

(19)



(11)

EP 3 377 699 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des Hinweises auf die Patenterteilung:
12.02.2020 Patentblatt 2020/07

(51) Int Cl.:
E01B 27/16 ^(2006.01) **B06B 1/16** ^(2006.01)
E01B 27/17 ^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **16788021.0**

(86) Internationale Anmeldenummer:
PCT/EP2016/001747

(22) Anmeldetag: **21.10.2016**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:
WO 2017/084733 (26.05.2017 Gazette 2017/21)

(54) **STOPFAGGREGAT UND VERFAHREN ZUM STOPFEN EINES GLEISES**

TAMPING UNIT AND METHOD FOR TAMPING A TRACK

GROUPE DE BOURRAGE ET PROCÉDÉ DE BOURRAGE D'UNE VOIE FERRÉE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
**AL AT BE BG CH CY CZ DE DK EE ES FI FR GB
GR HR HU IE IS IT LI LT LU LV MC MK MT NL NO
PL PT RO RS SE SI SK SM TR**

(30) Priorität: **20.11.2015 AT 7492015**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
26.09.2018 Patentblatt 2018/39

(73) Patentinhaber: **Plasser & Theurer Export von
Bahnbaumaschinen
Gesellschaft m.b.H.
1010 Wien (AT)**

(72) Erfinder: **SEYRLEHNER Georg
Chesapeake, Virginia 23324-0464 (US)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A1- 2 770 108 EP-A2- 1 172 480
WO-A1-99/48600 WO-A1-2008/017371
AT-A4- 513 973 AT-B- 350 097
US-A1- 2015 083 014**

EP 3 377 699 B1

Anmerkung: Innerhalb von neun Monaten nach Bekanntmachung des Hinweises auf die Erteilung des europäischen Patents im Europäischen Patentblatt kann jedermann nach Maßgabe der Ausführungsordnung beim Europäischen Patentamt gegen dieses Patent Einspruch einlegen. Der Einspruch gilt erst als eingelegt, wenn die Einspruchsgebühr entrichtet worden ist. (Art. 99(1) Europäisches Patentübereinkommen).

Beschreibung

Gebiet der Technik

[0001] Die Erfindung betrifft ein Stopfaggregat zum Stopfen eines Gleises, mit in ein Schotterbett eintauchbaren Stopfpickeln, die mittels eines Vibrationsantriebs in Vibration versetzbar sind, wobei der Vibrationsantrieb ein Gehäuse umfasst, in dem eine Welle mit einem Exzenter um eine Wellenachse drehbar angeordnet ist und wobei auf dem Exzenter ein Übertragungselement zur Übertragung einer Vibrationsbewegung gelagert ist. Zudem betrifft die Erfindung ein Verfahren zum Stopfen eines Gleises mittels des Stopfaggregats, wobei die erzeugte Vibrationsbewegung über einen Beistellzylinder auf einen Pickelarm übertragen wird.

Stand der Technik

[0002] Aufgrund der hohen Belastungen, denen ein Stopfaggregat ausgesetzt ist, muss der Vibrationsantrieb besondere Anforderungen erfüllen. Beim Eintauchen des Stopfpickels in ein Schotterbett eines Gleises und beim anschließenden Verdichten des Schotters unterhalb einer Schwelle treten laufend Lastwechsel auf, die den Vibrationsantrieb beanspruchen. Insbesondere bei der Stopfung eines nicht erneuerten Schotterbetts, das oftmals vollständig verkrustet ist, wirken auf den mittels Vibrationsantrieb in Schwingung versetzten Stopfpickel hohe Gegenkräfte. Auch bei derart schwierigen Einsatzbedingungen muss der Vibrationsantrieb die erforderliche Vibration der Stopfpickel mit einer annähernd konstanten Vibrationsamplitude aufrechterhalten, um eine gleichbleibende Stopfqualität sicherzustellen.

[0003] Für den Einsatz in Stopfaggregaten hat sich deshalb ein aus der Patentschrift AT 350 097 B bekannter Vibrationsantrieb bewährt, bei dem eine oszillierende Vibrationsbewegung mittels einer angetriebenen Exzenterwelle erzeugt wird. Bei dieser Bauart ist die Vibrationsamplitude durch die Dimensionierung der Exzenterwelle fix vorgegeben. Die über Beistellzylinder und Pickelarme auf die Stopfpickel übertragene Vibrationsbewegung bleibt somit weitgehend unbeeinflusst vom Widerstand des Schotterbetts.

[0004] Bei einer aus der AT 513 973 A bekannten Bauart wird die Vibrationsbewegung mittels eines hydraulischen Linearantriebes erzeugt. Ohne besondere Maßnahmen führt hier ein erhöhter Schotterbettwiderstand zu einer unerwünschten Reduktion der Vibrationsamplitude. Andererseits ermöglicht ein hydraulischer Linearantrieb eine einfache Anpassung der Vibrationsparameter bis hin zu einer raschen Abfolge von Ein- und Ausschaltvorgängen. Letzteres ist bei einem bekannten Vibrationsantrieb mit Exzenterachse aufgrund der Trägheit der in Rotation befindlichen Massen schwieriger umzusetzen.

Zusammenfassung der Erfindung

[0005] Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, für einen Vibrationsantrieb der eingangs genannten Art eine Verbesserung gegenüber dem Stand der Technik zu schaffen. Eine weitere Aufgabe besteht darin, ein entsprechendes Verfahren zum Stopfen eines Gleises anzugeben.

[0006] Erfindungsgemäß werden diese Aufgaben gelöst durch ein Stopfaggregat gemäß Anspruch 1 und ein Verfahren gemäß Anspruch 12. Weiterbildungen finden sich in abhängigen Ansprüchen.

[0007] Dabei ist der Exzenter rotationsschlüssig und radial verschiebbar mit der Welle verbunden, wobei die Lage des Exzenters gegenüber der Welle in radialer Richtung mittels einer Verstelleinrichtung einstellbar ist. Im Betrieb wird mittels der Welle auf den als eigener Bauteil ausgebildeten Exzenter ein Drehmoment übertragen. Die Wirkung auf das Übertragungselement bestimmt dabei ein einstellbarer Achsabstand zwischen einer Exzenterachse und der Wellenachse. Konkret ist die Amplitude der mittels des Übertragungselements übertragbaren Vibrationsbewegung stufenlos einstellbar. Unter Beibehaltung der Vorteile eines Exzenterantriebs wird somit die Möglichkeit geschaffen, Vibrationsparameter während des Betriebs anzupassen. Ein veränderter Abstand zwischen Exzenterachse und Wellenachse führt dabei nicht nur zu einer veränderten Vibrationsamplitude, sondern bei gleichbleibendem Drehmoment auch zu einer veränderten Schlagkraft, die mittels des Vibrationsantriebs aufgebracht wird.

