bei dem der Abgasstrom zum einen über den Abgasmotorölmwärmetauscher 7, 60 geleitet werden kann oder zum anderen über eine Abgasbypassleitung 30 direkt an den Auspuff 31 zugeführt werden kann, insbesondere wenn eine Mindesttemperatur des Öls erreicht ist. Somit kann über die beiden Schaltventile, das Kühlmittelventil 25, das stromabwärts Richtung Ölspeicher 1 im Ölkreislauf angeordnet ist und über den Abgasölmwärmetauscher 7, 60, der stromaufwärts in Richtung Ölgalerie 10 und zu schmierende Bauteile 63 und Schmierstellen 11 angeordnet ist, einen Wärmeeintrag in das Motoröl erfolgen, so dass durch die hoch isolierten Ölgalerie in die Strukturumgebung 11, 63 erwärmtes und dadurch hochviskoses Öl an die zu schmierenden Stellen verteilt werden kann, bevor das Öl in den Ölspeicher 1 zurückgeführt wird.

In der Fig. 5a ist schematisch eine Verbrennungskraftmaschine 41 mit Motorblock 36 und Bauteile wie Zylinder mit Kurbelwelle 67, Pleuel 64 und Kolben 66 sowie Zylinderblock und Zylinderkopf 27 mit Einlass- und Auslassventilen dargestellt. Der Motorblock 36 weist eine Zylindermittelachse 58 auf, wobei der Zylinderkopf 27 einen Zylinderkopfflansch 35, einen Brennraum 34 und der Motorblock eine Zylinderlaufbahn 38 aufweist, in dem der Pleuel 64 die Kurbelwelle 67 mit dem Kolben 66 verbindet. Der Zylindermantel weist eine Wassermantelkühlung 65 mit Kanälen 37 für Kühlflüssigkeit auf, die beispielsweise in der Fig. 5b als Kühlmittelkanal 37 dargestellt sind.

In den Figs. 5b und 5c sind nur zwei Ausführungsbeispiele von Ölführungsleitung eines Schmiersystems 32 dargestellt, die im oberen Bereich des Brennraums 34 und zwar in der Höhe des halben Zylinderhubs 33 zwischen Zylinderaußen- und Zylinderinnenwand 62 und dem Kühlmittelkanal 37 der Wassermantelkühlung 65 verlaufen. Im oberen Bereich des halben Zylinderhubs im Zylinder befindet sich der Brennraum 34, der das schnellst erheizende Komponente in der Verbrennungskraftmaschine 41 darstellt, so dass Schmieröl dort besonders effektiv erwärmt werden kann, und dies als Wärmequelle 7 zur verbesserten Schmierung insbesondere während einer Kaltlaufphase dienen kann. Dabei zeigt Fig. 5b nicht isolierte Ölleitungen 32, die Wärme der Zylinderwand aufnehmen können und den Brennraum 34 thermisch gegenüber dem Kühlmittelkanal 37 isolierten. In der Fig. 5c wird eine weitere Ausführungsform dargestellt, die eine einseitig isolierte Ölleitung 32, 56 darstellt, wobei die Ölführungsleitung gegenüber dem Kühlmittelkanal 37 halbseitig isoliert ist und somit schneller erwärmt werden kann und eine bessere Isolierung von Zylinderwand 62 gegenüber dem Kühlmittelkanal 37 bietet, während Wärme der Zylinderinnenwand 62 in das Öl eingetragen werden kann.

Fig. 6 zeigt aufbauend auf der Ausführungsform der Fig. 1 ein weiteres Schmiersystem 100, das zusätzlich zu den in Fig. 1 dargestellten Komponenten einen hochisolierten Druckwärmespeicher 14 im druckführenden Bereich der

Ölschmierleitung nach der Wärmequelle 7 umfasst, der vor der wärmeisolierten Strukturumgebung 11, 63 mit Ölgalerie 12 angeordnet ist. Erwärmtes Öl kann in den Wärmespeicher 14 durch das Drei-Zwei-Wegeventil 15 schaltbar aufgenommen werden, und bei Bedarf z.B. in der Kaltstartphase wieder entlassen werden. Im Gegensatz zu der in Fig. 2 dargestellten Ausführungsform ist der Wärmespeicher 14 im Druckbereich des Ölschmiersystems 100 angeordnet, so dass insbesondere bei der Anfahrt nach einem nur kurzfristigen Stillstand von max. ein bis zwei Tagen hochviskoses warmes Öl zur Schmierung verfügbar ist, das nicht erst durch eine Wärmequelle 7 erwärmt werden muss. Im Gegensatz zu dem in Fig. 2 dargestellten Wärmespeicher 14 ist der in Fig. 6 dargestellte Wärmespeicher 14 für hohe Drücke ausgelegt und kann eine andere Konstruktion aufweisen.

Die Fig. 7 zeigt einen Kühlmittelkreislauf 61 in dem Kühlmittel durch eine Verbrennungskraftmaschine 41 entlang zweier Kühlmittelkanäle 37 durch einen Zylinderkopf 27 und durch einen Motorblock/Zylinderblock 36 geführt werden kann. Die Wärme des Kühlkreislaufs kann über einen Kühler 45 an einen zweiten Kühlmittelkreislauf 57 bzw. an einen Luftstrom abgegeben werden. Eine Kühlmittelpumpe 39 zwingt das Kühlmittel zum Umlaufen im Kühlmittelkreislauf 57 und zwei Schaltventile, nämlich das Zwei-Zwei-Kühlmittelstromrichtungsthermostat 44 und das Drei-Zwei-Kühlmittelstromrichtungsthermostat 40 bestimmen Richtung und Art des Kühlmittelverlaufs durch Zylinderkopf 27 und Motorblock 36.

In der Fig. 7a ist dargestellt, dass beispielsweise in einer Kaltstartphase das Kühlmittel über die Kühlmittelpumpe 39 zunächst durch den Zylinderkopf 27 und bei gesperrtem Kühlmittelstromrichtungsthermostat 44 durch den Motorblock 36 zurückfließt, so dass ein geschlossener Kreislauf gebildet ist, in dem keine externe Kühlung erfolgt und der Kühlmittelstrom antiparallel durch die Kühlmittelkanäle 37 des Zylinderkopfs 27 und Motorblocks 36 fließt.

Fig. 7b zeigt eine zweite Schaltmöglichkeit für einen Teillastbereich, in der zum

einen das Kühlmittel durch den Zylinderkopf 27 fließt und hiernach abgezweigt antiparallel durch den Motorblock 36 zurück zur Kühlmittelpumpe 39 sowie teilweise über einen -Wasserkühler 45 fließt, wodurch Zylinderkopf 27 gut gekühlt und Motorblock 36 geringer gekühlt werden kann.

In der Fig. 7c ist eine dritte Schaltvariante für einen Volllastbetrieb dargestellt, wobei das erste Kühlmittelrichtungsthermostat 44 offen und das zweite Kühlmittelrichtungsthermostat 40 ebenfalls offen sind, so dass der Kühlmittelstrom parallel durch Zylinderkopf 27 und Motorblock 36 fließen kann, so dass eine maximale Kühlleistung zur Verfügung gestellt werden kann. Die in den drei Schaltvarianten in Fig. 7a, 7b und 7c dargestellten Konfigurationen können bei unterschiedlichen Belastungs- oder Kalt- und Warmstartphasen einer Verbrennungskraftmaschine geschaltet sein, wobei Fig. 7a bei einer kalten Warmlaufphase zur schnellen Erwärmung dienen kann. Fig. 7b in einer mittleren Betriebsphase eine geringer Kühlwirkung und Fig. 7c ein Kühlkreislauf mit einer maximalen Kühlwirkung darstellt, so dass das Öl eines Schmiersystems in allen Lastfällen schnell erwärmt werden kann und eine niedrige Viskosität und optimale Schmierwirkung erreichen kann.

Des Weiteren zeigt Fig. 8 einen Kolben 66 einer Verbrennungskraftmaschine 41, der ringförmig auf der Innenseite des Kolbenschaftes 102 eine Isolierung 13 aufweist, die den Kolbenschaft 102 thermisch gegenüber der Zylinderinnenwand 62 isoliert. Die Wärmeleitfähigkeit der Isolierung 13 beträgt 5 % oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit des Kolbenschaftes 102. Im Gegensatz zum Kolbenschaft 102 ist die Innenseite des Kolbenbodens 103 nicht isoliert. Hierdurch kann in einer Kaltstartphase der Kolbenboden 103 schnell erwärmt werden, wobei beispielsweise bei Verwendung einer Kolbenspritzkühlung Öl, das auf die Unterseite des Kolbens gespritzt wird, sehr schnell erwärmt werden kann.

Die Fig. 9 stellt ein weiteres Ausführungsbeispiel eines Schmiersystems 100 dar, dass im Wesentlichen der Ausführungsform der Fig. 1 entspricht. Die Schier-

stellen einer Strukturumgebung 11 einer Verbrennungskraftmaschine umfassen eine Ölgalerie 10 mit einem ölführenden Innenteil 12, das durch die Ölgalerie 10 mit Schmieröl versorgt wird. Eine Ölzulaufleitung 104 zweigt von der Ölgalerie 10 ab und schmiert einen Zylinderkopf 27. Die Ölzulaufleitung 104 des Zylinderkopfes 27, die ebenso einen Turbolader schmieren könnte, ist stromabwärts eines Abgaswärmetauschers 60 als Wärmequelle 7 mit der Zylinderblock-Ölgalerie 10 verbunden. In der Ölzulaufleitung 104 des Zylinderkopfes 27 ist ein Kühlmittelwärmetauscher 24 angeordnet. Der Kühlmittelwärmetauscher 24 ist an einem Zu- und Ablauf 61a, 61b eines Kühlmittelkreislaufs 61 angeschlossen, der das Schmieröl bei Bedarf kühlen oder erwärmen kann. Hierzu ist zur Regelung des Wärmeaustausches des Kühlmittelwärmetauschers 24 ein Kühlmittel-Regelventil 25 vorgesehen.

