

(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
30. August 2001 (30.08.2001)

PCT

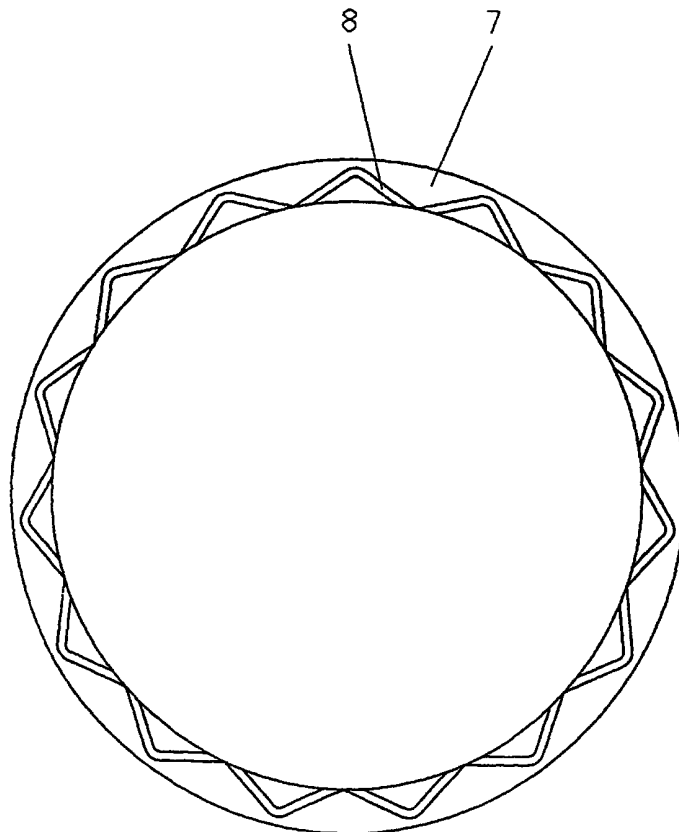
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 01/63149 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation⁷: **F16H 45/02** (71) **Anmelder** (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **ZF FRIEDRICHSHAFEN AG** [DE/DE]; 88038 Friedrichshafen (DE).
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP01/01768
- (22) Internationales Anmeldedatum:
17. Februar 2001 (17.02.2001) (72) **Erfinder; und**
(75) **Erfinder/Anmelder** (nur für US): **GRANDERATH, Paul** [DE/DE]; Schachenstrasse 15, 88074 Meckenbeuren (DE).
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch (74) **Gemeinsamer Vertreter:** **ZF FRIEDRICHSHAFEN AG**; 88038 Friedrichshafen (DE).
- (30) Angaben zur Priorität:
100 08 167.3 23. Februar 2000 (23.02.2000) DE (81) **Bestimmungsstaaten** (national): JP, US.

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) **Title:** FRICTION CLUTCH, ESPECIALLY A TORQUE CONVERTER LOCKUP CLUTCH FOR A HYDRODYNAMIC TORQUE CONVERTER

(54) **Bezeichnung:** REIBKUPPLUNG, INSBESONDERE WANDLERÜBERBRÜCKUNGSKUPPLUNG FÜR EINEN HYDRODYNAMISCHEN DREHMOMENTWANDLER



(57) **Abstract:** The invention relates to a slip friction clutch (4), especially a torque converter lockup clutch for a hydrodynamic torque converter in an automatic gearbox of a motor vehicle, comprising at least one pair of wet-running friction surfaces. Both friction surfaces, when pressurized, seal the radially outer high-pressure pressurization chamber against the radially inner low-pressure pressurization chamber. At least one of the friction surfaces has oil conducting recesses (8-11) whose two ends are distanced from each other and are directly hydraulically connected to one of the two pressurization chambers. Said recesses are embodied in such a way that when slip friction coupling occurs, the friction surface which slides in a peripheral direction has a tractive effect, causing oil to flow through as a function of the slip speed, thereby enabling the friction surface to be cooled.

(57) **Zusammenfassung:** Die Erfindung betrifft eine schlupfende Reibkupplung (4), die mindestens ein Paar naßlaufende Reibflächen aufweist, insbesondere eine schlupfende Wandlerüberbrückungskupplung für den hydrodynamischen Drehmomentwandler eines Kraftfahrzeug-Automatgetriebes. Die beiden Reibflächen im

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]



WO 01/63149 A1



(84) Bestimmungsstaaten (regional): europäisches Patent (AT, BE, CH, CY, DE, DK, ES, FI, FR, GB, GR, IE, IT, LU, MC, NL, PT, SE, TR).

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes, und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Veröffentlicht:

- *mit internationalem Recherchenbericht*
- *vor Ablauf der für Änderungen der Ansprüche geltenden Frist; Veröffentlichung wird wiederholt, falls Änderungen eintreffen*

druckbeaufschlagten Zustand dichten den radial außen liegenden Druckraum hohen Drucks gegen den radial innen liegenden Druckraum niedrigen Drucks radial ab, wobei mindestens eine der Reibflächen ölführende Vertiefungen aufweist, deren beide voneinander beabstandete Enden direkt hydraulisch mit dem einen der beiden Druckräume verbunden sind und die derart ausgestaltet sind, dass bei schlupfender Reibkupplung die in Umfangsrichtung gleitende Reibfläche eine Schleppwirkung ausübt, wodurch eine Öldurchströmung als Funktion der Schlupfdrehzahl induziert wird, welche die Reibfläche kühlt.

REIBKUPPLUNG, INSBESONDERE WANDLERÜBERBRÜCKUNGSKUPPLUNG FÜR EINEN
HYDRODYNAMISCHEN DREHMOMENTWANDLER

Die Erfindung betrifft eine schlupfende Reibkupplung,
5 die mindestens ein Paar naßlaufender Reibflächen aufweist
und insbesondere eine schlupfende Wandlerüberbrückungskupp-
lung für den hydraulischen Drehmomentwandler eines Kraft-
fahrzeug-Automatgetriebes, nach dem Oberbegriff des An-
spruchs 1.

10 Hydrodynamische Drehmomentwandler mit Wandlerüberbrück-
ungskupplung für die Automatgetriebe von Kraftfahrzeugen
sind vielfältig bekannt. So beschreibt die DE A 199 09 349
einen derartigen hydrodynamischen Drehmomentwandler, der
15 ein Pumpenrad aufweist, welches über ein Wandlergehäuse mit
einer Antriebswelle antriebsseitig verbunden ist, ein mit
einer Abtriebswelle verbindbares Turbinenrad und ein Lei-
trad aufweist, wobei die Räder zusammen einen mit Hydraulik-
flüssigkeit gefüllten Wandlerkreislauf bilden. Eine
20 Wandlerüberbrückungskupplung, die ein mittels Hydraulik-
druck im Wandlerkreislauf an eine Innenwand des Wandlerge-
häuses anpreßbares, zwischen dem Wandlergehäuse und dem
Turbinenrad angeordnetes, ringscheibenförmiges Überbrück-
kungsbauteil aufweist, ist in dem Drehmomentwandler vorge-
25 sehen, sowie ein zwischen der Wandlerüberbrückungskupplung
und dem Wandlergehäuse ausgebildeter Raum, der mit einer
Axialbohrung der Abtriebswelle verbunden ist, wobei an der
dem Wandlergehäuse abgewandten Seite der Wandlerüberbrück-
kungskupplung ein Anschluß für einen Wandlerkreislauf vor-
30 gesehen ist.

