

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 0 865 327 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

(45) Veröffentlichungstag und Bekanntmachung des
Hinweises auf die Patenterteilung:

02.02.2000 Patentblatt 2000/05

(51) Int Cl.7: **B06B 1/16**, B06B 1/18

(86) Internationale Anmeldenummer:

PCT/EP96/05204

(21) Anmeldenummer: **96939923.7**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

WO 97/19765 (05.06.1997 Gazette 1997/24)

(22) Anmeldetag: **25.11.1996**

(54) **VERSTELLEINRICHTUNG FÜR EINEN UNWUCHT-RICHTSCHWINGER MIT VERSTELLBAREM FLIEHMOMENT**

ADJUSTING DEVICE FOR AN UNBALANCE VIBRATOR WITH ADJUSTABLE CENTRIFUGAL
MOMENT

DISPOSITIF DE REGLAGE POUR VIBRATEUR A BALOURD AVEC COUPLE CENTRIFUGE
REGLABLE

(84) Benannte Vertragsstaaten:
BE CH DE FR GB IT LI NL

(72) Erfinder: **BALD, Hubert**
D-57319 Bad Berleburg (DE)

(30) Priorität: **26.11.1995 DE 19543910**

(74) Vertreter: **Sparing - Röhl - Henseler**
Patentanwälte
Rethelstrasse 123
40237 Düsseldorf (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:
23.09.1998 Patentblatt 1998/39

(73) Patentinhaber: **GEDIB**
INGENIEURBÜRO UND
INNOVATIONSBERATUNG GMBH
D-57319 Bad Berleburg (DE)

(56) Entgegenhaltungen:
EP-A- 0 467 758 WO-A-91/08842
DE-A- 4 301 368 DE-A- 4 407 013

EP 0 865 327 B1

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

Beschreibung

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf eine Verstelleinrichtung zur Verstellung des Relativ-Stellwinkels β von Unwucht-Vibratoren mit wenigstens zwei Paaren von gegeneinander verstellbaren Teil-Unwuchtkörpern. Eine besondere Gattung von Verstelleinrichtungen wird in dem Patent DE 40 00 011 bzw in der PCT/EP90/02239 beschrieben. Für die anschließende Beschreibung der vorliegenden Erfindung wurden vereinfachend die in der zuletzt genannten Druckschrift benutzten Begriffe der Teil-Unwuchtkörper und der ihnen zugeordneten Teil-Fliehkräfte (bzw. Teil-Fliehkraft-Vektoren), sowie des "Paares" von Teil-Unwuchtkörpern übernommen. Im Gegensatz zu den oben zitierten Druckschriften wird der Relativ-Stellwinkel β nachfolgend derart definiert, daß der Wert $\beta = 0^\circ$ einer Schwingungsamplitude Null und der Wert $\beta = 180^\circ$ einer maximalen Schwingungsamplitude entspricht.

[0002] Der Relativ-Stellwinkel β ist theoretisch definiert zwischen den Teil-Fliehkraft-Vektoren der einzelnen Teil-Unwuchtkörper eines "Paares" von Teil-Unwuchtkörpern. Praktisch kann man den Relativ-Stellwinkel β auch definieren zwischen Merkmalen (z.B. geometrischen Merkmalen) der Teil-Unwuchtkörper eines Paares, sofern die Lage des Massenschwerpunktes der exzentrischen Masse bekannt ist. Die Kennzeichnung "MR" wird benutzt für die Reaktionsmomente "MR", welche bei jeder Unwucht-Umdrehung um den Rotations-Winkel $\mu = 2\pi$ an den Wellen der Teil-Unwuchtkörper zweimal als Wechselmomente auftreten [Diese Wechselmomente haben einen sinoidischen Verlauf mit zwei minimalen und zwei maximalen Werten pro Umdrehung des Teil-Unwuchtkörpers].

[0003] Die durchschnittlichen und nur in einer Richtung wirkenden Reaktionsmomente, welche berechnet werden können durch Integration von MR über den Drehwinkel $\mu = 2\pi$ und durch anschließende Teilung des Integrationswertes durch 2π , werden "MRQ" genannt. Wie der Fachmann sich z.B. aus der Patentschrift DE 40 00 011 ableiten kann" wirken diese durchschnittlichen Reaktionsmomente MRQ bei einem eingestellten Relativ-Stellwinkel $0^\circ < \beta < 180^\circ$ derart an den Teil-Unwuchtkörpern eines Paares, daß die Reaktionsmomente MRQ der einen Art die Drehung der Teil-Unwuchtkörper der einen Art beschleunigen möchten und daß die Reaktionsmomente MRQ der anderen Art die Drehung der Teil-Unwuchtkörper der anderen Art verzögern möchten. Diese Wirkungsweise führt bei einem 4-Wellen Unwucht-Vibrator mit je einem nur einer Welle zugeordneten Motor dazu, daß bei einem im Leerlauf mit eingestelltem Relativ-Stellwinkel $0^\circ < \beta < 180^\circ$ arbeitenden Vibrator zwei Motoren in einer motorischen Weise und zwei Motoren in einer generatorischen Weise arbeiten müssen. Es wird an dieser Stelle darauf hingewiesen, daß für die Bezeichnung "Unwucht-Moment" dem Fachmann noch andere Bezeichnungen wie z.B. "statisches Moment" bekannt sind.