Es wird darauf hingewiesen, dass die isolierten Ölleitungen in einem Ölversorgungsbereich angeordnet sind, die hinter der Ölpumpe, d.h. im druckführenden Leitungsbereich angeordnet sind. Diese Leitung hat zumindest an einigen Bereichen einen größeren Umfang als der Innendurchmesser der Leitung, so dass ein verbessertes Oberflächenvolumenverhältnis erreicht werden kann. Die Isolierung kann vorzugsweise aus Kunststoff oder Keramik bestehen und kann innen- oder außenwändig angeordnet sein. Die Wärmeleitfähigkeit der isolierten Bereiche der Verbindungsleitung liegt bei 5 % oder weniger als die der umgebenden Metallstruktur oder der Ölgalerie, wobei insbesondere Stahl oder Grauguss eine Wärmeleitfähigkeit von etwa 50 W/mK aufweist und somit die Isolation eine Wärmeleitfähigkeit von 2.5 W/mK, bevorzugt 1 W/mK oder weniger aufweisen sollte.

Die zu isolierenden weiteren Bereiche neben Zuführleitungen und den Schmierstellen sind insbesondere Getriebegehäuse oder bei einem Verbrennungsmotor das Kurbelwellengehäuse, die Ölwanne und die Ölgalerie. Zur thermischen Isolation von rotierenden oder oszillierenden Bauteile sind insbesondere Kurbelwelle, Kurbelwellenlager und Kurbelwellengehäuse, Nockenwellen und – Lager

und Getriebewelle und Zahnräder berücksichtigen – wobei bevorzugt die Bereiche zu isolieren sind, die mit Öl im Funktionsgebrauch regelmäßig benetzt werden. Es ist vorteilhaft, wenn keine Frischluft in das Kurbelwellengehäuse gelangt, so dass dieses zur kalten Außenluft abgeschlossen ist, und allenfalls Blow-by-Gase austreten, aber keine kalte Frischluft in das Kurbelwellengehäuse eindringen kann, um eine erhöhte oder beschleunigte Erwärmung zu ermöglichen.

Durch die Zusammenfassung von zwei Wärmetauschern von Motoröl und Getriebeöl und/oder zwei Wärmespeichern für Motoröl oder Getriebeöl lassen sich in einer Baueinheit eine höherwertige Isolation und eine erhöhte Bauteilqualität gegenüber Leckage oder Korrosion erreichen, wobei kritischer Bauraum eingespart werden kann. Wird im Kühlkreislauf ein Phasenwechselmaterial eingesetzt, so bietet es sich an, einen zweiten umhüllenden Kühlkreislauf vorzusehen, wobei der erste Kühlkreislauf mit erhöhter Temperaturen gefahren werden kann, und der zweite Kühlkreislauf dazu dient, den inneren Kühlkreislauf zu kühlen, wobei ein Einfrieren oder einen soliden Zustand des Phasenwechselmaterials verhindert werden kann, so dass eine Betriebsfähigkeit auch bei sehr niedrigen Außentemperaturen erreicht werden kann.

## Patentansprüche

1. Schmiersystem (100) zur Schmierung von rotierenden oder oszillierenden Bauteilen, mit zumindest einem Ölsaugrohr (3), das in einem Ölspeicher (1) angeordnet ist, einer Ölpumpe (4), einer Wärmequelle (7) und weiteren Verbindungsleitungen, die in einem Metallgehäuse baulich integriert sind, insbesondere einer Ölgalerie zur Verteilung von Schmieröl an die Bauteile, wobei bevorzugt der äußere Umfang der Verbindungsleitungen mindestens doppelt so groß wie der innere Umfang der Verbindungsleitung ist,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
zumindest eine Verbindungsleitung (10) innerhalb der Ölgalerie stromaufwärts der Wärmequelle inwandig durch eine Innenisolierung (13) isoliert ist, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Innenisolierung (13) 5% oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit der Verbindungsleitungen bzw. der übrigen Ölgalerie und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  beträgt und die Wärmequelle (7) abgeschaltet oder zumindest in ihrer Wärmeabgabe reduziert wird, wenn eine erste obere Ölgrenztemperatur erreicht wird.
2. System nach Anspruch 1  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
das Gehäuse des Schmiersystems, insbesondere ein Kurbelgehäuse oder ein Getriebegehäuse, durch eine Innenisolierung (13) isoliert ist, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Innenisolierung (13) 5% oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit einer Strukturumgebung (11, 63), insbesondere die Wärmeleitfähigkeit einer Schmierstelle, eines Gehäuses, der zu schmierenden Bauteile, einer Metallumgebung, ist und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  ist.

3. System nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
der Ölspeicher (1) durch eine Innenisolierung (13) isoliert ist, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Innenisolierung (13) 5% oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit des Ölspeichers (1) ist und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  ist, oder dass der Ölspeicher (1) komplett oder zumindest teilweise aus einem isolierenden Material gefertigt ist, welches eine Wärmeleitfähigkeit von bevorzugt höchstens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  hat.
  
4. System nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
zumindest eines der zu schmierenden, rotierenden oder oszillierenden Bauteile durch eine Außenisolierung (13) isoliert ist, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Außenisolierung (13) 5% oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit der zu schmierenden, rotierenden oder oszillierenden Bauteile ist, und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  ist.
  
5. System nach einem der vorhergehenden Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
ein hochisolierter Wärmespeicher (14), insbesondere mit einer mindestens 5mm dicken Wärmespeicherisolierung (17) mit einer Wärmeleitfähigkeit von unter  $0.01 \text{ W}/(\text{m K})$  umfasst ist, der insbesondere zwischen dem Ölsaugrohr (3) und der Ölpumpe (4) oder zwischen der Ölpumpe (4) und der Wärmequelle (7), oder zwischen der Wärmequelle (7) und einer Schmierstelle (11) angeordnet ist, wobei bevorzugt ein Temperaturverlust von Öl mit einer Temperatur von  $100^\circ\text{C}$  auf  $80^\circ\text{C}$  bei  $25^\circ\text{C}$  Umgebungstemperatur in mehr als 6 Stunden erfolgt.

6. System nach Anspruch 5, ,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

Ölanschlussleitungen und/ oder ein Außenmantel des Wärmespeichers (14) aus einem wärmeisolierenden Material mit einer Wärmeleitfähigkeit kleiner als  $20 \text{ W/(m K)}$  besteht und bevorzugt der Außenmantel des Wärmespeichers (14) doppelwandig ausgeführt ist und in dem Zwischenraum zwischen der Innenwand und Außenwand des Außenmantel eine Isolierschicht aus Aerogel angeordnet ist mit einer Wärmeleitfähigkeit von unter  $0.04 \text{ W/(m K)}$  und dass das mit Aerogel gefüllte Volumen einen Unterdruck zur Umgebung aufweist.

7. System nach Anspruch 5 oder 6,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

das Schmiersystem (100) ein Umleitungsventil (15) umfasst, so dass der Wärmespeicher (14) bei Erreichen einer zweiten oberen Ölgrenztemperatur außerhalb des Wärmespeichers (14) von mindestens  $90^\circ\text{C}$  mit Öl gefüllt wird und bei einem Kaltstart der zu schmierenden Bauteile unter einer vorgegebenen ersten unteren Ölgrenztemperatur von höchstens  $50^\circ\text{C}$  außerhalb des Wärmespeichers (14) das gespeicherte Öl im Wärmespeicher (14) an das Schmiersystem (100) abgegeben wird.

8. System nach einem der Ansprüche 5 bis 7,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
der Wärmespeicher (14) zylindrisch ausgeführt ist und einen Freikolben (19) aus wärmeisolierendem Material umfasst, der den Wärmespeicher (14) in zwei Kammern (16a, 16b) aufteilt, wodurch beim Füllen des Wärmespeichers (14) mit Öl oberhalb einer ersten oberen Ölgrenztemperatur von mindestens 90°C in die erste Kammer (16a) ein Ölvolumen aus der zweiten Kammer (16b) in das Schmiersystem (100) zurückgeschoben wird und beim Entleeren des Öls aus der ersten Kammer (16a) in einer Kaltstartphase unter einer ersten untern Ölgrenztemperatur von höchstens 50°C in das Schmiersystem (100) die zweite Kammer (16b) mit Öl gefüllt wird, so dass der Ölstand in dem Ölspeicher (1) nur unwesentlich beeinflusst wird, und der Wärmespeicher (14) bedarfsweise als Wärmequelle, insbesondere als Heizeinrichtung und als Wärmesenke, insbesondere Kühleinrichtung nutzbar ist.
9. System nach Anspruch 8,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
der Wärmespeicher (14) eingerichtet ist, ein Entleeren von Öl aus der ersten Kammer (16a) zur Ölkühlung zu bewirken, sobald Öl im Ölkreislauf eine zweite obere Ölgrenztemperatur von mindestens 110°C überschreitet und eine Öltemperatur von Öl in der ersten Kammer (16a) niedriger als die zweite obere Ölgrenztemperatur ist, so dass das aus dem Wärmespeicher (14) ausströmende Öl kälter als das einströmende Öl ist und der Wärmespeicher (14) als Wärmesenke dient.
10. System nach einem der vorangegangenen Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
das Schmiersystem (100), Ölspeicher (1), Strukturumgebung (11, 63) und Wärmequelle (7) von einer Verbrennungskraftmaschine (41) umfasst sind, insbesondere von einer Verbrennungskraftmaschine (41) eines Kraftfahrzeuges.