Diese hydrodynamischen Drehmomentwandler finden aus Komfortgründen in Kraftfahrzeugen und insbesondere in Personenkraftwagen breiten Einsatz. Um in Betriebsphasen, die keine Schaltungen eines mit dem Drehmomentwandler verbundenen Getriebes erfordern, Energieverluste zu vermeiden, die durch Schlupf zwischen dem Pumpenrad und dem Turbinenrad bedingt sind, sind diese Drehmomentwandler mit der Überbrückungskupplung versehen. Das in gewisser Weise als Kolben wirksame Überbrückungsbauteil dieser Überbrückungskupplung übernimmt in seinem an das Wandlergehäuse angepressten Zustand unmittelbar die Drehmomentübertragung zwischen dem Wandlergehäuse und der Abtriebswelle. Dabei wird die Reibfläche zwischen dem Überbrückungsbauteil und dem Wandlergehäuse durch die Hydraulik-Flüssigkeitsströmung gekühlt, die beispielsweise durch Zwischenräume zwischen dem Wandlergehäuse und dem an das Wandlergehäuse angepreßten Überbrückungsbauteil hindurch in den Raum zwischen dem Überbrückungsbauteil und dem Wandlergehäuse und von dort in eine Axialbohrung der Abtriebswelle strömt.

Es ist bekannt, Wandlerüberbrückungskupplungen mit Schlupf zu betreiben, wobei dieser Schlupf je nach Auslegung des Antriebsstranges und/oder in Abhängigkeit der eingelegten Getriebestufe und/oder des Betriebszustandes des mit dem Strömungswandler zusammenwirkenden Antriebes entweder kurzzeitig, z. B. bei Schaltvorgängen, oder über den gesamten Betriebsbereich des Strömungswandlers als Dauer-
schlupf auftreten kann. Während der Schlupfphasen fällt im Bereich des Reibbelages bzw. der Reibflächen eine Verlustleistung in Form von Wärme an, die bei bestimmten Betriebszuständen sehr hoch sein kann; derartige Betriebszustände sind beispielsweise vorhanden bei Bergfahrt mit Anhänger, bei der über längerer Zeit eine hohe Verlustleistung anfallt.

len kann und beim Wechseln vom unüberbrückten zum überbrückten Zustand der Wandlerkupplung, bei dem aufgrund des zeitweise hohen Schlupfes in einer kurzen Zeitspanne eine sehr hohe Verlustleistung bzw. Wärmemenge auftreten kann.

5

Es wurden daher bereits hydrodynamische Drehmomentwandler für die Automatgetriebe von Kraftfahrzeugen vorgeschlagen, bei denen Maßnahmen getroffen wurden zur Erzeugung eines die thermische Belastung der Wandlerüberbrückungskupplung reduzierenden Ölflusses. So beschreibt die EP 78651 einen Strömungswandler mit einer Überbrückungskupplung, bei der auf der dem Reibbelag bzw. der Reibfläche abgekehrten Seite des Ringkolbens Kanäle vorgesehen sind, die über Öffnungen einerseits mit der axial zwischen einer radialen Wandung des Gehäuses und dem Ringkolben gebildeten ersten Kammer und andererseits mit der zweiten das Turbinen- und Pumpenrad aufnehmenden Kammer verbunden sind. Über die Kanäle strömt Öl von der zweiten Kammer in die erste Kammer, welches zur Kühlung der im Drehmomentfluß zwischen dem Ringkolben und der Turbinennabe vorgesehenen viskosen Kupplung dient.

10

15

20

25

Der hierbei erzeugte Ölstrom bewirkt jedoch, dass das von der Überbrückungskupplung übertragbare Moment in Folge von im Ölstrom auftretenden dynamischen bzw. kinetischen Vorgängen verringert wird. Die Drehmomentübertragungskapazität der Überbrückungskupplung nimmt dabei mit zunehmender Drehzahl sowie mit zunehmenden Volumenstrom an Öl ab.

30

Ein weiterer Nachteil ist darin zu sehen, dass der Ölstrom abhängig von der Temperatur und damit der Viskosität des Öls sowie der Druckdifferenz zwischen den beidseits des Wandlerkolbens anstehenden Drücken ist.

Es wurden auch bereits hydrodynamische Drehmomentwandler mit Überbrückungskupplungen vorgeschlagen, bei denen die Reibbeläge mit Nuten zur Ölführung und Kühlung versehen sind; die EP 0 428 248 beschreibt einen hydrodynamischen Wandler, dessen Wandlerüberbrückungskupplung einen ringförmigen Reibbelag aufweist, in dem Kanäle vorgesehen sind, um das Öl aus dem Druckraum über den ringförmigen Reibbelag strömen zu lassen und dadurch Wärme aus dem Reibbelag abzuführen, wenn dieser kontinuierlich am feststehenden Deckel unter Schlupf vorbeiläuft.

Die DE A 44 20 959 beschreibt einen hydrodynamischen Strömungswandler mit einer Wandlerüberbrückungskupplung, wobei im radialen Bereich der Reibflächen in wenigstens einem der die Reibflächen tragenden oder bildenden Bauteile Kanäle vorgesehen sind, die bei axialer Anlage der Reibflächen einen Ölfluß von der einen Druckkammer über die Kanäle radial zur Drehachse des Strömungswandler hin ermöglichen. Die Längenabmessung und die Form dieser Kanäle bzw. Ausstanzungen muß dabei derart erfolgen, dass der auftretende Strömungswiderstand auf den kritischen Betriebsfall des Drehmomentwandlers bzw. der Wandlerüberbrückungskupplung ausgelegt ist; dies bedeutet, dass auch bei maximal möglicher Öltemperatur nur soviel Öl von der zweiten Kammer in die erste Kammer ablaufen darf, dass der Systemdruck im Drehmomentwandler nicht zusammenbricht.

Diesen beiden letzteren Lösungen ist gemeinsam, dass die Kanäle oder Nuten in einem der Reibbeläge eine direkte hydraulische Verbindung zwischen den beiden Druckräumen herstellt. Dies führt zu einer starken Abhängigkeit des Öldurchflusses von der Kanaltiefe, wobei je nach dem Herstellungsverfahren große Toleranzen der Kanaltiefe auftre-

ten. Ferner verschleissen diese Kanäle häufig, sodass eine große Vorhaltung der Kanäle erfolgen muß, wodurch die naß laufende Kupplung im Neuzustand einen zu hohen Volumenstrom aufnimmt, den ein übliches Kraftfahrzeuggetriebe nicht bereitstellen kann.

