

(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
15. November 2012 (15.11.2012)



(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2012/152398 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

F16H 61/688 (2006.01) F16D 21/06 (2006.01)
F16D 25/12 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2012/001852

(22) Internationales Anmeldedatum:
30. April 2012 (30.04.2012)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:
10 2011 100 862.8 6. Mai 2011 (06.05.2011) DE

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

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): SCHULLER, Dietmar
[DE/DE]; Bahnhofstr. 23, 93336 Altmannstein (DE).
AMMLER, Stefan [DE/DE]; Kindsweg 26, 86673
Bergheim (DE).

(74) Anwalt: WOHNERT, Dietmar; Audi AG,
Patentabteilung, 85045 Ingolstadt (DE).

(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL,
AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY,
BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DO,
DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN,
HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR,
KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME,
MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ,
OM, PE, PG, PH, PL, PT, QA, RO, RS, RU, RW, 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.

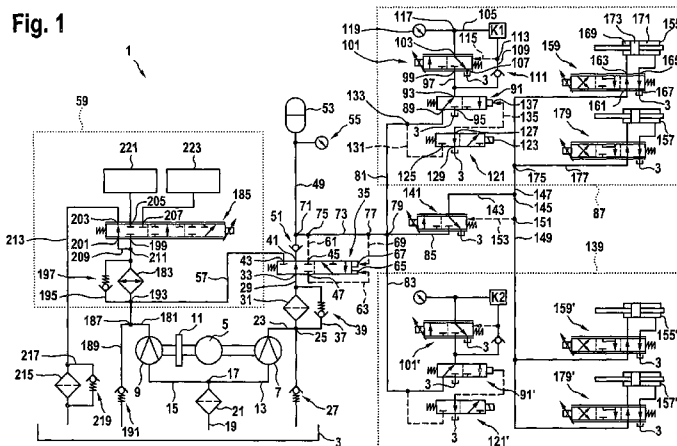
(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für
jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW,
GH, GM, KE, LR, LS, MW, MZ, NA, RW, SD, SL, SZ,
TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ,
RU, TJ, TM), europäisches (AL, AT, BE, BG, CH, CY,
CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, 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, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz
3)

(54) Title: DUAL CLUTCH TRANSMISSION

(54) Bezeichnung : DOPPELKUPPLUNGSGETRIEBE



(57) Abstract: The invention relates to a dual clutch transmission, especially of a motor vehicle, comprising a hydraulic circuit (1) for cooling the dual clutch transmission, said hydraulic circuit (1) comprising at least one pump (7, 9) for delivering a hydraulic fluid, at least one cooler (183) for cooling the hydraulic fluid, and an actuable volume control valve (185), arranged downstream of the pump, for adjusting at least one hydraulic fluid flow for at least one cooling system (221, 223) which is associated with clutches (121, 122) of the dual clutch transmission. Said volume control valve (185) is designed such that it supplies the hydraulic fluid flow to a first cooling system (221), which is associated with a first one of the clutches (K1), in a first extremal state, and to a second cooling system (223), which is associated with a second one of the clutches (K2), in at least one second extremal state, by releasing a corresponding flow area, the released flow areas resulting in a constant, released overall flow area across all states of actuation.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



Die Erfindung betrifft ein Doppelkupplungsgetriebe, insbesondere eines Kraftfahrzeugs, mit einem Hydraulikkreis (1) zur Kühlung des Doppelkupplungsgetriebes, wobei der Hydraulikkreis wenigstens eine Pumpe (7, 9) zum Fördern eines Hydraulikmediums, wenigstens einen Kühler (183) zum Kühlen des Hydraulikmediums und ein der Pumpe nachgeschaltetes, betätigbares Volumensteuerventil (185) zum Einstellen mindestens eines Hydraulikmediumstroms für mindestens eine Kupplungen (121, 122) des Doppelkupplungsgetriebes zugeordnete Kühlung (221, 223) umfasst. Dabei ist vorgesehen, dass das Volumensteuerventil (185) in einem ersten Extremalzustand den Hydraulikmediumstrom einer ersten der Kupplungen (K1) zugeordneten ersten Kühlung (221) und in einem zweiten Extremalzustand den Hydraulikmediumstrom einer zweiten der Kupplungen (K2) zugeordneten zweiten Kühlung (223) jeweils durch Freigeben eines entsprechenden Durchströmungsquerschnitts zuführt, wobei die freigegebenen Durchströmungsquerschnitte über alle Betätigungszustände hinweg einen konstanten, freigegebenen Gesamtdurchströmungsquerschnitt ergeben.

Doppelkupplungsgetriebe

Die Erfindung betrifft ein Doppelkupplungsgetriebe, insbesondere eines Kraftfahrzeugs, mit einem Hydraulikkreis zur Kühlung des Doppelkupplungsgetriebes, wobei der Hydraulikkreis wenigstens eine Pumpe zum Fördern eines Hydraulikmediums, wenigstens einen Kühler zum Kühlen des Hydraulikmediums und ein der Pumpe nachgeschaltetes, betätigbares Volumensteuerventil zum Einstellen mindestens eines Hydraulikmediumstroms für mindestens eine Kupplungen des Doppelkupplungsgetriebes zugeordnete Kühlung umfasst.

Doppelkupplungsgetriebe werden bevorzugt in Personenkraftwagen eingesetzt. Ein Doppelkupplungsgetriebe weist im Allgemeinen zwei koaxial zueinander angeordnete Getriebeeingangswellen auf, die jeweils einem Teilgetriebe zugeordnet sind. Jeder der Getriebeeingangswellen ist eine Kupplung zugeordnet, über die die Getriebeeingangswelle des jeweiligen Teilgetriebes kraftschlüssig mit dem Abtrieb eines Motors, vorzugsweise eines Verbrennungsmotors eines Kraftfahrzeugs, gekoppelt werden kann. Ein erstes der beiden Teilgetriebe umfasst typischerweise die ungeraden Gänge, während ein zweites der Teilgetriebe die geraden Gänge sowie den Rückwärtsgang umfasst.

Während der Fahrt ist typischerweise eines der Teilgetriebe aktiv, was bedeutet, dass die diesem Teilgetriebe zugeordnete Getriebeeingangswelle über die ihr zugeordnete Kupplung mit dem Motor gekoppelt ist. In dem aktiven Teilgetriebe ist ein Gang eingelegt, der eine momentane Getriebeübersetzung bereitstellt. Eine Steuerung ermittelt, ob abhängig von der Fahrsituation der nächst höhere oder nächst niedrige Gang eingelegt werden soll. Dieser voraussichtlich als nächstes verwendete Gang wird in dem zweiten, inaktiven Teilgetriebe eingelegt. Für einen Gangwechsel wird dann die Kupplung des inaktiven Teilgetriebes geschlossen, während die Kupplung des aktiven Teilgetriebes geöffnet wird. Bevorzugt wird, wenn sich das Öffnen der Kupplung des aktiven Teilgetriebes und das Schließen der Kupplung des inaktiven Teilgetriebes derart überschneiden, dass keine oder nur eine geringfügige Kraftflussunterbrechung vom Motor auf die Antriebswelle des Kraftfahrzeugs gegeben ist. In Folge des Gangwechsels wird das zuvor aktive Teilgetriebe inaktiv, während das zuvor inaktive Teilgetriebe zum aktiven Teilgetriebe wird. Anschließend kann in dem nun inaktiven Teilgetriebe der voraussichtlich als nächstes benötigte Gang eingelegt werden.

Das Ein- und Auslegen der Gänge erfolgt über Elemente, bevorzugt über Schaltschienen, die von Hydraulikzylindern, den sogenannten, vorstehend bereits genannten Schaltzylindern, betätigt werden. Die Hydraulikzylinder sind bevorzugt als doppeltwirkende Hydraulikzylinder, insbesondere Gleichlaufzylinder oder Differenzialzylinder, ausgebildet, sodass jedem Schaltzylinder vorzugsweise zwei Gänge zugeordnet sein können. Alternativ können auch einfach wirkende Hydraulikzylinder vorgesehen sein. Die Hydraulikzylinder, welche die Elemente, insbesondere Schaltschienen, betätigen, werden auch als Gangstellerzylinder bezeichnet. Ein als Gleichlaufzylinder ausgebildeter Gangstellerzylinder, dem insbesondere zwei Gänge zugeordnet sind, weist bevorzugt drei Schaltpositionen auf, wobei insoweit in einer ersten ein bestimmter Gang, in einer zweiten ein anderer, bestimmter Gang und in einer dritten keiner der beiden genannten Gänge eingelegt ist.

