

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 634 568 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
13.05.1998 Patentblatt 1998/20

(51) Int Cl.⁶: **F01P 7/04**

(21) Anmeldenummer: **94110850.8**

(22) Anmeldetag: **13.07.1994**

(54) **Reibschaltkupplung insbesondere für ein Lüfterrad eines Kfz-Motor-Ventilators**

Friction clutch especially for motor vehicle engine fan

Embrayage à friction, notamment pour le ventilateur d'un moteur d'une automobile

(84) Benannte Vertragsstaaten:
DE FR IT

(30) Priorität: **15.07.1993 DE 4323651**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
18.01.1995 Patentblatt 1995/03

(73) Patentinhaber: **Linnig, Karl-Heinz**
D-88677 Markdorf (DE)

(72) Erfinder: **Linnig, Karl-Heinz**
D-88677 Markdorf (DE)

(74) Vertreter: **Patentanwälte Eisele, Otten & Roth**
Seestrasse 42
88214 Ravensburg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 282 741 WO-A-91/11594
DE-A- 2 815 474 DE-A- 3 203 143
DE-A- 3 443 523 FR-A- 2 057 281
FR-A- 2 207 559 FR-A- 2 595 299

EP 0 634 568 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach der Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents kann jedermann beim Europäischen Patentamt gegen das erteilte europäische Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch ist schriftlich einzureichen und zu begründen. Er gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Die Erfindung betrifft eine Reibschaltkupplung insbesondere für ein Lüfterrad eines Kraftfahrzeug-Verbrennungsmotors oder dergleichen nach dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

Stand der Technik:

Aus der DE 32 03 143 C2 ist eine Reibscheibenkupplung für das Lüfterrad eines Ventilators insbesondere von Kraftfahrzeug-Verbrennungsmotoren bekanntgeworden, bei welchem das Lüfterrad bei abgeschalteter Reibscheibenkupplung durch eine, als Wirbelstromkupplung ausgebildete Kupplungsvorrichtung mitgeschleppt wird. Dabei ist die Antriebswelle mit einem Läufer und das freilaufende Lüfterrad mit einem Permanentmagneten der Wirbelstromkupplung verbunden. Aufgabe und Ziel der bekannten Reibscheibenkupplung ist es, das Lüfterrad des Kraftfahrzeugmotors auch bei abgeschalteter Reibscheibenkupplung über eine Wirbelstromkupplung mit einer gewissen Mindestschleppdrehzahl weiterzubewegen, um beispielsweise die Kühlung von im Motorraum befindlichen elektronischen Bauelementen zu gewährleisten. Um einen erhöhten Kühlungsbedarf decken zu können, kann das Lüfterrad des Ventilators bei der bekannten Einrichtung über eine elektromagnetisch betätigbare Reibscheibenkupplung auf die unmittelbare Drehzahl der Antriebswelle, d. h. auf die Motordrehzahl angetrieben werden. Ein solcher Zustand ist jedoch nur bei höchsten Beanspruchungen des Motors erforderlich. Im übrigen kann bei abgeschalteter elektromagnetischer Reibscheibenkupplung eine verminderte Drehzahl des Lüfters eingestellt werden, die sich durch die maximale Schleppdrehzahl der Wirbelstromkupplung bestimmt. Beispielsweise liegt diese Schleppdrehzahl bei der bekannten Anordnung in der Größenordnung von ca. 1100 u/min. Sie wird durch die Anzahl der Permanentmagnete sowie durch den Abstand zwischen Läufer und Permanentmagneten geregelt. Die bekannte Einrichtung kann demnach zwei Lüfterdrehzahlen erzeugen, die durch die Schleppdrehzahl der Wirbelstromkupplung und die Motordrehzahl selbst bestimmt sind.

Eine entsprechende Vorrichtung mit zwei elektromagnetisch betätigbaren Kupplungseinheiten ist aus der DE 34 43 523 A1 bekannt.

Aus einem noch älteren Gebrauchsmuster DE-U-81 09 726 ist eine Lüfteranordnung bekanntgeworden, bei der keine Wirbelstromkupplung zur Erzeugung einer Schleppdrehzahl des Lüfterrades eingesetzt wird, so daß das Lüfterrad nach dem Einschalten einer elektromagnetischen Reibscheibenkupplung mit der Motordrehzahl angetrieben wird. Bei abgeschalteter Reibscheibenkupplung kann das Lüfterrad allenfalls über die Kugellagerreibung der so gelagerten Lüfterradnabe mitgeschleppt werden.

Schließlich ist aus der EP 0 317 703 B1 des Anmel-

ders eine elektromagnetisch betätigbare Reibscheibenkupplungsanordnung für den Antrieb eines Lüfterrades eines Ventilators an einem Kfz-Verbrennungsmotor bekanntgeworden, bei welchem zur Herstellung der Motordrehzahl eine erste elektromagnetische Reibscheibenkupplung vorgesehen ist, die das Lüfterrad wiederum im Verhältnis 1:1 zur Motordrehzahl antreibt. Eine niedrigere Schleppdrehzahl wird durch eine Wirbelstromkupplung erzeugt, welche durch eine zweite elektromagnetische Reibscheibenkupplung eingeschaltet wird, wobei die erste elektromagnetische Reibscheibenkupplung ausgeschaltet bleibt. Sind beide elektromagnetischen Kupplungen ausgeschaltet, so wird der Läufer der Wirbelstromkupplung über die Antriebswelle und die Kugellagerreibung dennoch bewegt, so daß sich eine noch weiter verminderte Schleppdrehzahl einstellt.

Die Verwendung von elektromagnetisch betätigbaren Reibscheibenkupplungen für den Lüfterantrieb ist demnach in verschiedenen Ausgestaltungen bekanntgeworden. Dabei arbeiten solche Reibscheibenkupplungen rein kraftschlüssig, so daß im Gegensatz zu formschlüssigen Kupplungen die Kraft zum Einrücken wirken muß, solange die Kupplung Leistung übertragen soll. Als Einrückkraft und damit als Kupplungskraft wird demzufolge vorwiegend magnetische Zugkraft verwendet. Dies kann in besonderen Anwendungsfällen jedoch nachteilig sein, da zusätzliche Stromführungsmaßnahmen mit entsprechender Lagerung des Stators für die elektromagnetische Kupplung erforderlich sind.