[0004] Ganz speziell widmet sich die Erfindung den Unwucht-Vibratoren mit vorgegebener Schwingrichtung, welche z.B. als Ramm-Vibratoren eingesetzt werden und bei welchen mindestens vier Unwuchtwellen bzw. Teil-Unwuchtkörper vorhanden sind, welche in entsprechenden Lagern des Vibrator-Gestells drehbar angeordnet sind. Bei diesen Vibratoren ist einer jeden Unwuchtelle bzw. einem jeden Teil-Unwuchtkörper ein eigener Motor zugeordnet ohne Zwischenschaltung eines Getriebes. Dabei dient der Motor zugleich als Antriebsmotor für die Umsetzung der Nutzleistung bzw. Reibleistung (Bohlenreibung und Lagerreibung beim Ramm-Vibrator) und als Verstellmotor. Durch diese Art der Energiezufuhr für die Teil-Unwuchtkörper kann man auf sonst übliche Zahnradgetriebe verzichten. Hiermit ergeben sich mehrere Vorteile zugleich. Wegen der Entbehrlichkeit von Zahnradgetrieben sollen diese Vibratoren nachfolgend "zahnradlose Vibratoren mit verstellbarem Unwucht-Moment" genannt werden.

[0005] Bei den Motoren, welche mit der Erfindung zum Einsatz kommen, kann es sich um Hydraulikmotoren, welche normalerweise sowohl als Motoren als auch als Pumpen arbeiten können, handeln oder aber auch um Elektromotoren. Die Hydraulikmotoren werden angetrieben durch den Volumenstrom eines Fluidmediums (z.B. Hydrauliköl), wobei der Volumenstrom erzeugt werden muß durch eine oder mehrere Pumpen, welche von einem oder mehreren Motoren (z.B. Dieselmotor) angetrieben werden.

[0006] Der zu der Erfindung nächstgelegene Stand der Technik ist gekennzeichnet durch die Druckschrift DE-OS 43 01 368 mit den in den Figuren 1 und 4 dargestellten Konfigurationen: In Figur 1 wird ein hydraulisch betriebener "zahnradloser Vibrator" mit verstellbarem Unwucht-Moment gezeigt mit den zu den ersten Teil-Unwuchtkörpern zugehörigen ersten Motoren 103 und 104 und den zu den zweiten Teil-Unwuchtkörpern zugehörigen zweiten Motoren 107 und 108. Die beiden ersten Motoren werden parallel und mit gleichem Eingangsdruck versorgt von einem durch die verstellbare Pumpe 114 erzeugten Volumenstrom. Die beiden zweiten Motoren sind jeweils mit einem ersten Motor mittels einer Serienschaltung verbunden. Es handelt sich um einen sogenannten offenen Kreislauf des Fluidmediums.

[0007] Der Verstellbereich für die Verstellung des Unwucht-Momentes ist begrenzt auf einen Winkel $0^\circ \leq \beta \leq 90^\circ$. Der gezeigte Vibrator ist versehen mit der Fähigkeit, den spiegelbildlichen Synchronlauf der Drehwinkel der Teil-Unwuchtkörper gleicher Art aufrechterhalten zu können, auch unter dem Einfluß von im allgemeinen zu erwartenden Störkräften, wenigstens aber in jenem Verstellbereich, bei welchem das maximale Unwucht-Moment einstellbar ist. Diese Fähigkeit wird als abgeleitet gesehen von den Auswirkungen jener Wechselmomente, welche durch die Reaktionsmomente MR erzeugt werden und welche auch für die Entstehung der durchschnittlichen Reaktionsmomente MRQ ursächlich ver-

antwortlich sind. In der zitierten Druckschrift wird nichts gesagt über das Verhalten der Stabilität des spiegelbildlichen Synchronlaufes der Teil-Unwuchtkörper jeweils der gleichen Art beim denkbaren Einsatz einer anderen Art der Regelung für den Winkel β für einen Verstellbereich $90^\circ \leq \beta \leq 180^\circ$. Bei näherer Untersuchung der gezeigten Konfiguration kann man den Nachweis erbringen, daß beim Arbeiten mit dem maximalen Unwucht-Moment (was bei dem vorgesehenen Einsatzbereich der Erfindung eher der normale Fall ist) bei Berücksichtigung des "Summendrucks" die ersten Motoren mehr als zweieinhalbmal soviel wie die zweiten Motoren belastet werden. Dabei ist der "Summendruck" die für die Lebensdauer der Motoren maßgebende Summe von Eingangsdruck und Ausgangsdruck am Motor.