[0008] Eine vorteilhafte Weiterbildung der Erfindung sieht vor, dass das Übertragungselement als Pleuel zur Übertragung einer oszillierenden Vibrationsbewegung ausgebildet ist. Das Pleuel ist dann mit einem linear geführten Kolben verbindbar, mittels dem die Vibration auf mehrere Bauteile übertragbar ist.

[0009] In einer einfachen Ausprägung weist die Welle an einer Mantelfläche zwei gegenüberliegende, zueinander parallele Abflachungen auf, mittels derer der Exzenter radial geführt ist. In Rotationsrichtung bilden die Abflachungen gemeinsam mit entsprechend ausgeführten Gegenflächen des Exzenters eine formschlüssige Verbindung, um ein Drehmoment sicher zu übertragen.

[0010] Weiters ist es vorteilhaft, wenn die Verstelleinrichtung zumindest einen hydraulischen Zylinder mit einem Kolben umfasst, wobei mittels des Kolbens eine Verstellkraft auf den Exzenter ausübbar ist. Damit ist ein oftmals bereits vorhandenes hydraulisches System nutzbar, um eine Verstellung des Exzenters gegenüber der Welle vorzunehmen.

[0011] Dabei ist günstigerweise der hydraulische Zylinder in der Welle angeordnet. Angeschlossen ist dieser Zylinder an eine in der Welle geführte hydraulische Leitung, sodass eine kompakte und gewichtsparende Ausführung der Verstelleinrichtung vorliegt.

[0012] Vorteilhafterweise ist der hydraulischen Zylinders mittels eines vorgesteuerten Rückschlagventils an-

gesteuert. Damit ist sichergestellt, dass der Zylinder nach einem Verstellvorgang auch dann in seiner Position fixiert bleibt, wenn hohe Gegenkräfte auf den Exzenter einwirken.

[0013] Eine Weiterbildung der Erfindung sieht vor, dass die Verstelleinrichtung einen weiteren Zylinder mit einem Kolben zur Fixierung und/oder zur Rückstellung des Exzenter umfasst. Der Exzenter ist somit in seiner Position zwischen zwei Kolben eingeklemmt, wodurch eine besonders robuste Fixierung gegeben ist. Auch der zweite Kolben ist dabei günstigerweise mittels eines vorgesteuerten Rückschlagventils angesteuert.

[0014] Eine Verbesserung der Einsatzmöglichkeiten des Stopfaggregats ist gegeben, wenn die Verstelleinrichtung an eine Steuerung und/oder eine Regelung angeschlossen ist. Auf diese Weise ist der Vibrationsantrieb des Stopfaggregats während des Betriebs automatisch an geänderte Bedingungen anpassbar.

[0015] Zum Generieren einer Rückmeldung nach einem Verstellvorgang ist es von Vorteil, wenn der Vibrationsantrieb einen Sensor zur Erfassung eines momentanen Achsabstands zwischen der Wellenachse und einer Exzenterachse umfasst. Auf diese Weise ist überprüfbar, ob ein vorgegebener Achsabstand auch tatsächlich eingestellt wurde bzw. im Betrieb aufrecht erhalten bleibt. Störungen sind somit sofort erkennbar.

[0016] Zudem ist es vorteilhaft, wenn der Vibrationsantrieb einen Sensor zur Erfassung einer Winkelstellung und/oder Winkelgeschwindigkeit der Welle umfasst. Damit ist die Möglichkeit geschaffen, jederzeit eine Ist-Drehzahl der Welle festzustellen und beispielsweise dem Vibrationsantrieb eine bevorzugte Anfangs- oder Endstellung vorzugeben. Zudem können auf diese Weise mehrere Vibrationsantriebe synchronisiert betrieben werden.

[0017] Eine einfache Antriebsvariante sieht vor, dass die Welle an einen variablen Hydraulikmotor angeschlossen ist. Neben der vorteilhaften Nutzung eines oftmals bereits vorhandenen Hydrauliksystems ist damit eine einfache Anpassung einer Vibrationsfrequenz möglich, indem die Drehzahl der Welle verändert wird.

[0018] Zur Reduzierung einer Leistungsaufnahme des Vibrationsantriebs ist es von Vorteil, wenn die Welle mit einem Schwungrad gekoppelt ist. Während eines Vibrationszyklus wird nämlich laufend durch verzögerte und beschleunigte Massen Energie abgegeben bzw. aufgenommen. Das Schwungrad dient als Zwischenspeicher, um diese Energieschwankungen auszugleichen.

[0019] Bei einem erfindungsgemäßen Verfahren zum Stopfen eines Gleises mittels eines oben beschriebenen Stopfaggregats wird die erzeugte Vibrationsbewegung über einen Beistellzylinder und einen Pickelarm auf den jeweiligen Stopfpickel übertragen, wobei die Vibrationsbewegung verändert wird, indem mittels der Verstelleinrichtung der Exzenter gegenüber der Welle in radialer Richtung verstellt wird. Konkret erfolgt eine Anpassung der Vibrationsamplitude während des Betriebs.

[0020] Vorteilhaft weitergebildet wird das Verfahren in der Weise, dass ein Stopfzyklus aus mehreren hinterein-

ander ablaufenden Phasen gebildet wird und dass mittels einer Steuerung und/oder Regelung zumindest in einer Phase ein gegenüber einer anderen Phase unterschiedlicher Achsabstand zwischen Wellenachse und einer Exzenterachse eingestellt wird. Einzelne Phasen des Stopfzyklus bilden beispielweise ein Absenken des Stopfaggregats, ein Beistellen der Stopfpickel, ein Anheben des Stopfaggregats sowie ein Neupositionieren des Stopfaggregats. Durch die Verstellbarkeit wird der Vibrationsantrieb für die jeweilige Phase optimal eingesetzt.

[0021] Dabei ist es von Vorteil, wenn zumindest in einer Phase des Stopfzyklus ein Achsabstand gleich Null eingestellt wird, um die Vibration unabhängig von der Drehzahl der Welle für eine gewünschte Dauer auszusetzen. Sinnvoll ist das insbesondere während einer Neupositionierung des Stopfaggregats zwischen zwei Stopfvorgängen zur Lärmreduktion und zur Verminderung der Leistungsaufnahme des Vibrationsantriebs.

[0022] Zusätzlich ist es vorteilhaft, wenn während eines Stopfzyklus die Welle mit unterschiedlichen Drehzahlen angetrieben wird. Auf diese Weise ist die Vibrationsfrequenz an unterschiedliche Anforderungen während eines Stopfzyklus anpassbar. Während eines Eintauchvorgangs wird beispielsweise eine höhere Drehzahl vorgegeben, weil sich mit höherer Vibrationsfrequenz der Eintauchwiderstand eines Schotterbetts reduziert.

