



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2006 011 987 A1** 2007.09.20

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2006 011 987.8**

(22) Anmeldetag: **16.03.2006**

(43) Offenlegungstag: **20.09.2007**

(51) Int Cl.⁸: **F02B 41/10** (2006.01)

(71) Anmelder:
DaimlerChrysler AG, 70327 Stuttgart, DE

(72) Erfinder:
**Klaus, Andreas, 70327 Stuttgart, DE; Kuznick,
Marcel, Dipl.-Ing., 73061 Ebersbach, DE**

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu
ziehende Druckschriften:

DE 103 60 155 A1

US 20 04 279

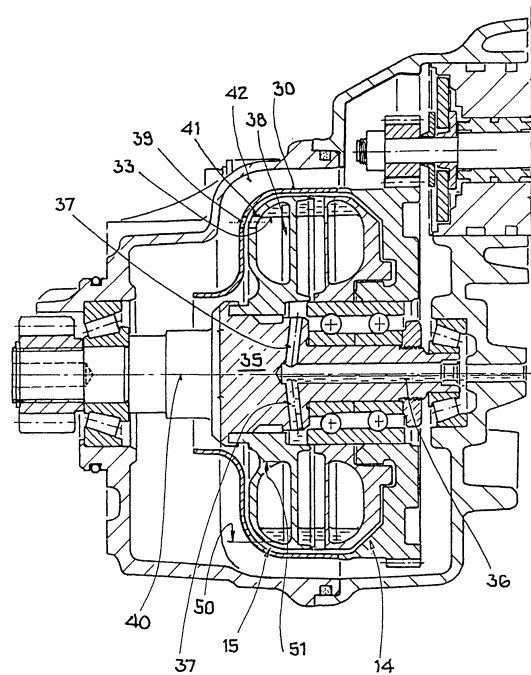
WO 91/10 076 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Rechercheantrag gemäß § 43 Abs. 1 Satz 1 PatG ist gestellt.

(54) Bezeichnung: **Antriebsstrang mit einem Turboverbundsystem**

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft ein Turbo-compoundsystem und insbesondere dessen hydrodynamische Kupplung (14). Um dessen Wirkungsgrad zu verbessern, ist das Ölvolumen in dieser hydrodynamischen Kupplung (14) mittels Öffnungen (39, 41) variabel. Dabei verbleibt ein Restvolumen Öl in der hydrodynamischen Kupplung (14), um das Abgasnutzturbinenrad gegen die Kurbelwelle abzubremsen. Somit kann das Abgasnutzturbinenrad nicht mit extrem hohen Drehzahlen frei drehen.



Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang mit einem Turboverbundsystem gemäß dem einteiligen Patentanspruch 1. Ferner betrifft die Erfindung gemäß Patentanspruch 5 ein Verfahren zum Betrieb eines solchen Antriebsstranges.

[0002] Aus der DE 103 60 155 A1 ist bereits ein Antriebsstrang mit einem Turboverbundsystem bekannt, wobei dieses auch mit dem englischen Begriff Turbocompound bezeichnet werden kann. Dieses Turboverbundsystem umfasst einen Verbrennungsmotor, eine Kurbelwelle, die vom Verbrennungsmotor angetrieben wird, und eine Abgasnutzturbine, die im Abgasstrom des Verbrennungsmotors zum Umwandeln von Abgasenergie in Drehenergie angeordnet ist. Die Abgasnutzturbine steht in Triebverbindung mit einer Kurbelwelle, wobei in diese Triebverbindung eine Baueinheit zwischengefügt ist. Diese Baueinheit weist zum einen eine erste Zahnradstufe zur Übersetzung ins Langsame und zum anderen eine hydrodynamische Kupplung zur Torsionsschwingungsdämpfung auf. Die hydrodynamische Kupplung weist ein beschaukeltes Pumpenrad auf, das mit der Abgasnutzturbine in Triebverbindung steht. Ferner weist die hydrodynamische Kupplung ein beschaukeltes Turbinenrad auf, das über eine zweite Zahnradstufe zur Übersetzung ins Langsame in Triebverbindung mit der Kurbelwelle steht. Das Pumpenrad ist mittels einer Lamellenkupplung gegen ein Gehäuse kuppelbar, so dass die hydrodynamische Kupplung auch als Retarder betrieben werden kann. Demzufolge ist die Kurbelwelle in einem Bremsbetrieb mit dieser Funktion als hydrodynamischer Retarder gegen das Gehäuse abbrembar. Ein solcher Retarder entlastet die Betriebsbremse des Nutzfahrzeuges. Um die Lamellenkupplung trotz der hohen Bremslasten klein auszuführen bzw. nicht zu überlasten, ist die hydrodynamische Kupplung auf einen vorgegebenen Füllgrad entleerbar.

