



(10) **DE 10 2011 118 376 B4** 2022.05.12

(12)

## Patentschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2011 118 376.4**  
(22) Anmeldetag: **11.11.2011**  
(43) Offenlegungstag: **16.05.2012**  
(45) Veröffentlichungstag  
der Patenterteilung: **12.05.2022**

(51) Int Cl.: **F16H 61/00 (2006.01)**  
**F16H 63/02 (2006.01)**

Innerhalb von neun Monaten nach Veröffentlichung der Patenterteilung kann nach § 59 Patentgesetz gegen das Patent Einspruch erhoben werden. Der Einspruch ist schriftlich zu erklären und zu begründen. Innerhalb der Einspruchsfrist ist eine Einspruchsgebühr in Höhe von 200 Euro zu entrichten (§ 6 Patentkostengesetz in Verbindung mit der Anlage zu § 2 Abs. 1 Patentkostengesetz).

(30) Unionspriorität:

<b>61/414,153</b>	<b>16.11.2010</b>	<b>US</b>
<b>13/267,666</b>	<b>06.10.2011</b>	<b>US</b>

(72) Erfinder:

**Schultz, John C., Saline, Mich., US**

(73) Patentinhaber:

**GM Global Technology Operations LLC (n. d. Ges.  
d. Staates Delaware), Detroit, Mich., US**

(56) Ermittelter Stand der Technik:

<b>DE</b>	<b>10 2008 015 226</b>	<b>A1</b>
<b>DE</b>	<b>10 2010 002 014</b>	<b>A1</b>
<b>US</b>	<b>6 575 865</b>	<b>B2</b>
<b>US</b>	<b>7 175 555</b>	<b>B2</b>

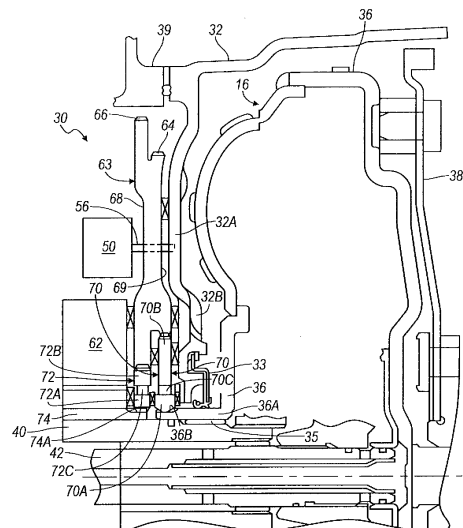
(74) Vertreter:

**Manitz Finsterwald Patent- und  
Rechtsanwaltspartnerschaft mbB, 80336  
München, DE**

(54) Bezeichnung: **Doppelantriebspumpensystem mit Einwegkupplungen**

(57) Hauptanspruch: System für ein Getriebe (14) in einem Fahrzeug, wobei das System umfasst:  
eine Startvorrichtung (16);  
ein erstes Antriebsglied (36A), das mit der Startvorrichtung (16) verbunden ist;  
ein Antriebsaggregat (62);  
ein zweites Antriebsglied (74), das mit dem Antriebsaggregat (62) verbunden ist und durch dieses gedreht wird;  
eine erste Einwegkupplung (70);  
eine zweite Einwegkupplung (72), die koaxial mit der ersten Einwegkupplung (70) ausgerichtet ist;  
eine Zahnradanordnung (63) mit einem ersten angetriebenen Zahnrad (64), das mit der ersten Einwegkupplung (70) direkt gekoppelt ist, und einem zweiten angetriebenen Zahnrad (66), das mit der zweiten Einwegkupplung (72) direkt gekoppelt ist, wobei das erste angetriebene Zahnrad (64) und das zweite angetriebene Zahnrad (66) eine Drehachse besitzen, die zum ersten Antriebsglied (36A) und zum zweiten Antriebsglied (74) parallel und radial von diesen beabstandet ist;  
eine Hydraulikpumpe (50) mit einem Rotor, der mit dem ersten angetriebenen Zahnrad (64) und dem zweiten angetriebenen Zahnrad (66) funktional verbunden ist, wobei der Rotor über die erste und die zweite Einwegkupplung (70, 72) wahlweise jeweils mit dem ersten Antriebsglied (36A) und dem zweiten Antriebsglied (74) im Eingriff steht, um Drehmoment zwischen dem Rotor und der Startvorrichtung (16) und/oder dem Antriebsaggregat (62) zu übertragen; **dadurch gekennzeichnet**, dass

das erste Antriebsglied (36A) durch die Startvorrichtung (16) gedreht wird;  
die erste Einwegkupplung (70) mit dem ersten Antriebsglied (36A) direkt gekoppelt ist; und  
die zweite Einwegkupplung (72) mit dem zweiten Antriebsglied (74) direkt gekoppelt ist.



**Beschreibung**

## GEBIET

**[0001]** Die vorliegende Erfindung bezieht sich allgemein auf eine Doppelantriebshydraulikpumpe für ein Automatikgetriebe und genauer auf eine Doppelantriebsgetriebepumpe, die wahlweise durch zwei Antriebsaggregate über Rücken-an-Rücken-Einwegkupplungen angetrieben wird, um das Stoppen und Starten einer Kraftmaschine und Starts bei Heißleerlauf der Kraftmaschine zu ermöglichen. Insbesondere betrifft die Erfindung ein System gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1 für ein Getriebe in einem Fahrzeug. Solch ein System ist der Art nach im Wesentlichen beispielweise aus den Druckschriften US 7 175 555 B2 oder US 6 575 865 B2 bekannt.

