



(12)

## Veröffentlichung

der internationalen Anmeldung mit der  
(87) Veröffentlichungs-Nr.: **WO 2010/047209**  
in deutscher Übersetzung (Art. III § 8 Abs. 2 IntPatÜG)  
(21) Deutsches Aktenzeichen: **11 2009 001 298.1**  
(86) PCT-Aktenzeichen: **PCT/JP2009/066888**  
(86) PCT-Anmeldetag: **29.09.2009**  
(87) PCT-Veröffentlichungstag: **29.04.2010**  
(43) Veröffentlichungstag der PCT Anmeldung  
in deutscher Übersetzung: **21.04.2011**

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

(30) Unionspriorität:  
**2008-270056**                      **20.10.2008**    **JP**

(74) Vertreter:  
**TBK-Patent, 80336 München**

(71) Anmelder:  
**Aisin AW Co., Ltd., Anjo-shi, Aichi-ken, JP;**  
**Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha, Toyota-shi,**  
**Aichi-ken, JP**

(72) Erfinder:  
**Tsukuda, Kazumichi, Anjo-shi, Aichi-ken, JP;**  
**Sayo, Syoichi, Toyota-shi, Aichi-ken, JP; Habuchi,**  
**Ryoji, Toyota-shi, Aichi-ken, JP**

(54) Bezeichnung: **Leistungsübertragungsvorrichtung und Fahrzeug, in welchem eine Leistungsübertragungsvorrichtung installiert ist**

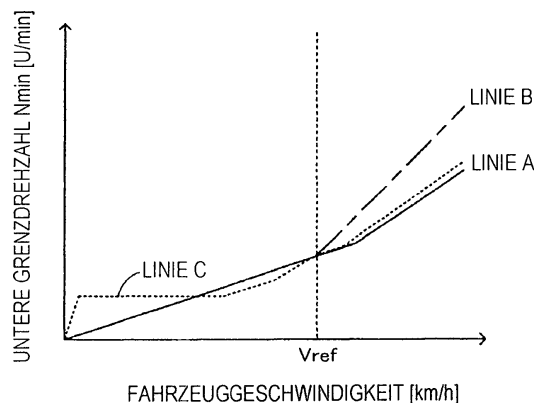
(57) Hauptanspruch: Leistungsübertragungsvorrichtung, die mit einem stufenlos variablen Riemengetriebe versehen ist, das eine erste Riemenscheibe, die mit einer Eingangswelle verbunden ist, eine zweite Riemenscheibe, die mit einer Ausgangswelle verbunden ist, und einen Riemen aufweist, der um beide Riemenscheiben geführt ist, wobei das stufenlos variable Riemengetriebe durch Variieren einer Vertiefungsbreite der ersten Riemenscheibe und einer Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe Leistung, die in die Eingangswelle eingeleitet wird, stufenlos variiert und die Leistung an die Ausgangswelle abgibt, wobei die Leistungsübertragungsvorrichtung Folgendes aufweist:

einen ersten Fluiddruckzylinder, der die Vertiefungsbreite der ersten Riemenscheibe unter Verwendung eines Fluid-drucks variieren kann;

einen zweiten Fluiddruckzylinder, der die Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe unter Verwendung eines Fluid-drucks variieren kann und der keine Aufhebungskammer hat;

eine Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung, die ein Arbeitsfluid zu der Seite des ersten Fluiddruckzylinders und zu der Seite des zweiten Fluiddruckzylinders in Verbindung mit einer Druckeinstellung zuführt;

eine Fluidausström-/einströmvorrichtung, die eine Einströmung des Arbeitsfluids zu...



**Beschreibung**

## TECHNISCHER BEREICH

**[0001]** Die vorliegende Erfindung betrifft eine Leistungsübertragungsvorrichtung und ein Fahrzeug, in welchem die Leistungsübertragungsvorrichtung installiert ist, wobei die Leistungsübertragungsvorrichtung ein stufenlos variables Riemengetriebe aufweist, das eine erste Riemenscheibe, die mit einer Eingangswelle verbunden ist, eine zweite Riemenscheibe, die mit einer Ausgangswelle verbunden ist, und einen Riemen aufweist, der um beide Riemenscheiben geführt ist, wobei das stufenlos variable Riemengetriebe ebenso eine Vertiefungsbreite der ersten Riemenscheibe und eine Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe so variiert, dass Leistung, die in die Eingangswelle eingeleitet wird, stufenlos variiert wird und an die Ausgangswelle abgegeben wird.

## TECHNOLOGISCHER HINTERGRUND

**[0002]** Über einen gewissen Zeitraum wurde eine Bauart eines Fahrzeugs vorgeschlagen, bei dem ein stufenlos variables Riemengetriebe installiert ist, das aus einer Primärriemenscheibe, die mit einer Eingangswelle verbunden ist, einer Sekundärriemenscheibe, die mit einer Ausgangswelle verbunden ist, und einem Riemen konfiguriert ist, der um die beiden Riemenscheiben geführt wird (siehe beispielsweise Patentdokument 1). Bei dem Fahrzeug wird ein primäres Hydraulikstellglied (ein Hydraulikzylinder) zum Variieren einer Vertiefungsbreite der Primärriemenscheibe verwendet und wird ein sekundäres Hydraulikstellglied (ein Hydraulikzylinder) zum Variieren einer Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe verwendet, so dass durch ein Variieren eines radialen Abstands des Riemens Leistung, die in die Eingangswelle eingeleitet wird, stufenlos variiert wird und an die Ausgangswelle abgegeben wird.  
Patentdokument 1: Japanische Patentanmeldungsveröffentlichung Nr. JP-A-2002-181175

## OFFENBAHRUNG DER ERFINDUNG

**[0003]** Insbesondere ist bei der Bauart des Fahrzeugs, bei dem das stufenlos variable Riemengetriebe installiert ist, das vorstehend beschrieben ist, eine Aufhebungskammer in dem Hydraulikzylinder an der Sekundärseite vorgesehen und hebt die Aufhebungskammer einen Zentrifugalhydraulikdruck auf, der an dem Hydraulikzylinder in Verbindung mit der Drehung der sekundären Welle wirkt. Obwohl es die Anwesenheit dieser Art Aufhebungskammer ermöglicht, eine Regulierung des Drucks in dem Hydraulikzylinder an der Sekundärseite ungeachtet der Drehzahl der Ausgangswelle stabil durchzuführen, erhöht dies ebenso die Anzahl von Teilen und führt zu einer Vergrößerung der Vorrichtung.

**[0004]** Es ist eine Aufgabe einer Leistungsübertragungsvorrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung und eines Fahrzeugs, in welchem die Leistungsübertragungsvorrichtung installiert ist, die übliche Funktion eines Getriebes zu erfüllen und ebenso die Vorrichtung kompakter darzustellen.

**[0005]** Zum Lösen der Aufgabe, die vorstehend beschrieben ist, setzen die Leistungsübertragungsvorrichtung gemäß der vorliegenden Erfindung und das Fahrzeug, in welchem die Leistungsübertragungsvorrichtung installiert ist, die nachstehend beschriebenen Mittel ein.

**[0006]** Die Leistungsübertragungsvorrichtung der vorliegenden Erfindung ist eine Leistungsübertragungsvorrichtung, die mit einem stufenlos variablen Riemengetriebe versehen ist, das eine erste Riemenscheibe, die mit einer Eingangswelle verbunden ist, eine zweite Riemenscheibe, die mit einer Ausgangswelle verbunden ist, und einen Riemen aufweist, der um beide Riemenscheiben geführt ist, wobei das stufenlos variable Riemengetriebe durch Variieren einer Vertiefungsbreite der ersten Riemenscheibe und einer Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe Leistung variiert, die in die Eingangswelle eingeleitet wird, und die Leistung an die Ausgangswelle abgibt. Die Leistungsübertragungsvorrichtung weist einen ersten Fluiddruckzylinder, der die Vertiefungsbreite der ersten Riemenscheibe unter Verwendung eines Fluiddrucks variieren kann; einen zweiten Fluiddruckzylinder, der die Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe unter Verwendung eines Fluiddrucks variieren kann und der keine Aufhebungskammer hat; eine Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung, die ein Arbeitsfluid zu der Seite des ersten Fluiddruckzylinders und der Seite des zweiten Fluiddruckzylinders in Verbindung mit der Druckeinstellung zuführt; eine Fluidausström-/einströmvorrichtung, die eine Einströmung des Arbeitsfluids zu dem ersten Fluiddruckzylinder von der Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung gestattet und abschaltet und die einen Ausstoß des Arbeitsfluids von dem ersten Fluiddruckzylinder gestattet und abschaltet; und eine Steuereinrichtung auf, die die Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung auf der Grundlage eines Fluiddrucks, der aus einer Druckkraft erhalten wird, die für die zweite Riemenscheibe gemäß einem Antriebszustand erforderlich ist, steuert und durch Steuern der Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung auf diese Weise die Fluidausström-/einströmvorrichtung so steuert, dass ein Übersetzungsverhältnis innerhalb eines zulässigen Übersetzungsverhältnissbereichs gemäß dem Fluiddruck variiert wird, der aus der Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung in Verbindung mit der Druckeinstellung druckgefördert wird.

