

(19)



(11)

EP 2 770 108 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:
05.05.2021 Patentblatt 2021/18

(51) Int Cl.:
E01B 27/16^(2006.01)

(21) Anmeldenummer: **13160788.9**

(22) Anmeldetag: **25.03.2013**

(54) **Stopfaggregat für eine Gleisstopfmaschine**

Tamping unit for a rail tamping machine

Unité de bourrage pour une machine à bourrer

(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: **22.02.2013 AT 501212013**

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
27.08.2014 Patentblatt 2014/35

(73) Patentinhaber: **HP3 Real GmbH
1010 Wien (AT)**

(72) Erfinder: **Lichtberger, Bernhard
4230 Pregarten (AT)**

(74) Vertreter: **Hübscher & Partner Patentanwälte
GmbH
Spittelwiese 4
4020 Linz (AT)**

(56) Entgegenhaltungen:
**EP-A1- 0 688 902 EP-A2- 1 653 003
US-A- 4 092 903**

EP 2 770 108 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

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf ein Stopfaggregat für eine Gleisstopfmaschine mit auf einem, in einem Stopfaggregatrahmen höhenverstellbar geführten, Träger angeordneten, als Schwinghebel ausgebildeten Stopfwerkzeugpaaren, deren zum Eintauchen in ein Schotterbett bestimmte untere Stopfpickelenden mit einem Schwingungsantrieb gegenläufig antreibbar und hydraulisch zueinander beistellbar sind, wobei jedem der Stopfwerkzeuge eines Stopfwerkzeugpaares ein Hydraulikzylinder und ein Wegsensor zur Bestimmung der Hydraulikzylinderstellung zugeordnet sind.

[0002] Stopfaggregate penetrieren mit Stopfwerkzeugen den Schotter eines Gleisbettes im Bereich zwischen zwei Schwellen (Zwischenfach), im Bereich des Auflagers der Schwelle im Schotter unter der Schiene und verdichten den Schotter durch eine dynamische Vibration der Stopfpickel zwischen den zueinander beistellbaren gegenüberliegenden Stopfpickeln. Stopfaggregate können in einem Arbeitszyklus eine, zwei oder mehr Schwellen stopfen (DE 24 24 829 A). Gemäß der Lehre der EP 1 653 003 A2 sind die als Linearantrieb wirksamen Beistellantriebe derart ausgeführt, dass diese nicht nur eine lineare Beistellbewegung, sondern gleichzeitig auch in einer aus der AT 339 358, der EP 0 331 956 oder der US 4 068 595 bekannten Weise die für die Stopfpickel erforderliche Vibration erzeugen. Damit können die Beistellgeschwindigkeit, die Schwingungsamplitude, deren Form und die Frequenz vorgegeben werden.

[0003] Die Bewegungen eines Stopfaggregates umfassen das vertikale Eintauchen der Stopfpickel in den Schotter, die Beistellbewegung bei welcher die Stopfpickelenden zueinander geschlossen werden und die überlagerte dynamische Schwingung welche die eigentliche Verdichtung der Schotterkörner bewirkt. Bekannt ist es für die Beistellbewegung Hydraulikzylinder zu verwenden, die über Pleuel mit einer Vibrationswelle mit Exzentrizität verbunden sind und die der Beistellbewegung die vibratorische Schwingung überlagern (AT 369 455 B). Diese Vibrationswellen und Pleuel sind über Wälzlager gelagert, die regelmäßiger teurer Wartung bedürfen. Andere bekannte Lösungen verwenden eine lineare Anregung über Hydraulikzylinder. Dabei werden zwei Hydraulikzylinder in Serie mechanisch gekoppelt. Der eine Hydraulikzylinder führt die Beistellbewegung aus, der andere die vibratorische Bewegung. Die Größe der dabei entstehenden Schwingung wird mechanisch und durch die hydraulische Anregung bestimmt. Die Größe der Amplitude kann nicht frei eingestellt werden.

[0004] Optimale Stopffrequenzen zur Verdichtung liegen bekanntermaßen zwischen 25-40 Hz, wobei ein Eindringen der Stopfpickel in den Schotter mit höheren Frequenzen leichter möglich ist, da nur ein geringerer Eintauchstoß auftritt und damit die Beanspruchung der Lagerungen des Stopfpickelaggregates verringert werden kann.

