



(11) **EP 3 290 713 B1**

(12) **EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT**

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
19.02.2020 Patentblatt 2020/08

(51) Int Cl.:
F04D 15/00 ^(2006.01) **F04D 5/00** ^(2006.01)
F04D 13/12 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **17186282.4**

(22) Anmeldetag: **15.08.2017**

(54) **KÜHLMITTELPUMPENANORDNUNG FÜR DEN KFZ-BEREICH SOWIE EIN
KÜHLMITTELKREISLAUF FÜR EINE VERBRENNUNGSKRAFTMASCHINE**

COOLANT PUMP ASSEMBLY FOR THE AUTOMOTIVE SECTOR AND A COOLANT CIRCUIT FOR
A COMBUSTION ENGINE

ENSEMBLE POMPE À LIQUIDE DE REFROIDISSEMENT POUR LE SECTEUR AUTOMOBILE AINSI
QU'UN CIRCUIT DE REFROIDISSEMENT POUR UN MOTEUR À COMBUSTION INTERNE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **06.09.2016 DE 102016116636**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
07.03.2018 Patentblatt 2018/10

(73) Patentinhaber:
• **Pierburg GmbH
41460 Neuss (DE)**
• **Bayerische Motoren Werke Aktiengesellschaft
80809 München (DE)**

(72) Erfinder:
• **ROTHGANG, Stefan
47495 Rheinberg (DE)**
• **ZIELBERG, Stephan
44866 Bochum (DE)**

- **BURGER, Andreas
47803 Krefeld (DE)**
- **BECKER, DR., Michael
41352 Korschenbroich (DE)**
- **BENRA, Michael-Thomas
44579 Castrop-Rauxel (DE)**
- **EGLSEER, Simon
4303 St. Pantaleon-Erla (AT)**
- **LANGTHALER, Jürgen
4501 Neuhausen an der Krems (AT)**

(74) Vertreter: **terpatent Patentanwälte ter Smitten
Eberlein-Van Hoof Rütten Daubert
Burgunderstraße 29
40549 Düsseldorf (DE)**

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A2- 2 169 233 EP-A2- 2 455 615
DE-A1-102011 090 208 DE-A1-102012 207 387

EP 3 290 713 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine in Hauptanspruch 1 definierte Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich, die einen Gehäuseverbund mit einer Hauptpumpe und einer als Seitenkanalpumpe ausgebildeten Nebpumpe aufweist, mit einem Haupteinlass und einem Hauptausslass, die mit einem Hauptkühlmittelkreislauf fluidisch verbindbar sind, mit einer Antriebswelle, mit einem Kühlmittelpumpenlaufrad der Hauptpumpe, welches zumindest drehfest auf der Antriebswelle angeordnet ist und über welches Kühlmittel in einen das Kühlmittelpumpenlaufrad umgebenden Förderkanal förderbar ist, mit einem verstellbaren Regelschieber, über den ein Durchströmungsquerschnitt eines Ringspalts zwischen einem Austritt des Kühlmittelpumpenlaufrades und dem Förderkanal regelbar ist, mit einer Seitenkanalpumpe mit einem Seitenkanalpumpenlaufrad, welches auf der Antriebswelle zumindest drehfest angeordnet ist, mit einem Seitenkanal der Seitenkanalpumpe, in dem durch Drehung des Seitenkanalpumpenlaufrades ein Druck erzeugbar ist, wobei der Seitenkanal einen Nebeneinlass und mindestens einen Nebenauslass aufweist, mit einem Druckkanal, über welchen ein Nebenauslass des Seitenkanals mit einem ersten Druckraum des Regelschiebers fluidisch verbindbar ist, und mit einem Ventil, über welches ein Durchströmungsquerschnitt des Druckkanals verschließbar und freigebbar ist. Des Weiteren betrifft die Erfindung einen Kühlmittelkreislauf mit einer solchen Kühlmittelpumpenanordnung für eine flüssigkeitsgekühlte Verbrennungskraftmaschine.

[0002] Derartige Kühlmittelpumpenanordnungen dienen beispielsweise in Verbrennungsmotoren zur Mengenregelung des geförderten Kühlmittels in einem Kühlmittelkreislauf, um ein Überhitzen des Verbrennungsmotors zu verhindern. Der Antrieb dieser Pumpen erfolgt zumeist über einen Riemen- oder Kettentrieb, so dass das Kühlmittelpumpenrad mit der Drehzahl der Kurbelwelle oder einem festen Verhältnis zur Drehzahl der Kurbelwelle angetrieben wird.

[0003] In modernen Verbrennungsmotoren ist die geförderte Kühlmittelmenge an den Kühlmittelbedarf des Verbrennungsmotors oder des Kraftfahrzeugs anzupassen. Zur Vermeidung erhöhter Schadstoffemissionen und Minderung des Kraftstoffverbrauchs sollte insbesondere die Kaltlaufphase des Motors verkürzt werden. Dies erfolgt unter anderem dadurch, dass der Kühlmittelstrom während dieser Phase gedrosselt oder vollkommen abgeschaltet wird.

[0004] Hierbei kann jedoch das Problem auftreten, dass sich das still stehende Kühlmittel, im abgeschlossenen Kühlmittelkreislauf lokal zu sehr erwärmt und zu sieden beginnt. Um dieses Problem zu beheben ist es aus der DE 101 61 851 A1, Absatz 0022 bekannt neben einer Hauptpumpe für einen Hauptkühlmittelstrom eine Zusatzpumpe vorzusehen, die während eines geschlossenen Hauptkühlmittelstrom den Kühlmittelkreislauf in Bewegung hält und somit ein Sieden des Kühlmittels ver-

hindert.

[0005] Eine solche Zusatzpumpe ist jedoch hinsichtlich des Einsatzes und der Montage teuer und vergrößert den benötigten Bauraum erheblich.

[0006] Darüber hinaus sind zur Regelung der Kühlmittelmenge verschiedene Pumpenausführungen zur Versorgung des Kühlmittelkreislaufes bekannt geworden. Neben elektrisch angetriebenen Kühlmittelpumpenanordnungen sind Pumpenanordnungen bekannt, die über Kupplungen, insbesondere hydrodynamische Kupplungen an ihren Antrieb angekoppelt oder von diesem getrennt werden können. Eine besonders kostengünstige und einfach aufgebaute Möglichkeit zur Regelung des geförderten Kühlmittelstroms ist die Verwendung eines axial verschiebbaren Regelschiebers, der über das Kühlmittelpumpenlaufrad geschoben wird, so dass zur Reduzierung des Kühlmittelstroms die Pumpe nicht in den umliegenden Förderkanal, sondern gegen den geschlossenen Schieber fördert.

[0007] Die Regelung dieser Schieber erfolgt ebenfalls in unterschiedlicher Weise. Neben einer rein elektrischen Verstellung hat sich vor allem eine hydraulische Verstellung der Schieber bewährt. Diese erfolgt zumeist über einen ringförmigen Kolbenraum, der mit einer Hydraulikflüssigkeit gefüllt wird, und dessen Kolben mit dem Schieber verbunden ist, so dass bei Füllung des Raumes der Schieber über das Laufrad verschoben wird. Eine Rückstellung des Schiebers erfolgt durch Öffnen des Kolbenraums zu einem Auslass, was zumeist über ein Magnetventil erfolgt sowie unter Einwirkung einer Feder, die die Kraft zur Rückstellung des Schiebers zur Verfügung stellt.

[0008] Um die zum Verfahren des Schiebers benötigte Kühlmittelmenge nicht über zusätzliche Fördereinheiten, wie zusätzliche Kolben/Zylindereinheiten zur Verfügung stellen zu müssen oder andere Hydraulikflüssigkeiten zur Betätigung verdichten zu müssen, sind mechanisch regelbare Kühlmittelpumpen bekannt geworden, auf deren Antriebswelle ein zweites Förderrad angeordnet ist, über welches der Druck zur Verstellung des Schiebers zur Verfügung gestellt wird. Diese Pumpen werden beispielsweise als Seitenkanalpumpen oder Servopumpen ausgeführt.