Auch die den beiden Teilgetrieben zugeordneten Kupplungen werden hydraulisch betätigt, also geschlossen beziehungsweise geöffnet. Es wird bevorzugt, dass die Kupplungen jeweils schließen, wenn sie mit Hydraulikdruck beaufschlagt werden, während sie geöffnet sind, wenn kein Hydraulikdruck anliegt, das heißt ein der jeweiligen Kupplung zugeordneter Hydraulikzylinder, der – wie vorstehend erwähnt – auch Kupplungszyylinder genannt wird, druckentlastet ist.

Im Übrigen ist die Funktionsweise eines Doppelkupplungsgetriebes an sich bekannt, sodass hier nicht näher darauf eingegangen wird.

Der in den vorstehenden Absätzen beschriebene Aufbau und die dort erläuterte Funktionsweise gilt bevorzugt auch beim oder im Zusammenhang mit dem Gegenstand der Erfindung.

Wie bereits angedeutet, werden Doppelkupplungsgetriebe durch einen Hydraulikkreis sowohl gesteuert beziehungsweise geregelt als auch gekühlt. Dieser Hydraulikkreis, beziehungsweise Baugruppen davon, sowie damit verknüpfte Verfahren sind Gegenstand der Erfindung.

Außerdem ist es bekannt, mindestens einer Kühlung des Doppelkupplungsgetriebes ein Volumensteuerventil vorzuschalten, durch dessen Betätigung der der Kühlung zugeführte Volumenstrom des Hydraulikmediums beziehungsweise die gewünschte Menge an Hydraulikmedium, die der Kühlung zugeführt werden soll, einstellbar ist. Üblicherweise wird die Kühlung der Kupplung dabei durch eine verbrennungsmotorisch angetriebene

Konstantpumpe bedient. Somit hängt die Genauigkeit des zur Kupplungskühlung benutzten Volumenstroms im Wesentlichen von der Steuer- beziehungsweise Regelgüte des Ventils ab. Üblicherweise wird das durch die Pumpe geförderte Hydraulikmedium durch einen Kühler gekühlt und anschließend einer den Kupplungen zugeordneten Kühlung zugeführt, sodass jedoch nur ein gekühlter Hydraulikmedium-Volumenstrom für beide Kupplungen zur Verfügung steht. Die gemeinsame Kupplungskühlung verschlechtert dabei die Regelgüte der Kupplungen.

Aus der EP 1 637 756 A1 ist weiterhin ein System bekannt, bei dem den Kupplungen ein Ventil vorgeschaltet ist, das in einer ersten Schaltstellung der einen Kupplung Schmiermittel und der anderen Kupplung Kühlmittel und in einer weiteren Schaltstellung der einen Kupplung Schmiermittel und der anderen Kühlmittel zuführt. Somit ist das Bedienen der Kupplungen mit Kühlflüssigkeit stets abhängig von der Schmierung der Kupplungen, was die Regelgüte und die Genauigkeit der Kupplungsbedienung ebenfalls verringert.

Weiterhin entstehen beim Umschalten aufgrund der Massenträgheit der Pumpe beziehungsweise der weiterhin angetriebenen Pumpe und der Hydraulikmittelsäule zwischen Pumpe und Volumensteuerventil unzulässig hohe Druckspitzen im System, die bei einer getakteten Ansteuerung auch zu unerwünschten Schwingungen führen können.

Es ist somit die Aufgabe der Erfindung, ein Doppelkupplungsgetriebe zu schaffen, das auf einfache und kostengünstige Art und Weise die Regelgüte der Kupplungen verbessert und Staudruckspitzen vermindert oder vermeidet.

Die der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe wird dadurch gelöst, dass das Volumensteuerventil in einem ersten Extremalzustand einen Hydraulikmediumstrom einer einer ersten der Kupplungen zugeordneten ersten Kühlung und in einem zweiten Extremalzustand den Hydraulikmediumstrom einer einer zweiten der Kupplungen zugeordneten zweiten Kühlung jeweils durch Freigeben eines entsprechenden Durchströmungsquerschnitts zuführt, wobei die freigegebenen Durchströmungsquerschnitte über alle Betätigungszustände des Volumensteuerventils hinweg einen konstanten oder nahezu konstanten, freigegebenen Gesamtdurchströmungsquerschnitt ergeben. Unter einem Extremalzustand des Volumensteuerventils ist jeweils der Zustand beziehungsweise die Schaltstellung zu verstehen, in welchem/in welcher der gesamte von der Pumpe geförderte Hydraulikmediumstrom nur einem Anschluss beziehungsweise Ausgang des Volumensteuerventils zugeführt wird. Ist das Volumensteuerventil derart ausgebildet, dass es auch Zwischenzustände beziehungsweise zwischen den Extremalzuständen liegende

Schaltstellungen einnehmen kann, so wird der von der Pumpe geförderte Hydraulikmediumstrom auf unterschiedliche oder mehrere Anschlüsse des Volumensteuerventils aufgeteilt, sodass beispielsweise beiden Kupplungen ein Hydraulikmediumstrom zugeführt wird. Erfindungsgemäß ist also vorgesehen, dass jeder der Kupplungen eine eigene Kühlung zugeordnet ist, die in Abhängigkeit von dem Betätigungszustand beziehungsweise der Schaltstellung des Volumensteuerventils mit gekühltem Hydraulikmedium versorgt wird. Das Freigeben der Durchströmungsquerschnitte erfolgt dabei bevorzugt durch eine Überlappungsposition entsprechender Durchströmungsöffnungen des Volumensteuerventils, die relativ zueinander verlagerbar sind, insbesondere im Sinne eines Schieberventils. Erfindungsgemäß ist dabei vorgesehen, dass über alle Betätigungszustände beziehungsweise Schaltstellungen hinweg ein konstanter Gesamtdurchströmungsquerschnitt vorgesehen ist, der sich aus den einzelnen freigegebenen Durchströmungsquerschnitten ergibt. Das bedeutet, dass unabhängig davon, in welchem Zustand beziehungsweise in welcher Stellung sich das Volumensteuerventil beziehungsweise dessen betätigbares Ventilelement befindet, die gleiche Menge an Hydraulikmedium durch das Volumensteuerventil bei gleichem Druckabfall über das Volumensteuerventil strömt. Je nach dem, in welcher Stellung sich das Volumensteuerventil befindet, fällt dabei der der jeweiligen Kühlung zugeordnete Anteil größer oder kleiner aus. Dies wird bevorzugt dadurch gewährleistet, dass die Anschlüsse des Volumensteuerventils sowie das betätigbare beziehungsweise verlagerbare Ventilelement derart ausgebildet sind, dass mit kleiner werdendem freigegebenem Durchströmungsquerschnitt für die erste Kühlung, der freigegebene Durchströmungsquerschnitt für die zweite Kühlung größer wird, sodass insgesamt der gleiche Gesamtdurchströmungsquerschnitt erhalten bleibt. Vorzugsweise erfolgt die Durchströmungsquerschnitts-Verkleinerung und -Vergrößerung im Übergangsbereich zwischen zwei Schaltstellungen beziehungsweise Betätigungszuständen des Volumensteuerventils, das in diesem Fall im Wesentlichen als Schaltventil wirken/ausgebildet sein kann. Hierdurch wird erreicht, dass auch beim Umschalten beziehungsweise Verstellen des Volumensteuerventils von einer Schaltstellung in eine andere stets die gleiche Menge an Hydraulikmedium durch das Volumensteuerventil gefördert wird und somit auch keine Druckschwankungen zwischen Volumensteuerventil und Pumpe, die sich auf die Pumpe oder den bevorzugt dazwischen geschalteten Kühler negativ auswirken könnten, auftreten.