Kurze Beschreibung der Zeichnungen

[0023] Die Erfindung wird nachfolgend in beispielhafter Weise unter Bezugnahme auf die beigefügten Figuren erläutert. Es zeigen in schematischer Darstellung:

[0024]

- Fig. 1 Stopfaggregat mit zwei Pickelarmen
- Fig. 2 Vibrationsantrieb des Stopfaggregats gemäß Fig. 1
- Fig. 3 Schnittansicht des Vibrationsantriebs im Aufriss
- Fig. 4 Schnittansicht mit Exzenter in Null-Stellung
- Fig. 5 Schnittansicht mit Exzenter mit maximalem Achsabstand
- Fig. 6 Ausführung mit alternativer Verstelleinrichtung
- Fig. 7 Schrägansicht der Welle gemäß Fig. 2

Beschreibung der Ausführungsformen

[0025] Das in Fig. 1 dargestellte Stopfaggregat 1 umfasst einen verstellbaren Vibrationsantrieb 2, um zwei gegenüberliegende Stopfpickel 3 oder Stopfpickelgruppen in Schwingung zu versetzen. Jeder Stopfpickel 3 ist dabei an einem Pickelarm 4 befestigt. Der jeweilige Pickelarm 4 ist an einem absenkbaaren Stopfwerkzeugträger 5 schwenkbar angelenkt und an eine Kolbenstange eines zugeordneten Beistellzylinders 6 angeschlossen. Am Stopfwerkzeugträger 5 ist auch der Vibrationsantrieb

2 befestigt, an den jeder Pickelarm 4 über den zugeordneten Beistellzylinder 6 angeschlossen ist. Eine erzeugte Vibration wird somit über den jeweiligen Beistellzylinder 6 auf den jeweiligen Pickelarm 4 und den daran befestigten Stopfpickel 3 übertragen.

[0026] Wie in Fig. 2 ersichtlich ist, umfasst der Vibrationsantrieb eine Welle 7, die in einem Gehäuse 8 mit abgedichteten Durchführungen gelagert ist. Zumindest eine weitere abgedichtete Durchführung ist für ein Übertragungselement 9 vorgesehen, an dem die Beistellzylinder 6 des Stopfaggregats 1 angeschlossen sind. Die Lagerung der Welle 7 im Gehäuse 8 erfolgt günstigerweise mittels Wälzlager. Die Komponenten des Vibrationsantriebs 2 bewirken im Betrieb eine oszillierende Vibrationsbewegung 10. Dabei rotiert die Welle 7 um eine Wellenachse 11 und ist dabei rotationsschlüssig mit einem Exzenter 12 verbunden.

[0027] Die Figuren 3-6 zeigen, dass zwischen einer Exzenterachse 13 und der Wellenachse 11 mittels einer Verstelleinrichtung 14 ein Achsabstand 15 einstellbar ist. Bei einem eingestellten Achsabstand 15 größer Null wird mittels des Übertragungselements 9 eine Rotationsbewegung 16 der Welle 7 und des Exzenter 12 in die Vibrationsbewegung 10 übertragen. Im Ausführungsbeispiel ist das Übertragungselement 9 als Pleuel ausgebildet, das gelenkig mit einem linear geführten Kolbenelement 17 verbunden ist. Zur Verbindung des Kolbenelements 17 mit dem Übertragungselement 9 ist ein Bolzen 18 vorgesehen.

[0028] An das Kolbenelement 17 sind jene Bauteile anschließbar, die mit der Vibrationsbewegung 10 beaufschlagt werden sollen. In einer einfacheren Variante ist der jeweilige Beistellzylinder direkt mit einem geeigneten Anschluss direkt am Exzenter gelagert und fungiert selbst als Übertragungselement 9. Das in Fig. 2 dargestellte ölgeschmierte Wälzlager 19 zwischen Übertragungselement 9 und Exzenter 12 ist in den Figuren 3-6 der Übersichtlichkeit halber nicht eingezeichnet.

[0029] Die Verstelleinrichtung 14 umfasst günstigerweise einen hydraulischen Zylinder 20, der in der Welle 7 angeordnet ist und einen Kolben 21 gegen eine Innenfläche des auf der Welle 7 aufsitzenden Exzenter 12 drückt. Mittels dieser Druckkraft ist der Exzenter 12 gegenüber der Welle 7 verstellbar. Um den Exzenter 12 in seiner jeweiligen Lage zu fixieren bzw. zurückzustellen, erzeugt ein weiteres Element der Verstelleinrichtung 14 auf einer gegenüberliegenden Innenfläche des Exzenter 12 eine Gegenkraft. Diese wird beispielsweise mittels einer Feder oder - wie in Fig. 3 dargestellt - mittels eines weiteren Kolbens 22 eines weiteren Zylinders 23 aufgebracht.

[0030] Anstelle einer hydraulischen Verstelleinrichtung 14 ist eine nicht dargestellte mechanische Verstelleinrichtung einsetzbar. Diese umfasst beispielsweise in der Welle 7 geführte Spindeln oder Kurbelwellen, um die Lage des Exzenter 12 gegenüber der Welle 7 zu verstellen.

[0031] Die Figuren 4 und 5 zeigen in vereinfachter Dar-

stellungsweise zwei Endpositionen des verstellbaren Exzenter 12. In Fig. 4 ist der Achsabstand 15 zwischen Wellenachse 11 und Exzenterachse 13 gleich Null. Die Rotationsbewegung 16 der Welle 7 und des Exzenter 12 führen hier zu keiner Vibrationsbewegung. Diese Einstellung der Exzenterlage dient somit zum Aussetzen der Vibration.

[0032] In Fig. 5 ist ein maximaler Achsabstand 15 zwischen Wellenachse 11 und Exzenterachse 13 eingestellt. Das als Pleuel ausgebildete Übertragungselement 9 überträgt dann eine oszillierende Vibrationsbewegung 10 mit einer Vibrationsamplitude, die dem maximalen Achsabstand 15 entspricht. Mit der gegebenen kinematischen Anordnung des jeweiligen Beistellzylinders 6, des jeweiligen Pickelarms 4 sowie des jeweiligen Stopfpickels 3 ergibt sich eine gewünschte Vibrationsamplitude am freien Ende des Stopfpickels 3.