[0005] Die heute im Einsatz befindlichen Stopfaggre-

gate weisen einen sehr hohen und kostspieligen Wartungsaufwand auf. Typischerweise werden die Aggregate jede Saison zumindest partiell überholt und gewartet. Nach 1-2 Überholungen müssen die Aggregate durch neue ersetzt werden. Zusätzlich ist es bekannt Stopfaggregate mit rotierenden Vibrationswellen mit Schwungscheibe auszurüsten, damit die Frequenz bei zunehmender Verdichtung des Schotters nicht allzu sehr abfällt. Bekannt ist auch, dass bei der Ansteuerung der Beistellzylinder die Amplitude durch die Elastizität der Hydraulikschläuche abnimmt und damit die Verdichtungswirkung sinkt. Aus verschiedenen Untersuchungen ist bekannt, dass abfallende Stopfamplituden die Verdichtung beeinträchtigen und ebenfalls das Eindringen in den Schotter reduzieren.

[0006] Der Erfindung liegt somit die Aufgabe zugrunde, Stopfaggregate der eingangs geschilderten Art mit einfachen Mitteln derart weiterzubilden, dass die Standfestigkeit des Vibrationsantriebes erheblich erhöht wird.

[0007] Die Erfindung löst die gestellte Aufgabe dadurch, dass die Ansteuerung der Hydraulikzylinder wegsensorsignalabhängig erfolgt und die Hydraulikzylinderansteuerventile direkt am Hydraulikzylinder angeordnet sind. Gemäß der Erfindung wird für die Beistellbewegung und die vibratorische Bewegung wenigstens eines Stopfpickels (gegebenenfalls auch von mehreren synchron angetriebenen Stopfpickeln mehrerer Stopfpickelpaare) ein einziger gemeinsamer Hydraulikzylinder verwendet. Dem Hydraulikzylinder ist ein Messgeber zugeordnet, der beispielsweise stets die genaue die genaue Position des Hydraulikkolbens erfasst. Da keine rotierenden Teile in der Leistungsstufe des Antriebs vorgesehen sind wird die Standfestigkeit des Vibrationsantriebes bei einfachstem Aufbau erheblich verbessert.

[0008] Zur Betätigung der Hydraulikzylinder sind Hydraulikzylinderansteuerventile, insbesondere Servo- oder Proportionalventile, vorgesehen, die direkt am Hydraulikzylinder angeordnet sind. Die Hydraulikleitungen sollten so kurz wie möglich sein, damit die Elastizität, die Speicherwirkung (Dämpfung) der Hydraulikschläuche unter der Stoßbelastung, niedrig gehalten wird. Typische Anforderungen sind Amplituden von 3-6 mm an den Stopfpickelenden bei einer maximalen Frequenz von 50 Hz. Verdichtamplituden nahe der oberen Grenze eignen sich beispielsweise für lockeren Schotter (nach Gleisreinigung und Gleisumbau oder Gleisneubau) besser.

[0009] Besonders Robuste, also wenig störanfällige und einfache Konstruktionsverhältnisse ergeben sich, wenn der Wegsensor und der Hydraulikzylinder eine Baueinheit bilden und der Wegsensor insbesondere in den Hydraulikzylinder integriert ist.

[0010] Zum Stopfen wird die aktuelle Hydraulikzylinderstellung durch den in den Hydraulikzylinder eingebauten oder außen angebauten Wegsensor erfasst. Jeder geeignete, die Funktion übernehmende Messsensor kann verwendet werden. Die erfasste Position wird beispielsweise mit einer Sollposition verglichen und das jeweilige Hydraulikzylinderansteuerventil mit der Differenz

entsprechend angesteuert, wozu eine Steuerung bzw. Regelung vorgesehen ist. Die Hydraulikzylinderstellung ist also von einer Steuerung/Regelung in Abhängigkeit der Wegsensordesignale vorgebar bzw. regelbar, wobei insbesondere einer linearen Beistellbewegung der Hydraulikzylinder eine Schwingung überlagerbar ist.

