

BeschreibungQUERVERWEIS AUF
VERWANDTE ANMELDUNGEN

[0001] Die vorliegende Anmeldung beansprucht die Priorität der US-Patentanmeldung Nr. 62/148,771, die am 17. April 2015 eingereicht wurde, und die ausdrücklich in ihrer Gesamtheit durch Verweis hierin aufgenommen ist.

HINTERGRUND DER ERFINDUNG

1. Gebiet der Erfindung

[0002] Die vorliegende Erfindung betrifft Antriebsstrangsysteme im Allgemeinen, und insbesondere eine Verdrängungspumpenanordnung für Antriebsstrangsysteme und ein Hydrauliksteuersystem, das diese einbezieht.

2. Beschreibung des Standes der Technik

[0003] Herkömmliche Fahrzeugantriebsstrangsysteme, die im Stand der Technik bekannt sind, umfassen in der Regel einen Motor in drehender Verbindung mit einem Getriebe. Der Motor erzeugt Drehmoment, das selektiv auf das Getriebe übertragen wird, das wiederum Drehmoment an ein oder mehrere Räder überträgt. Das Getriebe vervielfacht Drehzahl und Drehmoment, die durch den Motor erzeugt werden, über eine Reihe von vorbestimmten Zahnradsätzen, wobei ein Wechsel zwischen den Zahnradsätzen dem Fahrzeug ermöglicht, mit unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten für eine gegebene Motordrehzahl zu fahren. Somit sind die Zahnradsätze des Getriebes so ausgestaltet, dass der Motor mit speziellen gewünschten Drehzahlen betrieben wird, um die Leistung und Effizienz zu optimieren.

[0004] Neben dem Wechseln zwischen den Zahnradsätzen oder Gängen wird das Automatikgetriebe auch verwendet, um den Eingriff mit dem Motor zu modulieren, wodurch das Getriebe selektiv den Eingriff mit dem Motor steuern kann, um den Fahrzeugbetrieb zu vereinfachen. Als Beispiel wird die Drehmomentübertragung zwischen dem Motor und dem Automatikgetriebe in der Regel unterbrochen, während ein Fahrzeug abgestellt oder im Leerlauf ist, oder wenn das Getriebe zwischen den Gängen schaltet. Bei einigen Automatikgetrieben erfolgt die Modulation über eine hydrodynamische Vorrichtung, wie etwa einen hydraulischen Drehmomentwandler. In anderen Automatikgetrieben wird die Modulation jedoch mit einer oder mehreren elektronisch oder hydraulisch betätigten Kupplungen erreicht (im Stand der Technik manchmal als ein "Doppelkupplungs"-Automatikgetriebe bezeichnet). Automatikgetriebe werden in der Regel unter Verwendung von Hydraulikfluid gesteuert und umfassen eine Pumpenan-

ordnung, ein oder mehrere Elektromagnetventile und ein elektronisches Steuergerät. Die Pumpenanordnung stellt eine Quelle für Fluidleistung an die Elektromagnetventile bereit, die ihrerseits durch das Steuergerät betätigt werden, um selektiv Hydraulikfluid durch das Automatikgetriebe zu leiten, um die Modulation des Drehmoments zu steuern, das durch den Motor erzeugt wird. Die Elektromagnetventile werden in der Regel auch verwendet, um zwischen den Gängen des Automatikgetriebes zu schalten, und können auch verwendet werden, um Hydraulikfluid zu steuern, das zur Kühlung und/oder Schmierung verschiedener Komponenten des Getriebes während des Betriebs verwendet wird.

[0005] In Abhängigkeit von der spezifischen Konfiguration des Automatikgetriebes, kann die Kupplungsmodulation und/oder Gangwechsel es erfordern, dass die Pumpenanordnung betrieben wird, um Hydraulikfluid mit relativ großen Größenordnungen mit Druck zu beaufschlagen. Umgekehrt erfordern die Schmierung und/oder Kühlung in der Regel einen wesentlich niedrigeren Hydraulikfluiddruck, wobei ein zu hoher Druck einen negativen Effekt auf den Betrieb und/oder die Effizienz des Getriebes hat. Außerdem erwärmt sich das Hydraulikfluid während des Betriebs des Automatikgetriebes, und Temperaturveränderungen des Hydraulikfluids führen zu einer entsprechenden Änderung der Viskosität des Hydraulikfluids. Wo ein spezieller Hydraulikdruck nötig ist, um das Getriebe richtig zu betreiben, variiert somit das Hydraulikfluidvolumen, das erforderlich ist, um den notwendigen Hydraulikdruck zu erzielen, mit der Betriebstemperatur. Ferner ist die Fluidströmung proportional zu der Pumpendrehzahl, wo die Pumpenanordnung durch das Antriebsstrangsystem angetrieben wird. Da die Fluidströmung mit steigender Drehzahl ebenfalls zunimmt, muss unter bestimmten Betriebsbedingungen ein beträchtliches Fluidvolumen, das durch die Pumpenanordnung verdrängt wird, umgewälzt werden, um die richtigen Fluidströmungs- und Druckanforderungen im gesamten Automatikgetriebe aufrecht zu erhalten, was zu unvorteilhaften parasitären Verlusten und damit geringer Effizienz führt.

[0006] Alle Komponenten und Systeme des vorstehend beschriebenen Typs müssen zusammenwirken, um effektiv die Übertragung von Drehmoment von dem Motor an die Räder des Fahrzeugs zu modulieren. Außerdem müssen alle Komponenten und Systeme so ausgelegt werden, dass sie nicht nur eine verbesserte Leistung und Effizienz ermöglichen, sondern auch die Kosten und Komplexität der Herstellung der Fahrzeuge verringern. Während im Stand der Technik bekannte Pumpenanordnungen für Antriebsstrangsysteme im Allgemeinen für ihre geplante Verwendung gut funktionieren haben, bleibt im Stand der Technik weiter Bedarf nach einer Pumpenanordnung, die überlegene Betriebseigenschaften, verrin-

gerte Gesamtbaugröße, verringerte parasitäre Verluste und gesteigerte Effizienz aufweist, aber gleichzeitig die Kosten und Komplexität der Fahrzeugherstellung verringert.

ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG

[0007] Die vorliegende Erfindung überwindet die Nachteile im verwandten Stand der Technik bei einer Verdrängungspumpenanordnung zur Verwendung mit einem Fahrzeugantriebsstrangsystem. Die Pumpenanordnung umfasst einen Stator mit einer Kammer und einer Flügelzellenpumpe, die in der Kammer angeordnet ist und mit der Kammer zusammenwirkt, um zumindest drei Pumpregionen in der Kammer zu definieren, wobei jede der zumindest drei Pumpregionen eine Einlassregion und eine Ausgaberegion aufweist. Die Drehung der Flügelzellenpumpe verdrängt Fluid über jede der zumindest drei Pumpregionen, so dass jede Ausgaberegion eine separate Fluidleistungsquelle für das Antriebsstrangsystem bereitstellt.

[0008] Zusätzlich betrifft die vorliegende Erfindung ein Hydrauliksteuersystem zur Verwendung mit einem Fahrzeugantriebsstrangsystem. Das Hydrauliksteuersystem umfasst eine Verdrängungspumpenanordnung, eine Hauptleitung in Fluidverbindung mit dem Antriebsstrangsystem und ein Schaltventil. Die Verdrängungspumpenanordnung umfasst einen Stator mit einer Kammer und einem drehbaren Pumpenelement, das in der Kammer angeordnet ist und mit der Kammer zusammenwirkt, um zumindest drei Pumpregionen zu definieren, wobei jede der zumindest drei Pumpregionen eine Einlassregion und eine Ausgaberegion aufweist. Die Drehung des Pumpenelements verdrängt Fluid über jede der zumindest drei Pumpregionen, so dass jede Ausgaberegion eine separate Fluidleistungsquelle bereitstellt. Das Schaltventil weist eine erste Stellung, eine zweite Stellung und eine dritte Stellung auf. In der ersten Stellung wird Fluidleistung von einer der Ausgaberegionen an die Hauptleitung geleitet, und Fluidleistung von zwei der Ausgaberegionen wird von der Hauptleitung weg geleitet. In der zweiten Stellung wird Fluidleistung von zwei der Ausgaberegionen an die Hauptleitung geleitet, und Fluidleistung von einer der Ausgaberegionen wird von der Hauptleitung weg geleitet. In der dritten Stellung wird Fluidleistung von drei der Ausgaberegionen an die Hauptleitung geleitet. Das Schaltventil ist selektiv zwischen den Stellungen beweglich, um die Strömung von Fluidleistung von den Ausgaberegionen an die Hauptleitung zu steuern.

[0009] Auf diese Weise verbessert die vorliegende Erfindung die Effizienz von Fahrzeugantriebsstrangsystemen beträchtlich, indem sie eine Pumpenanordnung bereitstellt, die mit hoher Effizienz unter einer Reihe von unterschiedlichen Betriebsbedingungen arbeiten kann, während sie gleichzeitig eine op-

timierte Fluidströmung und optimierten Fluiddruck an verschiedene Getriebekomponenten und -systeme liefert. Außerdem bietet die vorliegende Erfindung Möglichkeiten für eine verbesserte Fahrzeugeffizienz und verringertes Gewicht, wodurch Verbesserungen in der Kraftstoffökonomie von Fahrzeugen bereitgestellt werden. Ferner kann die vorliegende Erfindung in Verbindung mit einer Reihe von unterschiedlichen Typen von Antriebsstrangsystemen verwendet werden, und auf eine Reihe von unterschiedlichen Wegen. Darüber hinaus verringert die vorliegende Erfindung die Kosten und Komplexität der Herstellung von Fahrzeugen mit überlegenen Betriebseigenschaften, etwa hoher Effizienz, verringertes Gewicht und Baugröße, und verbesserte Komponentenlebensdauer.

KURZE BESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0010] Weitere Ziele, Merkmale und Vorteile der vorliegenden Offenbarung werden deutlich werden, wenn dieselbe unter Bezugnahme auf die folgende detaillierte Beschreibung in Verbindung mit den beigefügten Zeichnungen verständlich gemacht wird. In diesen zeigt:

[0011] Fig. 1 eine schematische Draufsicht eines Fahrzeugantriebsstrangsystems mit einer Verdrängungspumpenanordnung gemäß der vorliegenden Erfindung.

[0012] Fig. 2 ist eine Schnittansicht einer ersten Ausführungsform der Verdrängungspumpenanordnung von Fig. 1 gemäß der vorliegenden Erfindung.

[0013] Fig. 3 ist eine Schnittansicht einer zweiten Ausführungsform der Verdrängungspumpenanordnung von Fig. 1 gemäß der vorliegenden Erfindung.