Weiterhin sind durch die DE-A-2815474, die WO-A-91/11594 sowie die US-A-4425993 Kupplungsvorrichtungen bekannt geworden, die mittels einer pneumatischen Kolbenzylindereinheit betätigt werden. Hierbei drückt der Antriebskolben auf eine Reibscheibe, die an einer Gegenscheibe angepreßt wird. Der Kraftschluß wird hierbei somit zwischen der Reibscheibe und der Gegenscheibe hergestellt.

Vorteile der Erfindung:

Gegenüber diesen bekannten Vorrichtungen soll gemäß der vorliegenden Erfindung eine alternative Ausführungsform gefunden werden, die insbesondere auf die Verwendung von elektromagnetisch wirkenden Reibscheibenkupplungen verzichtet. Dabei sollen die Vorteile einer möglichst vielseitigen Verwendbarkeit der Reibschaltkupplung für ein Lüfterantrieb erhalten bleiben, wobei die eingangs aufgezeigten Kriterien maßgeblich sind. Auf die entsprechenden Ausführungen in den angegebenen Druckschriften wird hiermit ausdrücklich verwiesen.

Die erfindungsgemäße Reibscheibenkupplung für den Antrieb eines Lüfterrades entfaltet ihre vollen Vorteile bei großen Omnibusmotoren oder Lkw-Motoren, die als turbogeladene Motoren ausgebildet sind. Die Ladeluft eines Turboladers muß am Kühler des Kraftfahrzeugs in aller Regel gekühlt werden, um sie auf eine

optimale Arbeitstemperatur zu bringen. Weiterhin arbeiten derartige Fahrzeuge mit einer sogenannten Retarder-Bremse, die ein Abbremsen des Fahrzeugs über einen Ölkreislauf, einer sogenannten Vöttingerkupplung bewerkstelligen. Hierbei wird die beim Abbremsen anfallende Energie zur Bewegung eines Ölstroms umgesetzt, wobei sich das Öl wiederum stark erwärmen kann. Auch dieses Öl muß über das Lüftersystem in einem Ölkühler abgekühlt werden. Schließlich muß auch der Wasserkühler des Verbrennungsmotors gekühlt werden, was über den Lüfterantrieb des Ventilators erfolgt.

Vorstehende Ausführungen zeigen, daß das Kühlsystem solcher Motoren sehr feinfühlig arbeitet und einer hohen Beanspruchung unterliegt. Ist die Kühlung der einzelnen Aggregate nicht optimal ausgelegt, so arbeitet der Motor mit verschlechtertem Wirkungsgrad, was sich insbesondere auch auf den Verbrauch an Kraftstoff und die Abgasbelastung auswirkt. Dabei ist sicherzustellen, daß der Verbrennungsmotor auch nicht unterkühlt läuft, da auch hierdurch eine schlechte Verbrennung des Kraftstoffes verbunden ist.

Um diese Anforderungen zu erzielen, ist eine hochempfindlich schaltbare Reibschaltkupplung erforderlich, die sich auf die einzelnen Betriebszustände regelbar einstellen kann. Dabei soll möglichst Gewicht vermieden werden, wobei bestehende Aggregate im Kraftfahrzeug mitverwendet werden sollen.

Die erfindungsgemäße Reibschaltkupplung soll demzufolge in ein solches System von Aggregaten integriert werden, wobei der ohnehin vorhandene Druckluftkreislauf für Druckluftbremsen des Kraftfahrzeugs oder auch ein Ölkreislauf dahingehend mitverwertet wird, daß hiermit eine entsprechende Beschaltung der Reibschaltkupplung erfolgen kann. Demzufolge ist es erfindungsgemäß vorgesehen, daß beispielsweise eine druckluftbetätigbare Kolben/Zylindereinrichtung eine Reibscheibenkupplung betätigt oder außer Kraft setzt, die eine unmittelbare Beaufschlagung des Lüfterrads mit der Motordrehzahl vornehmen soll. Bei geöffneter Reibscheibenkupplung soll eine zusätzlich vorhandene Wirbelstromkupplung in ansich bekannter Weise die erforderliche niedrigere Schleppdrehzahl des Lüfterrades bewirken. Dabei ist es im allgemeinen ausreichend, daß die Wirbelstromkupplung unmittelbar mit der Antriebswelle der Reibschaltkupplung verbunden ist, so daß das Lüfterrad wenigstens mit der zugehörigen Schleppdrehzahl angetrieben wird. Selbstverständlich kann auch hier eine weitere Zwischenkupplung eingeschaltet werden, die die Wirbelstromkupplung erst bei Bedarf einsetzt.

Weiterhin wird erfindungsgemäß eine über den Antriebskolben axial verschiebbare Ankerscheibe vorgesehen, die mit einem Reibscheibenbelag der Reibscheibenkupplung zusammenwirkt. Somit ist es auch möglich, eine kraftschlüssige Verbindung zwischen der Ankerscheibe und dem Reibscheibenbelag herzustellen.

Die Betätigung der Reibscheibenkupplung über ei-

ne pneumatisch oder hydraulisch wirkende Kolben/Zylinderanordnung soll alternativ derart erfolgen, daß entweder bei entsprechender Druckbeaufschlagung die Reibscheibenkupplung geöffnet oder geschlossen ist. Ersteres bewirkt eine Sicherheitseinrichtung, da bei fehlender Druckbeaufschlagung die Reibscheibenkupplung geschlossen ist und damit das Lüfterrad auf Motordrehzahl, d. h. auf maximaler Drehzahl angetrieben wird. Fällt demnach die Pneumatik oder Hydraulik aus, so arbeitet das Lüfterrad auf maximaler Drehzahl. Umgekehrt kann der pneumatische bzw. hydraulische Kolben/Zylinderantrieb für die Reibscheibenkupplung derart geschaltet werden, daß diese nur bei einer Druckbeaufschlagung der Kolben/Zylindereinrichtung aktiviert ist, so daß nur in diesem Fall eine volle Drehzahlmitnahme des Lüfterrades erfolgt.

Weitere Einzelheiten und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den Zeichnungen und sind aus der nachfolgenden Erläuterung von Ausführungsbeispielen entnehmbar.