11. System nach einem der vorangegangenen Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
das Schmiersystem (100), Ölspeicher (1) und Strukturumgebung (11, 63) von einem Getriebe umfasst sind, insbesondere einem Kraftfahrzeuggetriebe und dass die Wärmequelle (7) durch eine Verbrennungskraftmaschine (41) und/oder eine elektrischen Batterie und/oder einen Inverter bereitgestellt wird.
12. System nach Anspruch 10 und 11  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
der Wärmespeicher (7) Motoröl und Getriebeöl in einer Baueinheit umfasst, und insbesondere zumindest eine Kammer für Motoröl und eine Kammer für Getriebeöl umfasst.
13. System nach einem der Ansprüche 10 bis 12,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
die Wärmequelle (7) im Falle einer Verbrennungskraftmaschine (41) einen Abgaswärmetauscher (60) umfasst, oder die Wärmequelle (7) insbesondere im Falle der Anwendung bei einem Getriebe einen Kühlmittelwärmetauscher (24) und/oder einen Abgaswärmetauscher (60) umfasst, wobei bei Kombination von Kühlmittelwärmetauscher (24) und Abgaswärmetauscher (60) der Abgaswärmetauscher (60) stromabwärts des Kühlmittelwärmetauschers (24) angeordnet ist und im Kühlmittelkreislauf (57) ein Kühlmittelventil (25) angeordnet ist, welches bei Unterschreiten einer Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere unterhalb einer Kühlkreislaufthermostatterperatur zur Aktivierung eines Hauptwasserkühlers, insbesondere höchstens 10°C unter der Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostats, geschlossen ist und bei Überschreiten der Kühlmittelgrenztemperatur geöffnet wird, insbesondere unterhalb der Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostats geöffnet wird, insbesondere unterhalb 5°C unter der Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostatterperatur geöffnet wird.

14. System nach einem der Ansprüche 11 bis 13,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

das Getriebe ein Schaltgetriebe ist, welches keine Ölpumpe (4) aufweist, wobei im Ölspeicher (1) ein Kühlmittelwärmetauscher (24) angeordnet ist, so dass das Getriebeöl vom Motorkühlmittel aufgewärmt wird, und dass der Kühlmittelwärmetauscher (24) kühlmittelseitig mit einem Kühlmittelventil (25) versehen ist, welches bei Unterschreiten einer Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere unterhalb der Öffnungstemperatur eines Kühlkreislaufthermostats zur Aktivierung des Hauptwasserkühlers, insbesondere 10°C oder mehr unterhalb der Kühlkreislaufthermostatterperatur, geschlossen wird und bei Überschreiten der Kühlmittelgrenztemperatur geöffnet wird, insbesondere unterhalb der Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostats geöffnet wird, insbesondere unterhalb 5°C unter der Öffnungstemperatur des Kühlkreislaufthermostatterperatur geöffnet wird.

15. System nach der Ansprüche 11 bis 14,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

das Getriebe ein Handschaltgetriebe ist und die Ölpumpenfunktion durch die Verdrängungswirkung eines Zahnradpaares, insbesondere eines Getriebeendendrives, erbracht wird, wobei eine Öldruckleitung auf der Seite angeordnet ist, auf der sich die beiden Zahnflanken aufeinander zu bewegen und eine Ölrücklaufleitung auf der Seite angeordnet ist, auf der sich die beiden Zahnflanken voneinander weg bewegen.

16. System nach einem der Ansprüche 10 bis 15,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

die Wärmequelle (7) eine Verbindungsleitung der Abgasleitung (55) einer Verbrennungskraftmaschine (41) mit einer Strukturumgebung (11,63), insbesondere einem Kurbelgehäuse oder einem Motorblock (36) einer Verbrennungskraftmaschine (41) umfasst, wobei das Kurbelgehäuse keine Verbindungsleitung zwischen Umgebungsluft und Kurbelgehäuse aufweist, so dass keine Abkühlung des Kurbelgehäuses durch die Umgebungsluft erfolgen kann.

17. System nach einem der Ansprüche 10 bis 16,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

die Wärmequelle (7) eine Kolbenspritzkühlung umfasst, wobei ein Ölvolumenstrom, der durch die Kolbenspritzdüsen an die Kolben (66) der Verbrennungskraftmaschine (41) gespritzt wird, den größten Ölvolumenstrom im Motorschmiersystem darstellt, zumindest aber 30% des von der Ölpumpe geförderten Ölvolumenstromes darstellt, wobei der Kolbenspritzdüsenölvolumenstrom reduziert wird, sobald eine Katalysatortemperatur unter einem Light-off Temperaturgrenzwert (Anspringgrenzwerttemperatur) liegt und der Kolbenspritzdüsenölvolumenstrom reduziert, insbesondere auf Null gesetzt wird, sobald ein vordefinierbarer Grenzöldruck unterschritten ist.

18. System nach einem der Ansprüche 10 bis 17,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

die Wärmequelle (7) zumindest einen Teil einer Ölleitung (32), insbesondere einer nicht isolierten Ölleitung (32), zwischen einem Brennraum (34) und einem Kühlmittelkanal (37) umfasst, insbesondere eine Ölleitung (32) zwischen einer Zylinderlaufbahn (38) und einem Kühlmittelkanal (37) im oberen Bereich der Zylinderlaufbahn (38), wobei der Abstand zwischen dem unteren Ende der Ölleitung (32) und dem oberen Ende der Zylinderlaufbahn (38), die mit der Dichtung des Zylinderkopfs (27) abgedichtet ist, maximal 50% des Kolbenhubes (33) beträgt.

19. System nach Anspruch 18,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

zumindest ein Teil der Ölleitung (32), die zwischen Brennraum (34) und Kühlmittelkanal (37) angeordnet ist, einseitig von innen zur Seite des Kühlmittelkanals (37) hin isoliert ist, wobei die Wärmeleitfähigkeit der einseitigen Isolierung (56) deutlich geringer als die Wärmeleitfähigkeit der Strukturumgebung (11, 63) ist und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  ist, und dass die Ölleitung (32) insbesondere parallel zur Zylindermittelachse (58) verläuft.

20. System nach Anspruch 5 und 11,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

ein Wärmespeicher (14) für das Getriebeöl umfasst ist, der bevorzugt eine Kammer mit einem Phasenwechselmaterial (46) aufweist, und der einen Kühlmittelwärmetauscher (24) zur Erwärmung des Getriebeöls mit Kühlmittel in einer Einheit baulich integriert.

21. System nach Anspruch 12 und 20,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

der mit dem Wärmespeicher (14) baulich integrierte Kühlmittelwärmetauscher (24) als Plattenwärmetauscher ausgeführt ist, wobei die jeweils äußeren beiden ersten Platten Kühlmittel führen und zwischen der jeweils nächsten zweiten Platte nach innen Getriebeöl geführt wird und zwischen der jeweils nächsten dritten Platte nach innen ein Phasenwechselmaterial (46) angeordnet ist, und zwischen der jeweils nächsten vierten Platte nach innen Motoröl geführt wird, wobei des Weiteren bevorzugt zwischen einer jeweils nächsten fünften Platte nach innen ein Phasenwechselmaterial (46) angeordnet ist und bevorzugt weiterhin zwischen jeweils einer nächsten sechsten Platte nach innen Getriebeöl geführt wird und bevorzugt weiterhin zwischen einer jeweils nächsten siebten Platte nach innen Kühlmittel geführt wird, wobei sich die Reihenfolge weiterer Lagen wie vorstehend angegeben beliebig fortsetzen kann.

22. System nach Anspruch 21,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

ein oder mehrere Ventile, insbesondere ein Kühlmittelventil (25) und/oder ein Getriebeölventil zur Steuerung des Fluidstroms durch die verschiedenen Kanäle des Wärmespeichers (14) vorgesehen sind, so dass eine Kühlmittelzufuhr unterbrochen wird, wenn die Kühlmitteltemperatur kleiner ist als eine erste Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere 90°C und wenn die Getriebeöltemperatur höher ist als die Kühlmitteltemperatur, und dass die Getriebeölzufuhr unterbrochen wird, wenn eine Motoröltemperatur unter einer ersten Motorölgrenztemperatur, insbesondere kleiner 120°C, liegt.

23. System nach Anspruch 22,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

die Getriebeölaufuhr zum Wärmespeicher (14) geöffnet wird, sobald die Motoröltemperatur eine zweite Wärmetauscher-Motorölgrenztemperatur, insbesondere grösser als 120°C, erreicht hat und dass die Getriebeölaufuhr zum Wärmespeicher (14) geschlossen wird, sobald die Motoröltemperatur eine untere dritte Wärmetauscher-Motorölgrenztemperatur, insbesondere kleiner als 90°C, erreicht hat und dass bevorzugt eine Kühlwasserzufuhr zum integrierten Wärmespeicher (14) geöffnet wird, sobald die Getriebeöltemperatur niedriger als die Kühlmitteltemperatur ist und dass die Kühlwasserzufuhr zum integrierten Wärmespeicher (14) geschlossen wird, sobald die Getriebeöltemperatur grösser ist als die Kühlmitteltemperatur.