[0011] Die Steuerung/Regelung gibt die Schwingung, die Schwingungsamplitude und die Schwingungsfrequenz, in Abhängigkeit von der Höhen- und der Beistelllage der Stopfpickelenden vor. Die Sollposition wird durch einen elektrischen Signalverlauf vorgegeben. Dazu wird beispielsweise für eine lineare Beistellbewegung eine linear ansteigende Spannung (Rampe) vorgegeben. Die Öffnungsweite des Stopfaggregates, der Abstand der Stopfpickelenden eines Stopfpickelpaares, entspricht dabei einer bestimmten vorgegebenen Spannung. Die Schwingung wiederum entspricht einer der Beistellspannung überlagerten Wechsellspannung. Die Amplitude der Wechsellspannung entspricht dann der Vibrationsamplitude und die Frequenz der Wechsellspannung der Stopffrequenz.

[0012] Die wesentlichen Vorteile der Erfindung sind die einfache Bauweise, die ohne verschleißanfällige Wälzlager, Pleuel und Pleuellagerungen der Ankopplung der Beistellzylinder auf der Vibrationswelle auskommt und keine Schwungscheibe benötigt. Zudem ist die Stopfaggregatöffnungsweite, also der Abstand zwischen den Stopfpickelenden, stufenlos einstellbar und ist eine beliebige freie Vorwahl der Stopffrequenz, beispielsweise ein Eintauchen der Pickel mit 50 Hz für einen geringen Eintauchstoß und ein Verdichten mit 35 Hz in Arbeitsstellung die Pickel zur Verminderung des Verschleißes und des Lärms, problemlos möglich. Eine kontinuierliche Einstellung der Stopfamplitude und deren Signalform (Rechteck, Sinus, Dreieck, Sägezahn) erlaubt eine optimale Anpassung an die jeweiligen Oberbauverhältnisse. Ist ein Regelkreislauf vorgesehen erfolgt eine automatische Nachregelung der Stopfbewegung bei Widerstandsänderungen durch den Regelkreislauf, womit eine Einhaltung der gewünschten Stopfamplituden und Frequenzen sichergestellt ist.

[0013] Üblicherweise wird von der Steuerung/Regelung der Beistellweg vorgegeben werden. Wenn der Schotter aber schon hoch verdichtet ist, dann wird die Ist-Bewegung von der Soll-Bewegung zwangsweise abweichen. Um den Schotter dann dennoch gezielt verdichten zu können, empfiehlt es sich, wenn die Steuerung/Regelung die Schwingung, die Schwingungsamplitude und die Schwingungsfrequenz, in Abhängigkeit vom, insbesondere mit einem Drucksensor, gemessenen Zylinderdruck vorgibt. So kann durch eine Druckmessung im Hydraulikzylinder auf die Verdichtung des Schotterbettes rückgeschlossen werden.

[0014] Mit der Erfindung sind verschiedene Betriebsarten der Stopfaggregate oder der Einzelpickelsysteme möglich, wie insbesondere unterschiedliche Frequenz, unterschiedliche Amplituden u. dgl. für verschiedene Stopfpickel. Eine Aufzeichnung der tatsächlichen Wege

und der Sollwege des Stopfaggregates ist in einfacher Weise durch Messwerterfassung möglich, womit eine Qualitätskontrolle der erreichten Verdichtung möglich ist. Damit sind auch Aussagen über den Zustand des Schotterbettes (locker, verkrustet, verschmutzt) möglich. Auf eine Änderung der Schotterbettverhältnisse kann unmittelbar und automatisch reagiert werden. So könnte in lockerer Bettung die Beistellgeschwindigkeit zu Beginn erhöht werden und auch die Amplitude vergrößert werden. Wird die Bettung durch das Stopfen dichter können Amplitude und Frequenz stufenlos nachjustiert werden.

[0015] In der Zeichnung ist der Erfindungsgegenstand beispielsweise dargestellt. Es zeigen

- 15 Fig. 1 ein erfindungsgemäßes Stopfaggregat in teilgeschnittener Seitenansicht und
Fig. 2 ein Diagramm zur Darstellung der Beistelllage der Stopfwerkzeuge.