[0014] Fig. 4 ist eine schematische Ansicht einer ersten Ausführungsform eines Hydrauliksteuersystems gemäß der vorliegenden Erfindung zur Verwendung mit der Verdrängungspumpenanordnung von Fig. 1.

[0015] Fig. 5 ist eine schematische Ansicht einer zweiten Ausführungsform eines Hydrauliksteuersystems gemäß der vorliegenden Erfindung zur Verwendung mit der Verdrängungspumpenanordnung von Fig. 1.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER ERFINDUNG

[0016] Unter Bezugnahme auf die Figuren, in denen gleiche Bezugszahlen verwendet werden, um die gleiche Struktur zu bezeichnen, sofern nichts anderes angegeben wird, wird in Fig. 1 bei **10** schematisch ein Fahrzeugantriebsstrang veranschaulicht. Das Antriebsstrangsystem **10** umfasst einen Motor **12** in dre-

hender Verbindung mit einem Automatikgetriebe **14**. Der Motor **12** erzeugt Drehmoment, das selektiv auf das Automatikgetriebe **14** übertragen wird, das wiederum Drehmoment an ein oder mehrere Räder überträgt, die allgemein bei **16** angezeigt sind. Zu diesem Zweck überträgt ein Paar von stufenlos variablen Gelenken **18** Drehmoment von dem Automatikgetriebe **14** auf die Räder **16**. Der Fachmann wird erkennen, dass der Motor **12** und das Automatikgetriebe **14** von **Fig. 1** von dem Typ sind, der in herkömmlichen Antriebsstrangsystemen **10** "mit Vorderrad-Querantrieb" eingesetzt wird. Außerdem sollte klar sein, dass der Motor **12** und/oder das Automatikgetriebe **14**, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen, von einem beliebigen geeigneten Typ sein und auf beliebige geeignete Weise konfiguriert sein könnten, die ausreichend ist, um Drehmoment zu erzeugen und zu übertragen, um das Fahrzeug anzutreiben. Als nicht einschränkendes Beispiel könnte der Motor **12** als ein herkömmlicher Verbrennungsmotor, ein "Hybridmotor", der mit einem oder mehreren Elektromotoren zusammenwirkt (nicht dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt), oder als ein oder mehrere Elektromotoren verwirklicht sein.

[0017] Das Automatikgetriebe **14** vervielfacht die Drehzahl und das Drehmoment, die durch den Motor **12** erzeugt werden, durch eine Reihe von vorbestimmten Zahnradsätzen oder Gängen **20** (nicht im Detail dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt), wobei das Wechseln zwischen den Zahnradsätzen **20** dem Fahrzeug ermöglicht, bei einer gegebenen Drehzahl des Motors **12** mit unterschiedlichen Fahrzeuggeschwindigkeiten zu fahren. Somit sind die Zahnradsätze oder Gänge **20** des Automatikgetriebes **14** so ausgestaltet, dass der Motor **12** mit speziellen gewünschten Drehzahlen betrieben wird, um die Leistung und Effizienz des Fahrzeugs zu optimieren. Zusätzlich zum Umschalten zwischen den Zahnradsätzen **20** wird das Automatikgetriebe **14** auch verwendet, um den Eingriff mit dem Motor **12** zu modulieren, wobei das Getriebe **12** selektiv den Eingriff mit dem Motor **12** steuern kann, um den Fahrzeugbetrieb zu ermöglichen. Als Beispiel wird die Drehmomentübertragung zwischen dem Motor **12** und dem Automatikgetriebe **14** in der Regel unterbrochen, während ein Fahrzeug abgestellt oder im Leerlauf ist, oder wenn das Automatikgetriebe **14** zwischen den Zahnradsätzen oder Gängen **20** schaltet. In dem Automatikgetriebe **14** wird die Modulation des Drehmoments zwischen dem Motor **12** und dem Getriebe **14** über eine hydrodynamische Vorrichtung erreicht, etwa einen hydraulischen Drehmomentwandler (nicht dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt). Derzeit herrscht jedoch der Trend im Stand der Technik, den Drehmomentwandler durch eine oder mehrere hydraulisch betätigte Kupplungsanordnungen **22** zu ersetzen (nicht im Detail dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt).

Diese Konfiguration wird in der Technik manchmal als "Doppelkupplungs"-Automatikgetriebe bezeichnet.

[0018] Unabhängig von der konkreten Konfiguration des Antriebsstrangsystems **10** wird das Automatikgetriebe **14** in der Regel unter Verwendung von Hydraulikfluid gesteuert. Insbesondere wird das Automatikgetriebe **14** unter Verwendung von Hydraulikfluid gekühlt, geschmiert, betätigt und zur Modulation des Drehmoments eingesetzt. Zu diesen Zwecken umfasst das Automatikgetriebe **14** in der Regel ein Steuergerät **24** in elektrischer Verbindung mit einem oder mehreren Elektromagneten **26** (siehe **Fig. 1**), die verwendet werden, um die Fluidströmung innerhalb des Getriebes **14** zu leiten, zu steuern oder auf andere Weise zu regulieren, wie im Folgenden noch detaillierter beschrieben wird. Um den Fluss von Hydraulikfluid innerhalb des Automatikgetriebes **14** zu erleichtern, umfasst das Antriebsstrangsystem **10** eine Verdrängungspumpenanordnung gemäß einer Ausführungsform der vorliegenden Erfindung, die allgemein bei **28** angezeigt ist. Das Steuergerät **24**, die Elektromagnete **26** und die Pumpenanordnung **28** werden jeweils im Folgenden noch detaillierter beschrieben.

[0019] Die Pumpenanordnung **28** ist dazu geeignet, eine Fluidleistungsquelle für das Antriebsstrangsystem **10** bereitzustellen. Insbesondere stellt die Pumpenanordnung **28** Fluidleistung an verschiedene Positionen und Komponenten des Automatikgetriebes **14** bereit, wie im Folgenden noch detaillierter beschrieben wird. Während die Pumpenanordnung **28** hierin so beschrieben wird, dass sie Fluidleistung an das Automatikgetriebe **14** des Antriebsstrangsystems **10** bereitstellt, wird der Fachmann erkennen, dass die Pumpenanordnung **28** in Verbindung mit jedem geeigneten Teil des Antriebsstrangsystems **10** verwendet werden könnte, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Als nicht einschränkendes Beispiel könnte die Pumpenanordnung **28** der vorliegenden Erfindung verwendet werden, um eine Fluidleistungsquelle für den Motor **12**, ein Verteilergetriebe (nicht dargestellt, aber im verwandten Stand der Technik allgemein bekannt), oder eine beliebige andere Komponente des Antriebsstrangsystems bereitzustellen, die Fluid zur Schmierung, Kühlung, Steuerung, Betätigung und/oder Modulation einsetzt. Obwohl ferner die vorliegende Erfindung zur Verwendung mit Fahrzeugen wie Kraftfahrzeugen geeignet ist, sollte klar sein, dass die Pumpenanordnung **28** in Verbindung mit jedem beliebigen geeigneten Fahrzeugtyp verwendet werden könnte, etwa Schwerlastfahrzeugen, Zügen, Flugzeugen, Schiffen, Baumaschinen oder -geräten, Militärfahrzeugen, Freizeifahrzeugen oder beliebige andere Typen von Fahrzeugen.

[0020] Nun bezugnehmend auf **Fig. 2** und **Fig. 3** umfasst die Verdrängungspumpenanordnung **28** der vorliegenden Erfindung einen Stator **30** mit einer

Kammer **32** und einem drehbaren Pumpenelement **34**, das in der Kammer **32** des Stators **30** angeordnet ist. Das Pumpenelement **34** ist in einer drehmomentübertragenden Beziehung mit dem Antriebsstrangsystem **10** angeordnet. Insbesondere empfängt das Pumpenelement **34** Drehmoment von einer Antriebsmaschine **36** des Antriebsstrangsystems **10** (siehe **Fig. 1**, **Fig. 4** und **Fig. 5**; nicht im Detail dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt). In der hierin veranschaulichten repräsentativen Ausführungsform ist das Pumpenelement **34** mit einer Eingangswelle **37** gekoppelt, die ihrerseits in Drehverbindung mit der Antriebsmaschine **36** angeordnet ist. Der gewöhnliche Fachmann wird jedoch erkennen, dass die Pumpenanordnung **28** anders ausgestaltet sein könnte, mit oder ohne Verwendung einer Eingangswelle **37**, ohne dabei vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Außerdem sollte klar sein, dass das Pumpenelement **34** Drehmoment von dem Antriebsstrangsystem **10** auch auf eine Reihe von unterschiedlichen Wegen erhalten könnte. Als nicht einschränkendes Beispiel könnte das Pumpenelement **34** direkt mit der Antriebsmaschine **36** gekoppelt sein, oder ein oder mehrere Getriebezüge (nicht dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt) könnten zwischen dem Pumpenelement **34** und der Antriebsmaschine **36** angeordnet sein, um die Drehzahl und das Drehmoment dazwischen einzustellen.

[0021] In der hierin veranschaulichten repräsentativen Ausführungsform ist die Pumpenanordnung **28** in Drehverbindung mit der Antriebsmaschine **36** angeordnet, die in dem Automatikgetriebe **14** getragen wird. Der gewöhnliche Fachmann wird jedoch erkennen, dass die Antriebsmaschine **36** durch eine beliebige geeignete Komponente des Antriebsstrangsystems **10** verwirklicht sein könnte, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Als nicht einschränkendes Beispiel könnte die Antriebsmaschine **36** als eine Welle verwirklicht sein, die in Drehverbindung mit dem Motor **12** und/oder dem Automatikgetriebe **14** getragen wird, oder die Antriebsmaschine **36** könnte eine Welle eines Elektromotors sein (nicht dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt).

