

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
4. März 2010 (04.03.2010)

PCT

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2010/022967 A1

(51) Internationale Patentklassifikation:

B60K 17/35 (2006.01) **B60K 23/08** (2006.01)

B60K 23/04 (2006.01)

(21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2009/006253

(22) Internationales Anmeldedatum:

28. August 2009 (28.08.2009)

(25) Einreichungssprache: Deutsch

(26) Veröffentlichungssprache: Deutsch

(30) Angaben zur Priorität:

10 2008 045 264.5

1. September 2008 (01.09.2008)

DE

(71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **MAGNA POWERTRAIN AG & CO. KG** [AT/AT]; Industriestrasse 35, A-8502 Lannach (AT).

(72) Erfinder; und

(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **LINORTNER, Thomas** [AT/AT]; Lange Gasse 40/63, A-8010 Graz (AT).

(74) Anwalt: **FRIES, Oliver**; Manitz, Finsterwald & Partner GbR, Postfach 31 02 20, 80102 München (DE).

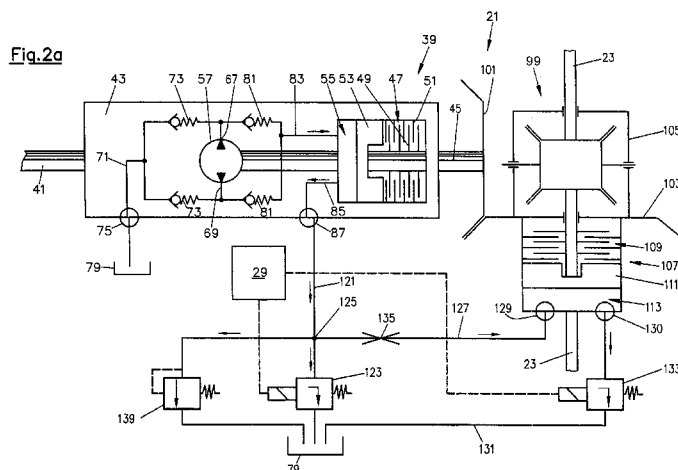
(81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CL, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PE, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.

(84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, SM, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: DRIVE SYSTEM FOR A MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung : ANTRIEBSSYSTEM FÜR EIN KRAFTFAHRZEUG



(57) Abstract: A drive system for a motor vehicle with a permanently driven primary axle and an optionally driven secondary axle features a differential transmission (99) operating between the wheels of the secondary axle and a torque transmission device (39) for transmission of a drive torque to the differential transmission. The torque transmission device features a coupling (47) and a pump (57) wherein if a rotational speed difference appears between the primary axle and the secondary axle, the pump produces a hydraulic pressure in a first pressure space (55) of the coupling. The first pressure space is connected via a connecting line (127) to a second pressure space (113) which is allocated to an actuating element (107) of the differential transmission, such that the pressure produced by the pump also allows an at least partial blocking of the differential transmission. The first pressure space is connected to a low-pressure space (79) via a first outlet line (121) in which a first switching valve (123) is arranged. The second pressure space is connected to the low-pressure space (79) via a second outlet line (131) in which a second switching valve (133) is arranged. A pressure reducing element (135) is arranged in the connecting line between the first pressure space and the second pressure space, in the first outlet line or in the second outlet line.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2010/022967 A1

**Veröffentlicht:**

- mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

Ein Antriebssystem für ein Kraftfahrzeug mit einer permanent angetriebenen Primärachse und einer wahlweise angetriebenen Sekundärachse besitzt ein zwischen den Rädern der Sekundärachse wirksames Differentialgetriebe (99) und eine Drehmomentübertragungseinrichtung (39) zum Übertragen eines Antriebsmoments auf das Differentialgetriebe. Die Drehmomentübertragungseinrichtung weist eine Kupplung (47) und eine Pumpe (57) auf, wobei die Pumpe bei Auftreten einer Drehzahldifferenz zwischen der Primärachse und der Sekundärachse einen hydraulischen Druck in einem ersten Druckraum (55) der Kupplung erzeugt. Der erste Druckraum ist über eine Verbindungsleitung (127) mit einem zweiten Druckraum (113) verbunden, der einem Betätigungsorgan (107) des Differentialgetriebes zugeordnet ist, so dass der von der Pumpe erzeugte Druck auch ein zumindest teilweises Sperren des Differentialgetriebes ermöglicht. Der erste Druckraum ist mit einem Niederdruckraum (79) über eine erste Ablassleitung (121) verbunden, in der ein erstes Schaltventil (123) angeordnet ist. Der zweite Druckraum ist mit dem Niederdruckraum (79) über eine zweite Ablassleitung (131) verbunden, in der ein zweites Schaltventil (133) angeordnet ist. Ein Druckverminderungsorgan (135) ist in der Verbindungsleitung zwischen dem ersten Druckraum und dem zweiten Druckraum, in der ersten Ablassleitung oder in der zweiten Ablassleitung angeordnet.

Antriebssystem für ein Kraftfahrzeug

Die Erfindung betrifft ein Antriebssystem für ein Kraftfahrzeug mit einer permanent angetriebenen Primärachse und einer wahlweise angetriebenen Sekundärachse.

Hierzu ist es bekannt, eine Drehmomentübertragungseinrichtung vorzusehen, die das beispielsweise von einem Verbrennungsmotor bereitgestellte Antriebsmoment wahlweise auf die Sekundärachse überträgt, nämlich auf ein Differentialgetriebe, das zwischen den Rädern der Sekundärachse wirksam ist. Eine solche Drehmomentübertragungseinrichtung kann eine Kupplung - insbesondere eine Lamellenkupplung - und eine Pumpe aufweisen, die auf eine Drehzahldifferenz zwischen der Primärachse und der Sekundärachse des Fahrzeugs (bzw. zwischen einem Eingangselement und einem Ausgangselement der Kupplung) anspricht. Bei Auftreten einer solchen Drehzahldifferenz erzeugt die Pumpe einen hydraulischen Druck in einem Druckraum der Kupplung (nachfolgend als der erste Druckraum bezeichnet). Dieser Druck ermöglicht eine Betätigung der Kupplung. Ein durch eine Drehzahldifferenz zwischen der Primärachse und der Sekundärachse verursachter Druckanstieg in dem genannten ersten Druckraum bewirkt also ein Einrücken der Kupplung und somit eine Erhöhung des auf die Sekundärachse übertragenen Teils des Antriebsmoments. Da das Zuschalten der Sekundärachse bzw. das allmähliche Sperren der Kupplung dazu beiträgt, die Drehzahldifferenz zwischen der Primärachse und der Sekundärachse wieder zu verringern, wirkt eine derartige Anordnung im Wesentlichen selbstregelnd.

Es ist ferner bekannt, eine derartige Drehmomentübertragungseinrichtung mit einem Betätigungsorgan hydraulisch zu koppeln, welches ein zumindest teilweises Sperren des genannten Differentialgetriebes der Sekundärachse ermöglicht. Hierdurch kann die Traktion des Fahrzeugs

5 noch weiter erhöht werden, nämlich durch das Vermindern einer Drehzahldifferenz zwischen den Rädern der Sekundärachse. Bei dem genannten Betätigungsorgan kann es sich ebenfalls um eine Lamellenkupplung handeln. Dem Betätigungsorgan ist ein Druckraum zugeordnet, der nachfolgend als der zweite Druckraum bezeichnet wird. Der erste Druckraum
10 (also der Druckraum der Kupplung der Drehmomentübertragungseinrichtung) und der zweite Druckraum (Druckraum des Betätigungsorgans des Differentialgetriebes) sind über eine Verbindungsleitung hydraulisch gekoppelt.

15 Um einen automatischen Allrad-Antrieb deaktivieren zu können, beispielsweise im Falle eines Eingriffs einer übergeordneten Fahrdynamikregelungseinrichtung oder aus Komfortgründen, kann der genannte erste Druckraum über eine Ablassleitung mit einem Niederdruckraum (z.B. Pumpensumpf) verbunden sein. In dieser Ablassleitung ist ein Schaltventil
20 angeordnet, das geöffnet werden kann, um den Druck in dem genannten ersten Druckraum (und über die Verbindungsleitung letztlich auch in dem genannten zweiten Druckraum) zu verringern, selbst wenn eine Drehzahldifferenz zwischen der Primärachse und der Sekundärachse vorliegt. Auch der genannte zweite Druckraum kann über eine weitere Ablassleitung mit
25 dem Niederdruckraum verbunden sein, um den Druck in dem zweiten Druckraum verringern zu können und hierdurch ein vorheriges Sperren des Differentialgetriebes aufzuheben.

Die EP 1 320 470 B1 (entsprechend US 6 776 275 B2) beschreibt ein Antriebssystem der vorgenannten Art.
30

Während die bekannten Antriebssysteme bereits zufrieden stellende Fahreigenschaften ermöglichen, ist es wünschenswert, den Aufbau derartiger Antriebssysteme noch weiter zu vereinfachen und zugleich verschiedene Traktionseigenschaften einstellen zu können, um angemessen auf unterschiedliche Fahrbedingungen reagieren zu können.

Es ist eine Aufgabe der Erfindung, ein Antriebssystem zu schaffen, das bei einem einfachen Aufbau das Einstellen unterschiedlicher Traktionseigenschaften gestattet.

Diese Aufgabe wird durch ein Antriebssystem mit den Merkmalen des Anspruchs 1 gelöst, und insbesondere dadurch, dass ein passives Druckverminderungsorgan in der Verbindungsleitung zwischen dem ersten Druckraum und dem zweiten Druckraum, in der ersten Ablassleitung oder in der zweiten Ablassleitung angeordnet ist.

Bei dem erfindungsgemäßen Antriebssystem ist also der erste Druckraum (Druckraum der Kupplung) über eine erste Ablassleitung mit dem Niederdruckraum verbunden, und auch der zweite Druckraum (Druckraum des Betätigungsorgans des Differentialgetriebes) ist über eine eigene, zweite Ablassleitung mit dem Niederdruckraum verbunden. In jeder dieser beiden Ablassleitungen, und zwar in einem von der genannten Verbindungsleitung separaten Abschnitt, ist ein jeweiliges Schaltventil vorgesehen (erstes bzw. zweites Schaltventil). Hierdurch ist eine besonders einfache und robuste Steuerung des Antriebssystems möglich, um einen automatischen Allrad-Antrieb zu aktivieren oder zu deaktivieren, und um bei aktiviertem Allrad-Antrieb zwei unterschiedliche Traktionseigenschaften einstellen zu können. Mittels eines der beiden Schaltventile kann nämlich die Längsmomentenverteilung mittels Kupplung aktiviert werden. Falls die

Kupplung aktiviert ist, kann mittels des anderen Schaltventils die Kupplungskennlinie eingestellt werden und/oder das Betätigungsorgan des Differentialgetriebes aktiviert werden, um das Differentialgetriebe zumindest teilweise zu sperren.