20 **[0016]** Ein Stopfaggregat 1 für eine Gleisstopfmaschine umfasst unter anderem auf einem Träger 2 angeordnete, als Schwinghebel ausgebildete Stopfwerkzeugpaare mit Stopfwerkzeugen 3, deren zum Eintauchen in ein Schotterbett 4 bestimmte untere Stopfpickelenden 5 mit einem Schwingungsantrieb 6 gegenläufig antreibbar und hydraulisch zueinander, mit einem Beistellweg s, beistellbar sind. Der Träger 2 ist in einem Stopfaggregatrahmen 7 mit Führungen 8 höhenverstellbar geführt und mit einem Stellzylinder 9 in die gewünschte Höhenlage verlagerbar. Die Stopfwerkzeuge 3 sind als zweiarmlige Hebel ausgebildet, die am Träger 2 schwenkbar gelagert sind. Ein Arm des jeweiligen Stopfwerkzeuges 3 wird von einem Stopfpickel 10 gebildet und am anderen Arm greift ein Hydraulikzylinder 11 an, der andernfalls wiederum am Träger 2 gelagert ist.

35 **[0017]** Jedem der Stopfwerkzeuge 3 eines Stopfwerkzeugpaares sind ein Hydraulikzylinder 11 und ein Wegsensor 12 zur Bestimmung der Hydraulikzylinderstellung zugeordnet, wobei die Hydraulikzylinder 11 den Beistellantrieb als auch den Schwingungsantrieb für die Stopfpickel 10 bilden und die Ansteuerung der Hydraulikzylinder 11 wegsensorsignalabhängig erfolgt. Mit dem Wegsensor 12 kann somit stets die exakte Hublage des Hydraulikzylinders 11, also der Abstand zwischen seinen beiden Anlenkpunkten, einerseits am Stopfwerkzeug 3 und andererseits am Träger 2, bestimmt werden. Im Ausführungsbeispiel bilden der Wegsensor 12 und der Hydraulikzylinder 11 eine Baueinheit und ist der Wegsensor 12 in den Hydraulikzylinder 11 integriert.

50 **[0018]** Zur Betätigung der Hydraulikzylinder sind Hydraulikzylinderansteuerventile 13, insbesondere Servo- oder Proportionalventile, vorgesehen, die direkt am Hydraulikzylinder 11 angeordnet sind. Die Versorgungsleitungen der Hydraulik, also die Pumpenleitungen und die Tankleitungen, sind der Übersichtlichkeit halber nicht eingezeichnet. Die Versorgung des Stopfaggregates mit hydraulischer Energie erfolgt über ein übliches Hydraulikaggregat.

[0019] Die Hydraulikzylinderstellung ist von einer Steuerung/Regelung 14 in Abhängigkeit der Wegsensordsignale vorgebbbar. Dazu ist die Steuerung/Regelung 14 über Steuerleitungen 15 an die Hydraulikzylinderansteuer-ventile 13 und über Messleitungen 16 an die Wegsensoren 12 angeschlossen. Die Steuerung/Regelung 14 kann die Schwingung, also die Schwingungsamplitude und die Schwingungsfrequenz, in Abhängigkeit von der Höhenlage h und der Beistelllage s der Stopfpickel 10 vorgeben. Die Beistellung s und die Schwingungsanregung der Stopfpickel 10 wird somit von einem Hydraulikzylinder vorgenommen, wobei ein Hydraulikzylinder 11 je Stopfpickel 10 vorgesehen ist oder aber auch ein Hydraulikzylinder 11 für mehrere synchron zu bewegendende Stopfpickel 10 vorgesehen sein kann. In Fig. 2 ist dargestellt, dass einer linearen Beistellbewegung der Hydraulikzylinder 11 eine Schwingung überlagerbar ist.