**[0007]** Bei der Leistungsübertragungsvorrichtung der vorliegenden Erfindung sind die erste Riemenscheibe, deren Vertiefungsbreite unter Verwendung

des Fluiddrucks variiert werden kann, und die zweite Riemenscheibe, deren Vertiefungsbreite unter Verwendung des Fluiddrucks variiert werden kann, vorgesehen, wird die Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung, die das Arbeitsfluid zu der Seite des ersten Fluiddruckzylinders und der Seite des zweiten Fluiddruckzylinders in Verbindung mit der Druckeinstellung zuführt, auf der Grundlage des Fluiddrucks, der aus dem Fluiddruck erhalten wird, der für die zweite Riemenscheibe gemäß einem Antriebszustand erforderlich ist, gesteuert, und da die Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung auf diese Weise gesteuert wird, wird die Fluidausström-/einströmvorrichtung, die die Einströmung des Arbeitsfluids zu dem ersten Fluiddruckzylinder aus der Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung gestattet und abschaltet und die den Ausstoß des Arbeitsfluids aus dem ersten Fluiddruckzylinder gestattet und abschaltet, so gesteuert, dass das Übersetzungsverhältnis innerhalb des zulässigen Übersetzungsverhältnisbereichs gemäß dem Fluiddruck variiert wird, der von der Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung in Verbindung mit der Druckeinstellung ausgestoßen wird. Das macht es möglich, einen Zentrifugaldruck der zweiten Riemenscheibe effektiv einzusetzen, so dass eine Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung mit einer vergleichsweise geringen Kapazität verwendet werden kann, auch wenn die Leistungsübertragungsvorrichtung ihre Funktion als stufenlos variables Getriebe angemessen darstellt. Die Vorrichtung kann daher kompakter ausgeführt werden.

**[0008]** Bei der Leistungsübertragungsvorrichtung der vorliegenden Erfindung ist es möglich, dass die Steuereinrichtung eine Einrichtung ist, die die Fluidausströmenden-/einströmvorrichtung unter Verwendung eines Kennfelds einer Beziehung einer unteren Grenzdrehzahl der Eingangswelle zu der Fahrzeuggeschwindigkeit steuert, um die untere Grenzdrehzahl auf der Grundlage der Fahrzeuggeschwindigkeit einzurichten, so dass das Übersetzungsverhältnis innerhalb des Bereichs der eingerichteten unteren Grenzdrehzahl variiert wird. Bei der Leistungsübertragungsvorrichtung gemäß diesem Gesichtspunkt der vorliegenden Erfindung kann das Kennfeld ebenso derart erzeugt werden, dass die untere Grenzdrehzahl gemäß einer ersten Beschränkung eingerichtet wird, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit geringer als eine vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit ist, und wird die untere Grenzdrehzahl gemäß einer zweiten Beschränkung eingerichtet, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht geringer als die vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit ist, wobei die zweite Beschränkung derart ist, dass die Drehzahl der Eingangswelle eine höhere Drehzahl wird, als wenn die erste Beschränkung verwendet wird. Wenn das so vorgenommen wird, kann die Schaltsteuerung geeigneter ausgeführt werden, auch wenn eine Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung mit einer vergleichsweise geringen Druckför-

derkapazität verwendet wird. Dabei weist die erste Beschränkung eine Beschränkung auf, die einer guten Kraftstoffwirtschaftlichkeit Vorrang einräumt, eine Beschränkung, die einem Schutz des stufenlos variablen Getriebes und einem Schutz des Antriebsaggregats, das mit der Eingangswelle des stufenlos variablen Getriebes verbunden ist, Vorrang einräumt, eine Beschränkung, die einer Fahrbarkeit Vorrang einräumt, und dergleichen auf. Ferner weist die zweite Beschränkung eine Beschränkung auf, die auf der Drehzahl der Eingangswelle basiert, die aus dem Fluiddruck von der Druckeinstell- und Ausstoßvorrichtung erzielt wird, die gemäß dem Fahrzustand bestimmt wird, und dergleichen.

**[0009]** Das Fahrzeug der vorliegenden Erfindung ist ein Fahrzeug, bei dem die Leistungsübertragungsvorrichtung gemäß einem der Gesichtspunkte der vorliegenden Erfindung installiert ist, die vorstehend beschrieben sind, nämlich grundsätzlich eine Leistungsübertragungsvorrichtung, die mit einem stufenlos variablen Riemengetriebe versehen ist, das eine erste Riemenscheibe, die mit einer Eingangswelle verbunden ist, eine zweite Riemenscheibe, die mit einer Ausgangswelle verbunden ist, und einen Riemen aufweist, der um beide Riemenscheiben geführt ist, wobei das stufenlos variable Riemengetriebe durch Variieren einer Vertiefungsbreite der ersten Riemenscheibe und einer Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe Leistung, die in die Eingangswelle eingeleitet wird, stufenlos variiert und die Leistung an die Ausgangswelle abgibt. Die Leistungsübertragungsvorrichtung weist einen ersten Fluiddruckzylinder, der die Vertiefungsbreite der ersten Riemenscheibe unter Verwendung eines Fluiddrucks variieren kann; einen zweiten Fluiddruckzylinder, der die Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe unter Verwendung eines Fluiddrucks variieren kann und der eine Aufhebungskammer nicht hat; eine Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung, die ein Arbeitsfluid zu der Seite des ersten Fluiddruckzylinders und der Seite des zweiten Fluiddruckzylinders in Verbindung mit einer Druckeinstellung zuführt; eine Fluidausström-/Einströmvorrichtung, die eine Einströmung des Arbeitsfluids zu dem ersten Fluiddruckzylinder von der Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung gestattet und abschaltet und einen Ausstoß des Arbeitsfluids aus dem ersten Fluiddruckzylinder gestattet und abschaltet; und eine Steuereinrichtung auf, die die Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung auf der Grundlage eines Fluiddrucks, der aus einer Druckkraft erhalten wird, die für die zweite Riemenscheibe gemäß einem Fahrzustand erforderlich ist, steuert und die durch Steuern der Druckeinstell- und Druckfördevorrichtung auf diese Weise die Fluidausström-/einströmvorrichtung derart steuert, dass ein Übersetzungsverhältnis innerhalb eines zulässigen Übersetzungsverhältnisbereichs gemäß dem Fluiddruck variiert wird, der aus

der Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung in Verbindung mit der Druckeinstellung ausgestoßen wird.

**[0010]** Gemäß dem Fahrzeug der vorliegenden Erfindung können, da die Leistungsübertragungsvorrichtung der vorliegenden Erfindung installiert ist, die Wirkungen, die die Leistungsübertragungsvorrichtung der vorliegenden Erfindung erzielt, wie z. B. die Wirkung, dass sie in der Lage ist, eine Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung mit einer vergleichsweise geringen Kapazität zu verwenden, auch wenn die Funktion als stufenlos variables Getriebe angemessen dargestellt wird, die Wirkung, dass sie die Vorrichtung kompakter ausführt, und dergleichen erzielt werden.

#### KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

**[0011]** **Fig. 1** ist ein Konfigurationsdiagramm, das eine Übersicht einer Konfiguration eines Automobils **10** zeigt, bei dem eine Leistungsübertragungsvorrichtung **20** als Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung eingebaut ist.

**[0012]** **Fig. 2** ist ein Konfigurationsdiagramm, das eine Übersicht einer Konfiguration der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** gemäß dem Ausführungsbeispiel zeigt.

**[0013]** **Fig. 3** ist ein Konfigurationsdiagramm, das eine Übersicht einer Konfiguration eines hydraulischen Schaltkreises **50** zeigt, der in der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** gemäß dem Ausführungsbeispiel enthalten ist.

**[0014]** **Fig. 4** ist ein Ablaufdiagramm, das ein Beispiel einer Schaltsteueroutine zeigt, die durch eine Getriebe-ECU **29** gemäß dem Ausführungsbeispiel ausgeführt wird.

**[0015]** **Fig. 5** ist eine erläuternde Figur, die ein Beispiel eines Kennfelds zum Einrichten einer unteren Grenzdrehzahl zeigt.

**[0016]** **Fig. 6** ist eine erläuternde Figur, die Beziehungen zwischen einem Signaldruck eines Linearolenoids **56** und einem Leitungsdruck PL, einem Primärdruck Pps und einem Sekundärdruck Pss in dem Fall, dass eine Aufhebungskammer in einem Sekundärzylinder **48** vorgesehen ist, und in einem Fall, dass die Aufhebungskammer nicht vorgesehen ist, zeigt.

#### BESTE WEGE ZUM AUSFÜHREN DER ERFINDUNG

**[0017]** **Fig. 1** ist ein Konfigurationsdiagramm, das eine Übersicht einer Konfiguration eines Automobils **10** zeigt, in welchem eine Leistungsübertragungsvorrichtung **20** als Ausführungsbeispiel der vorliegenden Erfindung eingebaut ist. **Fig. 2** ist ein Konfigura-

tionsdiagramm, das eine Übersicht einer Konfiguration der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** gemäß dem Ausführungsbeispiel zeigt. **Fig. 3** ist ein Konfigurationsdiagramm, das eine Übersicht einer Konfiguration eines hydraulischen Schaltkreises **50** zeigt, der in der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** gemäß dem Ausführungsbeispiel enthalten ist.

**[0018]** Das Automobil **10** in dem Ausführungsbeispiel ist, wie in **Fig. 1** gezeigt ist, mit einer Kraftmaschine **12**, die als Brennkraftmaschine dient, die Leistung durch eine explosive Verbrennung eines Kohlenwasserstoffkraftstoffs, wie z. B. Benzin oder Dieselöl, abgibt, einer elektronischen Kraftmaschinensteuereinheit (im Folgenden als ECU bezeichnet) **14**, die den Betrieb der Kraftmaschine **12** durch Eingeben von Signalen von verschiedenartigen Sensoren, wie z. B. einem Drehzahlsensor, der eine Drehzahl einer Kurbelwelle der Kraftmaschine **12** erfasst, steuert, einer Leistungsübertragungsvorrichtung **20** in dem Ausführungsbeispiel, in dem ein Getriebe eingebaut ist, das an einer Kurbelwelle der Kraftmaschine **12** angebracht ist, und einer elektronischen Hauptsteuereinheit (im Folgenden als Haupt-ECU bezeichnet) **90** versehen, die das gesamte Fahrzeug steuert.