24. System nach Anspruch 10 und 11,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

ein Abgas-/Ölwärmetauscher (60) für Motoröl und Getriebeöl einteilig ausgeführt ist und bevorzugt im Gegenstromprinzip durchströmt wird, und dass bevorzugt der Bereich des Getriebeöl-Abgaswärmetauschers abgasseitig stromabwärts vom Bereich des Motoröl-Abgaswärmetauschers angeordnet ist, wobei insbesondere der Abgas-/Ölwärmetauscher (60) abgasseitig mit einer Abgasbypassleitung (30) und zumindest einem Abgasbypassventil (29) versehen ist, so dass ein Abgasstrom durch den Bereich des Motoröl-Abgaswärmetauschers bei Überschreiten einer vordefinierbaren ersten Wärmetauscher-Motorölgrenztemperatur, insbesondere von 120°C, unterbrochen wird und dass der Abgasstrom durch den Bereich des Getriebeöl-Abgaswärmetauschers bei Überschreiten einer vordefinierbaren ersten Wärmetauscher-Getriebeölgrenztemperatur, insbesondere von 90°C, unterbrochen wird.

25. System nach einem der vorgenannten Ansprüche,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

das Kühlmittel des Kühlmittelkreislaufs (61) ein Phasenwechselmaterial (46) umfasst, das eine Schmelztemperatur über 0°C und eine Siedetemperatur von mindestens 120°C aufweist, bei dem die Dichte mit steigender Temperatur, insbesondere beim Phasenübergang von fest zu flüssig, steigt, und dass der mit diesem Phasenwechselmaterial (46) gefüllte Kühlmittelkreislauf (61) in der zu kühlenden Verbrennungskraftmaschine (41) derart integriert ist, dass keine zu anderen Bauteile führenden Verbindungsleitungen vorhanden sind, wobei der erste Kühlmittelkreislauf (61) von einem zweiten Kühlmittelkreis (57) umgeben ist und durch diesen gekühlt wird, der mit Kühlmittel mit einer Schmelztemperatur von zumindest unterhalb -30°C gefüllt ist, und der außerhalb der Verbrennungskraftmaschine (41) angeordnete Bauteile, insbesondere einen Kühler (45) aufweist.

26. System nach einem der vorgenannten Ansprüche,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

ein Zylinderkopfkühlmittelkanal (42) und ein Zylinderblockkühlmittelkanal (43) des Kühlkreislaufs (61) einer Verbrennungskraftmaschine (41) baulich getrennt ausgeführt sind, um eine Beschleunigung der Kühlmittelaufheizung zu erreichen, wobei während einer Aufwärmphase unterhalb einer ersten Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere unter  $90^{\circ}\text{C}$ , ein Kühlmittel zuerst durch den Zylinderkopf (27) zur Aufheizung und von dort durch einen Zylinder-/Motorblock (36) strömt, wo das warme Kühlmittel eine Zylinderwand aufheizt, um Wandwärmeverluste zu reduzieren, und von dort einer Kühlmittelpumpe (39) zugeführt wird; und dass bei Erreichen der ersten Kühlmittelgrenztemperatur im Zylinderkopf (27) ein erstes Kühlmittelstromrichtungsthermostat (44) öffnet und zumindest einen Teilvolumenstrom des Kühlmittels an einen Kühler (45) leitet und bei Erreichen einer zweiten Kühlmittelgrenztemperatur, insbesondere über  $100^{\circ}\text{C}$  ein zweites Kühlmittelstromrichtungsthermostat (40), insbesondere ein 3-Wegethermostat am bisherigen Ausgang des Zylinder-/Motorblockes (36) eine Verbindung zum Eingang der Kühlmittelpumpe (39) schließt und eine Verbindung zum Ausgang der Kühlmittelpumpe (39) herstellt, so dass das Kühlmittel im Zylinder-/Motorblock (36) in entgegengesetzter Richtung wie das Kühlmittel im Zylinderkopf (27) strömt, und ein vereinigter Kühlmittelstrom von Zylinderkopf (27) und Zylinder-/Motorblock (36) durch den Kühler (45) geleitet wird.

27. System nach einem der vorgenannten Ansprüche,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

ein Kolben (66) einer Verbrennungskraftmaschine (41) auf der Innenseite zumindest eines Kolbenschaftes (102) durch eine Isolierung (13) isoliert ist, wobei die Wärmeleitfähigkeit der Isolierung 5% oder weniger als die Wärmeleitfähigkeit des Kolbenschaftes (102) ist und bevorzugt mindestens kleiner als  $1 \text{ W}/(\text{m K})$  ist, wobei bevorzugt die Innenseite des Kolbenbodens (103) nicht isoliert ist.

28. System nach Anspruch 5 und 13,

**dadurch gekennzeichnet, dass**

der Abgaswärmetauscher (60) ein zumindest dreivolumiger Abgaswärmetauscher ist, der baulich in dem Wärmespeicher (14) integriert ist, und der ein erstes Volumen umfasst, das von zumindest einem ersten Abgasteilstrom durchströmbar ist, wobei das erste Volumen durch eine erste Trennwand begrenzt oder von einer ersten Trennwand umgeben ist, wobei auf zumindest einer der Seiten der ersten Trennwand, die nicht mit dem Abgasteilstrom in Verbindung steht, ein Phasenwechselmaterial (46) in einem zweiten Volumen angeordnet ist, das von einer zweiten Trennwand begrenzt oder von einer zweiten Trennwand umgeben ist, wobei auf zumindest einer der Seiten der zweiten Trennwand, die nicht mit dem Phasenwechselmaterial in Verbindung stehen, Schmieröl durch ein drittes Volumen strömbar ist, wobei bevorzugt eine Reihenfolge von ersten, zweiten und dritten Volumen in umgekehrter Reihenfolge zumindest einmal fortsetzbar ist und dass bevorzugt das Phasenwechselmaterial (46) zumindest ein Zuckeralkohol wie Erythrit, Threit oder ein Parrafin, oder ein Salz wie ein Hydrat, Nitrat, Hydroxyd oder ein Chlorid wie Magnesiumchloridhexahydrat oder Magnesiumnitrat hexahydrat umfasst, dessen latente Schmelzwärme größer ist als die Wärme, die der Wärmespeicher aufgrund der Temperaturdifferenz einer ersten unteren Ölgrenztemperatur von 50°C und einer ersten oberen Ölgrenztemperatur von 90°C speichern kann, wobei insbesondere die Schmelztemperatur des Phasenwechselmaterials (46) niedriger ist als die erste obere Ölgrenztemperatur, und bevorzugt, sofern die Schmelztemperatur des Phasenwechselmaterials (46) größer 100°C ist, das Phasenwechselmaterial (46) Erythrit mit einer Schmelztemperatur von ca. 120°C ist, so dass im Kaltstart eine höchstmögliche Temperatur im Wärmespeicher (14) vorliegt.

29. System nach Anspruch 28,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
zumindest eine Abgasanschlussleitung des im Wärmespeicher (14) integrierten Abgaswärmetauschers (60) durch eine Keramikleitung von dem Wärmespeichers (14) isoliert ist.
30. System nach einem der vorgenannten Ansprüche,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
eine Ölzulaufleitung (104) eines Zylinderkopfes (27) und / oder eines Turboladers stromabwärts vor der Wärmequelle (7) mit einer Zylinderblock-Ölgalerie (10) verbunden ist, und dass in der Ölzulaufleitung (104) des Zylinderkopfes (27) und / oder des Turboladers ein Kühlmittelwärmetauscher (24) angeordnet ist, der von Kühlmittel eines Kühlmittelkreislaufs (61) durchströmbar ist.
31. System nach Anspruch einem der Ansprüche 5 bis 30,  
**dadurch gekennzeichnet, dass**  
ein Volumenstrom der Ölpumpe (4) regelbar ist, wobei eine Förderleistung der Ölpumpe (4) erhöht wird, um einen erhöhten Pumpvolumenstrom innerhalb des Wärmespeichers (14) zu erreichen, sobald eine Ölaustrittstemperatur des Wärmespeichers (14) unterhalb einer vordefinierbaren Ölaustrittsgrenztemperatur von maximal 90° C liegt und eine Öleintrittstemperatur des Wärmespeichers (14) oberhalb einer vordefinierbaren Öleintrittsgrenztemperatur von mindestens 90°C liegt.

