

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
8. Oktober 2009 (08.10.2009)

(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2009/121606 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation:
E02D 3/074 (2006.01)
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2009/002438
- (22) Internationales Anmeldedatum:
2. April 2009 (02.04.2009)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
10 2008 017 057.7 3. April 2008 (03.04.2008) DE
- (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von US): **WACKER NEUSON SE** [DE/DE]; Preussenstr. 41, 80809 München (DE).
- (72) Erfinder; und
- (75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **KOLMAR, Oliver** [DE/DE]; Hauptstrasse 58A, 85579 Neubiberg (DE). **VON RICHTHOFEN, Thorsten** [DE/DE]; Brucknerstr. 24, 81677 München (DE).
- (74) Anwalt: **HOFFMANN, Jörg Peter**; Müller, Hoffmann & Partner, Innere Wiener Straße 17, 81667 München (DE).
- (81) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare nationale Schutzrechtsart): AE, AG, AL, AM, AO, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BH, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DK, DM, DO, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, GT, HN, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KM, KN, KP, KR, KZ, LA, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LY, MA, MD, ME, MG, MK, MN, MW, MX, MY, MZ, NA, NG, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RS, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, ST, SV, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, ZA, ZM, ZW.
- (84) Bestimmungsstaaten (soweit nicht anders angegeben, für jede verfügbare regionale Schutzrechtsart): ARIPO (BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW), eurasisches (AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM), europäisches (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, LV, MC, MK, MT, NL, NO, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR), OAPI (BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GQ, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: VIBRATION PLATE WITH BELT DRIVE

(54) Bezeichnung: VIBRATIONSPLATTE MIT RIEMENANTRIEB

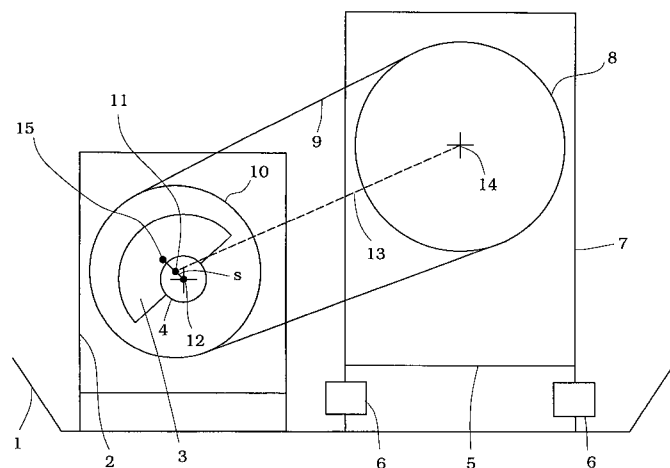


Fig. 1

(57) Abstract: A vibration plate for soil compaction features an upper mass (5) comprising a drive motor (7) and a lower mass comprising a soil contact plate (1) and a vibration generator (2). A V-belt (9) is arranged between a drive disk (8) driven by the drive motor (7) and an output drive disk (10) driving the vibration generator (2). The middle axis (11) of the output drive disk (10) is located at a distance s from the axis of rotation (12) of an unbalanced shaft (4) of the vibration generator (2). Thus an axial distance (13) between the drive disk (8) and the output drive disk (10) is held constant when the lower mass is moving in operation relative to the upper mass (5). A significantly increased life of the V-belt (9) can be achieved.

(57) Zusammenfassung:

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2009/121606 A1



Veröffentlicht:

- mit internationalem Recherchenbericht (Artikel 21 Absatz 3)

Eine Vibrationsplatte zur Bodenverdichtung weist eine einen Antriebsmotor (7) umfassende Obermasse (5) und eine eine Bodenkontaktplatte (1) und einen Schwingungserreger (2) umfassende Untermasse auf. Zwischen einer von dem Antriebsmotor (7) angetriebenen Antriebsscheibe (8) und einer den Schwingungserreger (2) antreibenden Abtriebsscheibe (10) ist ein Keilriemen (9) angeordnet. Die Mittelachse (11) der Abtriebsscheibe (10) ist von der Drehachse (12) einer Unwuchtelle (4) des Schwingungserregers (2) mit einem Abstand s beabstandet. Dadurch wird ein Achsabstand (13) zwischen der Antriebsscheibe (8) und der Abtriebsscheibe (10) auch dann konstant gehalten, wenn sich die Untermasse im Betrieb relativ zu der Obermasse (5) bewegt. Eine deutlich verlängerte Lebensdauer des Keilriemens (9) kann dadurch erreicht werden.

B e s c h r e i b u n g

Vibrationsplatte mit Riemenantrieb

5 Die Erfindung betrifft gemäß dem Oberbegriff von Patentanspruch 1 eine Vibrationsplatte zur Bodenverdichtung.

Vorwiegend kleinere Vibrations- oder Rüttelplatten weisen eine Obermasse mit einem Antriebsmotor auf, der über einen Riemen-
10 trieb eine oder mehrere zu einer Untermasse gehörende Unwuchtwellen antreibt, die auf einer Bodenkontaktplatte befestigt sind. Durch die Drehung der Unwuchtwellen werden Schwingungen erzeugt, die in den zu verdichtenden Boden einwirken. Die Obermasse und die Untermasse sind durch dazwischen angeordnete
15 Federelemente relativ zueinander beweglich.

Größere Vibrationsplatten nutzen für den Schwingungserregerantrieb statt eines Riementriebs einen hydraulischen Antrieb. Die Erfindung befasst sich jedoch mit Vibrationsplatten, bei denen die
20 Antriebsenergie über einen Riementrieb auf den Schwingungserreger übertragen wird.

Der Riementrieb weist üblicherweise einen Keilriemen auf, der zwischen einer von dem Antriebsmotor angetriebenen Antriebs-
25 scheibe und einer mit einer der Unwuchtwellen gekoppelten Abtriebsscheibe verläuft. Zwischen dem Antriebsmotor und der Antriebs-
scheibe kann darüber hinaus eine Fliehkraftkupplung angeordnet sein, so dass eine Drehmomentübertragung von dem Antriebsmotor auf den Keilriemen erst bei Überschreiten einer vorde-
30 finierten Einkuppeldrehzahl erfolgt. Die Abtriebsscheibe ist üblicherweise direkt auf ein Wellenende der Unwuchtwellen aufgesetzt, so dass die Abtriebsscheibe koaxial mit der Unwuchtwellen angeordnet ist.

35 Im Betrieb einer derartigen Vibrationsplatte treten die gewünsch-

ten starken Vibrationsbewegungen der Bodenkontaktplatte und damit der gesamten Untermasse auf. Durch die prinzipbedingte relative Beweglichkeit zwischen Untermasse und Obermasse unterliegt jedoch der Achsabstand zwischen der zur Obermasse gehörenden Antriebsscheibe und der an der Unwuchtwellen- und damit zur Untermasse gehörenden Abtriebsscheibe permanenten Schwankungen im Bereich von einigen Millimetern. Als Folge davon erreichen die beim bestimmungsgemäßen Betrieb einer derartigen Vibrationsplatte eingesetzten Keilriemen eine erheblich geringere Lebensdauer, als dies bei einem Anwendungsfall mit festem Achsabstand der Fall wäre. Der Grund dafür besteht darin, dass Keilriemen generell für einen Einsatz mit konstantem Achsabstand ausgelegt sind. Beim Einsatz in einer Vibrationsplatte hingegen wird der Keilriemen durch die von der Unwuchtwellen erzeugten Kräfte stark schwankenden, ruckartigen Zugbelastungen ausgesetzt, die einen hohen abrasiven Verschleiß an den Seitenflanken des Keilriemens zur Folge haben. Ferner führt der Keilriemen peitschenartige Bewegungen aus, die eine Krümmung des Keilriemens zum Riemenrücken hin bewirken. Für derartige Krümmungen ist der Keilriemen jedoch nicht ausgelegt, so dass er in der Folge durch Überdehnung der Flankenseiten bzw. der Innenseite einreißen kann. Die deutliche Verminderung der Lebensdauer eines bei einer Vibrationsplatte eingesetzten Keilriemens kann insbesondere dann, wenn der Keilriemen während des Einsatzes der Maschine reißt, durch Verzögerung des Arbeitsvorgangs und der nachfolgenden Baustellenprozesse unerwünscht hohe Kosten nach sich ziehen.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, eine Vibrationsplatte mit einem Riemenantrieb anzugeben, bei dem die Lebensdauer eines zur Übertragung der Antriebsenergie verwendeten Riemens erhöht werden kann.

Erfindungsgemäß wird die Aufgabe durch eine Vibrationsplatte gemäß Patentanspruch 1 gelöst. Vorteilhafte Weiterentwicklungen

sind in den abhängigen Ansprüchen angegeben.

Eine erfindungsgemäße Vibrationsplatte zur Bodenverdichtung ist dadurch gekennzeichnet, dass eine Kompensationseinrichtung
5 vorgesehen ist, zum Konstanthalten eines Achsabstands zwischen einer Mittelachse der Antriebsscheibe und einer Mittelachse der Abtriebsscheibe während eines von der Schwingungserregereinrichtung bewirkten Schwingungszyklusses der Untermasse und einer daraus resultierenden Relativbewegung der Untermasse zur
10 Obermasse.

Es hat sich herausgestellt, dass die Lebensdauer eines in der Riemenantriebseinrichtung verwendeten Riemens vor allem dadurch vermindert wird, dass sich der Abstand zwischen der An-
15 triebsscheibe und der Abtriebsscheibe im Betrieb der Vibrationsplatte ständig ändert. Die erfindungsgemäß vorgesehene Kompensationseinrichtung vermeidet dies und stellt sicher, dass die Wirklinienlänge des Riemens, also die Länge des sich zwischen den beiden Ufern erstreckenden Riemens, z.B. der Achsabstand zwi-
20 schen der Antriebsscheibe und der Abtriebsscheibe auch im Betrieb der Vibrationsplatte, trotz der dann auftretenden Relativbewegung zwischen Obermasse und Untermasse und der damit verbundenen starken Schwingungen konstant bleibt. Die Relativstellung zwischen den Mittelachsen der Antriebsscheibe und der Ab-
25 triebsscheibe verhält sich im Wesentlichen dann so, wie wenn sich die Vibrationsplatte in Ruhe befände, also keine Schwingungen wirken würden. Auf diese Weise können zumindest die durch die rotierende Unwuchtwellen bewirkten, regelmäßig oszillierenden Schwingungen kompensiert werden.

30

Wenn die Länge der durch den Riemen gebildeten Wirklinie konstant gehalten wird, muss der Riemen nicht mehr sich ständig ändernde Längen kompensieren. Dadurch kann seine Lebensdauer erhöht werden. Die Wirklinienlänge kann z.B. durch den Achsab-
35 stand zwischen der Antriebsscheibe und der Abtriebsscheibe be-

stimmt werden.

Die Antriebsscheibe und die Abtriebsscheibe sind derart ausgebildet, dass sie einen dazwischen verlaufenden Riemen zuverlässig führen, so dass ein Drehmoment von der Antriebsscheibe auf die Abtriebsscheibe übertragen werden kann.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn die Schwingungserregereinrichtung wenigstens eine eine Unwuchtmasse tragende Unwuchtwellen aufweist, die mit der Abtriebsscheibe gekoppelt und von der Abtriebsscheibe drehend antreibbar ist. Ein derartiger Schwingungserregeraufbau hat sich in der Praxis bestens bewährt.