[0008] Bei dem gezeigten Vibrator hat man neben der extrem unsymmetrischen Belastung der Motoren als zusätzlichen Nachteil anzusehen, daß zwecks Erzielung vergleichbar großer resultierender Unwucht-Momente die Teil-Unwucht-Momente der Teil-Unwuchtkörper größer als normal dimensioniert werden müssen. Dies führt zu unnötig vergrößerten Lagerkräften und Reaktions-Drehmomenten MRQ.

[0009] Bei den mit den Figuren 1 und 4 beschriebenen Vibratoren werden Verfahren zur Beeinflussung der Motoren zwecks Einstellung eines vorgegebenen Relativ-Stellwinkels β angewendet, mit denen in der Tat ein Verstellbereich von $\beta=90^\circ$ bis $\beta=180^\circ$ nicht erschlossen werden kann. Wie später gezeigt wird, leiden die beschriebenen Verfahren vor allem darunter, daß bei ihnen nicht die in der Praxis wichtige Einflußnahme der Lagerreibungs-Leistung und der Nutzleistung berücksichtigt wurde.

[0010] Zur Beschreibung des allgemeinen Standes der Technik sind folgende Druckschriften von Interesse:

[0011] Patentschrift DE 40 00 011: Bemerkenswert ist die bei näherer Untersuchung der gezeigten Schaltung sich ergebende Tatsache, daß die in Figur 1 gezeigte Drosselung des durch den Motor 116 fließenden Volumenstromes mit Hilfe des Druckbegrenzungsventils 124 nicht dazu führen kann, (ausgehend von einer Stellung, in der das resultierende Unwucht-Moment den Wert null aufweist) den Relativ-Stellwinkel β derart zu verändern, daß das resultierende Unwucht-Moment sich vergrößert. Um diesen Effekt wirklich erreichen zu können, wäre es erforderlich, mit Hilfe der Funktion des Elements 124 bewirken zu können, daß ein Druckanstieg stattfindet zwischen Eingang und Ausgang des Motors 116, während gleichzeitig an Motor 114 zwischen Eingang und Ausgang eine Verringerung des Druckes stattfindet. Zwecks Erfüllung der gewünschten Funktion müßte in diesem Falle außerdem die Bedingung realisiert sein, daß der am Eingang von Motor 114 meßbare Druck größer ist als der am Eingang von Motor 116 meßbare Druck. Allein diese Forderung ist (bei zwangsläufig gleich großen Volumenströmen durch beide Motoren) nicht erfüllbar, da beide Volumenströme aus einer gemeinsamen Quelle (122) entnommen wer-

den. Die Figur 1 dient also in der Tat eher der Beschreibung von verwendeten Ausdrücken.

[0012] Patentschrift DE 41 16 647: Hier wird ein verstellbarer zahnradloser Vibrator mit Elektromotoren gezeigt, wobei jedem Motor eine eigene elektronische Regeleinrichtung zugeordnet ist. Es existiert für jeden Motor eine Meßeinrichtung, mit Hilfe derer die relative Winkellage aller Teil-Unwuchtkörper relativ zueinander ständig gemessen werden kann. Dabei wird der Drehwinkel eines ersten Teil-Unwuchtkörpers als Referenz-Position definiert und die Drehwinkel der übrigen drei Teil-Unwuchtkörper werden als relative Winkel bezüglich des ersten Teil-Unwuchtkörpers gemessen. Bei dieser Lösung wird durch die individuelle Regelung des Drehwinkels eines jeden Teil-Unwuchtkörpers erreicht, daß neben der Einstellung des gegebenen Relativ-Stellwinkels β gleichzeitig auch noch die spiegelbildlich symmetrische Drehwinkel-Position zwischen den Teil-Unwuchtkörpern gleicher Art eingehalten wird. Diese Lösung ist nicht nur wegen des enorm hohen Aufwandes nicht für die Anwendung bei Ramm-Vibratoren geeignet. Die gezeigte Lösung gibt aber ein gutes Beispiel dafür, mit welcher Vielfalt eine Belastung der 4 Motoren eines regelbaren zahnradlosen Vibrators erfolgen kann.

[0013] DE-OS 44 07 013: In dieser Druckschrift findet sich ein Hinweis auf die Anwendung bei zahnradlosen Vibratoren. Allerdings liefert die entsprechende Bemerkung auf Seite 6, Zeilen 3 bis 8 lediglich Hinweise auf technische Einzelheiten, die auch schon bekannt sind aus der DE-OS 43 01 368. Es sei auch hingewiesen auf den Fakt, daß der Patentanspruch 3 sich nicht auf zahnradlose Vibratoren bezieht. Bereits der Oberbegriff dieses Patentanspruches schließt die Anwendung auf zahnradlose Vibratoren aus, weil die Rotoren der Verstellmotoren verbunden sein sollen jeweils mit mehr als einem Teil-Unwuchtkörper. Zusätzlich kann man aus dem kennzeichnenden Teil des Patentanspruches 3 (erstes Merkmal) ableiten, daß die Verstellmotoren nicht gleichzeitig Antriebsmotoren sein können.