[0022] Wie vorstehend erwähnt, ist das Pumpenelement **34** in der Kammer **32** angeordnet und wirkt mit dem Stator **30** zusammen, um zumindest drei Pumpregionen zu definieren, die allgemein bei **38** angezeigt werden. Die Pumpregionen **38** haben jeweils eine Einlassregion **40** und eine entsprechende Ausgaberegion **42**. Die Drehung des Pumpenelements **34** innerhalb der Kammer verdrängt Fluid über jede der Pumpregionen **38**, so dass jede Ausgaberegion **42** eine jeweilige und separate Fluidleistungsquelle für das Antriebsstrangsystem **10** bereitstellt. Somit entspricht die Anzahl der Pumpregionen **38** der Anzahl von Fluidleistungsquellen. Der Stator **30**, die Kam-

mer **32** und das Pumpenelement **34** werden jeweils im Folgenden noch detaillierter beschrieben. Es sollte klar sein, dass die Pumpenanordnung **28** auf eine Reihe von unterschiedlichen Wegen ausgestaltet sein kann. Als nicht einschränkendes Beispiel werden hierin zwei unterschiedliche Ausführungsformen der Pumpenanordnung **28** beschrieben, die jeweils einen unterschiedlich ausgestalteten Stator **30** und ein unterschiedlich ausgestaltetes Pumpenelement **34** aufweisen. Zur Verdeutlichung und aus Konsistenzgründen bezieht sich die folgende Erörterung der Pumpenanordnung **28**, sofern nichts anderes angegeben wird, auf eine erste Ausführungsform der Pumpenanordnung **28**, wie in **Fig. 2** gezeigt.

[0023] In einer Ausführungsform wirken das Pumpenelement **34** und die Kammer **32** zusammen, um zumindest drei Pumpregionen **38** zu definieren: eine erste Pumpregion **38A** mit einer ersten Einlassregion **40A** und einer ersten Ausgaberegion **42A**; eine zweite Pumpregion **38B** mit einer zweiten Einlassregion **40B** und einer zweiten Ausgaberegion **42B**; und eine dritte Pumpregion **38C** mit einer dritten Einlassregion **40C** und einer dritten Ausgaberegion **42C**. Wie aus der folgenden Beschreibung jedoch klar werden wird, könnte die Pumpenanordnung **28** eine beliebige geeignete zusätzliche Anzahl von Pumpregionen **38** einsetzen, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Als nicht einschränkendes Beispiel könnte die spezifische Konfiguration des Antriebsstrangsystems **10** erfordern, dass mehr als drei Pumpregionen **38** eingesetzt werden.

[0024] Wie oben erwähnt verdrängt die Drehung des Pumpenelements **34** Fluid über jede der zumindest drei Pumpregionen **38**. In einer Ausführungsform wird ein im Wesentlichen äquivalentes Fluidvolumen über jede der Pumpregionen **38** während der Drehung des Pumpenelements **34** verdrängt. Der gewöhnliche Fachmann wird jedoch erkennen, dass der Stator **30**, die Kammer **32** und/oder das Pumpenelement **34** so ausgestaltet werden könnten, dass sie während der Drehung des Pumpenelements **34** jeweils unterschiedliche Fluidvolumina über die Pumpregionen **38** verdrängen, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Als nicht einschränkendes Beispiel könnten zwei Pumpregionen **38A**, **38B** dasselbe Fluidvolumen verdrängen, und eine dritte Pumpregion **38C** könnte ein größeres Fluidvolumen verdrängen.

[0025] Wie in **Fig. 2** gezeigt ist das Pumpenelement **34** innerhalb der Kammer **32** des Stators **30** so angeordnet, dass die Drehung des Pumpenelements **34** Fluid über die Pumpregionen **38** verdrängt, wie vorstehend erwähnt. In einer Ausführungsform ist das Pumpenelement **34** so positioniert, dass es im Wesentlichen konzentrisch innerhalb der Kammer **32** ausgerichtet ist. Der gewöhnliche Fachmann wird jedoch erkennen, dass das Pumpenelement **34**, die

Kammer **32** und/oder der Stator **30** auch unterschiedlich ausgestaltet oder auf eine beliebige andere geeignete Weise definiert werden könnte, die ausreichend ist, um Fluid über die Pumpregionen **38** zu verdrängen, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. In einer Ausführungsform ist die Kammer **32** des Stators **30** allgemein dreiseitig mit Scheiteln, die mit einem gekrümmten Profil ausgebildet sind (siehe **Fig. 2**). Der gewöhnliche Fachmann wird jedoch erkennen, dass die Kammer **32**, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen, ein beliebiges geeignetes Profil aufweisen oder durch eine beliebige geeignete Form oder mit beliebiger Konfiguration definiert sein könnte, um mit dem Pumpenelement **34** wie oben erläutert zusammenzuwirken (vergl. **Fig. 2** mit der zweiten Ausführungsform der Pumpenanordnung **28**, die in **Fig. 3** gezeigt wird). Außerdem ist es als ein Beispiel zur Veranschaulichung möglich, dass die Kammer **32**, wenn mehr als drei Pumpregionen **38** erforderlich sind, ein Profil aufweisen könnte, das durch eine unterschiedliche Form definiert ist, die der erforderlichen Anzahl von Pumpregionen **38** entspricht.

[0026] In der ersten Ausführungsform, die in **Fig. 2** veranschaulicht ist, definiert die Kammer **32** eine innere Kammeroberfläche **44**, die Einlassregionen **40** ferner als Einlassanschlüsse **46** definiert, und die Ausgaberegionen **42** sind ferner als Ausgabeanschlüsse **48** definiert. Die Ausgabeanschlüsse **46** sind in beabstandeter Beziehung um die innere Kammeroberfläche **44** herum angeordnet. In ähnlicher Weise sind auch die Ausgabeanschlüsse **48** in beabstandeter Beziehung um die innere Kammeroberfläche **44** herum angeordnet. In dem hier veranschaulichten repräsentativen Beispiel sind die Einlassanschlüsse **46** zwischen den Ausgabeanschlüssen **48** angeordnet, wobei die benachbarten Anschlüsse **46**, **48** im Wesentlichen jeweils gleichmäßig voneinander beabstandet sind. Der Fachmann wird jedoch erkennen, dass die Anschlüsse **46**, **48** auf beliebige geeignete Weise angeordnet, ausgestaltet und/oder beabstandet sein könnten, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Während die Einlassanschlüsse **46** und die Ausgabeanschlüsse **48** ähnlich dimensioniert sind, wird der Fachmann jedoch erkennen, dass die Einlassanschlüsse **46** und/oder Ausgabeanschlüsse **48** jeweils auf beliebige geeignete Weise dimensioniert, gestaltet und auf andere Weise ausgestaltet sein können, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen.

[0027] In der in **Fig. 2** veranschaulichten Ausführungsform der Pumpenanordnung **28** ist das Pumpenelement **34** eine Flügelzellenpumpe, die einen Rotor **50** umfasst, der eine Vielzahl von Flügeln **52** trägt. Die Flügel **52** greifen zumindest zum Teil in die innere Kammeroberfläche **44** ein und sind so angeordnet, dass die Drehung des Rotors **50** die Flügel **52** veranlasst, die innere Kammeroberfläche **44** zu

überstreifen und so Fluid von jedem der Einlassanschlüsse **46** zu jedem jeweiligen Auslassanschluss **48** zu verdrängen. Der Fachmann wird erkennen, dass diese Ausführungsform der Verdrängungspumpenanordnung **28** der vorliegenden Erfindung dem entspricht, was im Stand der Technik gewöhnlich als "Flügelzellenpumpen"-Konfiguration bezeichnet wird.

[0028] Die Flügel **52** sind in beabstandeter Beziehung um den Rotor **50** herum angeordnet. Insbesondere sind die Flügel **52** um den Rotor **50** herum ringförmig beabstandet und erstrecken sich radial davon weg. Der Fachmann wird jedoch erkennen, dass die Flügel **52** auf beliebige geeignete Weise beabstandet, angeordnet oder auf beliebige andere geeignete Weise ausgestaltet sein könnten, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. In einer Ausführungsform umfasst der Rotor **50** eine Vielzahl von radial beabstandeten Schlitzen **54**, wobei jeder der Flügel **52** verschiebbar innerhalb eines der jeweiligen Schlitze **54** getragen wird und darin beweglich ist. Ferner kann in einer Ausführungsform ein Vorspannelement (nicht dargestellt) zwischen dem Rotor **50** und jedem der Flügel **52** angeordnet sein, um die Flügelzellen **52** gegen die innere Kammeroberfläche **44** zu drücken. Die Vorspannelemente können Druckfedern sein. Es sollte klar sein, dass die Vorspannelemente optional sind und auch unterschiedlich konfiguriert sein oder ganz entfallen können, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen.

[0029] Während einer vollständigen Drehung des Pumpenelements **34** innerhalb der Kammer **32** steht jeder Flügel **52** zumindest zum Teil mit Fluid in Eingriff und überstreift der Reihe nach jede Einlassregion **40** und jede Ausgaberegion **42**. Somit ist in einer Ausführungsform das Pumpenelement **34** in Fluidverbindung mit jeder der Einlassregionen **40** und auch mit jeder der Ausgaberegionen **42** angeordnet. Der gewöhnliche Fachmann wird jedoch erkennen, dass das Pumpenelement **34** auf eine Reihe von unterschiedlichen Wegen ausgestaltet sein könnte, und somit könnte das Pumpenelement **34** auf unterschiedliche Weise in Fluidverbindung mit den Pumpregionen **38** stehen, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Wie insbesondere aus der folgenden Beschreibung der zweiten Ausführungsform hervorgehen wird, die in **Fig. 3** abgebildet ist und im Folgenden noch detaillierter beschrieben wird, könnte das Pumpenelement **34** so ausgestaltet sein, dass die Flügel **52** ganz entfallen, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen.

[0030] Wie vorstehend erwähnt wird eine zweite Ausführungsform der Verdrängungspumpenanordnung **28** der vorliegenden Erfindung in **Fig. 3** gezeigt. In der folgenden Beschreibung werden ähnliche Komponenten der zweiten Ausführungsform der Pumpenanordnung **28** mit denselben Bezugszeichen

versehen, die in Verbindung mit der ersten Ausführungsform der Pumpenanordnung **28** verwendet werden, und unterschiedliche Komponenten sind mit Bezugszeichen versehen, die um 100 erweitert sind.

[0031] Nun Bezug nehmend auf **Fig. 3** umfasst in der zweiten Ausführungsform der Pumpenanordnung **128** das Pumpenelement **134** ein drehbares Antriebszahnrad **58** und eine Vielzahl von angetriebenen Zahnrädern **60**, die um das Antriebszahnrad **58** herum angeordnet sind, so dass die Drehung des Antriebszahnrades **58** eine entsprechende Drehung der angetriebenen Zahnräder **60** verursacht. In dieser Ausführungsform sind die Einlassregionen **140** und die Ausgaberegionen **142** in beabstandeter Beziehung zu den angetriebenen Zahnrädern **60** angeordnet, so dass die Drehung des Antriebszahnrades **58** die angetriebenen Zahnräder **60** veranlasst, Fluid von jeder der Einlassregionen **140** an jede jeweilige Ausgaberegion **142** zu verdrängen. Der Fachmann wird erkennen, dass diese Ausführungsform der Verdrängungspumpenanordnung **128** der vorliegenden Erfindung dem entspricht, was im Stand der Technik gewöhnlich als "Zahnradpumpen"-Konfiguration bezeichnet wird. In dieser Ausführungsform umfasst die Kammer **132** des Stators **130** eine zentrale Tasche **62** zur Aufnahme des Antriebszahnrades **58** sowie eine Vielzahl von äußeren Taschen **64**, die um die zentrale Tasche **64** herum angeordnet sind und sich damit vereinigen, um die jeweiligen angetriebenen Zahnräder **60** aufzunehmen. In dieser Ausführungsform werden die Pumperegionen **138**, Einlassregionen **140** und/oder Ausgaberegionen **142** durch den Abstand zwischen den Taschen **62**, **64** und/oder den Zahnrädern **58**, **60** definiert. Der Fachmann wird jedoch erkennen, dass die Pumperegionen **138** wie vorstehend erwähnt auf beliebige geeignete Weise definiert werden könnten, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen.