5

Das Antriebssystem besitzt einen besonders einfachen Aufbau, da lediglich zwei einfache Schaltventile erforderlich sind.

Eine Besonderheit besteht darin, dass in der Verbindungsleitung zwischen dem ersten Druckraum und dem zweiten Druckraum, oder in der genannten ersten Ablassleitung, oder in der genannten zweiten Ablassleitung ein Druckverminderungsorgan angeordnet ist. Hierdurch können für die Kupplung der Drehmomentübertragungseinrichtung zwei unterschiedliche Kennlinien eingestellt werden, also zwei unterschiedliche Abhängigkeiten des Kupplungsmoments (also des von der Kupplung übertragenen Drehmoments) von der Drehzahldifferenz (zwischen dem Eingangselement und dem Ausgangselement der Drehmomentübertragungseinrichtung). Eine mittlere Kennlinie ergibt sich nämlich, wenn das hydraulische Fluid aus dem ersten Druckraum (Druckraum der Kupplung) über das genannte Druckverminderungsorgan abgelassen wird. Der Druckabbau in dem ersten Druckraum ist hierbei nur eingeschränkt möglich. Die Drehmomentübertragungseinrichtung ist somit aktiv. Es wird jedoch nur ein geringer Teil des Antriebsmoments auf die Sekundärachse übertragen. Dieser Betriebszustand lässt sich einstellen, indem das betreffende Schaltventil geschlossen wird (um die Drehmomentübertragungseinrichtung grundsätzlich zu aktivieren) und indem das jeweilige andere Schaltventil geöffnet wird (um für die Kupplung der Drehmomentübertragungseinrichtung einen eingeschränkten Druckabbau über das Druckverminderungsorgan zu ermöglichen). Aufgrund des geöffneten anderen Schaltventils wird das Betätigungsorgan des Differentialgetriebes nicht oder ebenfalls nur einge-

schränkt aktiviert, je nachdem, ob das genannte Druckverminderungsorgan in der Verbindungsleitung (also in Strömungsrichtung vor dem Betätigungsorgan) oder in einer der beiden genannten Ablassleitungen angeordnet ist.

5

Eine steile Kupplungskennlinie der Drehmomentübertragungseinrichtung lässt sich hingegen einstellen, indem sowohl das erste Schaltventil als auch das zweite Schaltventil geschlossen werden, um hierdurch einen Druckabbau in dem hydraulischen System (erster Druckraum und zweiter Druckraum) im Wesentlichen zu verhindern. Hierdurch wird ein maximaler Anteil des Antriebsmoments auf die Sekundärachse übertragen. Aufgrund der hydraulischen Kopplung des zweiten Druckraums mit dem ersten Druckraum erfolgt auch ein maximales Sperren des Differentialgetriebes. Hierdurch wird das Fahrzeug also in einen Zustand maximaler Traktion gebracht.

15

Um die beiden vorstehend erläuterten unterschiedlichen Traktionseigenschaften einzustellen, ist lediglich eine Ansteuerung der beiden genannten Schaltventile erforderlich, so dass sich eine besonders einfache Steuerung ergibt. Insbesondere kann zwischen den verschiedenen Kupplungskennlinien durch einfaches EIN/AUS-Schalten der Schaltventile gewechselt werden.

20

Aufgrund der Einstellbarkeit zweier unterschiedlicher Traktionseigenschaften des Antriebssystems ist auch ein weicher Übergang auf die erläuterte maximale Traktion möglich, nämlich indem bei einem Wechsel zwischen deaktivierter Drehmomentübertragungseinrichtung (erstes und zweites Schaltventil geöffnet) und maximaler Traktion (erstes und zweites Schaltventil geschlossen) zwischenzeitlich die erläuterte mittlere Kupplungskennlinie eingestellt wird (ein Schaltventil geschlossen, das andere

25

30

Schaltventil geöffnet). Das Druckverminderungsorgan hat hierbei eine dämpfende Wirkung.

Da die Schaltventile in den Ablassleitungen außerhalb der genannten Verbindungsleitung angeordnet sind, ist der hydraulische Druck in dem zweiten Druckraum (Druckraum des Betätigungsorgans des Differentialgetriebes) unabhängig von dem Schaltzustand der beiden Schaltventile stets durch den Druck in dem ersten Druckraum (Druckraum der Kuppelung) vorgegeben.

Ein weiterer Vorteil eines solchen Antriebssystems besteht darin, dass aufgrund der genannten Verbindungsleitung zwischen dem ersten Druckraum und dem zweiten Druckraum für das Betätigungsorgan des Differentialgetriebes letztlich zwei Ablassleitungen zur Verfügung stehen. Zum einen ist der zweite Druckraum nämlich über die genannte zweite Ablassleitung (mit dem zweiten Schaltventil) mit dem Niederdruckraum verbunden. Zum anderen ist ein Druckabbau in dem genannten zweiten Druckraum auch über die genannte Verbindungsleitung und hieran anschließend über die erste Ablassleitung (mit dem ersten Schaltventil) möglich. Die Möglichkeit eines Druckabbaus in dem Betätigungsorgan des Differentialgetriebes ist somit redundant ausgelegt, was unter Sicherheitsaspekten von Vorteil ist.

Ein weiterer Vorteil besteht auch darin, dass ein einfaches Entlüften des zweiten Druckraums (Druckraum des Betätigungsorgans des Differentialgetriebes) möglich ist. Hierfür wird das erste Schaltventil geschlossen, während das zweite Schaltventil geöffnet ist, so dass das von der Pumpe der Drehmomentübertragungseinrichtung geförderte hydraulische Fluid über die genannte Verbindungsleitung in den zweiten Druckraum einströmt und über die genannte zweite Ablassleitung den zweiten Druck-

raum wieder verlässt, wobei die in dem zweiten Druckraum enthaltene Luft mitgeführt wird.

Das genannte Druckverminderungsorgan ist als ein passives Element ausgebildet, d.h. ohne aktive Steuerung der Druckverminderungseigen-
schaften. Auch hierdurch ergibt sich ein besonders einfacher Aufbau des Antriebssystems.

Das Druckverminderungsorgan ist vorzugsweise in der Verbindungslei-
tung zwischen dem ersten Druckraum und dem zweiten Druckraum an-
geordnet. Hierdurch ergibt sich bei zunehmendem Druckaufbau in dem
ersten Druckraum (Druckraum der Kupplung) ein verzögerter Druckauf-
bau in dem zweiten Druckraum (Druckraum des Betätigungsorgans des
Differentialgetriebes), wenn das erste Schaltventil und das zweite Schalt-
ventil geschlossen sind. Somit wird also erreicht, dass zunächst ein zu-
nehmender Anteil des Antriebsmoments auf die Sekundärachse übertra-
gen wird, während erst mit einer gewissen zeitlichen Verzögerung das
Differentialgetriebe der Sekundärachse gesperrt wird. In diesem Fall ist
die Differentialsperre deaktiviert, wenn das zweite Schaltventil geöffnet ist.

Für manche Anwendungen kann es jedoch auch wünschenswert sein,
dass die Kupplung der Drehmomentübertragungseinrichtung und das
Betätigungsorgan des Differentialgetriebes bei Auftreten einer Drehzahldif-
ferenz zwischen der Primärachse und der Sekundärachse im Wesentlichen
gleichzeitig betätigt werden. In diesem Fall kann das Druckverminde-
rungsorgan in der ersten Ablassleitung oder in der zweiten Ablassleitung
angeordnet sein, also nicht entlang des Strömungsweges zwischen dem
ersten Druckraum und dem zweiten Druckraum. In diesem Fall wird der
zweite Druckraum (Betätigungsorgan der Differentialsperre) auch druck-
beaufschlagt, wenn eine mittlere Kupplungskennlinie eingestellt wird,

nämlich durch Schließen des einen Schaltventils und Öffnen des anderen Schaltventils. Je nach Auslegung (beispielsweise der Ausrückfedern des Betätigungsorgans) wird das Differentialgetriebe hierdurch teilweise oder lediglich in vernachlässigbarem Umfang gesperrt.

5

Sofern im Zusammenhang mit der Erfindung ausgeführt ist, dass das Druckverminderungsorgan in der Verbindungsleitung oder in der ersten oder zweiten Ablassleitung angeordnet sein soll, so schließt dies auch ein, dass das Druckverminderungsorgan am Eingang oder Ausgang der Ver-

10 bindungsleitung oder der betreffenden Ablassleitung vorgesehen ist, insbesondere an einer Abzweigungsstelle, an einem Schaltventil oder an einem Einlass oder Auslass des genannten zweiten Druckraums.

15

Das genannte Druckverminderungsorgan kann beispielsweise durch eine Drossel mit einem konstanten Öffnungsquerschnitt gebildet sein. Gemäß einer besonders vorteilhaften Weiterbildung der Erfindung handelt es sich bei dem Druckverminderungsorgan jedoch um eine Blende mit einem konstanten Öffnungsquerschnitt und mit einer im Wesentlichen temperaturunabhängigen Leckagecharakteristik. Die Leckage einer Blende ist

20 zwar generell druckabhängig. Wichtig ist jedoch, dass die Leckagerate der Blende (Leckagevolumen/Zeit) im Wesentlichen unabhängig ist von der Temperatur des hydraulischen Fluids. Hierdurch wird nämlich die Temperaturabhängigkeit der Leckagerate der Pumpe relativiert, wenn das hydraulische Fluid durch die Blende in den Niederdruckraum abfließt (erstes

25 Schaltventil geschlossen, zweites Schaltventil geöffnet). Somit ist die Temperaturabhängigkeit der genannten flachen Kupplungskennlinie deutlich verringert.

30

Die erwünschte Unabhängigkeit der Leckagerate von der Temperatur wird also dadurch erzielt, dass als Druckverminderungsorgan eine Blende (ori-

fice) vorgesehen ist. Diese erlaubt - im Unterschied beispielsweise zu einem Drosselventil (throttle) - lediglich eine turbulente Strömung des durch die Blende tretenden hydraulischen Fluids, so dass der Strömungswiderstand praktisch kaum temperaturabhängig ist.

5

So berechnet sich die Durchflussrate Q (= Volumen pro Zeit, $\Delta V/\Delta t$) einer turbulenten Strömung durch eine Blende wie folgt:

$$Q = \alpha \cdot A \cdot \sqrt{\frac{2 \cdot \Delta p}{\rho}}$$

10

Hierbei bezeichnen α die Widerstandszahl, A die Fläche des Öffnungsquerschnitts, ρ die Dichte des Fluids und Δp den Druckunterschied. Die Widerstandszahl α ist eine dimensionslose Konstante, die lediglich von der Geometrie der Blende abhängt. Sie beträgt für eine scharfe Blende ca. 0,6.

15 Dies entspricht einem Widerstandskoeffizient (resistance coefficient)

$\zeta = 1/\alpha^2$ von ca. 2,7 bis 2,8.