**[0019]** Die Leistungsübertragungsvorrichtung **20** ist, wie in **Fig. 2** gezeigt ist, als Antriebsachsenvorrichtung konfiguriert, die Leistung auf ein linkes und rechtes Rad **88a**, **88b** von der Kraftmaschine **12** überträgt, die quer angeordnet ist, so dass ihre Kurbelwelle im Wesentlichen parallel zu Achsen **86a**, **86b** ist. Die Leistungsübertragungsvorrichtung **20** ist mit einem Drehmomentwandler **22**, der mit der Kurbelwelle der Kraftmaschine **12** verbunden ist und eine Sperrkupplung hat, der ein Pumpenlaufrad **22a** an einer Eingangsseite und einen Turbinenläufer **22b** an einer Ausgangsseite aufweist; einem Vorwärts-/Rückwärtsumschaltmechanismus **24**, der mit dem Turbinenläufer **22b** des Drehmomentwandlers **22** verbunden ist und Leistung abgibt, die eingeleitet wurde, wenn er zwischen einer normalen Drehung und einer Rückwärtsdrehung umschaltet; einer Ölpumpe **30**, die zwischen dem Drehmomentwandler **22** und dem Vorwärts-/Rückwärtsumschaltmechanismus **24** angeordnet ist; einem stufenlos variablen Getriebe (im Folgenden CVT genannt) **40**, das eine primäre Welle **42**, die mit dem Vorwärts/Rückwärtsumschaltmechanismus **24** verbunden ist, und eine sekundäre Welle **44** hat, die parallel zu der primären Welle **42** angeordnet ist, wobei das CVT **40** Leistung, die in die primäre Welle **42** eingeleitet wird, stufenlos schaltet und diese an die sekundäre Welle **44** abgibt; und einer elektronischen Getriebebesteuereinheit (im Folgenden Getriebe-ECU genannt) **29** versehen, die das CVT **40** steuert. Diese Elemente sind in einem Gehäuse **21** untergebracht, das ein Wandlergehäuse **21a**, ein Antriebsachsengehäuse **21b** und eine hintere Abdeckung **21c** aufweist.

**[0020]** Die Ölpumpe **30** ist, wie in **Fig. 2** gezeigt ist, als Zahnradpumpe konfiguriert, die mit einer Pumpenbaugruppe **33** versehen ist, die einen Pumpenkörper **31** und eine Pumpenabdeckung aufweist, und mit einem Außenzahnrad **34** versehen, das mit dem Pumpenlaufrad **22a** über eine Narbe verbunden ist. Unter Verwendung der Leistung von der Kraftmaschine, um das Außenzahnrad **34** zu drehen, saugt die Ölpumpe **30**, ein Arbeitsfluid (ein ATF), das in einer Ölwanne gesammelt wurde, die in den Zeichnungen nicht gezeigt ist, an, um somit einen hydraulischen Druck (einen Leitungsdruck) zu erzeugen, der für das CVT **40** und den Vorwärts-/Rückwärtsumschaltmechanismus **24** erforderlich ist, und das Arbeitsfluid zu geschmierten Abschnitten, wie z. B. Lagern und Ähnlichem zuführt.

**[0021]** Das CVT **40** weist, wie in **Fig. 2** gezeigt ist, eine Primärriemenscheibe **43**, die an der primären Welle **42** angebracht ist; eine Sekundärriemenscheibe **45**, die an der sekundären Welle **44** angebracht ist, die parallel zu der primären Welle **42** angeordnet ist; einen Riemen **46**, der über eine Vertiefung an der Primärriemenscheibe **43** und eine Vertiefung an der Sekundärriemenscheibe **45** läuft; einen primären Zylinder **47**, der als hydraulisches Stellglied zum Variieren der Breite der Vertiefung an der Primärriemenscheibe **43** dient; und einen sekundären Zylinder **48** auf, der als hydraulisches Stellglied zum Variieren der Breite der Vertiefung an der Sekundärriemenscheibe **45** dient. Die Leistung, die in die primäre Welle **42** eingeleitet wird, wird durch Variieren der Vertiefungsbreiten der Primärriemenscheibe **43** und der Sekundärriemenscheibe **45** stufenlos variiert und wird an die sekundäre Welle **44** abgegeben. Die sekundäre Welle **44** ist mit der linken und rechten Achse **86a**, **86b** über einen Getriebemechanismus **82** und ein Differentialgetriebe **84** gekoppelt, so dass die Leistung von der Kraftmaschine **12** auf die Achsen **86a**, **86b** über den Drehmomentwandler **22**, den Vorwärts-/Rückwärtsumschaltmechanismus **24**, das CVT **40**, den Getriebemechanismus **82** und das Differentialgetriebe **84** übertragen wird. Es ist anzumerken, dass die Primärriemenscheibe **43** aus einer feststehenden Rolle **43a**, die als einzelne Einheit mit der primären Welle **42** ausgebildet ist, und einer bewegbaren Rolle **43b** konfiguriert ist, die so gestützt ist, dass diese frei in der axialen Richtung über eine Kugelverzahnung in der primären Welle **42** gleiten kann, während die Sekundärriemenscheibe **45** aus einer feststehenden Rolle **45a**, die als einzelne Einheit mit der sekundären Welle **44** ausgebildet ist, und einer bewegbaren Rolle **45b** konfiguriert ist, die so gestützt ist, dass sie frei in der axialen Richtung über eine Kugelverzahnung in der sekundären Welle **44** und eine Rückstellfeder **49** gleiten kann.

**[0022]** Bei dem CVT **40** in dem Ausführungsbeispiel ist eine Aufhebungskammer an der hinteren Fläche des sekundären Zylinders **48** in Relation zu der Se-

kundärriemenscheibe **45** nicht vorgesehen. Daher verursacht die Drehung der sekundären Welle **44**, dass ein Zentrifugalhydraulikdruck an dem sekundären Zylinder **48** wirkt, aber der Grund, die Aufhebungskammer nicht vorzusehen, wird später beschrieben.

**[0023]** Das CVT **40** wird durch einen hydraulischen Schaltkreis **50** angetrieben, der in **Fig. 3** gezeigt ist. Der hydraulische Schaltkreis **50** ist, wie in **Fig. 3** gezeigt ist, mit der vorher beschriebenen Ölpumpe **30**, die Leistung von der Kraftmaschine verwendet, um das Arbeitsfluid aus der Ölwanne durch einen Abscheider **52** aufzunehmen und dieses unter Druck zu fördern; einem Regulierventil **54**, das den Druck (einen Leitungsdruck PL) des Arbeitsfluids, das durch die Ölpumpe **30** gepumpt wird, reguliert; einem Linearsolenoid **56**, das das Regulierventil **54** unter Verwendung eines Modulator-drucks PMOD antreibt, der von dem Leitungsdruck PL durch ein Modulatorventil eingeleitet wird, das in den Zeichnung nicht gezeigt ist; einem Steuerventil **60** zum Zuführen des Leitungsdrucks PL zu dem primären Zylinder **47** und zum Abschalten der Zufuhr zu dem primären Zylinder **47**; einem Einschalt-dauersolenoidventil DS1, das den Modulator-druck PMOD zum Antreiben des Steuerventils **60** verwendet; einem Steuerventil **70** zum Ablassen des Hydraulikdrucks von dem Bereich innerhalb des primären Zylinders **47** und zum Abschalten des Ablassens von dem primären Zylinder **47**; und einem Einschalt-dauersolenoidventil DS2 versehen, das den Modulator-druck PMOD zum Antreiben des Steuerventils **70** verwendet. Der hydraulische Schaltkreis **50** kann ebenso derart konfiguriert werden, dass der Leitungsdruck PL direkt an dem sekundären Zylinder **48** wirkt.

**[0024]** Das Steuerventil **60** ist aus einer Hülse **62**, in der ein Eingangsanschluss **62a**, der den Leitungsdruck PL einleitet, ein Ausgangsanschluss **62b**, der den eingeleiteten Leitungsdruck PL zu dem primären Zylinder **47** abgibt, ein Signaldruckanschluss **62c**, der einen Signaldruck von dem Einschalt-dauersolenoidventil DS1 einleitet, und ein Signaldruckanschluss **62d**, der einen Signaldruck von dem Einschalt-dauersolenoidventil DS2 einleitet, ausgebildet sind; einem Schieber **64**, der so angeordnet ist, dass dieser in der axialen Richtung innerhalb der Hülse **62** frei gleiten kann; und einer Feder **66** konfiguriert, die den Schieber **64** in der axialen Richtung vorspannt beziehungsweise mit Energie beaufschlagt. Wenn das Einschalt-dauersolenoidventil DS1 ausgeschaltet ist, wird der Schieber **64** durch die Vorspannkraft der Feder **66** auf eine Position in dem Abschnitt der linken Hälfte bewegt, wie in **Fig. 3** gezeigt ist, schließt einen Durchgang zwischen dem Eingangsanschluss **62a** und dem Ausgangsanschluss **62b**, und wenn das Einschalt-dauersolenoidventil DS1 eingeschaltet ist, übersteigt der Signaldruck, der von dem Einschalt-dauersolenoidventil DS1 zu dem Signaldruck-

anschluss **62c** eingeleitet wird, die Vorspannkraft der Feder **66** und bewegt den Schieber **64** auf eine Position in dem Abschnitt der rechten Hälfte, wie in [Fig. 3](#) gezeigt ist, öffnet den Durchgang zwischen dem Eingangsanschluss **62a** und dem Ausgangsanschluss **62b**. Wenn anders gesagt das Einschalt Dauersolenoidventil DS1 ausgeschaltet ist, wird die Zufuhr des Leitungsdrucks PL zu dem primären Zylinder **47** abgeschaltet, und wenn das Einschalt Dauersolenoidventil DS1 eingeschaltet ist, wird der Leitungsdruck PL zum dem primären Zylinder **47** zugeführt.