[0032] Wie vorstehend erwähnt betrifft die vorliegende Erfindung auch ein Hydrauliksteuersystem gemäß der vorliegenden Erfindung, das allgemein bei **66** angezeigt ist, zur Verwendung mit dem Antriebsstrangsystem **10**. Das Steuersystem **66** leitet oder steuert auf andere Weise die Fluidleistung von den Pumperegionen **38A**, **38B**, **38C** der Pumpenanordnung **28** zu dem Antriebsstrangsystem **10**, wie im Folgenden noch detaillierter beschrieben wird. Es sollte klar sein, dass das Hydrauliksteuersystem **66** auf eine Reihe von unterschiedlichen Wegen ausgestaltet sein kann. Als nicht einschränkendes Beispiel werden hierin zwei unterschiedliche Ausführungsformen des Hydrauliksteuersystems **66** beschrieben, die jeweils dazu ausgestaltet sind, Fluid auf unterschiedlichen Weise an das Automatikgetriebe **14** zu leiten. Zur Verdeutlichung und aus Konsistenzgründen bezieht sich die folgende Erörterung des Hydrauliksteuersystems **66**, sofern nichts anderes angegeben wird,

auf eine erste Ausführungsform des Hydrauliksteuersystems **4**, wie in **Fig. 4** gezeigt.

[0033] Nun Bezug nehmend auf **Fig. 4** wird eine erste Ausführungsform des Hydrauliksteuersystems **66** und der Pumpenanordnung **28** in Verbindung mit dem Automatikgetriebe **14** gezeigt. Wie vorstehend erwähnt setzt das Automatikgetriebe **14** Hydraulikfluid zur Schmierung, Betätigung, Modulation und/oder Steuerung ein. Zu diesem Zweck umfasst das Automatikgetriebe **14** einen Kupplungsbetätigungskreis **68**, einen Gangwechselbetätigungskreis **70**, einen Kupplungsschmierkreis **72** und einen Getriebeschmierkreis **74**. Der Kupplungsbetätigungskreis **68** wird verwendet, um selektiv die Kupplungsanordnungen **22** zu betätigen, um das Drehmoment zwischen dem Motor **12** und dem Automatikgetriebe **14** zu modulieren. Der Gangwechselbetätigungskreis **70** wird verwendet, um selektiv zwischen den Zahnradsätzen **20** oder Gängen des Automatikgetriebes **14** zu schalten. Der Kupplungsschmierkreis **72** wird verwendet, um den Fluss von Hydraulikfluid an die Kupplungsanordnungen **22** zur Kühlung und Schmierung zu steuern. In ähnlicher Weise wird der Getriebeschmierkreis **74** verwendet, um den Fluss von Hydraulikfluid zur Kühlung und Schmierung an andere Stellen innerhalb des Automatikgetriebes **14** zu steuern, etwa Wellen, Lager, Zahnräder und dgl. (nicht im Detail dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt). Der Fachmann wird erkennen, dass es eine Reihe von unterschiedlichen Wegen gibt, in der die vorstehend beschriebenen Kreise ausgestaltet sein können. Somit wird jeder der Kreise **68**, **70**, **72**, **74** nur ganz allgemein dargestellt. Außerdem sollte klar sein, dass das Hydrauliksteuersystem **66** verwendet werden könnte, um Fluidleistung an eine beliebige geeignete Anzahl von Kreisen zu liefern, die auf beliebige geeignete Weise und für jeden beliebigen Zweck innerhalb des Antriebsstrangsystems **10** ausgestaltet sein könnten, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Während die hierin veranschaulichten repräsentativen Ausführungsformen das Hydrauliksteuersystem **66** so beschreiben, dass es mit Hydraulikfluid in dem Automatikgetriebe **14** verwendet wird, wird der gewöhnliche Fachmann erkennen, dass das Hydrauliksteuersystem **66** und die Pumpenanordnung **28** dazu geeignet sein können, einen beliebigen geeigneten Typ von Fluid zu verdrängen oder an beliebige geeignete Komponenten oder Systeme des Antriebsstrangsystems **10** eines beliebigen geeigneten Typs oder einer beliebigen geeigneten Konfiguration zu leiten, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen.

[0034] Der Fachmann wird erkennen, dass jeder der Kreise **68**, **70**, **72**, **74** jeweils unterschiedliche Druck- und/oder Strömungsanforderungen aufweisen kann. Als nicht einschränkendes Beispiel erfordern in der hierin beschriebenen repräsentativen Ausführungsform des Hydrauliksteuersystems **66** der

Kupplungsbetätigungskreis **68** und der Gangwechselbetätigungskreis **70** einen relativ hohen oder ersten Hydraulikfluiddruck (zum Beispiel ~15–20 bar), der Kupplungsschmierkreis **72** einen mittleren oder zweiten Hydraulikfluiddruck (zum Beispiel ~2 bar), und der Getriebeschmierkreis **74** einen niedrigen oder dritten Hydraulikfluiddruck (zum Beispiel < 0,5 bar). Um die konkurrierenden Strömungs- und Druckanforderungen der Kreise **68**, **70**, **72**, **74** zu erleichtern, umfasst das Hydrauliksteuersystem **66** eine Hauptleitung, die allgemein bei **76** angezeigt ist, und ein Schaltventil gemäß der vorliegenden Erfindung, das allgemein mit **78** angezeigt ist, die mit der Pumpe **28** zusammenwirken. In der hierin veranschaulichten repräsentativen Ausführungsform ist die Hauptleitung **76** in Fluidverbindung mit der Ausgaberegion **42A** der Pumpenanordnung **28**, dem Schaltventil **78** und dem Kupplungsbetätigungskreis **68** und Gangwechselbetätigungskreis **70** angeordnet. Es sollte klar sein, dass der Kupplungsbetätigungskreis **68** und der Gangwechselbetätigungskreis **70** die höchsten relativen Hydraulikfluiddruckanforderungen des Automatikgetriebes **14** aufweisen. Es sollte klar sein, dass die Hauptleitung **76** auf beliebige geeignete Weise definiert sein und in Fluidverbindung mit beliebigen geeigneten Komponenten oder Kreisen des Hydrauliksteuersystems **66** angeordnet sein könnten, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen.

[0035] Wie vorstehend erwähnt umfasst das Hydrauliksteuersystem **66** ein Schaltventil **78**. Das Schaltventil **78** weist eine erste Stellung **78A**, eine zweite Stellung **78B** und eine dritte Stellung **78C** auf. In dieser Ausführungsform wird, wenn das Schaltventil **78** in der ersten Stellung **78A** ist, Fluidleistung von einer der Ausgaberegionen **42A** an die Hauptleitung **76** geleitet, und Fluidleistung von den anderen zwei Ausgaberegionen **42B**, **42C** wird von der Hauptleitung **76** weg geleitet. Wenn das Schaltventil **78** in der zweiten Stellung **78B** ist, wird Fluidleistung von zwei der Ausgaberegionen **42A**, **42B** an die Hauptleitung **76** geleitet, und Fluidleistung von der anderen Ausgaberegion **42C** wird von der Hauptleitung **76** weg geleitet. Wenn das Schaltventil **78** in der dritten Stellung **78C** ist, wird Fluidleistung von allen drei der Ausgaberegionen **42A**, **42B**, **42C** an die Hauptleitung **76** geleitet. Das Schaltventil **78** ist selektiv zwischen den Stellungen **78A**, **78B**, **78C** beweglich, um den Fluss von Fluidleistung von den Ausgaberegionen **42A**, **42B**, **42C** der Pumpenanordnung **28** an die Hauptleitung **76** zu steuern.

[0036] Wie aus der folgenden Beschreibung klar werden wird, ermöglichen die oben beschriebenen Stellungen **78A**, **78B**, **78C** des Schaltventils **78** der Pumpenanordnung **28**, Fluidleistung von den drei Ausgaberegionen **42A**, **42B**, **42C** auf vorbestimmte Arten zu kombinieren, um den richtigen Hydraulikfluiddruck an der Hauptleitung **76** unter unter-

schiedlichen Betriebsbedingungen des Automatikgetriebes **14** sicherzustellen. In der beispielhaften Ausführungsform der Stellungen **78A**, **78B**, **78C**, die oben beschrieben und in **Fig. 4** veranschaulicht ist, leitet das Hydrauliksteuersystem **66** Fluidleistung von allen drei Ausgaberegionen **42A**, **42B**, **42C** an die Hauptleitung **76**, wenn das Schaltventil **78** in der dritten Stellung **78C** ist. Der gewöhnliche Fachmann wird jedoch erkennen, dass das Automatikgetriebe **14** und/oder das Hydrauliksteuersystem **66** wesentlich andere Betriebsanforderungen haben könnten, in Abhängigkeit von der speziellen Anwendung. Es sollte klar sein, dass das Schaltventil **78** mit einer beliebigen geeigneten Anzahl von Stellungen ausgestaltet werden könnte, die dazu geeignet sind, Fluid von der Pumpenanordnung **28** in einer Reihe von unterschiedlichen Wegen zu leiten, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Es sollte klar sein, dass das Hydrauliksteuersystem **66** so ausgestaltet sein könnte, dass dann, wenn das Schaltventil **78** sich in einer bestimmten Stellung befindet, Fluidleistung von allen drei Ausgaberegionen **42A**, **42B**, **42C** an eine andere Stelle als an die Hauptleitung **76** geleitet wird.