[0033] Durch entsprechende Ansteuerung der Verstelleinrichtung 14 ist für den Achsabstand 15 jeder Wert zwischen Null und einem Maximalwert einstellbar. Dabei führt bei gleichbleibendem Drehmoment ein reduzierter Achsabstand 15 nicht nur zu einer geringeren Vibrationsamplitude, sondern auch zu einer höheren Schlagkraft des Vibrationsantriebs 2. Das ist für den Betrieb des Stopfaggregats 1 vorteilhaft, um im Bedarfsfall die Wirkung des jeweiligen vibrierenden Stopfpickels 3 auf ein Schotterbett anzupassen.

[0034] Bei einer alternativen Verstelleinrichtung 14 gemäß Fig. 6 sitzt der Exzenter 12 nicht auf der Welle 7 auf, sondern ist über die Verstelleinrichtung 14 rotationsschlüssig und radial verstellbar mit der Welle 7 verbunden. Beispielsweise sind im Fall einer hydraulischen Ausführung die freien Enden der Kolben 21, 22 in einer jeweiligen Längsnut an einer Innenfläche des Exzenter 12 eingeschoben und mittels Befestigungsmittel 24 in Längsrichtung fixiert. Auf diese Weise dienen die Kolben 21, 22 einerseits der Verstellung in radialer Richtung und andererseits als Elemente einer rotationsschlüssigen Verbindung zwischen Welle 7 und Exzenter 12.

[0035] Die in Fig. 7 dargestellte Welle 7 gemäß der Ausführungsvariante in Fig. 2 weist zwei Abflachungen 25 auf, mittels derer der Exzenter 12 radial geführt ist. Im Bereich dieser Abflachungen 25 sind in der Welle 7 zwei hydraulische Zylinder 20, 23 als Elemente der Verstelleinrichtung 14 angeordnet. Die Kolben 21, 22 drücken im eingebauten Zustand gegen Innenflächen des Exzenter 12, wodurch dieser radial zur Wellenachse 11 verschoben wird. Dabei gleiten Innenflächen des Exzenter 12 entlang der Abflachungen 25 der Welle 7.

[0036] Über in der Welle 7 angeordnete hydraulische Leitungen ist jeder Zylinder 20, 23 an ein jeweiliges vorgesteuertes Rückschlagventil 26 angeschlossen. Günstigerweise sind die Rückschlagventile 26 ebenfalls innerhalb der Welle 7 angeordnet, um sehr kurze Verbindungsleitungen zwischen den vorgesteuerten Rückschlagventilen 26 und den Zylindern 20, 23 sicherzustellen. Dadurch wird ein rasches Ansprechen der Verstelleinrichtung 14 ermöglicht. Zudem ist die komprimierbare

Flüssigkeitsmenge minimiert, sodass die Kompressibilität einer verwendeten Hydraulikflüssigkeit vernachlässigbar ist. Die Verwendung zweier mittels vorgesteuerter Rückschlagventile 26 angesteuerter Zylinder 20, 23 bewirkt eine sichere Fixierung des Exzentrums 12 in seiner eingestellten Lage gegenüber der Welle 7.

[0037] Versorgungsleitungen und Steuerleitungen der Verstelleinrichtung 14 sind beispielsweise an einer Stirnseite 27 der Welle 7 nach außen geführt. Ein Anschluss dieser rotierenden Leitungen an ein Hydrauliksystem erfolgt mittels einer bekannten Drehdurchführung.

[0038] Mit dem erfindungsgemäßen Verfahren ist die Vibrationsbewegung 10 an einzelne Phasen eines Stopfzyklus anpassbar. Am Beginn des Stopfzyklus wird zunächst der Stopfwerkzeugträger 5 abgesenkt. Während dieser Phase tauchen die Stopfpickel 3 in ein Schotterbett eines Gleises ein. Dabei vibrieren die Stopfpickel 3 mit einer Vibrationsfrequenz von bis zu 60 Hertz und im Vibrationsantrieb 2 ist der maximale Achsabstand 15 zwischen Wellenachse 11 und Exzenterachse 13 eingestellt. Am freien Ende des jeweiligen Stopfpickels 3 ergibt sich damit die größtmögliche Vibrationsamplitude.

[0039] In einer nächsten Phase erfolgt die Verdichtung des Schotters unterhalb einer Schwelle. Die in Gleisrichtung gegenüberliegenden Stopfpickel 3 bewegen sich mit einer Beistellbewegung aufeinander zu, indem jeder Beistellzylinder 6 auf den zugeordneten Pickelarm 4 ein Drehmoment ausübt. Dabei ist der Beistellbewegung weiterhin die mittels des Vibrationsantriebs 2 erzeugte Vibrationsbewegung 10 überlagert. Durch eine Anpassung der Drehzahl der Welle 7 ist in dieser Phase die Vibrationsfrequenz auf 35 Hertz eingestellt.

[0040] Wird die Welle 7 bereits mit einem maximalen Drehmoment angetrieben, kann in dieser Phase bei Bedarf durch geringfügige Reduktion des Achsabstands 15 zwischen Wellenachse 11 und Exzenterachse 13 die Schlagkraft der Stopfpickel 3 erhöht werden. Eine solche Maßnahme ist gegebenenfalls bei einem stark verkrusteten Schotterbett sinnvoll. Dabei wird der Achsabstand 15 nur so weit reduziert, dass die sich ergebende Verringerung der Vibrationsamplitude vernachlässigbar bleibt.

[0041] Während einer Schwingungsperiode werden die in Vibration befindlichen Massen der Beistellzylinder 6, der Pickelarme 4 und der Stopfpickel 3 zunächst in einer Richtung beschleunigt und abgebremst und anschließend in der Gegenrichtung beschleunigt und abgebremst. Diese Vibrationsbewegungen führen deshalb laufend zu einer Abgabe und einer Aufnahme von kinetischer Energie. Ein Großteil dieser fluktuierenden Energie wird in den durchgängig in Schwung befindlichen Rotationsmassen der Welle 7 und des Exzentrums 12 zwischengespeichert.

[0042] Günstigerweise ist die Welle 7 zusätzlich mit einem Schwungrad gekoppelt, um die Winkelgeschwindigkeit der rotierenden Massen unabhängig von einem Rotationsantrieb über eine Schwingungsperiode hinweg konstant zu halten. Die Leistungsaufnahme des erfin-

dungsgemäßen Vibrationsantriebs 2 ist somit deutlich geringer als die eines linearen Vibrationsantriebs, der eine Vibration beispielsweise mittels eines Hydraulikzylinders erzeugt.

[0043] Sobald der Verdichtungs Vorgang beendet ist, werden die Stopfpickel 3 durch Anheben des Stopfwerkzeugträgers 5 aus dem Schotterbett gezogen. Dabei erfolgt auch eine Rückstellung der Bestellzylinder 6. In dieser Phase des Stopfzyklus wird die Vibration bis zum neuerlichen Eindringen der Stopfpickel 3 ausgesetzt, indem der Achsabstand 15 zwischen Wellenachse 11 und Exzenterachse 13 auf null gestellt wird.