Vorzugsweise ist das Volumensteuerventil als 3/2-Wege-Ventil oder als 4/3-Wege-Ventil ausgebildet. Das 3/2-Wege-Ventil weist drei Anschlüsse auf, wobei ein erster Anschluss mit der Druckseite der Pumpe, ein zweiter Anschluss mit der ersten Kühlung und ein dritter Anschluss mit der zweiten Kühlung verbunden ist. Das 4/3-Wege-Ventil weist min-

destens einen weiteren Anschluss auf, der mit einer zu einem das Hydraulikmedium bereitstellenden Tank zurückführenden Leitung verbunden ist. Das 4/3-Wege-Ventil weist einen dritten Extremalzustand auf, in welchem der Hydraulikmediumstrom dem Tank zugeführt wird, sodass das geförderte Hydraulikmedium nicht zu den Kühlungen gelangt.

Das Volumensteuerventil als 4/3-Wege-Ventil ist also bevorzugt derart ausgebildet, dass es in dem dritten Extremalzustand den Hydraulikmediumstrom durch Freigeben einer entsprechenden Durchströmungsöffnung dem das Hydraulikmedium bereitstellenden Tank zuführt. Der dem Tank zugeordnete freigebbare Durchströmungsquerschnitt ist entsprechend zur Gewährleistung des konstanten freigegebenen Gesamtdurchströmungsquerschnitts ausgebildet, sodass auch beim Umschalten in den dritten Extremalzustand keine Rückstaudruckspitze auftritt.

Bevorzugt ist das Volumensteuerventil als Proportionalventil ausgebildet, sodass sich der jeweils eingestellte Hydraulikmediumstrom mit Bezug auf das Durchströmungsvolumen beeinflussen lässt. Insbesondere im Zusammenhang mit dem Vorsehen des konstant freigegebenen Gesamtdurchströmungsquerschnitts über alle Schaltstellungen beziehungsweise den gesamten Verfahrensweg des Volumensteuerventils hinweg, lässt sich die Ausbildung als Proportionalventil einfach realisieren, da bereits zumindest bereichsweise im Übergangsbereich ein Beeinflussen des jeweiligen Hydraulikmediumstroms Volumen erfolgt, um den Gesamtdurchströmungsquerschnitt zu gewährleisten.

Vorzugsweise ist das Volumensteuerventil elektromagnetisch oder elektromotorisch ansteuerbar. Dazu ist dem Volumensteuerventil zweckmäßigerweise ein elektromotorischer und/oder elektromagnetischer Aktor zugeordnet. Hierdurch lässt sich das Volumensteuerventil genau und schnell in die gewünschte Schaltstellung verbringen. Aufgrund der vorteilhaften Ausbildung des Volumensteuerventils wird auch bei einer fehlerhaften Ansteuerung gewährleistet, dass kein Rückstaudruck auftreten kann, der Kühler oder Pumpe beschädigen könnte.

Weiterhin ist bevorzugt vorgesehen, dass die Pumpe mit einem, insbesondere drehzahl-geregelten Elektromotor wirkverbunden/wirkverbindbar ist. Durch das Vorsehen des Elektromotors kann die Leistung der Pumpe und somit das Fördervolumen und die daraus resultierende Menge in gefördertem Hydraulikmedium eingestellt werden, sodass zum weiteren Beeinflussen der Menge des geförderten Hydraulikmediumstroms beziehungsweise des der jeweiligen Kühlung zugeführten Hydraulikmediumstroms der Elekt-

romotor entsprechend angesteuert wird. Insbesondere wird dessen Drehzahl entsprechend gesteuert beziehungsweise geregelt.

Bevorzugt ist zwischen der Pumpe und dem Elektromotor ein betätigbares Trennelement zwischengeschaltet. Zweckmäßigerweise ist dazu die Antriebswelle der Pumpe mit einer Abtriebswelle des Elektromotors mittels des Trennelements wirkverbunden/wirkverbindbar. Bei dem Trennelement handelt es sich bevorzugt um eine betätigbare Kupplung oder um einen Freilauf, der drehrichtungsabhängig wirkt. Durch Betätigen der Kupplung beziehungsweise durch Ändern der Drehrichtung lässt sich damit die Pumpe abschalten, um das Fördern des Hydraulikmediums zu unterbrechen. Ist an den Elektromotor weiterhin eine zweite Pumpe zum Fördern beispielsweise eines Hydraulikmediums zum Betätigen der Kupplungen vorgesehen, so lässt sich diese zweite Pumpe weiterhin betreiben.

Besonders bevorzugt wird die der erste und/oder die der zweiten Kühlung zugeführte Menge des Hydraulikmediums durch ein getaktetes Ansteuern des Volumensteuerventils, insbesondere des Schaltventils, und/oder durch Einstellen der Drehzahl des Elektromotors beeinflusst. Sollen beide Kühlungen mit Hydraulikmedium versorgt werden, so kann es vorteilhaft sein, wenn das Volumensteuerventil nicht in eine Zwischenstellung verbracht wird, sondern wenn zwischen der ersten und der zweiten Schaltstellung schnell hin- und hergeschaltet, also getaktet wird, sodass beide Kühlungen quasi gleichzeitig mit einer entsprechenden Menge Hydraulikmedium versorgt werden.

Bevorzugt ist vorgesehen, dass der erste Extremalzustand einer ersten Schaltstellung, der zweite Extremalzustand einer zweiten Schaltstellung und der dritte Extremalzustand einer dritten Schaltstellung entspricht, wobei die zweite Schaltstellung zwischen der ersten Schaltstellung und der dritten Schaltstellung liegt. Das bedeutet, dass beim Durchfahren der Schaltstellungen das Volumensteuerventil von der ersten Schaltstellung in die zweite Schaltstellung und von der zweiten Schaltstellung in die dritte Schaltstellung – und umgekehrt – verbringbar ist. Durch das Vorsehen der zweiten und der ersten Schaltstellung benachbart zueinander lässt sich insbesondere das oben beschriebene getaktete Ansteuern des Volumensteuerventils vorteilhaft realisieren.

Gemäß einer alternativen bevorzugten Ausführungsform ist vorgesehen, dass die dritte Schaltstellung zwischen der ersten Schaltstellung und der zweiten Schaltstellung liegt. Somit wird das Volumensteuerventil aus der ersten Schaltstellung in die dritte Schaltstellung und anschließend in die zweite Schaltstellung – oder umgekehrt – verbracht. Hier-

durch wird erreicht, dass, wenn nur eine der Kühlungen mit Hydraulikmedium versorgt werden soll, der aufgrund des Gesamtdurchströmungsquerschnitts verbleibende Anteil des Hydraulikmediums, auch bei einer getakteten Ansteuerung, nicht der anderen Kühlung, sondern dem Tank zugeführt wird.

Im Folgenden wird der erfindungsgemäße Hydraulikkreis anhand von Figur 1 näher erläutert.

Figur 1 zeigt einen Hydraulikkreis 1, der der Betätigung, insbesondere dem Kuppeln sowie dem Ein- und Auslegen von Gängen, eines Doppelkupplungsgetriebes sowie dessen Kühlung dient. Der Hydraulikkreis 1 umfasst einen Tank 3, der insbesondere als Vorratsbehälter oder Sumpf für ein zur Betätigung und Kühlung verwendetes Hydraulikmedium dient, und in dem das Hydraulikmedium vorzugsweise drucklos gespeichert ist. Es ist ein Elektromotor 5 vorgesehen, der eine erste Pumpe 7 und eine zweite Pumpe 9 antreibt. Der Elektromotor 5 ist bevorzugt bezüglich seiner Drehzahl und Drehrichtung steuerbar, besonders bevorzugt regelbar. Die erste Pumpe 7 ist mit dem Elektromotor 5 fest verbunden, also ohne dass ein Trennelement vorgesehen ist. Dies bedeutet, dass die Pumpe 7 bei laufendem Elektromotor 5 stets angetrieben wird und Hydraulikmedium vorzugsweise in beiden Drehrichtungen gleichgerichtet fördert. Die Pumpe 9 ist bevorzugt über ein Trennelement 11 mit dem Elektromotor 5 verbunden. Es ist also möglich, die Pumpe 9 von dem Elektromotor 5 abzukoppeln, sodass sie nicht läuft, wenn der Elektromotor 5 läuft. Das Trennelement 11 ist vorzugsweise als Kupplung oder als Freilauf ausgebildet, wobei im zweiten Fall über die Drehrichtung des Elektromotors 5 bestimmt werden kann, ob von der Pumpe 9 Hydraulikmedium gefördert wird oder nicht.