## HINTERGRUND

**[0002]** Hydraulische Kraftfahrzeuggetriebe, das heißt Automatikgetriebe für Personenwagen und Kleinlastwagen mit mehreren Zahnradanordnungen, die durch Kupplungen und Bremsen gesteuert werden, umfassen im Allgemeinen eine speziell entworfene Hydraulikpumpe, die mit Druck beaufschlagtes Getriebefluid (Hydraulikfluid) zu Steuerventilen und Aktoren liefert. Diese Steuerventile und Aktoren bringen die Kupplungen und Bremsen in Eingriff und schaffen die verschiedenen Übersetzungsverhältnisse oder Fahrstufen.

**[0003]** Solche speziell entworfene Pumpen sind im Allgemeinen Pumpen mit fester Verdrängung wie etwa Flügelzellen- oder Zahnradpumpen, die bei Kraftmaschinendrehzahl von der Nabe des Drehmomentwandlers oder einer anderen zwischen der Kraftmaschine und dem Getriebe angeordneten Startvorrichtung betrieben werden. Solche Pumpen haben viele Entwurfsziele. Da die Pumpe ständig bei Kraftmaschinendrehzahl betrieben wird, sollte sie einen hohen Wirkungsgrad haben. Da die Pumpe am häufigsten konzentrisch zur Kraftmaschinenachse angebracht ist, ist eine kleine Größe, insbesondere eine kleine axiale Länge, wünschenswert, um die Länge des Getriebes nicht zu vergrößern.

**[0004]** Bei Fahrzeugen mit Kraftmaschinen-Stopp-Start, wo sich die Kraftmaschine während Stopps abschaltet, um die Kraftstoffwirtschaftlichkeit zu erhöhen, muss die Pumpe betreibbar sein, um die Kupplungen und/oder Bremsen vorzubereiten oder zu positionieren, indem die Kupplungshydraulikkreisläufe mit Niederdruck-Hydraulikfluid gefüllt gehalten werden. Es sind verschiedene Lösungen vorgeschlagen worden, um der Pumpe zu ermöglichen, den Hydraulikkreis während eines Kraftmaschinen-Stopp-Starts vorzubereiten, wie etwa das Verwenden von Zusatzpumpen oder Druckspeichern. Jedoch opfern typische Entwürfe Konfektionierung, Energie-

verbrauch, Geräuschbelastung, Kosten und/oder Komplexität, um ihre Ziele zu erreichen.

**[0005]** Demgemäß liegt der Erfindung die Aufgabe zu Grunde, ein Getriebepumpensystem zu schaffen, das bei reduzierter Komplexität und reduzierten Energiekosten eine effiziente Konfektionierung besitzt und dennoch ein angemessenes Kraftmaschinen-Stopp-Start-Verhalten hinsichtlich der Energienutzung und des Geräuschs bewirkt.

## ZUSAMMENFASSUNG

**[0006]** Diese Aufgabe wird mit einem System mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst.

**[0007]** In einem Beispiel gemäß den Prinzipien der vorliegenden Erfindung wird ein Doppelantriebspumpensystem für ein Automatikgetriebe geschaffen. Das Doppelantriebspumpensystem umfasst eine Doppelantriebspumpe, die durch ein durch eine Nabe angetriebenes Rädergetriebe angetrieben wird. Die Doppelantriebspumpe wird außerdem durch ein durch einen Zusatzmotor angetriebenes Rädergetriebe angetrieben. Die Drehmomentvervielfachung durch das Rädergetriebe ermöglicht, dass die Doppelantriebspumpe ein kleineres Hubvolumen besitzt und dennoch den Hydraulikdruckbedarf des Getriebes deckt. Jedes Rädergetriebe ist mit der Doppelantriebspumpe über Rücken-an-Rücken-Einwegkupplungen (OWC) verbunden. Die Doppelantriebspumpe kann, abhängig von den Betriebsbedingungen des Kraftfahrzeugs, entweder durch eine Kraftmaschine oder durch den Zusatzmotor angetrieben werden.

**[0008]** Weitere Aspekte, Vorteile und Bereiche der Anwendbarkeit werden aus der hier gegebenen Beschreibung deutlich. Selbstverständlich sind die Beschreibung und die spezifischen Beispiele lediglich zur Veranschaulichung gedacht.

## Figurenliste

**[0009]** Die hier beschriebenen Zeichnungen dienen lediglich zur Veranschaulichung. In den Zeichnungen sind:

**Fig. 1** eine schematische Ansicht eines beispielhaften Antriebsstrangs eines Kraftfahrzeugs;

**Fig. 2** eine Teil-Querschnittsansicht eines Abschnitts des in **Fig. 1** gezeigten beispielhaften Antriebsstrangs.

## GENAUE BESCHREIBUNG

**[0010]** Die folgende Beschreibung ist dem Wesen nach rein veranschaulichend.

**[0011]** In Fig. 1 ist ein beispielhafter Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug allgemein durch das Bezugszeichen 10 angegeben. Zunächst sei angemerkt, dass der Antriebsstrang 10 schematisch dargestellt ist, um allgemein einige der Komponenten des Antriebsstrangs 10 anzugeben. Wohlgermerkt darf die Darstellung des Antriebsstrangs 10 nicht als Beschränkung auf die gezeigte Konfiguration aufgefasst werden. Der Antriebsstrang 10 umfasst eine Kraftmaschine 12, die mit einem Getriebe 14 verbunden ist. Die Kraftmaschine 12 kann eine herkömmliche Brennkraftmaschine oder eine elektrische Arbeitsmaschine oder irgendein anderer Typ von Antriebsaggregat sein. Die Kraftmaschine 12 liefert über eine Startvorrichtung 16 ein Antriebsmoment an das Getriebe 14. Die Startvorrichtung 16 kann eine hydrodynamische Vorrichtung wie etwa eine Fluidkupplung oder ein Drehmomentwandler, eine Nass-Doppelkupplung oder ein Elektromotor sein. Wohlgermerkt kann irgendeine Startvorrichtung zwischen der Kraftmaschine 12 und dem Getriebe 14 eingesetzt sein.