[0003] In der WO 91/10076 ist bereits eine Fluidzufuhr mit Kühlungsfunktion für eine hydrodynamische Kupplung eines Antriebsstranges mit Turboverbundsystem beschrieben.

[0004] Aufgabe der Erfindung ist es, ein Turboverbundsystem mit einem besonders hohen Wirkungsgrad zu schaffen.

[0005] Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß mit den Merkmalen von Patentanspruch 1 gelöst.

[0006] Erfindungsgemäß ist eine Füllstandsvariation in der hydrodynamischen Kupplung möglich. Durch diese Füllstandsvariation ist die Drehmoment- und Drehzahlübertragung zwischen der Abgasnutzturbine und der Kurbelwelle steuerbar und auch regelbar. Insbesondere kann die Leistungsübertragung

verbrennungsmotorlastabhängig durchgeführt werden. So weist die volle Leistungsübertragung nur im Volllastbereich des Verbrennungsmotors einen besonders hohen Wirkungsgrad auf. Im Teillastbereich des Verbrennungsmotors würde das Turboverbundsystem gegenüber einem Antriebsstrang ohne Turboverbundsystem einen schlechteren Wirkungsgrad aufweisen, was einen höheren Kraftstoffverbrauch zur Folge hätte, da ein Leistungsfluss von der Kurbelwelle zur Turbine stattfindet. Mittels des erfindungsgemäßen Turboverbundsystems ist es in diesem Teillastbereich möglich, den Füllstand in der hydrodynamischen Kupplung auf ein Restniveau zu reduzieren und damit den umgekehrten Leistungsfluss zu unterbrechen. Damit erhöht sich der Wirkungsgrad des Verbrennungsmotors.

[0007] Bei einer völligen Entleerung der hydrodynamischen Kupplung würde jedoch die nötige Kühlung des Lagers und der hydrodynamischen Kupplung nicht mehr gewährleistet sein. Ferner würde eine zu starke Teilentleerung oder sogar eine gänzliche Entleerung der hydrodynamischen Kupplung dazu führen, dass die Abgasnutzturbine lastlos bzw. ausgekuppelt läuft. Die Beschleunigung der Abgasnutzturbine durch die thermische Energie des Abgases würde zu einer hohen Drehzahl und Belastung führen. Diese hohe Belastung wird erfindungsgemäß dadurch verhindert, dass ein Restvolumen Fluid zwischen der Gehäuseschale und dem Turbinenrad belassen wird, so dass über das Fluid ein Mitnahmemoment überträgt. Damit wird die Abgasnutzturbine gegenüber der Kurbelwelle abgebremst. Es tritt dabei ein Schlupf – d.h. eine Drehzahldifferenz – zwischen der Gehäuseschale und dem Turbinenrad auf. Dabei ist in vorteilhafter Weise ein ausreichender Schlupf zwischen Pumpenschaufeln und Turbinenrad bei ausreichender Sicherheit der Abgasnutzturbine gewährleistet. In einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung kann dabei eine Optimierung zwischen den beiden Größen

- ausreichender Schlupf zur Wirkungsgradverbesserung und
- ausreichende Drehmomentübertragung zum Abgasnutzturbinenschutz

durchgeführt werden. Das optimale Restvolumen hängt damit von vielen Faktoren ab. Beispielfhaft seien hier nur die Schaufelgeometrie, die Kupplungsabmessungen, die Übersetzungsverhältnisse der Übersetzungsstufen, die Drehzahlfestigkeit und die strömungstechnischen Auslegungen der Abgasnutzturbine genannt.