[0009] Eine derartige Kühlmittelinrichtung mit einer als Sekundärpumpe wirkenden Seitenkanalpumpe ist aus der DE 10 2012 207 387 A1 bekannt. Bei dieser Pumpe befindet sich an der Rückseite der Pumpe ein Schieber, welcher über einen Druck in einer Ringkammer verschiebbar ist und über eine Feder zurückgestellt werden kann. Diese Ringkammer ist in einem Gehäuse ausgebildet, welches wiederum an der Rückseite des Schiebers angeordnet ist und in dem auch ein erster Seitenkanal der Seitenkanalpumpe angeordnet ist, der entsprechend gegenüberliegend zum auf der Welle angeordneten Seitenkanalpumpenlaufrad angeordnet ist. An der zum Seitenkanalpumpenlaufrad gegenüberliegenden Seite ist ein zweiter Seitenkanal in einem weiteren Gehäuseteil ausgebildet. Über ein 3/2-Wegeventil wird bei

dieser Pumpe in einer ersten Stellung eine Druckseite der Seitenkanalpumpe verschlossen und eine Saugseite der Pumpe mit dem Kühlkreislauf und dem Schieber verbunden und in einer zweiten Stellung die Druckseite mit der Ringkammer des Schiebers und die Saugseite mit dem Kühlkreislauf verbunden.

[0010] Es stellt sich daher die Aufgabe, eine Kühlmittelpumpenanordnung sowie einen Kühlmittelkreislauf für eine Verbrennungskraftmaschine bereit zu stellen, bei der die oben genannten Probleme auf günstige Art und Weise bei geringem Herstellungs- und Montageaufwand gelöst werden. Zudem soll eine derartige Kühlmittelpumpenanordnung einen möglichst geringen Bauraum beanspruchen.

[0011] Diese Aufgabe wird durch eine Kühlmittelpumpenanordnung mit den Merkmalen des Hauptanspruchs 1 gelöst.

[0012] Dadurch, dass der Seitenkanal einen zweiten Nebenauslass aufweist, der über eine Nebenkühlmittelleitung mit dem Hauptkühlmittelkreislauf verbindbar ist, wird eine sehr kompakte Pumpenanordnung geschaffen, die einerseits eine besonders einfache und effiziente Regelung des Hauptkühlmittelstroms ermöglicht und andererseits eine ständige Umwälzung des Kühlmittels zumindest in Teilbereichen des Kühlkreislaufs auch bei geschlossenem Hauptkühlmittelstrom gewährleistet. Zudem ist der benötigte Bauraum gering gehalten.

[0013] Eine besonders kompakte Kühlmittelpumpenanordnung wird dadurch bereit gestellt, dass das Kühlmittelpumpenlaufrad einstückig mit dem Seitenkanalpumpenlaufrad ausgebildet ist und der Seitenkanal in einem ersten Gehäuseteil ausgebildet ist, auf dem der Regelschieber gleitend geführt ist. Zusätzlich entfallen Montageschritte zur Befestigung des Laufrades auf der Welle. Auch entfällt die Herstellung eines Bauteils. Das erste Gehäuseteil übernimmt sowohl die Funktion als Strömungsgehäuse als auch als Lagerung für den Schieber, so dass kurze Druckkanäle realisierbar sind.

[0014] Vorzugsweise sind die Schaufeln des Seitenkanalpumpenlaufrades auf einer Rückseite des als Radialpumpenlaufrad ausgebildeten Kühlmittelpumpenlaufrades ausgebildet und sind dem Seitenkanal axial gegenüberliegend angeordnet. Die rein axiale Ausrichtung des Seitenkanals zur Beschauelung verringert den benötigten radialen Bauraum, da kein radial äußerer Überströmungskanal benötigt wird. Entsprechend kann zum vorhandenen Bauraum ein maximaler Druck erzeugt werden.

[0015] In einer besonders vorteilhaften, kompakten Ausführungsform ist zwischen dem Nebeneinlass und dem Nebenauslass ein Verbindungskanal vom Seitenkanal in einen zweiten Druckraum vorgesehen, wobei der zweite Druckraum zwischen einem Boden des Regelschiebers und dem ersten Gehäuseteil, in dem der Seitenkanal angeordnet ist, ausgebildet. Hierbei ist in vorteilhafter Weise der Verbindungskanal als Bohrung ausgeführt.

[0016] Es ist grundsätzlich möglich, dass der Seiten-

kanal einen zweiten Nebeneinlass aufweist.

[0017] In einer vorteilhaften Ausführung der Erfindung erstreckt sich eine radial äußere Begrenzungswand des Seitenkanals axial in Richtung des Kühlmittelpumpenlaufrades, umgibt das Seitenkanalpumpenlaufrad radial und ist radial von einer radial äußeren Umfangswand des Regelschiebers umgeben. Diese Wand füllt entsprechend den Spalt zwischen dem Schieber und dem sich drehenden Seitenkanalpumpenlaufrad und somit zwischen dem Druck erzeugenden Kühlmittelstrom und dem Förderstrom der Hauptpumpe. Zusätzlich kann diese Wand als Führung für den Regelschieber genutzt werden.

[0018] Besonders vorteilhaft ist es, wenn der Regelschieber auf einer Außenfläche eines ringförmigen, sich axial erstreckenden Vorsprungs des ersten Gehäuseteils gleitend geführt ist. Dieser Vorsprung ist entsprechend im radial inneren Bereich des ersten Gehäuseteils ausgebildet und ermöglicht entsprechend eine innere Lagerung des Regelschiebers auf der vorteilhafterweise maschinell bearbeiteten Außenfläche. Diese innere Lagerung des Regelschiebers vereinfacht den Einbau in eine Aufnahmeöffnung eines Zylinderkurbelgehäuses, deren Innenflächen dann nicht bearbeitet werden müssen. Des Weiteren bewirkt eine solche innere Führung eine sehr exakte axiale Bewegung, ohne dass ein Verkanten oder Kippen des Regelschiebers zu befürchten ist, da immer eine ausreichend lange Führungsfläche trotz des geringen verwendeten Bauraums zur Verfügung steht.

[0019] Vorzugsweise ist der erste Druckraum an der vom Kühlmittelpumpenlaufrad abgewandten axialen Seite des Regelschiebers ausgebildet und das erste Gehäuseteil begrenzt einen zweiten Druckraum zu einer ersten axialen Seite und der Regelschieber zur entgegengesetzten axialen Seite. Die Verstellung des Regelschiebers kann entsprechend vollständig über hydraulische Kräfte erfolgen, die lediglich den entsprechenden Druckräumen zugeführt werden. Zusätzliche Ringräume oder Kolbenräume müssen nicht ausgebildet werden. Die fluidische Verbindung zu den Druckräumen kann aufgrund der Begrenzung durch das erste Gehäuseteil über eine einfache Bohrung in diesem Gehäuseteil hergestellt werden, so dass zusätzliche Leitungen nicht erforderlich sind.

[0020] In bevorzugter Weise begrenzt der ringförmige Vorsprung des ersten Gehäuseteils die beiden Druckräume nach radial innen. Zusätzliche Abdichtungen in diesem Bereich sind entsprechend nicht erforderlich. Des Weiteren ergibt sich eine glatte spaltfreie Gleitfläche.

[0021] In einer bevorzugten Ausführung erstreckt sich der Druckkanal durch den ringförmigen Vorsprung des ersten Gehäuseteils, so dass auch hier keine weiteren Leitungen zu montieren sind, sondern auch der erste Druckraum direkt über die Bohrungen im Gehäuse fluidisch mit dem Seitenkanal der Pumpe verbunden werden kann.

[0022] Vorteilhafterweise erstreckt sich der Druckkanal vom Nebenauslass der Seitenkanalpumpe durch das

erste Gehäuseteil und ein zweites Gehäuseteil in den ersten Druckraum, wobei im zweiten Gehäuseteil der vom Ventil beherrschte Durchströmungsquerschnitt ausgebildet ist. Neben der vollständigen Ausbildung der Verbindungs- und Druckkanäle zur Steuerung des Regelschiebers kann entsprechend auch das Regelventil im Gehäuse angeordnet werden, so dass auch hier zusätzliche Verbindungen zum Ventil entfallen.

[0023] Vorzugsweise weist der ringförmige Vorsprung des ersten Gehäuseteils an seinem axialen Ende einen Absatz auf, von dem aus sich der ringförmige Vorsprung mit verringertem Durchmesser weiter axial in eine entsprechende Aufnahmeöffnung des zweiten Gehäuseteils erstreckt, an dem das erste Gehäuseteil befestigt ist. Es besteht entsprechend über den inneren Vorsprung eine unmittelbare Zentrierung der beiden Gehäuseteile zueinander, wodurch die Aufnahme und Führung des Regelschiebers verbessert wird. Dieser kann mit geringen Toleranzen gefertigt werden, so dass eine hohe Dichtigkeit entlang des Schiebers bei guter beidseitiger Führung erreichbar ist.

[0024] Eine besonders einfache und lösbare Befestigung ergibt sich, wenn das erste Gehäuseteil mittels Schrauben am zweiten Gehäuseteil befestigt ist.