[0037] In einer Ausführungsform umfasst das Hydrauliksteuersystem **66** einen Sumpf **80**, um eine Hydraulikfluidquelle für die Einlassregionen **40** der Pumpenanordnung **28** bereitzustellen. Insbesondere ist der Sumpf **80** dazu geeignet, nicht druckbeaufschlagtes Hydraulikfluid zu speichern, und ist dazu angeordnet, in Fluidverbindung mit allen drei Einlassregionen **40A**, **40B**, **40C** der Pumpenanordnung **28** zu stehen. Während das hierin abgebildete Hydrauliksteuersystem **66** einen gemeinsamen Sumpf **80** für alle drei Einlassregionen **40A**, **40B**, **40C** einsetzt, sollte klar sein, dass auch eine Vielzahl von Sümpfen **80** eingesetzt werden könnte. Als nicht einschränkendes Beispiel könnte jede Einlassregion **40A**, **40B**, **40C** in Fluidverbindung mit einem anderen Sumpf stehen (nicht dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt). Wenn das Schaltventil **78** in der ersten Stellung **78A** und/oder der zweiten Stellung **78B** ist, wird in einer Ausführungsform Fluidleistung, die von der Hauptleitung **76** weggeleitet wird, zumindest zum Teil an den Sumpf **80** geleitet. In ähnlicher Weise wird, wenn das Schaltventil **78** in der ersten Stellung **78A** und/oder der zweiten Stellung **78B** ist, Fluidleistung, die von der Hauptleitung **76** weggeleitet wird, zumindest zum Teil an den Kupplungsschmierkreis **72** und/oder an den Getriebeschmierkreis **74** geleitet.

[0038] Wie vorstehend erwähnt leitet das Hydrauliksteuersystem **66** Hydraulikfluid von einem gemeinsamen Sumpf **80** weg. Um eine lange Lebensdauer des Automatikgetriebes **14** sicherzustellen, kann ein Ansaugfilter **82** in Fluidverbindung zwischen dem Sumpf **80** und den Einlassregionen **40** der Pumpenanordnung **28** angeordnet sein. Der Ansaugfilter **82** schützt die Pumpenanordnung **28** vor Partikeln und anderen

Verunreinigungen, die sich in dem Hydraulikfluid ansammeln können. In ähnlicher Weise kann ein Druckfilter **84** zwischen dem Wegeventil **78** und einem oder mehreren der Kreise **68**, **70**, **72**, **74** angeordnet sein, um zusätzlichen Filterschutz gegen Verunreinigungen, etwa in dem Hydraulikfluid durch die Pumpenanordnung **28** abgelagerte Partikel, bereitzustellen. In ähnlicher Weise können ein oder mehrere Zusatzfilter **85** verwendet werden, um die Elektromagnetventile **26** vor Verunreinigungen zu schützen. In einer Ausführungsform ist ein Filterrückschlagventil **86** parallel zu dem Druckfilter **84** angeordnet. Das Filterrückschlagventil **86** ermöglicht es Fluid, den Druckfilter **84** unter bestimmten Betriebsbedingungen effektiv zu umgehen, etwa wenn der Druckfilter **84** verstopft wird und die Strömung von Hydraulikfluid behindern würde.

[0039] In einer Ausführungsform umfasst das Hydrauliksteuersystem **66** ein Druckregelventil **88**, das in Fluidverbindung zwischen der Hauptleitung **76** und dem Kupplungsschmierkreis **72** und/oder Getriebschmierkreis **74** angeordnet ist. Das Druckregelventil **88** arbeitet mit dem Schaltventil **78** zusammen, um so Fluidleistung von den Ausgaberegionen **42A**, **42B**, **42C** der Pumpenanordnung **28** zu leiten, um die Druck- und Strömungsanforderungen der Kreise **68**, **70**, **72**, **74** zu erfüllen und den korrekten Betrieb unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen sicherzustellen. Das Druckregelventil **88** regelt den Leitungsdruck der Hauptleitung **76** in Ansprechen auf die momentanen Anforderungen des Kupplungs- und Gangschaltdrucks. Es sollte klar sein, dass das Regeln und Aufrechterhalten des korrekten Leitungsdrucks durch das Druckregelventil **88** den korrekten Betrieb des Antriebsstrangsystems **10** sicherstellt.

[0040] Insbesondere weist das in **Fig. 4** gezeigte Druckregelventil **88** eine erste Druckreglerstellung **88C**, eine zweite Druckreglerstellung **88B** und eine dritte Druckreglerstellung **88A** auf. Wenn das Druckregelventil **88** in der ersten Druckreglerstellung **88C** ist, wird die Strömung begrenzt, wenn der Motor auf niedriger Drehzahl läuft, etwa leerläuft. Das Druckregelventil **88** wird vollständig geschlossen, so dass die gesamte Strömung von der Pumpenanordnung **28** verwendet wird, um den erforderlichen Druck zu erzeugen. Wenn das Druckregelventil **88** in der zweiten Druckreglerstellung **88B** ist, während die Motordrehzahl steigt, steigt die Pumpenströmung proportional durch das festgelegte Verhältnis zwischen der Pumpenanordnung **28** und der Antriebsmaschine **36**. In dieser Stellung öffnet sich ein Anschluss, und eine Teilströmung wird zum Zweck der Schmierung/Kühlung von Kupplung und Getriebe an den Kupplungsschmierkreis **72** und/oder den Getriebschmierkreis **74** geleitet. Wenn das Druckregelventil **88** in der dritten Druckreglerstellung **88A** ist, bei noch höheren Motordrehzahlen, wird, nachdem die Leitungsdruckanforderung und die Schmierungs-/Kühlungsanfor-

derungen erfüllt sind, jegliche überschüssige Strömung durch den Ansaug-Rücklauf-Fluidkreis zurück an die Pumpeneinlassregionen **40** geleitet, um ein höheres Verzögerungsmoment zu verhindern, das durch die hohe Fluidströmung in den Kupplungsanordnungen **22** und anderen Komponenten verursacht wird. Das Druckregelventil **88** ist selektiv zwischen den Reglerstellungen **88A**, **88B**, **88C** beweglich, um mit dem Schaltventil **78** zusammenzuwirken, wie vorstehend erwähnt. Der Fachmann wird erkennen, dass die Stellungen **88A**, **88B**, **88C** des Druckregelventils **88** den Stellungen **78A**, **78B**, **78C** des Schaltventils **78** entsprechen können, oder unabhängig und separat von den Stellungen **78A**, **78B**, **78C** des Schaltventils **78** ausgewählt werden können. Wie im Folgenden noch detaillierter beschrieben wird, können das Druckregelventil **88** und das Schaltventil **78** auf eine Reihe von unterschiedlichen Wegen gesteuert, ausgestaltet, orientiert oder angeordnet werden. Es sollte klar sein, dass das Druckregelventil **88** ein Proportionalventil ist und eine beliebige Anzahl von Stellungen aufweist, wenn es stufenlos geregelt wird, obwohl vorstehend nur drei Stellungen beschrieben werden. Es sollte auch klar sein, dass das Druckregelventil **88** aus dem Hydrauliksteuersystem **66** weggelassen werden könnte, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen.

[0041] Wie vorstehend erwähnt kann das Hydrauliksteuersystem **66** das Steuergerät **24** in elektrischer Verbindung mit einem oder mehreren Elektromagnetventilen **26** umfassen, die verwendet werden, um das Schaltventil **78** zu steuern. In einer Ausführungsform ist das Schaltventil **78** ferner als ein federvorgespanntes Ventilelement definiert, das einen hydraulischen Schalteingang **90** aufweist. Das Steuergerät **24** steuert über das Elektromagnetventil **26** das Schaltventil **78**, wobei das Elektromagnetventil **26** in Fluidverbindung zwischen der Hauptleitung **76** und dem Hydraulikschalteingang **90** angeordnet ist. Insbesondere ist in dieser Ausführungsform das Elektromagnetventil **26** als ein Proportional-Elektromagnetventil **100** verwirklicht, das dazu geeignet ist, das Ventilelement des Schaltventils **78** zwischen den Stellungen **78A**, **78B**, **78C** zu bewegen. Zu diesem Zweck ist das Steuergerät **24** dazu geeignet, das Proportional-Elektromagnetventil **100** so zu betätigen, dass es das hydraulische Schaltventil **78** selektiv zwischen den Stellungen **78A**, **78B**, **78C** bewegt. Während hier ein Ventil vom Proportionaltyp beschrieben wird, sollte klar sein, dass viele unterschiedliche Typen von Elektromagnetventilen **26** im verwandten Stand der Technik bekannt sind. Somit könnten das Schaltventil **78** und/oder das Proportionalventil **100** einen beliebigen geeigneten Typ aufweisen und auf beliebige geeignete Weise gesteuert werden könnten, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. Als nicht einschränkend Beispiel sind im Stand der Technik Elektromagnetventile **26** bekannt, die zyklusgesteuert sind, etwa durch Pulsweitenmodulation (PWM),

oder eine variable Stellungsfunktionalität aufweisen können und etwa durch einen Schrittmotor oder einen zusätzlichen Elektromagnet gesteuert werden (nicht dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt).

[0042] Das Steuergerät **24**, das manchmal auch als "elektronisches Steuermodul" bezeichnet wird, kann auch verwendet werden, um andere Komponenten des Automatikgetriebes **14** zu steuern. Als nicht einschränkendes Beispiel kann ein weiteres Elektromagnetventil **26**, etwa ein sekundäres Proportional-Elektromagnetventil **102**, verwendet werden, um das Druckregelventil **88** zwischen den Druckreglerstellungen **88A**, **88B**, **88C** zu steuern (siehe **Fig. 4**). Ferner umfasst in einer Ausführungsform das Hydrauliksteuersystem **66** zumindest einen Sensor **96**, der in Fluidverbindung mit der Hauptleitung **76** und in elektrischer Verbindung mit dem Steuergerät **24** angeordnet ist (die elektrische Verbindung ist nicht im Detail dargestellt, aber im Stand der Technik allgemein bekannt). Der Sensor **96** erzeugt ein Signal, das zumindest eines von Hydraulikdruck, Temperatur, Viskosität und/oder Strömungsrate darstellt. Das Steuergerät **24** kann dazu ausgestaltet sein, den Sensor **96** zu überwachen, und das Proportional-Elektromagnetventil **100** in Ansprechen auf vorbestimmte Veränderungen in dem von dem Sensor **96** erzeugten Signal zu betätigen, um das Ventilelement des Schaltventils **78** zwischen den Stellungen **78A**, **78B**, **78C** zu bewegen. In einer Ausführungsform ist der Sensor **96** ein Druckmesswandler zur Erzeugung eines Signals, das den in der Hauptleitung **76** auftretenden Hydraulikfluiddruck darstellt. Obwohl in der hierin veranschaulichten repräsentativen Ausführungsform ein einzelner Sensor **96** eingesetzt wird, wird dem Fachmann klar sein, dass das Hydrauliksteuersystem **66** eine beliebige geeignete Anzahl von Sensoren von einem beliebigen geeigneten Typ umfassen könnte, die auf beliebige geeignete Weise angeordnet sein können, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen.