[0008] Um das Fluid bis auf das Restvolumen abzuführen, sind dabei erfindungsgemäß Öffnungen in der Gehäuseschale vorgesehen, die nicht an der radial äußersten Stelle der Gehäuseschale angeordnet sind. Je weiter radial innen die Öffnungen angeordnet sind, desto größer ist das Restvolumen und damit

das Mitnahmemoment. Je weiter radial außen die Öffnungen angeordnet sind, desto kleiner ist das Restvolumen und damit das Mitnahmemoment. Je nach Auslegung kann ein Fluidfilm zwischen der Gehäuseschale und dem Turbinenrad ausreichend sein, um genügend Mitnahmemoment zum Abgasnutzturbinenschutz aufzubringen.

[0009] Dabei kann im radial äußeren Sammelbereich des Fluids zwischen der Gehäuseschale und dem Turbinenrad zusätzlich eine Mitnahmeeinrichtung vorgesehen sein, die das Mitnahmemoment zwischen der Gehäuseschale und dem Turbinenrad erhöht. Diese Einrichtung kann beispielsweise ähnlich einer Labyrinthdichtung ausgeführt sein, in deren Spalten sich das Fluid zur Mitnahmemomentenerhöhung sammelt.

[0010] In einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung sind zusätzliche Öffnungen in dem Turbinenrad vorgesehen. Diese Öffnungen können radial relativ weit innerhalb der Außenkante der Turbinenrad-schaufeln liegen, so dass in der Arbeitskammer stets ein relativ großes Restvolumen verbleibt. Dieses große Restvolumen kann in vorteilhafter Weise mehr Wärme aufnehmen, als eine geringe Fluidmenge. Solche Wärme entsteht im Betrieb der hydrodynamischen Kupplung insbesondere dann, wenn Schlupf auftritt.

[0011] Um diese Wärme von der hydrodynamischen Kupplung abzuführen und damit auch die Lebensdauer des Fluids zu erhöhen, kann in besonders vorteilhafter Weise vorgesehen sein, das Restvolumen gemäß dem Verfahrensanspruch 5 auszutauschen. Insbesondere kann ein ständiger Austausch von Fluid erfolgen. Dabei kann das durch die Öffnungen ausströmende heiße Fluid durch kühleres Fluid ersetzt werden, welches in einem Kanal durch oder entlang einer Abtriebswelle in den Arbeitsraum geleitet wird. In einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung kann das Fluid ein Öl sein, welches durch die Wälzlager des Pumpenrades und/oder der Gehäuseschale hindurch in den Arbeitsraum geleitet wird, so dass diese Wälzlager zugleich gekühlt und geschmiert werden. Somit kann in einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung bei konstantem Abfluss der Zufluss variiert werden.

[0012] Eine Kühlung des warmen Fluids kann über einen separaten Ölkühler oder den Kühlwasserkreislauf des Antriebsmotors erfolgen. Die Kühlung über einen eigenen bzw. separaten Ölkühler ist insbesondere dann von Vorteil, wenn das Turboverbundsystem als Add-on für einen Antriebsstrang ausgeführt ist, der einerseits mit und andererseits ohne Turboverbundsystem ausgeliefert wird.

[0013] Das Fluid kann insbesondere das Öl des Motorölkreislaufes sein, so dass dessen Ölkühlung ge-

nutzt wird. Ebenso kann das Fluid ein spezielles Öl oder das Getriebeöl sein. Sogar Wasser, welches an den Wasserkreislauf des Motors angeschlossen ist, ist als Fluid möglich.

[0014] Weitere Vorteile der Erfindung gehen aus der Beschreibung und der Zeichnung vor.

[0015] Die Erfindung ist nachfolgend anhand eines Ausführungsbeispiels erläutert.

[0016] Es zeigen

[0017] [Fig. 1](#) ein Turboverbundsystem mit einer hydrodynamischen Kupplung und

[0018] [Fig. 2](#) die hydrodynamische Kupplung aus [Fig. 1](#) in einem Detail.