[0044] Konkret wird die Vibrationsamplitude bis auf null reduziert, wobei während dieses Reduktionsvorgangs die Vibrationsfrequenz konstant bleibt. Ohne die erfindungsgemäße Exzenterverstellung müsste die Welle 7 abgebremst werden, um die Vibration auszusetzen. Dabei würde der Vibrationsantrieb 2 zwangsläufig niedrige Frequenzbereiche durchlaufen. Bauteile einer das Stopfaggregat 1 umfassenden Stopfmaschine oder Elemente der Gleisstrecke weisen zumeist niedrigen Eigenfrequenzen auf, sodass es zu unerwünschten Resonanzen käme. Zudem würde ein zyklisches Abbremsen und Beschleunigen der rotierenden Massen die Leistungsaufnahme des Vibrationsantriebs 2 deutlich erhöhen.

[0045] Zur automatischen Durchführung der in den einzelnen Phasen eines Stopfzyklus vorgenommenen Änderungen der Exzenterlage wird die Verstelleinrichtung 14 mittels einer Steuerung und/oder einer Regelung angesteuert. Am Stopfaggregat 1 können diverse Sensoren angebracht sein, um in Echtzeit Vibrationsparameter wie Frequenz und Amplitude zu erfassen und an die Steuerung bzw. Regelung zu melden. Insbesondere kann ein Sensor zur Erfassung des momentanen Achsabstands 15 zwischen Wellenachse 11 und Exzenterachse 13 vorgesehen sein. Damit ist eine besonders präzise Einstellung des Achsabstands 15 realisierbar.

[0046] Angetrieben wird die Welle 7 mittels eines Hydraulikmotors, der das in der Stopfmaschine vorhandene Hydrauliksystem nutzt. Damit ist ein ausreichend hohes Drehmoment vorhanden und die Drehzahl ist stufenlos einstellbar.

Patentansprüche

1. Stopfaggregat (1) zum Stopfen eines Gleises, mit in ein Schotterbett eintauchbaren Stopfpickeln (3), die mittels eines Vibrationsantriebs (2) in Vibration versetzbar sind, wobei der Vibrationsantrieb (2) ein Gehäuse (8) umfasst, in dem eine Welle (7) mit einem Exzenter (12) um eine Wellenachse (11) drehbar angeordnet ist und wobei auf dem Exzenter (12) ein Übertragungselement (9) zur Übertragung einer Vibrationsbewegung (10) gelagert ist, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Exzenter (12) rotationschlüssig und radial verschiebbar mit der Welle (7) verbunden ist und dass die Lage des Exzentrums (12)

- gegenüber der Welle (7) in radialer Richtung mittels einer Verstelleinrichtung (14) einstellbar ist.
2. Stopfaggregat (1) nach Anspruch 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Übertragungselement (9) als Pleuel zur Übertragung einer oszillierenden Vibrationsbewegung (10) ausgebildet ist. 5
 3. Stopfaggregat (1) nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Welle (7) an einer Mantelfläche zwei gegenüberliegende, zueinander parallele Abflachungen (25) aufweist, mittels derer der Exzenter (12) radial geführt ist. 10
 4. Stopfaggregat (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verstelleinrichtung (14) zumindest einen hydraulischen Zylinder (20) mit einem Kolben (21) umfasst und dass mittels des Kolbens (21) eine Verstellkraft auf den Exzenter (12) ausübbar ist. 15
 5. Stopfaggregat (1) nach Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** der hydraulische Zylinder (20) in der Welle (7) angeordnet ist. 20
 6. Stopfaggregat (1) nach Anspruch 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** der hydraulische Zylinder (20) mittels eines vorgesteuerten Rückschlagventils (26) angesteuert ist. 25
 7. Stopfaggregat (1) nach einem der Ansprüche 4 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verstelleinrichtung (14) einen weiteren Zylinder (23) mit einem Kolben (22) zur Fixierung und/oder zur Rückstellung des Exzenters (12) umfasst. 30
 8. Stopfaggregat (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Verstelleinrichtung (14) an eine Steuerung und/oder eine Regelung angeschlossen ist. 35
 9. Stopfaggregat (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Vibrationsantrieb (2) einen Sensor zur Erfassung eines momentanen Achsabstands (15) zwischen der Wellenachse (11) und einer Exzenterachse (13) umfasst. 40
 10. Stopfaggregat (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Vibrationsantrieb (2) einen Sensor zur Erfassung einer Winkelstellung und/oder Winkelgeschwindigkeit der Welle (7) umfasst. 45
 11. Stopfaggregat (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Welle (7) an einen variablen Hydraulikmotor angeschlossen ist. 50

12. Verfahren zum Stopfen eines Gleises mittels eines Stopfaggregats (1) nach einem der Ansprüche 1 bis 11, wobei die erzeugte Vibrationsbewegung (10) über einen Beistellzylinder (6) auf einen Pickelarm (4) übertragen wird, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Vibrationsbewegung (10) verändert wird, indem mittels der Verstelleinrichtung (14) der Exzenter (12) gegenüber der Welle (7) in radialer Richtung verstellt wird. 5
13. Verfahren nach Anspruch 12, **dadurch gekennzeichnet, dass** ein Stopfzyklus aus mehreren hintereinander ablaufenden Phasen gebildet wird und dass mittels einer Steuerung und/oder Regelung zumindest in einer Phase ein gegenüber einer anderen Phase unterschiedlicher Achsabstand (15) zwischen Wellenachse (11) und einer Exzenterachse (13) eingestellt wird. 10
14. Verfahren nach Anspruch 13, **dadurch gekennzeichnet, dass** zumindest in einer Phase des Stopfzyklus ein Achsabstand (15) gleich Null eingestellt wird. 15
15. Verfahren nach einem der Ansprüche 12 bis 14, **dadurch gekennzeichnet, dass** während eines Stopfzyklus die Welle (7) mit unterschiedlichen Drehzahlen angetrieben wird. 20

Claims

1. A tamping unit (1) for tamping a track, having tamping tines (3) which are designed for immersion into a ballast bed and can be set in vibrations by means of a vibration drive (2), wherein the vibration drive (2) comprises a housing (8) in which a shaft (7) including an eccentric (12) is arranged for rotation about a shaft axis (11) and wherein a transmission element (9) for transmitting a vibratory motion (10) is mounted on the eccentric (12), **characterized in that** the eccentric (12) is connected to the shaft (7) in a rotation-locked and radially displaceable manner, and that the position of the eccentric (12) relative to the shaft (7) is adjustable in radial direction by means of an adjustment device (14). 35
2. A tamping unit (1) according to claim 1, **characterized in that** the transmission element (9) is designed as a connecting rod for transmission of an oscillating vibratory motion (10). 40
3. A tamping unit (1) according to claim 1 or 2, **characterized in that** the shaft (7) has, at a shell surface, two oppositely positioned parallel flat portions (25) by means of which the eccentric (12) is guided radially. 45