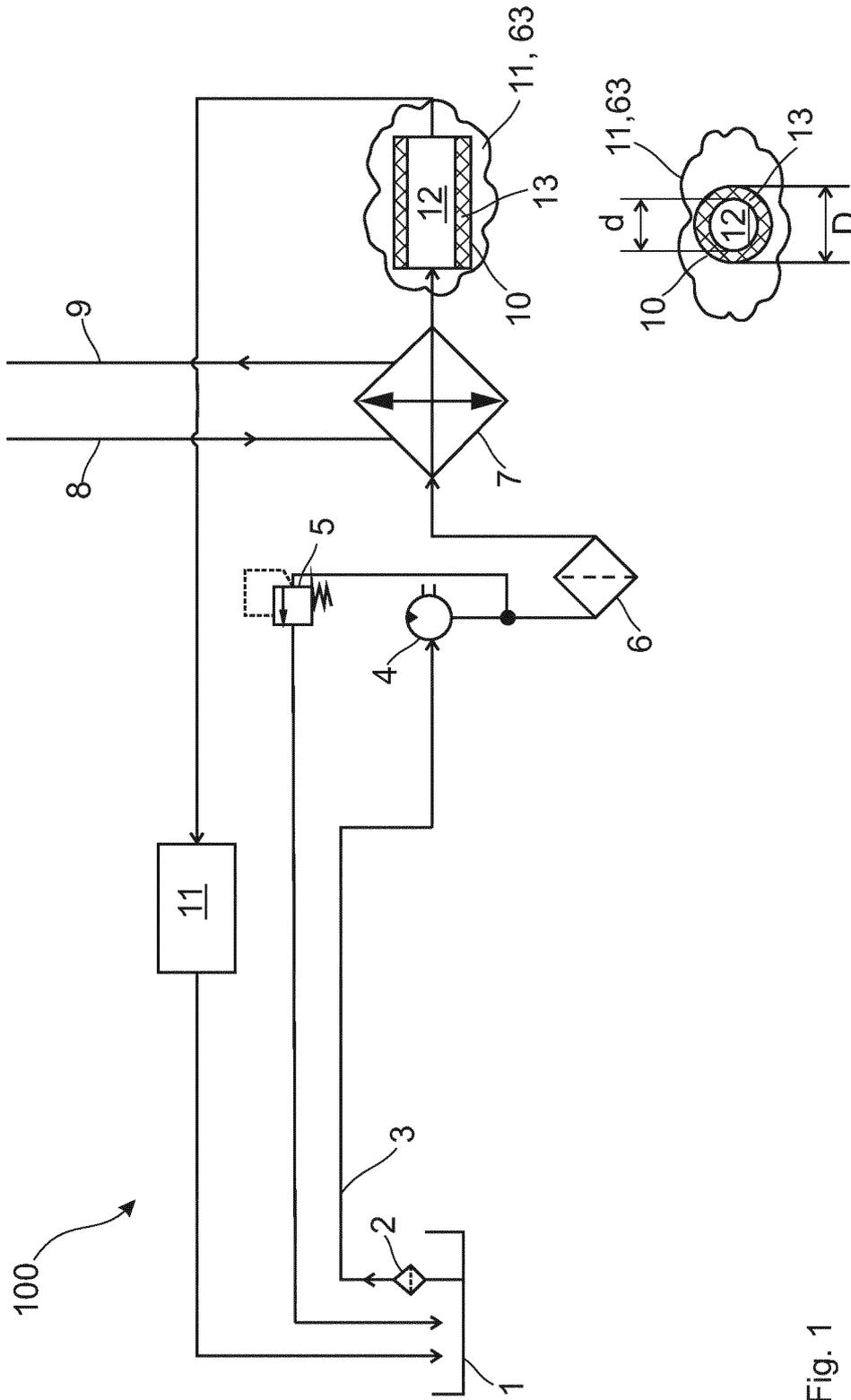


Fig. 1

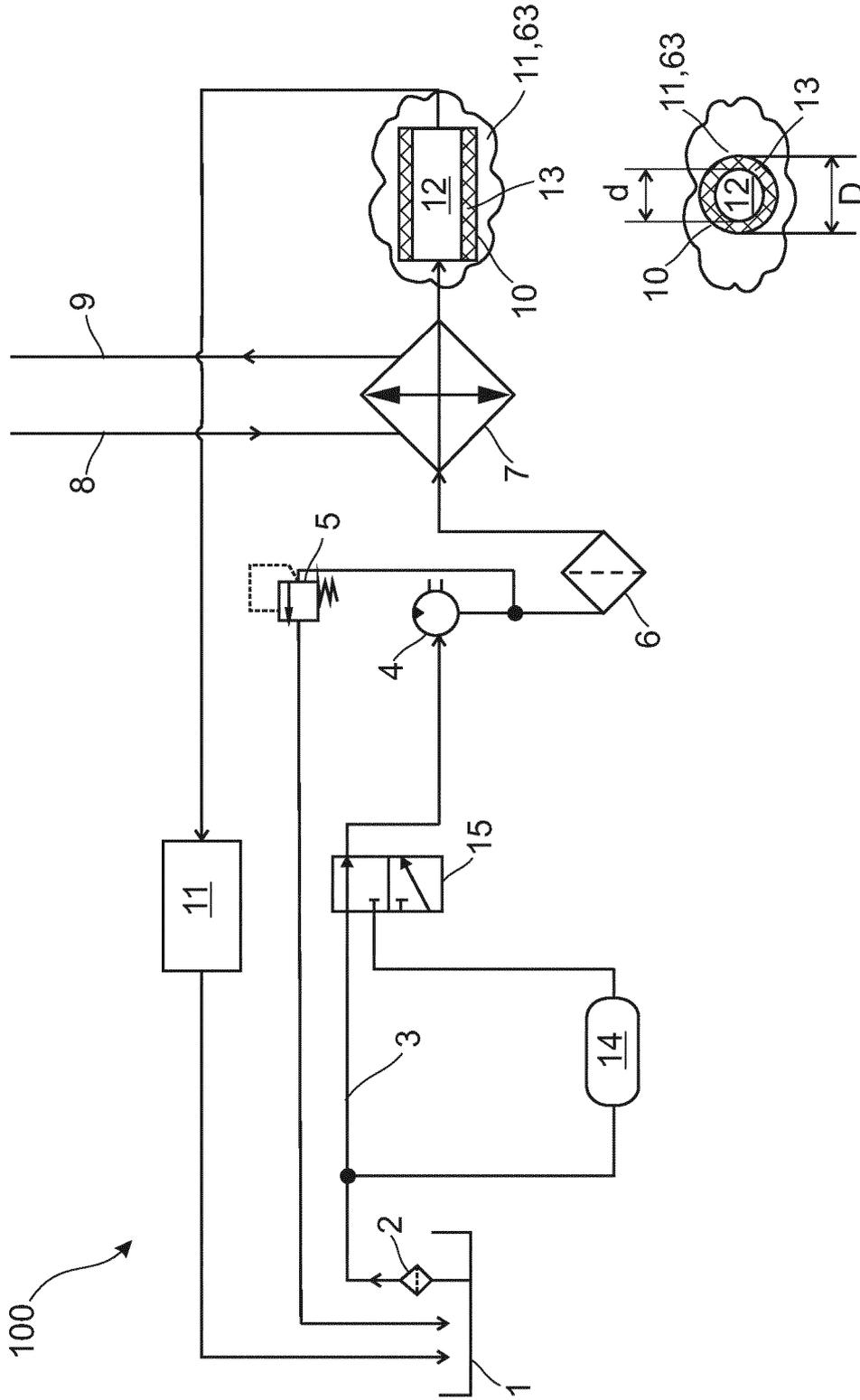


Fig. 2

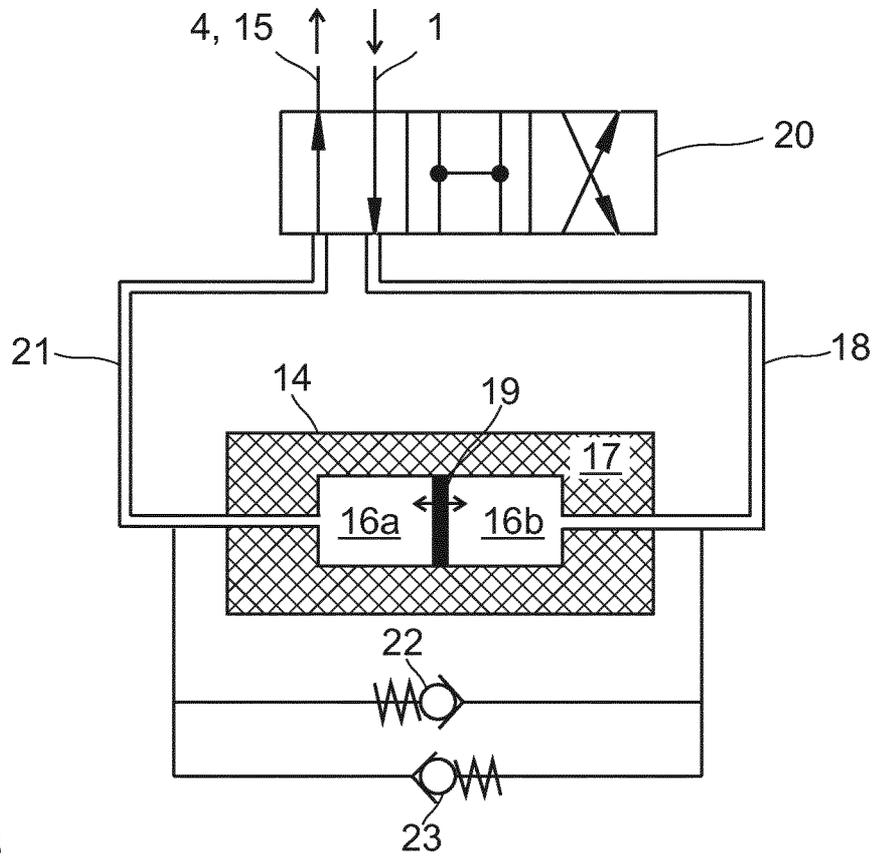


Fig. 3

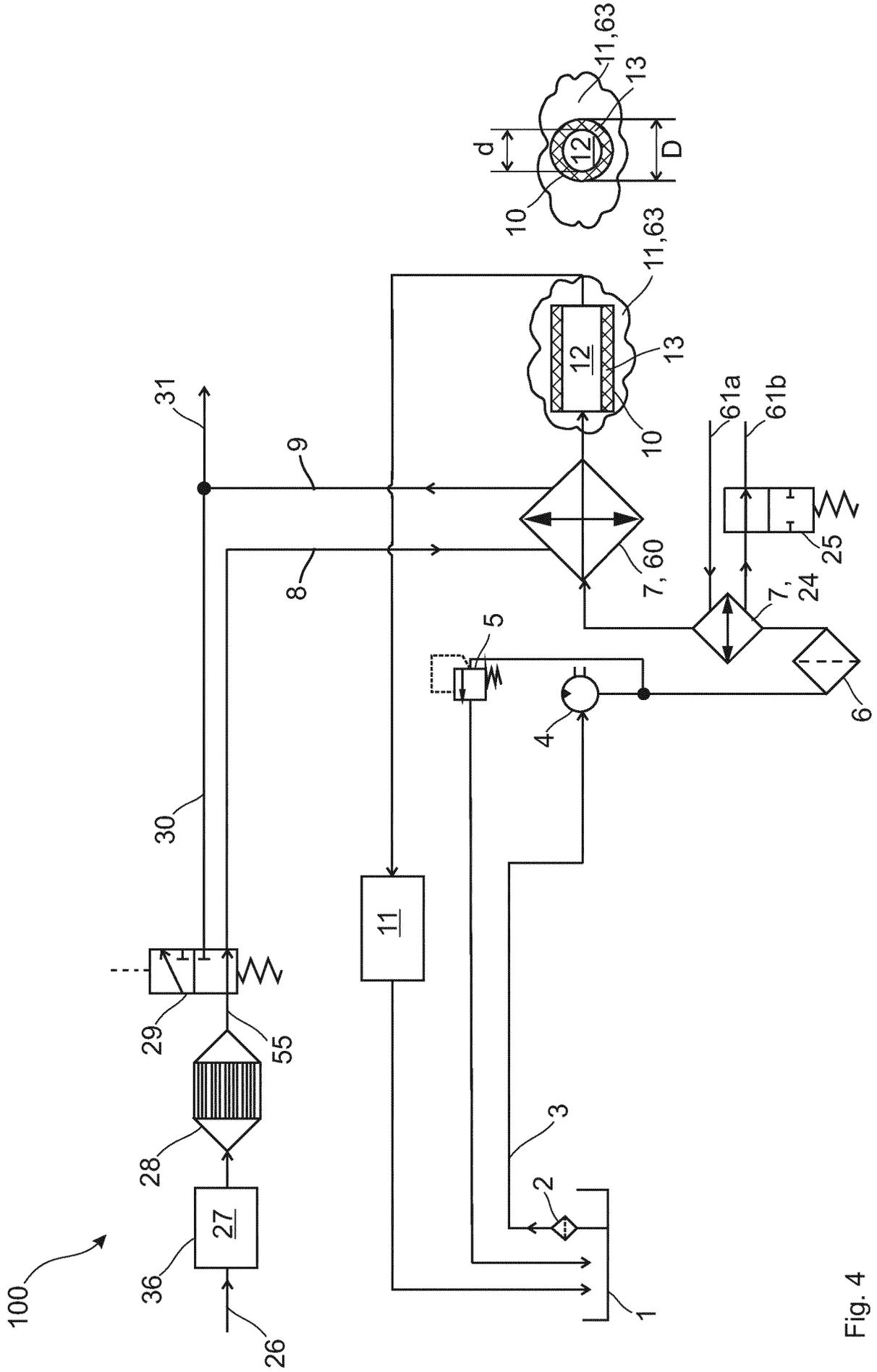


Fig. 4

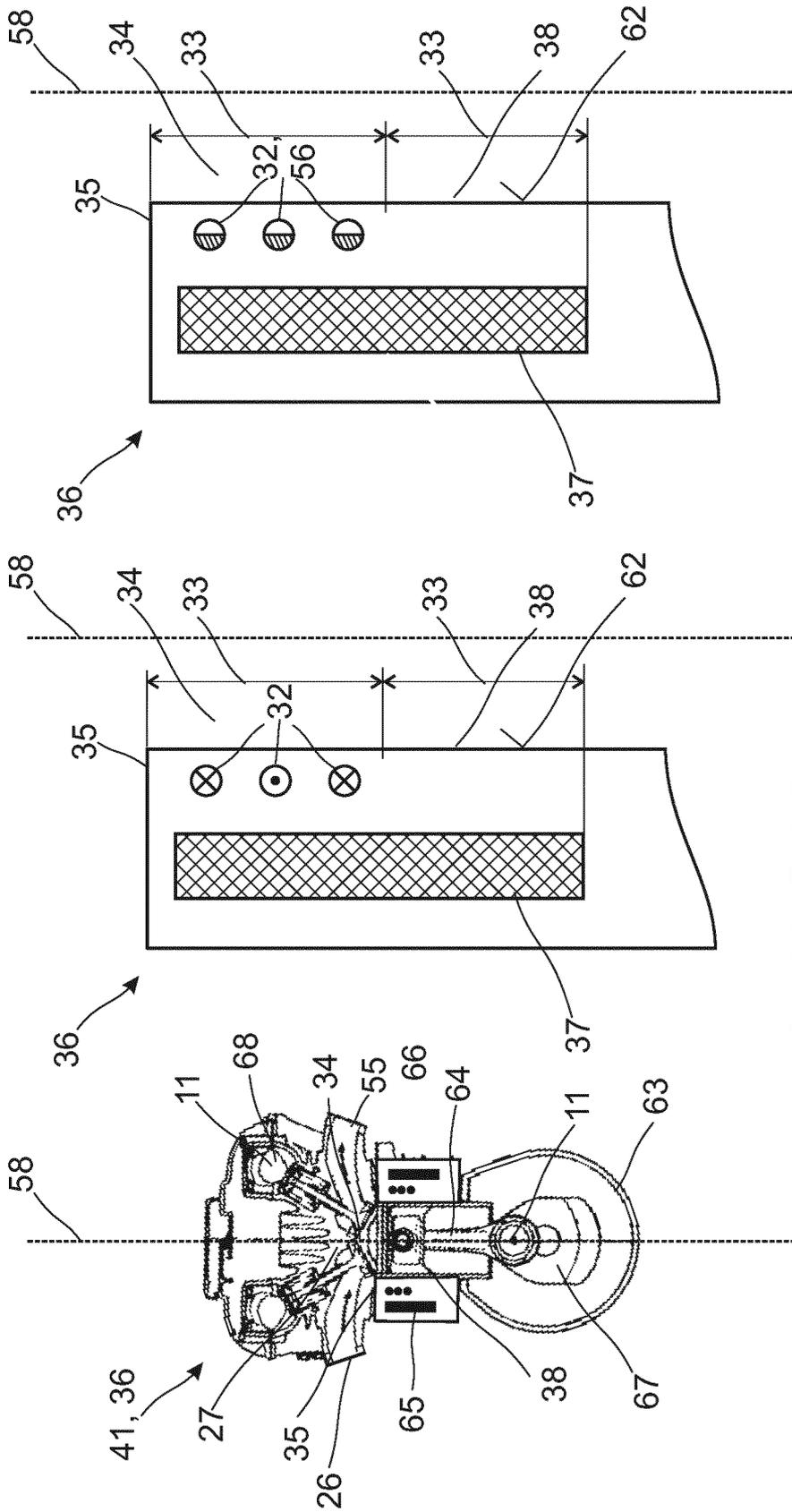


Fig. 5c

Stand der Technik  
Fig. 5b

Fig. 5a

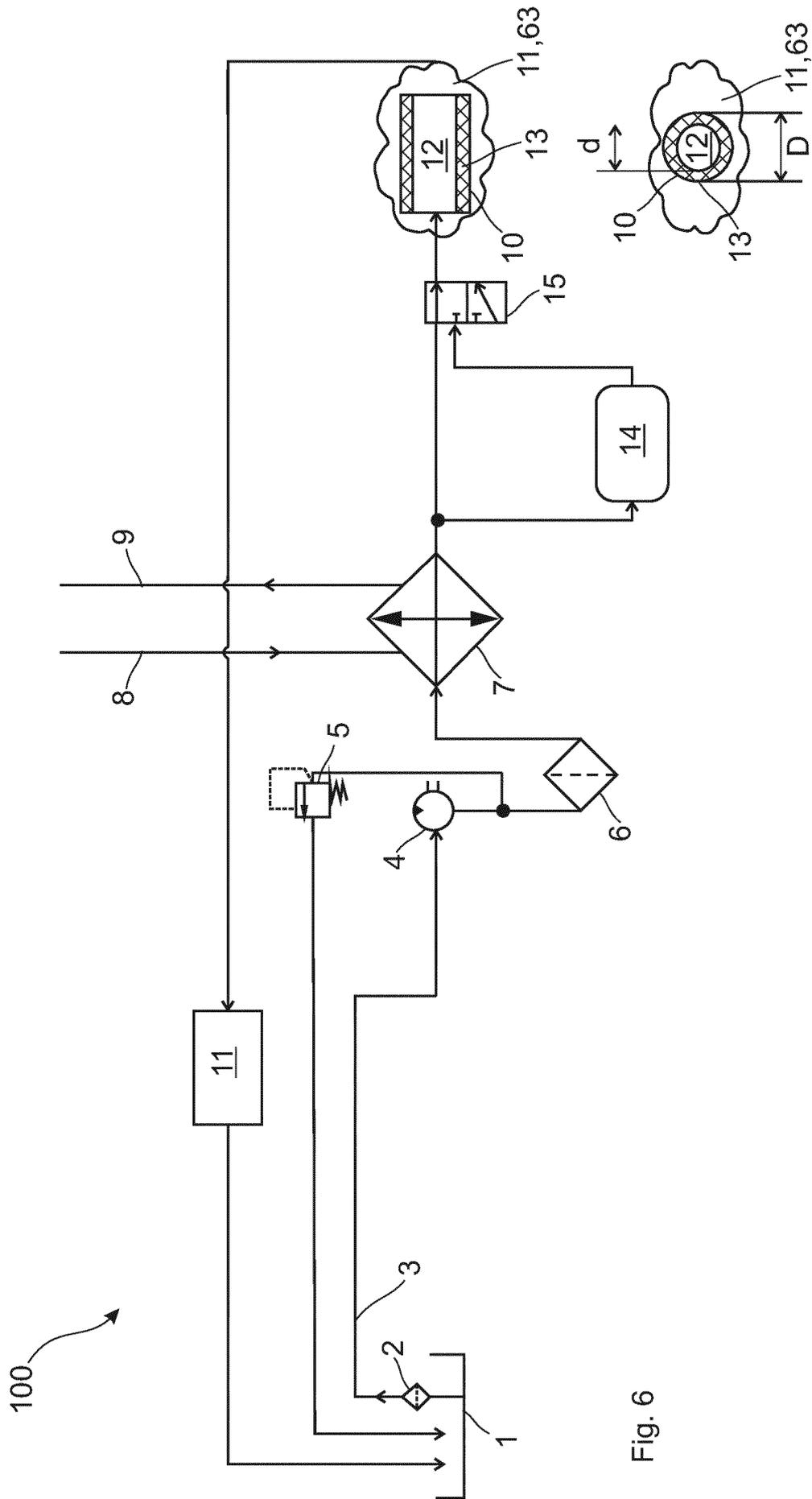


Fig. 6

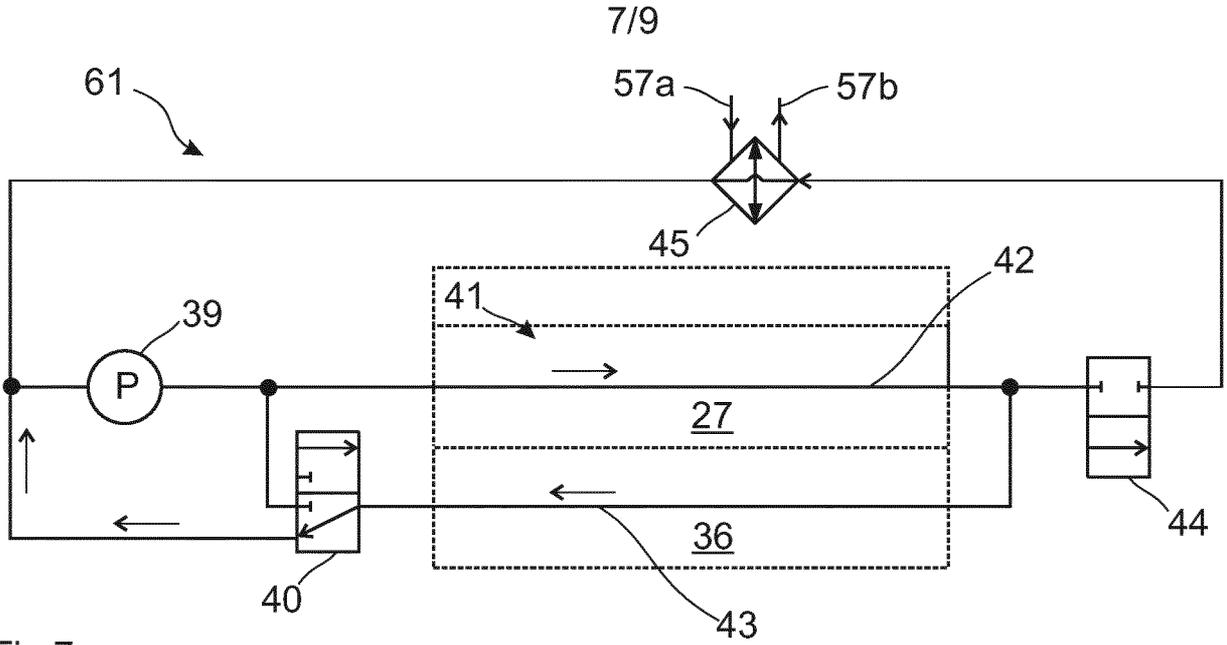


Fig.7a

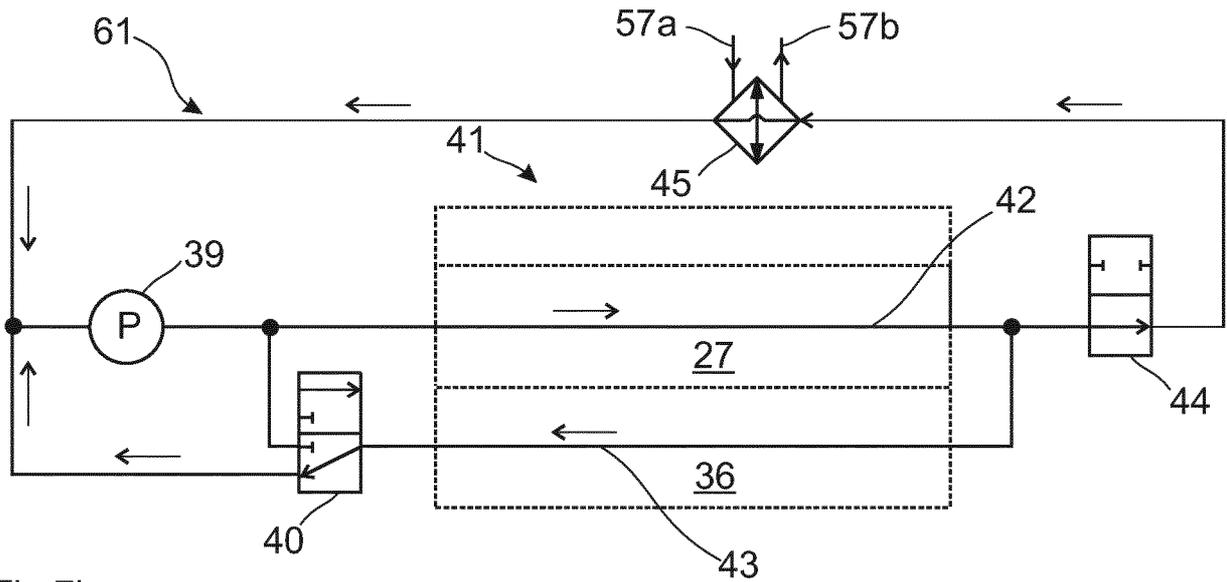


Fig.7b

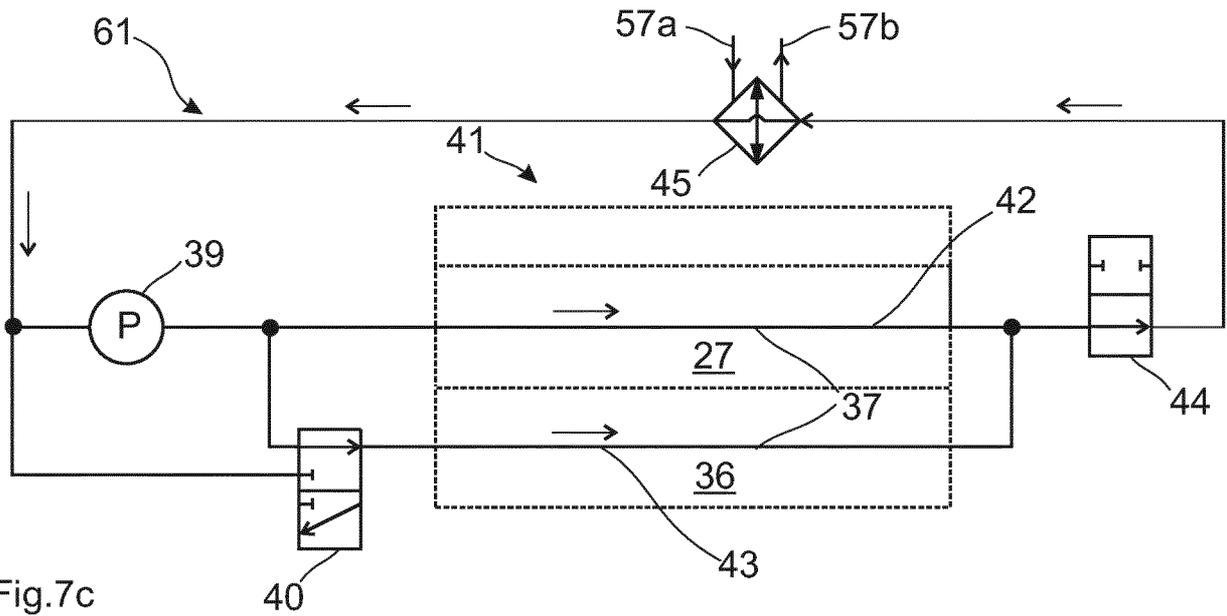


Fig.7c

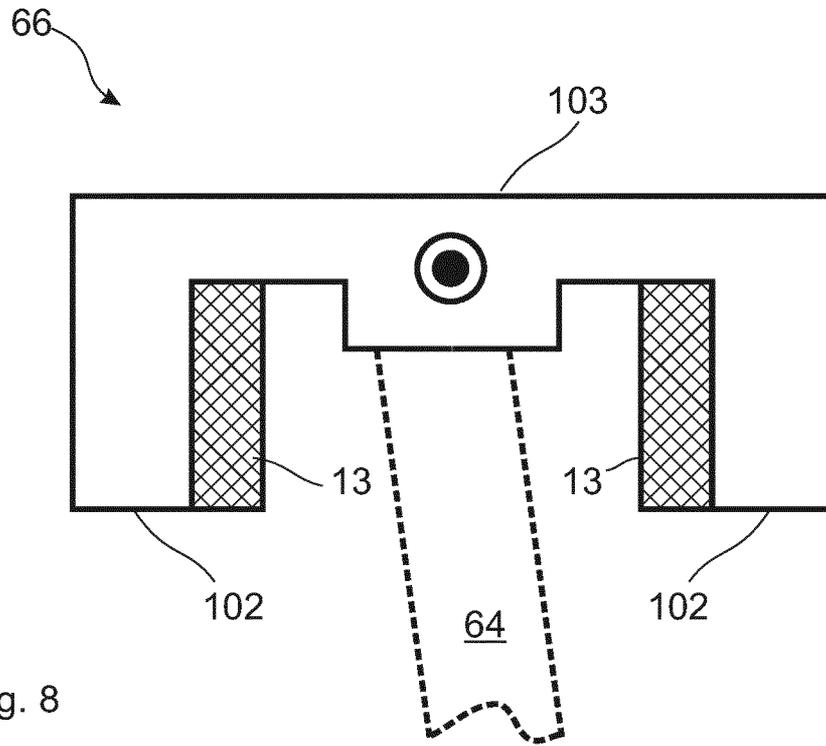


Fig. 8

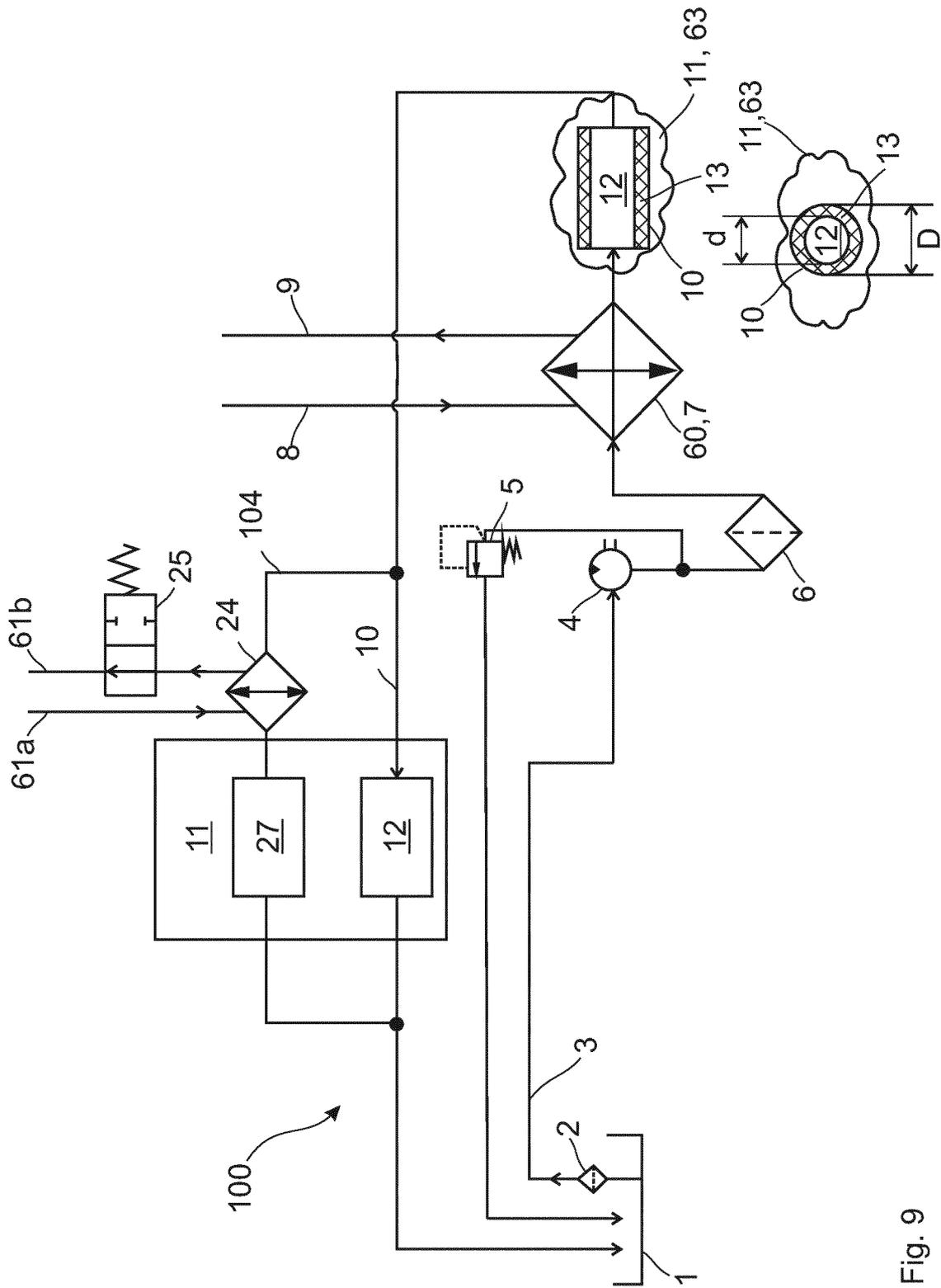


Fig. 9

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No  
PCT/EP2014/053639

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER  
INV. F01M5/00 F16N39/04  
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)  
F01P F02N F28D F01M F16N

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 practicable, search terms used)  
EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 10 2005 052632 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 10 May 2007 (2007-05-10) the whole document -----	1-31
A	JP 2010 084721 A (TOYODA GOSEI KK; TOYOTA MOTOR CORP) 15 April 2010 (2010-04-15) the whole document -----	1-31
A	EP 2 103 789 A1 (HONDA MOTOR CO LTD [JP]) 23 September 2009 (2009-09-23) the whole document -----	1-31