[0019] [Fig. 1](#) zeigt ein Turboverbundsystem **1** eines Antriebsstranges, der unter anderem einen als Dieselmotor ausgeführten Antriebsmotor, ein Getriebe und eine angetriebene Achse umfasst. Der Antriebsstrang ist in [Fig. 1](#) und [Fig. 2](#) im Zustand des Teillastbetriebs dargestellt.

[0020] Von einem Abgaskrümmter wird der Abgasstrom auf einen nicht näher dargestellten Turbolader zur Gemischaufladung und damit zur Verbesserung des Gesamtwirkungsgrades des Antriebsstranges geleitet.

[0021] Der Abgaskrümmter dieses Dieselmotors ist im weiteren Verlauf mit einer Abgasnutzturbine **3** verbunden. Somit werden Abgase an Schaufelrädern **4** eines Abgasnutzturbinenrades **5** der Abgasnutzturbine **3** vorbeigeführt.

[0022] Infolge des Abgasstromes dreht sich das Abgasnutzturbinenrad **5** mit bis zu 60000 U/min, die über zwei nachfolgende Übersetzungsstufen **6**, **7** auf das Drehzahlband einer Kurbelwelle des Dieselmotors reduziert werden, dass im Durchschnitt bei lediglich ca. 2000 U/min liegt. Dazu ist das Abgasnutzturbinenrad **5** über eine Abgasnutzturbinenwelle **9** drehfest mit einem kleinen schrägverzahnten ersten Zahnrad **10** verbunden, welches mit einem ebenfalls schrägverzahnten großen zweiten Zahnrad **11** kämmt. Dieses große zweite Zahnrad **11** ist im Betrieb des Antriebsstranges drehfest mit einem Pumpenrad **13** einer hydrodynamischen Kupplung **14** verbunden, so dass das Zahnrad **11** auf diese hydrodynamische Kupplung **14** abtreibt. Dabei bildet diese hydrodynamische Kupplung **14** den Torsionsschwingungsdämpfer des Turboverbundsystems **1**.

[0023] Das kleine erste Zahnrad **10** bildet zusammen mit dem großen zweiten Zahnrad **11** die erste Übersetzungsstufe **6**. In das Pumpenrad **13** sind einseitig Schaufeln **20** eingearbeitet. Diese Schaufeln **20**

weisen nach vorne auf Schaufeln eines Turbinenrades **15**. Das Turbinenrad **15** der hydrodynamischen Kupplung **14** ist somit coaxial und drehbar vor dem Pumpenrad **13** angeordnet, so dass es fluidisch von dem Pumpenrad **13** antreibbar ist. Dabei sind das Pumpenrad **13** und das Turbinenrad **15** in einer Gehäuseschale **30** angeordnet, die gegenüber dem Turbinenrad **15** drehbar und gegenüber dem Pumpenrad **13** drehfest ist. Zum besagten fluidischen Antrieb ist in der hydrodynamischen Kupplung **14** ein Öl vorgesehen, welches im zeichnerisch nicht dargestellten Volllastbetrieb

- als Arbeitsmedium der hydrodynamischen Kupplung **14** das Drehmoment überträgt und
- die hydrodynamische Kupplung **14** kühlt und schmiert.

[0024] Der Raum, der dabei von dem Pumpenrad **13** und dem Turbinenrad **15** eingeschlossen wird, wird als Arbeitskammer **38** bezeichnet. Das Pumpenrad **13** ist mittels Wälzlager **34** drehbar auf einer Abtriebswelle **35** der hydrodynamischen Kupplung **14** angeordnet. Diese Abtriebswelle **35** nimmt das Turbinenrad **15** mittels einer Keilwellenverzahnung drehfest auf. Dabei weist die Abtriebswelle **35** eine zentrale Schmiermittelbohrung **36** auf, welche in mehrere Querborenungen **37** mündet. Diese Querborenungen **37** münden in einen Spalt zwischen dem Pumpenrad **13** und dem Turbinenrad **15**. Somit ist die Arbeitskammer **38** der hydrodynamischen Kupplung **14** durch die zentrale Schmiermittelbohrung **36** und die Querborenungen **37** vollständig mit Öl auffüllbar.