**[0012]** Das Getriebe 14 umfasst ein typischerweise gegossenes Metallgehäuse 18, das die verschiedenen Komponenten des Getriebes 14 umschließt und schützt. Das Gehäuse 18 umfasst eine Vielzahl von Öffnungen, Durchgängen, Schultern und Flanschen, die diese Komponenten positionieren und unterstützen. Allgemein umfasst das Getriebe 14 eine Getriebeeingangswelle 20 und eine Getriebeausgangswelle 22. Zwischen der Getriebeeingangswelle 20 und der Getriebeausgangswelle 22 ist eine Zahnrad- und Kupplungsanordnung 24 angeordnet. Obwohl das Getriebe 14 als Vorderradantriebsgetriebe gezeigt ist, kann das Getriebe 14 wohlgermerkt ein Hinterradantriebsgetriebe sein. Die Getriebeeingangswelle 20 ist über eine mit der Startvorrichtung 16 verbundene Antriebskette 25 funktional mit der Kraftmaschine 12 verbunden und empfängt Eingangsdrehmoment oder -leistung von der Kraftmaschine 12. Die Getriebeausgangswelle 22 ist vorzugsweise mit einer Achsantriebseinheit (nicht gezeigt) verbunden, die beispielsweise Gelenkwellen, Differentialanordnungen und Antriebsachsen umfassen kann. Die Getriebeeingangswelle 20 ist mit der Zahnrad- und Kupplungsanordnung 24 gekoppelt und liefert ein Antriebsmoment an diese.

**[0013]** Die Zahnrad- und Kupplungsanordnung 24 umfasst mehrere Zahnradsätze, mehrere Kupplungen und/oder Bremsen und mehrere Wellen. Die mehreren Zahnradsätze können einzelne ineinander greifende Zahnräder wie etwa Planetenradsätze, die mit den mehreren Wellen verbunden oder durch die wahlweise Betätigung der mehreren Kupplungen/-Bremsen wahlweise verbindbar sind, umfassen. Die mehreren Wellen können Vorgelegewellen oder Gegenwellen, Hohl- und Zentralwellen, Rücklauf- oder Leerlaufwellen oder Kombinationen davon umfassen. Die Kupplungen/Bremsen sind wahlweise

in Eingriff bringbar, um durch wahlweises Koppeln einzelner Zahnräder innerhalb der mehreren Zahnradsätze mit den mehreren Wellen wenigstens eines von mehreren Übersetzungsverhältnissen einzuführen. Wohlgermerkt können die spezifische Anordnung und Anzahl der Zahnradsätze, Kupplungen/Bremsen und Wellen in dem Getriebe 14 variieren.

**[0014]** Das Getriebe 14 umfasst außerdem ein Getriebesteuermodul 26. Das Getriebesteuermodul 26 ist vorzugsweise eine elektronische Steuervorrichtung mit einem vorprogrammierten Digitalrechner oder Prozessor, einer Steuerlogik, einem zum Speichern von Daten verwendeten Speicher und wenigstens einer E/A-Peripherieeinheit. Die Steuerlogik umfasst mehrere Logikroutinen zum Überwachen, Manipulieren und Erzeugen von Daten. Das Getriebesteuermodul 26 steuert die Betätigung der Kupplungen/Bremsen über ein hydraulisches Steuersystem 28. Das hydraulische Steuersystem 28 ist betreibbar, um die Kupplungen/Bremsen wahlweise in Eingriff zu bringen, indem ein Hydraulikfluid wahlweise zu den Kupplungen/Bremsen übertragen wird, das die Kupplungen/Bremsen in Eingriff bringt. Das Hydraulikfluid wird unter Druck von einem Doppelpumpensystem 30, das mit dem hydraulischen Steuersystem 28 verbunden ist, zu den Kupplungen/Bremsen übertragen, wie weiter unten näher beschrieben wird.

**[0015]** Um auf beide Fig. 1 und Fig. 2 Bezug zu nehmen, ist die Startvorrichtung 16 in einem Glockengehäuse 32 untergebracht. Das Glockengehäuse 32 ist im Allgemeinen aus Aluminiumguss und weist Öffnungen, Senkbohrungen, Flansche, Schultern und andere Merkmale auf, die die verschiedenen Komponenten der Startvorrichtung 16 sowie des Doppelpumpensystems 30 aufnehmen, anordnen und unterstützen. Allgemein umfasst die Startvorrichtung 16 eine Nabe, eine Schale oder ein anderes Glied 36, das durch die Kraftmaschine 12 über eine Flexplattenverbindung 38 oder einen anderen Typ von Verbindung direkt angetrieben wird. Ein axialer Abschnitt 36A der Nabe 36 erstreckt sich durch das Glockengehäuse 32 in das Getriebegehäuse 18 (im Fall eines Hinterradantriebsgetriebes) oder eine Seitenabdeckung 39 (im Fall des gezeigten Vorderradantriebsgetriebes). Der Nabenabschnitt 36A ist durch ein Abdichtglied 33, das sich radial außen von dem Nabenabschnitt 36A befindet, an dem Glockengehäuse 32 abgedichtet. Der Nabenabschnitt 36A ist zur Drehung durch ein Lager 35 unterstützt, das sich radial innen von dem Nabenabschnitt 36A befindet und auf das Abdichtglied 33 radial ausgerichtet ist. Das Lager 35 kann seinerseits durch eine Statorwelle 40, eine Turbinenradwelle oder Getriebeeingangswelle 42 oder irgendein anderes Glied in dem Getriebe 14 unterstützt sein. Die radiale Ausrichtung zwischen dem Abdichtglied 33 und dem

Lager 35 verkleinert den axialen Abstand des Glockengehäuses 32 in Bezug auf die Nabe 36 der Startvorrichtung 16.