[0014] Die DE-OS 44 25 905 liefert einen Beitrag zu einem Stand der Technik, wie er später veröffentlicht wurde: Hier wird eine Lösung beschrieben, mit Hilfe derer man insbesondere bei zahnradlosen Vibratoren, bei welchen man das resultierende Unwucht-Moment verstellen kann, mit zusätzlichen Maßnahmen den Synchronlauf von jenem relativen Drehwinkel erzwingen kann, welcher definierbar ist zwischen den Teil-Unwuchtkörpern gleicher Art. Dieser Beitrag gibt zwar keinen Hinweis auf die Lösung der bestehenden Aufgabe bei der vorliegenden Erfindung, er weist aber hin auf die Problematik der Einhaltung des Synchronlaufes der Relativ-Drehwinkel zwischen den Teil-Unwuchtkörpern gleicher Art.

[0015] Es ist die Aufgabe der vorliegenden Erfindung, den durch die DE-OS 43 01 368 beschriebenen Stand der Technik zu verbessern für die Anwendung bei zahnradlosen Vibratoren, die mit hydraulischen Motoren oder auch mit elektrischen Motoren angetrieben sind

und die bezüglich des resultierenden Unwucht-Momentes verstellbar sind. Mit der Verbesserung sollen 4 Ziele erreicht werden: Wenigstens bei erfolgter Einstellung des bei der gefundenen Lösung maximal einstellbaren resultierenden Unwucht-Momentes und bei dabei erfolgreicher Abgabe von hoher Nutzleistung (bei Ramm-Vibratoren über die Rammbohle in den Erdboden) soll wenigstens bei einem eingestelltem maximalen Unwucht-Moment (was in der Praxis die überwiegende Arbeit ist) eine Belastung aller vier Motoren mit gleicher Größe erreichbar sein. Zusätzlich soll es bei der Verwendung von hydraulischen Motoren möglich sein, unter Einhaltung dieser Bedingung die zu verwendenden Pumpen sowohl im offenen wie im geschlossenen Kreislauf einzusetzen. Die Anwendung von geschlossenen Kreisläufen kann Vorteile bringen zum Beispiel durch die dabei mögliche Art der Schaltung. Bei Verwendung von offenen Kreisläufen kann es zum Beispiel vorteilhaft sein, aus einer größeren Zahl von Pumpen-Typen auswählen zu können.

[0016] Weiterhin soll mit der Verbesserung die beim Stand der Technik notwendige Überdimensionierung der Teil-Unwucht-Momente der Teil-Unwuchtkörper vermieden werden (Vermeidung unnötig großer Lagerkräfte). Dies erfordert die Möglichkeit der Einstellung von Relativ-Stellwinkeln auch im Bereich $\beta=90^\circ$ bis $\beta=180^\circ$. Schließlich soll die gewünschte Lösung auch die Schaffung eines unkomplizierten und robusten Vibrators ermöglichen, was sich bei der Erfindung in der Eigenschaft der parallelen Beaufschlagung je zweier Motoren widerspiegelt.

[0017] Bezüglich der Gewährleistung der Aufrechterhaltung des gegebenen Relativ-Stellwinkels β und des Relativ-Drehwinkels zwischen den Teil-Unwuchtkörpern gleicher Art, ist die Forderung der Aufgabenstellung wie folgt: Es muß ein sicheres Halten der notwendigen Relativ-Drehwinkel gewährleistet sein wenigstens für jenen Verstellbereich des Relativ-Stellwinkels β , in welchem für das resultierende Unwucht-Moment ein Maximum einstellbar ist, weil in diesem Verstellbereich ein bedeutender Arbeitsbereich des Vibrators gesehen wird. Bei auftretender Unsymmetrie der spiegelbildlich synchronen Relativ-Drehwinkel (welche zwischen den Teil-Unwuchtkörpern gleicher Art vorhanden sind) werden nicht erlaubte Querschwingungen erzeugt. Von der Verbesserung durch die Lösung gemäß der Erfindung wird auch erwartet, daß jener Winkelbereich kontinuierlich durchfahren werden kann, welcher zwischen dem Relativ-Stellwinkel $\beta=0^\circ$ und jenem Relativ-Stellwinkel β_{\max} liegt, bei welchem das maximale Unwucht-Moment eingestellt ist.