Es sind ferner als Sacknuten ausgebildete Kanäle ohne Durchströmung bekannt, die jedoch keinerlei Belagkühlung ermöglichen.

Ferner sind Bremsscheiben und Kupplungen bekannt geworden, die Vertiefungen zur selbstinduzierten Kühlung durch Luft oder Öl aufweisen, jedoch dichten diese nicht den radial äußeren gegen den radial inneren Rand ab, sodass die Anpressung nicht mittels des Kühlfluids erfolgen kann. Nur bei sehr aufwendigen Drei-Kanal-Wandlern können derartige als Nuten ausgebildete Kanäle verwendet werden, wobei jedoch in diesen Fällen das Kühlöl nicht zugleich das Drucköl ist.

Aufgabe der vorliegenden Erfindung ist es, eine nasse schlupfende Reibkupplung, insbesondere für die Wandlerüberbrückungskupplung eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers zu schaffen, wobei ein mit der Schlupfdrehzahl ansteigender Kühlölstrom eine ausreichende Kühlung unabhängig vom Anpreßdruck der Reibflächen gewährleistet und die einfach im Aufbau und billig in der Herstellung ist.

Ausgehend von einer Reibkupplung der eingangs näher genannten Art erfolgt die Lösung dieser Aufgabe mit den im kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 angegebenen Merkmalen; vorteilhafte Ausgestaltungen sind in den Unteransprüchen beschrieben.

Die Erfindung sieht also eine schlupfende Reibkupplung vor, die zumindest ein in Öl laufendes Paar von Reibflächen enthält, wobei das Reibflächenpaar über eine von außen hydraulisch gesteuerte Öldruckdifferenz an einem Druckkolben unter Differenzdrehzahl gegeneinander gepreßt werden kann, derart, dass diese Differenzdrehzahl in einem bestimmten Zeitraum durch die Reibkupplung verringert werden kann oder auch dauerhaft stationär geregelt werden kann. Zu diesem Zweck dichtet das Reibflächenpaar im druckbeaufschlagten Zustand den Druckraum hohen Drucks, der radial außen liegt, gegen den Druckraum niedrigen Drucks ab, der radial innen liegt, wobei in eine Reibfläche ölführende Vertiefungen eingebracht sind, welche in unmittelbarer hydraulischer Verbindung zum radial innen liegenden Druckraum niedrigen Drucks stehen; die Vertiefungen bilden Kanäle, die im radial inneren Druckraum beginnen und in Umfangsrichtung versetzt wieder in denselben inneren Druckraum zurückführen; diese Vertiefungen haben einen derartigen Verlauf, dass bei Schlupfen der Kupplung die Schleppeffekt der in Umfangsrichtung vorübergleitenden Reibfläche entlang der Vertiefungen, d. h. der Kanäle, eine Komponente längs der Vertiefungen besitzt, sodass in den Vertiefungen eine mit der Schlupfdrehzahl steigende Öldurchströmung induziert wird, die die Reibfläche kühlt.

Vorteilhafterweise strömt kühleres Öl durch eine oder mehrere Öffnungen im Druckkolben aus dem Druckraum hohen Drucks in den radial innerhalb des Reibflächenpaars liegenden Druckraum niedrigen Öls derart, dass unmittelbar in den Bereich der Ein- und Austritte der Vertiefungen gelangt, wo es sich mit dem heißen Öl vermischt und durch den oben erwähnten Schleppeffekt durch die Vertiefungen gepumpt wird.

Die erfindungsgemäße Reibkupplung bietet den Vorteil einer bedarfsangepaßten schlupfabhängigen Reibflächenkühlung, wie es insbesondere für Wandlerüberbrückungskupplungen erforderlich ist; der Öldurchfluß durch den Wandler ist dabei unabhängig von den als Kühlnuten ausgebildeten Vertiefungen einstellbar, z. B. über Blenden; der verringerte Öldurchfluß im Neuzustand gegenüber den herkömmlichen Kurzschlußnuten mit ihrer Vorhaltung aufgrund von Verschleiß und Toleranzen führt dazu, dass das Getriebe weniger Öl bereitstellen muß; es erfolgt kein Gegendruckaufbau in den Nuten und damit keine Verringerung der Übertragungsfähigkeit; die Reibkupplung ist einfach und billig herstellbar ohne enge Toleranzanforderungen; die Reibkupplung bietet ein neutrales Verhalten gegenüber Zug und Schub, wobei die Nuten zur Schleppmomentreduzierung bei Druckumkehr als Sacknuten wirken, die einen Ruck zwischen Reibbelag und Reibfläche bewirken, welcher als Abhebedruck wirkt.

Im folgenden wird die Erfindung anhand der Zeichnung näher erläutert, in der vorteilhaftes Ausführungsbeispiele dargestellt sind.

Es zeigen:

Fig. 1 schematisch einen Schnitt durch einen hydrodynamischen Drehmomentwandler mit Wandlerüberbrückungskupplung;

Fig. 2 eine Draufsicht auf einen Reibbelag mit den erfindungsgemäß ausgestalteten Vertiefungen und

Fig. 3 verschiedene Formen von erfindungsgemäßen bis 8 Vertiefungen in den Reibbelägen.

Da hydrodynamische Wandler für Automatgetriebe von Kraftfahrzeugen dem Fachmann gut bekannt sind, sind bei dem in Fig. 1 dargestellten schematischen Schnitt nur die wichtigsten Teile mit Bezugszeichen versehen; so bedeuten 1 das Pumpenrad, 2 das Leitrad und 3 das Turbinenrad, die in einem Gehäuse 6 angeordnet sind. In herkömmlicher Weise ist im Gehäuse 6 eine Wandlerüberbrückungskupplung 4 vorgesehen, wobei eine der Reibflächen mit einem verstellbaren Kolben 5 verbunden ist. Die Überbrückungskupplung ist in herkömmlicher Weise wirkungsmäßig parallel zum Drehmomentwandler angeordnet.