**[0016]** Das Pumpensystem 30 des Getriebes 14 umfasst eine achsenversetzte Pumpe 50. Die Pumpe 50 ist an dem Glockengehäuse 32 angebracht und befindet sich in der Seitenabdeckung 39. Die Pumpe weist einen Einlass (nicht gezeigt), der mit einer Wanne 55 in dem Getriebe 14 kommuniziert, und eine Auslassöffnung (nicht gezeigt), die mit verschiedenen Komponenten in dem Getriebe 14 einschließlich des hydraulischen Steuersystems 28 kommuniziert, auf. Die Pumpe 50 umfasst eine Antriebswelle oder Eingangswelle 56.

**[0017]** Die Pumpe 50 wird durch zwei Antriebsaggregate, die die Kraftmaschine 12 über die Nabe 36 umfassen, und durch ein zweites Antriebsaggregat oder einen Zusatzmotor 62 angetrieben. Die Pumpe 50 umfasst eine Zahnradanordnung 63 mit einem ersten und einem zweiten angetriebenen Zahnrad, 64, 66, die mit der Pumpeneingangswelle 56 drehfest verbunden sind. In dem angegebenen Beispiel ist die Zahnradanordnung 63 eine einheitliche Komponente, wobei das erste und das zweite angetriebene Zahnrad, 64 und 66, zu einem einzigen Teil vereint sind. Jedoch kann die Zahnradanordnung 63 wohlgeemerkt getrennt sein, derart, dass das erste und das zweite angetriebene Zahnrad, 64 und 66, jeweils getrennte Komponenten oder Teile sind, die mit der Pumpeneingangswelle 56 jeweils fest und rotatorisch gekoppelt sind. Außerdem weist die Zahnradanordnung 63 einen mit der Pumpe 50 koaxialen und an diese angrenzenden ersten zurückgesetzten oder konkaven Abschnitt 68 auf, um die axiale Abmessung der Pumpe 50 und der Zahnradanordnung 63 zu verkleinern. Die Zahnradanordnung 63 weist außerdem einen zweiten zurückgesetzten oder konkaven Abschnitt 69 auf, der mit der Pumpe 50 koaxial und in der Kontur angepasst ist, um eine Abschnitt 32A des Glockengehäuses 32, der sich axial zur Seitenabdeckung 39 hin erstreckt, aufzunehmen. Der Abschnitt 32A ist axial so bemessen, dass er die Nabe 36 der Startvorrichtung 16 aufnimmt. Radial innen von dem Abschnitt 32A weist das Glockengehäuse 32 einen Abschnitt 32B auf, der sich axial von der Seitenabdeckung 39 weg zurück erstreckt. Wohlgeemerkt ist das Glockengehäuse 32 in der Kontur angepasst, um die Startvorrichtung 16 unterzubringen, wobei die Form des Glockengehäuses 32 je nach Typ der in dem Getriebe 14 verwendeten Startvorrichtung 16 variieren kann.

**[0018]** Das erste angetriebene Zahnrad 64 steht mit einer ersten Einwegkupplung (OWC) 70 im Eingriff, während das zweite angetriebene Zahnrad 66 mit einer zweiten Einwegkupplung (OWC) 72 im Eingriff steht. In dem angegebenen Beispiel ist die erste OWC 70 zwischen die Nabe 36 der Startvorrichtung

16 und das erste angetriebene Zahnrad 64 geschaltet. Die erste OWC 70 ist konfiguriert, um das Freilaufen der Nabe 36 in einer Drehrichtung in Bezug auf die Zahnradanordnung 63 zu ermöglichen, wenn die Zusatzpumpe 62 die Pumpe 50 antreibt. Die zweite OWC 72 ist zwischen eine Zusatzmotorausgangswelle 74 und das zweite angetriebene Zahnrad 66 geschaltet. Die Motorausgangswelle 74 wird durch den Zusatzmotor 62 angetrieben. Die zweite OWC 72 ist konfiguriert, um das Freilaufen der Motorausgangswelle 74 in einer Drehrichtung in Bezug auf die Zahnradanordnung 63 zu ermöglichen, wenn die Kraftmaschine 12 die Pumpe 50 antreibt. Demgemäß ermöglichen die Einwegkupplungen 70 und 72 unabhängig davon, ob nun die Motorausgangswelle 74 oder die Nabe 36 langsamer als die andere läuft, das Freilaufen und vermeiden dadurch Widerstand an der Pumpe 50.

**[0019]** Es sei angemerkt, dass die Motorausgangswelle 74 und der innere Laufring 72A zu einem einzigen, einheitlichen Teil kombiniert sein können. Ferner können die Motorausgangswelle 74 und der innere Laufring 72A mit einem Anker (nicht gezeigt) des Motors 62 kombiniert sein, um zusätzlichen axialen Raum zu verschaffen, um jegliche Bewegung der Nabe 36 zum Zusatzmotor 62 hin, etwa während des Ausbauchens der Startvorrichtung 16, das bei hydrodynamischen Startvorrichtungen eintreten kann, aufzunehmen.