Vorteilhafterweise ist die Kompensationseinrichtung dadurch gebildet, dass die Außenkontur der Antriebsscheibe und/oder die Außenkontur der Abtriebsscheibe bezüglich ihrer jeweiligen Drehachse eine Exzentrizität aufweisen.

Dies lässt sich entweder dadurch realisieren, dass die Außenkontur jeweils kreisförmig ist, jedoch die Mittelachse der jeweiligen Scheibe bzw. die Mittelachse der kreisförmigen Außenkontur bezüglich ihrer jeweiligen Drehachse versetzt angeordnet ist. Alternativ dazu kann auch die Außenkontur von einer Kreisform abweichen, wie später noch erläutert wird.

Durch geeignete Wahl der Exzentrizität ist es somit möglich, eine Annäherung der Untermasse an die Obermasse bzw. ein Entfernen der Untermasse von der Obermasse während eines Schwingungszyklus derart zu kompensieren, dass der Achsabstand zwischen der Antriebsscheibe und der Abtriebsscheibe im Wesentlichen konstant bleibt. Somit können sich Unter- und Obermasse zyklisch relativ zueinander bewegen, während sich die Relativlage der Antriebs- und Abtriebsscheiben bzw. ihrer Mittelachsen nicht ändert.

Bei einer besonders vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung ist die Kompensationseinrichtung dadurch gebildet, dass die Mittelachse der Abtriebsscheibe und ihre dazu parallele Drehachse mit einem vorbestimmten Abstand s voneinander beabstandet sind.

Wie später noch erläutert wird, kann die Drehachse der Abtriebsscheibe vorzugsweise mit der Drehachse der Unwuchtwellen zusammenfallen. Dann stehen die Abtriebsscheibe und die Unwuchtwellen nicht coaxial zueinander, sondern sind um den Abstand s radial versetzt angeordnet.

Als Mittelachse der Antriebs- bzw. Abtriebsscheibe ist das Zentrum der Außenkontur, also insbesondere des die Außenkontur bildenden Kreises anzusehen. Die Drehachse der Antriebs- bzw. Abtriebsscheibe muss sich dementsprechend von der Mittelachse unterscheiden.

Es hat sich herausgestellt, dass die Bewegung der Unterplatte einer Vibrationsplatte, insbesondere bei der Bauform eines Schlepplagers mit einer Unwuchtwellen, im Bereich der Unwuchtwellen annähernd kreisförmig ist. Die Bewegung der Drehachse der Unwuchtwellen in Bezug auf die Umgebung wäre - beim idealisierten Betrieb auf einer elastischen Matte - vollständig kreisförmig, wenn der Schwerpunkt der gesamten Unterplatte auf der Drehachse der Unwuchtwellen liegen würde. Der Mittelpunkt dieses von der Unterplatte beschriebenen Kreises ist folglich während der Unterplattenbewegung in Bezug auf die Umgebung in Ruhe. Erfindungsgemäß wird gelehrt, dass man den Mittelpunkt der Abtriebsscheibe in den Mittelpunkt des Kreises legen sollte, den die gesamte Unterplatte bzw. deren Schwerpunkt im Bereich des Schwingungserregers beschreibt. Dann entsteht ein Riemenantriebssystem, das auch im Betrieb der Vibrationsplatte einen nahezu konstanten Achsabstand zwischen Antriebs- und Abtriebsscheibe besitzt. Die Mittelachse der Abtriebsscheibe liegt somit nicht in De-

ckung mit der Drehachse der Unwuchtwelle, wie dies beim Stand
der Technik der Fall ist. Vielmehr sind die Achsen der Abtriebs-
scheibe und der Unwuchtwelle um den Abstand s voneinander
beabstandet, wobei die Abtriebsscheibe ebenfalls um die Drehach-
5 se der Unwuchtwelle gedreht wird.

Als Folge davon ist die Lage der Drehachse der auf der Bodenkon-
taktplatte drehbar gelagerten Unwuchtwelle relativ zu der Boden-
kontaktplatte fest, während die Lage der Mittelachse der Abtriebs-
10 scheibe relativ zu der Bodenkontaktplatte während einer Drehung
der Abtriebsscheibe veränderbar ist. Dementsprechend vollführt
die Abtriebsscheibe relativ zu der restlichen Untermasse eine un-
runde bzw. exzentrische Bewegung.

Vorzugsweise ist die Abtriebsscheibe mit der Unwuchtwelle form-
15 schlüssig gekoppelt. So ist eine zuverlässige Übertragung der An-
triebsenergie von der Abtriebsscheibe auf die Unwuchtwelle ge-
währleistet.

Bei einer anderen weiteren vorteilhaften Ausführungsform der
20 Erfindung ist die Kompensationseinrichtung dadurch gebildet,
dass die Mittelachse der Antriebsscheibe und eine dazu parallele
Drehachse der Antriebsscheibe mit einem Abstand von s
voneinander beabstandet sind. Bei dieser Lösung wird somit die
Kompensationseinrichtung auf der Seite der Antriebsscheibe
25 vorgesehen, wobei jedoch die gleichen kompensierenden
Wirkungen erreicht werden können, wie bei der Anordnung der
Kompensationseinrichtung an der Abtriebsscheibe.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn der Abstand s bestimmt ist
30 durch die Formel

$$s = (m \times r) / (m + M),$$

wobei m die Masse der Unwuchtmasse, r der radiale Abstand eines
35 Schwerpunkts der Unwuchtmasse von der Drehachse der Un-

wuchtwelle und M die Gesamtmasse der Untermasse, insbesondere die Gesamtmasse von Bodenkontaktplatte und Schwingungserregereinrichtung, jedoch ohne die Unwuchten ist. Bei einer derartigen Auslegung des Abstands s kann eine größtmögliche Stabilisierung des Achsabstands zwischen der Antriebsscheibe und der Abtriebsscheibe auf dem vorgewählten konstanten Niveau erreicht werden.

Bei einer vorteilhaften Weiterentwicklung der Erfindung ist der Abstand s und die Richtung des damit verbundenen Versatzes innerhalb eines vorgegebenen Toleranzbereichs um den durch die Formel errechenbaren Wert einstellbar. Es hat sich nämlich herausgestellt, dass es je nach Ausgestaltung der Untermasse Fälle geben kann, in denen sich der Schwerpunkt der Gesamtmasse der Untermasse nicht auf der Drehachse der Unwuchtwelle befindet. Für diesen Fall kann der Abstand s in Abweichung von der oben angegebenen Formel eingestellt werden, um eine größtmögliche Stabilisierung des Achsabstands zwischen Antriebsscheibe und Abtriebsscheibe zu erreichen. Diese Einstellung wird typischerweise vorab vom Hersteller vorgenommen; sofern erforderlich kann jedoch eine Einstellung des Abstands s auch vom Bediener zu einem späteren Zeitpunkt vorgenommen werden.

Bei einer besonders vorteilhaften Ausgestaltung der Erfindung weist die Kompensationseinrichtung eine Verdreheinrichtung auf, zum Verdrehen der Abtriebsscheibe und/oder der Antriebsscheibe um ihre jeweilige Mittelachse relativ zu ihrer jeweiligen Drehachse. So ist z.B. die Verdreheinrichtung auch geeignet, die Abtriebsscheibe um ihre jeweilige Drehachse relativ zu der sie tragenden Unwuchtwelle zu verdrehen.

Die Erfindung eignet sich nicht nur - wie oben bereits ausgeführt - für so genannte Schleppschwinger-Vibrationsplatten, bei denen der Schwingungserreger aus lediglich einer Unwuchtwelle besteht, sondern auch für andere Arten von Vibrationsplatten, insbesondere

re für solche, bei denen der Schwingungserreger zwei formschlüssig miteinander gekoppelte und gegenläufig zueinander drehbare Unwuchtwellen aufweist. Die relative Phasenlage der Unwuchtwellen zueinander lässt sich in bekannter Weise mit einer Phaseneinstelleinrichtung verändern. Der Aufbau eines derartigen Zwei-Wellen-Erregers ist bekannt, so dass sich an dieser Stelle eine eingehendere Beschreibung erübrigt.

Die Veränderung der Phasenlage der beiden Unwuchtwellen zueinander ermöglicht es, die Fahrtrichtung der Vibrationsplatte zu ändern. Je nach Phasenlage kann die Vibrationsplatte also vorwärts oder rückwärts fahren.

Es hat sich nun herausgestellt, dass die oben beschriebene Kompensationseinrichtung, mit der der Achsabstand zwischen Antriebsscheibe und Abtriebsscheibe im Wesentlichen dadurch konstant gehalten wird, dass wenigstens eine der beiden Scheiben bezüglich ihrer Drehachse exzentrisch angeordnet ist, ihre Wirkung nur für eine bestimmte Phasenlage der Unwuchtwellen zueinander optimal entfaltet. Sobald jedoch die Phasenlage der Unwuchtwellen geändert wird und z. B. die Vibrationsplatte daraufhin ihre Fahrtrichtung ändert, kann der gewünschte Erfolg durch die bisher beschriebene Kompensationseinrichtung nicht mehr erreicht werden. Bei einer Änderung der Phasenlage der Unwuchtwellen derart, dass der resultierende Kraftvektor seine Richtung um 90° verschwenkt, tritt nämlich die Kompensationswirkung genau dann ein, wenn sie unerwünscht ist, weil zu diesem Zeitpunkt eines Schwingungszyklus keine oder nur eine geringe Relativbewegung von Obermasse und Untermasse vorliegt.

Zur Lösung dieses Problems ist die Kompensationsreinrichtung zusätzlich mit der oben erwähnten Verdreheinrichtung ausgestattet, so dass die Abtriebsscheibe bzw. die Antriebsscheibe relativ zu ihrer Drehachse verdreht werden können. Während also für eine bestimmte Phasenlage eine optimale relative Drehstellung der An-

triebs- bzw. Abtriebsscheibe vorliegt, muss diese Drehstellung bei Veränderung der Phasenlage ebenfalls geändert werden.

Zu diesem Zweck ist es besonders vorteilhaft, wenn das durch die
5 Verdreheinrichtung bewirkbare Einstellen der relativen Drehstellung der Abtriebsscheibe relativ zu ihrer Drehachse in Abhängigkeit von der durch die Phaseneinstelleinrichtung bewirkten Phasenlage der Unwuchtwellen durchführbar ist. In dem Maße, in dem die Phaseneinstelleinrichtung die Phasenlage der Unwucht-
10 wellen verändert, ändert sich dann auch die durch die Verdreheinrichtung bewirkte Drehstellung der Abtriebsscheibe relativ zu ihrer Drehachse. Auf diese Weise kann für jede Phasenlage erreicht werden, dass die Abtriebsscheibe das richtige Maß an Exzentrizität zum richtigen Zeitpunkt innerhalb eines Schwingungs-
15 zyklus einnimmt, um den Achsabstand zwischen Antriebsscheibe und Abtriebsscheibe konstant zu halten.

Bei einer besonders vorteilhaften Ausführungsform der Erfindung weist die Kompensationseinrichtung darüber hinaus eine Ver-
20 schiebeeinrichtung auf, zum radialen Verschieben der Abtriebsscheibe und/oder der Antriebsscheibe bezüglich ihrer jeweiligen Drehachse.