Patentansprüche

1. Stopfaggregat (1) für eine Gleisstopfmaschine mit auf einem, in einem Stopfaggregatrahmen höhenverstellbar geführten, Träger (2) angeordneten, als Schwinghebel ausgebildeten Stopfwerkzeugpaaren, deren zum Eintauchen in ein Schotterbett (4) bestimmte untere Stopfpickelenden (5) mit einem Schwingungsantrieb (6) gegenläufig antreibbar und hydraulisch zueinander beistellbar sind, wobei jedem der Stopfwerkzeuge (3) eines Stopfwerkzeugpaares ein Hydraulikzylinder (11), wobei die Hydraulikzylinder (11) den Beistellantrieb als auch den Schwingungsantrieb (6) der Stopfwerkzeuge (3) bilden, und ein Wegsensor (12) zur Bestimmung der Hydraulikzylinderstellung zugeordnet sind, und wobei zur Betätigung der Hydraulikzylinder (11) Hydraulikzylinderansteuer-ventile (13) vorgesehen sind, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Ansteuerung der Hydraulikzylinder (11) wegsensorsignalabhängig erfolgt und dass die Hydraulikzylinderansteuer-ventile (13) direkt am Hydraulikzylinder (11) angeordnet sind.
2. Stopfaggregat nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Wegsensor (12) und der Hydraulikzylinder (11) eine Baueinheit bilden und der Wegsensor (12) insbesondere in den Hydraulikzylinder (11) integriert ist.
3. Stopfaggregat nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikzylinderansteuer-ventile (13) Servo- oder Proportionalventile sind.
4. Stopfaggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Hydraulikzylinderstellung von einer Steuerung/Regelung (14) in Abhängigkeit der Wegsensordsignale vorgebbbar ist.

5. Stopfaggregat nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** einer linearen Beistellbewegung der Hydraulikzylinder (11) eine Schwingung überlagerbar ist.
6. Stopfaggregat nach Anspruch 4 oder 5, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuerung/Regelung (14) die Schwingung, die Schwingungsamplitude und die Schwingungsfrequenz, in Abhängigkeit von der Höhen- und der Beistelllage ($\pm h$, $\pm s$) der Stopfpickel vorgibt.
7. Stopfaggregat nach einem der Ansprüche 4 bis 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Steuerung/Regelung (14) die Schwingung, die Schwingungsamplitude und die Schwingungsfrequenz, in Abhängigkeit vom, insbesondere mit einem Drucksensor, gemessenen Zylinderdruck vorgibt.

Claims

1. Tamping assembly (1) for a track tamping machine, comprising tamping tool pairs which are arranged on a carrier (2) guided so as to be height-adjustable in a tamping assembly frame, are designed as rocker arms and of which the lower tamping pick ends (5) which are intended for insertion into a ballast bed (4) can be driven in opposite directions by means of an oscillation drive (6) and can be fed hydraulically towards one another, wherein each of the tamping tools (3) of a tamping tool pair is allocated a hydraulic cylinder (11), wherein the hydraulic cylinders (11) form the feed drive and also the oscillation drive (6) of the tamping tools (3), and a distance sensor (12) for determining the hydraulic cylinder position, and wherein hydraulic cylinder activation valves (13) are provided in order to actuate the hydraulic cylinders (11), **characterised in that** the hydraulic cylinders (11) are activated in dependence upon distance sensor signals and **in that** the hydraulic cylinder activation valves (13) are arranged directly on the hydraulic cylinder (11).
2. Tamping assembly as claimed in claim 1, **characterised in that** the distance sensor (12) and the hydraulic cylinder (11) form a structural unit and the distance sensor (12) is integrated in particular into the hydraulic cylinder (11).
3. Tamping assembly as claimed in claim 1 or 2, **characterised in that** the hydraulic cylinder activation valves (13) are servo valves or proportional valves.
4. Tamping assembly as claimed in any one of claims 1 to 3, **characterised in that** the hydraulic cylinder position can be specified by a controller/regulator (14) in dependence upon the distance sensor sig-

nals.

5. Tamping assembly as claimed in any one of claims 1 to 4, **characterised in that** an oscillation can be superimposed upon a linear feed movement of the hydraulic cylinders (11).
6. Tamping assembly as claimed in claim 4 or 5, **characterised in that** the controller/regulator (14) specifies the oscillation, the oscillation amplitude and the oscillation frequency in dependence upon the height position and feed position ($\pm h$, $\pm s$) of the tamping picks.
7. Tamping assembly as claimed in any one of claims 4 to 6, **characterised in that** the controller/regulator (14) specifies the oscillation, the oscillation amplitude and the oscillation frequency in dependence upon the cylinder pressure measured in particular by means of a pressure sensor.