A	DE 44 27 256 A1 (FRITZ WERNER PRAEZISMASCHBAU [DE]) 9 February 1995 (1995-02-09) the whole document -----	1-31
	-/--	

Further documents are listed in the continuation of Box C.

See patent family annex.

\* Special categories of cited documents :

<p>"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance</p> <p>"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date</p> <p>"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)</p> <p>"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means</p> <p>"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed</p>	<p>"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</p> <p>"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</p> <p>"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</p> <p>"&amp;" document member of the same patent family</p>
---	---

Date of the actual completion of the international search  21 July 2014	Date of mailing of the international search report  29/07/2014
---	--

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  Paulson, Bo
--	---------------------------------------

## INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No  
PCT/EP2014/053639

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	DE 33 00 946 A1 (ZIMMERMANN ERICH DR) 19 July 1984 (1984-07-19) the whole document	1-31
A	----- GB 2 451 749 A (NICHIAS CORP [JP]) 11 February 2009 (2009-02-11) the whole document -----	1-31

# INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2014/053639

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
DE 102005052632 A1	10-05-2007	NONE	
-----			
JP 2010084721 A	15-04-2010	JP 4926148 B2	09-05-2012
		JP 2010084721 A	15-04-2010
-----			
EP 2103789 A1	23-09-2009	EP 2103789 A1	23-09-2009
		JP 5102667 B2	19-12-2012
		JP 2009228428 A	08-10-2009
		US 2009236435 A1	24-09-2009
-----			
DE 4427256 A1	09-02-1995	NONE	
-----			
DE 3300946 A1	19-07-1984	NONE	
-----			
GB 2451749 A	11-02-2009	CN 101362538 A	11-02-2009
		GB 2451749 A	11-02-2009
		JP 4960801 B2	27-06-2012
		JP 2009040492 A	26-02-2009
		US 2009039089 A1	12-02-2009
-----			

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES  
 INV. F01M5/00 F16N39/04  
 ADD.

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole )  
 F01P F02N F28D F01M F16N

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, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 10 2005 052632 A1 (BOSCH GMBH ROBERT [DE]) 10. Mai 2007 (2007-05-10) das ganze Dokument -----	1-31
A	JP 2010 084721 A (TOYODA GOSEI KK; TOYOTA MOTOR CORP) 15. April 2010 (2010-04-15) das ganze Dokument -----	1-31
A	EP 2 103 789 A1 (HONDA MOTOR CO LTD [JP]) 23. September 2009 (2009-09-23) das ganze Dokument -----	1-31