[0043] Wie vorstehend erwähnt wird eine zweite Ausführungsform des Hydrauliksteuersystems **66** der vorliegenden Erfindung in **Fig. 5** gezeigt. In der folgenden Beschreibung werden ähnliche Komponenten der zweiten Ausführungsform des Hydrauliksteuersystems mit denselben Bezugszeichen versehen, die in Verbindung mit der ersten Ausführungsform des Hydrauliksteuersystems **66** verwendet werden, und unterschiedliche Komponenten sind mit Bezugszeichen versehen, die um hundert (100) erweitert sind.

[0044] Nun Bezug nehmend auf **Fig. 5** umfasst die zweite Ausführungsform des Hydrauliksteuersystems **166** einen Akkumulator **98**, der in Fluidverbindung mit der Hauptleitung **176** angeordnet ist, um druckbeaufschlagtes Hydraulikfluid zu speichern.

Insbesondere ist der Akkumulator **98** dazu geeignet, Hydraulikfluid unter bestimmten Betriebsbedingungen des Automatikgetriebes **14** zu speichern, so dass druckbeaufschlagte Fluidenergie in der Folge an der Hauptleitung **176** unter unterschiedlichen Betriebsbedingungen des Automatikgetriebes **14** verfügbar gemacht werden kann. Der Akkumulator **98** ist ein herkömmlicher gasgeladener Hydraulikakkumulator; der Fachmann wird jedoch erkennen, dass der Akkumulator **98** von einem beliebigen geeigneten Typ sein könnte, oder auch ganz weggelassen werden könnte, ohne vom Umfang der vorliegenden Erfindung abzuweichen. In einer Ausführungsform wird ein Akkumulator-Rückschlagventil **100** verwendet, um das Zurückfließen von Fluid von dem Akkumulator **98** zu dem Schaltventil **178** zu verhindern. In einer Ausführungsform umfasst das Hydrauliksteuersystem **166** ein Druckentlastungsventil **102**, das in Fluidverbindung zwischen der Hauptleitung **176** und dem Sumpf **180** angeordnet ist. Es sollte klar sein, dass das Druckentlastungsventil **102** verwendet wird, um überschüssigen Hydraulikdruck abzublasen, um einen Überdruckzustand zu verhindern.

[0045] Auf diese Weise verbessern die Verdrängungspumpenanordnung **28**, **128** und das Hydrauliksteuersystem **66**, **166** der vorliegenden Erfindung die Effizienz von Fahrzeugantriebsstrangsystemen **10** erheblich, indem sie eine Vielzahl von Fluidleistungsquellen bereitstellen und gleichzeitig parasitäre Verluste, die Baugröße und das Gewicht beträchtlich verringern. Insbesondere erleichtert es die Pumpenanordnung **28**, **128**, Änderungen in der Drehzahl der Antriebsmaschine und der Viskosität des Hydraulikfluids zu kompensieren, ohne ein Pumpen zu erfordern, und in der Folge ein großes Fluidvolumen zu umgehen, während ein ausreichender Fluiddruck unter verschiedenen Betriebsbedingungen bereitgestellt wird. Somit stellt die vorliegende Erfindung die korrekte Ansprache und den konsistenten Betrieb des Antriebsstrangsystems **10** auf einfache und kostengünstige Weise sicher. Ferner verringert die vorliegende Erfindung die Kosten und die Komplexität der Herstellung von Fahrzeugen mit überlegenen Betriebseigenschaften, etwa hohe Effizienz, verringertes Gewicht und verbesserte Emissionen, verbesserte Baugröße und Komponentenlebensdauer und verbessertes Fahrverhalten des Fahrzeugs.

[0046] Die Erfindung wurde hierin rein zur Veranschaulichung beschrieben. Es sollte jedoch klar sein, dass die verwendete Terminologie rein deskriptiv und keinesfalls einschränkend gemeint ist.

[0047] Im Licht der oben angeführten Lehren sind verschiedene Abwandlungen und Variationen der vorliegenden Erfindung möglich. Daher kann die Erfindung innerhalb des Umfangs der folgenden An-

sprüche auf andere Weise praktisch umgesetzt werden, als dies in der Beschreibung beschrieben wurde.

Patentansprüche

1. Verdrängungspumpenanordnung (28) zur Verwendung mit einem Fahrzeugantriebsstrangsystem (10), wobei die Pumpenanordnung (28) umfasst:

einen Stator (30) mit einer Kammer (32); und eine Flügelzellenpumpe (34), die in der Kammer (32) angeordnet ist und mit dem Stator (30) zusammenwirkt, um zumindest drei Pumpregionen (38) in der Kammer (32) zu definieren, wobei jede der zumindest drei Pumpregionen (38) eine Einlassregion (40) und eine Ausgaberegion (42) aufweist, wobei die Drehung der Flügelzellenpumpe (34) Fluid über jede der zumindest drei Pumpregionen (38) verdrängt, so dass jede Ausgaberegion (42) eine separate Fluidleistungsquelle für das Antriebsstrangsystem (10) bereitstellt.

2. Verdrängungspumpenanordnung (28) nach Anspruch 1, wobei die Flügelzellenpumpe (34) in Fluidverbindung mit jeder Einlassregion (40) und jeder Ausgaberegion (42) steht.

3. Verdrängungspumpenanordnung (28) nach Anspruch 1 oder 2, wobei die Flügelzellenpumpe (34) in Fluidverbindung konzentrisch mit der Kammer (32) ausgerichtet ist.

4. Verdrängungspumpenanordnung (28) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, wobei die Kammer (32) allgemein dreiseitig mit Scheiteln ist, die durch ein gekrümmtes Profil gebildet sind.

5. Verdrängungspumpenanordnung (28) nach einem der Ansprüche 1 bis 4, wobei die Kammer (32) eine innere Kammeroberfläche (44) definiert.

6. Verdrängungspumpenanordnung (28) nach Anspruch 5, wobei die Einlassregion (40) als ein Einlassanschluss (46) definiert ist, der in beabstandeter Beziehung um die innere Kammeroberfläche (44) herum angeordnet ist.

7. Verdrängungspumpenanordnung (28) nach Anspruch 6, wobei die Ausgaberegion (42) als ein Ausgabeanschluss (48) definiert ist, der in beabstandeter Beziehung um die innere Kammeroberfläche (44) herum angeordnet ist.

8. Verdrängungspumpenanordnung (28) nach Anspruch 7, wobei jeder Einlassanschluss (46) zwischen einem Paar von Ausgabeanschlüssen (48) angeordnet ist.

9. Verdrängungspumpenanordnung (28) nach den Ansprüchen 7 oder 8, wobei die Flügelzellenpumpe (34) einen Rotor (50) umfasst, der eine Vielzahl von

Flügeln (52) trägt, die zumindest zum Teil mit der inneren Kammeroberfläche (44) in Eingriff stehen und so angeordnet sind, dass die Drehung des Rotors (50) die Flügelzellen (52) veranlasst, die innere Kammeroberfläche (44) zu überstreifen und dadurch Fluid von jedem Einlassanschluss (46) an jeden Ausgabeanschluss (48) zu verdrängen.

10. Verdrängungspumpenanordnung (28) nach Anspruch 9, wobei der Rotor (50) eine Vielzahl von Schlitzen (54) umfasst, wobei jeder der Flügel (52) verschiebbar innerhalb eines der Schlitze (54) getragen wird und darin beweglich ist.

11. Hydrauliksteuersystem (66, 166) zur Verwendung mit einem Fahrzeugantriebsstrangsystem (10), wobei das Hydrauliksteuersystem (66, 166) umfasst: eine Verdrängungspumpenanordnung (28), die einen Stator (30) mit einer Kammer (32) aufweist, und ein Pumpenelement (34), das in der Kammer (32) angeordnet ist und damit zusammenwirkt, um zumindest drei Pumpregionen (38) zu definieren, die jeweils eine Einlassregion (40) und eine Ausgaberegion (42) aufweisen, wobei die Drehung des Pumpenelements (34) Fluid über jede der zumindest drei Pumpregionen (38) verdrängt, so dass jede Ausgaberegion (42) eine separate Fluidleistungsquelle bereitstellt; eine Hauptleitung (76, 176) in Fluidverbindung mit dem Antriebsstrangsystem (10); und ein Schaltventil (78, 178) mit einer ersten Stellung, in der Fluidleistung von einer Ausgaberegion (42) an die Hauptleitung (76, 176) geleitet wird, und wobei Fluidleistung von zwei der Ausgaberegionen (42) von der Hauptleitung (76, 176) weg geleitet wird, einer zweiten Stellung, in der Fluidleistung von zwei der Ausgaberegionen (42) an die Hauptleitung (76, 176) geleitet wird, und Fluidleistung von einer der Ausgaberegionen (42) von der Hauptleitung (76, 176) weg geleitet wird, und einer dritten Stellung, in der Fluidleistung von drei der Ausgaberegionen (42) an die Hauptleitung (76, 176) geleitet wird; und wobei das Schaltventil (78, 178) selektiv zwischen den Stellungen beweglich ist, um die Strömung von Fluidleistung von jeder Ausgaberegion (42) zu der Hauptleitung (76, 176) zu steuern.

12. Hydrauliksteuersystem (66, 166) nach Anspruch 11, ferner umfassend einen Sumpf (80) zur Bereitstellung einer Hydraulikfluidquelle für die Einlassregion (40).

13. Hydrauliksteuersystem (66, 166) nach Anspruch 12, wobei Fluidleistung, die von der Hauptleitung (76, 176) weg geleitet wird, zumindest zum Teil an den Sumpf (80) geleitet wird, wenn das Schaltventil (78, 178) in der ersten Stellung und/oder der zweiten Stellung ist.

14. Hydrauliksteuersystem (**66**, **166**) nach einem der Ansprüche 11–13, ferner umfassend einen Schmierkreis (**74**) zur Erleichterung der Antriebsstrangschmierung des Antriebsstrangsystems (**10**); und wobei Fluidleistung, die von der Hauptleitung (**76**, **176**) weg geleitet wird, zumindest zum Teil an den Schmierkreis (**74**) geleitet wird, wenn das Schaltventil (**78**, **178**) in der ersten Stellung und/oder der zweiten Stellung ist.

15. Hydrauliksteuersystem (**166**) nach Anspruch 14, ferner umfassend einen Akkumulator (**98**), der in Fluidverbindung mit der Hauptleitung (**176**) angeordnet ist, um druckbeaufschlagtes Hydraulikfluid zu speichern.