Revendications

1. Unité de bourrage (1) pour une bourreuse de voie avec des paires d'outils de bourrage disposées sur un support (2) guidé de façon réglable en hauteur dans un châssis d'unité de bourrage et configurées comme des bras vibrants, dont des extrémités de pics de bourrage inférieures (5) destinées à être plongées dans un lit de ballast (4) peuvent être actionnées en sens contraire avec un entraînement vibratoire (6) et adjointes l'une à l'autre hydrauliquement, dans laquelle à chacun des outils de bourrage (3) d'une paire d'outils de bourrage sont associés un vérin hydraulique (11) - les vérins hydrauliques (11) constituant l'entraînement d'adjonction ainsi que l'entraînement vibratoire (6) des outils de bourrage (3) - et un capteur de déplacement (12) pour déterminer la position du vérin hydraulique, et dans laquelle des vannes de commande de vérin hydraulique (13) sont prévues pour actionner les vérins hydrauliques (11), **caractérisée en ce que** la commande des vérins hydrauliques (11) se fait en fonction des signaux du capteur de déplacement et que les vannes de commande de vérin hydraulique (13) sont associées directement au vérin hydraulique (11).
2. Unité de bourrage selon la revendication 1, **caractérisée en ce que** le capteur de déplacement (12) et le vérin hydraulique (11) forment une unité structurale et que le capteur de déplacement (12) en particulier est intégré dans le vérin hydraulique (11).
3. Unité de bourrage selon la revendication 1 ou 2, **caractérisée en ce que** les vannes de commande de vérin hydraulique (13) sont des servo-vannes ou des vannes proportionnelles.

4. Unité de bourrage selon une des revendications 1 à 3, **caractérisée en ce que** la position du vérin hydraulique peut être prédéfinie par un dispositif de commande/réglage (14) en fonction des signaux du capteur de déplacement.
5. Unité de bourrage selon une des revendications 1 à 4, **caractérisée en ce qu'**une vibration peut être superposée à un mouvement d'adjonction linéaire des vérins hydrauliques (11).
6. Unité de bourrage selon la revendication 4 ou 5, **caractérisée en ce que** le dispositif de commande/réglage (14) prédéfinit la vibration, l'amplitude de vibration et la fréquence de vibration en fonction de la position en hauteur et de l'adjonction ($\pm h$, $\pm s$) des pics de bourrage.
7. Unité de bourrage selon la revendication 4 à 6, **caractérisée en ce que** le dispositif de commande/réglage (14) prédéfinit la vibration, l'amplitude de vibration et la fréquence de vibration en fonction de la pression des vérins mesurée, en particulier avec un capteur de pression.