Demgegenüber beträgt die Durchflussrate Q einer Drossel im Modell einer laminaren Strömung durch ein Rohr gemäß dem Hagen-Poiseuille-Gesetz:

20

$$Q = \frac{\pi \cdot r^4}{8 \cdot \eta \cdot l} \cdot \Delta p$$

Hierbei bezeichnen r den Radius des Öffnungsquerschnitts, η die dynamische Viskosität des Fluids, l die Länge des Rohrs bzw. der Drossel und Δp den Druckunterschied. Da die dynamische Viskosität η der üblicherweise verwendeten hydraulischen Fluide temperaturabhängig ist, ist auch die Durchflussrate Q einer Drossel temperaturabhängig.

25

Gemäß einer bevorzugten Ausführungsform besitzt die Blende eine Leckagerate, die ungefähr der Leckagerate der Pumpe bei Betriebstemperatur des hydraulischen Fluids entspricht, also wenn die innere Pumpenleckage vergleichsweise hoch ist. Hierdurch wird die Temperaturabhängigkeit der Pumpenleckage und somit die Temperaturabhängigkeit der Kupplungskennlinie bereits deutlich verringert. Eine geeignete Leckagerate der Blende liegt beispielsweise in dem Bereich von ca. 0,4 bis 0,9 l/min (Liter/Minute) bei einem Druckunterschied von ca. 10 bar.

Gemäß einer weiteren vorteilhaften Ausführungsform ist die Blende austauschbar, wobei Blenden mit unterschiedlicher Größe des Öffnungsquerschnitts dazu verwendet werden, die Fahrdynamik des Fahrzeugs abzustimmen, beispielsweise im Sinne einer Momentenübertragung an die Sekundärachse bei Radschlupf an der Primärachse aufgrund von hoher Motorleistung, bei hoher Querschleunigung oder bei sonstigen dynamischen Fahrzeugbewegungen. Mit anderen Worten kann somit allein durch Austauschen der genannten Blende – bei ansonsten unverändertem Antriebssystem – die Fahrdynamik des Fahrzeugs beeinflusst werden. Hierdurch kann das Antriebssystem auf einfache Weise an ein bestimmtes Fahrzeugmodell adaptiert werden. Zum Beispiel trägt bei einem Fahrzeug mit permanent angetriebener Vorderachse eine geringere Blendengröße zu einem übersteuernden Fahrverhalten bei, da die geringere Blendengröße einer reduzierten Leckage und somit einer Übertragung eines erhöhten Anteils des Antriebsmoments auf die Sekundärachse entspricht. Ein größerer Blendendurchmesser hingegen (erhöhte Leckage und somit geringerer Druck im Druckraum der Kupplung) trägt zu einem untersteuernden Fahrverhalten bei.

Es ist ferner bevorzugt, wenn die Blende einen Öffnungskanal bildet, der einen Innendurchmesser in einem Bereich von ca. 0,4 mm bis 0,8 mm und eine Länge in einem Bereich von ca. 0,2 mm bis 0,5 mm besitzt. Hierdurch ergibt sich in Abhängigkeit von Druck des hydraulischen Fluids
5 eine geeignete Leckagerate, die im Wesentlichen unabhängig von der Temperatur des hydraulischen Fluids ist.

Eine besonders einfache und kostengünstige Realisierung der Blende ergibt sich, wenn diese durch eine Bohrung in einer dünnen Scheibe gebildet ist, die in den Strömungsweg des hydraulischen Fluids (Verbindungs-
10 leitung oder zweite Ablassleitung) eingesetzt ist und sich dort senkrecht zur Strömungsrichtung des hydraulischen Fluids erstreckt. Die Scheibe ist vorzugsweise aus Metall gefertigt, da sich hierdurch besonders scharfe Übergänge oder Kanten an der umfänglichen Begrenzung der Bohrung
15 ausbilden lassen, um die erwünschte turbulente Strömung zu erzeugen.

Alternativ hierzu kann die Blende durch eine Bohrung in einem Bodenabschnitt eines im Wesentlichen becherförmigen Einsatzes gebildet sein, der in den Strömungsweg des hydraulischen Fluids eingesetzt ist. Ein solcher
20 Einsatz kann in vorteilhaft einfacher und kostengünstiger Weise als ein Tiefziehteil aus Metall gefertigt sein, und ein solcher Einsatz lässt sich auch leicht in einer Leitung befestigen. Der genannte Bodenabschnitt erstreckt sich hierbei im Wesentlichen senkrecht zur Strömungsrichtung des hydraulischen Fluids.

25

Die vorgenannte Scheibe oder der Bodenabschnitt des vorgenannten becherförmigen Einsatzes kann eine Dicke von ca. 0,2 mm bis 0,5 mm aufweisen.

Die Erfindung wird nachfolgend lediglich beispielhaft unter Bezugnahme auf die Zeichnungen erläutert.

Fig. 1 zeigt einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs.

5

Fig. 2a bis 2c zeigen verschiedene Ausführungsformen eines Antriebssystems mit einer Drehmomentübertragungseinrichtung und einem Differentialgetriebe.

10 Fig. 3 zeigt eine Querschnittsansicht einer Gerotor-Pumpe.

Fig. 4 zeigt die bei einer Ausführungsform gemäß Fig. 2a bis 2c einstellbaren Kupplungskennlinien.

15 Fig. 1 zeigt in einer schematischen Darstellung einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs. Ein Motor 11 treibt über eine Getriebeeinheit 13 und ein Vorderachs-Differentialgetriebe (nicht gezeigt) zwei Räder 15 einer Vorderachse 17 an. Die Vorderachse 17 bildet somit eine Primärachse. Außerdem treibt der Motor 11 über die Getriebeeinheit 13, eine Kardanwelle 19
20 und ein nachfolgend noch näher erläutertes Antriebssystem 21 zwei Halbwellen 23 bzw. zwei zugeordnete Räder 25 einer Hinterachse 27 an. Die Hinterachse 27 bildet hierbei eine Sekundärachse des Fahrzeugs. Eine elektronische Steuereinheit 29 des Fahrzeugs ist eingangsseitig mit vier Raddrehzahlsensoren 31 verbunden, die den Vorderrädern 15 und den
25 Hinterrädern 25 zugeordnet sind. Die Steuereinheit 29 kann optional mit weiteren Sensoren, beispielsweise einem Lenkwinkelsensor, einem Gierratensensor etc. verbunden sein (nicht dargestellt). Ausgangsseitig ist die Steuereinheit 29 mit dem Antriebssystem 21 verbunden. Das Antriebssystem 21 dient dazu, einen Teil des Antriebsmoments des Motors 11 auf die
30 Hinterachse 27 zu übertragen, und zwar in Abhängigkeit von Steuersigna-

len der Steuereinheit 29. Sofern über das Antriebssystem 21 ein Antriebsmoment auf die Hinterachse 27 übertragen wird, ist das Fahrzeug allradgetrieben.

- 5 Fig. 2a zeigt in schematischer Darstellung ein Ausführungsbeispiel des Antriebssystems 21. Das Antriebssystem 21 besitzt eine Drehmomentübertragungseinrichtung 39 mit einer Eingangswelle 41, die mit der Kar-
- 10 danwelle 19 gemäß Fig. 1 und mit einem drehbaren Innengehäuse 43 der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 drehfest verbunden ist. Die Drehmomentübertragungseinrichtung 39 besitzt ferner eine Ausgangswel-
- 15 le 45, die relativ zu der Eingangswelle 41 verdrehbar ist. Die Eingangswelle 41 und die Ausgangswelle 45 sind an einem stationären Außengehäuse der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 (nicht gezeigt) drehbar gela-
- 20 gert. Die Drehmomentübertragungseinrichtung 39 besitzt ferner eine Reibungskupplung 47 mit mehreren Innenlamellen 49 und mehreren Außenlamellen 51 in einer alternierenden Anordnung. Die Innenlamellen 49 sind mit der Ausgangswelle 45 axial verschiebbar, jedoch drehfest verbunden. Die Außenlamellen 51 sind mit dem Innengehäuse 43 (und somit auch mit der Eingangswelle 41) axial verschiebbar, jedoch drehfest verbunden.
- 25 Die Reibungskupplung 47 besitzt ferner einen ringförmigen, axial verschiebbaren Andruckkolben 53, der mit seiner Vorderseite wahlweise die Innenlamellen 49 und die Außenlamellen 51 aneinander presst, um ein Drehmoment von der Eingangswelle 41 auf die Ausgangswelle 45 zu übertragen. Die Rückseite des Andruckkolbens 53 ist einem ersten hydraulischen Druckraum 55 der Reibungskupplung 47 zugewandt.

Die Drehmomentübertragungseinrichtung 39 besitzt ferner eine Pumpe 57. Diese wird durch eine Drehbewegung der Eingangswelle 41 und der Ausgangswelle 45 relativ zueinander angetrieben und erzeugt hierbei in

30 dem ersten Druckraum 55 einen hydraulischen Druck, um den Andruck-

kolben 53 im Einrücksinn der Reibungskupplung 47 zu bewegen. Bei der Pumpe 57 kann es sich grundsätzlich um eine beliebige auf eine Drehzahl-differenz ansprechende hydraulische Pumpe handeln, insbesondere um einen Umlaufverdränger oder einen Hubverdränger. Bevorzugt handelt es sich bei der Pumpe 57 um eine Gerotor-Pumpe, deren Aufbau nachfolgend anhand von Fig. 3 erläutert wird.

Fig. 3 zeigt eine Querschnittsansicht einer Gerotor-Pumpe 57 gemäß Fig. 2a. Die Pumpe 57 besitzt einen Innenläufer 59, der mit der Ausgangswelle 45 gemäß Fig. 2a drehfest verbunden ist und um eine Achse A1 rotiert. Ferner besitzt die Pumpe 57 einen Ringabschnitt 61, der mit dem Pumpengehäuse (nicht gezeigt) sowie mit dem Innengehäuse 43 der Kupplungsanordnung 21 gemäß Fig. 2a und dementsprechend auch mit der Eingangswelle 41 drehfest verbunden ist. Der Ringabschnitt 61 rotiert dabei ebenfalls um die Achse A1. Der Ringabschnitt 61 besitzt eine kreisrunde Ausnehmung 63, deren Mittelpunkt bezüglich der Drehachse A1 versetzt ist. Außerdem besitzt die Pumpe 57 einen Außenläufer 65, der in der Ausnehmung 63 des Ringabschnitts 61 um eine Achse A2 drehbar gelagert ist und der den Innenläufer 59 umgibt und mit diesem in Berührung steht. Der Innenläufer 59 besitzt eine Außenverzahnung, und der Außenläufer 65 besitzt eine Innenverzahnung, wobei die Zähnezahl des Außenläufers 65 um einen Zahn größer ist als die Zähnezahl des Innenläufers 59.