**[0025]** Das Steuerventil **70** ist aus einer Hülse **72**, in der ein Eingangsanschluss **72a**, der einen primären Druck Pps des primären Zylinders **47** einleitet, ein Ablaufanschluss **62b**, der den eingeleiteten primären Druck Pps ablässt, ein Signaldruckanschluss **72c**, der den Signaldruck von dem Einschalt Dauersolenoidventil DS1 einleitet, und ein Signaldruckanschluss **72d** ausgebildet sind, der den Signaldruck von dem Einschalt Dauersolenoidventil DS1 einleitet; einem Schieber **74**, der so angeordnet ist, dass dieser in der axialen Richtung innerhalb der Hülse **72** frei gleiten kann; und einer Feder **76** konfiguriert, die den Schieber **74** in der axialen Richtung vorspannt bzw. mit Energie beaufschlagt. Wenn das Einschalt Dauersolenoidventil DS1 ausgeschaltet ist, wird der Schieber **74** durch die Vorspannkraft der Feder **76** auf eine Position in dem Abschnitt der linken Hälfte positioniert, wie in [Fig. 3](#) gezeigt ist, schließt einen Durchgang zwischen dem Eingangsanschluss **72a** und dem Ablaufanschluss **72b**, und wenn das Einschalt Dauersolenoidventil DS1 eingeschaltet ist, übersteigt der Signaldruck, der von dem Einschalt Dauersolenoidventil DS1 zu dem Signaldruckanschluss **72c** eingeleitet wird, die Vorspannkraft der Feder **76** und bewegt den Schieber **74** auf eine Position in dem Abschnitt der rechten Hälfte, wie in [Fig. 3](#) gezeigt ist, öffnet den Durchgang zwischen dem Eingangsanschluss **72a** und dem Ablaufanschluss **72b**. Wenn anders gesagt das Einschalt Dauersolenoidventil DS2 ausgeschaltet ist, wird das Ablassen des primären Drucks Pps abgeschaltet, und wenn das Einschalt Dauersolenoidventil DS2 eingeschaltet ist, wird der primäre Druck Pps abgelassen. Es ist anzumerken, dass in einem Zustand, in welchem das Einschalt Dauersolenoidventil DS1 eingeschaltet ist und das Einschalt Dauersolenoidventil DS2 eingeschaltet ist, die Zufuhr des Leitungsdrucks PL zu dem primären Zylinder **47** abgeschaltet ist und das Ablassen des primären Druck Pps abgeschaltet ist.

**[0026]** Das CVT **40** wird zum Antrieb durch die Getriebe-ECU **29** gesteuert. Obwohl Details in den Zeichnungen nicht gezeigt sind, ist die Getriebe-ECU **29** als Mikroprozessor konfiguriert, der um eine CPU angeordnet ist, und ist zusätzlich zu der CPU mit einem ROM, der ein Prozessprogramm speichert, einem RAM, der Daten zeitweilig speichert, Eingabe- und Ausgabeanschlüssen sowie einem Kom-

munikationsanschluss versehen. Eine Eingangswellendrehzahl  $N_{in}$  von einem Drehzahlsensor, der an der primären Welle **42** angebracht ist, der wie als Eingangswelle dient, eine Ausgangswellendrehzahl  $N_{out}$  von einem Drehzahlsensor, der an der sekundären Welle **44** angebracht ist, die als Ausgangswelle dient, und dergleichen werden in die Getriebe-ECU **29** durch den Eingabeanschluss eingegeben, und ein Antriebssignal zu dem Linearsolenoid **56**, Antriebssignale zu den Einschalt Dauersolenoidventilen DS1, DS2 und dergleichen werden von der Getriebe-ECU **29** durch den Ausgabeanschluss abgegeben. Die Getriebe-ECU **29** kommuniziert mit der Haupt-ECU **90**, steuert das CVT **40** (den hydraulischen Schaltkreis **50**) gemäß einem Steuersignal von der Haupt-ECU **90** und gibt, falls dies notwendig ist, Daten an die Haupt-ECU **90** ab, die den Zustand des CVT **40** betreffen.

**[0027]** Obwohl Details in den Zeichnungen nicht gezeigt sind, ist die Haupt-ECU **90** als Mikroprozessor konfiguriert, die um eine CPU angeordnet ist, und ist zusätzlich zu der CPU mit einem ROM, der ein Prozessvorgang speichert, ein RAM, der zeitweilig Daten speichert, Eingabe- und Ausgabeanschlüssen, sowie einem Kommunikationsanschluss versehen. Eine Schaltposition SP von einem Schaltpositionssensor **92**, der eine Betätigungsposition eines Schalthebels **91** erfasst, ein Beschleunigerwinkel Acc von einem Beschleunigerpedalpositionssensor **94**, der einen Betrag einer Auslenkung eines Beschleunigerpedals **93** erfasst, ein Bremsschaltersignal BSW von einem Bremsschalter **96**, der einen Betrag einer Auslenkung eines Bremspedals **95** erfasst, eine Fahrzeuggeschwindigkeit V von einem Fahrzeuggeschwindigkeitssensor **98** und dergleichen werden in die Haupt-ECU **90** über den Eingabeanschluss eingegeben. Die Haupt-ECU **90** ist mit der Kraftmaschinen-ECU **14** und der Getriebe-ECU **29** über den Kommunikationsanschluss verbunden und tauscht verschiedenartige Steuersignale und Daten mit der Kraftmaschinen-ECU **14** und der Getriebe-ECU **29** aus.

**[0028]** Als nächstes wird der Betrieb der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** gemäß dem Ausführungsbeispiel erklärt, die konfiguriert ist, wie vorstehend beschrieben ist. [Fig. 4](#) ist ein Ablaufdiagramm, das ein Beispiel einer Schaltsteuerroutine zeigt, die durch die Getriebe-ECU **29** gemäß dem Ausführungsbeispiel ausgeführt wird. Die Routine wird wiederholt bei einem vorgegebenen Zeitintervall (beispielsweise alle mehrere Sekunden) ausgeführt.

**[0029]** Wenn die Schaltsteuerroutine ausgeführt wird, führt die CPU der Getriebe-ECU **29** zuerst einen Prozess durch, der eine erforderliche Sekundärdruckkraft F berechnet (Schritt S100). Dabei ist die erforderliche Sekundärdruckkraft F eine Kraft, mit der die Sekundärriemenscheibe **45** den Riemen **46** in

der axialen Richtung der sekundären Welle **44** ein-  
klemmt und wird durch Gleichung (1) berechnet, bei  
der  $T_e$  das Kraftmaschinendrehmoment,  $\gamma$  das ge-  
genwärtige Übersetzungsverhältnis des CVT **40** ist,  $\alpha$   
ein Neigungswinkel der Flächen ist, die der Riemen  
**46** an der feststehenden Rolle **45a** und der beweg-  
baren Rolle **45b** der Sekundärriemenscheibe **45** be-  
rührt,  $SF$  ein Sicherheitsfaktor ist,  $\mu$  der Koeffizient  
der statischen Reibung zwischen den Riemen **46** und  
der feststehenden Rolle **45a** sowie der beweglichen  
Rolle **45b** ist, und  $R$  der Radius der Rotation des Rie-  
mens **46** in der Sekundärriemenscheibe **45** ist.

$$F = (T_e \times \gamma \times \cos \alpha \times SF) / (2 \times \mu \times R)$$

**[0030]** Wenn die erforderliche Sekundärdruckkraft  $F$   
einmal berechnet wurde, wird der sekundäre Druck  
 $P_{ss}$  auf der Grundlage der berechneten erforderlichen  
Sekundärdruckkraft  $F$  eingerichtet (Schritt **110**).  
Dabei kann der sekundäre Druck  $P_{ss}$  durch Gleichung (2)  
bestimmt werden, in der  $F_c$  die Druckkraft  
ist, die aufgrund des Zentrifugalhydraulikdrucks vor-  
liegt, der gemäß der Drehzahl (der Ausgangswellen-  
drehzahl  $N_{out}$ ) der sekundären Welle **44** bestimmt  
wird,  $E_s$  die Federkraft der Rücksteuerfeder **49** ist  
und  $A$  der Kolbenflächeninhalt des sekundären Zylinders  
**48** ist.

$$P_{ss} = (F - F_c - F_s) / A$$

**[0031]** Wenn der sekundäre Druck  $P_{ss}$  einmal ein-  
gerichtet wurde, wird der Leitungsdruck  $PL$  so ein-  
gerichtet, dass der sekundäre Druck  $P_{ss}$  zu dem sekun-  
dären Zylinder **48** zugeführt wird (Schritt S120), und  
das Regulierventil **54** wird durch Steuern des Line-  
arsolenoid **56** angetrieben, so dass der eingerichte-  
te Leitungsdruck  $PL$  erzielt ist (Schritt S130). In die-  
sem Fall kann, da der hydraulische Schaltkreis **50** in  
dem Ausführungsbeispiel so konfiguriert ist, dass der  
Leitungsdruck  $PL$  direkt zu dem sekundären Zylinder  
**48** zugeführt wird (siehe [Fig. 3](#)), der Leitungsdruck  
 $PL$  durch Einstellen des eingerichteten sekundären  
Druck  $P_{ss}$  eingerichtet werden, um den Verlust inner-  
halb des hydraulischen Schaltkreises **50**, eine ge-  
ringe Toleranz und dergleichen zu berücksichtigen.  
Wie vorstehend beschrieben ist, ist die Aufhebungs-  
kammer in dem sekundären Zylinder **48** nicht vorge-  
sehen, so dass der Zentrifugalhydraulikdruck an dem  
sekundären Zylinder **48** wirkt. Das bedeutet, dass der  
sekundäre Druck  $P_{ss}$ , der an dem sekundären Zylinder  
**48** wirken muss, geringer wird als in dem Fall,  
wenn die Aufhebungskammer vorgesehen ist, und  
der Leitungsdruck  $PL$  kann auf ein solches Ausmaß  
reduziert werden, so dass es möglich ist, die Kapazi-  
tät der Ölpumpe **30** zu reduzieren und die Ölpumpe  
**30** kompakter auszuführen. Das ist der Grund, war-  
um die Aufhebungskammer in dem sekundären Zylinder  
**48** in der vorliegenden Erfindung nicht vorge-  
sehen ist.