Es zeigen

Fig. 1 ein erstes Ausführungsbeispiel für eine Reibschaltkupplung mit Schaltung der Reibscheibenkupplung bei Druckentlastung der Kolben/Zylindereinheit und

Fig. 2 eine alternative Ausführungsform mit der Schaltung der Reibscheibenkupplung bei druckbelasteter Kolben/Zylindereinheit.

Beschreibung der Erfindung:

Die in der Fig. 1 dargestellte Reibschaltkupplung 1 dient zum Antrieb eines Lüfterrades 2 und damit als Kühlaggregat insbesondere für einen Kraftfahrzeug-Verbrennungsmotor. Die dargestellte Reibschaltkupplung ist als sogenannte Zweistufenkupplung ausgebildet, wie sie auch in der DE 32 03 143 C2 der Anmelderin beschrieben ist. Auf den Inhalt dieser Druckschrift wird hiermit ausdrücklich Bezug genommen. Zur unmittelbaren Ankopplung des rotierenden Lüfterrades 2 an die Drehzahl einer Antriebswelle 4 ist eine erste Reibscheibenkupplung 5 vorgesehen, die pneumatisch oder hydraulisch betätigbar ist. Ist diese erste Reibscheibenkupplung eingeschaltet, so erfolgt eine kraftschlüssige Verbindung zwischen der Antriebswelle 4 und dem anzutreibenden Lüfterrad 2 im Verhältnis 1:1.

Ist diese erste Reibscheibenkupplung 5 ausgeschaltet, so wird das Lüfterrad 2 dennoch über die weiterhin vorhandene Wirbelstromkupplung 6 mit einer verminderten Schleppdrehzahl angetrieben, wobei die Schleppdrehzahl vom Abstand s_1 zwischen dem Lüfterrad 7 und den Permanentmagneten 8 abhängt. Je nach Anwendungsfall wird dieser Abstand zwischen 0,5 bis 4 mm gewählt, wobei Schleppdrehzahlen beispielsweise in der Größenordnung bis ca. 1100 u/min eingestellt werden. Auch die Anzahl der Permanentmagnete

bestimmt die Größe der Schleppdrehzahl.

Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 1 wird die Antriebswelle 4 der Reibschaltkupplung 1 über ein topfförmiges Gehäuse 9 angetrieben, wobei eine Paßfeder 10 eine formschlüssige Verbindung zur Antriebswelle 4 und ein Anschlußflansch 11 die Verbindung zur Kurbelwelle eines nicht näher dargestellten Kfz-Verbrennungsmotors bildet. An dieses Gehäuse 9 ist über eine Schraubverbindung 12 wiederum ein im Querschnitt Z-förmiges Gehäuse 13 angeschraubt, welches zur Aufnahme des Läuferfades 7 der Wirbelstromkupplung 6 dient. Durch diese Anordnung wird die Reibscheibenkupplung 5 ringförmig von der Wirbelstromkupplung 6 umschlossen. Die Wirbelstromkupplung 6 besteht mit ihrem Läuferfaden aus einer stirnseitigen Kupferscheibe 14 und einer nachgeschalteten Stahlscheibe 15, die mittels einer Schraubverbindung 16 am ringförmigen Läuferfaden 7 befestigt sind.

Dem Läuferfaden 7 der Wirbelstromkupplung 6 mit einem Spalt s_1 gegenüberliegend befindet sich ein Magnetscheibenrad 17, in welchem die Permanentmagnete 8 auf dem Umfang der ringförmigen Scheibe eingebettet sind. Die Anzahl der Magnete bestimmt sich aus dem jeweiligen Anwendungsfall und bestimmt die Größe der Schleppdrehzahl.

Das Magnetscheibenrad 17 ist mit einem im Querschnitt wiederum Z-förmigen oder topfförmigen Kupplungsgehäuse 18 verbunden, welches zur Aufnahme der ersten Reibscheibenkupplung 5 dient. Das topfförmige Kupplungsgehäuse 18 ist mit seinem radialen Befestigungsflansch 19 über eine Schraubverbindung 20 mit dem Magnetscheibenrad 17 verbunden. Eine weitere Schraubverbindung 21 verbindet diesen radialen Befestigungsflansch 19 des topfförmigen Kupplungsgehäuses 18 mit einem stirnseitig angeflanschten Befestigungsgehäuse 22 für das Lüfterrad 2 über eine Schraubverbindung 23. Dieses Lüfterrad-Befestigungsgehäuse 22 ist im Querschnitt etwa L-förmig ausgebildet mit einem radialen Wandungsabschnitt 24 und einem axialen, topfförmigen Wandungsabschnitt 25, der sich stirnseitig nach vorne hin erstreckt. Das Lüfterrad-Befestigungsgehäuse 22 weist darüber hinaus einen sich gemäß Fig. 1 axial erstreckenden, in Richtung Verbrennungsmotor weisenden Gehäuseabschnitt 26 auf, der mehrere Funktionen ausübt. Das Befestigungsgehäuse 22 ist über den axialen Gehäuseabschnitt 26 auf der Antriebswelle 4 über ein Doppelkugellager 27 drehbar gelagert. Gleichzeitig bildet der radiale Wandungsabschnitt 24 mit dem axialen Gehäuseabschnitt 26 eine ringförmige Aussparung 28, die mit einem Zylinderraum 29 zur Aufnahme eines Pneumatikkolbens 30 verbunden ist. Der ringförmige Pneumatikkolben 30 der Reibscheibenkupplung 5 ist in dem topfförmigen Gehäuse 18 mit seiner zylinderförmigen Außenfläche 31 gelagert. Die innere Lagerfläche 32 des ringförmigen Kolbens 30 stützt sich auf der axialen Gehäusefläche des Gehäuseabschnitts 26 ab. Der ringförmig umlaufende Kolben 30 ist im Querschnitt U-förmig ausgebildet, wobei der

radial außenliegende Schenkel 33 etwa die doppelte Länge aufweist, wie der radial innenliegende Schenkel 34. Der Kolben 30 wird an seiner radialen Stirnseite 35 mit Druckluft beaufschlagt, die dem Befestigungsgehäuse 22 über eine Druckluftzufuhrbohrung 36 zugeführt wird. Hierfür ist der axiale und topfförmige Wandungsabschnitt 25 des Befestigungsgehäuses 22 mit einer Drehkupplung 37 für die Luftzufuhr in den Innenraum 38 des Wandungsabschnitts 25 versehen.