16. Hydrauliksteuersystem (**166**) nach den Ansprüchen 14 oder 15, wobei das Schaltventil (**178**) ferner als federvorgespanntes Ventilelement mit einem hydraulischen Schalteingang (**90**) definiert ist; und wobei das Hydrauliksteuersystem (**166**) ferner ein Proportional-Elektromagnetventil (**100**) umfasst, das in Fluidverbindung zwischen der Hauptleitung (**176**) und dem hydraulischen Schalteingang (**90**) angeordnet ist, um das Ventilelement zwischen den Stellungen zu bewegen.

17. Hydrauliksteuersystem (**166**) nach Anspruch 16, ferner umfassend ein Steuergerät (**24**) in elektrischer Verbindung mit dem Proportional-Elektromagnetventil (**100**), wobei das Steuergerät (**24**) dazu geeignet ist, das Proportional-Elektromagnetventil (**100**) zu betätigen, um das Ventilelement selektiv zwischen den Stellungen zu bewegen.

18. Hydrauliksteuersystem (**166**) nach Anspruch 17, ferner umfassend zumindest einen Sensor (**96**), der in Fluidverbindung mit der Hauptleitung (**176**) angeordnet und in elektrischer Verbindung mit dem Steuergerät (**24**) angeordnet ist, wobei der Sensor (**96**) ein Signal erzeugt, das zumindest eines von Hydraulikfluiddruck, Temperatur, Viskosität und/oder Strömungsrate darstellt; und wobei das Steuergerät (**24**) das Proportional-Elektromagnetventil (**100**) zumindest zum Teil in Ansprechen auf vorbestimmte Änderungen in dem Signal, das durch den Sensor (**96**) erzeugt wird, betätigt, um das Ventilelement zwischen den Stellungen zu bewegen.