Außerdem sind in Fig. 3 eine erste Anschlussöffnung 67 und eine zweite Anschlussöffnung 69 zu erkennen, die an einem Abschnitt des Pumpengehäuses ausgebildet sind, der bezüglich der in Fig. 3 gezeigten Querschnittsebene axial versetzt ist. Je nach Drehsinn des Innenläufers 59 relativ zu dem Ringabschnitt 61 dient die erste Anschlussöffnung 67 als

Pumpeneinlass und die zweite Anschlussöffnung 69 als Pumpenauslass, oder umgekehrt.

5 Sofern sich der Innenläufer 59 relativ zu dem Ringabschnitt 61 und den Anschlussöffnungen 67, 69 dreht, fördert der Innenläufer 59 hydraulisches Fluid, das an einer der Anschlussöffnungen 67, 69 bereitgestellt wird, in Umfangsrichtung zu der anderen Anschlussöffnung 69 bzw. 67. Dies ist darauf zurückzuführen, dass das hydraulische Fluid in einem Spalt eingeschlossen wird, der zwischen dem Innenläufer 59 und dem
10 Außenläufer 65 gebildet wird. Da sich während der Rotation des Innenläufers 5 das Volumen dieses Spalts ändert, wird das hydraulische Fluid aus der einen Anschlussöffnung 67, 69 angesaugt und in die andere Anschlussöffnung 69 bzw. 67 ausgestoßen. Die Änderung des Volumens des jeweiligen Spalts während der Rotation des Innenläufers 59 ist wiederum
15 darauf zurückzuführen, dass der Innenläufer 59 den Außenläufer 65 zu einer Drehbewegung antreibt, wobei sich aufgrund der unterschiedlichen Zähnezahlen verschiedene Drehgeschwindigkeiten einstellen, d.h. der um die Achse A2 rotierende Außenläufer 65 dreht sich langsamer als der Innenläufer 59.

20

Wiederum Bezug nehmend auf die Fig. 2a, so sind auch hier die im Zusammenhang mit der Fig. 3 erläuterten Anschlussöffnungen 67, 69 der Pumpe 57 gezeigt. Der Pumpe 57 ist eine Saugleitung 71 zugeordnet. Diese ist mit den beiden Anschlussöffnungen 67, 69 der Pumpe 57 über ein
25 jeweiliges saugseitiges Rückschlagventil 73 verbunden. Entgegen der Strömungsrichtung des hydraulischen Fluids ist die Saugleitung 71 über eine Drehdurchführung 75 mit einem Pumpensumpf 79 verbunden. Der Sumpf 79 ist in dem bereits genannten stationären Außengehäuse der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 angeordnet. Druckseitig ist die
30 Pumpe 57 über zwei Rückschlagventile 81 mit einer Druckleitung 83 ver-

bunden, die zu dem genannten ersten Druckraum 55 der Reibungskupplung 47 führt. Von dem ersten Druckraum 55 kann das hydraulische Fluid über einen Auslass 85 und eine weitere Drehdurchführung 87 zu dem Sumpf 79 strömen, wie nachfolgend noch erläutert wird.

5

Nachstehend wird jedoch zunächst die grundsätzliche Funktionsweise der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 erläutert: Die Pumpe 57 wird durch eine Drehbewegung des Innenläufers 59 relativ zu dem Pumpengehäuse mit Ringabschnitt 61 angetrieben (Fig. 3), entsprechend einer Rotation der Eingangswelle 41 relativ zu der Ausgangswelle 45 (Fig. 2a). Bezogen auf die Fig. 1 bedeutet dies, dass die Pumpe 57 hydraulisches Fluid fördert, wenn eine Drehzahldifferenz zwischen den Rädern 15 der Vorderachse 17 einerseits und den Rädern 25 der Hinterachse 27 andererseits vorliegt. Je nachdem, ob die Eingangswelle 41 schneller oder langsamer rotiert als die Ausgangswelle 45, wird das hydraulische Fluid über eines der Rückschlagventile 73 angesaugt und über eines der Rückschlagventile 81 in den ersten Druckraum 55 gefördert (Fig. 2a). Sofern der Auslass 85 des ersten Druckraums 55 geschlossen ist, wird aufgrund des in dem ersten Druckraum 55 aufgebauten hydraulischen Drucks der Andruckkolben 53 in Richtung der Lamellen 49, 51 der Reibungskupplung 47 verfahren, um die Lamellen 49, 51 in zunehmenden Reibschluss miteinander zu bringen. Hierdurch werden die Eingangswelle 41 und die Ausgangswelle 45 in zunehmendem Maße miteinander drehwirksam gekoppelt, so dass ein Antriebsmoment von der Eingangswelle 41 über die Kupplungsanordnung 21 auf die Ausgangswelle 45 übertragen wird. Dies bedeutet letztlich eine stärkere Kopplung der Hinterachse 27 mit der Vorderachse 17 (Fig. 1), was wiederum zu einer Verringerung der Drehzahldifferenz beiträgt. Somit wirkt die Drehmomentübertragungseinrichtung 39 generell selbstregelnd.

30

Das in Fig. 2a gezeigte Antriebssystem 21 besitzt ferner ein Differentialgetriebe 99 der Hinterachse 27 (Fig. 1), welches von der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 antreibbar ist. Hierfür ist an der Ausgangswelle 45 der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 ein Kegelrad 101 vorgesehen, das mit einem Tellerrad 103 kämmt, welches mit einem Korb 105 des Differentialgetriebes 99 drehfest verbunden ist. Bei dem Differentialgetriebe 99 handelt es sich beispielsweise um ein übliches Kegelrad-Differentialgetriebe, dessen Abtriebswellen durch die beiden Halbwellen 23 der Hinterachse 27 gebildet sind.

Das Differentialgetriebe 99 besitzt ein Betätigungsorgan 107, das ein zumindest teilweises Sperren des Differentialgetriebes 99 ermöglicht. Das Betätigungsorgan 107 kann einen ähnlichen Aufbau besitzen wie der Kupplungsteil der Drehmomentübertragungseinrichtung 39, also mit einer Reibungskupplung 109, einem Andruckkolben 111 und einem zweiten Druckraum 113. Falls in dem zweiten Druckraum 113 ein hydraulischer Druck aufgebaut wird, führt dies zu einer Bewegung des Andruckkolbens 111 derart, dass die Reibungskupplung 109 betätigt wird. Hierbei koppelt die Reibungskupplung 109 das Tellerrad 103 bzw. den Differentialkorb 105 in zunehmendem Maße mit derjenigen Halbwelle 23, an der das Betätigungsorgan 107 angeordnet ist. Hierdurch wird letztlich die betreffende Halbwelle 23 relativ zu der anderen Halbwelle 23 gesperrt.

Der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 und dem Differentialgetriebe 99 ist ein gemeinsames hydraulisches Betätigungssystem zugeordnet, wie nachstehend erläutert wird: Der Auslass 85 des ersten Druckraums 55 der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 mündet über die Drehdurchführung 87 in eine erste Ablassleitung 121. Diese führt über ein erstes Schaltventil 123 zu einem Sumpf 79. An einer Verzweigungsstelle 125 der ersten Ablassleitung 121, die bezüglich der Strömungsrichtung

des hydraulischen Fluids vor dem ersten Schaltventil 123 liegt, zweigt eine Verbindungsleitung 127 ab, die über eine Drehdurchführung 129 zu dem genannten zweiten Druckraum 113 des Differentialgetriebes 99 führt. Von dem zweiten Druckraum 113 des Differentialgetriebes 99 führt über eine
5 Drehdurchführung 130 eine zweite Ablassleitung 131 ebenfalls zu dem Sumpf 79, wobei in der zweiten Ablassleitung 131 ein zweites Schaltventil 133 angeordnet ist. Die zweite Ablassleitung 131 ist separat von der Verbindungsleitung 127 und auch separat von der ersten Ablassleitung 121 ausgebildet. In der Verbindungsleitung 127 zwischen der Verzweigungs-
10 stelle 125 und dem zweiten Druckraum 113 ist ein passives Druckverringungsorgan in Form einer Blende 135 angeordnet. Die Blende 135 besitzt einen einfachen Aufbau mit einem konstanten Öffnungsquerschnitt. Schließlich ist der erste Druckraum 55 der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 über die erste Ablassleitung 121 und die Verzweigungsstelle
15 125 mit einer Überdruckleitung 137 verbunden, welche zu dem Sumpf 79 führt. In der Überdruckleitung 137 ist ein Überdruckventil 139 angeordnet.

Bei den beiden Schaltventilen 123, 133 kann es sich um einfache 2/2-
20 Wegeventile, insbesondere um 2/2-Wege-Sitzventile handeln, die jeweils in Öffnungsrichtung vorgespannt sind. Die beiden Ventile 123, 133 sind hier als Magnetventile ausgeführt, die von der Steuereinheit 29 (Fig. 1) elektrisch angesteuert werden können. Alternativ können auch hydraulisch angesteuerte Ventile zum Einsatz gelangen. Wie aus Fig. 2a ersichtlich ist,
25 können die beiden Schaltventile 123, 133 in einem stationären Gehäuseabschnitt des Antriebssystems 21 angeordnet sein, so dass keine Schleifkontakte oder dergleichen erforderlich sind, um elektrische Steuersignale an die Ventile 123, 133 zu übertragen.

Nachfolgend wird die Funktionsweise des in Fig. 2a gezeigten Antriebssystems 21 erläutert:

Die Steuereinheit 29 wertet verschiedene Sensorsignale aus, um einen
5 Fahrzustand des Fahrzeugs zu ermitteln, wie im Zusammenhang mit Fig. 1 erläutert wurde. Um einen Zweirad-Antrieb (2WD) einzustellen, öffnet die Steuereinheit 29 das erste Schaltventil 123 und das zweite Schaltventil 133. Die Hinterachse 27 ist hierdurch von dem Antrieb des Kraftfahrzeugs im Wesentlichen entkoppelt, und das Betätigungsorgan 107 des Differentialgetriebes 99 ist geöffnet, d.h. die beiden Halbwellen 23 der Hinterachse
10 27 sind frei relativ zueinander drehbar. In diesem Zustand ist die Abhängigkeit des Kupplungsmoments M der Reibungskupplung 47 der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 von der Drehzahldifferenz Δn zwischen der Eingangswelle 41 und der Ausgangswelle 45 im Wesentlichen
15 durch Schleppmomente bestimmt. Es ergibt sich eine sehr flache Kupplungskennlinie K_1 , wie in Fig. 4 gezeigt ist.