[0018] Ein wesentliches Element der Verbesserungen, welche mit der Aufgabe gefordert und mit der erfinderischen Lösung jetzt erreichbar sind, basiert auf der Entdeckung des erheblichen Nachteiles der extrem unsymmetrischen Belastung der Motoren, wie er bei dem Stand der Technik (gemäß der DE-OS 43 01 368) entsteht. In der Praxis führt dies zu einem häufig notwen-

digen Austausch von Motoren und/oder zu einer notwendigen Überdimensionierung der Motoren und damit auch zu Erhöhungen des Aufwandes. Bei der Auswertung der Schaubilder aus den Figuren 5 und 6 der DE-OS 43 01 368 und aus Figur 1 der DE-OS 44 07 013 erhält man noch keinen Hinweis auf die unsymmetrischen Belastungen. Eine gute Möglichkeit der Beurteilung der Belastungen der Motoren ist gegeben mit der Addition (Superposition) der Blindleistungen und Wirkleistungen, welche auf die Motoren wirken. Dieses Prinzip wird noch näher beschrieben im Zusammenhang mit der Fig. 2 der vorliegenden Erfindung.

[0019] Die Lösung der Aufgabe ist definiert in den unabhängigen Patentansprüchen 1 bis 4. Weitere vorteilhafte Weiterentwicklungen der Erfindung sind in den Unteransprüchen beschrieben.

[0020] Bei der Suche nach der Lösung der Aufgabe war es gefordert, mehrere Kriterien zugleich gemäß der gestellten Aufgabe zu beachten Dieser Fakt wird nachstehend noch einmal erwähnt: Symmetrische Belastung der Motoren wenigstens bei eingestelltem maximalen Unwucht-Moment und Fähigkeit des Vibrators zum Durchfahren des Winkel-Bereiches von $\beta=0^\circ$ bis $\beta=180^\circ$: Mit Bezugnahme auf das in der Beschreibung zur Figur 2 der vorliegenden Erfindung erwähnte Prinzip der Superposition sollte sich der fachkundige Leser selbst eine Vorstellung entwickeln über die Umstände, wie bei einem zahnradlosen Vibrator gemäß dem zitierten Stand der Technik (Figur 1 in DE-OS 43 01 368) die äußerst unsymmetrischen Belastungen der Motoren im einzelnen zustande kommen.

[0021] Die Darstellung des Verlaufes der Differenzdrücke oder der Differenz-Drehmomente oder der Differenz-Leistungen gemäß den Diagrammen in Figur 2, bei Benutzung des Superpositions-Prinzips und bei Berücksichtigung der speziellen Art der Konfiguration von Pumpen (bei einer hydraulischen Lösung) und Motoren, repräsentiert einen notwendigen ersten erfinderischen Schritt bei der Entwicklung der erfinderischen Lösung. Nur auf diese Weise entstehen zwei "Werkzeuge" oder "Hilfsmittel", mit deren Hilfe man sowohl die nachteilige Belastung der Motoren beim Stand der Technik als auch die günstige Belastung der Motoren bei der erfinderischen Lösung beurteilen kann.

[0022] Es wird zunächst noch einmal erinnert an die Existenz des folgenden Wirkungs-Prinzips: Die mechanische Blindleistung, welche eingeführt werden muß in die motorisch betriebenen Motoren und welche weitergegeben wird an die Wellen der Teil-Unwuchtkörper der einen Art (als eine Leistung korrespondierend mit dem Produkt aus Reaktionsmoment MRQ mal Kreisfrequenz ω), wird in einem ersten Umwandlungs-Schritt transformiert in die "Leistung der kinetischen Energie" der schwingenden Masse (wobei diese Masse auch genannt wird "dynamischen Masse" m_{dyn}). In einem zweiten Umwandlungs-Schritt wird die "Leistung der kinetischen Energie" erneut transformiert in eine mechanische Blindleistung, welche wieder abgegeben werden

muß von den Wellen der Teil-Unwuchtkörper der anderen Art (als eine Leistung aus Reaktionsmoment MRQ mal ω). Von den Wellen wird diese Leistung abgegeben mit einem ersten Teil als Reibleistung der Lager und mit einem zweiten Teil als jene Leistung, welche konvertiert wird von den generatorisch betreibbaren Motoren in eine Generator-Leistung und welche von diesen Motoren abgegeben werden muß.

[0023] Die Anwendung des Superpositions-Prinzips bei der graphischen Darstellung der Verhältnisse (welche später noch genau beschrieben werden) erklärt anschaulich die Arbeitsweise der generatorisch betreibbaren Motoren in zwei unterschiedlichen Arbeitsbereichen: Im Arbeitsbereich, welcher in Figur 2 beschrieben ist durch die Teil-Kurve N'-L'-M', müssen die generatorisch betreibbaren Motoren (114 und 1 16 in Figur 1) eine generatorische Leistung nach außen abgeben können. In den Arbeitsbereichen, welche in Figur 2 beschrieben sind durch die beiden Teil-Kurven F'-N' und M'-E'-D', muß eine mechanische Leistung zugeführt werden zu den generatorisch betreibbaren Motoren, und zwar beim Beispiel der hydraulischen Lösung, über den Volumenstrom, welcher durch sie hindurch geführt wird, wobei in diesem Falle diese Motoren motorisch arbeiten müssen.