Die Reibscheibenkupplung 5 ist als pneumatisch betätigbare Kupplung ausgebildet. Hierfür befindet sich in dem Kupplungsgehäuse 18 eine axial verschiebbare Ankerscheibe 39, die mittels einer Ringfederscheibe 40 verdrehspielfrei am Gehäuse 18 befestigt ist. Die Ringfederscheibe 40 weist an ihrer Fläche mehrere Befestigungsbohrungen auf, die wechselseitig zur Befestigung der angrenzenden Bauteile dienen. Hierzu dient die Schraubverbindung 57. Ein Federpaket 41 drückt den radial außenliegenden Bereich der Ankerscheibe 39 gegen die radiale Stirnseite 42 des axial verlaufenden außenliegenden Schenkels 33 des Druckkolbens 30.

Der Ankerscheibe 39 gegenüberliegend ist eine Gegenscheibe 43 angeordnet, die über eine Schraubverbindung 44 mit dem Befestigungsgehäuse 22 verbunden ist. Dabei dient der axial sich erstreckende Gehäuseabschnitt 26 des Befestigungsgehäuses 22 gleichermaßen als Abstandshalter und als Gehäuseabschnitt zur Aufnahme des Druckkolbens 30.

Zwischen der Gegenscheibe 43 und der Ankerscheibe 39 ist ein Reibscheibenbelag 45 angeordnet, der über eine flexible, axial verschiebbare Scheibe 46 mittels der Schraubverbindung 47 mit der Antriebswelle 4 verbunden ist.

Die Reibschaltkupplung nach Fig. 1 arbeitet wie folgt:

Ist der vor der Kolbenfläche 35 liegende Druckraum 28, 29 über die Leitung 36 mit Druckmedium, z. B. Druckluft beaufschlagt, so wird der Kolben 30 im Kupplungsgehäuse 18 sowie im Gehäuseabschnitt 26 axial in Fig. 1 nach rechts bewegt und drückt mit seinem radial außenliegenden Schenkel 33 gegen die Ankerscheibe 39 gegen die Kraft des Federpakets 41. Die flexible Ringfederscheibe 40 ermöglicht die axiale Bewegung. Hierdurch wird die kraftschlüssige Verbindung der Reibscheibenkupplung 5 gelöst, so daß sich der Reibscheibenbelag 45 frei zwischen der Ankerscheibe 39 und der Gegenscheibe 43 auf der Antriebswelle 4 drehen kann. In diesem Fall ist nur die Wirbelstromkupplung 6 wirksam, die die Motordrehzahl des Kfz-Motors über den Anschlußflansch 11 auf das topfförmige Gehäuse 9 und von dort auf das Z-förmige Gehäuse 13 überträgt. Die an dem Gehäuse 13 angeflanschte Wirbelstromkupplung 6 bewirkt eine verminderte Drehzahlübertragung auf den radialen Befestigungsflansch 19 des Kupplungsgehäuses 18 und von dort zum Befestigungsgehäuse 22, an welchem das Lüfterrad 2 befestigt ist. Trotz hoher Motordrehzahl wird demnach der Lüfterflügel des Ventilators 3 mit einer verminderten Schlepp-

drehzahl angetrieben.

Ist eine unmittelbare Drehzahlübersetzung der Motordrehzahl auf das Lüfterrad 2 gewünscht, so wird der Druckkolben 30 an seiner Stirnfläche 35 mit Druckmedium entlastet, so daß dieser keine Druckwirkung auf die Ankerscheibe 39 ausübt. In diesem Fall drückt das Federpaket 41 die Ankerscheibe 39 gegen den Reibscheibenbelag 45 und diesen gegen die Gegenscheibe 43, so daß eine kraftschlüssige Verbindung zwischen der sich mit Motordrehzahl drehenden Antriebswelle 4 und dem Kupplungspaket, bestehend aus Ankerscheibe 39 mit Ringfederscheibe 40, Reibscheibenbelag 45 und Gegenscheibe 43 besteht. Dieses Drehmoment wird über die feste Verbindung der Ankerscheibe 39 zum Kupplungsgehäuse 18 und zum Befestigungsgehäuse 22 einerseits bzw. von der Gegenscheibe 43 über die Schraubverbindung 44 zum Befestigungsgehäuse 22 andererseits auf das Lüfterrad 2 und damit auf den Ventilator 3 übertragen.

Die gewählte Anordnung nach Fig. 1 hat den Vorteil, daß bei ausfallender Druckluftversorgung im System sich die höhere Ventilator-drehzahl durch ein zwangsweises Einschalten der Reibscheibenkupplung 5 entsteht. Im Zweifelsfall wird deshalb die höhere Kühlwirkung des Ventilators bei dieser Schaltungsanordnung wirksam.

Beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 2 ist eine geänderte Schaltungsanordnung der Reibscheibenkupplung 5 gewählt. Im übrigen sind gleiche oder entsprechende Teile mit gleichem Bezugszeichen wie in Fig. 1 bezeichnet.

Der Antrieb des nicht näher dargestellten Kfz-Motors geschieht über eine Riemenscheibe 48 auf die Antriebswelle 4 der Reibschaltkupplung 1. Selbstverständlich kann hier auch eine direkte Verbindung der Antriebswelle 4 zur Kurbelwelle des Antriebsmotors bestehen. Über die Paßfeder 10 wird die Antriebswelle 4 formschlüssig mit einem Aufnahmegehäuse 13 für die Wirbelstromkupplung 6 verbunden. Dieses Aufnahmegehäuse weist einen axialen Wandungsabschnitt 49, einen sich trichterförmig erweiternden Wandungsabschnitt 50 sowie einen sich radial erstreckenden Wandungsabschnitt 51 auf. Der radiale Wandungsabschnitt 51 trägt an seiner linken Stirnseite das Magnetscheibenrad 17 zur Aufnahme der Permanentmagnete 8 der Wirbelstromkupplung 6. Mit einem Spalt s_1 gegenüberliegend befindet sich das Läuferrad 7 der Wirbelstromkupplung, gebildet aus der Kupferscheibe 14 sowie der Stahlscheibe 15.