Die bisher beschriebene Kompensationseinrichtung eignet sich
25 insbesondere für Riemenantriebe, bei denen die Antriebsscheibe und die Abtriebsscheibe im Wesentlichen senkrecht übereinander angeordnet sind. In der Praxis wird diese Anordnung jedoch eher selten gewählt. Vielmehr sind im Regelfall die Motorabtriebswelle mit der Antriebsscheibe einerseits und die Erregerantriebsachse
30 (Unwuchtwelle) mit der Abtriebsscheibe andererseits horizontal zueinander versetzt angeordnet, so dass der Riemen bezüglich der Vertikalachse schräg verläuft.

Auch für diesen Fall lässt sich für eine bestimmte Phasenlage eine
35 Exzentrizitätsstellung der Antriebs- bzw. Abtriebsscheibe ermit-

teln, für die die gewünschte Kompensationswirkung eintritt. Wenn jedoch durch Änderung der Phasenlage der beiden Unwuchtwellen die Fahrtrichtung der Vibrationsplatte geändert wird, muss - wie oben bereits dargelegt - mit Hilfe der Verdreheinrichtung eine relative Verdrehung der Antriebs- bzw. Abtriebsscheibe vorgenommen werden.

Es wurde nun festgestellt, dass die Verdrehung alleine nicht genügt, eine optimale Kompensationswirkung zu erreichen. Vielmehr ist die Kompensationswirkung zu groß, so dass die Relativbewegung von Obermasse und Untermasse überkompensiert wird, was zu einer gegenläufigen Relativbewegung zwischen Antriebsscheibe und Abtriebsscheibe führt. Diese Überkompensation kann dadurch vermieden werden, dass die Drehachse der Antriebsscheibe bzw. der Abtriebsscheibe während der durch die Änderung der Phasenlage benötigten Verdrehung der jeweiligen Scheibe in Richtung der Unwuchtwellen verschoben wird. Es wird somit für die betreffende Phasenlage ein Längenausgleich erreicht, der eine optimale Kompensationswirkung gewährleistet.

Dementsprechend ist es besonders vorteilhaft, wenn die Verschiebeeinrichtung mit der Verdreheinrichtung derart gekoppelt ist, dass durch eine Verdrehung der Abtriebsscheibe und/oder der Antriebsscheibe relativ zu ihrer jeweiligen Drehachse auch eine radiale Verschiebung der Abtriebsscheibe und/oder der Antriebsscheibe relativ zu ihrer jeweiligen Drehachse bewirkbar ist.

Vorteilhafterweise erfolgt die Verdrehung und die Verschiebung der Abtriebsscheibe bzw. Antriebsscheibe gleichzeitig.

Bei einer anderen Ausführungsform der Erfindung ist die Kompensationseinrichtung dadurch gebildet, dass die Abtriebsscheibe und/oder die Antriebsscheibe eine von einer Kreisform abweichende wirksame Außenkontur aufweist, wobei die Mittelachse der Abtriebsscheibe bzw. der Antriebsscheibe mit der Drehachse der

Unwuchtwelle zusammenfällt. Hierbei besteht somit nicht der oben angegebene Abstand s zwischen der Abtriebsscheibe und der Unwuchtwelle. Vielmehr können sich die Abtriebsscheibe und die Unwuchtwelle auf der gleichen Drehachse drehen. Jedoch wird die Drehbewegung des Antriebsriemens aufgrund der von einer idealen Kreisform abweichenden Außenkontur der Abtriebsscheibe derart übertragen, dass für die Abtriebsscheibe und den Antriebsriemen "der Eindruck" vermittelt wird, der Abstand zwischen Antriebsscheibe und Abtriebsscheibe sei konstant. Die Abtriebsscheibe kann dabei z. B. die eiförmige Kontur eines Ventilsteuer-nockens aufweisen.

Die Elemente der Kompensationseinrichtung können vollständig im Bereich der Abtriebsscheibe, vollständig im Bereich der Antriebsscheibe oder jeweils teilweise im Bereich der Abtriebsscheibe und der Antriebsscheibe angeordnet sein. Auch wenn in der obigen Erläuterung häufig bestimmte Elemente oder Funktionen anhand der Abtriebsscheibe erläutert worden sind, lassen sich diese Elemente bzw. Funktionen ohne weiteres auch auf der Seite der Antriebsscheibe realisieren. Ebenso ist es möglich, die Elemente und Funktionen jeweils geeignet auf beide Seiten, also auf die Antriebsscheibe und auf die Abtriebsscheibe zu verteilen.

Besonders vorteilhaft ist es, wenn der Riemenantrieb ein Keilriemenantrieb ist und dementsprechend die Antriebsscheibe und die Abtriebsscheibe als Keilriemenscheiben zur Aufnahme eines Keilriemens ausgestaltet sind.

Diese und weitere Vorteile und Merkmale der Erfindung werden nachfolgend anhand von Beispielen unter Zuhilfenahme der begleitenden Figuren näher erläutert. Es zeigen:

Fig. 1 eine schematische Seitenansicht einer erfindungsgemäßen Vibrationsplatte, die als Schleppschwinger ausgestaltet ist;

- Fig. 2** in schematischer Seitenansicht eine bekannte Vibrationsplatte mit einem Zwei-Wellen-Erreger;
- 5 **Fig. 3** die Vibrationsplatte von Fig. 2, jedoch mit einer erfindungsgemäßen Kompensationseinrichtung;
- Fig. 4** die Vibrationsplatte von Fig. 3 bei geänderter Phasenlage der Unwuchtwellen;
- 10 **Fig. 5** die Vibrationsplatte von Fig. 4, wobei die Kompensationseinrichtung zusätzlich eine Verdreheinrichtung aufweist;
- 15 **Fig. 6** eine Vibrationsplatte mit Zwei-Wellen-Erreger und schräg stehender Verbindungsachse zwischen Antriebsscheibe und Abtriebsscheibe;
- Fig. 7** die Vibrationsplatte von Fig. 6 mit
- 20 Kompensationseinrichtung;
- Fig. 8** die Vibrationsplatte von Fig. 7 bei geänderter Phasenlage und mit Hilfe der Verdreheinrichtung verdrehter Abtriebsscheibe; und
- 25 **Fig. 9** die Vibrationsplatte von Fig. 8, wobei die Kompensationseinrichtung zusätzlich mit einer Verschiebeeinrichtung ausgestattet ist.

Die Erfindung lässt sich besonders vorteilhaft bei Vibrationsplatten einsetzen, die nach dem Schleppschwingerprinzip arbeiten. Dabei ist exzentrisch, also außermittig, insbesondere im vorderen Bereich einer Bodenkontaktplatte eine Unwuchtwelle angebracht, die eine Unwuchtmasse trägt. Die Unwuchtwelle wird über einen in Fahrtrichtung gesehen dahinter sitzenden Motor drehend angetrieben, so dass eine entsprechende rotierende Zentrifugalkraft im

30

35

vorderen Bereich der Bodenkontaktplatte wirkt. Dadurch wird die Bodenkontaktplatte immer wieder nach oben und nach vorne gerissen, so dass sie nicht nur Schwingungen in den zu verdichtenden Boden einbringt, sondern auch sich selbst nach vorne bewegt.

5

In Fig. 1 ist eine Bodenkontaktplatte 1 schematisch in geschnittener Seitenansicht einer als Schleppschwinger ausgeführten erfindungsgemäßen Vibrationsplatte dargestellt.

10 Auf der Bodenkontaktplatte 1 ist ein Schwingungserreger 2 befestigt, in dem eine Unwuchtmasse 3 von einer Unwuchtwellen 4 gehalten wird. Die Unwuchtwellen 4 ist zusammen mit der Unwuchtmasse 3 relativ zu der Bodenkontaktplatte 1 ortsfest, aber drehbar gelagert.

15

Weiterhin ist in einem hinteren Bereich der Bodenkontaktplatte 1 eine Obermasse 5 angeordnet, die über Federelemente 6 (z. B. Gummifedern) in bekannter Weise auf der Bodenkontaktplatte 1 angekoppelt ist.

20

Die Obermasse 5 besteht im Wesentlichen aus einem Antriebsmotor 7 (z. B. ein Verbrennungs- oder ein Elektromotor), der eine Antriebsscheibe 8 drehend antreibt. Die Antriebsscheibe 8 ist als an sich bekannte Keilriemenscheibe ausgebildet und treibt einen von ihr gehaltenen Keilriemen 9 an. Der Keilriemen 9 wiederum läuft über eine ebenfalls als Keilriemenscheibe ausgestaltete Abtriebsscheibe 10, so dass die von dem Antriebsmotor 7 in die Antriebsscheibe 8 eingeleitete Antriebsenergie über den Keilriemen 9 auf die Abtriebsscheibe 10 übertragen werden kann. Die Abtriebsscheibe 10 wiederum ist mit der Unwuchtwellen 4 derart gekoppelt, dass sich auch die Unwuchtwellen 4 mit der Unwuchtmasse 3 dreht und die gewünschte Vibration erzeugt.

25

An der Abtriebsscheibe 10 ist eine Kompensationseinrichtung vorgesehen, dergestalt, dass eine Mittelachse 11 der Abtriebsscheibe 10 von einer dazu parallelen Drehachse 12 der Unwuchtwellen 4 beabstandet ist. Zwischen der Drehachse 12 der

30

35

beabstandet ist. Zwischen der Drehachse 12 der Unwuchtwelle 4 und der Mittelachse 11 der Abtriebsscheibe 10 besteht der Abstand s .

- 5 Die Abtriebsscheibe 10 kann demnach zwar direkt auf einer Stirnseite der Unwuchtwelle 4 befestigt sein. Sie dreht sich jedoch bezüglich der Unwuchtwelle 4 exzentrisch.

10 Mit der Beabstandung der Mittelachse 11 der Abtriebsscheibe 10 von der Drehachse 12 der Unwuchtwelle 4 wird erreicht, dass ein Achsabstand 13 zwischen der Mittelachse 11 der Abtriebsscheibe 10 und einer Drehachse 14 der Antriebsscheibe 8 auch im Betrieb der Vibrationsplatte, also bei starken Relativbewegungen zwischen der eine Untermasse bildenden Bodenkontaktplatte 1 und dem
15 Schwingungserreger 2 einerseits und der Obermasse 5 andererseits konstant gehalten wird.

Im Idealfall ist der Abstand s der Mittelachse 11 der Abtriebsscheibe 10 von der Drehachse 12 der Unwuchtwelle 4 durch die
20 Gleichung

$$s = (m \times r) / (m + M)$$

bestimmt. Dabei ist m die Masse der Unwuchtmasse 3, r der radiale Abstand eines Schwerpunkts 15 der Unwuchtmasse 3 von der
25 Drehachse 12 der Unwuchtwelle 4 und M die Gesamtmasse der Untermasse, also die Gesamtmasse von Bodenkontaktplatte 1, Schwingungserreger 2 (mit Unwuchtwelle 4, jedoch ohne Unwuchtmasse 3) und mit Abtriebsscheibe 10. Sofern dieser Abstand
30 s eingehalten wird, bleibt im Idealfall der Achsabstand 13 zwischen der Antriebsscheibe 8 und der Abtriebsscheibe 10 konstant. Als Idealfall wird ein Fall angenommen, bei dem sich der Schwerpunkt der Gesamtmasse M auf der Drehachse 12 der Unwuchtwelle 4 befindet.