[0025] Das Turbinenrad **15** treibt über die Abtriebswelle **16** und die zweite Übersetzungsstufe **7** auf die Kurbelwelle **8** ab. Diese zweite Übersetzungsstufe **7** übersetzt ebenfalls ins Langsame und ist mittels einer Zahnradpaarung verwirklicht.

[0026] In dem Detail gemäß [Fig. 2](#) ist ersichtlich, dass die Gehäuseschale **30** mehrere umfangsmäßig gleichmäßig verteilte Öffnungen **39** aufweist. Diese Öffnungen **39** weisen den selben radialen Abstand zu einer Zentralachse **40** auf, wie umfangsmäßig gleichmäßig verteilte Öffnungen **41** in dem Turbinenrad **15**. Durch diese Öffnungen **41**, **39** kann das Öl in eine Gehäusekammer **42** fließen, in welcher sich die hydrodynamische Kupplung **14** befindet. Wird durch die zentrale Schmiermittelbohrung **36** weniger Öl in die Arbeitskammer **38** eingeleitet, als infolge der Fliehkraft bei Rotation der hydrodynamischen Kupplung **14** entweicht, so verringert sich das Ölvolume bis auf ein Restvolume, so dass sich ein Restniveau **33** einstellt. Dieses Restvolume bewirkt, dass das Abgasnutzturbinenrad **5** nie vollständig frei laufen kann und somit auch nicht übermäßig hoch drehen kann. Die Öffnungen **41**, **39** sind radial zwischen der Außenkante **50** und der Innenkante **51** des Turbinenrades **15** angeordnet, so dass das Restvolume auch in der Arbeitskammer **38** verbleibt.

[0027] Wird durch die zentrale Schmiermittelbohrung **36** Ölvolume nachgefüllt, so bestimmt sich das Ölvolume in der Arbeitskammer **38** durch den Druck, welchen eine nicht näher dargestellte Ölpumpe aufbringt. Wird von dieser Ölpumpe mit relativ großem Druck ein großes Ölvolume in die Arbeitskammer **38** eingefüllt, so wird die Arbeitskammer **38** wieder auf das volle Ölvolume aufgefüllt. Wird hingegen mit einem relativ geringen Druck relativ wenig Öl in das bis auf das Restniveau **33** abgesenkte Ölvolume eingespeist, so wird das Öl in der Arbeitskammer **38** lediglich ausgetauscht und auf dem Restniveau **33** gehalten. Im Betrieb der hydrodynamischen Kupplung erhitzt sich das Öl in der Arbeitskammer. Wird das Öl auf das Restniveau **33** abgesenkt, so erhitzt sich diese kleine Menge auch infolge des Schlupfes relativ schnell und stark. Dieser starken Erwärmung wird entgegengewirkt, indem das Öl in der zuvor beschriebenen Weise kontinuierlich ausgetauscht wird.

[0028] Dabei wird das Ölvolume in der Arbeitskammer **38** dann auf das Restvolume **33** abgesenkt, wenn ein Motorsteuergerät meldet, dass sich der Antriebsstrang im Teillastbereich befindet. Dies kann beispielsweise durch einen entsprechenden Wert im Datenpaket eines Datenbusses erfolgen. Dabei ist dem Turboverbundsystem **1** ein eigenes Steuergerät zugeordnet, welches auch als Controller bezeichnet werden kann. Dieses Steuergerät ist an den Datenbus angeschlossen, an dem auch das Motorsteuergerät angeschlossen ist. Dabei liest das Steuergerät aus den Datenpaketen des Datenbusses die Motorlast aus. Liegt diese Motorlast im Teillastbereich oder in einem definierten Drehzahlbereich, so wird ein externes oder internes Stellventil bzw. Drosselventil zur Ölversorgung der Arbeitskammer **38** derart angesteuert, dass ein geringeres Ölvolume in die Arbeitskammer **38** gepumpt wird, so dass sich das Ölvolume in der Arbeitskammer **38** verringert. Dabei kann eine eng gestufte oder sogar eine stufenlose Regelung durchgeführt werden. So kann beispielsweise im Übergangsbereich zwischen Teillast und Volllast das Volume in der Arbeitskammer auf ein Ölvolume eingeregelt werden, welches höher ist, als das dem Restniveau **33** entsprechende Volume.