Die erste Pumpe 7 und die zweite Pumpe 9 sind jeweils über eine Leitung 13, 15 mit einer Abzweigung 17 verbunden, in die eine weitere Leitung 19 mündet. Diese verbindet den Tank 3 über einen Saugfilter 21 mit der Abzweigung 17. Insgesamt sind damit Einlässe der Pumpen 7, 9 über die Leitungen 13, 15, die Abzweigung 17 und die den Saugfilter 21 aufweisende Leitung 19 mit dem Tank 3 verbunden.

Der Auslass der ersten Pumpe 7 ist mit einer Leitung 23 verbunden, die zu einer Abzweigung 25 führt. Die Abzweigung 25 ist über ein Druckbegrenzungsventil 27 mit dem Tank 3 verbunden. Das Druckbegrenzungsventil 27 kann bei Überdruck in Richtung des Tanks 3 öffnen. Außerdem geht von der Abzweigung 25 eine Leitung 29 aus, die über einen Druckfilter 31 zu einem Anschluss 33 eines Schaltventils 35 führt.

Der Druckfilter 31 ist durch einen Bypass 37 überbrückbar, wobei in dem Bypass 37 ein Differenzdruckventil 39 angeordnet ist, welches bei Überdruck eine Überbrückung des Filters 31 in Richtung auf den Anschluss 33 ermöglicht. Ein Öffnen des Differenzdruckventils 39 erfolgt ab einem vorgegebenen Differenzdruck über den Druckfilter 31.

Das Schaltventil 35 ist als 5/2-Wegeventil ausgebildet, welches außer dem Anschluss 33 vier weitere Anschlüsse 41, 43, 45, 47 aufweist. In einem ersten, in Figur 1 dargestellten Schaltzustand des Schaltventils 35 ist der Anschluss 33 mit dem Anschluss 41 verbunden, während die weiteren Anschlüsse 43, 45 und 47 blind, also geschlossen, geschaltet sind. Der Anschluss 41 mündet in eine Leitung 49, in der ein Rückschlagventil 51 angeordnet ist. Die Leitung 49 führt zu einem Druckspeicher 53, wobei vor dem Druckspeicher 53 eine Druckerfassungseinrichtung 55 mit der Leitung 49 hydraulisch verbunden ist.

In einem zweiten, aus der Figur 1 entnehmbaren Schaltzustand des Schaltventils 35 ist der Anschluss 33 mit dem Anschluss 43 verbunden, der in eine Leitung 57 mündet, die zu einem Hydraulikteilkreis 59 führt, der insbesondere der Kühlung von Kupplungen des Doppelkupplungsgetriebes dient. In diesem zweiten Schaltzustand ist der Anschluss 41 blind geschaltet und der Anschluss 45 ist mit dem Anschluss 47 verbunden. Dabei mündet in den Anschluss 45 eine Leitung 61, die mit dem Druck des Hydraulikmediums im Druckspeicher 53 beaufschlagt ist. Der Anschluss 47 mündet in eine Leitung 63, die mit einer ersten Ventilfläche 65 des Schaltventils 35 hydraulisch verbunden ist. Eine zweite Ventilfläche 67 des Schaltventils 35 ist über eine Leitung 69 permanent mit dem Druck des Druckspeichers 53 beaufschlagt.

Von der Leitung 49 zweigt an einer Abzweigung 71 eine Leitung 73 ab, von der wiederum in einer Abzweigung 75 die Leitung 61 und in einer Abzweigung 77 die Leitung 69 abzweigt. Die Abzweigung 71 ist auf der dem Schaltventil 35 abgewandten Seite des Rückschlagventils 51 an diesem angeschlossen.

Die Leitung 73 mündet in einer Abzweigung 79, von der Leitungen 81, 83 und 85 ausgehen.

Die Leitung 81 führt in einen Teilgetriebekreis 87 zur Versorgung eines ersten Teilgetriebes. Das erste Teilgetriebe weist eine Kupplung K1 auf. Die Leitung 81 mündet in einen Anschluss 89 eines Schaltventils 91, das als 3/2-Wegeventil ausgebildet ist, und als Sicherheitsventil für die Kupplung K1 dient. In einem ersten, dargestellten Schaltzustand

des Schaltventils 91 ist der Anschluss 89 mit einem Anschluss 93 hydraulisch verbunden, während ein Anschluss 95 des Schaltventils 91 blind geschaltet ist. In einem zweiten, der Figur 1 entnehmbaren Schaltzustand des Schaltventils 91 ist der Anschluss 93 mit dem Anschluss 95 und über diesen mit dem Tank 3 verbunden, während der Anschluss 89 blind geschaltet ist. Wie im Folgenden deutlich wird, wird in diesem zweiten Schaltzustand die Kupplung K1 drucklos geschaltet.

Der Anschluss 93 ist mit einer Leitung 97 und über diese mit einem Anschluss 99 eines Druckregelventils 101 verbunden. Das Druckregelventil 101 ist als 3/2-Wege-Proportionalventil ausgebildet, das einen Anschluss 103 aufweist, der über eine Leitung 105 mit der Kupplung K1 verbunden ist. Das Druckregelventil 101 weist ferner einen Anschluss 107 auf, der mit dem Tank 3 verbunden ist. In einem ersten Extremalzustand des Druckregelventils 101 ist der Anschluss 99 mit dem Anschluss 103 verbunden, während der Anschluss 107 blind geschaltet ist. In diesem Fall wirkt der volle, in der Leitung 97 herrschende Druck des Hydraulikmediums auf die Kupplung K1. In einem zweiten Extremalzustand ist der Anschluss 103 mit dem Anschluss 107 verbunden, sodass die Kupplung K1 drucklos ist. Durch proportionale Variation zwischen diesen Extremalzuständen regelt das Druckregelventil 101 in an sich bekannter Weise den in der Kupplung K1 herrschenden Druck. Von der Kupplung K1 führt eine Leitung 109 über ein Rückschlagventil 111 zurück zur Leitung 97. Falls der Druck in der Kupplung K1 über den Druck in der Leitung 97 steigt, öffnet das Rückschlagventil 111, wodurch eine hydraulische Verbindung zwischen der Kupplung K1 über die Leitung 109 mit der Leitung 97 freigegeben wird. Von der Leitung 109 zweigt in einer Abzweigung 113 eine Leitung 115 ab, die den Druck in der Kupplung K1 als Regelgröße an das Druckregelventil 101 zurückgibt.

In der Leitung 105 ist eine Abzweigung 117 vorgesehen, durch die eine Druckerfassungseinrichtung 119 hydraulisch wirkverbunden ist. Auf diese Weise wird der in der Kupplung K1 herrschende Druck durch die Druckerfassungseinrichtung 119 erfasst.

Das Schaltventil 91 wird von einem Pilotventil 121 angesteuert. Dieses wird durch einen elektrischen Aktor 123 betätigt. Es ist als 3/2-Wegeventil ausgebildet und umfasst die Anschlüsse 125, 127 und 129. Der Anschluss 125 ist über eine Leitung 131 mit einer in der Leitung 81 vorgesehenen Abzweigung 133 verbunden. Der Anschluss 127 ist über eine Leitung 135 mit einer Ventilfläche 137 des Schaltventils 91 verbunden. In einem ersten, hier dargestellten Schaltzustand des Pilotventils 121 ist der Anschluss 125 blind geschaltet, während der Anschluss 127 mit dem Anschluss 129 und über diesen mit dem

Tank 3 verbunden ist, wodurch die Ventilfläche 137 des Schaltventils 91 über die Leitung 135 drucklos geschaltet ist. Vorzugsweise nimmt das Pilotventil 121 diesen Schaltzustand ein, wenn kein elektrisches Steuersignal an dem Aktor 123 anliegt. In einem zweiten einnehmbaren Schaltzustand des Pilotventils 121 ist der Anschluss 125 mit dem Anschluss 127 verbunden, während der Anschluss 129 blind geschaltet ist. In diesem Fall wirkt der in der Leitung 81 herrschende Druck über die Abzweigung 133, die Leitung 131 und die Leitung 135 auf die Ventilfläche 137 des Schaltventils 91, wodurch dieses entgegen einer Vorspannkraft in seinen zweiten Schaltzustand geschaltet wird, in dem der Anschluss 93 mit dem Anschluss 95 hydraulisch verbunden ist, sodass die Kupplung K1 drucklos geschaltet wird. Vorzugsweise kann also durch elektrische Ansteuerung des Pilotventils 121 das Schaltventil 91 so betätigt werden, dass die Kupplung K1 drucklos geschaltet und damit geöffnet ist.