Sofern eine derartige ideale Massenverteilung in der Praxis nicht erreicht werden kann, muss gegebenenfalls der tatsächliche Abstand s geringfügig von dem durch die obige Formel bestimmten Abstand korrigiert werden, was gegebenenfalls durch wenige Ver-
5 suche einfach im Werk des Herstellers durchgeführt werden kann. Dieser korrigierte Abstand s kann dann bei weiteren Geräten gleicher Bauart immer wieder verwendet werden. Die Korrektur des Abstands lässt sich aber auch errechnen.

10 In den Fig. 2 bis 9 sind prinzipiell in schematischer Seitenansicht Vibrationsplatten dargestellt, die - im Gegensatz zu der Vibrationsplatte von Fig. 1 - mit einem so genannten Zwei-Wellen-Schwingungserreger ausgestattet sind. Auch für einen derartigen
15 Vibrationsplattentyp lässt sich die Erfindung hervorragend einsetzen. Genauso kann die Erfindung jedoch auch bei Drei- oder Mehr-Wellenerregern zum Einsatz kommen, die jedoch hier nicht im Einzelnen beschrieben sind.

Sofern die Vibrationsplatten gemäß den Fig. 2 bis 9 im Wesentli-
20 chen ähnliche Bauelemente wie die Vibrationsplatte von Fig. 1 aufweisen, werden die gleichen Bezugszeichen verwendet. Von einer erneuten Erläuterung der einzelnen Bezugszeichen wird insofern abgesehen.

25 Fig. 2 zeigt in schematischer Seitenansicht eine bekannte Vibrationsplatte mit einem Zwei-Wellen-Erreger.

Die Bodenkontaktplatte 1 ist über Federelemente 6 mit der Ober-
30 masse 5 verbunden, die den Antriebsmotor 7 aufweist. Bestandteil der Obermasse 5 ist auch die Antriebsscheibe 8, die um die Drehachse 14 drehbar ist und dabei einen Keilriemen 9 antreibt. Die Antriebsenergie des Keilriemens 9 wird auf die an der Bodenkontaktplatte 1 angeordnete Abtriebsscheibe 10 übertragen, die mit dem Schwingungserreger 2 gekoppelt ist. Die Bodenkontaktplatte
35 1, der Schwingungserreger 2 sowie die Abtriebsscheibe 10 bilden

eine Untermasse. In dem Schwingungserreger 2 sind zwei Unwuchtwellen vorgesehen, nämlich eine mit der Abtriebscheibe 10 gekoppelte Unwuchtwellen 20 sowie eine weitere Unwuchtwellen 21. Daher wird der in Fig. 2 gezeigte Schwingungserreger 2 auch als
5 Zwei-Wellen-Erreger bezeichnet. Jede der Unwuchtwellen 20, 21 trägt eine Unwuchtmasse 3, analog zu der Unwuchtwellen 4 von Fig. 1.

Die Unwuchtwellen 20, 21 sind in bekannter Weise, z. B. durch
10 miteinander kämmende Zahnräder, formschlüssig gegenläufig drehbar gekoppelt, so dass die Drehbewegung der Unwuchtwellen 20 auf die weitere Unwuchtwellen 21 übertragen wird.

Im Betrieb der Vibrationsplatte entsteht eine resultierende Kraft,
15 die eine als Pfeil gekennzeichnete Schwingweite 22 an der Bodenkontaktplatte 1 bewirkt. Die Schwingweite 22 kann in einen Anteil 23 in Richtung einer Verbindungslinie 24 zwischen der Drehachse 14 der Antriebscheibe 8 und der Drehachse 12 der Unwuchtwellen 20 sowie in einen Anteil 25 senkrecht dazu aufgeteilt werden. Für
20 die periodische Keilriemenlängenänderung ist im Wesentlichen der Schwingungsanteil 23 in Richtung der Verbindungslinie 24 relevant, da der Achsabstand 13 beider Scheiben 8, 10 im Vergleich zur Schwingweite 22 der Untermasse sehr groß ist.

25 Der Anteil 23 der Schwingweite 22 bewirkt eine zyklische Änderung des Achsabstands 13, die aus den in der Einleitung genannten Gründen verhindert werden sollte.

Zu diesem Zweck ist bei einer erfindungsgemäßen Vibrationsplatte
30 gemäß Fig. 3 die Mittelachse 11 der Abtriebscheibe 10 um den Betrag $a/2$ (entsprechend Abstand s in Fig. 1) bezüglich der Drehachse 12 der Unwuchtwellen 20 verschoben, so dass eine Exzentrizität entsteht. Die Exzentrizität gewährleistet, dass die für den Antrieb benötigte Riemenlänge bzw. der Achsabstand 13 beim
35 Schwingungserreger 2 im Betrieb konstant bleibt. Dabei stellt die

Drehachse 12 gleichermaßen die Drehachse der Unwuchtwelle 20 wie auch die Drehachse der Abtriebsscheibe 10 dar, da die Abtriebsscheibe 10 ebenfalls um die Drehachse 12 gedreht wird. Die Mittelachse 11 der Abtriebsscheibe 10 hingegen bildet keine Dreh-
5 achse.

Die Berechnung der Exzentrizität $a/2$ entspricht der Berechnung des Abstands s gemäß obiger Formel.

10 a ist der für die Keilriemenlängenänderung relevante Teil der gesamten Schwingweite 22 der Untermasse, so dass $a/2$ der Amplitude des relevanten Anteils 23 der Schwingweite 22 entspricht. Für die in Fig. 3 dargestellte Phasenlage der Unwuchtwellen 20, 21 ist somit ein Ausgleich der durch die Schwingung hervorgeru-
15 fenen Achsabstandsschwankung gegeben. Damit ist eine wesentliche Ursache für kurze Keilriemen-Standzeiten von Vibrationsplatten beseitigt.

In Fig. 4 ist - ausgehend von der Darstellung von Fig. 3 - ein Zu-
20 stand dargestellt, bei dem die Phasenlage der beiden Unwuchtwellen 20, 21 zueinander derart verändert worden ist, dass gegenüber der Fig. 3 eine Richtungsumkehr der Vibrationsplatte erreicht werden kann. Die dafür erforderliche Phaseneinstelleinrichtung ist aus dem Stand der Technik bekannt und muss an dieser Stelle
25 nicht näher erläutert werden.

Durch die Änderung der Phasenlage wurde die Richtung des resultierenden Kraftvektors um den Winkel γ (im vorliegenden Beispiel 90°) verschwenkt. Durch das Ändern der Phasenlage wird
30 auch die Abtriebsscheibe 10 verdreht, derart, dass keine Kompensation der Relativbewegung der Bodenkontaktplatte 1 zur Obermasse 5 mehr möglich ist. Vielmehr führt jetzt die Abtriebsscheibe 10 "Kompensationsbewegungen" in horizontale Richtung durch, jedoch nicht mehr in die gewünschte vertikale
35 Richtung.

Um auch für diesen Fahrtzustand, also bei geänderter Fahrtrichtung, eine Kompensation zu ermöglichen, muss bei einer Änderung der Phasenlage, insbesondere bei Fahrtrichtungsumkehr, die Abtriebsscheibe 10 gegenüber der von ihr angetriebenen Unwuchtwelle 20 um den Winkel Y gedreht werden, wie in Fig. 5 gezeigt. Nun ist der gewünschte Ausgleich wiederhergestellt, so dass der für den Antrieb benötigte Achsabstand 13 konstant ist.

Eine derartige Verdrehung der Abtriebsscheibe 10 relativ zu der Unwuchtwelle 20 erfolgt mit Hilfe einer in der Figur nicht dargestellten Verdreheinrichtung. Die Verdreheinrichtung kann beispielsweise in gleicher Weise realisiert werden wie die Phaseneinstelleinrichtung, die die Phasenlage der Unwuchtwellen 20, 21 zueinander verändert. Für diesen Zweck haben sich z. B. aus dem Stand der Technik bekannte Spiralhülsen bestens bewährt. Die Verdreheinrichtung soll zeitgleich mit der Verstellung der Phasenlage die Verdrehung der Abtriebsscheibe 10 relativ zu der sie tragenden Unwuchtwelle 20 bewirken.

Fig. 6 zeigt eine ähnliche, bekannte Vibrationsplatte wie Fig. 2, wobei jedoch die Antriebsscheibe 8 nicht senkrecht über der Abtriebsscheibe 10 angeordnet ist.

Die Aufteilung der Schwingweite 22 erfolgt für diesen Fall analog zu Fig. 2 in den für die Achsabstandsänderung relevanten Teil 23, der parallel zur Verbindungslinie 24 der Scheiben-Drehachsen 12, 14 verläuft, und in den vernachlässigbaren Anteil 25 senkrecht dazu.

Um einen Ausgleich der Achsabstandsänderung zu bewirken, muss die Abtriebsscheibe 10 gemäß der Darstellung in Fig. 7 angeordnet sein, die eine weitere Ausführungsform einer erfindungsgemäßen Vibrationsplatte zeigt. Es ist erkennbar, dass die Mittelachse 11 der Abtriebsscheibe 10 um den Betrag $a/2$ relativ zu der Drehachse 12 der Unwuchtwelle 20 versetzt ist, wie auch im

Fall von Fig. 3.

Fig. 8 zeigt die Anordnung von Fig. 7 bei geänderter Phasenlage der beiden Unwuchtwellen 20, 21, analog zu Fig. 5, wobei folglich die Abtriebsscheibe 10 bereits während der Änderung der Phasenlage der Unwuchtwellen 20, 21 relativ zu der sie tragenden Unwuchtwelle 20 verdreht worden ist. Die Kompensationseinrichtung weist folglich die Verdreheinrichtung von Fig. 5 auf.

10 Durch die Veränderung der Phasenlage ergibt sich aufgrund der nicht senkrechten Anordnung der beiden Scheiben 8, 10 und der somit schräg stehenden Verbindungslinie 24 der Betrag a^* des auszugleichenden Achsabstands 13.

15 Der nach Änderung der Phasenlage nämlich noch verbleibende auszugleichende Schwingungsanteil a^* ist gegenüber dem ursprünglichen Anteil a (welcher für die ursprüngliche Phasenlage gemäß Fig. 7 erforderlich war) verkleinert, so dass der von der Abtriebsscheibe 10 aufgrund ihrer exzentrischen Anordnung bewirkte Ausgleich zu groß ist. Dies bedeutet, dass in Abhängigkeit von der Phasenlage (Fig. 7 und 8) der Unwuchtwellen 20, 21 unterschiedliche Exzentrizitäten der Abtriebsscheibe 10 bezüglich der sie tragenden Unwuchtwelle 20 erforderlich sind.

25 Wird demgemäß der Mittelpunkt 11 der Abtriebsscheibe 10 während der Änderung der Phasenlage der Unwuchtwellen 20, 21 in Richtung der Drehachse 12 der Unwuchtwelle 20 um den Betrag d verschoben, so wird die optimale Kompensationswirkung erreicht (Fig. 8 und 9).