[0024] Da es möglich sein muß, die Kurve KB im Bereich F'-N'-L'-M'-E'-D' (im unteren Diagramm in Figur 2) gänzlich zu durchfahren, es ist erforderlich, daß die generatorisch betreibbaren Motoren in diesem Bereich sowohl generatorisch als auch motorisch betrieben werden müssen. Diese notwendige Betriebsweise ist nicht ableitbar aus der Lehre des Patentanspruches 3 der DE-OS 44 07 013, bei welchem ebenfalls zwei Kreisläufe von Motoren und Pumpen für einen andersartigen Vibrator vorgesehen sind, und bei welchem gefordert wird (im ersten Merkmal des kennzeichnenden Teiles), daß eine generatorische Blindleistung in einem Motor der einen Art erzeugt wird, während gleichzeitig eine motorische Blindleistung in einem Motor der anderen Art erzeugt wird. Bei einer derartigen Betriebsweise könnte man zum Beispiel in dem Arbeitsbereich M'-E' der Kurve KB nicht arbeiten.

[0025] Die Erfindung beinhaltet daher auch jene Mittel, mit deren Hilfe die Verstellung des Relativ-Stellwinkels β vom Wert $\beta = 0^\circ$ bis zum Wert $\beta = 180^\circ$ kontinuierlich erfolgen kann. Die Art der Wirkung dieser Mittel kann übrigens nur anhand der Diagramme in Figur 2 erklärt werden.

[0026] Im Gegensatz zu der Lösung gemäß der DE-PS 41 16 647, bei welcher einem jeden Motor eine eigene Meßeinrichtung für den Drehwinkel des Teil-Unwuchtkörpers und eine eigene Regeleinrichtung für den Drehwinkel zugeordnet ist, benutzt die Lösung gemäß der Erfindung, der Einfachheit halber ein Prinzip, bei welchem nicht der Drehwinkel μ eines einzelnen Teil-Unwuchtkörpers gemessen werden muß, sondern nur der Relativ-Stellwinkel β , und bei welchem die beiden Motoren einer Gruppe gemeinsam und parallel geschal-

tet mit Antriebsleistung versorgt werden. Die setzt allerdings zwingend voraus, daß der spiegelbildlich symmetrisch synchrone Relativ-Drehwinkel μ zwischen Teil-Unwuchtkörpern gleicher Art (einer Gruppe) durch den Einsatz anderer Mittel aufrechterhalten wird.

Erhaltung des spiegelbildlich synchronen Relativ-Drehwinkels zwischen Teil-Unwuchtkörpern gleicher

[0027] Art: Es wurde eine zusätzliche Möglichkeit für eine bessere Stabilhaltung der Relativ-Drehwinkel μ zwischen den Teil-Unwuchtkörpern gleicher Art geschaffen, welche wenigstens wirksam ist im Bereich des Relativ-Stellwinkels $\beta_{\max} = 180^\circ$, bei welchem das resultierende Unwucht-Moment den maximal einstellbaren Wert bekommt. Diese geschaffene Möglichkeit der Stabilhaltung der Relativ-Drehwinkel zwischen den Teil-Unwuchtkörpern gleicher Art basiert auch auf der Erscheinung, daß an allen Motoren gleich große motorische Drehmomente bei einem gemäß der erfinderischen Lösung einstellten Winkel-Wert im Winkel-Bereich $\beta_{\max} = 180^\circ$ auftreten. Im Prinzip repräsentiert der Arbeits-Punkt $\beta = 180^\circ$ einen instabilen Punkt, bei welchem der Relativ-Drehwinkel μ verkleinert oder vergrößert wird, wenn ein Störungs-Drehmoment MD_S erscheint, welches den synchronen Relativ-Drehwinkel μ beeinflußt, und wenn in diesem Falle keine geeignete Einrichtung für die Regelung des Relativ-Drehwinkel existiert.