Sofern die Steuereinheit 29 aufgrund der Sensorsignale die Notwendigkeit einer Längsstabilisierung des Fahrzeugs feststellt, beispielsweise wenn
20 eine vorbestimmte Drehzahldifferenz zwischen den Rädern 15 der Vorderachse 17 und den Rädern 25 der Hinterachse 27 detektiert wird, schließt die Steuereinheit 29 das erste Schaltventil 123, während das zweite Schaltventil 133 geöffnet bleibt. Hierdurch wird ein gewisser hydraulischer Druck in dem ersten Druckraum 55 der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 erzeugt, da das hydraulische Fluid nicht mehr über das
25 Schaltventil 123 direkt in den Sumpf 29 abströmen kann. Stattdessen muss das hydraulische Fluid nun die Blende 135 passieren. Der hierdurch verursachte Rückstau führt zu einem Druckanstieg in dem ersten Druckraum 55 aufgrund der Tätigkeit der Pumpe 57. Stromabwärts von
30 der Blende 135 kann das hydraulische Fluid jedoch ungehindert über die

zweite Ablassleitung 131 durch das geöffnete zweite Schaltventil 133 in den Sumpf 79 abströmen. Das Betätigungsorgan 107 des Differentialgetriebes 99 wird in diesem Zustand also nicht betätigt. Für die Reibungskupplung 49 der Drehmomentübertragungseinheit 39 ergibt sich hierbei
5 eine mittlere Kennlinie K2, die deutlich steiler ist als die genannte Kennlinie K1 (wenn auch das erste Schaltventil 123 geöffnet ist), jedoch noch nicht der maximalen Traktion entspricht (4WD Automatic).

Sofern die Steuereinheit 29 aufgrund der Sensorsignale feststellt, dass
10 eine maximale Traktion mit einer Stabilisierung auch in Querrichtung erforderlich ist, wird zusätzlich zu dem ersten Schaltventil 123 das zweite Schaltventil 133 geschlossen. Da das von der Pumpe 57 in den ersten Druckraum 55 geförderte hydraulische Fluid somit nicht mehr in den Sumpf 79 abfließen kann, wird in dem ersten Druckraum 55 ein maximaler hydraulischer Druck erzeugt, der einer stark progressiven Kennlinie K3 der Reibungskupplung 47 entspricht (vgl. Fig. 4). Dies bedeutet, dass
15 auch bei geringen Drehzahldifferenzen zwischen der Eingangswelle 41 und der Ausgangswelle 45 (bzw. zwischen der Vorderachse 17 und der Hinterachse 27) ein großer Anteil des Antriebsmoments auf die Hinterachse 27
20 übertragen wird. Der in dem ersten Druckraum 55 erzeugte Druck liegt letztlich auch in dem zweiten Druckraum 113 des Differentialgetriebes 99 vor. Dies bedeutet, dass das Betätigungsorgan 107 nun in Abhängigkeit von dem Pumpendruck aktiviert wird, so dass das Differentialgetriebe 99 in entsprechendem Maße gesperrt wird (4WD High Traction LSD). Die
25 Blende 135 bewirkt hierbei einen verzögerten Druckaufbau in dem zweiten Druckraum 113 und somit eine verzögerte Aktivierung des Betätigungsorgans 107.

Ein besonderer Vorteil des gezeigten Antriebssystems 21 besteht darin,
30 dass durch Verwendung zweier einfacher Schaltventile 123, 133 zwei un-

terschiedlich steile Kupplungskennlinien K2, K3 eingestellt werden können, wobei zugleich das Differentialgetriebe 99 der Hinterachse 27 gesperrt wird, falls in Längsrichtung die maximale Traktion eingestellt wird. Beim Umschalten zwischen den genannten verschiedenen Betriebszuständen bewirkt die Blende 135 eine vorteilhafte Dämpfung, um unerwünschte Lastschläge zu vermeiden.

Ein besonderer Vorteil der Verwendung der Blende 135 als Druckverminderungsorgan besteht in der Wirkung der Blende 135 zur Temperaturkompensation. Die in Fig. 4 gezeigten Kupplungskennlinien K1, K2 und K3 sind dort nämlich lediglich idealisiert dargestellt. Tatsächlich ist zu berücksichtigen, dass die Pumpe 57 bauartbedingt generell eine innere Pumpenleckage besitzt. Aufgrund der Temperaturabhängigkeit der Viskosität des hydraulischen Fluids ist die Leckagerate der Pumpe 57 stark temperaturabhängig. Dementsprechend ist auch die Pumpleistung temperaturabhängig, wodurch sich die erläuterte Temperaturabhängigkeit der Kupplungskennlinien ergibt.

Eine derartige starke Temperaturabhängigkeit des Kennlinienverlaufs bei aktivierter Drehmomentübertragungseinrichtung 39 ist unerwünscht, da sich je nach Temperatur des hydraulischen Fluids eine sehr unterschiedliche Charakteristik der Drehmomentübertragung und somit des Fahrverhaltens des Fahrzeugs einstellen würde. Da jedoch als Druckverminderungsorgan in der Verbindungsleitung 127 eine Blende 135 verwendet wird, die eine im Wesentlichen temperaturunabhängige Leckagecharakteristik besitzt, wird bei geöffnetem zweitem Schaltventil 133 gezielt eine zusätzliche Leckage des hydraulischen Fluids aus dem ersten Druckraum 55 bewirkt, wodurch die Temperaturabhängigkeit der Leckagerate der Pumpe 57 relativiert wird. Die erwünschte Temperaturunabhängigkeit der Leckagerate der Blende 135 beruht darauf, dass - insbesondere im Unter-

schied zu einer Drossel - die Blendenöffnung eine turbulente Strömung erzeugt, so dass der Volumenstrom bei den hier relevanten Temperaturbereichen im Wesentlichen lediglich von dem Druck des hydraulischen Fluids abhängt. Die sich somit ergebende Temperaturabhängigkeit der Kuppelungskennlinie K2 gemäß Fig. 4 wird durch das Vorsehen einer Blende 135 als Druckverminderungsorgan auf ein akzeptables Maß reduziert.

Hinsichtlich der Kennlinie K3 gemäß Fig. 4 ist eine derartige Temperaturkompensation nicht vorgesehen. In der Praxis ist dies jedoch auch nicht erforderlich, da die Kennlinie K3 einem Betriebszustand entspricht, der ohnehin einer maximalen Traktion und Verspannung des Antriebsstrangs entspricht, so dass Temperatureffekte sich kaum bemerkbar machen.

Um Übergänge zwischen den verschiedenen Kennlinien K1, K2 und K3 gemäß Fig. 4 zu ermöglichen, ist es auch möglich, dass die Schaltventile 123, 133 von der Steuereinheit 29 pulsweitenmoduliert angesteuert werden.

Bei dem Überdruckventil 139 handelt es sich um ein passives Ventil, das zu Sicherheitszwecken vorgesehen ist und hinsichtlich der erläuterten Einstellbarkeit von unterschiedlichen Kennlinien K1, K2 und K3 gemäß Fig. 4 keine Funktion besitzt.

Alternativ zu der Anordnung gemäß Fig. 2a kann die Blende 135 auch an einer anderen Position angeordnet sein, insbesondere in der ersten Ablassleitung 121 (bezüglich der Strömungsrichtung hinter der Verzweigungsstelle 125 und vor oder nach dem ersten Schaltventil 123) oder in der zweiten Ablassleitung 131 (bezüglich der Strömungsrichtung hinter dem Betätigungsorgan 107 und vor oder nach dem zweiten Schaltventil 133). Generell soll die Blende 135 bezüglich der Strömungsrichtung des

hydraulischen Fluids hinter der Verzweigungsstelle 125 und vor dem Sumpf 79 angeordnet sein. Dies ist in Fig. 2b und 2c gezeigt, wobei gleichartige Teile wie in Fig. 2a mit denselben Bezugszeichen gekennzeichnet sind.

5

In Fig. 2b ist die Blende 135 in der ersten Ablassleitung 121 hinter der Verzweigungsstelle 125 angeordnet. Wenn beide Schaltventile 123, 133 geöffnet sind, ist – wie bei Fig. 2a – ein Zweirad-Antrieb eingestellt, entsprechend der flachen Kupplungskennlinie K1 gemäß Fig. 4. Dies ist auch
10 der Fall, wenn lediglich das erste Schaltventil 123 geschlossen wird.

Wenn jedoch die Steuereinheit 29 das zweite Schaltventil 133 schließt, während das erste Schaltventil 123 geöffnet ist, so wird bezüglich der Strömungsrichtung des hydraulischen Fluids vor der Blende 135 ein ge-
15 wisser Druck erzeugt, der sowohl in dem ersten Druckraum 55 der Drehmomentübertragungseinrichtung 39 als auch in dem zweiten Druckraum 113 des Differentialgetriebes 99 wirksam ist. Für die Reibungskupplung 49 der Drehmomentübertragungseinheit 39 ergibt sich hierbei eine mittlere Kennlinie K2 gemäß Fig. 4. Das Betätigungsorgan 107 des Differential-
20 getriebes 99 wird in diesem Zustand entsprechend schwach aktiviert.

Sofern die Steuereinheit 29 das erste Schaltventil 123 und das zweite Schaltventil 133 schließt, kann das von der Pumpe 57 in den ersten Druckraum 55 geförderte hydraulische Fluid nicht mehr in den Sumpf 79
25 abfließen. Hierdurch wird in dem ersten Druckraum 55 und in dem zweiten Druckraum 113 ein maximaler hydraulischer Druck erzeugt, der einer stark progressiven Kennlinie K3 der Reibungskupplung 47 entspricht (vgl. Fig. 4). Das Betätigungsorgan 107 des Differentialgetriebes 99 wird in entsprechendem Maße stark aktiviert, um das Differentialgetriebe 99 zu-
30 mindest teilweise zu sperren.

Im Unterschied zu der Anordnung gemäß Fig. 2a wird das Betätigungsorgan 107 des Differentialgetriebes 99 in Fig. 2b ohne zeitliche Verzögerung aktiviert.

5

Fig. 2c zeigt eine Anordnung, die funktional im Wesentlichen jener gemäß Fig. 2b entspricht. In Fig. 2c ist die Blende 135 in der zweiten Ablassleitung 135 angeordnet. Hierdurch lassen sich dieselben Betriebszustände wie bei der Ausführungsform gemäß Fig. 2b einstellen. Allerdings erfolgt
10 das Einstellen der mittleren Kennlinie K2 dadurch, dass das erste Schaltventil 123 geschlossen wird, während das zweite Schaltventil 133 geöffnet ist.