Die von der Abzweigung 79 ausgehende Leitung 83 dient der Versorgung einer Kupplung K2 eines Teilhydraulikkreises 139 eines zweiten Teilgetriebes. Die Ansteuerung der Kupplung K2 umfasst ebenfalls ein Schaltventil 91', ein Pilotventil 121' und ein Druckregelventil 101'. Die Funktionsweise ist die gleiche, die bereits in Zusammenhang mit der ersten Kupplung K1 beschrieben wurde. Aus diesem Grund wird auf die entsprechende Beschreibung zum Teilgetriebekreis 87 verwiesen. Die hydraulische Ansteuerung der Kupplung K2 entspricht derjenigen der Kupplung K1.

Die von der Abzweigung 79 ausgehende Leitung 85 ist mit einem Druckregelventil 141 verbunden, über das der Druck des Hydraulikmediums in einer Leitung 143 regelbar ist. Die Funktionsweise des Druckregelventils 141 entspricht vorzugsweise der Funktionsweise der Druckregelventile 101, 101', sodass hier eine erneute Beschreibung nicht notwendig ist. Die Leitung 143 ist mit einer Abzweigung 145 verbunden, von der eine Leitung 147 und eine Leitung 149 ausgehen. In der Leitung 149 ist eine Abzweigung 151 vorgesehen, von der eine Leitung 153 ausgeht, über die der in der Leitung 149 und damit der in der Leitung 143 herrschende Druck als Regelgröße an das Druckregelventil 141 zurückgegeben wird. Es ist offensichtlich, dass die Abzweigung 151 auch in den Leitungen 151 oder 147 vorgesehen sein kann.

Die Leitung 147 dient der Versorgung von Gangstellerzylindern 155 und 157 in dem Teilgetriebekreis 87, die als zwei doppelt wirkende Zylinder, also Gleichlaufzylinder, ausgebildet sind.

Zur hydraulischen Ansteuerung des Gangstellerzylinders 155 ist ein Volumensteuerventil 159 vorgesehen, das als 4/3-Wege-Proportionalventil ausgebildet ist. Es weist vier Anschlüsse 161, 163, 165 und 167 auf. Der erste Anschluss 161 ist mit der Leitung 147 verbunden, der zweite Anschluss 163 ist mit einer ersten Kammer 169 des Gangstellerzylinders 155 verbunden, der dritte Anschluss 165 ist mit einer zweiten Kammer 171 des Gangstellerzylinders 155 verbunden und der vierte Anschluss 167 ist mit dem Tank 3 verbunden. In einem ersten Extremalzustand des Volumensteuerventils 159 ist der erste Anschluss 161 mit dem zweiten Anschluss 163 verbunden, während der dritte Anschluss 165 mit dem vierten Anschluss 167 verbunden ist. In diesem Fall kann Hydraulikmedium von der Leitung 147 in die erste Kammer 169 des Gangstellerzylinders 155 fließen, während die zweite Kammer 171 über die Anschlüsse 165, 167 zum Tank 3 hin drucklos geschaltet ist. Auf diese Weise wird ein Kolben 173 des Gangstellerzylinders 155 in eine erste Richtung bewegt, um beispielsweise einen bestimmten Gang des Doppelkuppelungsgetriebes aus- beziehungsweise einen anderen bestimmten Gang einzulegen.

In einem zweiten Extremalzustand des Volumensteuerventils 159 werden sowohl der Anschluss 163 als auch der Anschluss 165 mit dem Anschluss 167 verbunden, wobei der Anschluss 161 blind geschaltet wird. Auf diese Weise sind beide Kammern 169, 171 des Gangstellerzylinders 155 mit dem Tank 3 verbunden, sodass sie drucklos geschaltet sind. Der Kolben 173 des Gangstellzylinders 155 verharrt dann in seiner momentanen Position, weil keine Kräfte auf ihn wirken.

In einem dritten Extremalzustand des Volumensteuerventils 159 ist der Anschluss 161 mit dem Anschluss 165 verbunden und der Anschluss 163 mit dem Anschluss 167. In diesem Fall fließt Hydraulikmedium von der Leitung 147 in die zweite Kammer 171 des Gangstellenzylinders 155 und die erste Kammer 169 wird über den Anschluss 163 und den Anschluss 167 zum Tank 3 hin drucklos geschaltet. Das Hydraulikmedium übt dann eine Kraft auf den Kolben 173 des Gangstellerzylinders 155 derart aus, dass er in eine zur ersten Richtung entgegengesetzte zweite Richtung verlagert wird. Auf diese Weise kann der zuvor erwähnte bestimmte andere Gang aus- beziehungsweise der erwähnte bestimmte Gang eingelegt werden.

Wie bereits beschrieben, ist das Volumensteuerventil 159 als Proportionalventil ausgebildet. Der von der Leitung 147 kommende Hydraulikmedienstrom wird durch Variation der Ventilzustände zwischen den drei Extremalzuständen auf die Kammern 169, 171 aufgeteilt, sodass es möglich ist, durch Steuerung/Regelung des Volumenstroms eine

definierte Geschwindigkeit für den Ein- beziehungsweise Auslegevorgang eines Gangs vorzugeben.

Von der Leitung 147 zweigt in einer Abzweigung 175 eine Leitung 177 ab, die in ein Volumensteuerventil 179 mündet, welches der Ansteuerung des Gangstellerzylinders 157 dient. Die Funktionsweise der hydraulischen Ansteuerung des Gangstellzylinders 157 ist die gleiche, die in Zusammenhang mit dem Gangstellerzylinder 155 beschrieben wurde. Eine erneute Beschreibung ist daher nicht notwendig.

Die Leitung 149 dient der Versorgung von Gangstellerzylindern 155' und 157' des zweiten Teilgetriebes im Teiltriebekreis 139. Auch zu deren Ansteuerung sind Volumensteuerventile 159' und 179' vorgesehen. Die Teiltriebekreise 87 und 139 sind bezüglich der Ansteuerung der Gangstellerzylinder 155, 155' beziehungsweise 157, 157' identisch ausgebildet, sodass auf die vorangegangene Beschreibung verwiesen wird.

Der Auslass der Pumpe 9 ist mit einer Leitung 181 verbunden, die zu dem Hydraulikteilkreis 59 führt, welcher vorzugsweise insbesondere der Kühlung der Kupplungen K1, K2 dient. Die Leitung 181 führt über einen Kühler 183 zu einem Volumensteuerventil 185. Hinter dem Auslass der Pumpe 9 und vor dem Kühler 183 ist eine Abzweigung 187 in der Leitung 181 vorgesehen, von der eine Leitung 189 abzweigt, die über ein in Richtung auf den Tank 3 öffnendes Druckbegrenzungsventil 191 zum Tank 3 führt. Hinter der Abzweigung 187 und vor dem Kühler 183 ist eine Abzweigung 193 vorgesehen, in die die Leitung 57 mündet, die von dem Schaltventil 35 kommt und mit dessen Anschluss 43 verbunden ist. Über die Leitung 57 ist es möglich, den Hydraulikteilkreis 59 mit von der Pumpe 7 gefördertem Hydraulikmedium zu versorgen, wenn sich das Schaltventil 35 in seinem zweiten Schaltzustand befindet. Außerdem zweigt von der Abzweigung 193 ein Bypass 195 ab, der ein Differenzdruckventil 197 aufweist und zum Kühler 183 parallel liegt. Das Differenzdruckventil 197 gibt bei Überdruck den Bypass in Richtung auf das Volumensteuerventil 185 frei. Auf diese Weise kann der Kühler 183 überbrückt werden.