Das Läuferrad 7 der Wirbelstromkupplung 6 ist in das Lüfterrad-Befestigungsgehäuse 22 stirnseitig eingebettet und mit diesem fest verbunden. Über eine Schraubverbindung 23 ist das Läuferrad 2 am Befestigungsgehäuse 22 befestigt. Das Läuferrad-Befestigungsgehäuse 22 ist auf der Antriebswelle 4 über das Kugellager 27 frei drehbar gelagert, wobei das Kugellager 27 auf dem axialen Wandungsabschnitt 49 des Gehäuses 13 angeordnet ist.

Das Kupplungsgehäuse 18 zur Aufnahme des Kolbens 30 der Reibscheibenkupplung 5 weist einen ringförmig umlaufenden Zylinderraum 52 auf, in welchem der ringförmige Kolben 30 axial verschiebbar gelagert ist. Der hinter dem Kolben 30 liegende Zylinderraum 29 dient zur Druckbeaufschlagung der stirnseitigen Kolbenfläche 35 mit einem pneumatischen oder hydraulischen Druckmedium, welches über eine radial verlaufende Zuführbohrung 36 dem Zylinderraum 29 zugeführt wird. Eine Drehkupplung 37 dient wiederum zur Zuführung des Druckmediums zum Zylinderraum 29.

Das Kupplungsgehäuse 18 ist mit seinem radial außenliegenden axialen Wandungsabschnitt 53 über die Schraubverbindung 21 mit dem Lüfterrad-Befestigungsgehäuse 22 drehfest verbunden.

Die Reibscheibenkupplung 5 wird durch die Ankerscheibe 39 gebildet, die wiederum über eine Federscheibe 54 und einer Schraubverbindung 55, 57 axial verschiebbar am Kupplungsgehäuse 18 befestigt ist. Dabei bilden die Ankerscheibe 39 und der Kolben 30 eine axial verschiebbare bauliche Einheit, die durch die Ringfederscheibe 54 gehalten ist. Die Ankerscheibe 39 wirkt mit der rückseitigen Fläche 56 des radialen Wandungsabschnittes 51 des Gehäuses 13 zusammen, die mit einem Spalt s_2 der Ankerscheibe 39 gegenüberliegt. Die rückseitige Stirnfläche 56 sowie die Ankerscheibe 39 sind als Reibscheibenbeläge ausgebildet. Der Kolben 30 drückt die Ankerscheibe 39 bei Druckbeaufschlagung des Zylinderraumes 29 unter Überwindung des Spaltes s_2 gegen die rückseitige Stirnfläche 56 des Wandungsabschnittes 51.

Die Reibschaltkupplung nach Fig. 2 arbeitet demzufolge wie folgt:

Ist der Druckraum 29 des Zylinderraumes 52 nicht mit Druckmedium belastet, so ist die Reibscheibenkupplung 5 nicht aktiv. In diesem Fall wird die über die Riemenscheibe 48 auf die Antriebswelle 4 übertragene Motordrehzahl über die Paßfeder 10 auf das Gehäuse 13 und damit auf die Wirbelstromkupplung 6 übertragen. Die Wirbelstromkupplung 6 überträgt wiederum eine verminderte Drehzahl auf das Lüfterrad-Befestigungsgehäuse 22 und damit auf das Lüfterrad 2. Die Größe der Schleppdrehzahl wird durch den Aufbau der Wirbelstromkupplung 6 bestimmt.

Eine unmittelbare Drehzahlübertragung von der Riemenscheibe 48 auf das Lüfterrad 2 erfolgt durch Betätigung der Reibscheibenkupplung 5. Hierzu wird der Druckraum 29 mit Druckmedium, insbesondere mit Druckluft belastet, so daß der Kolben 30 die Ankerscheibe 39 unter Überwindung des Spaltes s_2 gegen die rückseitige Fläche 56 des radialen Wandungsabschnittes 51 des Gehäuses 13 drückt. In diesem Fall erfolgt der Kraftschluß von der Antriebswelle 4 über das Gehäuse 13 auf die Ankerscheibe 39 und von dort über die Ringfederscheibe 54 auf das Kupplungsgehäuse 18. Das Drehmoment wird weiter übertragen über den radial außenliegenden, axialen Wandungsabschnitt 53 und die Schraubverbindung 21 auf das Lüfterrad-Befestigungs-

gehäuse 22 und damit auf das Lüfterrad 2.

Die Ausführungsform nach Fig. 2 beinhaltet demzufolge eine Druckluftschaltung, die bei wirkender Druckluft eine unmittelbare Kopplung der Motordrehzahl auf das Lüfterrad bewirkt.

Patentansprüche

1. Reibschaltkupplung für ein Lüfterrad eines Kraftfahrzeug-Verbrennungsmotors oder dergleichen, wobei das Lüfterrad (2) zur unmittelbaren Übertragung der Motordrehzahl über eine erste Reibscheibenkupplung (5) direkt mit einer Antriebswelle (4) oder dergleichen verbunden ist und das Lüfterrad (2) bei abgeschalteter Reibscheibenkupplung (5) durch eine zweite, als Wirbelstromkupplung ausgebildete Kupplungsvorrichtung (6) mitgeschleppt wird, dadurch gekennzeichnet, daß die Reibscheibenkupplung (5) zum direkten Antrieb des Lüfterrades (2) als pneumatisch oder hydraulisch betätigbare Kupplung (5) mit einer Kolben/Zylindereinheit ausgebildet ist, die über eine Drehkupplung (37) mit Druckmedium beaufschlagbar ist und daß der Antriebskolben (30) eine mittels einer flexiblen Ringfederscheibe (40, 54) axial verschiebbare Ankerscheibe (39) betätigt, die mit einem Reibscheibenbelag (45) der Reibscheibenkupplung (5) zusammenwirkt.
2. Kupplung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle (4) der Reibschaltkupplung (1) über ein Antriebsgehäuse (13) direkt mit der Wirbelstromkupplung (6) verbunden ist, wobei die Wirbelstromkupplung (6) abtriebseitig mit einem Lüfterrad-Befestigungsgehäuse (22) zur Befestigung des Lüfterrades (2) verbunden und das Lüfterrad-Befestigungsgehäuse (22) über ein Kugellager (27) von der Antriebswelle (4) drehzahlmäßig entkoppelt ist.
3. Kupplung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß ein Lüfterrad-Befestigungsgehäuse (22) mit einem Reibscheibenkupplungs-Aufnahmegehäuse (18) direkt verbunden ist, welches einen Zylinderraum (29, 52) zur Aufnahme eines Antriebskolbens (30) der Kolben/Zylindereinheit aufweist und daß der axial verschiebbare Antriebskolben (30) die Reibscheibenkupplung (5) im Sinne einer Druckbeaufschlagung oder Druckentlastung der Reibscheibenkupplung (5) und damit zu einer direkten Verbindung oder Entkopplung der Antriebswelle (4) mit dem Lüfterrad (2) betätigt.
4. Kupplung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Antriebswelle (4) mit einer axial verschiebbaren flexiblen Kupplungsscheibe (46) verbunden ist, die