Es folgen 5 Seiten Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

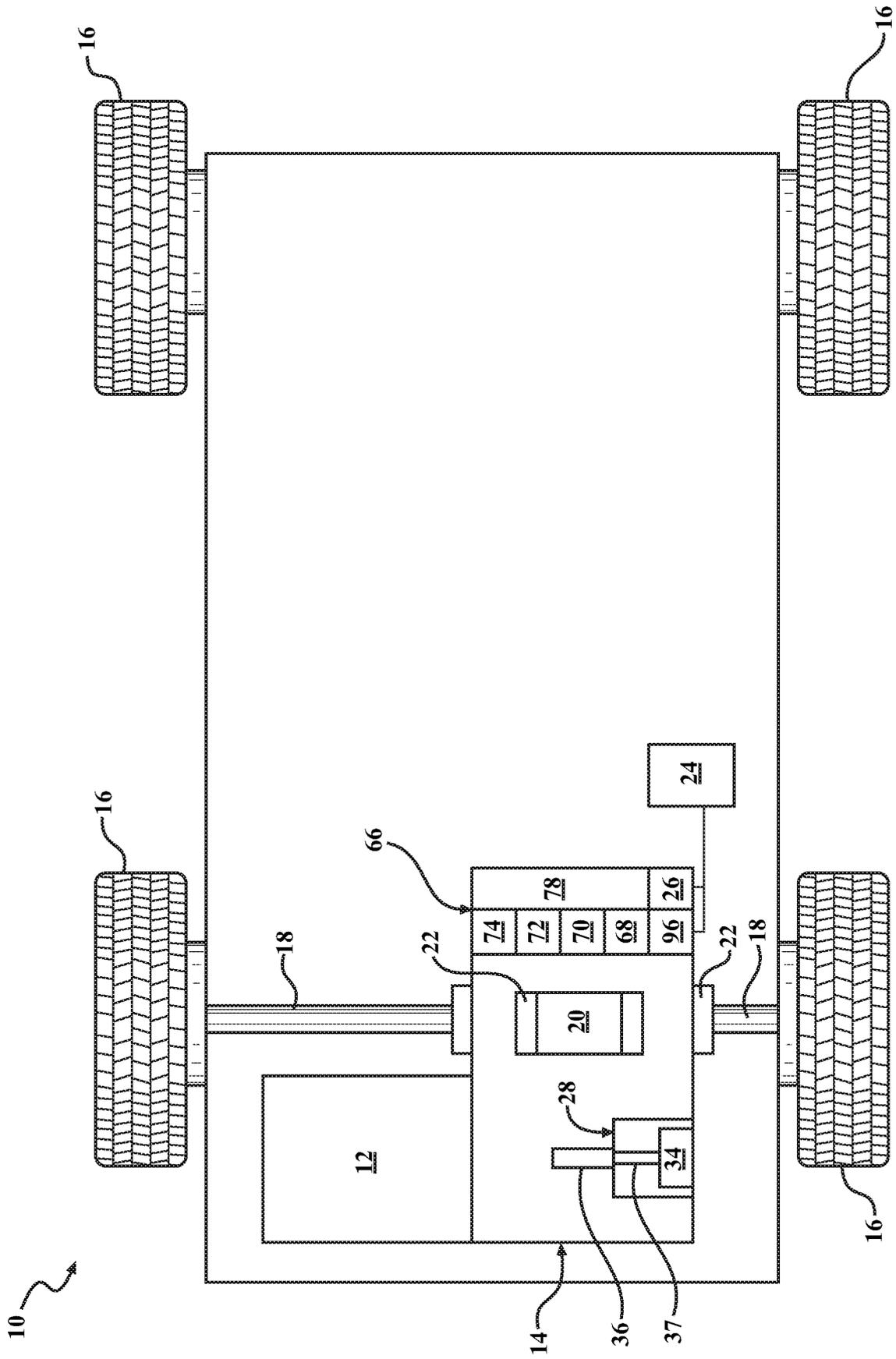


FIG. 1

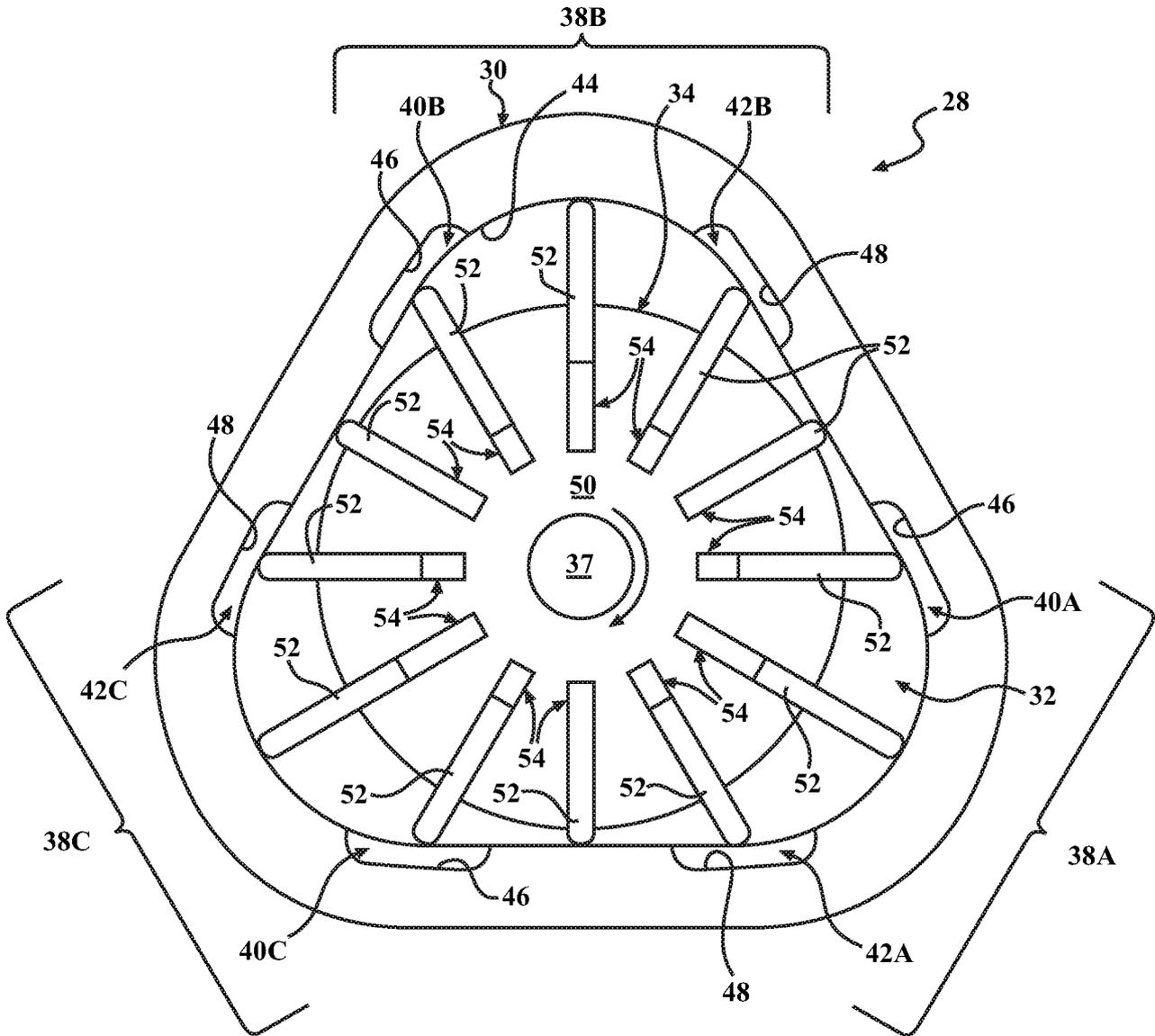


FIG. 2

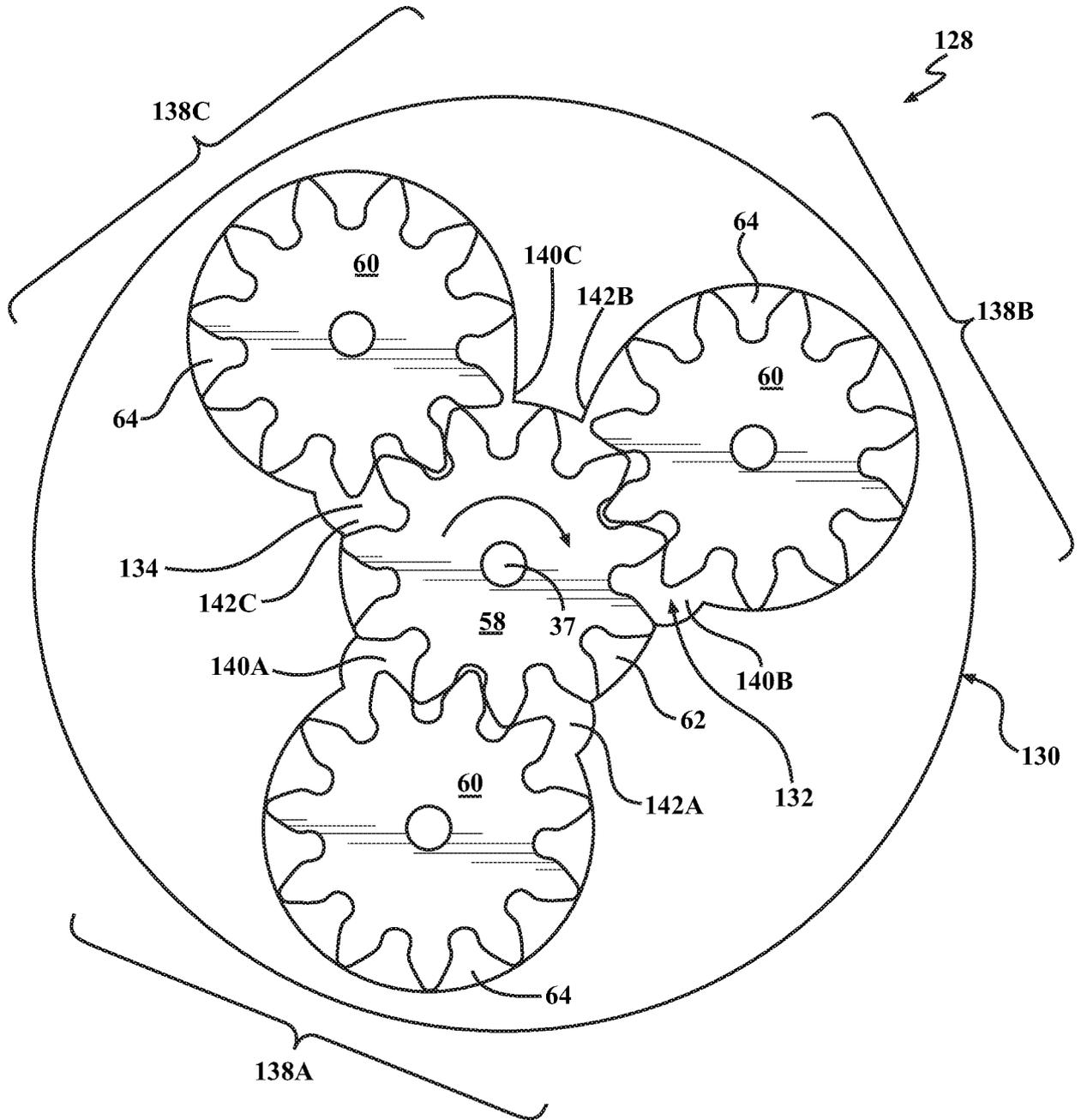


FIG. 3

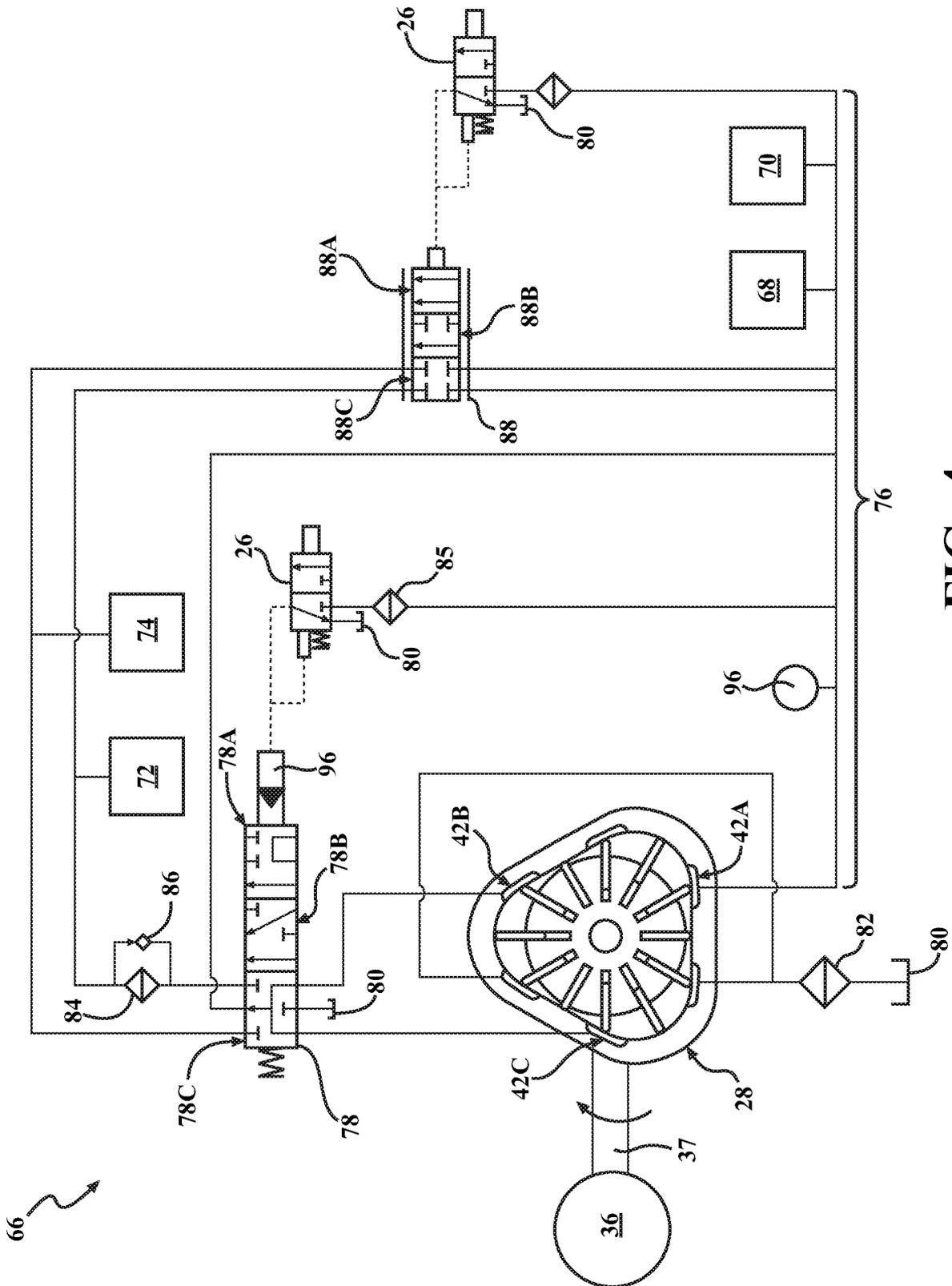


FIG. 4

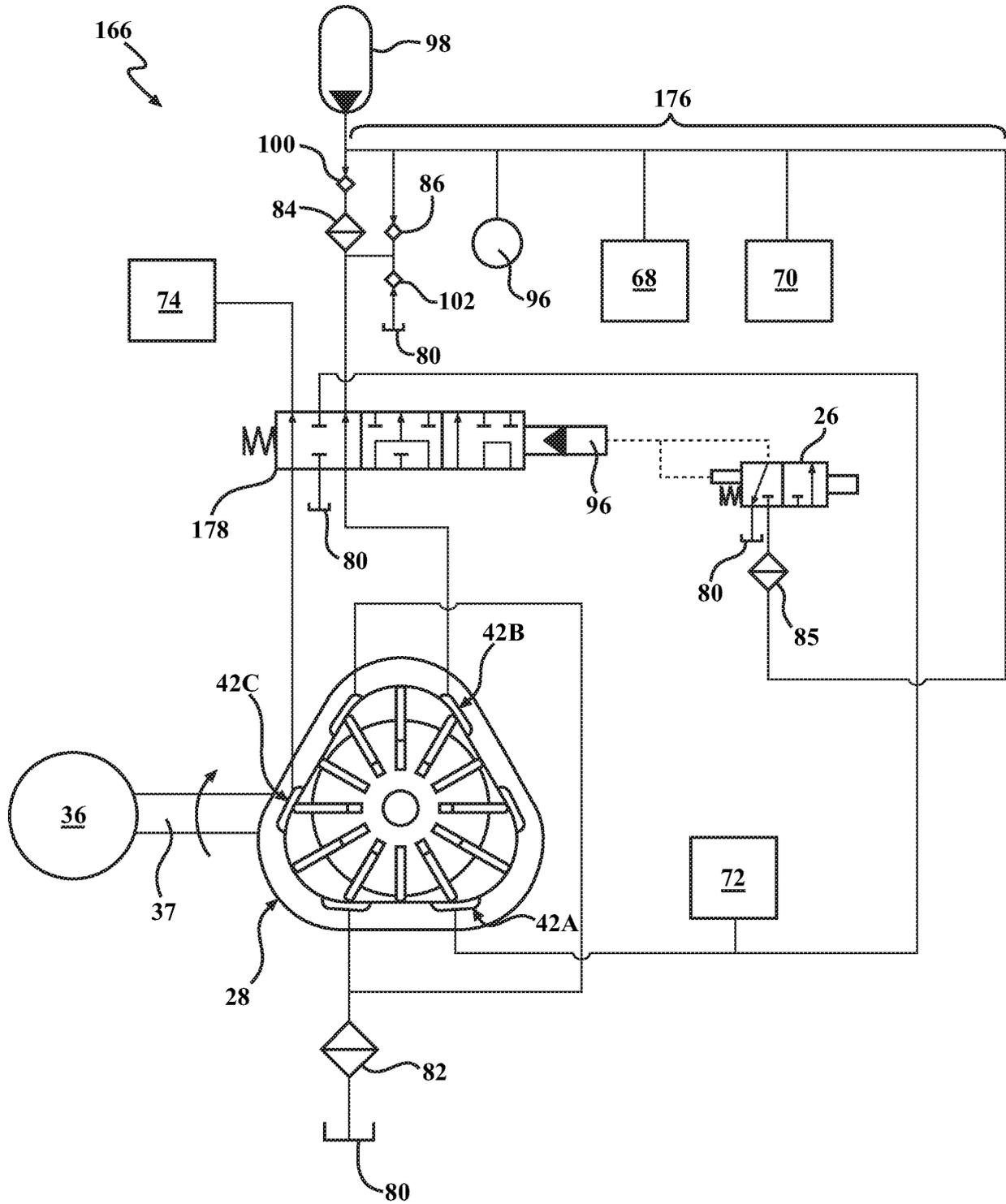


FIG. 5