Um diese Wandlerüberbrückungskupplung über einen Großteil des Betriebsbereiches des hydrodynamischen Wandlers mit Schlupf betreiben zu können, wobei während der Schlupfphasen im Reibeingriffsbereich der Wandlerüberbrückungskupplung eine Verlustleistung in Form von Wärme anfällt, die bei bestimmten Betriebszuständen zu hoch ist und zu einer Zerstörung zumindest der Reibbelagoberfläche sowie eines Teils des im Innenraum vorhandenen Öls führen kann, ist nun erfindungsgemäß, wie es in Fig. 2 in Draufsicht gezeigt ist, vorgesehen, dass mindestens einer der Reibbeläge 7 mit Vertiefungen 8, 8'... in Form von im Reibbelag eingebrachten Kanälen bzw. Nuten versehen ist, die in unmittelbarer hydraulischer Verbindung zum radial innen liegenden Druckraum niedrigen Drucks stehen. Anfang und Ende einer jeden Nut 8, 8' ist mit demselben Druckraum verbunden, d. h. beim dargestellten Ausführungsbeispiel mit dem radial innen liegenden Druckraum niedrigen Drucks, wobei Anfang und Ende einer jeden Nut 8, 8' einen vorgegebenen Abstand voneinander aufweisen. Da Anfang und Ende einer jeden Nut im gleichen Druckraum münden, wird durch das Reibflächenpaar im druckbeaufschlagten Zustand der radial

außen liegende Druckraum hohen Drucks gegen den radial innen liegenden Druckraum niedrigen Drucks abgedichtet. Bei schlupfender Reibkupplung erzeugt die Schleppwirkung der in Umfangsrichtung vorübergleitenden Reibfläche entlang der Nuten 8, 8' eine Komponente in Längsrichtung der Nuten, sodass in diesen eine mit der Schlupfdrehzahl steigende Öldurchströmung induziert wird, die die Reibfläche kühlt.

Der Ausschnitt aus einem Reibbelag 7 in Fig. 3 läßt erkennen, dass hierbei zum einen Vertiefungen in Form von Nuten 8 vorgesehen sind, die wie bei dem in Fig. 2 dargestellten Ausführungsbeispiel mit dem radial innen liegenden Druckraum niedrigen Drucks verbunden sind, während zugleich in den Bereichen zwischen diesen Nuten 8 Nuten 9 vorgesehen sind, deren Anfang und Ende einen vorgegebenen Abstand voneinander aufweisen und die in den radial außen liegenden Druckraum hohen Drucks münden. Auch hier erfolgt eine Abdichtung durch das Reibflächenpaar im druckbeaufschlagten Zustand, da keine der Nuten 8, 9 eine Verbindung vom radial innen liegenden Druckraum zum radial außen liegenden Druckraum herstellt. Ein Ölaustausch erfolgt einerseits im radial außen liegenden Druckraum höheren Drucks und andererseits im radial innen liegenden Druckraum niedrigeren Drucks.

Bei dem in Fig. 4 dargestellten Ausführungsbeispiel ist mit 7 wieder ein Ausschnitt einer ringförmigen Reibfläche dargestellt, wobei hierbei die Form der Vertiefungen 8 strömungsgünstig derart ausgestaltet ist, dass der Eintritt der Nuten 8 eine Schaufelwirkung erzeugt, sodass noch mehr Öl in die Nuten 8 eingepumpt wird.

Fig. 5 zeigt eine Nut 8 in einem Reibbelag, die zwischen Anfang und Ende wellenförmig ausgestaltet ist und dabei Umlenkungen aufweist.

5 Fig. 6 zeigt ein Ausführungsbeispiel einer verzweigten Nut 8 in einem Reibbelag 7, bei der ein möglichst großer Anteil des Reibbelages durch das durch die Schleppwirkung in die Nuten 8 mitgenommenen Öl gekühlt wird.

10 Bei dem in Fig. 7 dargestellten Ausführungsbeispiel sind mehrere übereinander gelagerte, jedoch nicht miteinander direkt in Verbindung stehende Nuten 8, 10, 11 in einem Reibbelag 7 vorgesehen.

15 Fig. 8 zeigt hakenförmige Nuten 8, 8', die mit dem radial innen liegenden Druckraum niedrigen Drucks verbunden sind sowie Kerben 12 auf der Außenseite der ringförmigen Reibfläche 7, wodurch die dem radial außen liegenden Druckraum höheren Drucks zugewandte Reibbelagfläche vergrößert
20 wird.

Wesentlich ist also, wie die Figuren erkennen lassen, dass die erfindungsgemäß vorgesehenen Vertiefungen in Form von Nuten oder Kanälen in einem Druckraum beginnen und, in
25 Umfangsrichtung versetzt, wieder in denselben Druckraum zurückführen, wobei diese Kanäle oder Nuten einen derartigen Verlauf aufweisen, dass bei schlupfender Kupplung die Schleppwirkung der in Umfangsrichtung vorübergleitenden Reibfläche entlang der Nuten oder Kanäle eine Komponente in
30 deren Längsrichtung ausbildet, sodass in ihnen eine mit der Schlupfdrehzahl steigende Öldurchströmung induziert wird, welche die Reibfläche kühlt.

Bei einem vorteilhaften, zeichnerisch nicht dargestellten, Ausführungsbeispiel strömt kühleres Öl durch eine oder mehrere Öffnungen im Druckkolben 5 von Fig. 1 aus dem Druckraum hohen Drucks in den radial innerhalb des Reibflächenpaars niedrigen Drucks und zwar unmittelbar in den Bereich der Ein- und Auslässe der Nuten bzw. Kanäle, wo es sich mit dem heißeren Öl vermischt und durch den oben beschriebenen Schleppeffekt durch die Nuten bzw. Kanäle gepumpt wird.

Besonders günstig ist es, wenn die Öffnungen im Druckkolben 5 Blenden sind, da diese den Vorteil einer sehr geringen Toleranz aufweisen. Als besonders vorteilhaft haben sich ein bis zwei Blenden erwiesen, deren Anordnung etwa 0 bis 5 mm radial innerhalb des Belagrandes erfolgt.

Die vorgesehenen Nuten oder Kanäle können außer im Reibbelag auch im Stahl vorgesehen sein oder aber auch in beiden Reibflächen.

Ein Reibflächenpaar kann aus dem Reibbelag einer Reiblamelle, die einseitig oder beidseitig Reibbeläge tragen kann, bestehen und eine Gegenreibfläche mit oder ohne Reibbelag aufweisen.

Bei einem anderen möglichen Ausführungsbeispiel ist der Belag auf dem Wandlerdeckel angebracht, während die Nuten bzw. Kanäle im Kolben vorgesehen sind. Sofern die Vertiefungen als ausgeschnittene oder eingeprägte Nuten hergestellt werden, ist es vorteilhaft, wenn ihre Tiefe mehr als 0,5 mm beträgt.

Die radiale Erstreckung der Nuten kann bis auf
1 ... 5 mm an den radial äußeren Belagrand erfolgen.

Vorzugsweise beträgt der Nutanteil an der Reibbelag-
5 oberfläche 20 bis 30 %.

Die Ausformung der Nuten kann je nach den Anforderun-
gen vorgenommen werden, z. B. mit durchgehend gleichem Ra-
dius und ohne Querschnittsveränderung mit konstanter Nut-
10 breite über die gesamte Nutlänge oder aber mit einer verän-
derlichen Nutbreite über die Nutlänge. Die Nuten können
jeweils symmetrisch bezüglich Eintritt und Austritt in den
Druckraum ausgebildet werden oder aber auch asymmetrisch
dazu. Je nach Bedarf können die Nuten eine oder mehrere
15 Umlenkungen aufweisen, wobei insbesondere der Eintritt der
Nuten derart ausgestaltet sein kann, wie es in Fig. 4 dar-
gestellt ist, dass eine Schaufelwirkung entsteht, wodurch
noch mehr Öl in die Nuten eingepumpt wird.