[0029] Das durch die Öffnungen **41**, **39** entwichene Öl fließt von der Gehäusekammer **42** durch eine nicht näher dargestellt Abflussöffnung in den Motorölkreislauf zurück. Dort wird das Öl über den normalen Motorkühlkreislauf gekühlt.

[0030] In einer alternativen Ausgestaltung der Erfindung sind keine Öffnungen **41** in dem Turbinenrad **15** vorgesehen. In diesem Fall fließt das Öl direkt durch den Spalt zwischen dem Turbinenrad **15** und dem Pumpenrad **13** radial nach außen in die Gehäuseschale **30**. Von dort fließt das Öl durch die Öffnungen **39** in die Gehäusekammer **42**.

[0031] Dem Turboverbundsystem muss kein eigenes Steuergerät zugeordnet sein. So kann auch ein Steuerventil direkt vom Motorsteuergerät in Abhängigkeit von

- der Drehzahl
- der Last
- der Temperatur
- dem Motoröldruck

angesteuert werden.

[0032] Anstelle der zentralen Schmiermittelbohrung können in alternativen Ausgestaltungen auch eine oder mehrere exzentrische Schmiermittelbohrungen vorgesehen sein. Es kann auch eine Schmiernut vorgesehen sein, die außen in die Abtriebswelle eingefräst ist.

[0033] Anstelle eines Dieselmotors kann auch ein anderer Verbrennungsmotor – insbesondere ein Ottomotor – vorgesehen sein.

[0034] Bei den beschriebenen Ausführungsformen handelt es sich nur um beispielhafte Ausgestaltungen. Eine Kombination der beschriebenen Merkmale für unterschiedliche Ausführungsformen ist ebenfalls möglich. Weitere, insbesondere nicht beschriebene Merkmale der zur Erfindung gehörenden Vorrichtungsteile, sind den in den Zeichnungen dargestellten Geometrien der Vorrichtungsteile zu entnehmen.

Patentansprüche

1. Antriebsstrang mit einem Turboverbundsystem bei welchem eine hydrodynamische Kupplung (14)

- eine Gehäuseschale (30),
- ein drehfest innerhalb dieser angeordnetes Pumpenrad (13) und
- drehbar innerhalb dieser angeordnete Turbinenschaufeln (31)

umfasst, und

– im Leistungsfluss von einem Abgasnutzturbinenrad (5) auf eine Kurbelwelle (8) eines Antriebsmotors angeordnet ist,

wobei die Menge eines Fluids in einer Arbeitskammer (38) der hydrodynamischen Kupplung (14) im Teillastbetrieb des Antriebsmotors verringert ist, wobei in der Gehäuseschale (30) eine Öffnung (39) derart angeordnet ist, dass bei umgekehrtem Leistungsfluss ein Restvolumen des Fluids zwischen dem Pumpenrad (13) und der Gehäuseschale (30) verbleibt.

2. Turboverbundsystem nach Patentanspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Öffnung (39) radial zwischen der Außenkante und der Innenkante des Turbinenrades (15) angeordnet ist, so dass das Restvolumen auch in der Arbeitskammer (38) verbleibt.

3. Turboverbundsystem nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Strom des Fluids zur Befüllung der Arbeitskammer (38) durch einen Kanal (Schmiermittelbohrung 36) in einer Abtriebswelle (35) geleitet wird, welche das Turbinenrad (15) und ein Wälzlager (34) aufnimmt, welches das Pumpenrad (13) koaxial auf der Abtriebswelle (35) lagert.