4. A tamping unit (1) according to one of claims 1 to 3, **characterized in that** the adjustment device (14) comprises at least one hydraulic cylinder (20) with a piston (21), and that an adjustment force can be exerted upon the eccentric (12) by means of the piston (21).
5. A tamping unit (1) according to claim 4, **characterized in that** the hydraulic cylinder (20) is arranged in the shaft (7).
6. A tamping unit (1) according to claim 4 or 5, **characterized in that** the hydraulic cylinder (20) is controlled by means of a pre-controlled check valve (26).
7. A tamping unit (1) according to one of claims 4 to 6, **characterized in that** the adjustment device (14) comprises a further cylinder (23) having a piston (22) for fixing and/or returning the eccentric (12).
8. A tamping unit (1) according to one of claims 1 to 7, **characterized in that** the adjustment device (14) is connected to a control and/or a governing device.
9. A tamping unit (1) according to one of claims 1 to 8, **characterized in that** the vibration drive (2) has a sensor for detecting a momentary axis distance (15) between the shaft axis (11) and an eccentric axis (13).
10. A tamping unit (1) according to one of claims 1 to 9, **characterized in that** the vibration drive (2) comprises a sensor for detecting an angle position and/or angular velocity of the shaft (7).
11. A tamping unit (1) according to one of claims 1 to 10, **characterized in that** the shaft (7) is connected to a variable hydraulic motor.
12. A method of tamping a track by means of a tamping unit (1) according to one of claims 1 to 11, wherein the generated vibratory motion (10) is transmitted via a squeezing drive (6) to a tine arm (4), **characterized in that** the vibratory motion (10) is changed **in that** the eccentric (12) is adjusted relative to the shaft (7) in radial direction by means of the adjustment device (14).
13. A method according to claim 12, **characterized in that** a tamping cycle is formed of several phases taking place one after the other, and that during at least one phase, by means of a control and/or governing device, an axis distance (15) between the shaft axis (11) and an eccentric axis (13) is set which is different versus another phase.
14. A method according to claim 13, **characterized in that**, during at least one phase of the tamping cycle,

an axis distance (15) equalling zero is set.

15. A method according to one of claims 12 to 14, **characterized in that** during a tamping cycle, the shaft (7) is powered with different speeds of rotation.

Revendications

1. Module de bourrage (1) pour le bourrage d'une voie ferrée, avec des pics de bourrage (3) pouvant être immergés dans un lit de ballast qui peuvent être mis en vibration au moyen d'un entraînement vibratoire (2), dans lequel l'entraînement vibratoire (2) comprend un logement (8) dans lequel un arbre (7) avec un excentrique (12) est disposé de manière rotative autour d'un axe d'arbre (11) et dans lequel un élément de transmission (9) pour la transmission d'un mouvement vibratoire (10) est logé sur l'excentrique (12), **caractérisé en ce que** l'excentrique (12) est connecté à l'arbre (7) de manière solidaire en rotation et coulissante radialement et que la position de l'excentrique (12) par rapport à l'arbre (7) dans la direction radiale peut être réglée au moyen d'un dispositif de déplacement (14).
2. Module de bourrage (1) selon la revendication 2, **caractérisé en ce que** l'élément de transmission (9) est réalisé en tant que bielle pour la transmission d'un mouvement vibratoire oscillant (10).
3. Module de bourrage (1) selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce que** l'arbre (7) présente au niveau d'une face d'enveloppe deux aplatissements opposés (25) parallèles l'un à l'autre au moyen desquels l'excentrique (12) est guidé radialement.
4. Module de bourrage (1) selon une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que** le dispositif de déplacement (14) comprend au moins un cylindre hydraulique (20) avec un piston (21) et qu'une force de déplacement peut être exercée sur l'excentrique (12) au moyen du piston (21).
5. Module de bourrage (1) selon la revendication 4, **caractérisé en ce que** le cylindre hydraulique (20) est disposé dans l'arbre (7).
6. Module de bourrage (1) selon la revendication 4 ou 5, **caractérisé en ce que** le cylindre hydraulique (20) est commandé au moyen d'une soupape antiretour à commande pilote (26).
7. Module de bourrage (1) selon une des revendications 4 à 6, **caractérisé en ce que** le dispositif de déplacement (14) comprend un autre cylindre (23) avec un piston (22) pour la fixation et/ou pour le rappel de l'excentrique (12).

8. Module de bourrage (1) selon une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** le dispositif de déplacement (14) est raccordé à une commande et/ou une régulation. 5
9. Module de bourrage (1) selon une des revendications 1 à 8, **caractérisé en ce que** l'entraînement vibratoire (2) comprend un capteur pour la détection d'un écart axial instantané (15) entre l'axe d'arbre (11) et un axe d'excentrique (13). 10
10. Module de bourrage (1) selon une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** l'entraînement vibratoire (2) comprend un capteur pour la détection d'une position angulaire et/ou vitesse angulaire de l'arbre (7). 15
11. Module de bourrage (1) selon une des revendications 1 à 10, **caractérisé en ce que** l'arbre (7) est raccordé à un moteur hydraulique variable. 20
12. Procédé de bourrage d'une voie ferrée au moyen d'un module de bourrage (1) selon une des revendications 1 à 11, dans lequel le mouvement vibratoire généré (10) est transmis par le biais d'un cylindre d'adjonction (6) à un bras de pic (4), **caractérisé en ce que** le mouvement vibratoire (10) est modifié **en ce que** l'excentrique (12) est déplacé par rapport à l'arbre (7) dans la direction radiale au moyen du dispositif de déplacement (14). 25
30
13. Procédé selon la revendication 12, **caractérisé en ce qu'un** cycle de bourrage est formé de plusieurs phases se déroulant successivement et qu'un écart axial (15) différent par rapport à une autre phase est réglé au moins dans une phase entre l'axe d'arbre (11) et un axe d'excentrique (13) au moyen d'une commande et/ou régulation. 35
14. Procédé selon la revendication 13, **caractérisé en ce qu'un** écart axial (15) est réglé de manière égale à zéro au moins dans une phase du cycle de bourrage. 40
15. Procédé selon une des revendications 12 à 14, **caractérisé en ce que** l'arbre (7) est entraîné avec différentes vitesses de rotation pendant un cycle de bourrage. 45