[0025] Die Aufgabe wird ebenfalls gelöst durch einen Kühlmittelkreislauf bei dem der Haupteinlass und der Hauptauslass der Kühlmittelpumpe fluidisch mit dem Hauptkühlmittelkreislauf verbunden sind, wobei der zweite Nebenauslass fluidisch über die Nebenkühlmittelleitung mit dem Hauptkühlmittelkreislauf verbunden ist.

[0026] Vorteilhafterweise kann in der Nebenkühlmittelleitung eine Regeleinrichtung, wie zum Beispiel ein Schaltventil oder Thermostat vorgesehen sein.

[0027] In einer besonderen Ausführungsform kann der zweite Nebeneinlass über eine zweite Nebenkühlmittelleitung mit dem Hauptkühlmittelkreislauf verbunden sein.

[0028] Ein Ausführungsbeispiel einer erfindungsgemäßen Kühlmittelpumpenanordnung und eines erfindungsgemäßen Kühlmittelkreislaufs für einen Verbrennungsmotor ist in den Figuren dargestellt und wird nachfolgend beschrieben. Der Schutzzumfang der Erfindung ist ausschließlich durch die nachfolgenden Ansprüche bestimmt. Hierbei zeigt:

Figur 1 eine Seitenansicht einer erfindungsgemäßen Kühlmittelpumpe in geschnittener Darstellung.

Figur 2 eine zu Figur 1 gedrehte Seitenansicht der erfindungsgemäßen Kühlmittelpumpe in geschnittener Darstellung.

Figur 3 eine im Bereich einer Seitenkanalpumpe der Kühlmittelpumpe geschnittene Vorderansicht, und

Figur 4 eine schematische Ansicht eines erfindungsgemäßen Kühlmittelkreislaufes.

[0029] Die erfindungsgemäße Kühlmittelpumpenanordnung 2 besteht aus einem Gehäuseverbund 4, in dem eine Hauptpumpe 6 und eine Nebenpumpe 8, die als Seitenkanalpumpe ausgeführt ist, vorgesehen sind. Der Gehäuseverbund 4 besitzt ein Außengehäuse 10, in dem ein spiralförmiger Förderkanal 12 ausgebildet ist, in den über einen ebenfalls im Außengehäuse 10 ausgebildeten axialen Haupteinlass 14 ein Kühlmittel angesaugt wird, welches über den Förderkanal 12 zu einem im Außengehäuse 10 ausgebildeten tangentialen Hauptauslass 16 und in einen Hauptkühlmittelkreislauf 116 der Verbrennungskraftmaschine 118 gefördert wird (siehe hierzu Figur 4). Dieses Außengehäuse 10 kann insbesondere durch ein Zylinderkurbelgehäuse gebildet sein, welches eine Ausnahme zur Aufnahme der übrigen Kühlmittelpumpe aufweist.

[0030] Hierzu ist radial innerhalb des Förderkanals 12 auf einer Antriebswelle 18 ein Kühlmittelpumpenlaufrad 20 befestigt, welches als Radialpumpenrad ausgebildet ist, durch dessen Drehung die Förderung des Kühlmittels im Förderkanal 12 erfolgt.

[0031] Der Antrieb des Kühlmittelpumpenlaufrades 20 erfolgt über einen Riemen 22, der ein Riemenrad 24 antreibt, welches am zum Kühlmittelpumpenlaufrad 20 entgegengesetzten axialen Ende der Antriebswelle 18 befestigt ist. Das Riemenrad 24 wird über ein zweireihiges Kugellager 26 gelagert. Ein Antrieb über einen Kettentrieb wäre ebenfalls möglich.

[0032] Um den von der Kühlmittelpumpenanordnung geförderten Volumenstrom ändern zu können, wird ein Regelschieber 28 verwendet, der in einen Ringspalt 30 zwischen einem Austritt 32 des Kühlmittelpumpenlaufrades 20 und dem umgebenden Förderkanal 12 verschiebbar ist und entsprechend den zur Verfügung stehenden Durchströmungsquerschnitt regelt.

[0033] Der Regelschieber 28 ist über eine innere, hohlzylindrische Umfangswand 34 auf einer mechanisch bearbeiteten Außenfläche 36 eines ringförmigen, sich axial erstreckenden Vorsprungs 38 eines ersten inneren Gehäuseteils 40 gleitend gelagert. Diese innere Umfangswand 34 erstreckt sich von einem Boden 42 des Regelschiebers 28 konzentrisch zu einer radial äußeren Umfangswand 44, welche sich in gleicher Richtung ebenfalls vom Boden 42 erstreckt und in den Ringspalt 30 zur Volumenstromregelung verschoben wird.

[0034] Um diesen Regelschieber 28 betätigen zu können, ist erfindungsgemäß an der zum Haupteinlass 14 entgegengesetzten axialen Seite des Kühlmittelpumpenlaufrades 20 einteilig mit dem Kühlmittelpumpenlaufrad 20 ein Seitenkanalpumpenlaufrad 46 ausgebildet, welches entsprechend mit dem Kühlmittelpumpenlaufrad 20 angetrieben wird. Dieses Seitenkanalpumpenlaufrad 46 weist Schaufeln 48 auf, die axial gegenüberliegend zu einem als Seitenkanal 50 angeordnet sind, der in dem ersten inneren Gehäuseteil 40 ausgebildet ist, von dem aus sich auch im radial innenliegenden Bereich der ringförmige Vorsprung 38 zur Lagerung des Regelschiebers 28 zur vom Kühlmittelpumpenlaufrad 20

abgewandten Seite axial erstreckt. In diesem ersten Gehäuseeteil 40 sind ein Nebeneinlass 52, ein Nebenauslass 54 und ein zweiter Nebenauslass 56 ausgebildet, so dass das Seitenkanalpumpenlaufrad 46 mit dem axial gegenüberliegenden Seitenkanal 50 die Seitenkanalpumpe 8 bildet, über welche der Druck des Kühlmittels vom Nebeneinlass 52 zum Nebenauslass 54 der Seitenkanalpumpe 8 erhöht wird. Der zweite Nebenauslass 56 ist, wie insbesondere unter Figur 4 beschrieben wird, mit einer Nebenkühlmittelleitung 124 fluidisch verbunden.

[0035] Das durch die Seitenkanalpumpe 8 geförderte Kühlmittel, das einen hydraulischen Druck erzeugt, kann nun entweder einem ersten Druckraum 58 zugeführt werden, der an der vom Kühlmittelpumpenlaufrad 20 abgewandten Seite des Regelschiebers 28 zwischen dem Boden 42 des Regelschiebers 28 und einer Anschlussfläche 60 eines zweiten Gehäuseteils 62 ausgebildet ist oder über ein Magnetventil 66 der Kühlmittelpumpe zurückgeführt werden. In einem zweiten Druckraum 64, der zwischen dem Boden 42 des Regelschiebers 28 und dem ersten Gehäuseeteil 40 angeordnet ist, herrscht ein drehzahlabhängiger hydraulischer Druck. Um durch das geförderte Kühlmittel der Seitenkanalpumpe 8 die Drücke in den Druckräumen 58, 64 gezielt zu steuern oder zu regeln, ist hinsichtlich des Druckraumes 58 im zweiten Gehäuseeteil 62 eine Aufnahme 65 für das Ventil 66 vorgesehen, welches als 3/2-Wege-Magnetventil ausgebildet ist und eine Verbindung zu dem Druckraum 58 aufweist, so dass je nach Position seines Schließkörpers 68 ein Durchströmungsquerschnitt 70 eines Druckkanals 72 geregelt wird. Zur Druckregelung oder -steuerung des Druckes im Druckraum 64 ist ein Verbindungskanal 74 vorgesehen, der als Fail-Safe-Bohrung dient, da hierdurch im Druckraum 64 ein Druck bereitgestellt ist, der immer größer als der Ansaugdruck der Seitenkanalpumpe 8 ist.

[0036] Dieser Druckkanal 72 erstreckt sich vom Nebenauslass 54 des Seitenkanals 50 der Seitenkanalpumpe 8 zunächst in einen radial inneren Bereich des ersten Gehäuseteils 40, der den ringförmigen Vorsprung 38 bildet und von dort axial in das zweite Gehäuseteil 62, in dem der regelbare Durchströmungsquerschnitt 70 des Druckkanals 72 ausgebildet ist, der durch den Schließkörper 68 des Magnetventils 66 verschließbar und freigebbar ist. Von diesem regelbaren Durchströmungsquerschnitt 70 erstreckt sich der Druckkanal 72 weiter bis in den ersten Druckraum 58.