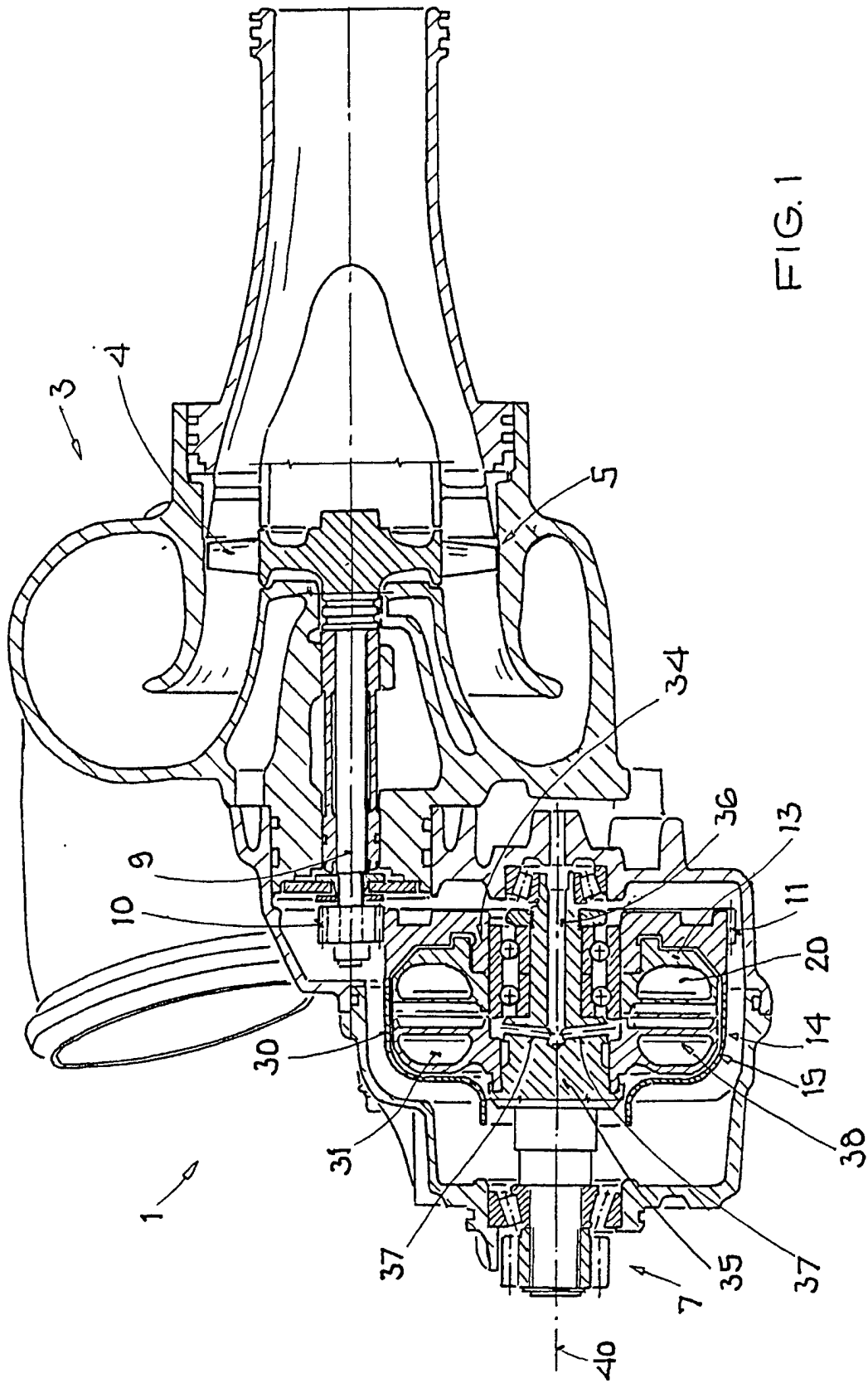
4. Turboverbundsystem nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass ein Strom des Fluids zur Befüllung der Arbeitskammer (38) durch ein Wälzlager (34) verläuft, welches das Pumpenrad (13) koaxial auf einer Abtriebswelle (35) lagert, welche das Turbinenrad (15) drehfest aufnimmt.

5. Verfahren zum Betrieb eines Turboverbundsystems nach einem der vorhergehenden Patentansprüche, dadurch gekennzeichnet, dass das Restvolumen bei besagtem umgekehrtem Leistungsfluss zu Kühlzwecken ausgetauscht wird.