30

Somit muss bei Änderung der Phasenlage nicht nur die Antriebs-scheibe 10 relativ zu der sie tragenden Unwuchtwelle 20 verdreht, sondern auch verschoben werden, um die optimale Kompensationswirkung zu erreichen.

35

Die Verschiebung um den Betrag d ist mit Hilfe einer in der Fig. 9 nicht gezeigten Verschiebeeinrichtung während der Verdrehung der Abtriebsscheibe 10 einfach realisierbar. Wird z. B. für die Verdrehung, welche die Verdrehung der Abtriebsscheibe 10 bewirken soll, eine Spiralhülse gewählt, so bietet sich als Verschiebeeinrichtung eine exzentrisch gelagerte, zusätzliche Hülse in dieser Spiralhülse an, um während der Verdrehung auch eine radiale Verschiebung zu erzielen.

Der gewünschte Effekt des Riemenlängenausgleichs bzw. des Konstanthaltens des Achsabstands 13 kann nicht nur durch die in den Fig. 1 bis 9 gezeigte exzentrische Anordnung der Abtriebsscheibe 10 (oder auch analog der Antriebsscheibe 8) erreicht werden, sondern ebenfalls auch durch geeignete unrunde Außenkonturen der Antriebsscheibe 8 bzw. der Abtriebsscheibe 10, wie z. B. eine Ei- oder Nockenform.

Bei den in den Fig. 1 bis 9 gezeigten Vibrationsplatten wurde davon ausgegangen, dass die Kompensationseinrichtung ausschließlich auf der Erregerseite, also an der Untermasse bzw. der Abtriebsscheibe 10 angeordnet sein soll. Selbstverständlich kann jedoch die Kompensationseinrichtung auch auf der Motorseite im Bereich der Antriebsscheibe 8 vorgesehen sein. Ebenso ist es denkbar, einen Teil des Ausgleichs auf der Motorseite umzusetzen und einen anderen Teil auf der Erregerseite. So könnte z. B. die Reduzierung des Betrags a um den Betrag d (vgl. Fig. 8 und 9) auf der Motorseite (Obermasse) erfolgen, während die Verdrehung der Abtriebsscheibe 10 relativ zur Unwuchtwellen 20 auf der Erregerseite durchgeführt wird. Der Begriff der "Kompensationseinrichtung" ist also nicht räumlich definiert, sondern funktionsorientiert zu verstehen.

P a t e n t a n s p r ü c h e

1. Vibrationsplatte zur Bodenverdichtung, mit
- einer einen Antriebsmotor (7) aufweisenden Obermasse (5);
5 und mit
- einer zu der Obermasse (5) federnd beweglich gelagerten
Untermasse, die eine Bodenkontaktplatte (1) und eine damit gekoppelte Schwingungserregereinrichtung (2) aufweist;
wobei
10 - die Antriebsenergie des Antriebsmotors (7) über eine
Riemenantriebseinrichtung auf die
Schwingungserregereinrichtung (2) übertragbar ist;
- die Riemenantriebseinrichtung eine zur Obermasse (5) gehö-
rende, von dem Antriebsmotor (7) angetriebene Antriebsscheibe
15 (8), eine zur Untermasse gehörende, mit der Schwingungserreger-
einrichtung (2) gekoppelte Abtriebsscheibe (10) sowie einen die
Antriebsenergie von der Antriebsscheibe (8) zu der Abtriebsschei-
be (10) übertragenden Riemen (9) aufweist; und wobei
- die Schwingungserregereinrichtung (2) wenigstens eine eine
20 Unwuchtmasse (3; 2) tragende Unwuchtwelle (4; 20, 21) aufweist,
die mit der Abtriebsscheibe (10) gekoppelt ist und von der Ab-
triebsscheibe (10) drehend antreibbar ist;
dadurch gekennzeichnet, dass
- eine Kompensationseinrichtung vorgesehen ist, zum Kon-
25 stanthalten einer Wirklinienlänge des Riemens (9) und/oder eines
Achsabstands (13) zwischen einer Mittelachse (14) der Antriebs-
scheibe (8) und einer Mittelachse (11) der Abtriebsscheibe (10)
während eines von der Schwingungserregereinrichtung (2) be-
wirkten Schwingungszyklusses der Untermasse und einer daraus
30 resultierenden Relativbewegung der Untermasse zur Obermasse
(5); und dass
- die Kompensationseinrichtung dadurch gebildet ist, dass
+ die Außenkontur der Antriebsscheibe (8) und/oder die
Außenkontur der Abtriebsscheibe (10) bezüglich ihrer jeweiligen
35 Drehachse (12, 14) eine Exzentrizität aufweisen; und/oder dass

+ die Mittelachse (11) der Abtriebsscheibe (10) und ihre dazu parallele Drehachse (12) mit einem Abstand (s ; $a/2$) voneinander beabstandet sind; und/oder dass

5 + die Mittelachse (14) der Antriebsscheibe (8) und eine dazu parallele Drehachse (12) der Antriebsscheibe (8) mit einem Abstand (s ; $a/2$) voneinander beabstandet sind; und/oder dass

10 + die Abtriebsscheibe (10) und/oder die Antriebsscheibe (8) eine von einer Kreisform abweichende wirksame Außenkontur aufweist und die Mittelachse (11) der Abtriebsscheibe (10) und/oder die Mittelachse der Antriebsscheibe (8) mit ihrer jeweiligen Drehachse (12) zusammenfällt; und/oder dass

15 + die Abtriebsscheibe (10) und/oder die Antriebsscheibe (8) eine von einer Kreisform abweichende wirksame Außenkontur aufweist und die Außenkontur der Antriebsscheibe (8) und/oder die Außenkontur der Abtriebsscheibe (10) bezüglich ihrer jeweiligen Drehachse (12, 14) eine Exzentrizität aufweisen.

2. Vibrationsplatte nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Abtriebsscheibe (10) mit der Unwuchtwelle (4) kraft- oder formschlüssig gekoppelt ist.

3. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Abstand s bestimmt ist durch die Formel

25
$$s = (m \times r) / (m + M),$$

wobei m die Masse der Unwuchtmasse (3), r der radiale Abstand des Schwerpunkts (15) der Unwuchtmasse (3) von der Drehachse (12) der Unwuchtwelle (4; 20) und M die Gesamtmasse der Untermasse, insbesondere die Gesamtmasse von Bodenkontaktplatte (1) und Schwingungserregereinrichtung (2), jedoch ohne die Unwuchtmasse (3), ist.

4. Vibrationsplatte nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Abstand (s ; $a/2$) und die Richtung des Abstands (s ; $a/2$) innerhalb eines vorgegebenen Toleranzbereichs um den

35

durch die Formel errechenbaren Wert einstellbar ist.

- 5 5. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Abstand s kleiner als ein radialer Abstand zwischen der Mittelachse (11) der Abtriebsscheibe (10) und dem Schwerpunkt (15) der Unwuchtmasse (3) ist.
- 10 6. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 bis 5, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Lage der Drehachse (12) der Unwuchtwellen (4; 20) relativ zu der Bodenkontaktplatte (1) fest ist, während die Lage der Mittelachse (11) der Abtriebsscheibe (10) relativ zu der Bodenkontaktplatte (1) während einer Drehung der Abtriebsscheibe (10) veränderbar ist.
- 15 7. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Lage der Drehachse der Abtriebsscheibe (8) relativ zu der restlichen Obermasse (5) fest ist, während die Lage der Mittelachse (14) der Abtriebsscheibe (8) relativ zu der restlichen Obermasse (5) während einer Drehung der
- 20 Abtriebsscheibe (8) veränderbar ist.
- 25 8. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kompensationseinrichtung eine Verdrehrichtung aufweist, zum Verdrehen der Abtriebsscheibe (10) um ihre jeweilige Drehachse (12) relativ zur Unwuchtwellen (4; 20, 21).
- 30 9. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Schwingungserregereinrichtung (2) wenigstens zwei formschlüssig und gegenläufig zueinander drehbare Unwuchtwellen (4; 20, 21) aufweist, deren Phasenlage zueinander mit Hilfe einer Phaseneinstelleinrichtung veränderbar ist.
- 35 10. Vibrationsplatte nach Anspruch 9, **dadurch gekennzeichnet**

net, dass

- die Drehachse der Abtriebsscheibe (10) mit der Drehachse (12) der Unwuchtwellen (4; 20) zusammenfällt; und dass

- das durch die Verdreheinrichtung bewirkbare Einstellen der
5 relativen Drehstellung der Abtriebsscheibe (10) relativ zu ihrer Drehachse (12) in Abhängigkeit von der durch die Phaseneinstelleinrichtung bewirkten Phasenlage der Unwuchtwellen (20, 21) durchführbar ist.

10 11. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 bis 10, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Kompensationseinrichtung eine Verschiebeeinrichtung aufweist, zum radialen Verschieben der Abtriebsscheibe (10) und/oder der Antriebsscheibe (8) bezüglich ihrer jeweiligen Drehachse (12, 14).

15

12. Vibrationsplatte nach Anspruch 11, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Verschiebeeinrichtung mit der Verdreheinrichtung gekoppelt ist, derart, dass durch eine Verdrehung der Abtriebsscheibe (10) und/oder der Antriebsscheibe (8) relativ zu ihrer
20 jeweiligen Drehachse (12, 14) auch eine radiale Verschiebung der Abtriebsscheibe (10) und/oder der Antriebsscheibe (8) relativ zu ihrer jeweiligen Drehachse (12, 14) bewirkbar ist.

13. Vibrationsplatte nach Anspruch 11 oder 12, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Verdrehung und die Verschiebung der
25 Abtriebsscheibe (8) und/oder der Antriebsscheibe (10) gleichzeitig bewirkbar ist.

14. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 bis 13, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Drehachse der Abtriebsscheibe
30 (10) mit der Drehachse (12) der Unwuchtwellen (4; 20) zusammenfällt.

15. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 bis 14, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Elemente der Kompensationseinrichtung entweder
35

- 25 -

- vollständig im Bereich der Abtriebsscheibe (10) angeordnet sind; oder
 - vollständig im Bereich der Antriebsscheibe (8) angeordnet sind; oder
- 5 - teilweise im Bereich der Abtriebsscheibe (10) sowie teilweise im Bereich der Antriebsscheibe (8) angeordnet sind.

16. Vibrationsplatte nach einem der Ansprüche 1 bis 15, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Riemenantriebseinrichtung eine
10 Keilriemenantriebseinrichtung ist, dass die Antriebsscheibe (8) und die Abtriebsscheibe (10) jeweils Keilriemenscheiben sind und dass der Riemen ein Keilriemen (9) ist.