**[0020]** Beispielsweise umfasst die erste OWC 70 einen inneren Laufring 70A, einen Nocken oder äußeren Laufring 70B und ein oder mehrere Elemente 70C wie etwa Rollkörper oder Klemmkörper, die zwischen dem inneren und dem äußeren Laufring, 70A und 70B, angeordnet sind. Ähnlich umfasst die zweite OWC 72 einen inneren Laufring 72A, einen Nocken oder äußeren Laufring 72B und ein oder mehrere Elemente 72C wie etwa Rollkörper, Klemmkörper oder Dioden, die zwischen dem inneren und dem äußeren Laufring, 72A und 72B, angeordnet sind. Die inneren und äußeren Laufringe 70A, 72A, 70B und 72B sind an ihren Innen- bzw. Außenflächen mit Zahn- oder Keilprofilen versehen, wie an sich bekannt ist. Demgemäß steht der innere Laufring 70A mit einem Zahnradabschnitt 36B, der sich an dem axialen Abschnitt 36A der Nabe 36 befindet, im Eingriff und wird durch diesen angetrieben. Der äußere Laufring 70B steht mit dem ersten angetriebenen Zahnrad 64 im Eingriff und treibt dieses an. Der innere Laufring 72A steht mit einem Zahnradabschnitt 74A der Pumpenausgangswelle 74 im Eingriff und wird durch diese angetrieben. Der äußere Laufring 72B steht mit dem zweiten angetriebenen Zahnrad 66 im Eingriff und treibt dieses an. Die Zahnräder 64, 66, die Zahnradabschnitte 36B, 74A und die inneren und äußeren Laufringe 70A, 72A, 70B und 72B sind in einem Beispiel Zahnräder mit Evolventenflanken, die gegen Fluchtungsfehler tolerant sind. Dies

ist während des Neigens des Getriebes 14 während der Kurvenfahrt des Kraftfahrzeugs besonders hilfreich. Jedoch können wohlgemerkt andere Typen von Zahnrädern verwendet werden. Die Zahnräder 64, 66, die Zahnradabschnitte 36B, 74A und die inneren und äußeren Laufringe 70A, 72A, 70B und 72B können aus irgendeinem geeigneten Material wie etwa Sintermetall oder Kunststoff gefertigt sein.

**[0021]** In dem angegebenen Beispiel besitzt der äußere Laufring 70B einen größeren Durchmesser als der äußere Laufring 72B, obwohl wohlgemerkt die Laufringdurchmesser wechseln können. Beispielsweise können der Durchmesser und die Zahnzahl der Zahnräder 64, 66, der Zahnradabschnitte 36B, 74A und der inneren und äußeren Laufringe 70A, 72A, 70B und 72B jeweils variieren und sind eine Funktion des verwendeten Typs der Pumpe 50 und des Zusatzmotors 62 sowie anderer Faktoren, die mit dem hydraulischen Bedarf des Getriebes 14 zusammenhängen. Beispielsweise ist in einer Ausführungsform die Pumpe 50 eine Verdrängerpumpe mit 7 c.c. bis 10 c.c., beispielsweise eine Flügelzellenpumpe, Zahnradpumpe oder Rotorpumpe. Der Zusatzmotor 62 ist vorzugsweise ein kleiner Elektromotor mit hoher Drehzahl. Daher ist das Rädergetriebe 76 über den Zahnraddurchmesser und die Zahnradzahnzahl so konfiguriert, dass das Drehmoment von dem Zusatzmotor 62 zu der Pumpe 50 mit etwa 4:1 oder 5:1 vervielfacht wird. Um den Niedrigdrehzahlbetrieb und das Ansaugenlassen zu verbessern, kann der äußere Laufring 70B einen Durchmesser besitzen, der größer als der Durchmesser des ersten angetriebenen Zahnrads 64 ist, um dadurch die relative Drehzahl der Pumpe 50 zu erhöhen. Jene, die mit Rädergetriebeanordnungen vertraut sind, werden sofort verstehen, dass dann, wenn sich die hydraulische Pumpe 50 langsamer als die Nabe 36 drehen soll, die Antriebsglieder mit dem größeren und dem kleineren Durchmesser lediglich vertauscht werden müssen.

**[0022]** Die erste und die zweite Einwegkupplung, 70 und 72, sind koaxial aneinander angrenzend in einer Rücken-an-Rücken-Position positioniert. Der Zusatzmotor 62 ist an die zweite OWC 72 angrenzend und koaxial zu dieser positioniert, während das Glockengehäuse 32 an die erste OWC 70 angrenzend positioniert ist. Das Positionieren der ersten und der zweiten Einwegkupplungen, 70 und 72, nutzt den reduzierten axialen Raum der Startvorrichtung 16 und des Abschnitts 32B des Glockengehäuses nahe der Mittellinie der Startvorrichtung 16 aus.

**[0023]** Um auf beide **Fig. 1** und **Fig. 2** Bezug zu nehmen, kann während des normalen Betriebs des Antriebsstrangs 10 die Pumpe 50 als einzige Antriebspumpe betrieben werden, wobei nur eines der Antriebsaggregate die Pumpe 50 zu einer gegebene-