[0037] Der zweite Druckraum 64 ist über den Verbindungskanal 74, welcher im ersten Gehäuseteil 40 ausgebildet ist, mit dem Seitenkanal 50 verbunden, wobei dieser Verbindungskanal 74 von einem Bereich des Nebeneinlasses 52 aus dem Seitenkanal 50 direkt in den zweiten Druckraum 64 erstreckt. Ein dritter, nicht dargestellter Strömungsanschluss des Magnetventils 66 führt zur Saugseite der Kühlmittelpumpe.

[0038] Soll die Kühlmittelpumpe im Betrieb eine maximale Kühlmittelmenge fördern, wird der Ringspalt 30 am Austritt 32 des Kühlmittelpumpenlaufrades 20 vollstän-

dig freigegeben, indem das Magnetventil 66 nicht bestrahlt wird, wodurch der Schließkörper 68 aufgrund einer Federkraft in seine den Durchströmungsquerschnitt 70 des Druckkanals 72 verschließende Stellung verschoben wird. Dies hat zur Folge, dass im ersten Druckraum 58 kein Druck durch das Kühlmittel aufgebaut wird, sondern das im Druckraum 58 vorhandene Kühlmittel über den nicht dargestellten anderen Strömungsanschluss des Magnetventils 66, der in diesem Zustand freigegeben ist, zum Haupteinlass 14 der Kühlmittelpumpenanordnung abströmen kann. Stattdessen fördert in diesem Zustand die Seitenkanalpumpe 8 gegen den geschlossenen Durchströmungsquerschnitt 70 des Druckkanals 72 mit einem drehzahlabhängigen Druckverlauf, wobei abhängig von der genauen Positionierung des Verbindungskanals 74 im zweiten Druckraum 64 ein entsprechender Druck vorherrscht. Dieser erhöhte Druck im zweiten Druckraum 64 hat zur Folge, dass am Boden 42 des Regelschiebers 28 eine Druckdifferenz entsteht, die dazu führt, dass der Regelschieber 28 in seine den Ringspalt 30 freigebende Position verschoben wird und somit eine Maximalförderung der Kühlmittelpumpenanordnung sichergestellt wird. Bei einem Ausfall der elektrischen Versorgung des Magnetventils 66 nimmt der Regelschieber 28 entsprechend die gleiche Position ein, so dass auch in diesem Notlaufbetriebszustand eine Maximalförderung der Kühlmittelpumpenanordnung sichergestellt wird, ohne dass hierzu eine Rückstellfeder oder eine andere, nicht hydraulische Kraft notwendig wäre.

[0039] Das Kühlmittel aus dem ersten Druckraum 58 kann über einen nicht dargestellten Rückführkanal abfließen, der sich vom Magnetventil 66 durch das zweite Gehäuseteil 62 und anschließend entlang der Antriebswelle 18 im Innern des ersten Gehäuseteils 40 erstreckt und über eine Bohrung im Kühlmittelpumpenlaufrad 20 zum Haupteinlass 14 der Kühlmittelpumpenanordnung führt.

[0040] Wird ein reduzierter Kühlmittelstrom zum Kühlmittelkreislauf von der Motorsteuerung gefordert, wie dies beispielsweise während der Kaltlaufphase der Fall ist, wird das Magnetventil 66 bestrahlt, wodurch der Schließkörper 68 den Durchströmungsquerschnitt 70 des Druckkanals 72 freigibt und den Durchströmungsquerschnitt zwischen dem ersten Druckraum 58 und dem nicht dargestellten Rückführkanal reduziert beziehungsweise verschließt. Entsprechend wird der am Nebenauslass 54 der Seitenkanalpumpe 8 entstehende Druck auch durch den Druckkanal 72 dem ersten Druckraum 58 zugeführt, um den Regelschieber 28 in den Ringspalt 30 zu verschieben. In diesem Zustand liegt entsprechend eine im Vergleich zur anderen Stellung des Magnetventils 66 entgegengesetzte Druckdifferenz am Boden 42 des Regelschiebers 28 an, die dazu führt, dass der Regelschieber 28 in den Ringspalt 30 verschoben wird und somit der Kühlmittelstrom im Kühlmittelkreislauf unterbrochen wird.

[0041] Wird ein regelbares Magnetventil 66 verwendet, ist es auch möglich, das Ventil 66 in Zwischenstel-

lungen zu fahren, wodurch für jede Position des Regelschiebers 28 ein Kräftegleichgewicht erzielbar ist, so dass eine vollständige Regelung des Durchströmungsquerschnitts des Ringspaltes 30 ermöglicht wird.

[0042] Um die kompakte Bauweise durch die einteilige Ausführung des Kühlmittelpumpenlaufrades 20 mit dem Seitenkanalpumpenlaufrad 46 und eine dichte Verbindung der im ersten Gehäuseteil 40 und im zweiten Gehäuseteil 62 ausgebildeten Kanalabschnitte des Druckkanals 72 oder des Rückführkanals gewährleisten zu können und die geringe Leckagen über den Regelschieber 28 zu gewährleisten und so eine vollständige Regelbarkeit sicherzustellen, wird das erste Gehäuseteil 40 direkt am zweiten Gehäuseteil 62 befestigt. Dies erfolgt, indem das erste Gehäuseteil 40 mit einem ringförmigen Vorsprung 80, der sich mit verringertem Durchmesser vom ringförmigen Vorsprung 38 weiter in vom Kühlmittelpumpenlaufrad abgewandten Ende erstreckt, in eine radial innere Aufnahmeöffnung 82 des zweiten Gehäuseteils 62 geschoben wird, bis das erste Gehäuseteil 40 mit seinem zwischen den Vorsprüngen 38, 80 ausgebildeten Absatz 84 gegen die Anschlussfläche 60 des zweiten Gehäuseteils 62 anliegt. In dieser Position wird das erste Gehäuseteil 40 mittels Schrauben 86 am zweiten Gehäuseteil befestigt. Hierzu sind im ersten Gehäuseteil mehrere Durchgangsbohrungen 88 und im zweiten Gehäuseteil gegenüberliegende Gewindesacklöcher 90 ausgebildet.

[0043] Zur Befestigung der beiden Gehäuseteile 40, 62 am Außengehäuse 10 und daraus folgende zur Anordnung des Regelschiebers 28 im Außengehäuse 10 weist das Außengehäuse 10 an seinem zum Haupteinlass 14 entgegengesetzten axialen Ende eine Öffnung 92 auf, in die ein ringförmiger Vorsprung 94 des zweiten Gehäuseteils 62 derart ragt, dass der Vorsprung 94 gegen die Innenwand der Öffnung 92 anliegt. Radial außerhalb dieses hohlzylindrischen Vorsprungs 94 ist eine Axialnut 96 ausgebildet, in der ein Dichtring 98 angeordnet ist, der bei der Befestigung des zweiten Gehäuseteils 62 am Außengehäuse 10 entsprechend verpresst wird, wobei das zweite Gehäuseteil 62 mit seiner Anschlussfläche 60 gegen eine Außenwand 100 des Außengehäuses 10 anliegt.

[0044] Dieser Vorsprung 94 dient gleichzeitig als rückwärtiger Anschlag 102 für den Regelschieber 28, dessen äußere Umfangswand 44 sich mit ihrem zum Kühlmittelpumpenlaufrad 44 weisenden Ende mit etwas vergrößertem Durchmesser fortsetzt. Am inneren Umfang und am äußeren Umfang des Bodens 42 ist jeweils eine Radialnut 104, 106 ausgebildet, in der jeweils ein Kolbenring 108, 110 angeordnet ist, über die der Regelschieber 28 im radial inneren Bereich auf dem Vorsprung 38 des ersten Gehäuseteils 26 und im radial äußeren Bereich an einer Innenwand des in die Öffnung 92 des Außengehäuses 10 ragenden hohlzylindrischen Vorsprungs 94 des zweiten Gehäuseteils 62 gleitend gelagert und entsprechend dichtend geführt ist.

[0045] Aus der Öffnung 92 des Außengehäuses 10

ragt somit nach dem Einbau lediglich das hintere Stück der Antriebswelle 18 sowie der hintere Teil des zweiten Gehäuseteils 62, in dem das Magnetventil 66 aufgenommen ist und auf dem das Kugellager 26 aufgepresst ist, welches das Riemenrad 24 trägt. Die Antriebswelle 18 erstreckt sich unter Zwischenlage einer Dichtung 112 zentral durch die beiden Gehäuseteile 40, 62.