**[0032]** Als nächstes werden Daten, wie z. B. der  
Beschleunigerwinkel  $Acc$ , die Fahrzeuggeschwindig-  
keit  $V$  und dergleichen eingegeben (Schritt S140).  
Der Beschleunigerwinkel  $Acc$  und die Fahrzeugge-  
schwindigkeit  $V$  sind Daten, die jeweils durch den Be-  
schleunigerpedalpositionssensor **94** und den Fahr-  
zeuggeschwindigkeitssensor **98** erfasst werden, und  
diese werden über eine Kommunikation von der  
Haupt-ECU **90** eingegeben. Wenn die Daten ein-  
mal eingegeben sind, wird eine Soll-Eingangsdreh-  
zahl  $N_i^*$  als Soll-Übersetzungsverhältnis des CVT **40**  
(Schritt S150) unter Verwendung eines Schaltkenn-  
felds eingerichtet, das auf den Beschleunigerwinkel  
 $Acc$  und der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  basiert und  
im Voraus in den ROM gespeichert wird, wird eine  
untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  der primären Welle **42**  
auf der Grundlage der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$   
(Schritt S160) eingerichtet, und wenn die eingerichte-  
te Soll-Eingangsdrehzahl  $N_i^*$  geringer als die untere  
Grenzdrehzahl  $N_{min}$  ist (Schritt S170), wird die Soll-  
Eingangsdrehzahl  $N_i^*$  auf die untere Grenzdrehzahl  
 $N_{min}$  zurückgesetzt (Schritt S180). Dabei wird die  
Beziehung zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$   
und der unteren Grenzdrehzahl  $N_{min}$  im Voraus be-  
stimmt und in ein Kennfeld in dem ROM gespeichert,  
und wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  gegeben  
ist, wird die untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  durch Extra-  
hieren der entsprechenden unteren Grenzdrehzahl  
 $N_{min}$  aus dem Kennfeld bestimmt. Ein Beispiel ei-  
nes Kennfelds zum Einrichten der unteren Grenzdreh-  
zahl ist in [Fig. 5](#) gezeigt. Wie in [Fig. 5](#) gezeigt  
ist, wird dann, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$   
geringer als eine vergleichsweise hohe vorgegebene  
Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{ref}$  ist (beispielswei-  
se 80 km/h bis 120 km/h), die untere Grenzdrehzahl  
 $N_{min}$  unter Verwendung einer Betriebslinie A ein-  
gerichtet, die durch eine durchgezogene Linie angede-  
utet ist, und wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  nicht  
geringer als die vorgegebene Fahrzeuggeschwindig-  
keit  $V_{ref}$  ist, wird die untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  un-  
ter Verwendung einer Betriebslinie B eingerichtet, die  
durch eine gestrichelte Linie angedeutet ist. Dabei  
wird die Betriebslinie A auf der Grundlage einer Be-  
schränkung zum Erzielen einer guten Kraftstoffwirt-  
schaftlichkeit bestimmt, und wird die Betriebslinie B  
als Linie bestimmt, bei der die untere Grenzdrehzahl  
 $N_{min}$  auf eine höhere Drehzahl als diejenige der Be-  
triebslinie A verschoben wird. Eine Betriebslinie C,  
die durch eine gepunktete Linie in [Fig. 5](#) angedeutet  
ist, wird auf der Grundlage einer Beschränkung zum  
Vorbehalten der Drehzahlen der Kraftmaschine **22**  
und des CVT **40**, einer Beschränkung zum Verbes-  
sern der Fahrbarkeit und dergleichen bestimmt, und  
wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  gleich der vor-  
gegebenen Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{ref}$  ist, wird  
die untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  auf die höhere der  
Drehzahl der Betriebslinie A und der Drehzahl der Be-  
triebslinie C eingerichtet. Es ist anzumerken, dass of-  
fensichtlich ist, dass ein Kennfeld, das für jeden Be-  
schleunigerwinkel  $Acc$  unterschiedlich ist, ebenso als

Kennfeld zum Einrichten der unteren Grenzdrehzahl verwendet werden kann.

**[0033]** Fig. 6 zeigt Beziehungen zwischen dem Signaldruck des Linearolenoids **56** und dem Leitungsdruck PL, dem primären Druck Pps und dem sekundären Druck Pss in einem Fall, dass die Aufhebungskammer in dem sekundären Zylinder **48** vorgesehen ist und einem Fall, in dem die Aufhebungskammer nicht vorgesehen ist. In dem Fall, dass, wie vorstehend beschrieben ist, die Aufhebungskammer in dem sekundären Zylinder **48** nicht vorgesehen ist, wird der Zentrifugalhydraulikdruck an den sekundären Zylinder **48**, wenn sich die sekundäre Welle **44** dreht, so dass bis zu dem Ausmaß, mit dem der Zentrifugalhydraulikdruck wirkt, der erforderliche sekundäre Druck Pss geringer wird als er in dem Fall wäre, dass die Aufhebungskammer in dem sekundären Zylinder **48** vorgesehen ist, und der Leitungsdruck PL wird reduziert, aber in diesem Fall wird der erforderliche primäre Druck Pps größer als der Leitungsdruck PL aufgrund des Übersetzungsverhältnisses, das erforderlich ist (der Soll-Eingangsdrehzahl  $Ni^*$  und Fälle ergeben sich, in welchen das Übersetzungsverhältnis, das erforderlich ist (die Soll-Eingangsdrehzahl  $Ni^*$ ) aufgrund des unangemessenen Hydraulikdrucks nicht erzielt werden kann. Daher wird in dem Ausführungsbeispiel, wie in Fig. 5 gezeigt ist, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  geringer als die vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{ref}$  ist, die untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  der primären Welle **42** unter Verwendung der Betriebslinie A zum Erzielen einer guten Kraftstoffwirtschaftlichkeit eingerichtet, aber wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  nicht geringer als die vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{ref}$  ist, wird die untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  der primären Welle **42** gemäß der Betriebslinie B eingerichtet, wobei die untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  zu einer höheren Drehzahl als derjenigen der Betriebslinie A verschoben wird, so dass ein Übersetzungsverhältnis eingerichtet wird, dass unter Verwendung des Leitungsdruck PL erzielt werden kann, der auf der Grundlage des sekundären Drucks Pss eingerichtet wird. Die Energieeffizienz der Kraftmaschine **12** ist im Allgemeinen besser, wenn die Kraftmaschine **12** bei einem hohem Drehmoment und einer niedrigen Drehzahl betrieben wird, als wenn diese bei einem niedrigen Drehmoment und einer hohen Drehzahl betrieben wird, so dass dann, wenn die Kraftmaschine **12** mit der unteren Grenzdrehzahl  $N_{min}$  (der Drehzahl der Kraftmaschine **12**) betrieben wird, die zu einer höheren Drehzahl verschoben wird, die Kraftstoffwirtschaftlichkeit schlechter wird, aber kann, wie vorstehend beschrieben ist, der Leitungsdruck PL durch Beseitigen der Aufhebungskammer von dem sekundären Zylinder **48** reduziert werden, so dass zu dem Ausmaß, mit dem die Energieeffizienz dadurch verbessert wird, dass eine Pumpe als Ölpumpe **30** mit niedriger Kapazität verwendet werden kann, die Verschlechterung der Kraftstoffwirtschaftlichkeit ausgeglichen wird, und gibt es

keine Verringerung der Energieeffizienz des Fahrzeugs im Ganzen.