Das Volumensteuerventil 185 ist als 4/3-Wege-Proportionalventil ausgebildet, das Anschlüsse 199, 201, 203, 205 und 207 aufweist. Der Anschluss 199 ist mit der Leitung 181 über den Kühler 183 beziehungsweise das Differenzdruckventil 197 verbunden, ebenso wie der Anschluss 201, der über eine Leitung 209 und eine Abzweigung 211 mit der Leitung 181 verbunden ist. Die Anschlüsse 199 und 201 bilden also, da sie beide mit der Leitung 181 stromabwärts des Kühlers 183 verbunden sind, einen gemeinsamen Anschluss des Volumensteuerventils 185. Nur aus Übersichtlichkeitsgründen sind zwei An-

schlüsse 199, 201 gezeichnet, tatsächlich ist jedoch nur ein Anschluss, beispielsweise 199 oder 201, für die Leitung 181 an dem Volumensteuerventil 185 vorgesehen, wobei gemäß einem alternativen Ausführungsbeispiel das Volumensteuerventil 185 auch tatsächlich mit den zwei getrennten Anschlüssen 199, 201 als 5/3-Wege-Proportionalventil ausgebildet sein kann. Zum besseren Verständnis beziehen sich die folgenden Ausführungen auf die dargestellte Ausbildung, wobei zu berücksichtigen ist, dass es sich bei den Anschlüssen 199 und 201 eigentlich nur um einen Anschluss handelt, der entsprechend geschaltet wird. Der Anschluss 203 ist mit einer Leitung 213 verbunden, die über einen Druckfilter 215 zum Tank 3 führt. Der Druckfilter 215 ist durch einen Bypass 217 mit in Richtung auf den Tank 3 öffnendem Differenzdruckventil 219 überbrückbar.

Der Anschluss 207 ist mit einer ersten Kühlung 221 insbesondere für die erste Kupplung K1 verbunden. Der Anschluss 205 des Volumensteuerventils 185 ist mit einer zweiten Kühlung 223 insbesondere für die zweite Kupplung K2 verbunden.

In einem ersten Extremalzustand des Volumensteuerventils 185 sind die Anschlüsse 199 und 207 miteinander verbunden. Die Anschlüsse 201, 203 und 205 sind blind geschaltet. In diesem Zustand wird demnach der gesamte in der Leitung 181 fließende Hydraulikmedienstrom der ersten Kühlung 221 zugeführt.

In einem zweiten Extremalzustand sind die Anschlüsse 199 und 205 miteinander verbunden, während die Anschlüsse 201, 203 und 207 blind geschaltet sind. In diesem Zustand wird der gesamte am Volumensteuerventil 185 ankommende Hydraulikmedienstrom der zweiten Kühlung 223 zugeführt.

In einem dritten, in der Figur 1 dargestellten Extremalzustand des Volumensteuerventils 185 ist der Anschluss 201 mit dem Anschluss 203 verbunden, während die Anschlüsse 199, 205 und 207 blind geschaltet sind. Der gesamte in der Hydraulikleitung 181 beziehungsweise durch den Kühler 183 strömende Hydraulikmedienstrom wird also über die Anschlüsse 201, 203 in die Leitung 213 und damit über den Druckfilter 215 in den Tank 3 geleitet.

Wie bereits ausgeführt, ist das Volumensteuerventil 185 als Proportionalventil ausgebildet, sodass Zwischenzustände zwischen den beschriebenen Extremalzuständen eingestellt werden können, wodurch der Volumenstrom zu den Kühlungen 221, 223 beziehungsweise zum Druckfilter 215 regelbar ist. Es ist auch möglich, das Volumensteuerventil 185 getaktet zu betreiben, wobei jeweils kurzzeitig mindestens einer der drei

Extremalzustände angenommen wird. Auch bei dieser Betriebsart wird im Zeitmittel der Volumenstrom gesteuert oder geregelt, der den Kühlungen 221, 223 beziehungsweise dem Druckfilter 215 und damit dem Tank 3 zugeleitet wird.

Zum Verbinden der jeweiligen Anschlüsse miteinander gibt das Volumensteuerventil 185 in dem jeweiligen Extremalzustand einen entsprechenden Durchströmungsquerschnitt frei, durch welchen das geförderte Hydraulikmedium strömen kann. Durch die Ausbildung als Proportionalventil ändert sich dieser freigegebene Durchströmungsquerschnitt, wenn von der Extremalposition abgewichen wird. So wird bei einem Übergang von dem zweiten Extremalzustand zu dem ersten Extremalzustand zunächst der die Anschlüsse 199 und 205 verbindende Durchströmungsquerschnitt verkleinert, wodurch die Menge des der Kühlung 223 zugeführten Hydraulikmediums verringert wird. Entsprechend verhält es sich bei den anderen Anschlüssen beziehungsweise Extremalzuständen. Das Volumensteuerventil 185 ist weiterhin derart ausgebildet, dass sich aus den freigegebenen Durchströmungsquerschnitten über alle Schaltstellungen hinweg ein konstanter freigegebener Gesamtdurchströmungsquerschnitt ergibt. Das bedeutet, egal in welcher Schaltstellung beziehungsweise in welchem Betätigungszustand sich das Volumensteuerventil 185 befindet, es stets von der gleichen Menge an Hydraulikmedium durchströmt wird. Hierzu ist das Volumensteuerventil 185, insbesondere die Anschlüsse des Volumensteuerventils 185, derart ausgebildet, dass der beim Verstellen des Volumensteuerventils 185 durch einen verringerten Durchströmungsquerschnitt verbleibende Anteil des Hydraulikmediums einem anderen, insbesondere benachbarten Anschluss zugeführt wird. Dadurch erfolgt stets ein Durchströmen des Volumensteuerventils 185 mit der gleichen Menge des Hydraulikmediums. Bezogen auf das oben stehende Ausführungsbeispiel bedeutet das, dass, wenn das Volumensteuerventil aus dem dritten Extremalzustand in den zweiten Extremalzustand verfahren wird, der dem Tank nicht mehr zugeführte Anteil des Hydraulikmediums bereits der Kühlung 223 zugeführt wird, bis der zweite Extremalzustand erreicht ist und der Hydraulikmediumstrom insgesamt nur der zweiten Kühlung 223 zugeführt wird. Erfolgt anschließend ein Wechsel von dem zweiten Extremalzustand in den ersten Extremalzustand, so wird zunächst der der Kühlung 223 zugeführte Anteil des Hydraulikmediums verringert, und gleichzeitig der verbleibende Anteil, also der Anteil, der dem verringerten Anteil entspricht, der ersten Kühlung 221 zugeführt, bis der gesamte Hydraulikmediumstrom der ersten Kühlung 221 zugeführt wird und die zweite Kühlung 223 sowie der Tank 3 blind geschaltet sind. Das Verhältnis der Anteile vorzugsweise zumindest benachbarter Anschlüsse wird beim Verfahren des Volumensteuerventils 185 also stets ausgeglichen.

In Summe entsprechen somit die dem jeweiligen Anschluss zugeordneten Durchströmungsquerschnitte stets, also in jeder Schaltstellung, dem Gesamtdurchströmungsquerschnitt.

Die Figur 1 zeigt, dass zusätzlich zum in der Leitung 181 vorhandenen Hydraulikmediumstrom ein Hydraulikmediumstrom der Leitung 57 treten und dem Hydraulikteilkreis 59 zugeführt werden kann. Alternativ ist es auch möglich, dass nur die Leitung 57 Hydraulikmedium einspeist. Zu erwähnen ist noch, dass die Proportionalventile 101, 101', 141, 159, 159', 179, 179', 185 jeweils insbesondere gegen Federkraft elektrisch proportional verstellbar sind.

Wie oben bereits ausgeführt, mündet die Leitung 57 in den Hydraulikteilkreis 59, genauer gesagt in die Leitung 181 stromabwärts der Pumpe 9. Gemäß einer alternativen, hier nicht dargestellten Ausführungsform mündet die Leitung 57 in die Leitung 181 bevorzugt stromabwärts des Kühlers 183. Durch die Zuführung des Hydraulikmediums aus dem Hochdruckkreis in den Hydraulikteilkreis 59 gemäß der alternativen Ausführungsform wird der Gesamtvolumenstrom durch den Kühler 183 reduziert. Durch den reduzierten Volumenstrom wird der Druckabfall über den Kühler 183 reduziert, wodurch die notwendige Antriebsenergie für die Pumpen 7 und/oder 9 verringert wird. Durch eine Reduktion der Rückstaudrücke wird also die für den Elektromotor 5 benötigte Antriebsenergie reduziert. Bei einer ausreichend hohen Reduktion der Rückstaudrücke beziehungsweise des Druckniveaus – unabhängig davon, wie die Reduktion erreicht wird – ist gemäß einer weiteren Ausführungsform vorgesehen, die Pumpe 9 mit dem Elektromotor 5 direkt zu verbinden, die dargestellte Trennkupplung 11 also zu entfernen.