[0046] Die beschriebene Kühlmittelpumpenanordnung ist äußerst kompakt aufgebaut, jedoch einfach und kostengünstig herstellbar und montierbar, da eine geringe Teileanzahl vorliegt. Auf zusätzliche Leitungen zur hydraulischen Verbindung der Seitenkanalpumpe mit den Druckräumen des Regelschiebers kann verzichtet werden, da diese über sehr kurze Wege als einfache Bohrungen in den beiden inneren Gehäuseteilen ausgebildet werden können. Dadurch, dass der Regelschieber im inneren Bereich auf dem Gehäuseteil geführt wird, welches gleichzeitig den Seitenkanal ausbildet und radial begrenzt, kann der Regelschieber entlang dieser Begrenzungswand mit eindeutig definiertem Spiel und daraus folgend definierter Leckage geführt werden. Durch den axial sehr kurzen Aufbau aufgrund des einstückigen Laufrades für die Seitenkanalpumpe und die eigentliche Kühlmittelförderpumpe eignet sich diese besonders zur Anordnung direkt in einer Öffnung des Kurbelgehäuses.

[0047] Figur 4 zeigt in einer schematischen Ansicht einen erfindungsgemäßen Kühlmittelkreislauf 114. Die Kühlmittelpumpenanordnung 2 ist über den Haupteinlass 14 und den Hauptausslass 16 der Hauptpumpe 6 mit einem Hauptkühlmittelstrom eines Hauptkühlmittelkreislaufes 116 verbunden. Hierzu wird in normalen Betriebsituationen, das heißt bei warmer Verbrennungskraftmaschine 118, das Kühlmittel vom geöffneten Hauptausslass 16 der Hauptpumpe 6 durch die Verbrennungskraftmaschine 118 und auf bekannte Weise durch einen Abgasrückführkühler 120 zum geöffneten Haupteinlass 14 der Hauptpumpe 6 geführt. Der Abgasrückführkühler 120 dient der Kühlung des vom Auslass der Verbrennungskraftmaschine 118 zum Einlass desselben zurück zu führenden Abgases. Hierzu ist auf bekannte Weise ein Abgasrückführventil 122 vorgesehen.

[0048] Insbesondere in der Startphase der Verbrennungskraftmaschine 118, das heißt, in kaltem Betriebszustand ist eine Kühlung des zurück zu führenden Abgases nicht gewollt. Vielmehr soll die Verbrennungskraftmaschine 118 durch die Rückführung von heißem Abgas schneller auf Betriebstemperatur gebracht werden. Hierzu wird, wie oben beschrieben, der Auslass 16 des Förderkanals 12 der Hauptpumpe 6 geschlossen.

[0049] Um nun zu verhindern, dass in dem geschlossenen Hauptkühlmittelkreislaufes 116 das Kühlmittel aufgrund der Erwärmung der Verbrennungskraftmaschine 118 zu sieden beginnt, ist erfindungsgemäß die Nebenkühlmittelleitung 124 vorgesehen, die mit dem zweiten Nebenauslass 56 der Kühlmittelpumpenanordnung 2 fluidisch verbunden ist. In dieser Nebenkühlmittelleitung 124 ist ein Schaltventil 126 vorgesehen, das die Nebenkühlmittelleitung 124 bei erreichter Betriebstem-

peratur der Verbrennungskraftmaschine 118 verschließt. Die Nebenkühlmittleitung 124 ist mit dem Hauptkühlmittelkreislauf 116 fluidisch, hier zum Beispiel im Abgasrückführkühler 120, verbunden. In der kalten Startphase der Verbrennungskraftmaschine 118 kann hierdurch eine Zirkulation des Kühlmittels gewährleistet werden, indem der Nebenkühlmittelstrom sich mit dem Hauptkühlmittelstrom vermischt und über den Haupteinlass 14 wieder in die Hauptpumpe 6 eintritt.

[0050] Es sollte deutlich sein, dass der Schutzbereich nicht auf das beschriebene Ausführungsbeispiel begrenzt ist, sondern ausschließlich durch die nachfolgenden Ansprüche bestimmt ist. So könnte auch lediglich ein Druckraum verwendet werden und eine Rückstellung des Regelschiebers über eine Feder erfolgen.

Patentansprüche

1. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich, die einen Gehäuseverbund mit einer Hauptpumpe (6) und einer als Seitenkanalpumpe ausgebildeten Nebenpumpe (8) aufweist, mit einem Haupteinlass (14) und einem Hauptauslass (16), die mit einem Hauptkühlmittelkreislauf (116) fluidisch verbindbar sind, mit einer Antriebswelle (18), mit einem Kühlmittelpumpenlaufrad (20) der Hauptpumpe (6), welches zumindest drehfest auf der Antriebswelle (18) angeordnet ist und über welches Kühlmittel in einen das Kühlmittelpumpenlaufrad (20) umgebenden Förderkanal (12) förderbar ist, mit einem verstellbaren Regelschieber (28), über den ein Durchströmungsquerschnitt eines Ringspalts (30) zwischen einem Austritt (32) des Kühlmittelpumpenlaufrades (20) und dem Förderkanal (12) regelbar ist, mit einem Seitenkanalpumpenlaufrad (46) der Seitenkanalpumpe (8), welches auf der Antriebswelle (18) zumindest drehfest angeordnet ist, mit einem Seitenkanal (50) der Seitenkanalpumpe (8), in dem durch Drehung des Seitenkanalpumpenlaufrades (46) ein Druck erzeugbar ist, wobei der Seitenkanal (50) einen Nebeneinlass (52) und mindestens einen Nebenauslass (54) aufweist, mit einem Druckkanal (72), über welchen der Nebenauslass (54) des Seitenkanals (50) mit einem ersten Druckraum (58) des Regelschiebers (28) fluidisch verbindbar ist, mit einem Ventil (66), über welches ein Durchströmungsquerschnitt (70) des Druckkanals (72) verschließbar und freigebbar ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Seitenkanal (50) einen zweiten Nebenauslass (56) aufweist, der über eine Nebenkühlmittleitung (124) mit dem Hauptkühlmittelkreislauf (116) verbindbar ist.

2. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich

nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Kühlmittelpumpenlaufrad (20) einstückig mit dem Seitenkanalpumpenlaufrad (46) ausgebildet ist und der Seitenkanal (50) in einem ersten Gehäuseteil (40) ausgebildet ist, auf dem der Regelschieber (28) gleitend geführt ist.

3. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Schaufeln (48) des Seitenkanalpumpenlaufrades (46) auf einer Rückseite des als Radialpumpenlaufrad ausgebildeten Kühlmittelpumpenlaufrades (20) ausgebildet sind und dem Seitenkanal (50) axial gegenüberliegend angeordnet sind.

4. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach Anspruch 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zwischen dem Nebeneinlass (52) und dem Nebenauslass (54) ein Verbindungskanal (74) vom Seitenkanal (50) in einen zweiten Druckraum (64) vorgesehen ist, wobei der zweite Druckraum (64) an einer der Kühlmittelpumpenlaufrad (20) zugewandten Seite des Regelschiebers (28) vorgesehen ist, wobei der zweite Druckraum zwischen einem Boden (42) des Regelschiebers (28) und dem ersten Gehäuseteil (40), in dem der Seitenkanal (50) angeordnet ist, ausgebildet ist.

5. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Verbindungskanal (74) als Bohrung ausgeführt ist.

6. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach einem der vorherigen Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Seitenkanal (50) einen zweiten Nebeneinlass aufweist.

7. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich eine radial äußere Begrenzungswand (78) des Seitenkanals (50) axial in Richtung des Kühlmittelpumpenlaufrades (20) erstreckt, das Seitenkanalpumpenlaufrad (46) radial umgibt und von einer äußeren Umfangswand (44) des Regelschiebers (28) radial umgeben ist.

8. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach einem der Ansprüche 2 bis 5 oder nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Regelschieber (28) auf einer Außenfläche (36) eines ringförmigen, sich axial erstreckenden Vorsprungs (38) des ersten Gehäuseteils (40) gleitend geführt ist.

9. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der erste Druckraum

(58) an der vom Kühlmittelpumpenlaufrad (20) abgewandten axialen Seite des Regelschiebers (28) ausgebildet ist.

10. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach den Ansprüchen 4 und 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der ringförmige Vorsprung (38) des ersten Gehäuseteils (40) die beiden Druckräume (58, 64) nach radial innen begrenzt.
11. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach Anspruch 8 oder 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Druckkanal (72) sich durch den ringförmigen Vorsprung (38) des ersten Gehäuseteils (40) erstreckt.
12. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach Anspruch 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** sich der Druckkanal (72) vom Nebenauslass (54) der Seitenkanalpumpe (8) durch das erste Gehäuseteil (40) und ein zweites Gehäuseteil (62) in den ersten Druckraum (58) erstreckt, wobei im zweiten Gehäuseteil (62) der vom Ventil (66) beherrschte Durchströmungsquerschnitt (70) ausgebildet ist.
13. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach Anspruch 12 zusammen mit einem der Ansprüche 8, 10 oder 11, **dadurch gekennzeichnet, dass** der ringförmige Vorsprung (38) des ersten Gehäuseteils (40) an seinem axialen Ende einen Absatz (84) aufweist, von dem aus sich der ringförmige Vorsprung (80) mit verringertem Durchmesser weiter axial in eine entsprechende Aufnahmeöffnung (82) des zweiten Gehäuseteils (62) erstreckt, an dem das erste Gehäuseteil (40) befestigt ist.
14. Kühlmittelpumpenanordnung für den KFZ-Bereich nach Anspruch 12 oder 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** das erste Gehäuseteil (40) mittels Schrauben (86) am zweiten Gehäuseteil (62) befestigt ist.
15. Kühlmittelkreislauf für eine flüssigkeitsgekühlte Verbrennungskraftmaschine mit einer Kühlmittelpumpenanordnung nach einem der vorherigen Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Haupteinlass (14) und der Hauptausslass (16) der Kühlmittelpumpenanordnung (2) fluidisch mit dem Hauptkühlmittelkreislauf (116) verbunden sind, wobei der zweite Nebenauslass (56) fluidisch über die Nebenkühlmittelleitung (124) mit dem Hauptkühlmittelkreislauf (116) verbunden ist.
16. Kühlmittelkreislauf für eine Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** in der Nebenkühlmittelleitung (124) eine Regeleinrichtung (126), wie zum Beispiel ein Schaltventil oder Thermostat vorgesehen ist.

17. Kühlmittelkreislauf für eine Verbrennungskraftmaschine nach Anspruch 6 und 15, **dadurch gekennzeichnet, dass** der zweite Nebeneinlass über eine zweite Nebenkühlmittelleitung mit dem Hauptkühlmittelkreislauf (116) verbunden ist.

Claims

1. Coolant pump assembly for the automotive sector, comprising a housing assembly with a main pump (6) and an auxiliary pump (8) designed as a side channel pump, with a main inlet (14) and a main outlet (16) adapted to be fluidly connected to a main coolant circuit (118), with a drive shaft (18), with a coolant pump impeller (20) of the main pump (6), which is arranged on the drive shaft (18) at least for rotation therewith and via which coolant can be conveyed into a conveyor channel (12) surrounding the coolant pump impeller (20), with an adjustable control slide (28), via which a flow cross-section of an annular gap (30) between an outlet (32) of the coolant pump impeller (20) and the delivery channel (12) can be adjusted, with a side channel pump impeller (46) of the side channel pump (8), which is arranged on the drive shaft (18) is arranged at least for rotation therewith, with a side channel (50) of the side channel pump (8), in which by rotation of the side channel pump impeller (46), a pressure can be generated, wherein the side channel (50) has a secondary inlet (52) and at least one secondary outlet (54), with a pressure channel (72) through which the secondary outlet (54) of the side channel (50) can be fluidically connected with a first pressure chamber (58) of the control slide (28), with a valve (66) via which a flow cross section (70) of the pressure channel (72) can be closed and released, **characterized in that** the side channel (50) has a second secondary outlet (56) which is connected with the main cooling circuit (116) via a secondary coolant line (124).
2. Coolant pump assembly for the automotive sector of claim 1, **characterized in that** the coolant pump impeller (20) is formed integrally with the side channel pump impeller (46) and the side channel (50) is formed in a first housing part (40) on which the control slide (28) is guided in a sliding manner.
3. Coolant pump assembly for the automotive sector of claim 2, **characterized in that** the blades (48) of the side channel pump impeller (46) are formed on a rear side of the coolant pump impeller (20) configured as a radial pump impeller and are arranged axially opposite the side channel (50).

4. Coolant pump assembly for the automotive sector of claim 2 or 3, **characterized in that** a connecting channel (74) from the side channel (50) into a second pressure chamber (64) is provided between the secondary inlet (52) and the secondary outlet (54), the second pressure chamber (64) being provided on a side of the control slide (28) facing the coolant pump impeller (20), wherein the second pressure chamber is formed between a bottom (42) of the control slide (28) and the first housing part (40) in which the side channel (50) is arranged.
5. Coolant pump assembly for the automotive sector of claim 4, **characterized in that** the connecting channel (74) is designed as a bore.
6. Coolant pump assembly for the automotive sector of one of the preceding claims, **characterized in that** the side channel (50) has a second secondary inlet.
7. Coolant pump assembly for the automotive sector of claim 2, **characterized in that** a radially outer limiting wall (78) of the side channel (50) extends axially towards the coolant pump impeller (20), radially surrounds the side channel pump impeller (46) and is radially surrounded by an outer peripheral wall (44) of the control slide (28).
8. Coolant pump assembly for the automotive sector of one of claims 2 to 5 or claim 7, **characterized in that** the control slide (28) is slidably guided on an outer surface (36) of an annular, axially extending projection (38) of the first housing part (40).
9. Coolant pump assembly for the automotive sector of one of the preceding claims, **characterized in that** the first pressure chamber (58) is formed on the axial side of the control slide (28) facing away from the coolant pump impeller (20).
10. Coolant pump assembly for the automotive sector of claims 4 and 8, **characterized in that** the annular projection (38) of the first housing part (40) delimits the two pressure chambers (58, 64) radially inward.
11. Coolant pump assembly for the automotive sector of claims 8 or 10, **characterized in that** the pressure channel (72) extends through the annular projection (38) of the first housing part (40).
12. Coolant pump assembly for the automotive sector of claim 7, **characterized in that** the pressure channel (72) extends from the secondary outlet (54) of the side channel pump (8) through the first housing part (40) and a second housing part (62) into the first pressure chamber (58), wherein the flow cross-section (70) controlled by the valve (66) is formed the second housing part (62).
13. Coolant pump assembly for the automotive sector of claim 12 in conjunction with one of claims 8, 10 or 11, **characterized in that** the annular projection (38) of the first housing part (40) has a shoulder (84) at its axial end, from which the annular projection (80) extends further with reduced diameter in an axial direction into a corresponding receiving opening (82) of the second housing part (62) to which the first housing part (40) is fastened.
14. Coolant pump assembly for the automotive sector of claim 12 or 13, **characterized in that** the first housing part (40) is fastened on the second housing part (62) by means of screws (86).
15. Coolant circuit for a liquid-cooled internal combustion engine having a coolant pump arrangement according to one of the preceding claims, **characterized in that** the main inlet (14) and the main outlet (16) of the coolant pump arrangement (2) are fluidically connected to the main cooling circuit (116), wherein the second secondary outlet (56) is fluidically connected with the main coolant circuit (116) via the secondary coolant line (124).
16. Coolant circuit for an internal combustion engine according to claim 15, **characterized in that** a control device (126), such as a switching valve, thermostat, is provided in the secondary coolant line (124).
17. Coolant circuit for an internal combustion engine according to claim 6 and 15, **characterized in that** the second secondary inlet is connected to the main cooling circuit (116) via a second secondary coolant line.

Revendications

1. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile comprenant un ensemble carter avec une pompe principale (6) et une pompe secondaire (8) conçue comme pompe à canal latéral, avec une entrée principale (14) et une sortie principale (16) pouvant être reliées de manière fluidique à une boucle de circuit principal (118), avec un arbre d'entraînement (18), avec une roue de pompe à fluide de refroidissement (20) de la pompe principale (6) fixée au moins de manière solidaire en rotation sur l'arbre d'entraînement (18) et par laquelle le liquide de refroidissement peut être alimenté dans un canal de refoulement (12) entourant la roue de pompe à fluide de refroidissement (20), avec un tiroir de réglage ajustable (28), à l'aide duquel une section transversale d'écoulement d'une fente annulaire (30) entre une sortie (32) de la roue de pompe à fluide de refroidissement (20) et le canal