nen Zeit antreibt, oder als Doppelantriebspumpe betrieben werden, wobei ein Antriebsaggregat dazu verwendet wird, das andere Antriebsaggregat unter bestimmten Betriebsbedingungen zu verstärken. Beispielsweise treibt die Kraftmaschine 12 während normalen Betriebsbedingungen, bei denen sie etwa bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  (einem Schnellstraßenarbeitszyklus) arbeitet, über die Nabe 36 der Startvorrichtung 16, über die erste OWC 70 zum ersten angetriebenen Zahnrad 64 und von dem ersten angetriebenen Zahnrad 64 zur Antriebswelle 56 die Pumpe 50 an. Jedoch wird während Bedingungen, unter denen die Kraftmaschine 12 bei einem niedrigeren Arbeitszyklus wie etwa bei  $500 \text{ min}^{-1}$  während einer Heißleerlauf-Garagenschaltung arbeitet, die Zusatzpumpe 62 verwendet, um die Pumpe 50 über die zweite OWC 72 zum zweiten angetriebenen Zahnrad 66 und dann zur Antriebswelle 56 anzutreiben. Die Pumpe 50, die für einen mechanischen Antrieb von der Kraftmaschine bei  $1000 \text{ min}^{-1}$  bei normaler Betriebstemperatur ausgelegt ist, könnte die Hälfte des Hubvolumens einer Pumpe, die für den mechanischen Antrieb von der Kraftmaschine für eine Heißleerlauf-Garagenschaltung bei  $500 \text{ min}^{-1}$  ausgelegt ist, besitzen. Demgemäß kann die Pumpe 50 in der Größe reduziert sein und daher die Kraftstoffwirtschaftlichkeit verbessern.

**[0024]** Während des Betriebs des Antriebsstrangs 10 gerät das Kraftfahrzeug gelegentlich unter Kraftmaschinen-Stopp-Start-Bedingungen. Ein Kraftmaschinen-Stopp-Start tritt ein, wenn das Kraftfahrzeug während des Betriebs vorübergehend, beispielsweise an einer Verkehrsampel, einem Stoppschild oder aufgrund von Verkehrs- oder anderen zeitweiligen Bedingungen, gestoppt hat. Während eines Kraftmaschinen-Stopp-Starts schaltet die Kraftmaschine 12 ab, um die Kraftstoffwirtschaftlichkeit zu verbessern. Jedoch ist es wichtig, dass die Kupplungen/Bremsen in dem Getriebe 14 vorbereitet (d. h. hydraulisch in eine Eingriffsposition betätigt) bleiben, mit Niederdruck-Hydraulikfluid, um einen raschen und geräuschlosen Zahnradengriff zu ermöglichen, wenn die Kraftmaschine 12 startet. Demgemäß ist während eines Stopp-Starts bei abgeschalteter Kraftmaschine 12 der Zusatzmotor 62 bei einem niedrigen Arbeitszyklus zum Antreiben der Pumpe 50 in Eingriff, um die Kupplungskreise gefüllt zu halten. Wenn die Kraftmaschine 12 während eines Fahrzeugstarts startet, beschleunigt der Zusatzmotor 62 auf einen höheren Arbeitszyklus (z. B.  $4000 \text{ min}^{-1}$ ), um die entsprechenden Kupplungen/Bremsen vollständig in Eingriff zu bringen. Der Neustart der Kraftmaschine 12 überdeckt das Geräusch des Zusatzmotors 62. Sobald die Kraftmaschine 12 einen normalen Arbeitszyklus erreicht hat, wird der Zusatzmotor 62 außer Eingriff gebracht und fährt die Kraftmaschine 12 fort, die Pumpe 50 anzutreiben.

**[0025]** Die Konstruktion und Konfiguration der hydraulischen Pumpe 50 verschafft einen hohen Pumpwirkungsgrad. Ein solcher Wirkungsgrad ist das Ergebnis mehrerer Aspekte der Pumpe 50 der vorliegenden Erfindung. Erstens ist sie in ihrer bevorzugten Konfiguration und Anordnung achsenversetzt in einem Getriebe angebracht. Der insgesamt kleinere Pumpendurchmesser und die insgesamt geringere Bauteilgröße einer achsenversetzten Pumpe reduzieren die Dreh- und Gleitreibung, reduzieren den inneren Drehverlust und erlauben engere Toleranzen, alles Faktoren, die den Betriebswirkungsgrad erhöhen. Außerdem erleichtert ein achsenversetzter Entwurf andere Antriebsanordnungen wie etwa durch einen eigens zugeordneten Elektromotor, der die zusätzliche Fähigkeit besitzt, die Pumpe anzutreiben, wenn die Kraftmaschine beispielsweise bei Kraftmaschinen-Stopp-Start-(ESS)-Anwendungen nicht läuft.

**[0026]** Der achsenversetzte Entwurf des Pumpensystems 30 ermöglicht eine Drehzahlzunahme oder -abnahme in Bezug auf die Drehzahl der Kraftmaschine 12 und des Zusatzmotors 62. Dies ist sinnvoll, weil die typische Grenz-Pumpendurchflussmenge (minimale Pumpendurchflussmenge) bei niedriger Drehzahl wie etwa Kraftmaschinen-Leerlaufdrehzahl vorkommt und es wünschenswert sein kann, diese Drehzahl zu erhöhen, damit die Pumpendurchflussmenge bei niedrigen Kraftmaschinendrehzahlen größer ist.

### Patentansprüche

1. System für ein Getriebe (14) in einem Fahrzeug, wobei das System umfasst:  
 eine Startvorrichtung (16);  
 ein erstes Antriebsglied (36A), das mit der Startvorrichtung (16) verbunden ist;  
 ein Antriebsaggregat (62);  
 ein zweites Antriebsglied (74), das mit dem Antriebsaggregat (62) verbunden ist und durch dieses gedreht wird;  
 eine erste Einwegkupplung (70);  
 eine zweite Einwegkupplung (72), die koaxial mit der ersten Einwegkupplung (70) ausgerichtet ist;  
 eine Zahnradanordnung (63) mit einem ersten angetriebenen Zahnrad (64), das mit der ersten Einwegkupplung (70) direkt gekoppelt ist, und einem zweiten angetriebenen Zahnrad (66), das mit der zweiten Einwegkupplung (72) direkt gekoppelt ist, wobei das erste angetriebene Zahnrad (64) und das zweite angetriebene Zahnrad (66) eine Drehachse besitzen, die zum ersten Antriebsglied (36A) und zum zweiten Antriebsglied (74) parallel und radial von diesen beabstandet ist;  
 eine Hydraulikpumpe (50) mit einem Rotor, der mit dem ersten angetriebenen Zahnrad (64) und dem zweiten angetriebenen Zahnrad (66) funktional verbunden ist, wobei der Rotor über die erste und die