50

55

Fig. 1

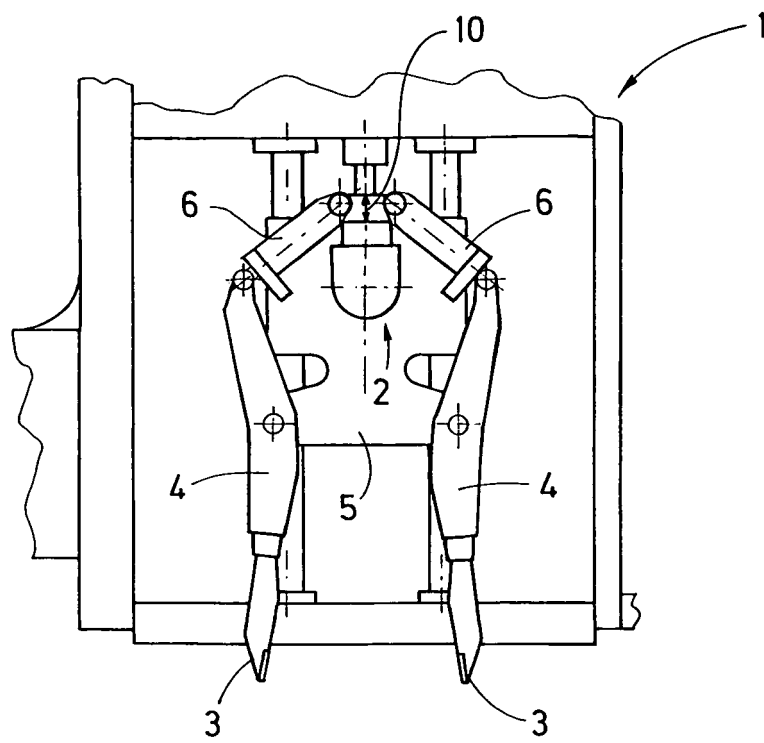


Fig. 7

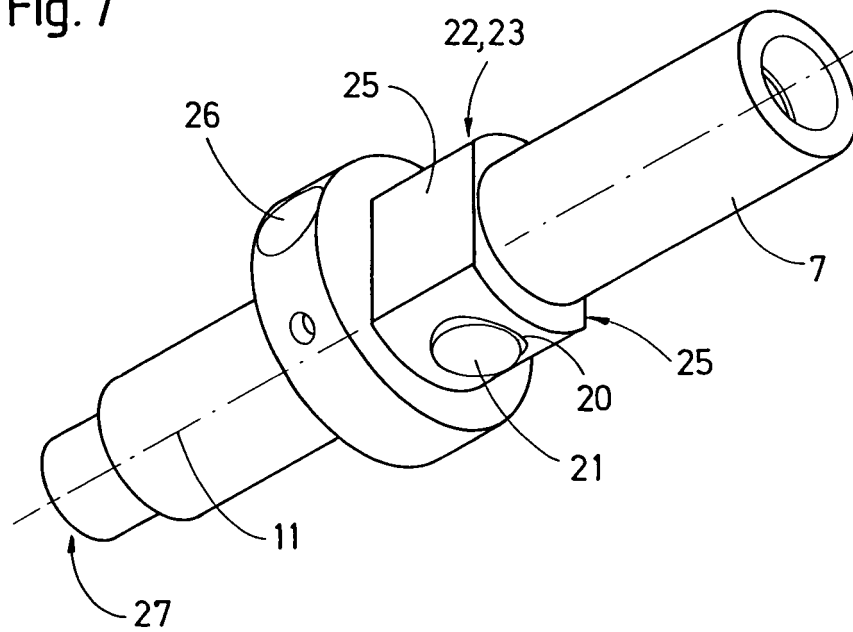


Fig. 2

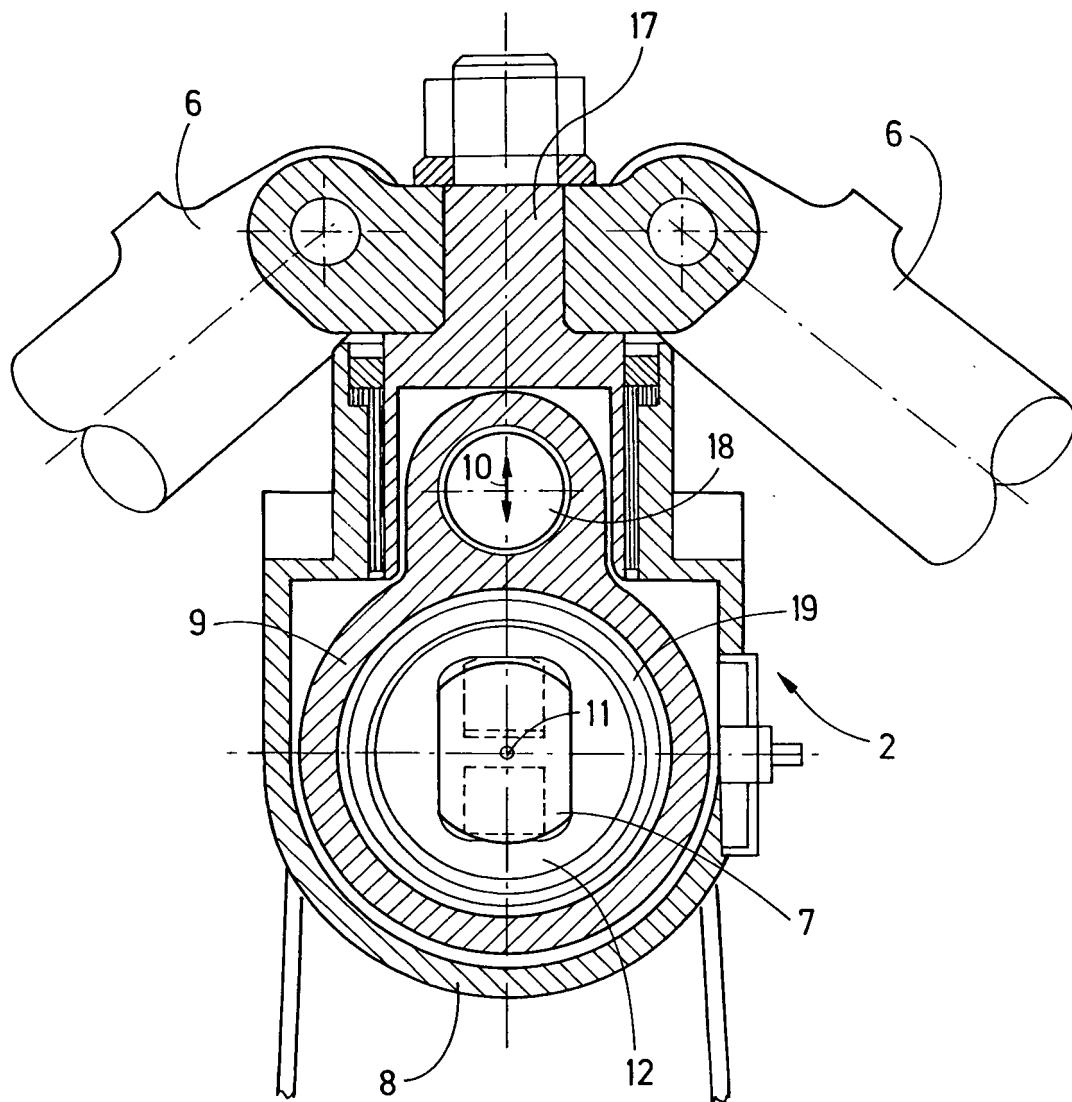


Fig. 4

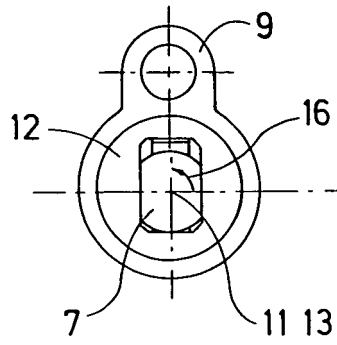


Fig. 5

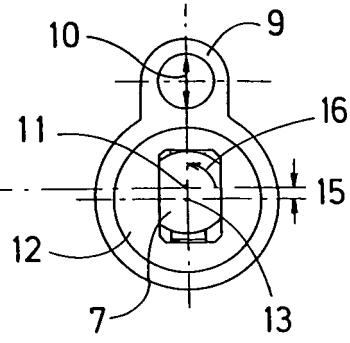


Fig. 3

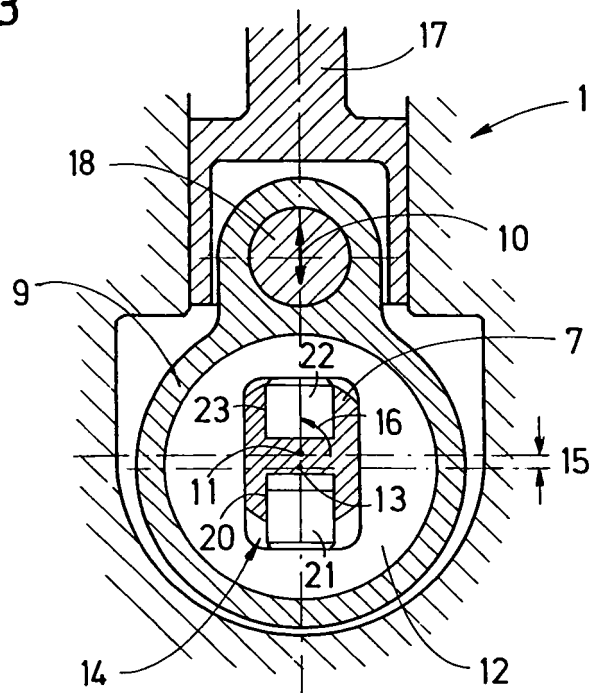
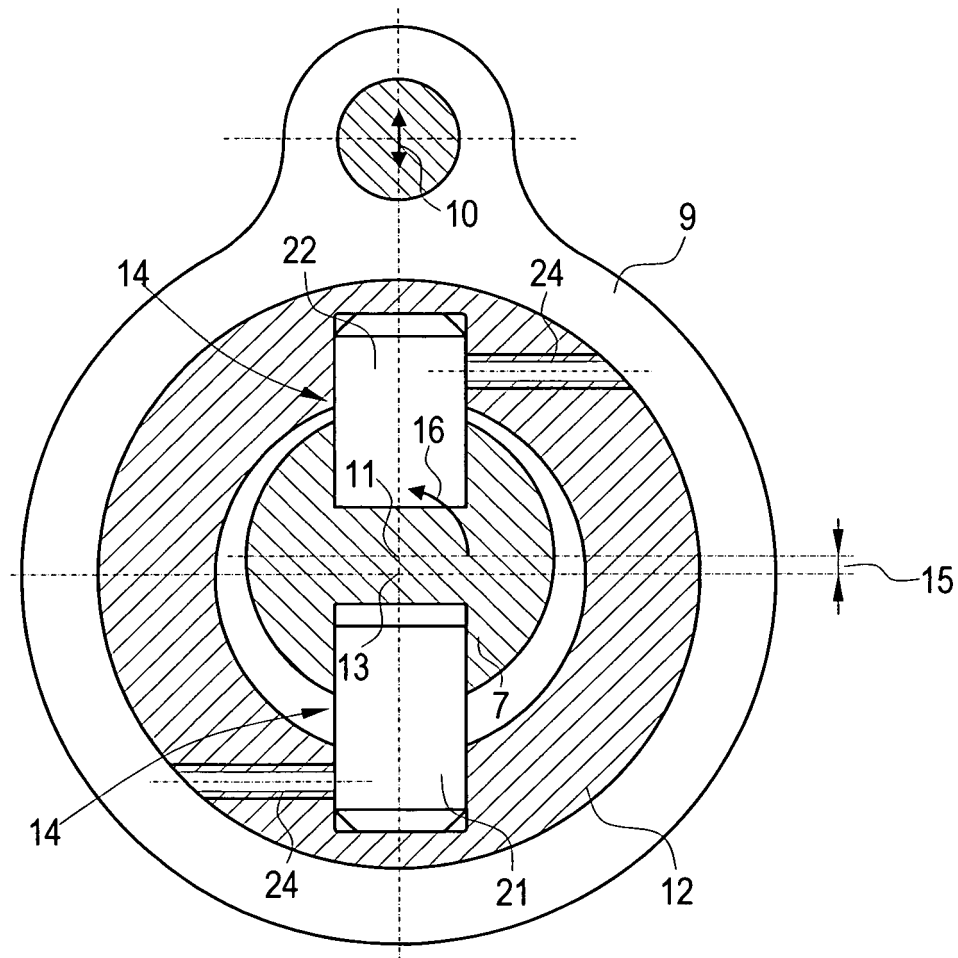


Fig. 6



IN DER BESCHREIBUNG AUFGEFÜHRTE DOKUMENTE

Diese Liste der vom Anmelder aufgeführten Dokumente wurde ausschließlich zur Information des Lesers aufgenommen und ist nicht Bestandteil des europäischen Patentdokumentes. Sie wurde mit größter Sorgfalt zusammengestellt; das EPA übernimmt jedoch keinerlei Haftung für etwaige Fehler oder Auslassungen.

In der Beschreibung aufgeführte Patentdokumente

- AT 350097 B [0003]
- AT 513973 A [0004]