- de refoulement (12) peut être réglée,
avec une roue de pompe à canal latéral (8) disposée sur l'arbre d'entraînement (18) au moins de manière solidaire en rotation,
avec un canal latéral (50) de la pompe à canal latéral (8), dans lequel, par rotation de la roue de pompe à canal latéral (46) une pression peut être générée, le canal latéral (50) ayant une entrée secondaire (52) et au moins une sortie secondaire (54),
avec un canal de pression (72) à travers lequel passe la sortie secondaire (54) du canal latéral (50) peut être lié fluidiquement à une première chambre de pression (58) du tiroir de réglage (28),
avec une vanne (66) par laquelle une section transversale d'écoulement (70) du canal de pression (72) peut être fermée et libérée,
caractérisé en ce que le canal latéral (50) a une deuxième sortie secondaire (56) qui est reliée par une ligne de fluide de refroidissement secondaire (124) au circuit de refroidissement principal (116).
2. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** la roue de la pompe de liquide de refroidissement (20) est formée d'un seul tenant avec la roue de pompe à canal latéral (46) et le canal latéral (50) est formé dans une première partie de carter (40) sur lequel tiroir de réglage (28) est guidé de manière coulissante.
 3. Ensemble de pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** les aubes (48) de la roue de pompe à canal latéral (46) sont formées sur une face arrière de la roue (20) de la pompe à fluide de refroidissement en forme de pompe radiale et sont disposées axialement en regard du canal latéral (50).
 4. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon l'une des revendications 2 ou 3, **caractérisé en ce qu'un** canal de liaison (74) est prévu entre l'entrée secondaire (52) et la sortie secondaire (54), à partir du canal latéral (50) dans une deuxième chambre de pression (64), la deuxième chambre de pression (64) étant prévue sur un côté du tiroir de réglage (28) faisant face à la roue de la pompe à fluide de refroidissement (20), la deuxième chambre de pression étant formée entre un fond (42) du tiroir de réglage (28) et la première partie de carter (40) dans laquelle le canal latéral (50) est arrangé.
 5. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** le canal de liaison (74) est conçu sous la forme d'un alésage.
 6. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** le canal latéral (50) présente une deuxième entrée secondaire.
 7. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon la revendication 2, **caractérisé en ce qu'une** paroi de délimitation radialement externe (78) du canal latéral (50) s'étend axialement vers la roue de la pompe à fluide de refroidissement (20), entoure radialement la roue de la pompe à canal latéral (46) et est entouré radialement d'une paroi périphérique extérieure (44) du tiroir de réglage (28).
 8. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon l'une des revendications 2 à 5 ou la revendication 7, **caractérisé en ce que** le tiroir de réglage (28) est guidé de manière coulissante sur une surface extérieure (36) d'une saillie annulaire (38) de la première partie de carter (40), la saillie s'étendant axialement.
 9. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** la première chambre de pression (58) est formée sur le côté axial du tiroir de réglage (28) détourné de la roue de la pompe à fluide de refroidissement (20).
 10. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon les revendications 4 et 8, **caractérisé en ce que** la saillie annulaire (38) de la première partie de carter (40) délimite les deux chambres de pression (58, 64) radialement vers l'intérieur.
 11. Ensemble de pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon les revendications 8 ou 10, **caractérisé en ce que** le canal de pression (72) s'étend à travers la saillie annulaire (38) de la première partie de carter (40).
 12. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon la revendication 7, **caractérisé en ce que** le canal de pression (72) part de la sortie secondaire (54) de la pompe à canal latéral (8) à travers la première partie de carter (40) et une deuxième partie de carter (62) dans la première chambre de pression (58), la section transversale d'écoulement commandée par la vanne (66) contrôlé (70) état formée dans la deuxième partie de carter (62).
 13. Ensemble de pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon la revendication 12 en combinaison avec l'une des revendications 8, 10 ou 11, **caractérisé en ce que** la saillie annulaire (38)

de la première partie de carter (40) présente à son extrémité axiale un épaulement (84), à partir duquel la saillie annulaire (80) s'étend à un diamètre réduit plus axialement dans une ouverture de réception (82) correspondante de la deuxième partie de carter (62) sur laquelle la première partie de carter (40) est fixée. 5

14. Ensemble pompe à liquide de refroidissement pour le secteur automobile selon la revendication 12 ou 13, **caractérisé en ce que** la première partie de carter (40) est fixée à l'aide de vis (86) sur la deuxième partie de carter (62). 10
15. Circuit de refroidissement pour un moteur à combustion interne à refroidissement par liquide comportant un ensemble pompe à liquide de refroidissement selon l'une quelconque des revendications précédentes, **caractérisé en ce que** l'entrée principale (14) et la sortie principale (16) de l'ensemble pompe à liquide de refroidissement (2) sont reliées de manière fluïdique au circuit de refroidissement principal (116), la deuxième sortie secondaire (56) étant raccordé de manière fluïdique via une conduite de fluïde de refroidissement secondaire (124) au circuit de fluïde de refroidissement principal (116). 15 20 25
16. Circuit de réfrigérant pour moteur à combustion interne selon la revendication 15, **caractérisé en ce que**, dans la conduite de réfrigérant secondaire (124), un dispositif de réglage (126), tel qu'une vanne de commutation ou un thermostat, est prévu. 30
17. Circuit de refroidissement pour un moteur à combustion interne selon les revendications 6 et 15, **caractérisé en ce que** la deuxième entrée secondaire est reliée au circuit de refroidissement principal (116) par un conduit de refroidissement secondaire. 35