**[0034]** Wenn die Soll-Eingangsdrehzahl  $Ni^*$  einmal auf diese Weise eingerichtet wurde, werden die Steuerventile **60**, **70** durch Steuern der Einschalt Dauersolenoidventile DS1, DS2 angetrieben, so dass die Drehzahl der primären Welle **42** die Soll-Eingangsdrehzahl  $Ni^*$  wird (Schritt S190) und wird die Routine beendet. Genauer gesagt wird dieser Prozess ein Prozess, bei dem dann, wenn eine gegenwärtige Eingangsdrehzahl  $Ni$  größer als die Soll-Eingangsdrehzahl  $Ni^*$ , das Einschalt Dauersolenoidventil DS1 eingeschaltet und wird das Einschalt Dauersolenoidventil DS2 ausgeschaltet, so dass der Durchgang zwischen Eingangsanschluss **62a** und dem Ausgangsanschluss **62b** des Steuerventils **60** geöffnet wird, und der Durchgang zwischen dem Eingangsanschluss **72a** und dem Ablaufanschluss **72b** des Steuerventils **70** geschlossen wird, um den primären Druck Pps zu erhöhen, der an dem primären Zylinder **47** wirkt. Wenn die gegenwärtige Eingangsdrehzahl  $Ni$  geringer als die Soll-Eingangsdrehzahl  $Ni^*$ , wird das Einschalt Dauersolenoidventil DS1 ausgeschaltet und wird das Einschalt Dauersolenoidventil DS2 eingeschaltet, so dass der Durchgang zwischen dem Eingangsanschluss **62a** und dem Ausgangsanschluss **62b** des Steuerventils **60** geschlossen wird und der Durchgang zwischen dem Eingangsanschluss **72a** und dem Ablaufanschluss **72b** des Steuerventils **70** geöffnet wird, um den primären Druck Pps zu verringern, der an dem primären Zylinder **47** wirkt. Wenn die gegenwärtige Eingangsdrehzahl  $Ni$  im Wesentlichen gleich der Soll-Eingangsdrehzahl  $Ni^*$  ist, werden die Einschalt Dauersolenoidventile DS1, DS2 beide ausgeschaltet, so dass der Durchgang zwischen dem Eingangsanschluss **62a** und dem Ausgangsanschluss **62b** des Steuerventils **60** geschlossen wird und der Durchgang zwischen dem Eingangsanschluss **72a** und dem Ablaufanschluss **72b** des Steuerventils **70** geschlossen wird, um den primären Druck Pps aufrecht zu erhalten, der an dem primären Zylinder **47** wirkt.

**[0035]** Gemäß der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** in dem Ausführungsbeispiel, das vorstehend erklärt wurde, ist die Aufhebungskammer von dem sekundären Zylinder **48** des CVT **40** beseitigt und ist der hydraulische Schaltkreis **50** so konfiguriert, dass der Leitungsdruck PL direkt an den sekundären Zylinder **48** wirkt und der Leitungsdruck PL in den primären Zylinder **47** durch die Steuerventile **60**, **70** hinein und aus diesen herausströmt, so dass die Kapazität der Ölpumpe **30** durch effektives Einsetzen des Zentrifugalhydraulikdrucks reduziert werden kann. Das macht es möglich, die Vorrichtung kompakter auszuführen. Zusätzlich wird das CVT **40** (der hydraulische Schaltkreis **50**) so gesteuert, dass dann, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  geringer als die vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{ref}$  ist,



die untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  der primären Welle **42** unter Verwendung der Betriebslinie A zum Erzielen einer guten Kraftstoffwirtschaftlichkeit eingerichtet wird, wobei das Übersetzungsverhältnis innerhalb des Bereichs der unteren Grenzdrehzahl  $N_{min}$  variiert wird, und wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit  $V$  nicht geringer als die vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit  $V_{ref}$  ist, die untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  der primären Welle **42** gemäß der Betriebslinie B eingerichtet wird, wobei die untere Grenzdrehzahl  $N_{min}$  zu einer höheren Drehzahl als derjenigen der Betriebslinie A verschoben wird, so dass ein Übersetzungsverhältnis, das die Drehzahl der primären Welle **42** verringert, aus den Übersetzungsverhältnissen ausgewählt wird, die unter Verwendung des Leitungsdruck  $PL$  erzielt werden können, der auf der Grundlage des sekundären Druck  $P_{ss}$  eingerichtet wird, und wird das Übersetzungsverhältnis innerhalb des Bereichs der unteren Grenzdrehzahl  $N_{min}$  variiert, so dass die Funktion des CVT **40** als Getriebe dargestellt werden kann, auch wenn die Kapazität der Ölpumpe **30** reduziert ist. Dabei tritt die Verschlechterung der Kraftstoffwirtschaftlichkeit auf, da die Kraftmaschine **12** bei einer hohen Drehzahl betrieben wird, aber die Fähigkeit, die Kapazität der Ölpumpe **30** zu reduzieren, macht es möglich, die Energieeffizienz zu verbessern, so dass jegliche Reduktion der Energieeffizienz des Fahrzeugs im Ganzen unterbunden werden kann.

**[0036]** Bei der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** in dem Ausführungsbeispiel wird die Betriebslinie A in [Fig. 5](#) durch die Beschränkung zum Erzielen einer guten Kraftstoffwirtschaftlichkeit bestimmt, aber ist die Betriebslinie A nicht auf die Bestimmung durch diese Beschränkung beschränkt und kann diese ebenso durch eine andere Beschränkung bestimmt werden.

**[0037]** Bei der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** in dem Ausführungsbeispiel ist die Getriebe-ECU **29** aus einer einzigen elektronischen Steuereinheit konfiguriert, kann diese aber ebenso aus zumindest zwei elektronischen Steuereinheiten konfiguriert werden.

**[0038]** In dem Ausführungsbeispiel wurde die vorliegende Erfindung in der Form der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** erklärt, die mit dem stufenlos variablen Riemengetriebe (dem CVT **40**) versehen ist, aber kann die vorliegende Erfindung ebenso die Form eines Fahrzeugs annehmen, das mit der Leistungsübertragungsvorrichtung **20** der vorliegenden Erfindung **20** versehen ist.

**[0039]** Als nächstes werden Korrespondenzbeziehungen zwischen den Hauptelementen in dem Ausführungsbeispiel und den Hauptelementen der vorliegenden Erfindung erklärt, die in dem Abschnitt „Mittel zum Lösen des Problems“ beschrieben sind. In dem Ausführungsbeispiel entspricht die Primär-

riemenscheibe **43** einer ersten Riemenscheibe, entspricht die Sekundärriemenscheibe **45** einer zweiten Riemenscheibe, entspricht der primäre Zylinder **47** einem ersten Fluidruckzylinder, entspricht der sekundäre Zylinder **48** einem zweiten Fluidruckzylinder, entsprechen die Ölpumpe **30**, das Regulierventil **54** und der Linearsolenoid **56** einer Druckeinstell- und ausstoßvorrichtung, entsprechen die Steuerventile **60**, **70** und die Einschalt Dauersolenoidventile DS1, DS2 einer Fluidausström-/einströmvorrichtung und entspricht die Getriebe-ECU **29**, die die Schaltsteuerroutine in [Fig. 4](#) ausführt, der Steuereinrichtung. Es ist anzumerken, dass, da Ausführungsbeispiel nur ein Beispiel zum Erklären eines bevorzugten Ausführungsbeispiels zum Verwirklichen der vorliegenden Erfindung in konkreten Begriffen ist, die in dem Abschnitt „Mittel zum Lösen des Problems“ beschrieben ist, die Entsprechungsbeziehungen zwischen den Hauptelementen in dem Ausführungsbeispiel und den Hauptelementen der vorliegenden Erfindung, die in dem Abschnitt „Mittel zum Lösen des Problems“ beschrieben ist, die Elemente der vorliegenden Erfindung, die in dem Abschnitt „Mittel zum Lösen des Problems“ beschrieben ist, nicht beschränken. Anders gesagt sollte jegliche Interpretation der vorliegenden Erfindung, die in dem Abschnitt „Mittel zum Lösen des Problems“ beschrieben ist, auf diesem Abschnitt basieren und ist das Ausführungsbeispiel nicht mehr als ein konkretes Beispiel der vorliegenden Erfindung, die in dem Abschnitt „Mittel zum Lösen des Problems“ beschrieben ist.

**[0040]** Ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel zum Umsetzen der vorliegenden Erfindung wurde vorstehend unter Verwendung des Ausführungsbeispiel erklärt, aber die vorliegende Erfindung ist keineswegs auf das Ausführungsbeispiel beschränkt, das vorstehend beschrieben ist, und verschiedenartige Abwandlungen können innerhalb des Anwendungsbereichs der vorliegenden Erfindung offensichtlich sein.

**[0041]** Die japanische Patentanmeldung Nr. 2008-270056, die am 20. Oktober 2008 eingereicht wurde, dient als Basis für den Prioritätsanspruch der vorliegenden Anmeldung und ihr Inhalt ist durch Bezugnahme insgesamt hierin aufgenommen.

## INDUSTRIELLE ANWENDBARKEIT

**[0042]** Die vorliegende Erfindung kann in der Automobilindustrie angewendet werden.

## ZUSAMMENFASSUNG

**[0043]** Eine Aufhebungskammer ist von einem sekundären Zylinder eines CVT weggelassen und ein hydraulischer Schaltkreis ist so konfiguriert, dass ein Leitungsdruck (PL) direkt an dem sekundären Zylinder wirkt, und der Leitungsdruck (PL) strömt in einen primären Zylinder durch ein Steuerventil hin-

ein und aus diesem heraus. Wenn eine Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ) geringer als eine vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V_{ref}$ ) ist, wird eine untere Grenzdrehzahl ( $N_{min}$ ) unter Verwendung einer Betriebslinie (A) zum Erzielen einer guten Kraftstoffwirtschaftlichkeit eingerichtet, und wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V$ ) nicht geringer als die vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit ( $V_{ref}$ ), wird die untere Grenzdrehzahl ( $N_{min}$ ) einer Eingangswelle unter Verwendung einer Betriebslinie (B) eingerichtet, wobei die untere Grenzdrehzahl ( $N_{min}$ ) zu einer höheren Drehzahl verschoben wird, als wenn die Betriebslinie (A) verwendet wird, so dass ein Übersetzungsverhältnis eingerichtet wird, das unter Verwendung des Leitungsdrucks (PL) erzielt werden kann, der auf der Grundlage eines erforderlichen sekundären Drucks ( $P_{ss}$ ) eingerichtet wird, der sich aus einem Drehmoment an einer Ausgangswelle ergibt. Das Übersetzungsverhältnis (eine Eingangswelldrehzahl) wird innerhalb eines Bereichs der unteren Grenzdrehzahl ( $N_{min}$ ) variiert.