Bezugszeichenliste

	11	Motor
5	13	Getriebe
	15	Vorderrad
	17	Vorderachse
	19	Kardanwelle
	21	Antriebssystem
10	23	Halbwelle
	25	Hinterrad
	27	Hinterachse
	29	Steuereinheit
	31	Raddrehzahlsensor
15	39	Drehmomentübertragungseinrichtung
	41	Eingangswelle
	43	Innengehäuse
	45	Ausgangswelle
	47	Reibungskupplung
20	49	Innenlamelle
	51	Außenlamelle
	53	Andruckkolben
	55	erster Druckraum
	57	Pumpe
25	59	Innenläufer
	61	Ringabschnitt
	63	Ausnehmung
	65	Außenläufer
	67	erste Anschlussöffnung
30	69	zweite Anschlussöffnung

	71	Saugleitung
	73	Rückschlagventil
	75	Drehdurchführung
	79	Sumpf
5	81	Rückschlagventil
	83	Druckleitung
	85	Auslass
	87	Drehdurchführung
	99	Differentialgetriebe
10	101	Kegelrad
	103	Tellerrad
	105	Differentialkorb
	107	Betätigungsorgan
	109	Reibungskupplung
15	111	Andruckkolben
	113	zweiter Druckraum
	121	erste Ablassleitung
	123	erstes Schaltventil
	125	Verzweigungsstelle
20	127	Verbindungsleitung
	129	Drehdurchführung
	130	Drehdurchführung
	131	zweite Ablassleitung
	133	zweites Schaltventil
25	135	Blende
	137	Überdruckleitung
	139	Überdruckventil
	A1	Drehachse
	A2	Drehachse
30	Δn	Drehzahldifferenz

M	übertragenes Drehmoment
K1	Kupplungskennlinie
K2	Kupplungskennlinie
K3	Kupplungskennlinie

Patentansprüche

5

1. Antriebssystem (21) für ein Kraftfahrzeug mit einer permanent angetriebenen Primärachse (17) und einer wahlweise angetriebenen Sekundärachse (27),

10

mit einem zwischen den Rädern (25) der Sekundärachse (27) wirk-
samen Differentialgetriebe (99) und einer Drehmomentübertra-
gungseinrichtung (39) zum Übertragen eines Antriebsmoments auf
das Differentialgetriebe, wobei die Drehmomentübertragungseinrich-
tung eine Kupplung (47) und eine Pumpe (57) aufweist, wobei die

15

Pumpe (57) bei Auftreten einer Drehzahldifferenz zwischen der Pri-
märachse und der Sekundärachse einen hydraulischen Druck in ei-
nem ersten Druckraum (55) der Kupplung erzeugt, welcher Druck
eine Betätigung der Kupplung (47) ermöglicht, wobei der erste
Druckraum (55) über eine Verbindungsleitung (127) mit einem zwei-

20

ten Druckraum (113) verbunden ist, der einem Betätigungsorgan
(107) des Differentialgetriebes (99) zugeordnet ist, so dass der von
der Pumpe erzeugte Druck auch ein zumindest teilweises Sperren
des Differentialgetriebes ermöglicht, wobei der erste Druckraum (55)
mit einem Niederdruckraum (79) über eine erste Ablassleitung (121)

25

verbunden ist, wobei in einem Abschnitt der ersten Ablassleitung
(121), der von der Verbindungsleitung (127) separat ausgebildet ist,
ein erstes Schaltventil (123) angeordnet ist, und wobei der zweite
Druckraum (113) mit dem Niederdruckraum (79) über eine zweite
Ablassleitung (131) verbunden ist, wobei in einem Abschnitt der
zweiten Ablassleitung (131), der von der Verbindungsleitung (127)

30

separat ausgebildet ist, ein zweites Schaltventil (133) angeordnet ist,

dadurch gekennzeichnet,

dass ein passives Druckverminderungsorgan (135) in der Verbindungsleitung (127) zwischen dem ersten Druckraum (55) und dem zweiten Druckraum (113), in der ersten Ablassleitung (121) oder in der zweiten Ablassleitung (131) angeordnet ist.

2. Antriebssystem nach Anspruch 1, wobei das erste Schaltventil (123) und das zweite Schaltventil (133) als ein jeweiliges 2/2-Wegeventil, insbesondere als ein 2/2-Wege-Sitzventil ausgebildet sind.

3. Antriebssystem nach Anspruch 1 oder 2, wobei das erste Schaltventil (123) und das zweite Schaltventil (133) jeweils in Öffnungsrichtung vorgespannt sind.

4. Antriebssystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei das erste Schaltventil (123) und das zweite Schaltventil (133) in einem stationären Gehäuseabschnitt des Antriebssystems angeordnet sind.

5. Antriebssystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei das Antriebssystem eine Steuereinrichtung (29) aufweist, die dazu ausgebildet ist,

- das erste Schaltventil (123) und das zweite Schaltventil (133) zu öffnen, um einen Zweirad-Antrieb einzustellen;
- eines der beiden Schaltventile (123, 133) zu schließen und das andere Schaltventil zu öffnen, um einen Allrad-Antrieb mit einer flachen Kupplungskennlinie (K2) und einem freien oder einem teilweise gesperrten Differentialgetriebe (99) einzustellen; oder

- das erste Schaltventil (123) und das zweite Schaltventil (133) zu schließen, um einen Allrad-Antrieb mit einer steilen Kuppelungskennlinie (K3) und einem zumindest teilweise gesperrten Differentialgetriebe (99) einzustellen.

5

6. Antriebssystem nach Anspruch 5, wobei die Steuereinrichtung (29) dazu ausgebildet ist, das erste Schaltventil (123) und/oder das zweite Schaltventil (133) pulsweitenmoduliert anzusteuern.

- 10 7. Antriebssystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei das Druckverminderungsorgan (135) einen konstanten Öffnungsquerschnitt besitzt.

- 15 8. Antriebssystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei das Druckverminderungsorgan als eine Blende (135) mit einer im Wesentlichen temperaturunabhängigen Leckagecharakteristik ausgebildet ist.

- 20 9. Antriebssystem nach Anspruch 8, wobei die Blende (135) eine Leckagerate besitzt, die ungefähr der Leckagerate der Pumpe (57) bei Betriebstemperatur entspricht.

- 25 10. Antriebssystem nach Anspruch 8 oder 9, wobei die Blende (135) austauschbar ist und durch eine Blende mit einem anderen Öffnungsquerschnitt ersetzbar ist, um die Fahrdynamik des Kraftfahrzeugs zu modifizieren.

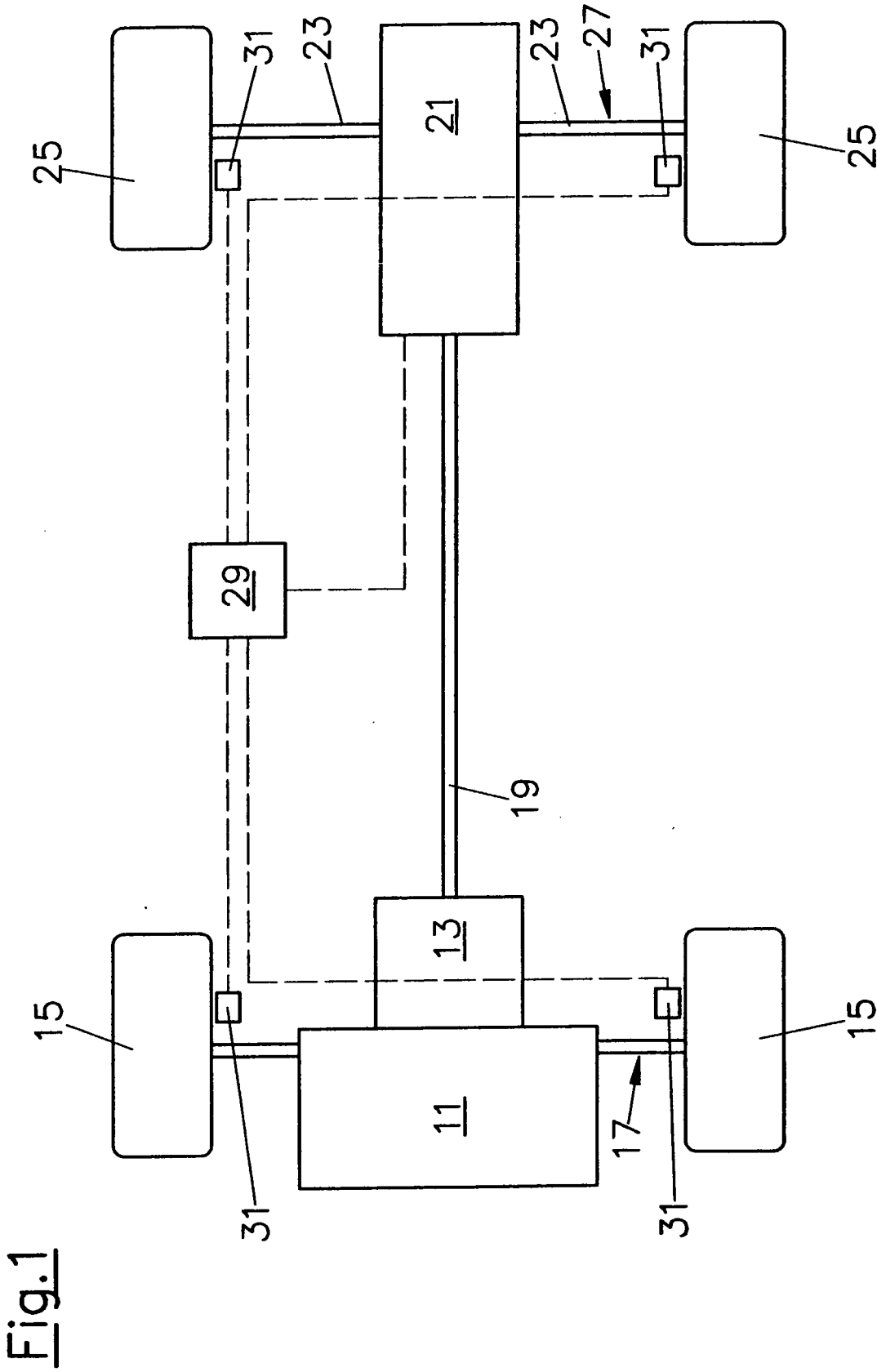
11. Antriebssystem nach einem der Ansprüche 8 bis 10, wobei die Blende (135) einen Öffnungskanal aufweist, der einen Innendurchmesser

in einem Bereich von ca. 0,4 mm bis 0,8 mm und eine Länge in einem Bereich von ca. 0,2 mm bis 0,5 mm besitzt.

12. Antriebssystem nach einem der Ansprüche 8 bis 11, wobei die Blende (135) gebildet ist durch

- eine Bohrung in einer Scheibe, die in den Strömungsweg des hydraulischen Fluids eingesetzt ist, oder
- eine Bohrung in einem Bodenabschnitt eines becherförmigen Einsatzes, der in den Strömungsweg des hydraulischen Fluids eingesetzt ist.

13. Antriebssystem nach einem der vorhergehenden Ansprüche, wobei von dem ersten Druckraum (55) zu dem Niederdruckraum (79) eine Überdruckleitung (137) verläuft, an der ein Überdruckventil (139) angeordnet ist.