A	DE 44 27 256 A1 (FRITZ WERNER PRAEZISMASCHBAU [DE]) 9. Februar 1995 (1995-02-09) das ganze Dokument -----	1-31
	-/--	

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" frühere Anmeldung oder Patent, die bzw. 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 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

21. Juli 2014

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

29/07/2014

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

Paulson, Bo

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	DE 33 00 946 A1 (ZIMMERMANN ERICH DR) 19. Juli 1984 (1984-07-19) das ganze Dokument	1-31
A	----- GB 2 451 749 A (NICHIAS CORP [JP]) 11. Februar 2009 (2009-02-11) das ganze Dokument -----	1-31

**INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT**

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2014/053639

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
DE 102005052632 A1	10-05-2007	KEINE	
JP 2010084721 A	15-04-2010	JP 4926148 B2 JP 2010084721 A	09-05-2012 15-04-2010
EP 2103789 A1	23-09-2009	EP 2103789 A1 JP 5102667 B2 JP 2009228428 A US 2009236435 A1	23-09-2009 19-12-2012 08-10-2009 24-09-2009
DE 4427256 A1	09-02-1995	KEINE	
DE 3300946 A1	19-07-1984	KEINE	
GB 2451749 A	11-02-2009	CN 101362538 A GB 2451749 A JP 4960801 B2 JP 2009040492 A US 2009039089 A1	11-02-2009 11-02-2009 27-06-2012 26-02-2009 12-02-2009