[0028] Diese im Vergleich zur Situation im Bereich eines Winkelwertes $\beta = 0^\circ$ vorhandene Labilitäts-Eigenschaft wird gemäß der Erfindung generell verringert durch den folgenden Sachverhalt: Beim Relativ-Stellwinkel $\beta = 180^\circ$ stehen zwei gleich große Drehmomente im Gleichgewicht: Das antreibende Drehmoment MD_A , welches von den Motoren entwickelt wird, und das bremsende Drehmoment MD_B , welches durch die Abgabe von Wirkleistung entsteht. Die Wirkung des Störungs-Drehmomentes MD_S ist proportional zu dem Verhältnis MD_S/MD_A bzw. zu dem Verhältnis MD_S/MD_B . Daraus folgt, daß die Labilitäts-Neigung verringert wird besonders bei der zusätzlichen Abgabe von Nutzleistung (zusätzlich zur Lager-Reibleistung). Ein zusätzlicher Vorteil ist, daß sich (wie man zeigen kann) bei den generatorisch betreibbaren Motoren ein Selbstregelungs-Effekt einstellt, mit einem Trend zur Selbst-Regelung auf den Wert $\beta = 180^\circ$ (siehe auch den Verlauf der Kurven in der Nähe der Punkte E und E' in Figur 2). Wegen der energetischen Koppelung der Bewegungen der Teil-Unwuchtkörper der einen und der anderen Art beeinflußt der Selbstregelungs-Effekt somit auch die synchronen Relativ-Drehwinkel der motorisch betriebenen Motoren. Eine Voraussetzung für diese Wirkungsweise ist, daß der Relativ-Stellwinkel β Gegenstand einer Steuerung oder Regelung ist, was gemäß der erfinderischen Lehre vorgeschrieben ist. Einen erheblichen Anteil an der Aufrechterhaltung des spiegelbildlich synchronen Drehwinkels μ haben auch die Wechselmo-

mente $MR = f(\mu)$. Die in der DE-OS 43 01 368 in Spalte 6, Zeilen 36 ff. gemachte Aussage, wonach man zwecks Vermeidung von anderweitigen Synchronisationsmittel die (durch die mitschwingende dynamische Masse) die selbsttätig wirkenden inneren Kräfte im Prinzip nur im Bereich eines Relativ-Stellwinkels β kleiner als 90° nutzen könne, muß wie folgt korrigiert werden: Die Wirkung der Wechsellmomente $MR = f(\mu)$, die Synchronhaltung der spiegelbildlich symmetrisch laufenden Drehlage der Teil-Unwuchtkörper gleicher Art zu unterstützen, nimmt bei Überschreitung des Relativ-Stellwinkels $\beta = 90^\circ$ in Richtung $\beta = 180^\circ$ nicht nur nicht ab, sondern im Gegenteil noch zu. Dies kann man auch anhand der Diagramme der Figur 5 der DE-OS 43 01 368 wie folgt erklären:

[0029] Während die Wechsellmomente $MR = f(\mu)$ im Bereich $\beta < 90^\circ$ überwiegend nur in eine Drehrichtung wirken (womit eine Abweichung eines Teil-Unwuchtkörpers von der Synchronlage μ nur in einer Richtung korrigiert werden kann), ändert sich mit zunehmendem Wert $\beta = 180^\circ$ zustrebendem Wert des Winkels β die Wirkungsweise der Wechsellmomente $MR = f(\mu)$ derart, daß ihre positiven und negativen Drehimpuls-Anteile gleich groß werden [der Verlauf der Kurve $MR = f(\beta=180^\circ)$ ist symmetrisch zu der Achse μ]. Damit ergibt sich für die Wechsellmomente $MR = f(\mu)$ im Bereich $\beta = 180^\circ$ die im Rahmen der vorliegenden Erfindung auch genutzte, besonders günstige Wirkung auf den Winkel-Synchronlauf, derart, daß sowohl Winkelabweichungen $+\Delta\mu$ als auch Winkelabweichungen $-\Delta\mu$ von der Soll-Winkellage μ_{Soll} von den Wechsellmomenten $MR = f(\mu)$ kompensiert werden können.

[0030] Eignung für offene und geschlossene Kreisläufe: Im Gegensatz zu dem Vibrator gemäß dem Stand der Technik kann bei der hydraulischen Lösung bei der Konfiguration von Pumpen und Motoren gemäß der Erfindung wahlweise ein offener oder ein geschlossener Kreislauf realisiert werden. Bei der Entscheidung für einen offenen Kreislauf muß bei jenem Kreislauf, bei welchem die Motoren generatorisch betrieben werden können, lediglich das Folgende beachtet werden: Es muß zusätzlich in die Rohrleitung zwischen Motoren-Ausgang und Pumpen-Eingang eingebaut werden: Entweder eine steuerbare Drossel zur Veränderung der Drosselwirkung oder ein anderes Leistungs-Wandlungsorgan, in welchem mit Verkleinerung des Druckes im Volumenstrom eine Wandlung der hydraulischen Leistung in eine andere Leistung erfolgt.