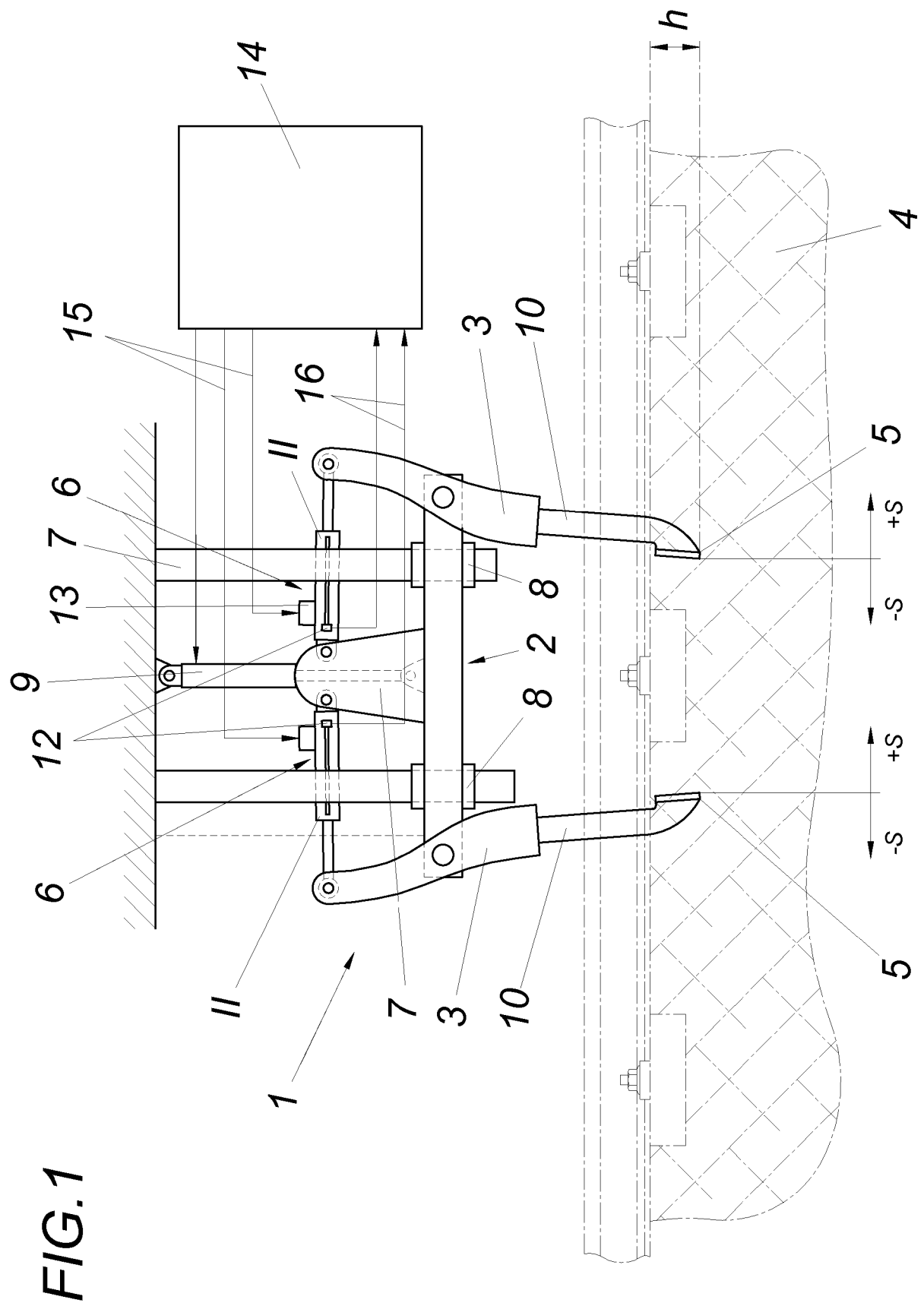
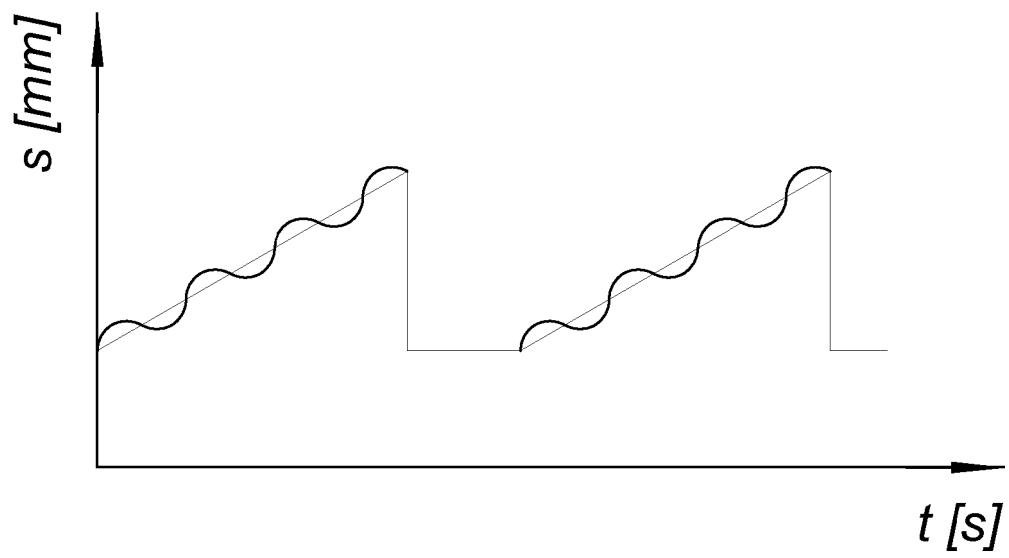


FIG.2



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

- DE 2424829 A [0002]
- EP 1653003 A2 [0002]
- AT 339358 [0002]
- EP 0331956 A [0002]
- US 4068595 A [0002]
- AT 369455 B [0003]