Bezugszeichen

	1	Pumpenrad
5	2	Leitrad
	3	Turbinenrad
	4	Kupplung
	5	Kolben
	6	Gehäuse
10	7	Reibbelag
	8	Nut
	9	Nut
	10	Nut
	11	Nut
15	12	Kerbe

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Schlupfende Reibkupplung, die mindestens ein Paar
5 naßlaufende Reibflächen aufweist, insbesondere schlupfende
Wandlerüberbrückungskupplung für den hydrodynamischen
Drehmomentwandler eines Kraftfahrzeug-Automatgetriebes, bei
der die beiden Reibflächen als Funktion einer externen hy-
draulischen von einem Druckkolben gesteuerten Öldruckdiffe-
10 renz mit unterschiedlichen Drehzahlen derart in Richtung
zueinander beaufschlagt werden, dass die unterschiedlichen
Drehzahlen während eines vorgegebenen Zeitraums durch Rei-
bung der Reibflächen aneinander verringert werden oder ei-
nen stationären Zustand annehmen, dadurch g e k e n n -
15 z e i c h n e t , dass die beiden Reibflächen im druckbe-
aufschlagten Zustand den radial außen liegenden Druckraum
hohen Drucks gegen den radial innen liegenden Druckraum
niedrigen Drucks radial abdichten, dass mindestens eine der
Reibflächen ölführende Vertiefungen in Form von Nuten oder
20 Kanälen aufweist, deren beide voneinander beabstandete En-
den mit demselben Druckraum verbunden sind und die derart
ausgestaltet sind, dass bei schlupfender Reibkupplung die
in Umfangsrichtung gleitende Reibfläche eine Schleppwirkung
ausübt, deren Komponente in den Vertiefungen eine Öldurch-
25 strömung als Funktion der Schlupfdrehzahl induziert, welche
die Reibfläche kühlt.

2. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch g e -
k e n n z e i c h n e t , dass die Vertiefungen als Nuten
30 in einem der Reibbeläge ausgebildet sind.

3. Vorrichtung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Vertiefungen als Nuten in beiden Reibflächen ausgebildet sind.

5 4. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Vertiefungen ausgeschnittene oder eingeprägte Nuten mit einer Tiefe von größer 0,5 mm sind.

10 5. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die radiale Erstreckung der Nuten bis auf 1 ... 5 mm an den radial äußeren Belagrand reicht.

15 6. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Nutanteil auf der Oberfläche des Reibbelages 20 bis 30 % beträgt.

20 7. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten jeweils radial außen und radial innen im Reibbelag angeordnet sind, sodass ein Ölaustausch sowohl im Druckraum höheren Drucks als auch im Druckraum niedrigeren Drucks
25 stattfindet.

8. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten mit gleichmäßigem Radius und ohne Querschnittsveränderung ausgestaltet sind.
30

9. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nutbreite konstant über die Nutlänge ist.

5 10. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nutbreite variabel über die Nutlänge ist.

10 11. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten jeweils symmetrisch bezüglich Ein- und Austritt angeordnet sind.

15 12. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten asymmetrisch bezüglich Ein- und Austritt sind.

20 13. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten sich verzweigen und wieder vereinigen.

25 14. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass die Nuten eine oder mehrere Umlenkungen aufweisen.

30 15. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass der Eintritt der Nuten im Reibbelag derart ausgestaltet ist, dass eine Schaufelwirkung zur Erhöhung der eingepumpten Ölmenge entsteht.

16. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass in der Nähe der Ein- und Austritte der Nuten in den Reibbelägen Auslässe vorgesehen sind, die mit Öffnungen im Druckkolben
5 des hydrodynamischen Wandlers in Verbindung stehen, sodass aus dem radial außen liegenden Druckraum hohen Drucks in den radial innen liegenden Druckraum niedrigen Drucks einströmendes kühleres Öl unmittelbar in den Bereich der Ein- und Austritte der Nuten gelangt.

10

17. Vorrichtung nach Anspruch 16, dadurch gekennzeichnet, dass die Öffnungen im Druckkolben Blenden sind.

15

18. Vorrichtung nach Anspruch 17, dadurch gekennzeichnet, dass im Druckkolben ein oder zwei Blenden vorgesehen sind, die in einem Bereich zwischen 0 und 5 mm radial innerhalb des Belagrandes vorgesehen sind.

20

19. Vorrichtung nach einem der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Reibflächenpaar aus einem Reibbelag einer Reiblamelle besteht, die einseitig oder beidseitig Reibbeläge tragen kann
25 und aus einer Gegenreibfläche mit oder ohne Reibbelag besteht.