beidseitig einen Reibscheibenbelag (45) trägt und daß die Kupplungsscheibe (46) bei nicht druckbeaufschlagtem Antriebskolben (30) zwischen der mit einem Kupplungsgehäuse (18) verbundenen Ankerscheibe (39) und einer mit dem Lüfterrad-Befestigungsgehäuse (22) festverbundenen Gegenscheibe (43) kraftschlüssig eingeklemmt ist.

5. Kupplung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Ankerscheibe (39) von einer Tellerfeder (41) axial gegen den Reibscheibenbelag (45) der Reibscheibenkupplung (5) andrückbar ist.
6. Kupplung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche 1 bis 3, dadurch gekennzeichnet, daß der Antriebskolben (30) bei einer Druckbeaufschlagung die Reibscheibenkupplung (5) im Sinne einer Kupplungsbetätigung und damit einer unmittelbaren Drehzahlübertragung schließt.
7. Kupplung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß das mit der Antriebswelle (4) verbundene Gehäuse (13) zur antriebsseitigen Befestigung der Wirbelstromkupplung (6) mit seinem radialen Wandungsabschnitt (51) gleichzeitig als Gegenscheibe (43) der Reibscheibenkupplung (5) dient, die mit der Ankerscheibe (39) bei einer Kraftbeaufschlagung des Antriebskolbens (30) zusammenwirkt.
8. Kupplung nach Anspruch 7, dadurch gekennzeichnet, daß die Ankerscheibe (39) über eine flexible Ringfederscheibe (40, 54) axial verschiebbar im Kupplungsgehäuse (18) gelagert ist.
9. Kupplung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Ankerscheibe (39) und der Kolben (30) eine bauliche, axial verschiebbare Einheit bilden, die zwischen sich die flexible Ringfederscheibe (54) einschließen.
10. Kupplung nach einem oder mehreren der vorhergehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Druckbeaufschlagung des Antriebskolbens (30) über eine Drehkupplung (37) auf das drehbare Anschlußgehäuse (25, 18) zum Druckraum (29) der Kolben/Zylindereinheit erfolgt.

Claims

1. Friction clutch for a fan wheel of a motor vehicle internal combustion engine or the like, the fan wheel (2) being directly connected to a drive shaft (4) or the like for the direct transmission of the engine rotational speed by means of a first friction disc clutch

(5) and the fan wheel (2) being entrained by a second clutch appliance (6), configured as an eddy-current clutch, when the friction disc clutch (5) is disengaged, characterized in that the friction disc clutch (5) is configured as a pneumatically or hydraulically actuated clutch (5) with a piston/cylinder unit for the direct drive of the fan wheel (2), which piston/cylinder unit can be subjected to pressure medium by means of a rotary joint (37) and that the drive piston (30) actuates an anchor plate (39), which can be axially displaced by means of a flexible annular spring plate (40, 54) and which interacts with a friction disc lining (45) of the friction disc clutch (5).

2. Clutch according to Claim 1, characterized in that the drive shaft (4) of the friction clutch (1) is connected directly to the eddy-current clutch (6) by means of a drive housing (13), the eddy-current clutch (6) being connected at the output end to a fan wheel fastening housing (22) for fastening the fan wheel (2) and the fan wheel fastening housing (22) being decoupled with respect to rotational speed from the drive shaft (4) by means of a ball bearing (27).

3. Clutch according to Claim 2, characterized in that the fan wheel fastening housing (22) is directly connected to a friction disc clutch accommodation housing (18) which has a cylinder space (29, 52) for accommodating a drive piston (30) of the piston/cylinder unit and in that the axially displaceable drive piston (30) actuates the friction disc clutch (5) in the sense of subjecting the friction disc clutch (5) to pressure or relieving it and, by this means, of directly connecting the drive shaft (4) to the fan wheel (2) or decoupling the drive shaft (4) from the fan wheel (2).

4. Clutch according to claim 3, characterized in that the drive shaft (4) is connected to an axially displaceable flexible clutch plate (46) which carries a friction disc lining (45) on both sides and in that when the drive piston (30) is not subjected to pressures the clutch plate (46) is frictionally clamped between the anchor plate (39) connected to the clutch housing (18) and a counterplate (43) firmly connected to the fan wheel fastening housing (22).

5. Clutch according to one or more of the preceding claims, characterized in that the anchor plate (39) can be pressed axially against the friction disc lining (45) of the friction disc clutch (5) by a plate spring (41).

6. Clutch according to one or more of the preceding claims 1-3, characterized in that when subjected to pressure, the drive piston (30) closes the friction

disc clutch (5) in the sense of a clutch actuation and therefore of a direct rotational speed transmission.

7. Clutch according to one or more of the preceding claims, characterized in that the housing connected to the drive shaft (4) acts simultaneously as a counterplate (43) of the friction disc clutch (5) for the drive-end fastening of the eddy-current clutch (6) by means of its radial wall section (51), which counterplate (43) interacts with the anchor plate (39) when the drive piston (30) is subjected to a force.

8. Clutch according to Claim 7, characterized in that the anchor plate (39) is supported by means of a flexible annular spring plate (40, 54) so that it can be axially displaced in the clutch housing (18).

9. Clutch according to one or more of the preceding claims, characterized in that the anchor plate (39) and the piston (30) form a constructional, axially displaceable unit and enclose between them the flexible annular spring plate (54).

10. Clutch according to one or more of the preceding claims, characterized in that the drive piston (30) is subjected to pressure by means of a rotary joint (37), on the rotatable connection housing (25, 18), leading to the pressure space (29) of the piston/cylinder unit.