6. Verfahren nach Patentanspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass das Restvolumen auch im Teillastbetrieb zu Kühlzwecken ausgetauscht wird.

Es folgen 2 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen



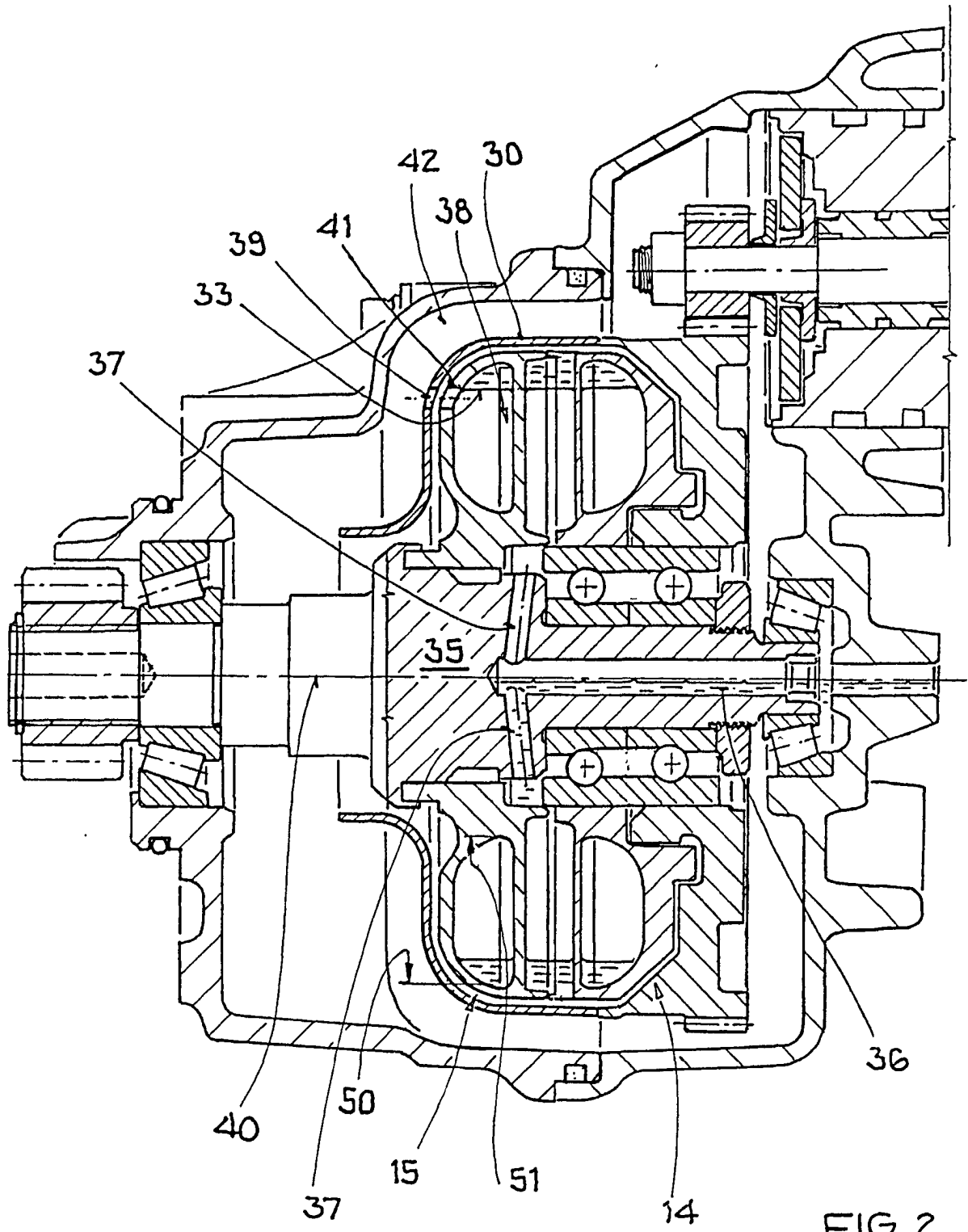


FIG. 2