1/4

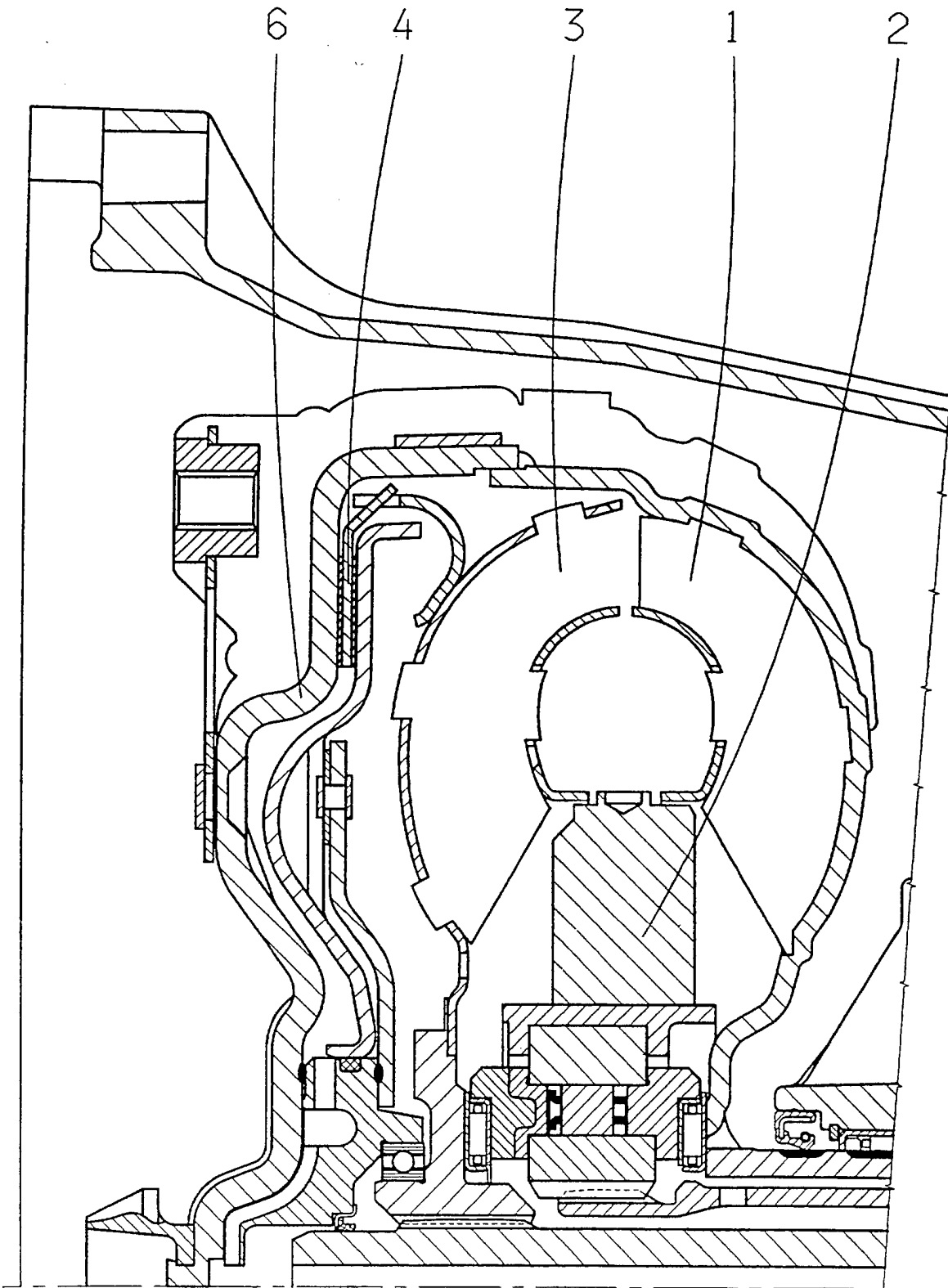


Fig. 1

2/4

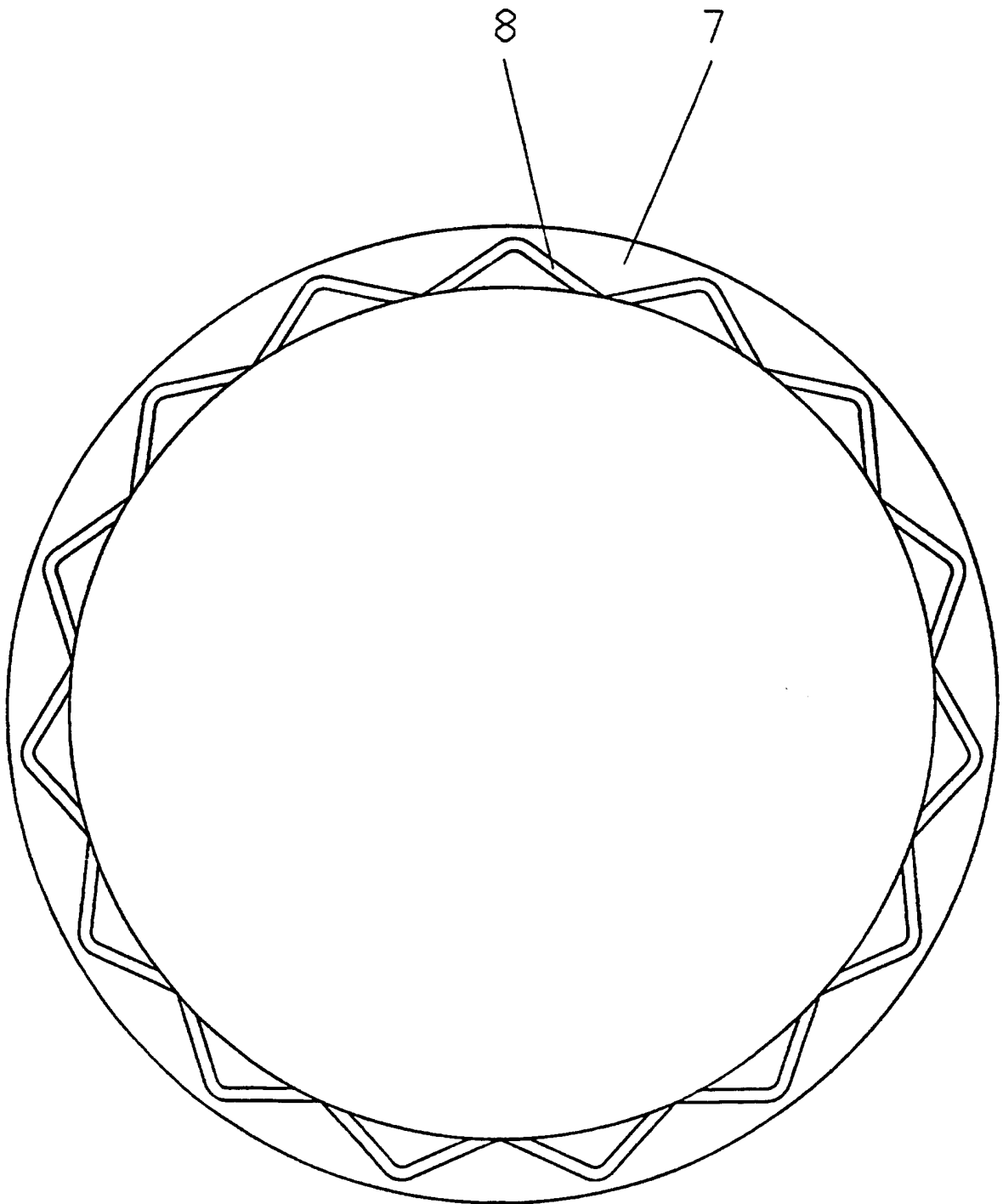


Fig. 2

3/4

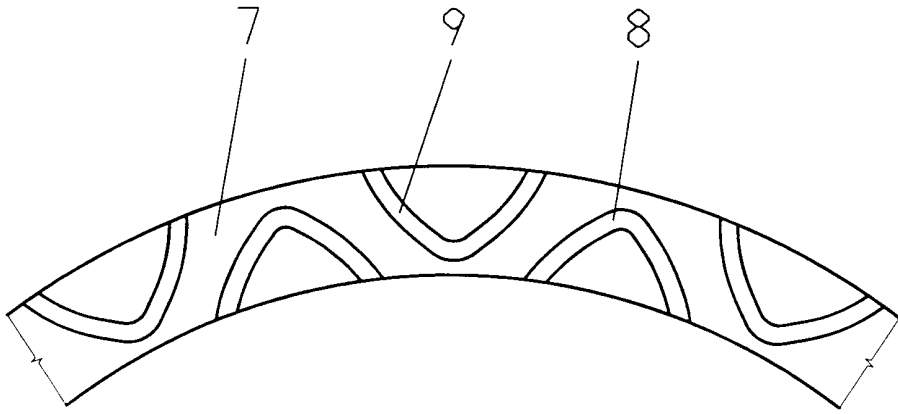


Fig. 3

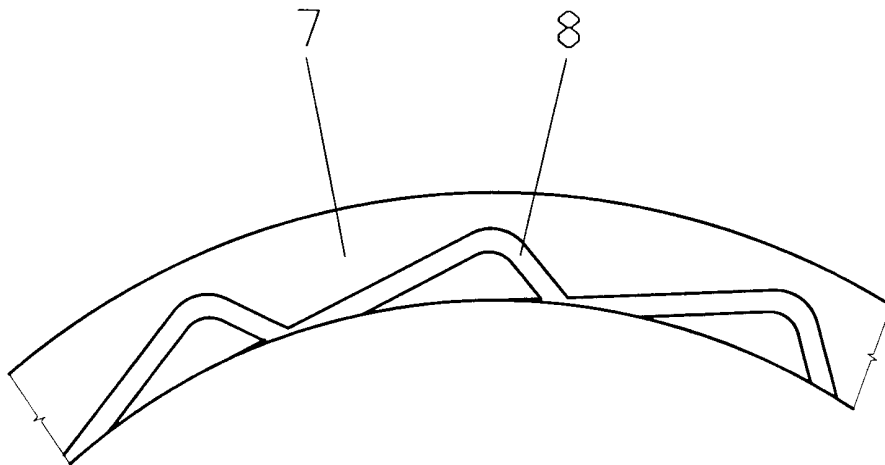


Fig. 4

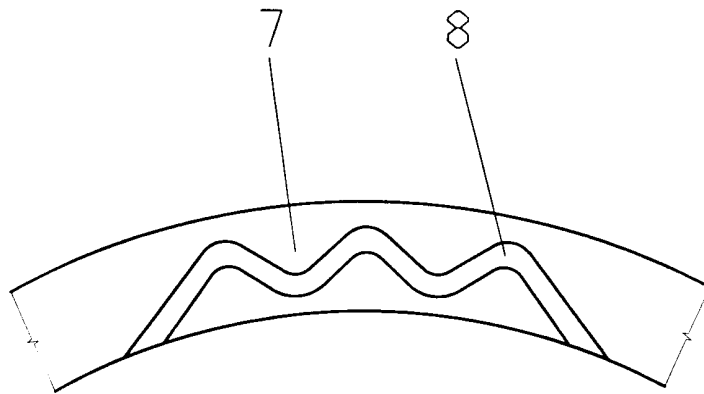


Fig. 5

4/4

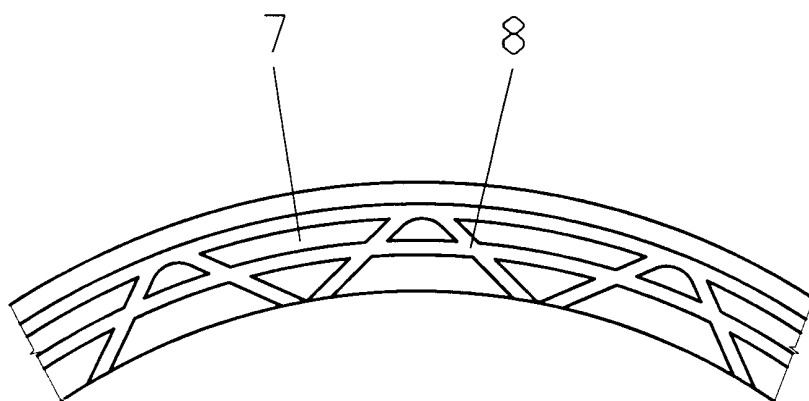


Fig. 6

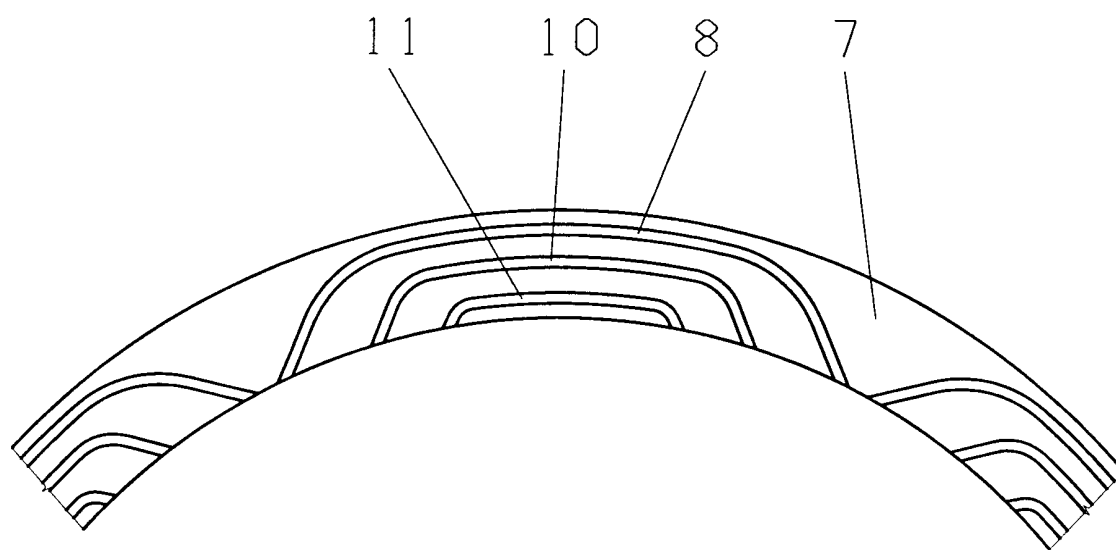


Fig. 7

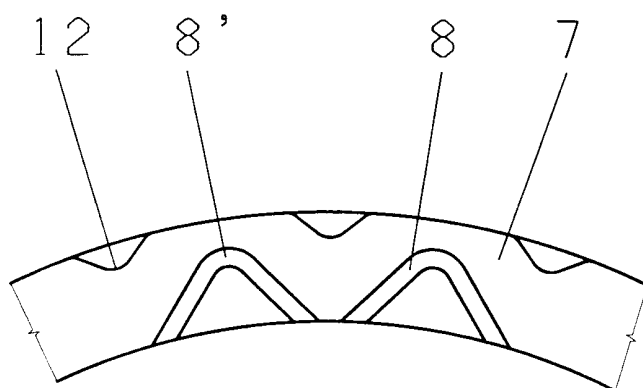


Fig. 8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 01/01768

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER
IPC 7 F16H45/02

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)
IPC 7 F16H

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)

PAJ, EPO-Internal

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 0 819 863 A (VALEO) 21 January 1998 (1998-01-21) column 1, line 55 -column 2, line 51 column 5, line 24 - line 44 column 6, line 3 - line 20 figures 6-9	1,2,4,8, 9,13,14, 19
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1995, no. 09, 31 October 1995 (1995-10-31) -& JP 07 145858 A (NISSAN MOTOR CO LTD), 6 June 1995 (1995-06-06) abstract paragraphs '0048!', '0049! figures 9B,9C	1,2,9, 11,14, 15,19
	--- -/--	

Further documents are listed in the continuation of box C.