**ZITATE ENTHALTEN IN DER BESCHREIBUNG**

*Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde automatisiert erzeugt und ist ausschließlich zur besseren Information des Lesers aufgenommen. Die Liste ist nicht Bestandteil der deutschen Patent- bzw. Gebrauchsmusteranmeldung. Das DPMA übernimmt keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.*

**Zitierte Patentliteratur**

- JP 2002-181175 A [[0002](#)]
- JP 2008-270056 [[0041](#)]

### Patentansprüche

1. Leistungsübertragungsvorrichtung, die mit einem stufenlos variablen Riemengetriebe versehen ist, das eine erste Riemenscheibe, die mit einer Eingangswelle verbunden ist, eine zweite Riemenscheibe, die mit einer Ausgangswelle verbunden ist, und einen Riemen aufweist, der um beide Riemenscheiben geführt ist, wobei das stufenlos variable Riemengetriebe durch Variieren einer Vertiefungsbreite der ersten Riemenscheibe und einer Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe Leistung, die in die Eingangswelle eingeleitet wird, stufenlos variiert und die Leistung an die Ausgangswelle abgibt, wobei die Leistungsübertragungsvorrichtung Folgendes aufweist:

einen ersten Fluiddruckzylinder, der die Vertiefungsbreite der ersten Riemenscheibe unter Verwendung eines Fluiddrucks variieren kann;

einen zweiten Fluiddruckzylinder, der die Vertiefungsbreite der zweiten Riemenscheibe unter Verwendung eines Fluiddrucks variieren kann und der keine Aufhebungskammer hat;

eine Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung, die ein Arbeitsfluid zu der Seite des ersten Fluiddruckzylinders und zu der Seite des zweiten Fluiddruckzylinders in Verbindung mit einer Druckeinstellung zuführt;

eine Fluidausström-/einströmvorrichtung, die eine Einströmung des Arbeitsfluids zu dem ersten Fluiddruckzylinder von der Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung gestattet und abschaltet und die einen Ausstoß des Arbeitsfluids aus dem ersten Fluiddruckzylinder gestattet und abschaltet; und

eine Steuereinrichtung, die die Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung auf der Grundlage eines Fluiddrucks, der aus einer Druckkraft erhalten wird, die für die zweite Riemenscheibe gemäß einem Antriebszustand erforderlich ist, steuert und die durch Steuern der Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung auf diese Weise die Fluidausström-/einströmvorrichtung so steuert, dass ein Übersetzungsverhältnis innerhalb eines zulässigen Übersetzungsverhältnisbereichs gemäß dem Fluiddruck variiert wird, der von der Druckeinstell- und Druckfördervorrichtung in Verbindung mit der Druckeinstellung druckgefördert wird.

2. Leistungsübertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 1, wobei die Steuereinrichtung eine Einrichtung ist, die die Fluidausström-/einströmvorrichtung unter Verwendung eines Kennfelds einer Beziehung einer unteren Grenzdrehzahl der Eingangswelle zu der Fahrzeuggeschwindigkeit zum Einrichten der unteren Grenzdrehzahl auf der Grundlage der Fahrzeuggeschwindigkeit steuert, so dass das Übersetzungsverhältnis innerhalb des Bereichs der eingerichteten unteren Grenzdrehzahl variiert wird.

3. Leistungsübertragungsvorrichtung gemäß Anspruch 2, wobei das Kennfeld so erzeugt wird, dass die untere Grenzdrehzahl gemäß einer ersten Beschränkung eingerichtet wird, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit geringer als eine vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit ist, und die untere Grenzdrehzahl gemäß einer zweiten Beschränkung eingerichtet wird, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit nicht geringer als die vorgegebene Fahrzeuggeschwindigkeit ist, wobei die zweite Beschränkung derart ist, dass die Drehzahl der Eingangswelle eine höhere Drehzahl wird, als wenn die erste Beschränkung verwendet wird.