Gemäß einer weiteren, hier nicht dargestellten Ausführungsform bezüglich der Anordnung des Druckfilters 215 ist vorgesehen, dass dieser nicht zwischen Volumensteuerventil 185 und Tank 3 in der Leitung 213, sondern vorzugsweise in der Leitung 181, insbesondere zwischen dem Kühler 183 und dem Volumensteuerventil 185, angeordnet ist. Vorzugsweise mündet dabei die Leitung 57 stromabwärts des Druckfilters 215 in die Leitung 181. Durch die alternative Anordnung des Druckfilters 215, der nunmehr im Hauptstrom des Hydraulikmediums liegt, werden die Zeitanteile erhöht, innerhalb derer das Hydraulikmedium durch den Druckfilter 215 gefiltert wird. Das Bypass-Ventil 219 wird dabei vorzugsweise auf einen minimalen Rückstaudruck über den Volumenstrom ausgelegt.

Alternativ zu der dargestellten und beschriebenen Ausführungsform des Volumensteuerventils 185 ist gemäß einer weiteren Ausführungsform vorgesehen, dass die Schaltstellungen vorzugsweise derart vertauscht sind, dass in dem ersten Extremalzustand die Anschlüsse 199 und/oder 201 mit dem Anschluss 205 oder 207 verbunden und die übrigen Anschlüsse des Volumensteuerventils 185 blind geschaltet sind, in dem zweiten Extremalzustand die Anschlüsse 201 und/oder 199 mit dem Anschluss 203 verbunden und die übrigen Anschlüsse blind geschaltet sind, und in dem dritten Extremalzustand die Anschlüsse 199 und/oder 201 mit dem Anschluss 207 oder 205 verbunden und die übrigen Anschlüsse blind geschaltet sind. Durch ein derartiges Vertauschen der zweiten und dritten Schaltstellung beziehungsweise der entsprechenden Extremalzustände wird vermieden, dass insbesondere bei einem getakteten Ansteuern des Volumensteuerventils 185 zum Einstellen eines gewünschten Hydraulikmediumstroms für eine der Kühlungen 221 oder 223 ein Volumenstrom auch zur anderen Kühlung 223 beziehungsweise 221 fließt. Stattdessen wird der beim getakteten, nicht zur jeweiligen Kühlung 221 oder 223 geführte Volumenstrom in den Tank 3 geleitet. Bei der tatsächlichen Ausbildung des Volumensteuerventils 185 als 4/3-Wege-Proportionalventil sind die Anschlüsse 199 und 201 stets als gemeinsamer beziehungsweise einziger Anschluss der Leitung 181 an dem Volumensteuerventil 185 zu verstehen, so dass tatsächlich nur einer der beiden Anschlüsse 199, 201 an dem Volumensteuerventil 185 vorgesehen ist.

BEZUGSZEICHENLISTE

1	Hydraulikkreis
3	Tank
5	Elektromotor
7	erste Pumpe
9	zweite Pumpe
11	Trennelement
13	Leitung
15	Leitung
17	T-Stück
19	Leitung
21	Saugfilter
23	Leitung
25	Abzweigung
27	Druckbegrenzungsventil
29	Leitung
31	Druckfilter
33	Anschluss
35	Schaltventil
37	Bypass
39	Differenzdruckventil
41	Anschluss
43	Anschluss
45	Anschluss
47	Anschluss
49	Leitung
51	Rückschlagventil
53	Druckspeicher
55	Druckerfassungseinrichtung
57	Leitung
59	Hydraulikteilkreis
61	Leitung
63	Leitung
65	Ventilfläche

67	Ventilfläche
69	Leitung
71	Abzweigung
73	Leitung
75	Abzweigung
77	Abzweigung
79	Abzweigung
81	Leitung
83	Leitung
85	Leitung
87	Teilgetriebekreis
89	Anschluss
91	Schaltventil
91'	Schaltventil
93	Anschluss
95	Anschluss
97	Leitung
99	Anschluss
101	Druckregelventil
101'	Druckregelventil
103	Anschluss
105	Leitung
107	Anschluss
109	Leitung
111	Rückschlagventil
113	Abzweigung
115	Leitung
117	Abzweigung
119	Druckerfassungseinrichtung
121	Pilotventil
121'	Pilotventil
123	elektrische Ansteuerung
125	Anschluss
127	Anschluss
129	Anschluss
131	Leitung
133	Abzweigung

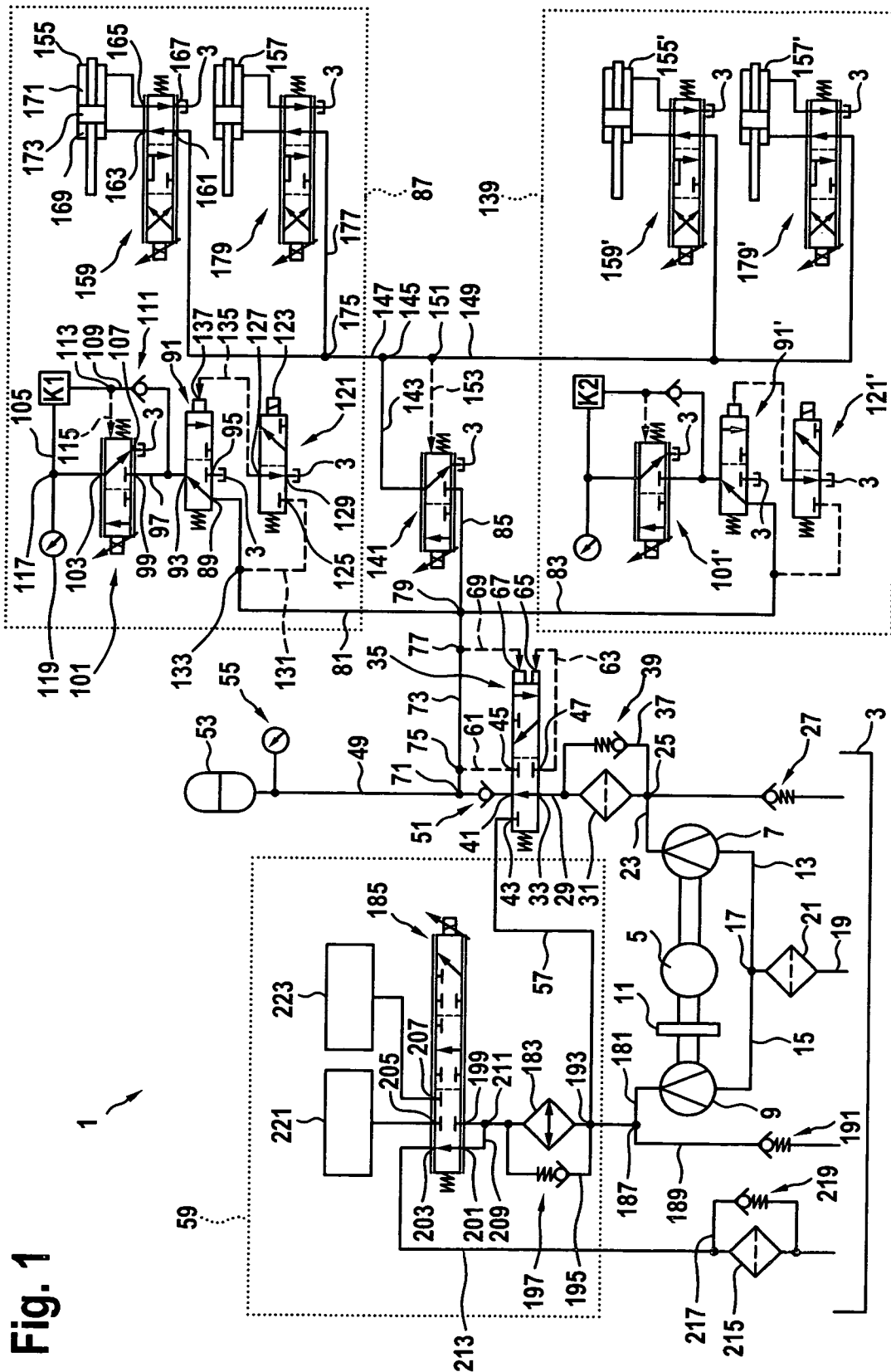
135 Leitung
137 Ventilfläche
139 Teilgetriebekreis
141 Druckregelventil
143 Leitung
145 Abzweigung
147 Leitung
149 Leitung
151 Abzweigung
153 Leitung
155 Gangstellerzylinder
155' Gangstellerzylinder
157 Gangstellerzylinder
157' Gangstellerzylinder
159 Volumensteuerventil
159' Volumensteuerventil
161 Anschluss
163 Anschluss
165 Anschluss
167 Anschluss
169 Kammer
171 Kammer
173 Kolben
175 Abzweigung
177 Leitung
179 Volumensteuerventil
179' Volumensteuerventil
181 Leitung
183 Kühler
185 Volumensteuerventil
187 Abzweigung
189 Leitung
191 Druckbegrenzungsventil
193 Abzweigung
195 Bypass
197 Differenzdruckventil
199 Anschluss