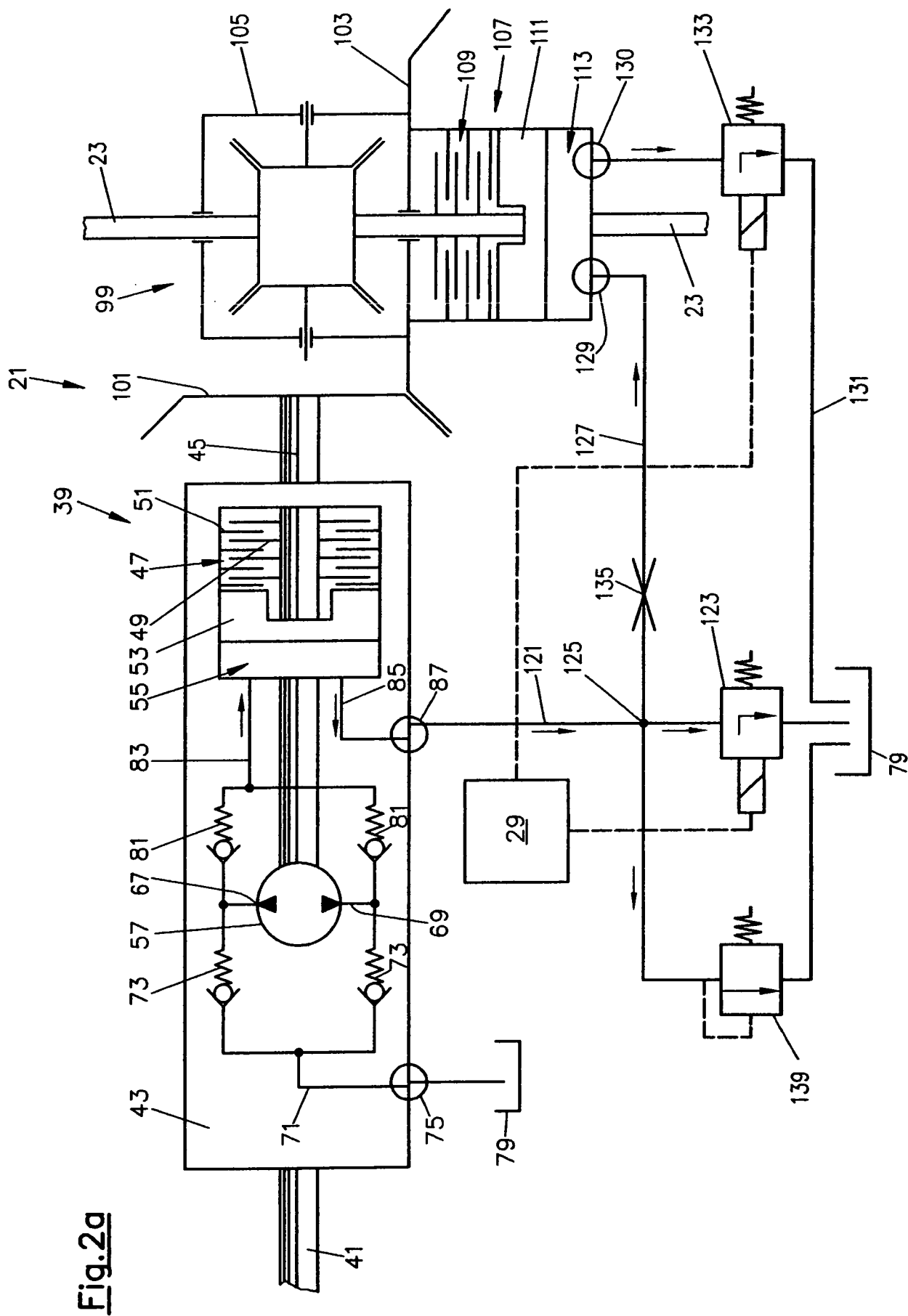
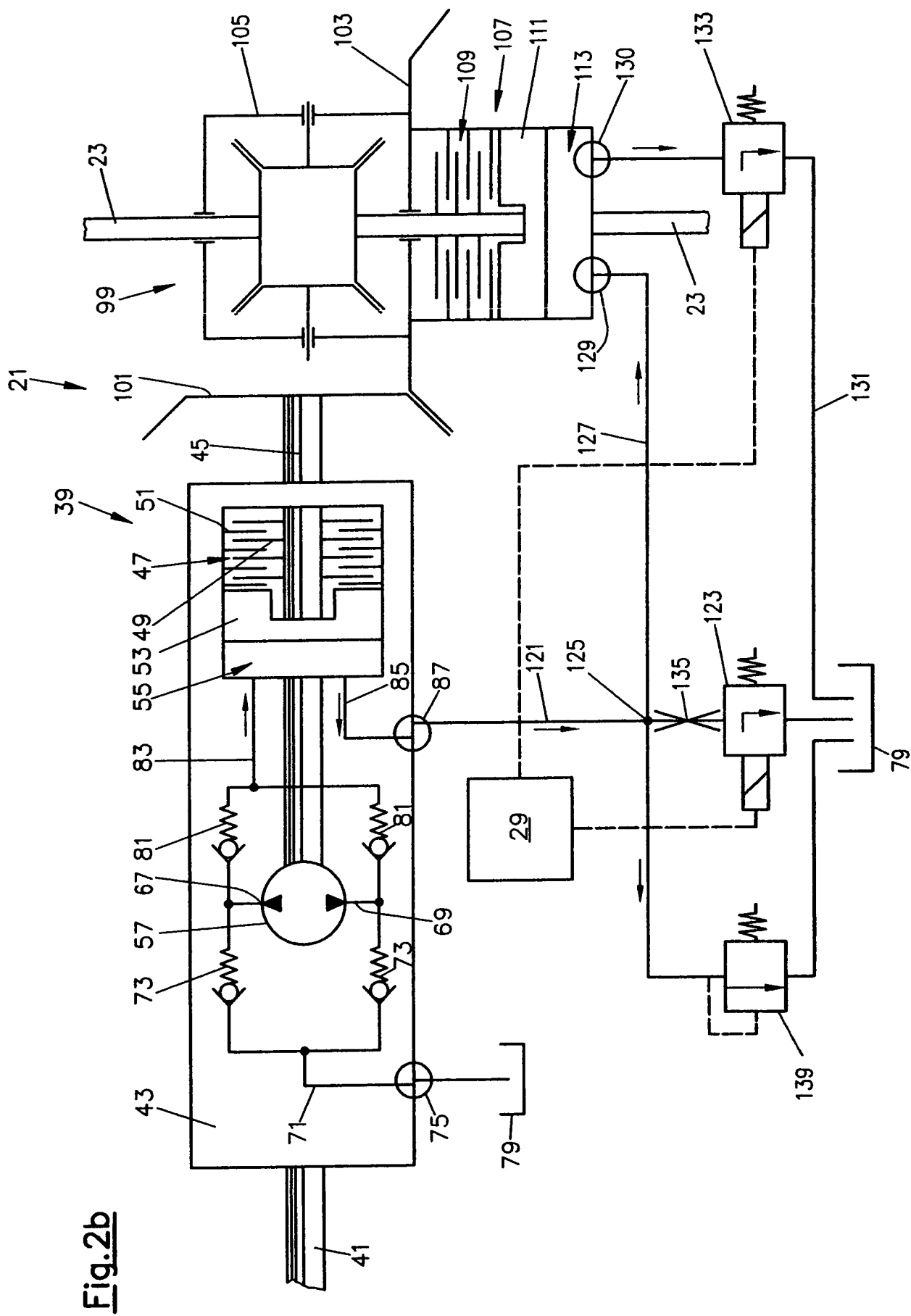
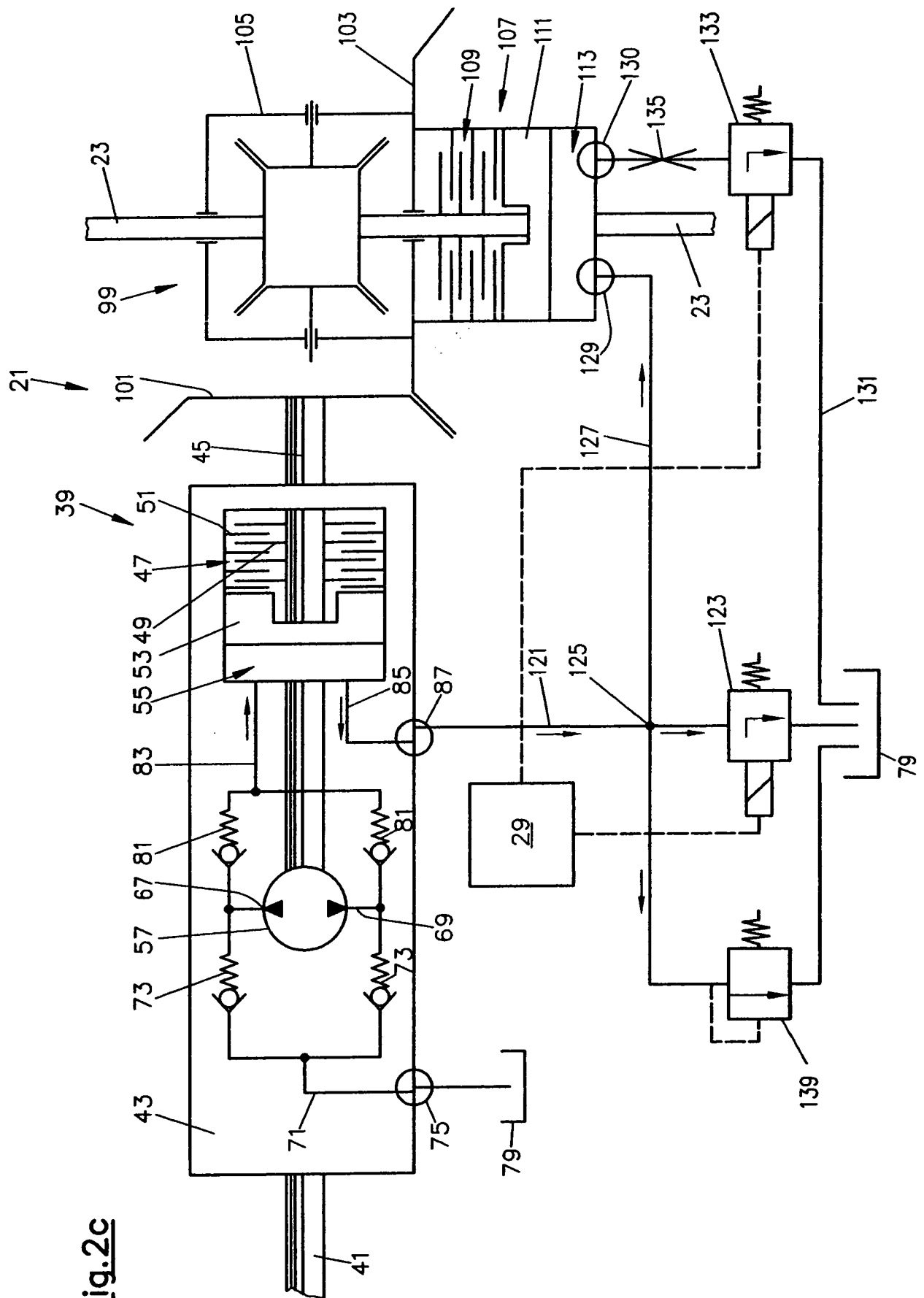