4. Fahrzeug, bei dem die Leistungsübertragungsvorrichtung gemäß einem der Ansprüche 1 bis 3 installiert ist.

Es folgen 6 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

FIG. 1

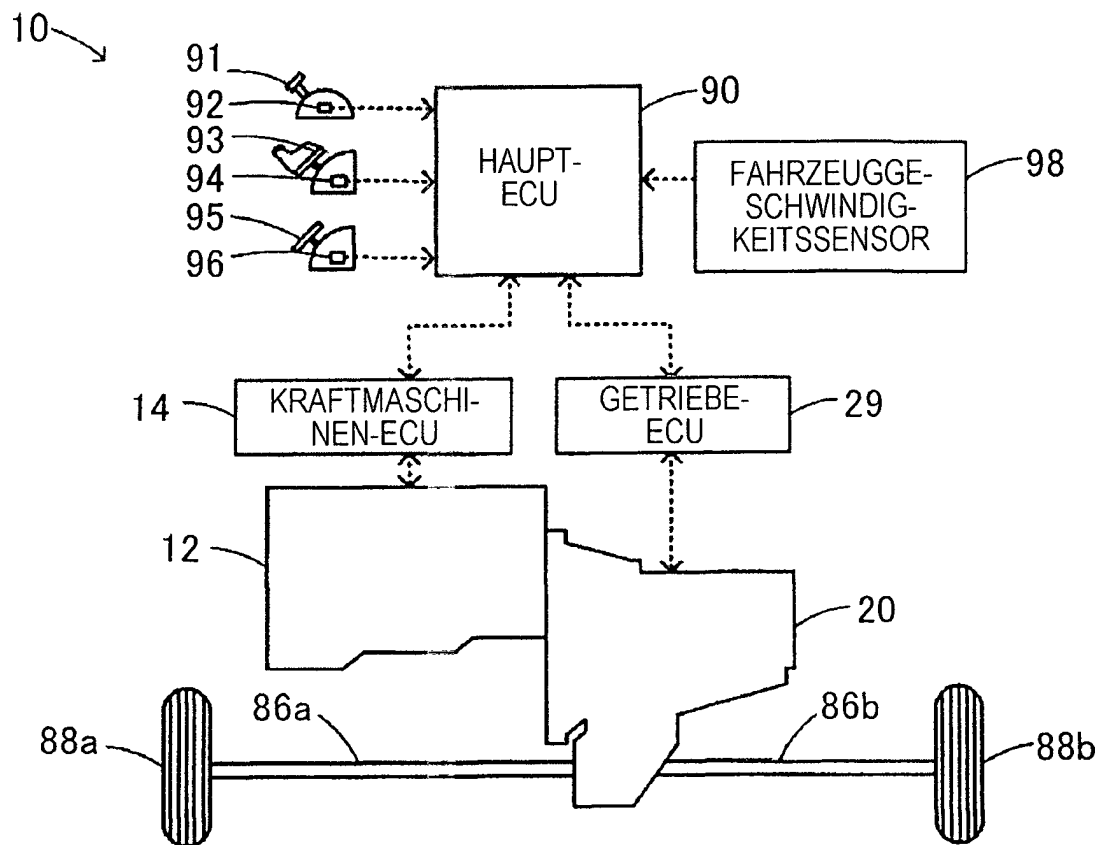


FIG. 2

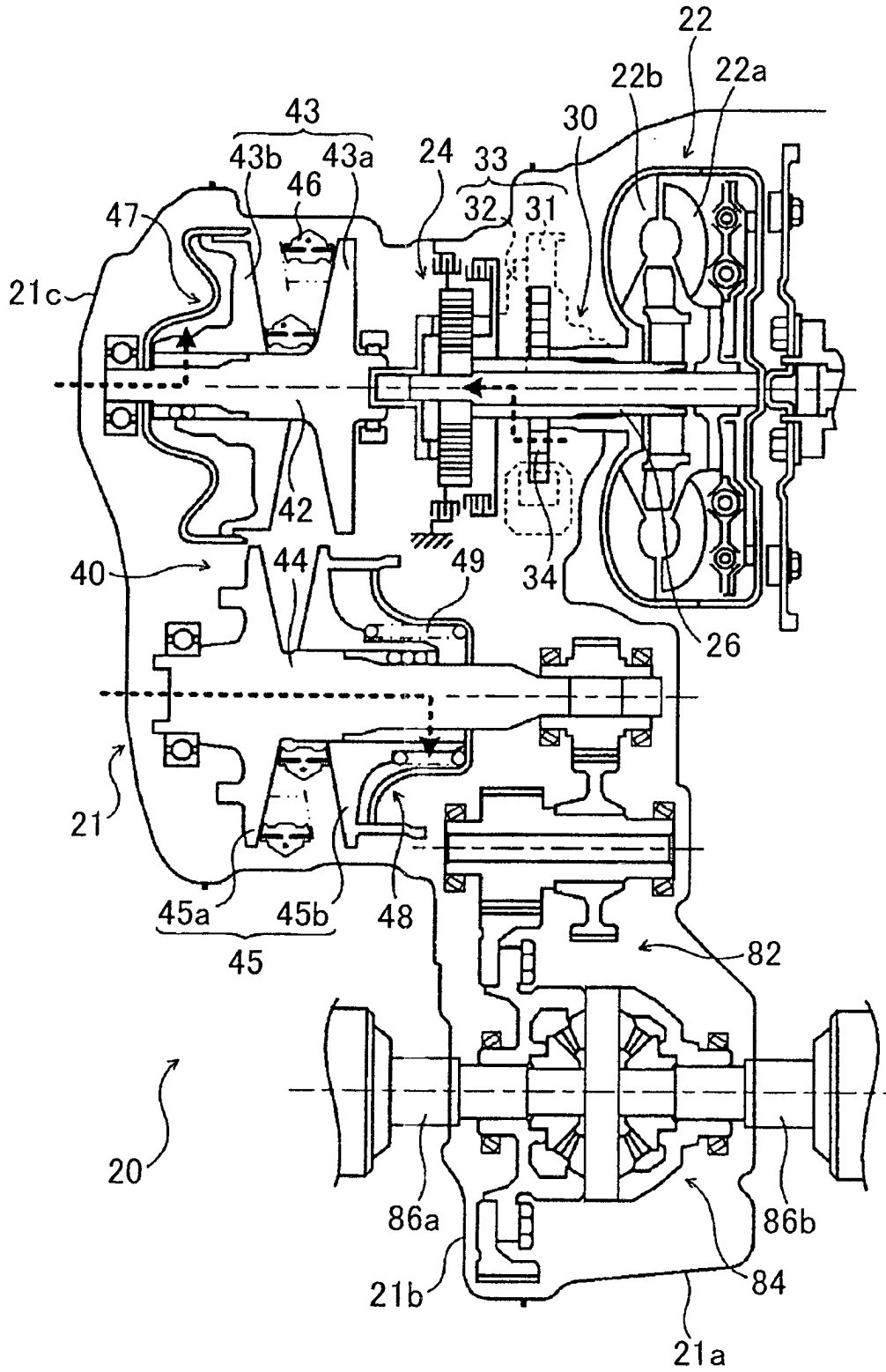


FIG. 3

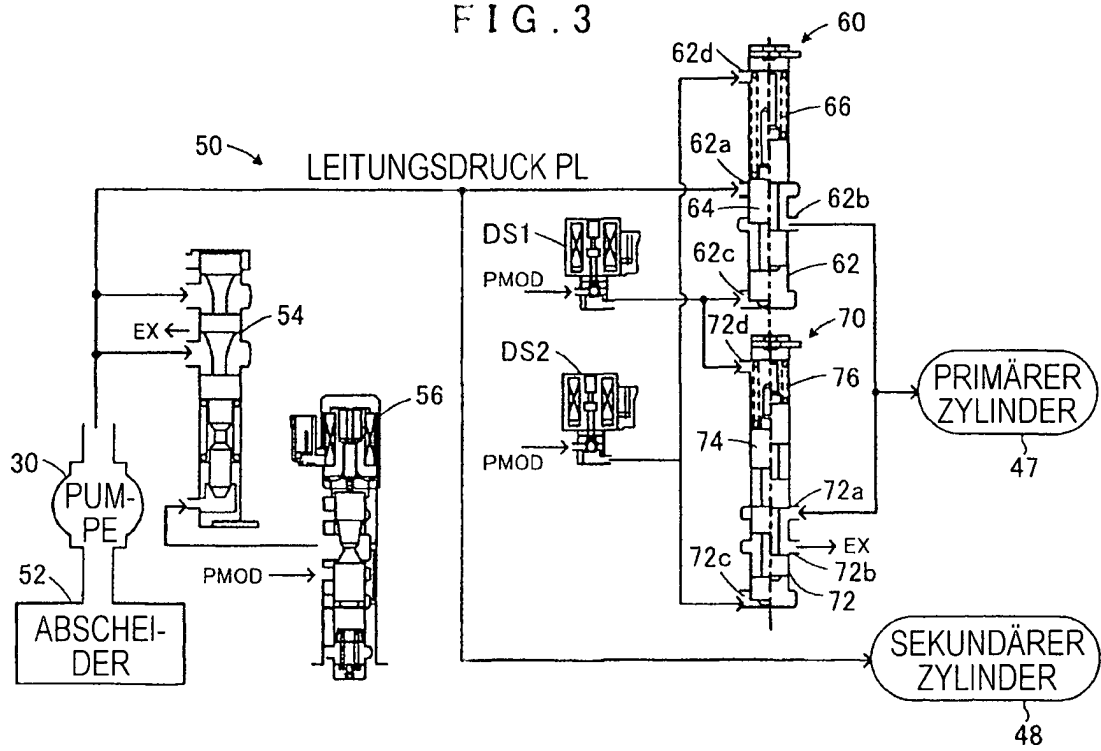


FIG. 4

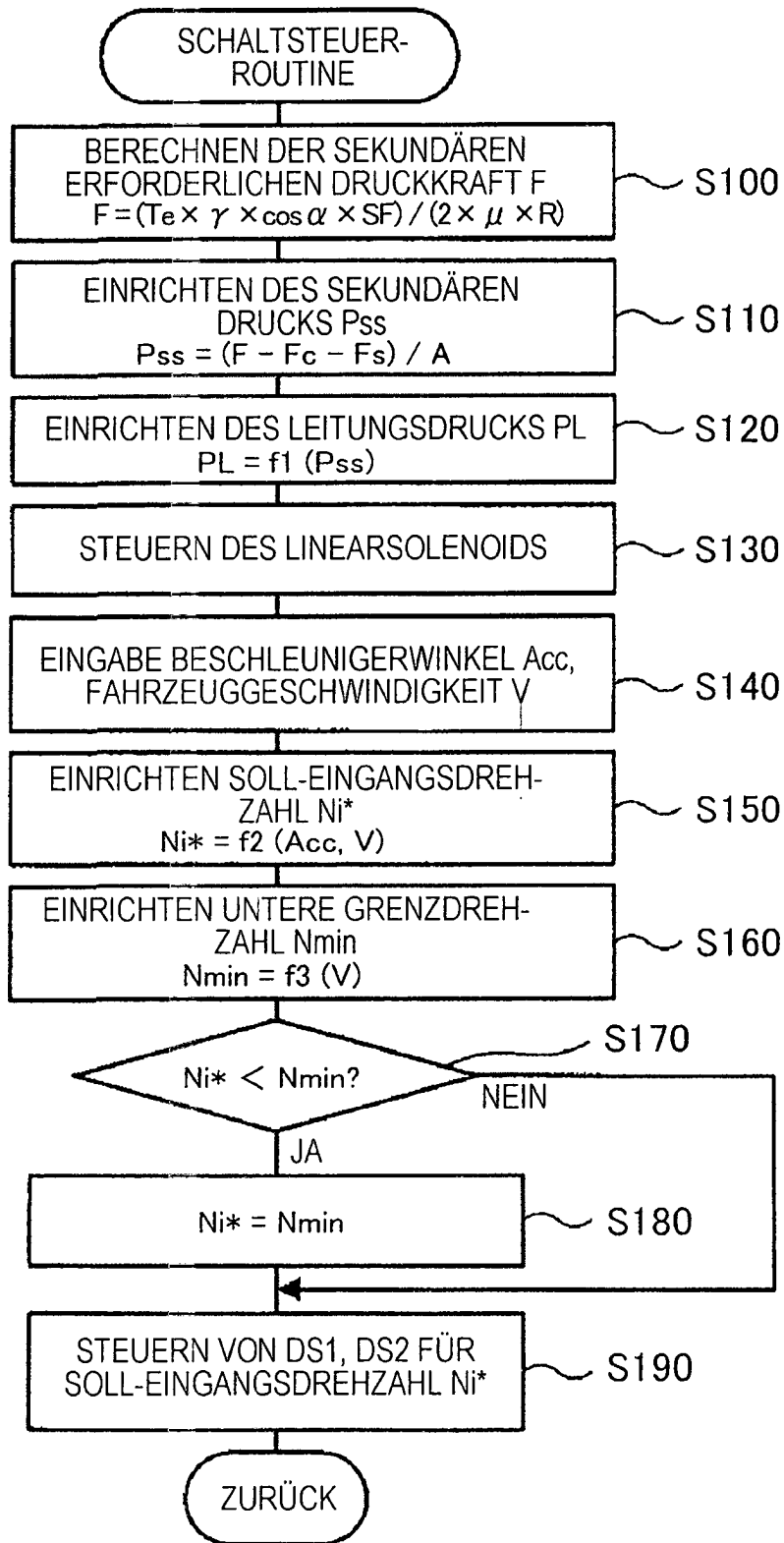




FIG. 5

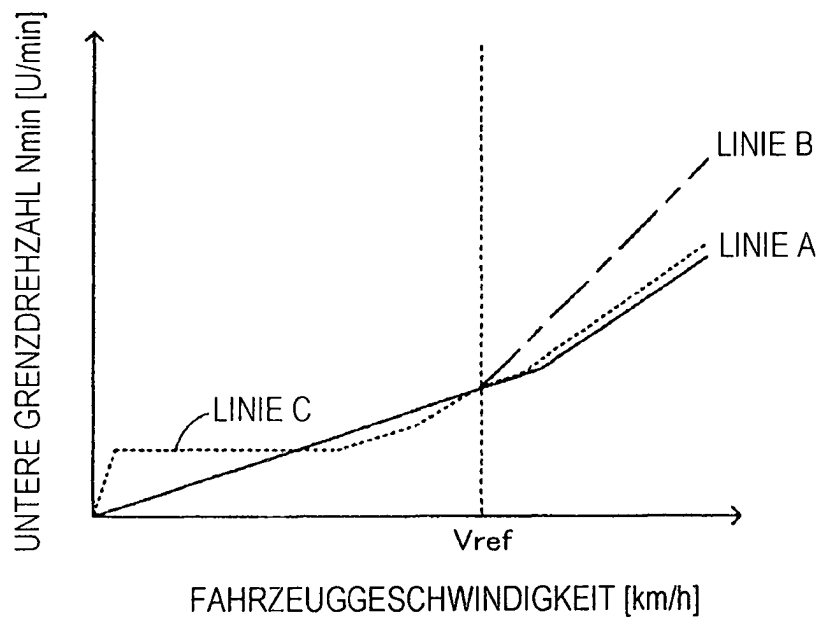


FIG. 6