40

45

50

55

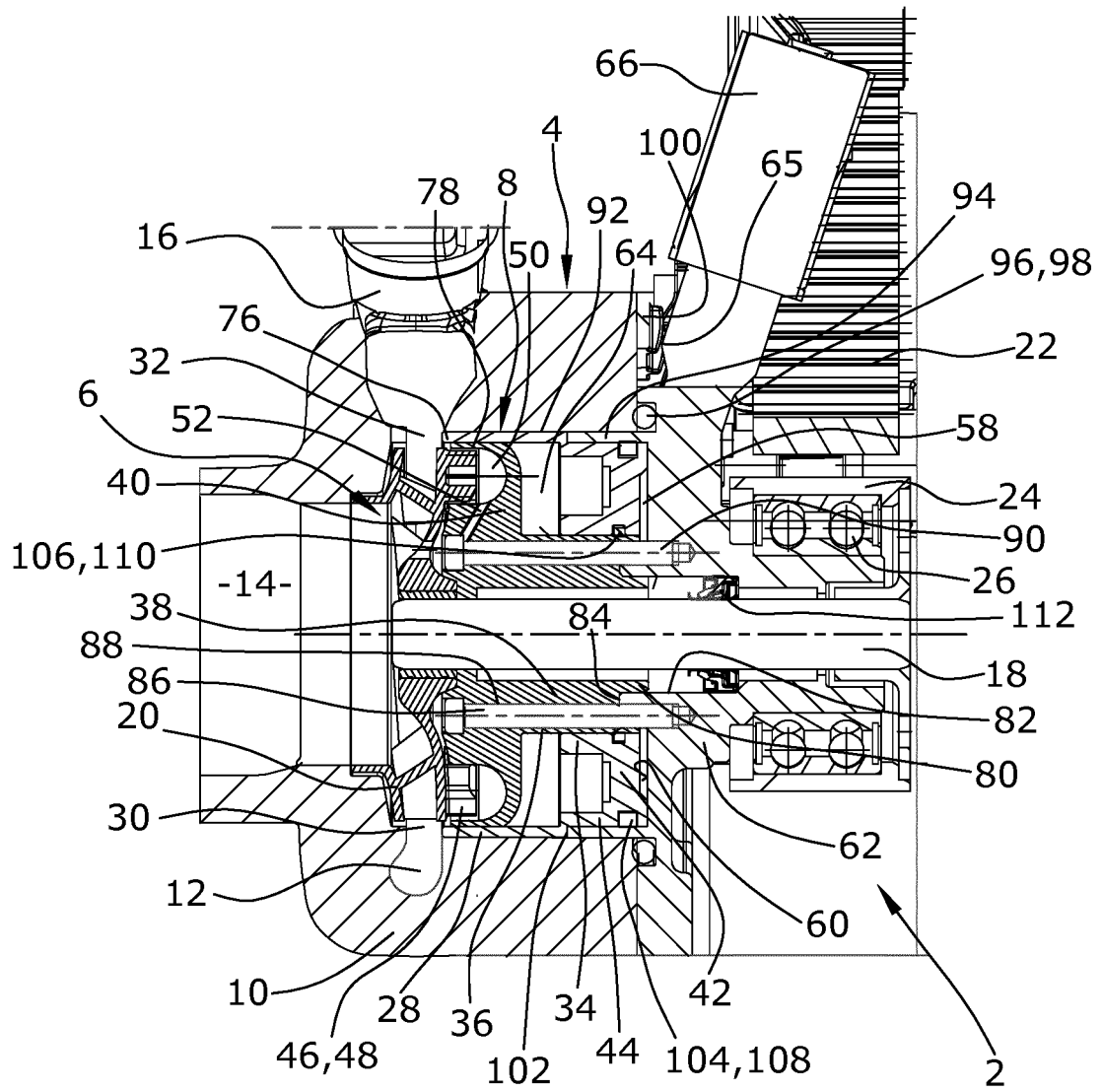


Fig.1

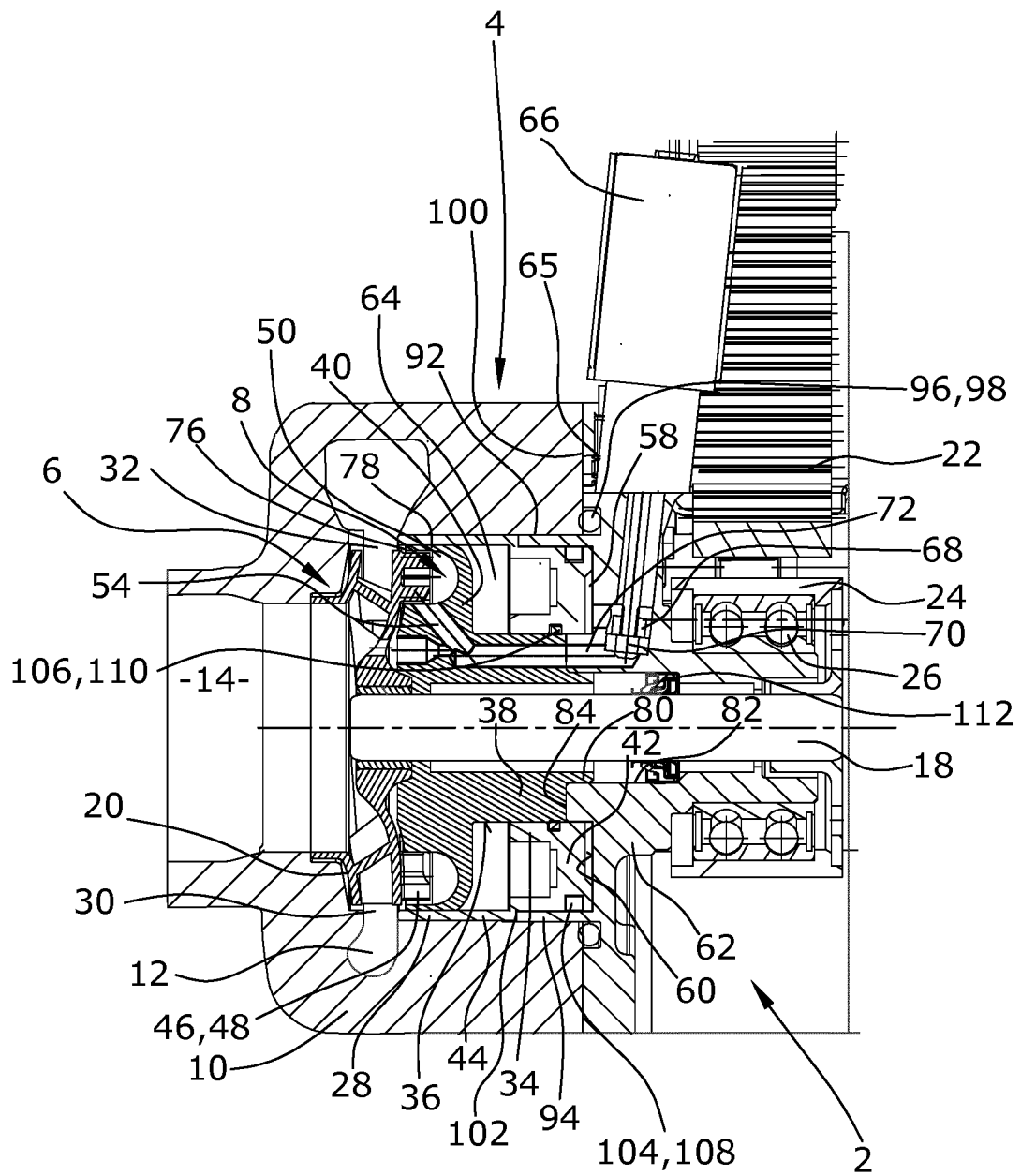


Fig.2

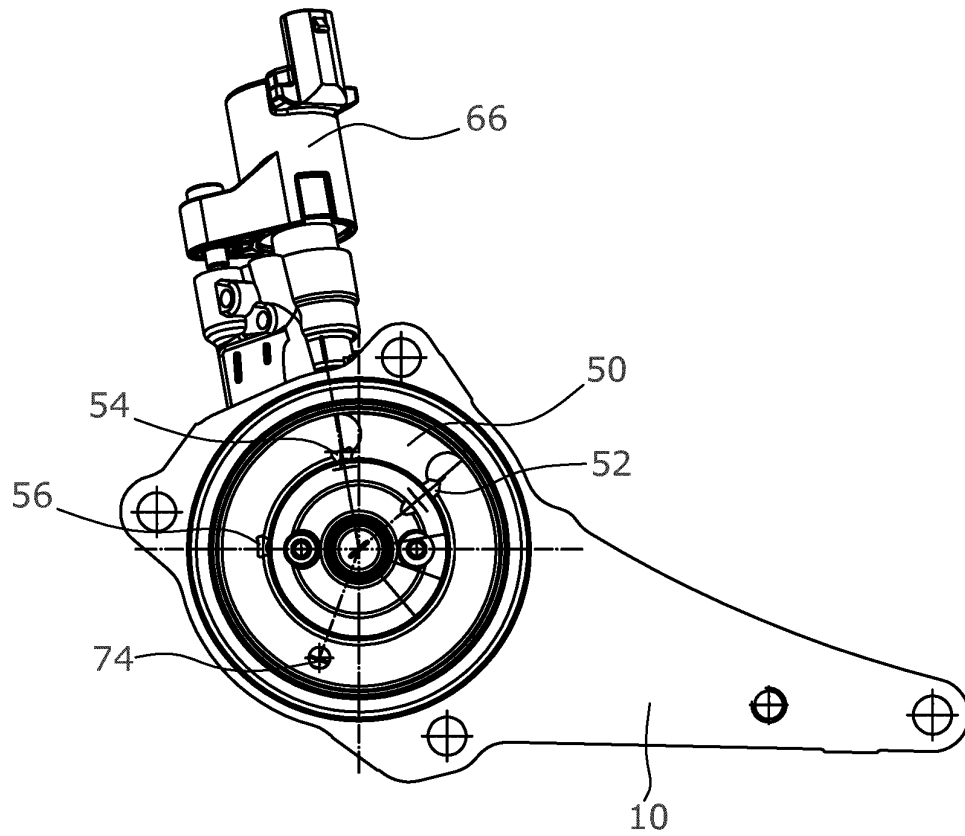


Fig.3

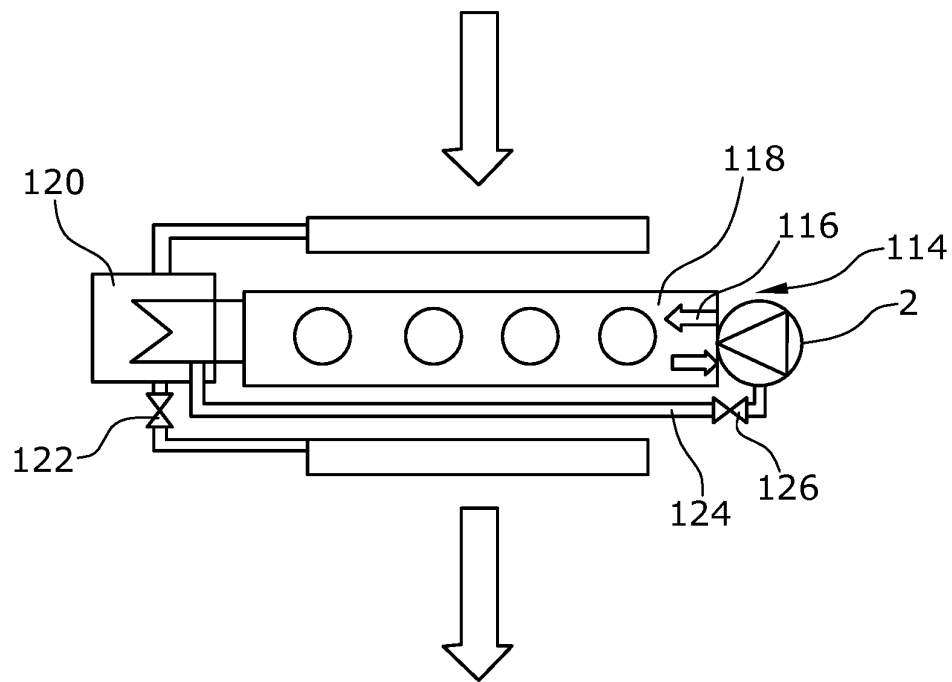


Fig.4

IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- DE 10161851 A1 [0004]
- DE 102012207387 A1 [0009]