Fig. 2a





5/6

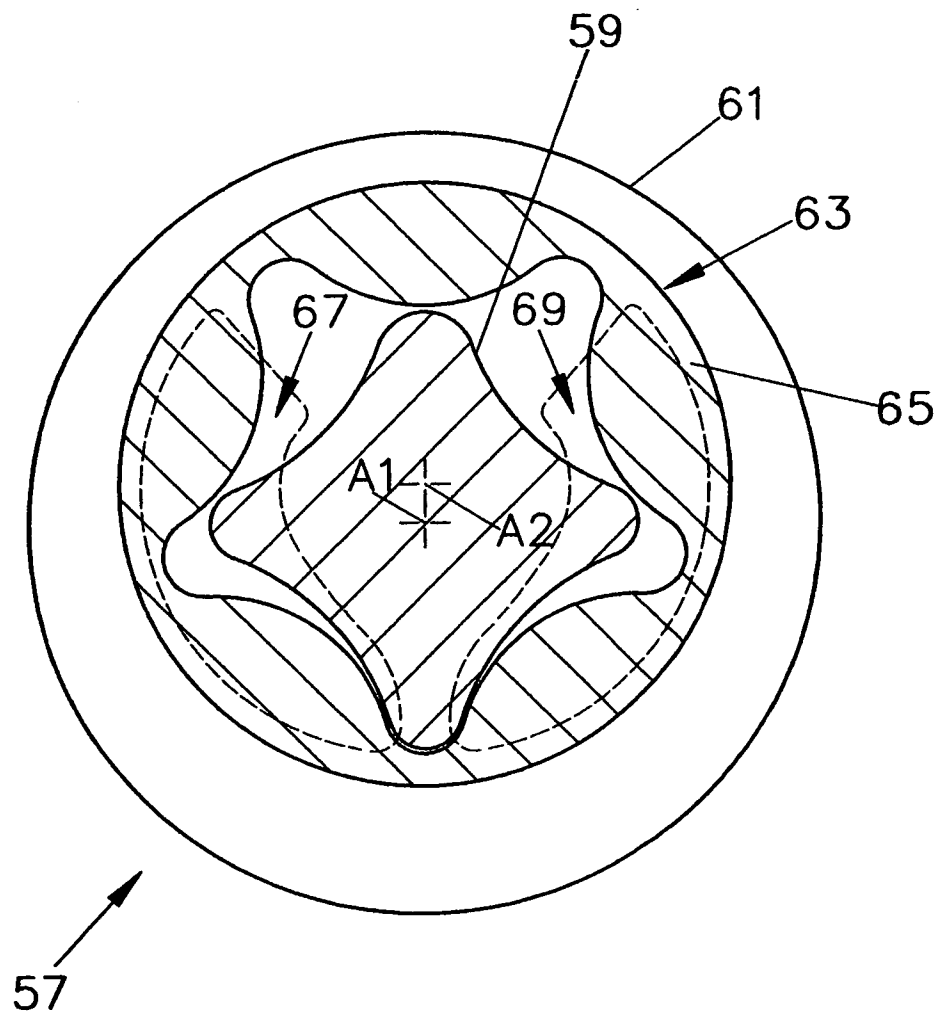
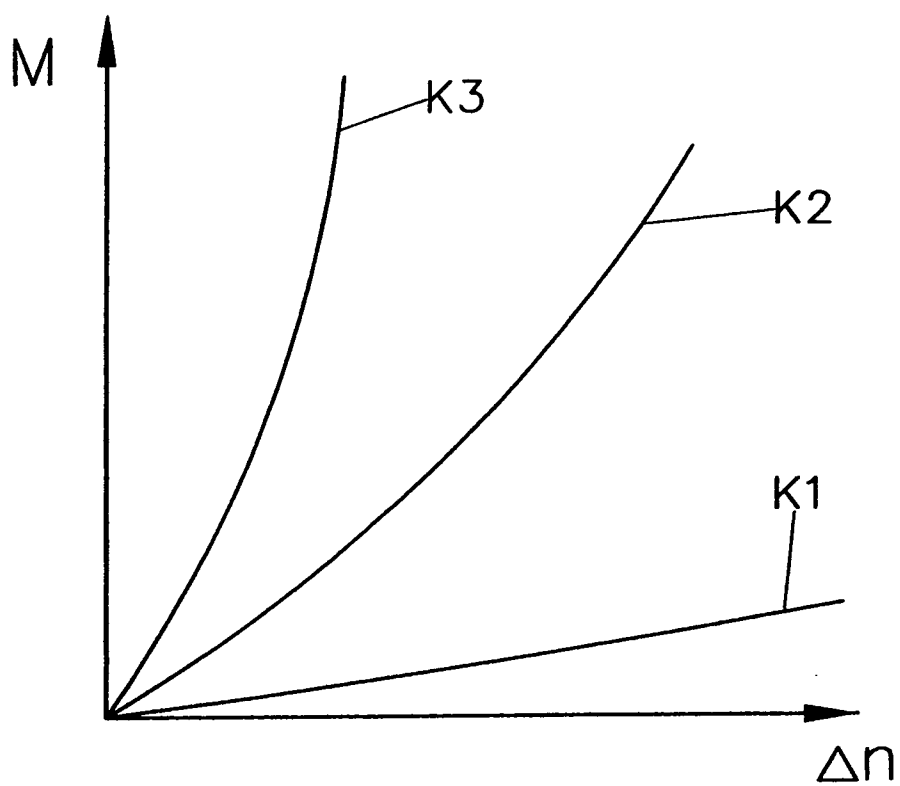
Fig.3

Fig.4

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2009/006253

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

INV. B60K17/35 B60K23/04 B60K23/08

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

B60K F16D

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	US 6 776 275 B2 (GRATZER FRANZ [AT]) 17 August 2004 (2004-08-17) cited in the application column 4, line 64 - column 5, line 32; figure 3	1-6, 13
A	US 5 103 930 A (GIERER GEORG [DE]) 14 April 1992 (1992-04-14) column 2, lines 62-68; figure 1	1
A	US 4 865 176 A (BLAKE WILLIAM W [US] ET AL) 12 September 1989 (1989-09-12) column 4, lines 34-52; figure 1	1
A	US 5 259 476 A (MATSUNO KOJI [JP] ET AL) 9 November 1993 (1993-11-09) column 7, lines 16-58; figure 5	1
	----- -/--	

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C.☒ See patent family annex.

* Special categories of cited documents:

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

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

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

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

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

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

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

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

"G" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

4 Dezember 2009

Date of mailing of the international search report

15/12/2009

Name and mailing address of the ISA/

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Vermeulen, Tom

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/EP2009/006253

C(Continuation). DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
A	WO 2006/004525 A (HALDEX TRACTION AB [SE]; LUNDSTROEM BO [SE]) 12 January 2006 (2006-01-12) page 7, line 12 - page 8, line 18; figures 7,8 -----	1
A	DE 42 21 883 A1 (HONDA MOTOR CO LTD [JP]) 14 January 1993 (1993-01-14) column 6, line 64 - column 7, line 33; figure 2 -----	1

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No

PCT/EP2009/006253

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 6776275	B2	17-08-2004	AT 4837 U1 WO 0226517 A1 CA 2423258 A1 DE 50102546 D1 EP 1320470 A1 US 2003173179 A1	27-12-2001 04-04-2002 24-03-2003 15-07-2004 25-06-2003 18-09-2003
US 5103930	A	14-04-1992	WO 8905247 A1 EP 0470950 A1	15-06-1989 19-02-1992
US 4865176	A	12-09-1989	EP 0364513 A1 JP 2503345 T WO 8908208 A1	25-04-1990 11-10-1990 08-09-1989
US 5259476	A	09-11-1993	DE 4213537 A1 GB 2255057 A	29-10-1992 28-10-1992
WO 2006004525	A	12-01-2006	SE 527324 C2 SE 0401765 A	14-02-2006 06-01-2006
DE 4221883	A1	14-01-1993	CA 2073089 A1 GB 2257487 A JP 2555489 B2 JP 5008650 A US 5244056 A	05-01-1993 13-01-1993 20-11-1996 19-01-1993 14-09-1993

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2009/006253

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES

INV. B60K17/35 B60K23/04 B60K23/08

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

B60K F16D

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	US 6 776 275 B2 (GRATZER FRANZ [AT]) 17. August 2004 (2004-08-17) in der Anmeldung erwähnt Spalte 4, Zeile 64 – Spalte 5, Zeile 32; Abbildung 3	1-6, 13
A	US 5 103 930 A (GIERER GEORG [DE]) 14. April 1992 (1992-04-14) Spalte 2, Zeilen 62-68; Abbildung 1	1
A	US 4 865 176 A (BLAKE WILLIAM W [US] ET AL) 12. September 1989 (1989-09-12) Spalte 4, Zeilen 34-52; Abbildung 1	1
A	US 5 259 476 A (MATSUNO KOJI [JP] ET AL) 9. November 1993 (1993-11-09) Spalte 7, Zeilen 16-58; Abbildung 5	1
	----- -/-	

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen ☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

"A" Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

"E" älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

"L" Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

"O" Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

"P" Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

"T" Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

"X" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

"Y" Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

"&" Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

4. Dezember 2009

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

15/12/2009

Name und Postanschrift der internationalen Recherchenbehörde

Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL – 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Vermeulen, Tom

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2009/006253

C. (Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
A	WO 2006/004525 A (HALDEX TRACTION AB [SE]; LUNDSTROEM BO [SE]) 12. Januar 2006 (2006-01-12) Seite 7, Zeile 12 - Seite 8, Zeile 18; Abbildungen 7,8 -----	1
A	DE 42 21 883 A1 (HONDA MOTOR CO LTD [JP]) 14. Januar 1993 (1993-01-14) Spalte 6, Zeile 64 - Spalte 7, Zeile 33; Abbildung 2 -----	1

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2009/006253

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 6776275	B2	17-08-2004	AT 4837 U1 27-12-2001
		WO 0226517 A1 04-04-2002	
		CA 2423258 A1 24-03-2003	
		DE 50102546 D1 15-07-2004	
		EP 1320470 A1 25-06-2003	
		US 2003173179 A1 18-09-2003	
US 5103930	A	14-04-1992	WO 8905247 A1 15-06-1989
		EP 0470950 A1 19-02-1992	
US 4865176	A	12-09-1989	EP 0364513 A1 25-04-1990
		JP 2503345 T 11-10-1990	
		WO 8908208 A1 08-09-1989	
US 5259476	A	09-11-1993	DE 4213537 A1 29-10-1992
		GB 2255057 A 28-10-1992	
WO 2006004525	A	12-01-2006	SE 527324 C2 14-02-2006
		SE 0401765 A 06-01-2006	
DE 4221883	A1	14-01-1993	CA 2073089 A1 05-01-1993
		GB 2257487 A 13-01-1993	
		JP 2555489 B2 20-11-1996	
		JP 5008650 A 19-01-1993	
		US 5244056 A 14-09-1993	