15

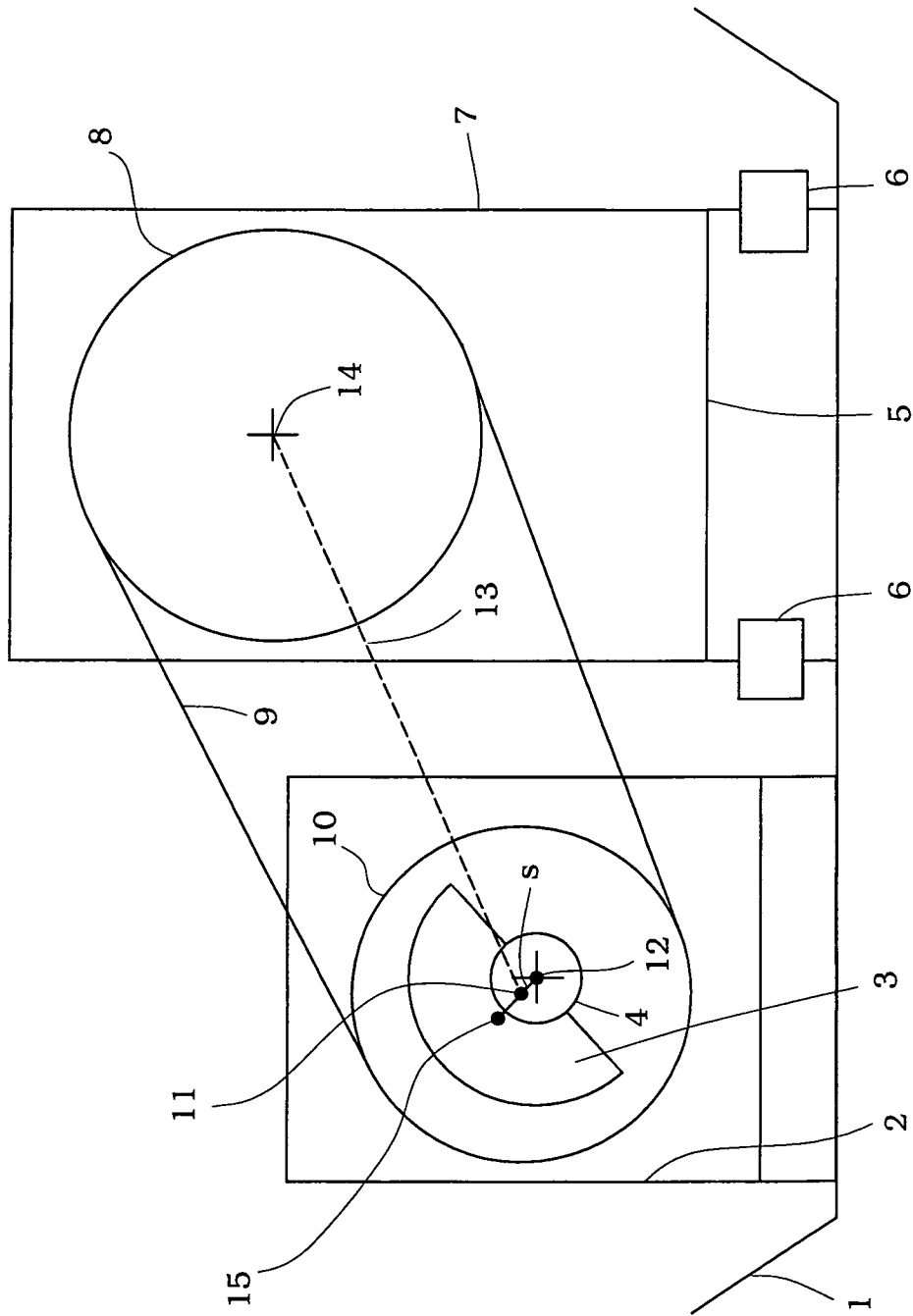


Fig. 1

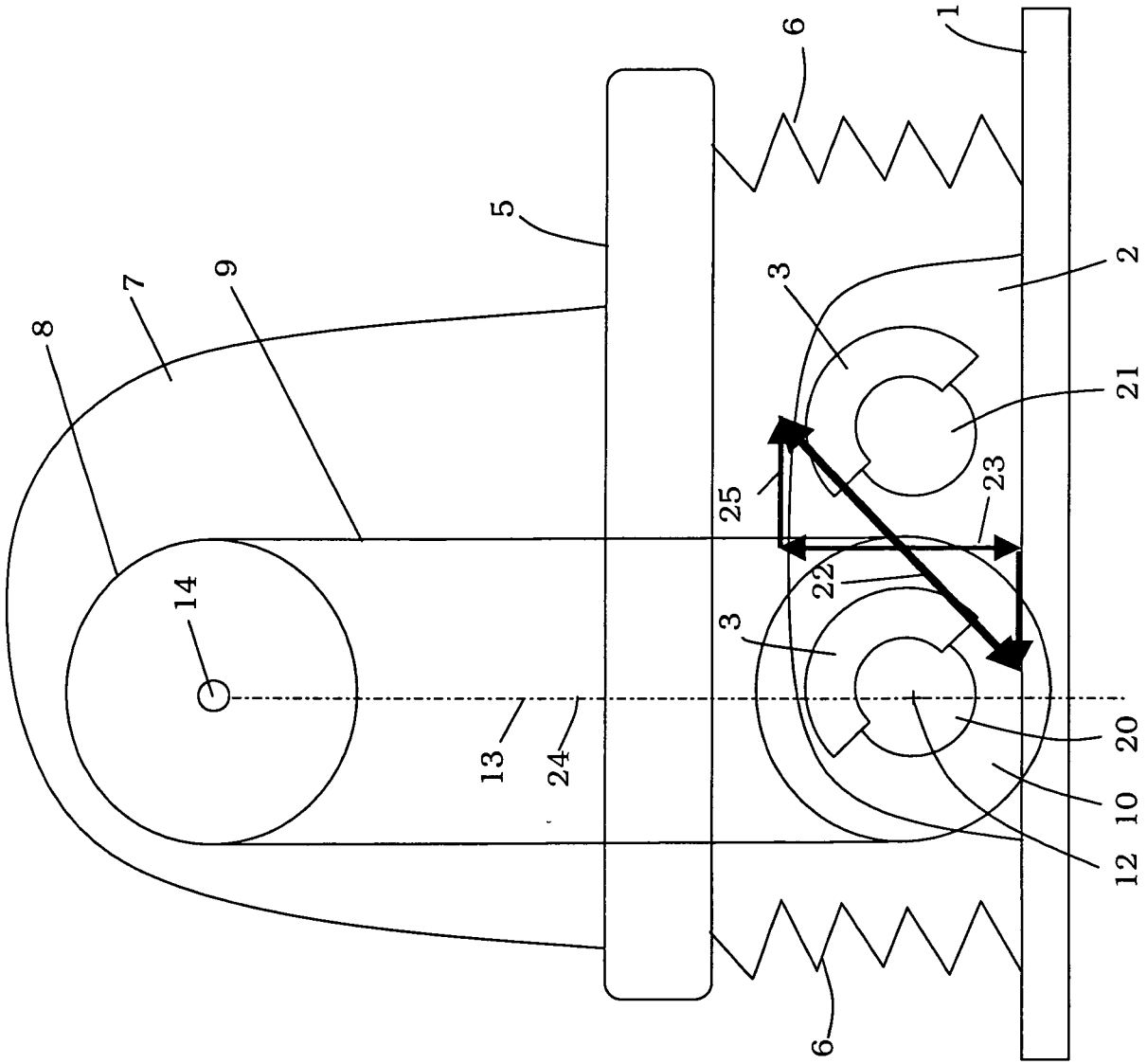


Fig. 2

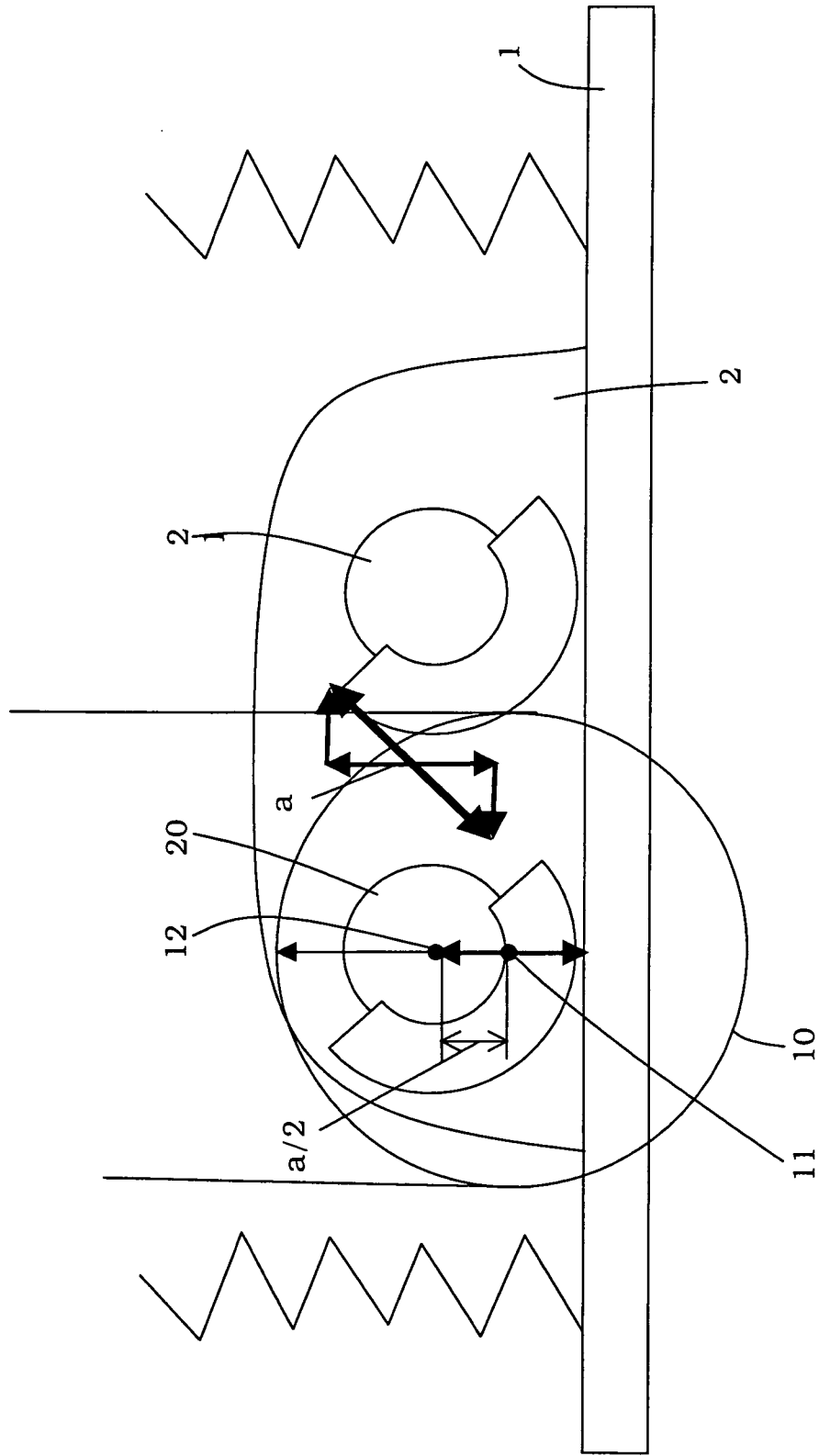


Fig. 3

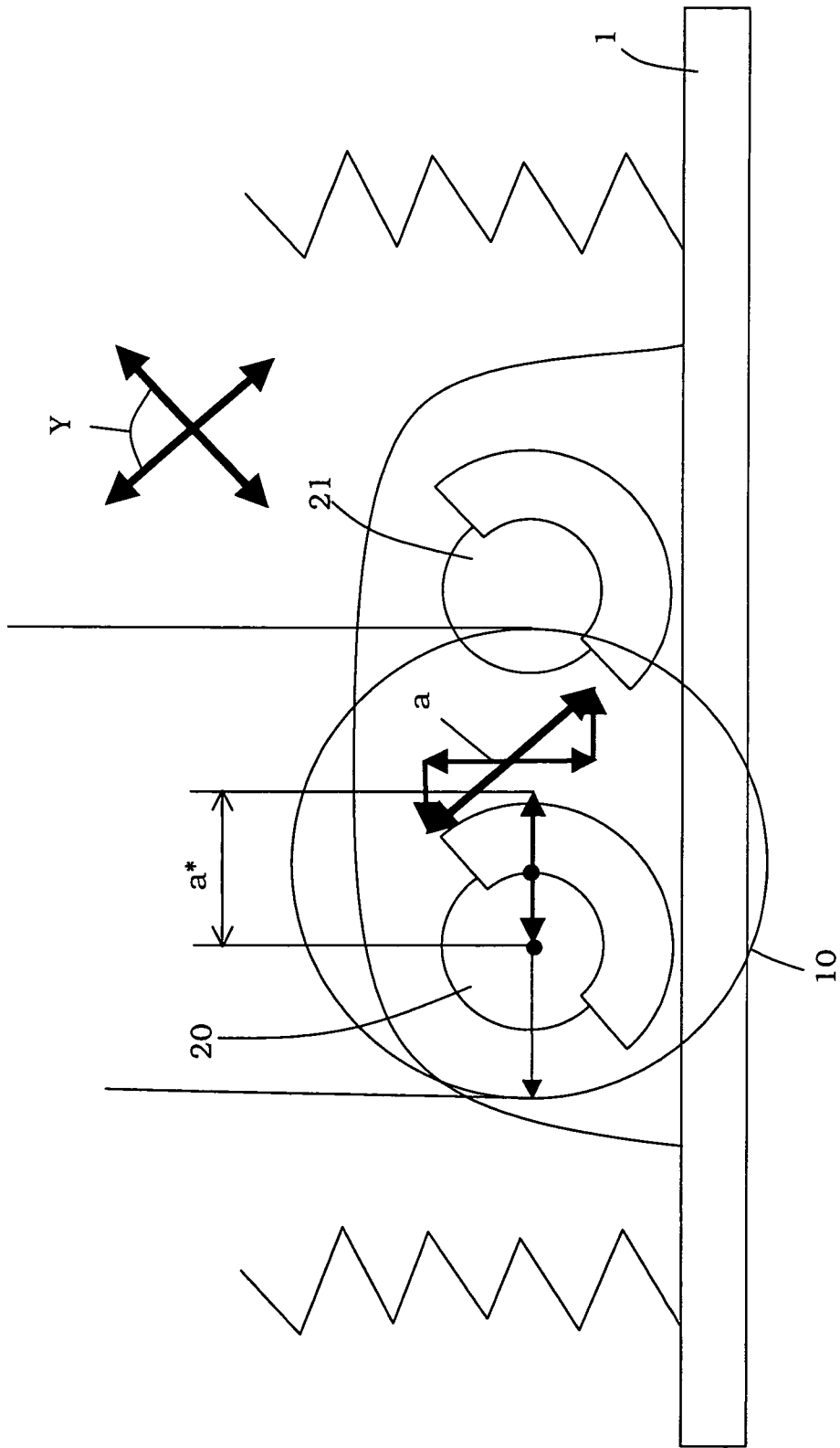


Fig. 4

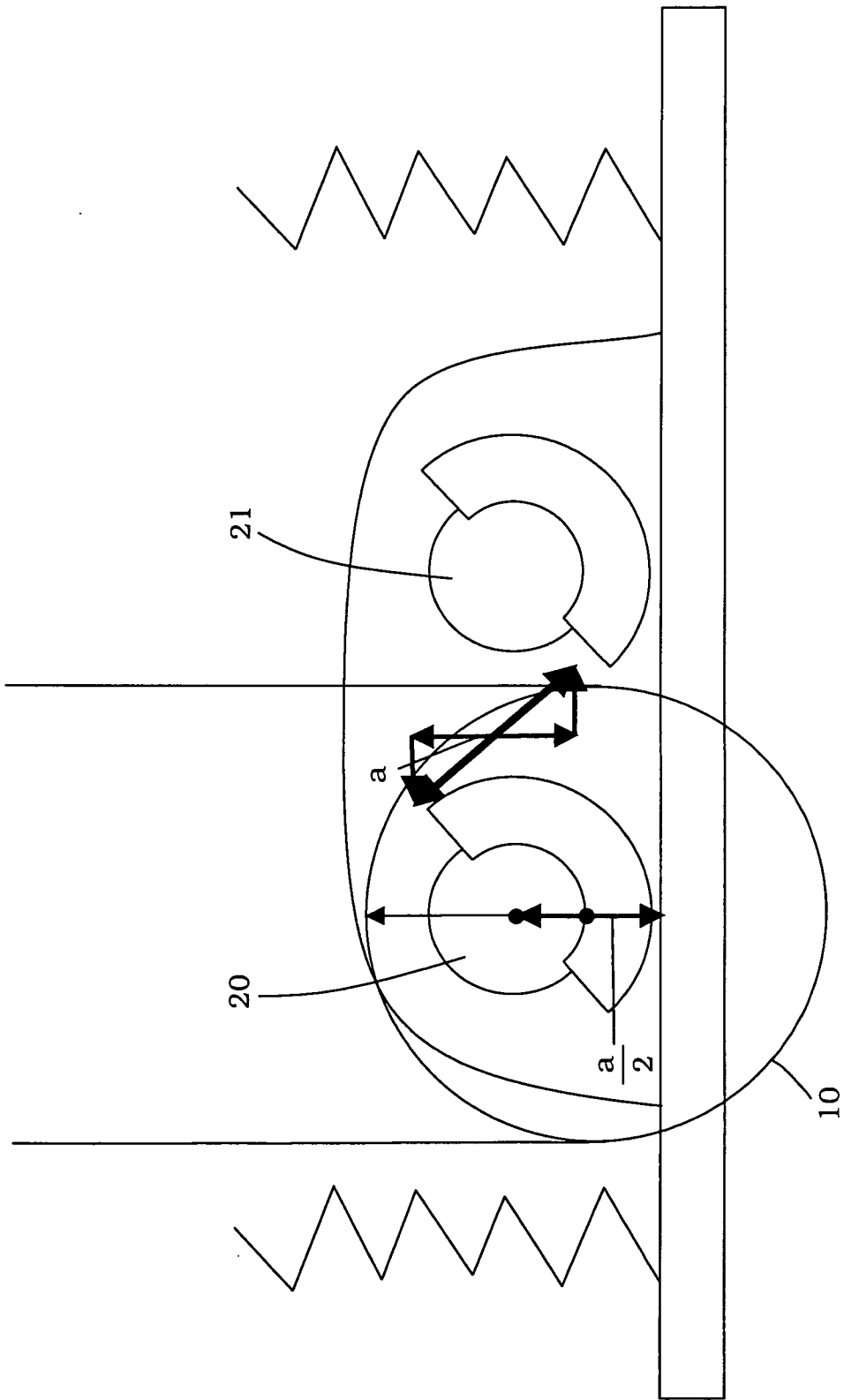


Fig. 5

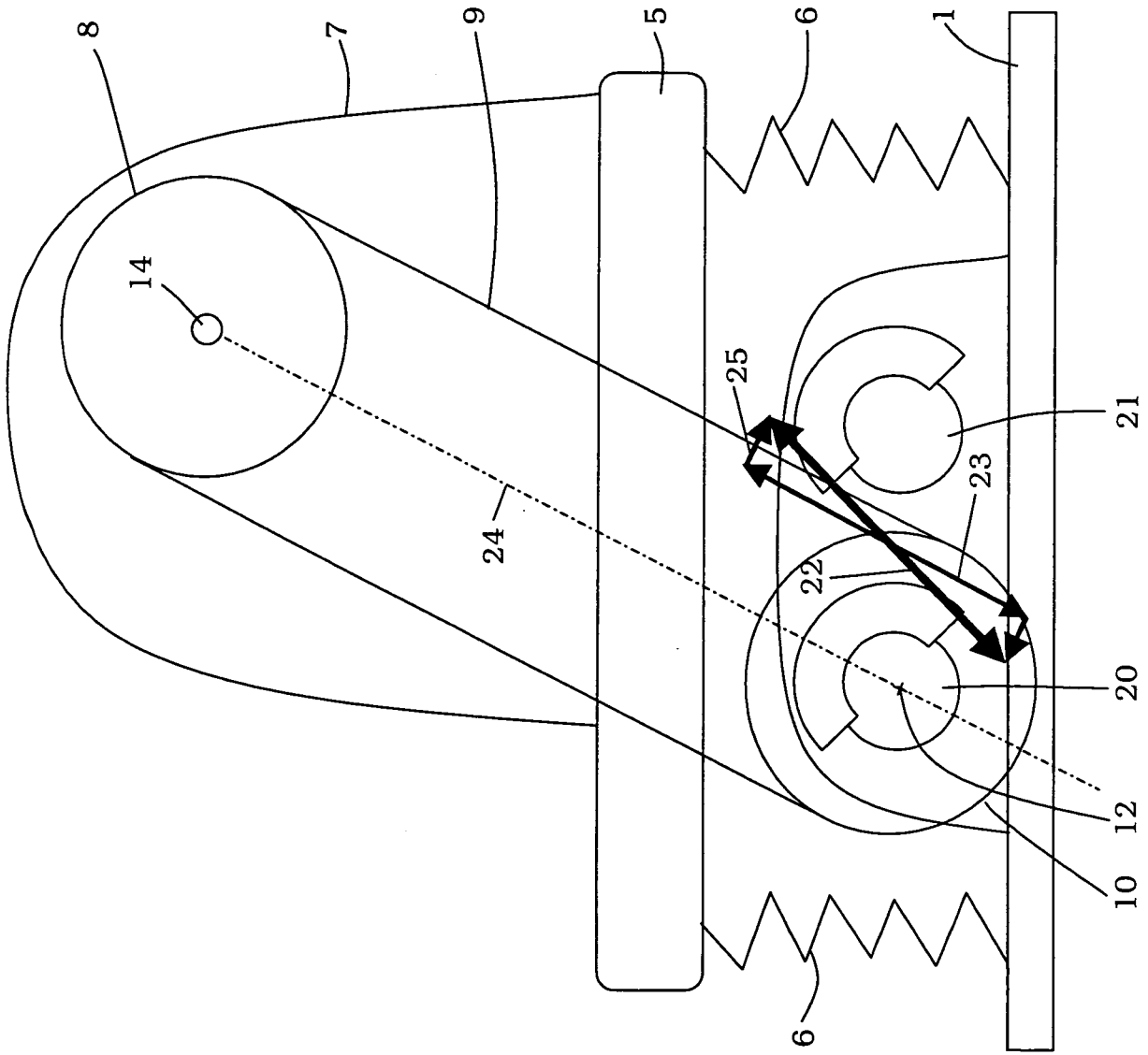


Fig. 6

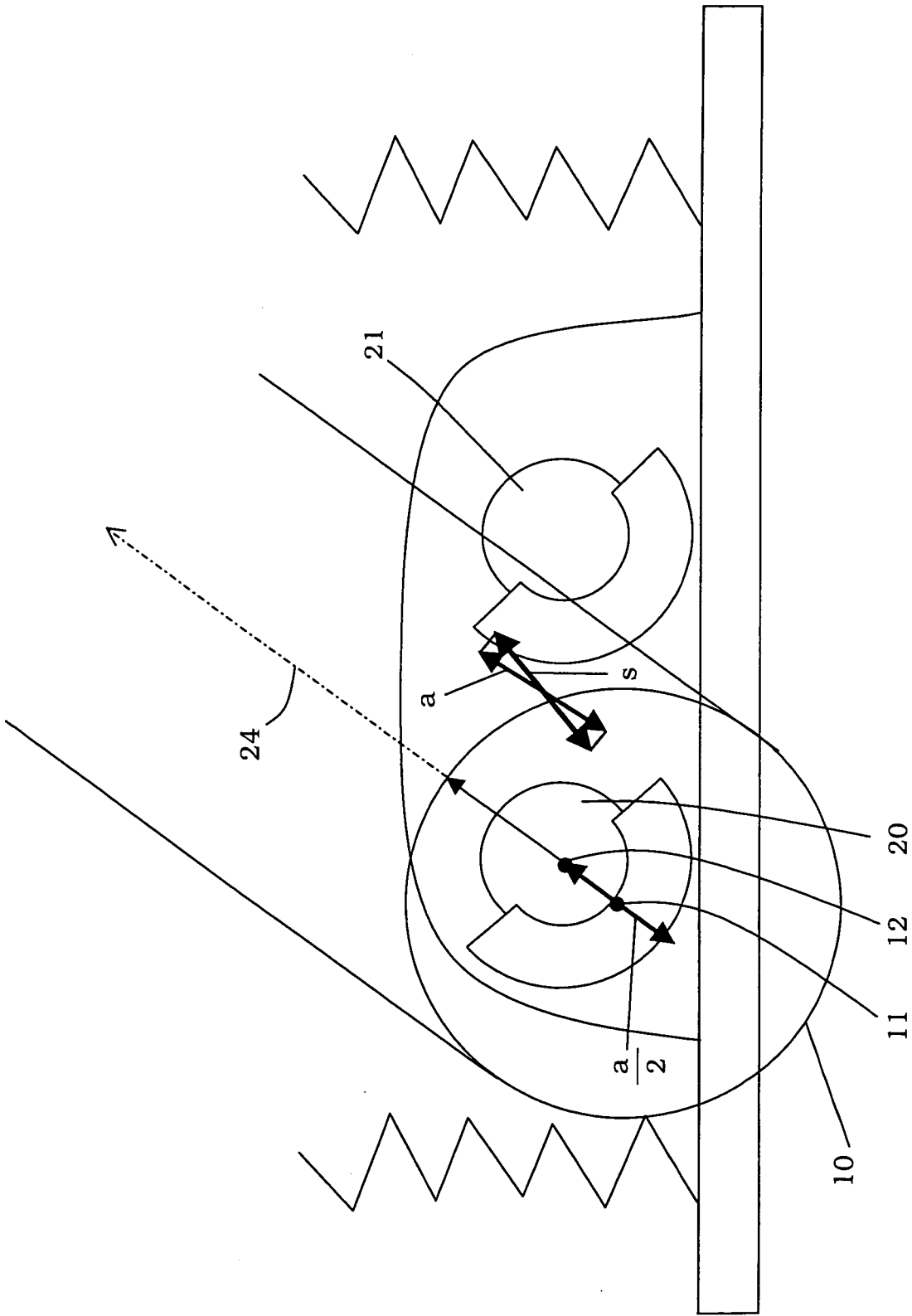


Fig. 7

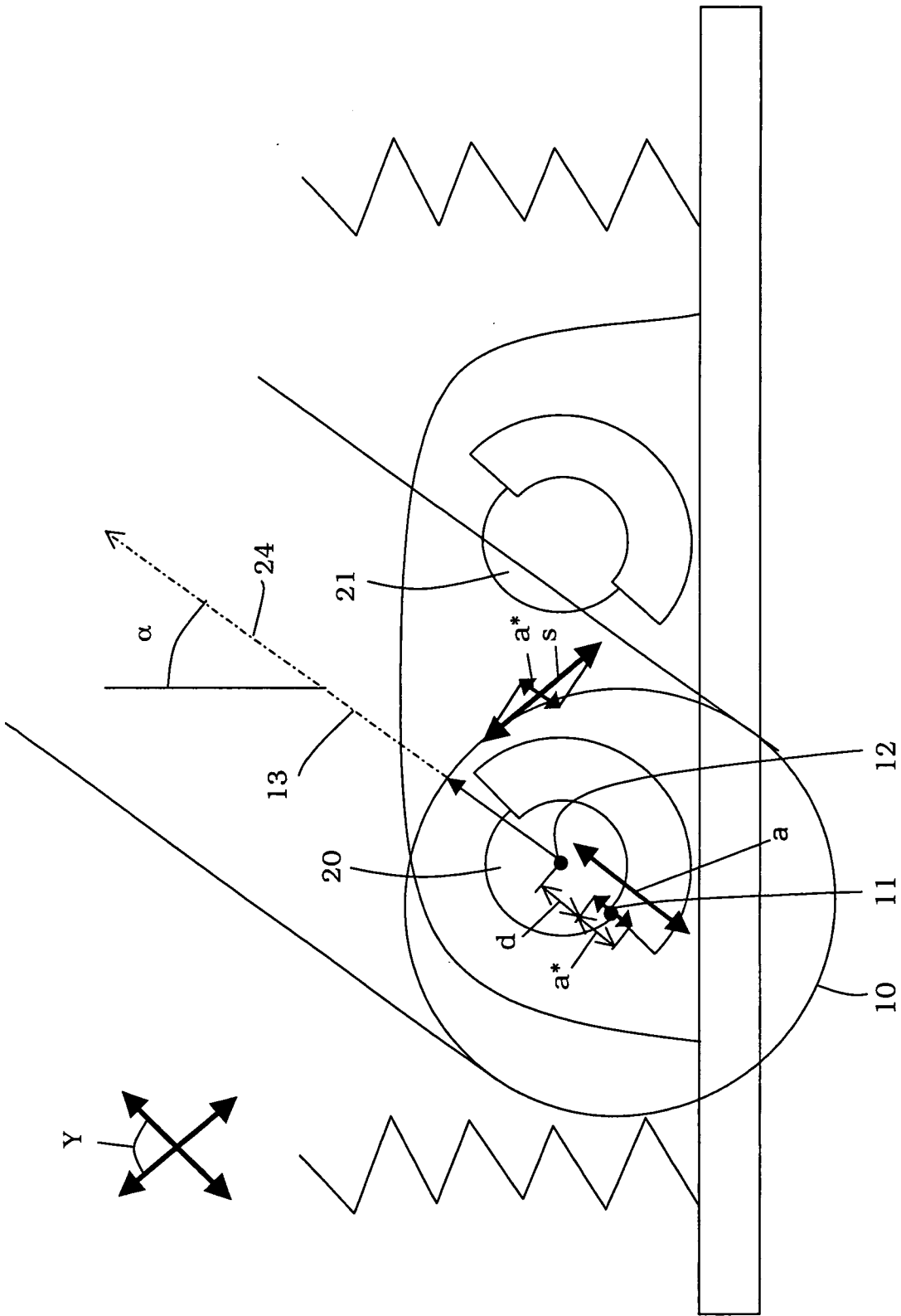


Fig. 8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No
PCT/EP2009/002438

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER INV. E02D3/074		
According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC		
B. FIELDS SEARCHED		
Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols) E02D		
Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched		
Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used) EPO-Internal, WPI Data		
C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 4 595 384 A (TERTINEK CHRISTIAN T [US]) 17 June 1986 (1986-06-17) column 3, line 1 - column 4, line 14; figures 1-3	1-16
A	WO 2007/088167 A (SCHAEFFLER KG [DE]; PFLUG RAINER [DE]) 9 August 2007 (2007-08-09) page 1, lines 16-22 - page 3, lines 1-9 page 5, lines 11-21 figure 1	1,7
A	EP 1 568 420 A (BOMAG GMBH [DE]) 31 August 2005 (2005-08-31) paragraphs [0025], [0026], [0028]; figure 1	9
<input type="checkbox"/> Further documents are listed in the continuation of Box C. <input checked="" type="checkbox"/> See patent family annex.		
* Special categories of cited documents : *A* document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance *E* earlier document but published on or after the international filing date *L* document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified) *O* document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means *P* document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed *T* later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention *X* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone *Y* document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art. *&* document member of the same patent family		
Date of the actual completion of the international search 26 Juni 2009		Date of mailing of the international search report 08/07/2009
Name and mailing address of the ISA/ European Patent Office, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016		Authorized officer Gallego, Adoración

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

Information on patent family members

International application No PCT/EP2009/002438
--

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
US 4595384	A	17-06-1986	CA 1220955 A1	28-04-1987
WO 2007088167	A	09-08-2007	CN 101379320 A	04-03-2009
			DE 102006004533 A1	16-08-2007
			EP 1979651 A1	15-10-2008
			US 2009054187 A1	26-02-2009
EP 1568420	A	31-08-2005	CN 1661165 A	31-08-2005
			JP 2005238235 A	08-09-2005
			US 2005193843 A1	08-09-2005

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2009/002438

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
 INV. E02D3/074

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

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)
 E02D

Recherchierte, aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)
 EPO-Internal, WPI Data

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 4 595 384 A (TERTINEK CHRISTIAN T [US]) 17. Juni 1986 (1986-06-17) Spalte 3, Zeile 1 - Spalte 4, Zeile 14; Abbildungen 1-3	1-16
A	WO 2007/088167 A (SCHAEFFLER KG [DE]; PFLUG RAINER [DE]) 9. August 2007 (2007-08-09) Seite 1, Zeilen 16-22 - Seite 3, Zeilen 1-9 Seite 5, Zeilen 11-21 Abbildung 1	1,7