Patent family members are listed in 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.
- *Z* document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

26 June 2001

Date of mailing of the international search report

04/07/2001

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Wilson, M

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 01/01768

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
P,X	DE 100 09 576 A (MANNESMANN SACHS AG) 15 February 2001 (2001-02-15) figures 15-30 ---	1,2,7,9, 11-15,19
P,X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 2000, no. 14, 5 March 2001 (2001-03-05) -& JP 2000 329212 A (TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB INC;TOYOTA MOTOR CORP), 30 November 2000 (2000-11-30) abstract figures 2,4,5 ---	1-3,7-9, 11,14, 15,19
A	US 5 566 802 A (KIRKWOOD MALCOLM E) 22 October 1996 (1996-10-22) column 6, line 13 - line 34 figures 8,10 ---	1,14
A	DE 197 14 563 C (MANNESMANN SACHS AG) 6 August 1998 (1998-08-06) column 3, line 18 - line 38 figure 2 ---	1,14
A	DE 43 02 773 A (DYNAX CORP) 5 August 1993 (1993-08-05) figure 7 ---	1
A	DE 196 22 593 A (FICHTEL & SACHS AG) 10 April 1997 (1997-04-10) column 5, line 12 -column 6, line 21 figure 4 ---	1
A	DE 44 20 959 A (LUK GETRIEBE SYSTEME GMBH) 12 January 1995 (1995-01-12) cited in the application figures 6-8 -----	1

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International Application No

PCT/EP 01/01768

Patent document cited in search report	Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 0819863 A	21-01-1998	FR 2751386 A JP 10068458 A US 6213273 B US 6035992 A	23-01-1998 10-03-1998 10-04-2001 14-03-2000
JP 07145858 A	06-06-1995	NONE	
DE 10009576 A	15-02-2001	FR 2797484 A	16-02-2001
JP 2000329212 A	30-11-2000	NONE	
US 5566802 A	22-10-1996	NONE	
DE 19714563 C	06-08-1998	FR 2762064 A JP 2909457 B JP 10299859 A US 5979621 A	16-10-1998 23-06-1999 13-11-1998 09-11-1999
DE 4302773 A	05-08-1993	FR 2686954 A US 5335765 A	06-08-1993 09-08-1994
DE 19622593 A	10-04-1997	ES 2139487 A FR 2739671 A GB 2305984 A,B US 5799763 A	01-02-2000 11-04-1997 23-04-1997 01-09-1998
DE 4420959 A	12-01-1995	DE 9422183 U CN 1102870 A,B CN 1257167 A FR 2707358 A GB 2280733 A,B GB 2314142 A,B GB 2314404 A,B GB 2314405 A,B GB 2316153 A,B JP 7146191 A US 6062358 A US 5782327 A	01-10-1998 24-05-1995 21-06-2000 13-01-1995 08-02-1995 17-12-1997 24-12-1997 24-12-1997 18-02-1998 06-06-1995 16-05-2000 21-07-1998

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationale Aktenzeichen

PCT/EP 01/01768

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
IPK 7 F16H45/02

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
IPK 7 F16H

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)
PAJ, EPO-Internal

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 0 819 863 A (VALEO) 21. Januar 1998 (1998-01-21) Spalte 1, Zeile 55 - Spalte 2, Zeile 51 Spalte 5, Zeile 24 - Zeile 44 Spalte 6, Zeile 3 - Zeile 20 Abbildungen 6-9	1, 2, 4, 8, 9, 13, 14, 19
X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 1995, no. 09, 31. Oktober 1995 (1995-10-31) -& JP 07 145858 A (NISSAN MOTOR CO LTD), 6. Juni 1995 (1995-06-06) Zusammenfassung Absätze '0048!, '0049! Abbildungen 9B, 9C	1, 2, 9, 11, 14, 15, 19
	--- -/--	

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 nahelegend ist

Z Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

26. Juni 2001

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

04/07/2001

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Wilson, M

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
P,X	DE 100 09 576 A (MANNESMANN SACHS AG) 15. Februar 2001 (2001-02-15) Abbildungen 15-30 ---	1,2,7,9, 11-15,19
P,X	PATENT ABSTRACTS OF JAPAN vol. 2000, no. 14, 5. März 2001 (2001-03-05) -& JP 2000 329212 A (TOYOTA CENTRAL RES & DEV LAB INC;TOYOTA MOTOR CORP), 30. November 2000 (2000-11-30) Zusammenfassung Abbildungen 2,4,5 ---	1-3,7-9, 11,14, 15,19
A	US 5 566 802 A (KIRKWOOD MALCOLM E) 22. Oktober 1996 (1996-10-22) Spalte 6, Zeile 13 - Zeile 34 Abbildungen 8,10 ---	1,14
A	DE 197 14 563 C (MANNESMANN SACHS AG) 6. August 1998 (1998-08-06) Spalte 3, Zeile 18 - Zeile 38 Abbildung 2 ---	1,14
A	DE 43 02 773 A (DYNAX CORP) 5. August 1993 (1993-08-05) Abbildung 7 ---	1
A	DE 196 22 593 A (FICHEL & SACHS AG) 10. April 1997 (1997-04-10) Spalte 5, Zeile 12 -Spalte 6, Zeile 21 Abbildung 4 ---	1
A	DE 44 20 959 A (LUK GETRIEBE SYSTEME GMBH) 12. Januar 1995 (1995-01-12) in der Anmeldung erwähnt Abbildungen 6-8 -----	1

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen.

selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 01/01768

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
EP 0819863 A	21-01-1998	FR 2751386 A JP 10068458 A US 6213273 B US 6035992 A	23-01-1998 10-03-1998 10-04-2001 14-03-2000
JP 07145858 A	06-06-1995	KEINE	
DE 10009576 A	15-02-2001	FR 2797484 A	16-02-2001
JP 2000329212 A	30-11-2000	KEINE	
US 5566802 A	22-10-1996	KEINE	
DE 19714563 C	06-08-1998	FR 2762064 A JP 2909457 B JP 10299859 A US 5979621 A	16-10-1998 23-06-1999 13-11-1998 09-11-1999
DE 4302773 A	05-08-1993	FR 2686954 A US 5335765 A	06-08-1993 09-08-1994
DE 19622593 A	10-04-1997	ES 2139487 A FR 2739671 A GB 2305984 A, B US 5799763 A	01-02-2000 11-04-1997 23-04-1997 01-09-1998
DE 4420959 A	12-01-1995	DE 9422183 U CN 1102870 A, B CN 1257167 A FR 2707358 A GB 2280733 A, B GB 2314142 A, B GB 2314404 A, B GB 2314405 A, B GB 2316153 A, B JP 7146191 A US 6062358 A US 5782327 A	01-10-1998 24-05-1995 21-06-2000 13-01-1995 08-02-1995 17-12-1997 24-12-1997 24-12-1997 18-02-1998 06-06-1995 16-05-2000 21-07-1998