201 Anschluss
203 Anschluss
205 Anschluss
207 Anschluss
209 Leitung
211 Abzweigung
213 Leitung
215 Druckfilter
217 Bypass
219 Differenzdruckventil
221 Kühlung
223 Kühlung
K1 Kupplung
K2 Kupplung

PATENTANSPRÜCHE

1. Doppelkupplungsgetriebe, insbesondere eines Kraftfahrzeugs, mit einem Hydraulikkreis (1) zur Kühlung des Doppelkupplungsgetriebes, wobei der Hydraulikkreis wenigstens eine Pumpe (7, 9) zum Fördern eines Hydraulikmediums, wenigstens einen Kühler (183) zum Kühlen des Hydraulikmediums und ein der Pumpe nachgeschaltetes, betätigbares Volumensteuerventil (185) zum Einstellen mindestens eines Hydraulikmediumstroms für mindestens eine Kupplungen (121, 122) des Doppelkupplungsgetriebes zugeordnete Kühlung (221, 223) umfasst, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Volumensteuerventil (185) in einem ersten Extremalzustand den Hydraulikmediumstrom einer einer ersten der Kupplungen (K1) zugeordneten ersten Kühlung (221) und in einem zweiten Extremalzustand den Hydraulikmediumstrom einer einer zweiten der Kupplungen (K2) zugeordneten zweiten Kühlung (223) jeweils durch Freigeben eines entsprechenden Durchströmungsquerschnitts zuführt, wobei die freigegebenen Durchströmungsquerschnitte über alle Betätigungszustände hinweg einen konstanten, freigegebenen Gesamtdurchströmungsquerschnitt ergeben.
2. Doppelkupplungsgetriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Volumensteuerventil (185) als 3/2-Wege-Ventil oder als 4/3-Wege-Ventil ausgebildet ist.
3. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Volumensteuerventil (185) als 4/3-Wege-Ventil in einem dritten Extremalzustand einen Hydraulikmediumstrom durch Freigeben einer entsprechenden Durchströmungsöffnung einem das Hydraulikmedium bereitstellenden Tank (3) zuführt.
4. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Volumensteuerventil (185) als Schaltventil oder als Proportionalventil ausgebildet ist.
5. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das Volumensteuerventil (185) elektromagnetisch oder elektromotorisch ansteuerbar ist.

6. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Pumpe (9) mit einem, insbesondere drehzahlgeregelten Elektromotor (5) wirkverbunden/wirkverbindbar ist.
7. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass zwischen der Pumpe (7) und dem Elektromotor (5) ein betätigbares Trennelement (11) zwischengeschaltet ist.
8. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass das die der ersten und/oder der zweiten Kühlung (221, 223) zugeführte Menge des Hydraulikmediums durch ein getaktetes Ansteuern des Volumensteuerventils (185) und/oder durch Einstellen der Drehzahl des Elektromotors (5) beeinflusst wird.
9. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der erste Extremalzustand einer ersten Schaltstellung, der zweite Extremalzustand einer zweiten Schaltstellung und der dritte Extremalzustand einer dritten Schaltstellung des Volumensteuerventils (185) entspricht, wobei die zweite Schaltstellung zwischen der ersten Schaltstellung und der dritten Schaltstellung liegt.
10. Doppelkupplungsgetriebe nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass der erste Extremalzustand einer ersten Schaltstellung, der zweite Extremalzustand einer zweiten Schaltstellung und der dritte Extremalzustand einer dritten Schaltstellung entspricht, wobei die dritte Schaltstellung zwischen der ersten Schaltstellung und der zweiten Schaltstellung liegt.



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2012/001852

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. F16H61/688 F16D25/12 F16D21/06
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)

F16H F16D

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.
X	US 2011/042177 A1 (BAUER KARL-HEINZ [US] ET AL) 24 February 2011 (2011-02-24) paragraphs [0047] - [0049]; figures 4,5 -----	1,2,4
X	EP 1 637 756 A1 (GETRAG FORD TRANSMISSIONS GMBH [DE]) 22 March 2006 (2006-03-22) cited in the application the whole document -----	1,4,5
A	EP 1 614 920 A1 (BORG WARNER INC [US]) 11 January 2006 (2006-01-11) the whole document -----	1-10
A	DE 10 2008 032757 A1 (AUDI NSU AUTO UNION AG [DE]) 14 January 2010 (2010-01-14) the whole document -----	1-10



Further documents are listed in the continuation of Box C.



See patent family annex.

* Special categories of cited documents :

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

3 July 2012

Date of mailing of the international search report

11/07/2012

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

Vogt-Schilb, Gérard

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2012/001852

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 2011042177 A1	24-02-2011	CN 101946105 A	12-01-2011
		EP 2257720 A1	08-12-2010
		US 2011042177 A1	24-02-2011
		WO 2009111220 A1	11-09-2009

EP 1637756 A1	22-03-2006	AT 505662 T	15-04-2011
		EP 1637756 A1	22-03-2006
		US 2006054442 A1	16-03-2006
		US 2006054447 A1	16-03-2006

EP 1614920 A1	11-01-2006	EP 1614920 A1	11-01-2006
		JP 2006022954 A	26-01-2006
		KR 20060049939 A	19-05-2006
		US 2006006043 A1	12-01-2006

DE 102008032757 A1	14-01-2010	CN 101625023 A	13-01-2010
		DE 102008032757 A1	14-01-2010
		FR 2933758 A1	15-01-2010
		US 2010018828 A1	28-01-2010

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 INV. F16H61/688 F16D25/12 F16D21/06
 ADD.

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
 F16H F16D

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.
X	US 2011/042177 A1 (BAUER KARL-HEINZ [US] ET AL) 24. Februar 2011 (2011-02-24) Absätze [0047] - [0049]; Abbildungen 4,5 -----	1,2,4
X	EP 1 637 756 A1 (GETRAG FORD TRANSMISSIONS GMBH [DE]) 22. März 2006 (2006-03-22) in der Anmeldung erwähnt das ganze Dokument -----	1,4,5
A	EP 1 614 920 A1 (BORG WARNER INC [US]) 11. Januar 2006 (2006-01-11) das ganze Dokument -----	1-10
A	DE 10 2008 032757 A1 (AUDI NSU AUTO UNION AG [DE]) 14. Januar 2010 (2010-01-14) das ganze Dokument -----	1-10



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 er-
scheinen 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

3. Juli 2012

Absendedatum des internationalen Recherchenberichts

11/07/2012

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

Vogt-Schilb, Gérard

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2012/001852

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung		Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
US 2011042177	A1	24-02-2011	CN	101946105 A		12-01-2011
			EP	2257720 A1		08-12-2010
			US	2011042177 A1		24-02-2011
			WO	2009111220 A1		11-09-2009

EP 1637756	A1	22-03-2006	AT	505662 T		15-04-2011
			EP	1637756 A1		22-03-2006
			US	2006054442 A1		16-03-2006
			US	2006054447 A1		16-03-2006

EP 1614920	A1	11-01-2006	EP	1614920 A1		11-01-2006
			JP	2006022954 A		26-01-2006
			KR	20060049939 A		19-05-2006
			US	2006006043 A1		12-01-2006

DE 102008032757	A1	14-01-2010	CN	101625023 A		13-01-2010
			DE	102008032757 A1		14-01-2010
			FR	2933758 A1		15-01-2010
			US	2010018828 A1		28-01-2010