zweite Einwegkupplung (70, 72) wahlweise jeweils mit dem ersten Antriebsglied (36A) und dem zweiten Antriebsglied (74) im Eingriff steht, um Drehmoment zwischen dem Rotor und der Startvorrichtung (16) und/oder dem Antriebsaggregat (62) zu übertragen; **dadurch gekennzeichnet**, dass das erste Antriebsglied (36A) durch die Startvorrichtung (16) gedreht wird;  
 die erste Einwegkupplung (70) mit dem ersten Antriebsglied (36A) direkt gekoppelt ist; und  
 die zweite Einwegkupplung (72) mit dem zweiten Antriebsglied (74) direkt gekoppelt ist.

2. System nach Anspruch 1, wobei das zweite Antriebsglied (74) mit dem ersten Antriebsglied (36A) koaxial ist und wobei der Rotor der Pumpe mit der Zahnradanordnung (63) koaxial ist.

3. System nach Anspruch 1, das ferner ein Lager umfasst, das sowohl mit der ersten Einwegkupplung (70) als auch mit der zweiten Einwegkupplung (72) in Kontakt ist.

4. System nach Anspruch 1, wobei das erste angetriebene Zahnrad (64) und das zweite angetriebene Zahnrad (66) als ein einziges, massives Glied ausgebildet sind.

5. System nach Anspruch 1, wobei die Zahnradanordnung (63) einen ersten zurückgesetzten Abschnitt (68) in axialer Ausrichtung auf die Hydraulikpumpe (50) aufweist.

6. System nach Anspruch 1, wobei die Zahnradanordnung (63) einen zweiten zurückgesetzten Abschnitt (69) aufweist, der eine Kontur besitzt, die mit einer äußeren Form der Startvorrichtung (16) annähernd übereinstimmt.

7. System nach Anspruch 1, wobei die erste Einwegkupplung (70) zwischen das erste Antriebsglied (36A) und das erste angetriebene Zahnrad (64) geschaltet ist, um die freie Relativedrehung zwischen dem Rotor der Pumpe (50) und der Startvorrichtung (16) zu ermöglichen, wenn das Antriebsaggregat (62) den Rotor antreibt, und um Drehmoment von der Startvorrichtung (16) zu dem Rotor zu übertragen, wenn die Startvorrichtung (16) den Rotor antreibt.

8. System nach Anspruch 1, wobei die zweite Einwegkupplung (72) zwischen das zweite Antriebsglied (74) und das zweite angetriebene Zahnrad (66) geschaltet ist, um die freie Relativedrehung zwischen dem Rotor der Pumpe (50) und dem Antriebsaggregat (62) zu ermöglichen, wenn die Startvorrichtung (16) den Rotor antreibt, und um Drehmoment von dem Antriebsaggregat (62) zu dem Rotor zu übertragen, wenn das Antriebsaggregat (62) den Rotor antreibt.

9. System nach Anspruch 1, wobei das Antriebsaggregat (62) ein Elektromotor ist.

10. System nach Anspruch 1, das ferner ein Gehäuse (32) umfasst, das die Startvorrichtung (16) umschließt, wobei das erste Antriebsglied (36A) axial durch das Gehäuse (32) angeordnet ist.