Revendications

1. Embrayage à friction pour un rotor de ventilateur d'un moteur à combustion d'un véhicule automobile ou analogue, le rotor de ventilateur (2) étant relié, pour la transmission directe du régime du moteur, par un premier embrayage à disque à friction (5) directement à un arbre d'entraînement (4) ou analogue et le rotor de ventilateur (2), lorsque l'embrayage à disque à friction (5) est découplé, étant en mouvement accouplé par un second dispositif d'embrayage (6) réalisé comme embrayage à courants de Foucault, caractérisé en ce que l'embrayage à disque à friction (5) est réalisé, pour l'entraînement direct du rotor de ventilateur (2), comme embrayage (5) pouvant être actionné de façon pneumatique ou hydraulique par un vérin, qui peut être alimenté, par l'intermédiaire d'un joint tournant (37), en fluide sous pression, et en ce que le piston d'entraînement (30) actionne un disque d'induit (39) axialement déplaçable au moyen d'un disque à ressort annulaire souple (40,54), qui coopère avec une garniture (45) de l'embrayage à disque à friction (5).

2. Embrayage selon la revendication 1, caractérisé en ce que l'arbre d'entraînement (4) de

l'embrayage à friction (1) est relié, par un carter d'entraînement (13), directement à l'embrayage à courants de Foucault (6), l'embrayage à courants de Foucault (6) étant relié, du côté de sortie, à un carter de fixation (22) du rotor de ventilateur pour la fixation du rotor de ventilateur (2) et le carter de fixation (22) du rotor de ventilateur étant découplé, relativement au régime, de l'arbre d'entraînement (4) par l'intermédiaire d'un roulement à billes (27).

3. Embrayage selon la revendication 1 ou 2, caractérisé en ce que le carter de fixation (22) du rotor de ventilateur est relié directement à un carter de réception (18) de l'embrayage à disque à friction, lequel présente un espace de cylindre (29,52) pour recevoir un piston d'entraînement (30) du vérin et en ce que le piston d'entraînement axialement déplaçable (30) actionne l'embrayage à disque à friction (5) dans le sens d'une alimentation en pression ou d'une décharge de pression de l'embrayage à disque à friction (5) et, ainsi, pour une liaison ou un découplage direct de l'arbre d'entraînement (4) avec le rotor de ventilateur (2). 10
4. Embrayage selon une ou plusieurs des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'arbre d'entraînement (4) est relié à un disque d'embrayage (46) souple axialement déplaçable, qui porte, des deux côtés, une garniture (45) de disque à friction, et en ce que le disque d'embrayage (46), lorsque le piston d'entraînement (30) n'est pas alimenté en pression, est serré sous l'influence d'une force entre le disque d'induit (39) relié au carter d'embrayage (18) et un contre-disque (43) fixement relié au carter de fixation (22) du rotor de ventilateur. 25 30 35
5. Embrayage selon une ou plusieurs des revendications précédentes, caractérisé en ce que le disque d'induit (39) peut être pressé par un ressort à rondelle (41) axialement contre la garniture (45) de l'embrayage à disque à friction (5). 40
6. Embrayage selon une ou plusieurs des revendications précédentes 1 à 3, caractérisé en ce que le piston d'entraînement (30), lors d'une alimentation en pression, ferme l'embrayage à disque à friction (5) dans le sens d'un actionnement d'embrayage et, ainsi, d'un transfert de régime direct. 45 50
7. Embrayage selon une ou plusieurs des revendications précédentes, caractérisé en ce que le carter (13) relié à l'arbre d'entraînement (4) pour la fixation, du côté de l'entraînement, de l'embrayage à courants de Foucault (6) sert, par sa partie de paroi radiale (51), en même 55

temps comme contre-disque (43), qui coopère avec le disque d'induit (39) lors d'une alimentation par une force du piston d'entraînement (30).

- 5 8. Embrayage selon la revendication 7, caractérisé en ce que le disque d'induit (39) est monté de façon axialement déplaçable dans le carter d'embrayage (18) par l'intermédiaire d'un disque à ressort annulaire souple (40,54). 10
9. Embrayage selon une ou plusieurs des revendications précédentes, caractérisé en ce que le disque d'induit (39) et le piston (30) forment une unité constructive axialement déplaçable qui renferme le disque à ressort annulaire souple (54). 15
10. Embrayage selon une ou plusieurs des revendications précédentes, caractérisé en ce que l'alimentation en pression du piston d'entraînement (30) est effectuée par l'intermédiaire d'un joint tournant (37) sur le boîtier de raccordement rotatif (25,18) vers l'espace de pression (29) du vérin. 20 25 30 35 40 45 50 55