A	EP 1 568 420 A (BOMAG GMBH [DE]) 31. August 2005 (2005-08-31) Absätze [0025], [0026], [0028]; Abbildung 1	9

Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen Siehe Anhang Patentfamilie

- * Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :
- *A* Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist
- *E* älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist
- *L* Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)
- *O* Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht
- *P* Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist
- *T* Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist
- *X* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden
- *Y* Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist
- *Z* Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche	Absenddatum des internationalen Recherchenberichts
26. Juni 2009	08/07/2009
Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2 NL - 2280 HV Rijswijk Tel. (+31-70) 340-2040, Fax: (+31-70) 340-3016	Bevollmächtigter Bediensteter Gallego, Adoración

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Angaben zu Veröffentlichungen, die zur selben Patentfamilie gehören

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP2009/002438

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument	A	Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie	Datum der Veröffentlichung
US 4595384	A	17-06-1986	CA 1220955 A1	28-04-1987
WO 2007088167	A	09-08-2007	CN 101379320 A DE 102006004533 A1 EP 1979651 A1 US 2009054187 A1	04-03-2009 16-08-2007 15-10-2008 26-02-2009
EP 1568420	A	31-08-2005	CN 1661165 A JP 2005238235 A US 2005193843 A1	31-08-2005 08-09-2005 08-09-2005