Es folgen 2 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

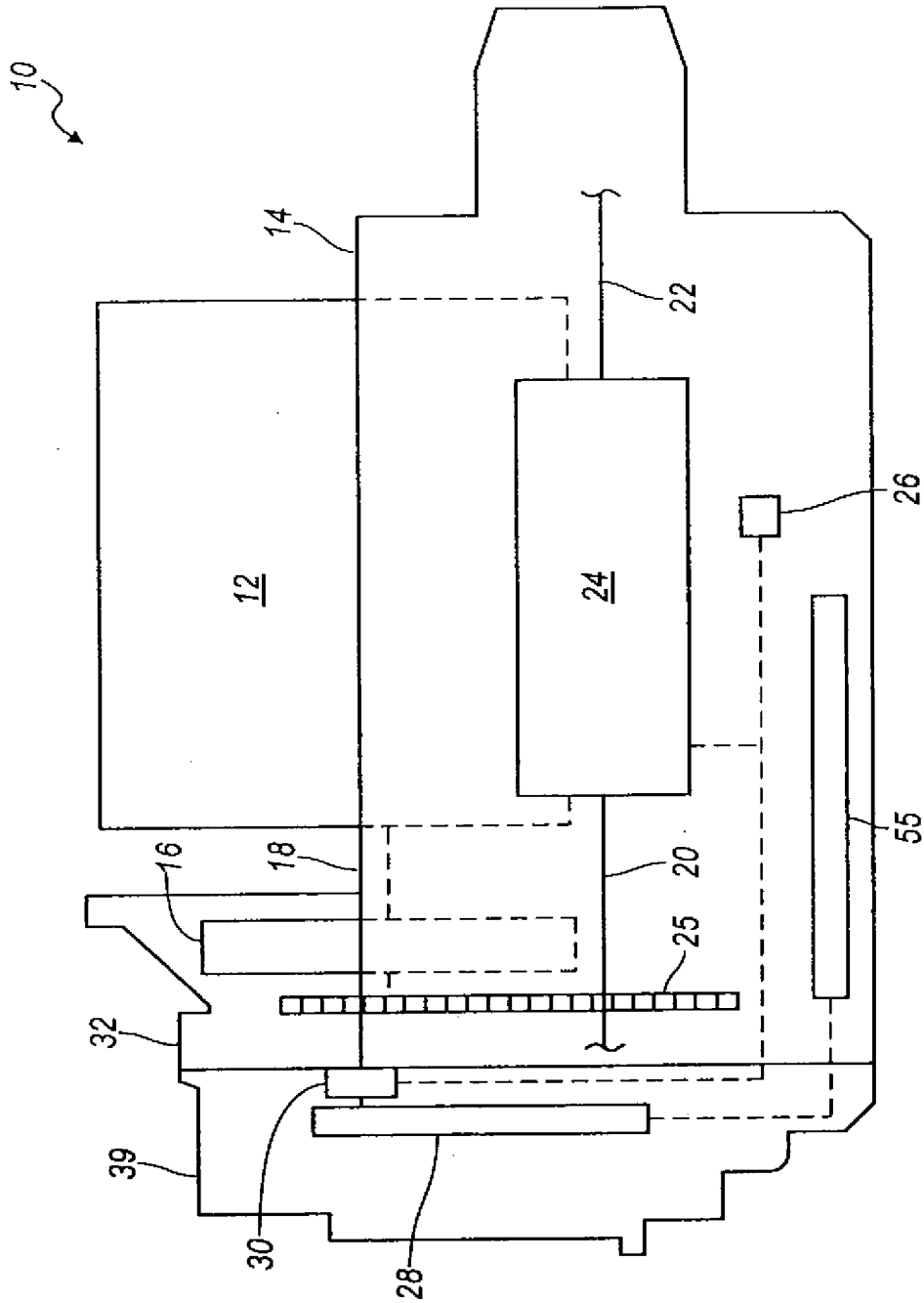
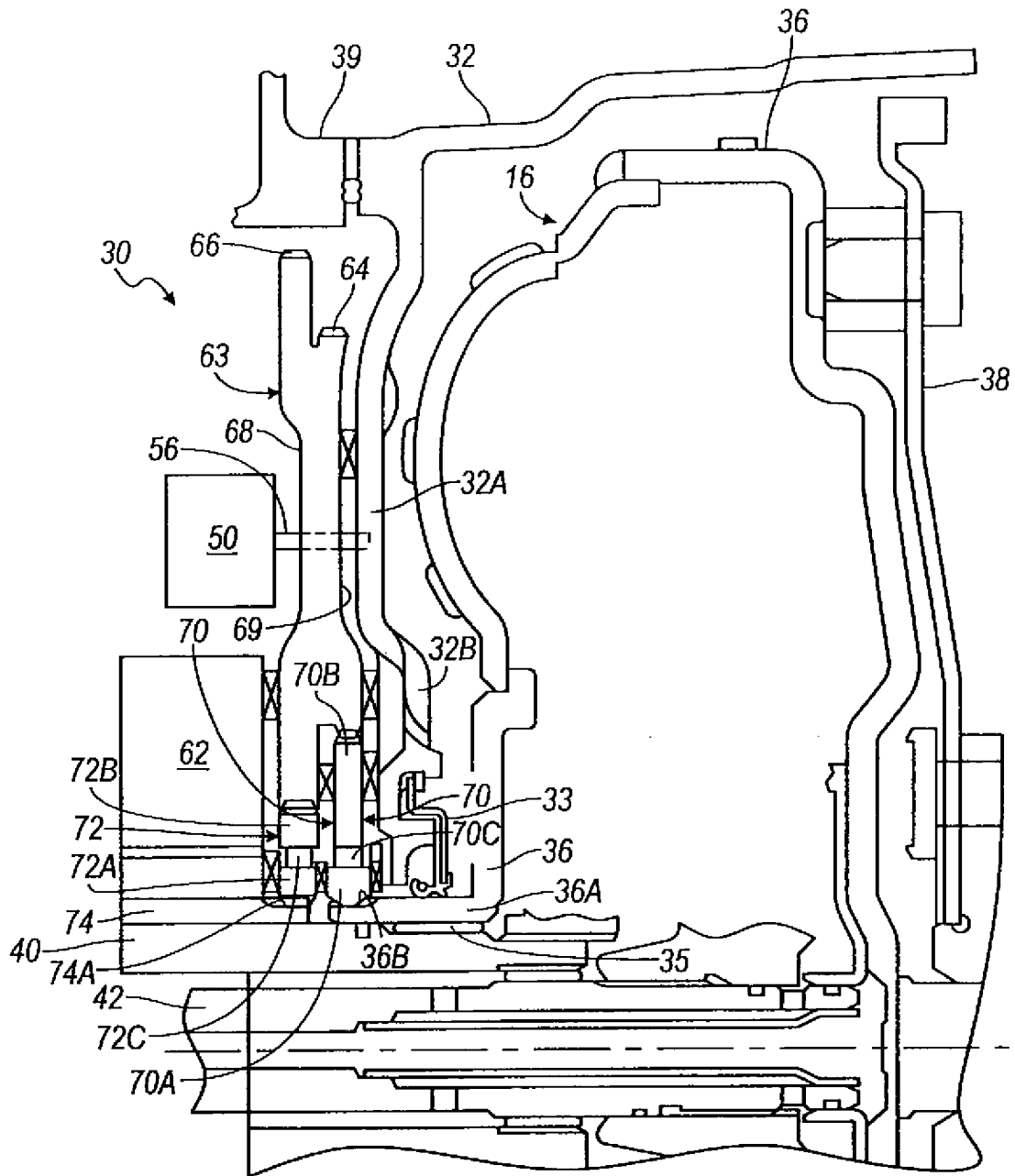


FIG. 1





**FIG. 2**