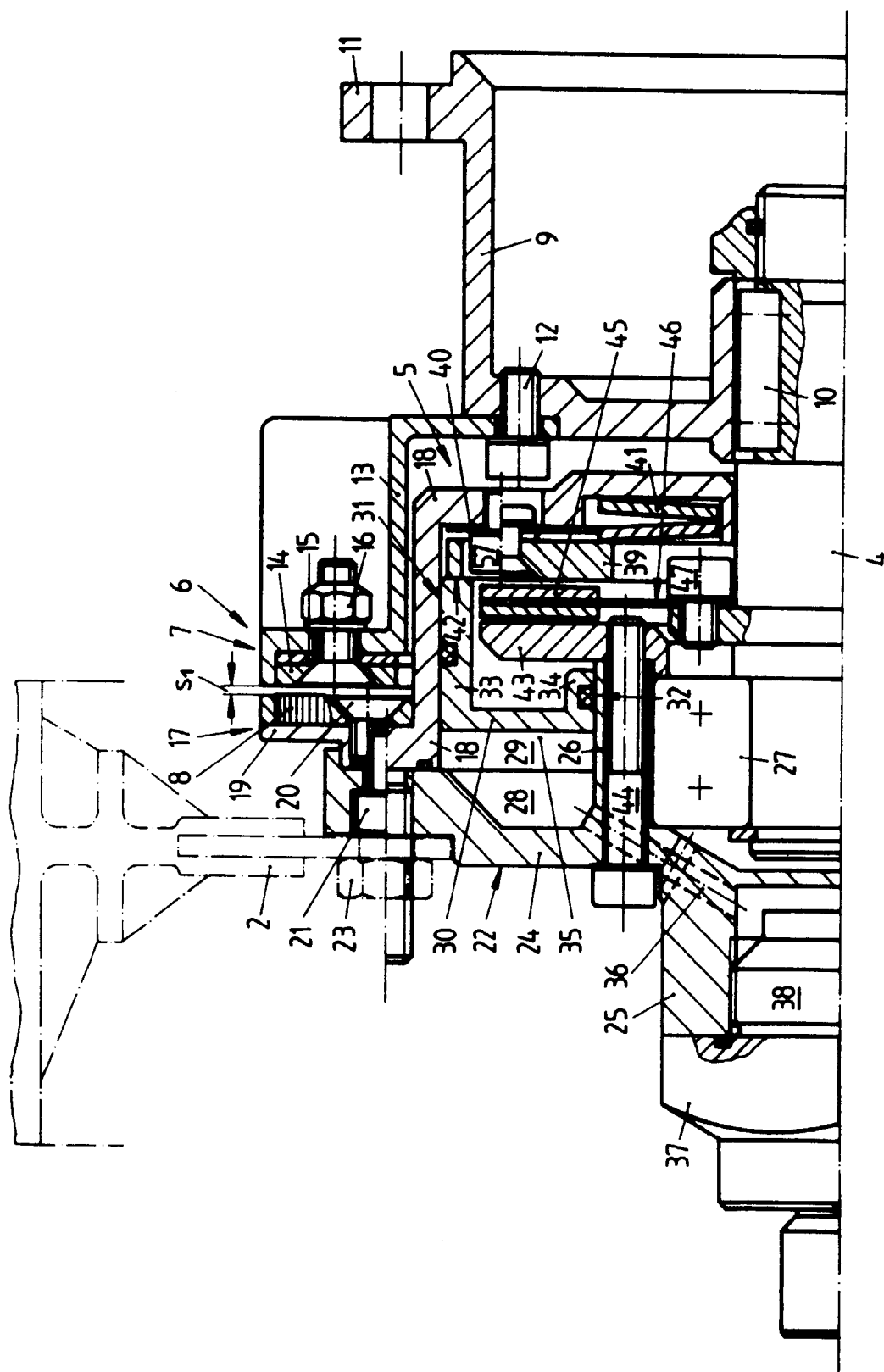


Fig 1

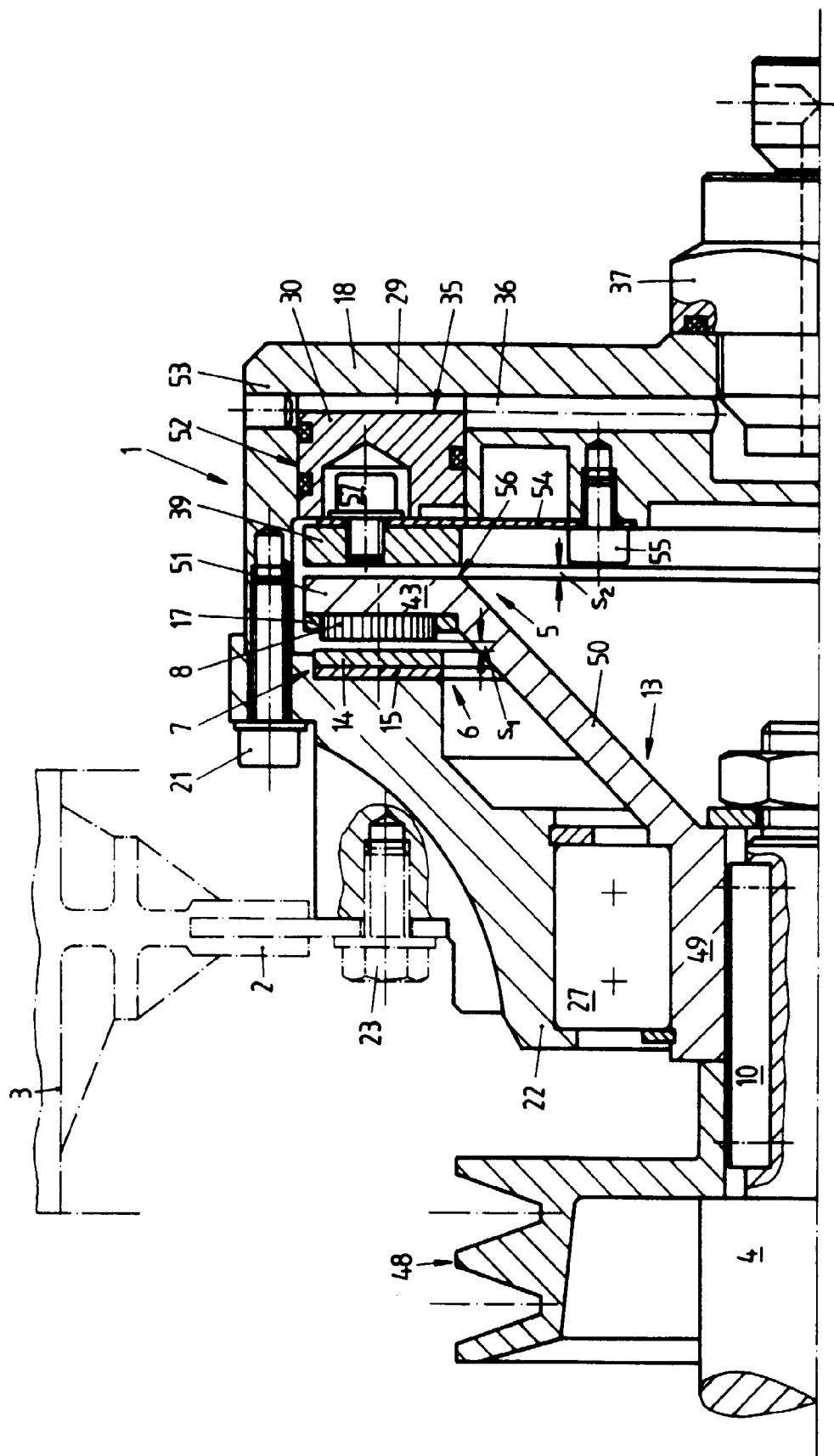


Fig 2