[0031] Für den Fall, daß der Winkelbereiches $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ durchfahren wird, und daß dabei für die Steuerung des Winkels eine steuerbaren Drossel bei einem offenen Kreislauf benutzt wird, wird eine Leistung in Wärme umgesetzt und damit vernichtet. Die umgesetzte Wärme-Leistung ist proportional zu dem Differenzdruck vor und hinter der Drossel. Aber dies ist kein besonderer Nachteil bei den Ramm-Vibratoren, welche vorgesehen sind für die Verwendung der Erfindung. In einem solchen Fall wird bei diesen Vibratoren in den

meisten Fällen die Verstellbarkeit des Fliehmomentes nur wie folgt benutzt:

[0032] Bei der Verstellung von der Rotations-Frequenz Null bis auf die Arbeits-Rotations-Frequenz wird der Vibrator mit einem Unwucht-Moment mit dem Wert Null gefahren. Mit dieser Methode wird die Anregung von Resonanzfrequenzen im Erdreich vermieden, welche unterhalb der Betriebsfrequenz liegen. Eine Verstellung des Unwucht-Momentes von dem Null-Wert auf den maximalen Wert (und umgekehrt) erfolgt nur, wenn die Rotations-Frequenz auf eine Arbeits-Frequenz eingestellt ist.

[0033] Die Erfindung wird näher erläutert anhand von zwei Zeichnungen: Figur 1 zeigt in schematischer Form und in der Art eines hydraulischen Planes für die hydraulische Lösungsvariante die Konfiguration von Pumpen und Motoren eines zahnradlosen Vibrators gemäß der Erfindung. In Figur 2 werden zwei Diagramme gezeigt, mit welchen die Verhältnisse der Differenzdrücke bzw. der Differenz-Drehmomente der Motoren (der erfindungsgemäßen Verstelleinrichtung gemäß Figur 1) dargestellt werden beim Betrieb in einem Bereich des Relativ-Stellwinkels $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 360^\circ$. Sofern man jedoch bei Figur 2 in beiden Diagrammen die mit der Ordinatenachse aufgetragene Größe lediglich als Drehmoment ΔMD interpretiert, sind damit auch die beim Einsatz von elektrischen Motoren auftretenden Verhältnisse beschrieben.

[0034] Fig. 1 zeigt (mit einer symbolischen Darstellung der 4 Teil-Unwuchtkörper durch 4 entsprechende Kreise) zwei Teil-Unwuchtkörper der einen Art 102, 104 und zwei Teil-Unwuchtkörper der anderen Art 106, 108, welche (in nicht gezeigter Weise) rotieren können um ihre Achsen, welche in dem Vibrator-Gestell in Lagern gelagert sind. Jeder Teil-Unwuchtkörper ist verbunden mit einem eigenen Hydraulikmotor, durch welchen er angetrieben oder gebremst werden kann zwecks Verstellung des Relativ-Stellwinkels β und durch welchen dem Teil-Unwuchtkörper jene Leistung zugeführt ist, die teils anschließend verloren geht in Form von Lagerreibungs-Leistung, und die teils in Form von Nutzleistung, abgegeben z.B. an die Rammbohle, in den Erdboden fließt, nachdem dieser Teil der Leistung zuvor mittels der Lagerkräfte auf die schwingende dynamische Masse m_{dyn} übertragen wurde.

[0035] Die in Figur 1 dargestellte Verstelleinrichtung für den Relativ-Stellwinkel β ist für den Betrieb im Bereich $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ definiert, was angedeutet sein soll durch die gezeigten Pfeile, welche Wirkungen und Richtungen symbolisieren. Den Teil-Unwuchtkörpern der einen Art 102, 104 sind die Motoren 110, 112 der einen Art zugeordnet und den Teil-Unwuchtkörpern der anderen Art 106, 108 sind die Motoren 114, 116 der anderen Art zugeordnet. Die jeweilige Drehrichtung der Motoren und der Teil-Unwuchtkörper ist durch Pfeile mit dem Zeichen ω gezeigt. Die Motoren einer jeweils gleichen Art sind in paralleler Art angeschlossen an einen geschlossenen Hydraulik-Kreislauf der einen Art 118

bzw. der anderen Art 120, dessen Volumenstrom erzeugt wird von einer jeweils zugeordneten Pumpe P1 der einen Art bzw. Pumpe P2 der anderen Art.

[0036] Der gezeichnete (positive) Relativ-Stellwinkel $\beta=90^\circ$ ist abgeleitet von einer Basis-Position $\beta=0^\circ$, bei welcher das gesamte resultierende Unwucht-Moment den Wert Null hat.

[0037] im Gegensatz zu dem Hydraulik-Kreis der einen Art können die Motoren und die Pumpe P2 des Hydraulik-Kreises der anderen Art Druck-Differenzen in beiden Richtungen erzeugen. Das heißt, daß die Motoren sowohl als Motoren (motorisch) als auch als Pumpen (generatorisch) arbeiten können und daß die Pumpe P2 sowohl als Pumpe (generatorisch) als auch als Motor (motorisch) arbeiten kann.

[0038] Beide Pumpen sind angeschlossen an einen gemeinsamen Dieselmotor DM über eine Antriebseinrichtung 122. Die Antriebseinrichtung könnte eine gemeinsame Welle oder ein Verteiler-Zahnradgetriebe sein. Beide Pumpen sind, symbolisiert durch die Pfeile 126 und 128, ausgestattet mit Verstelleinrichtungen für die Verstellung des Fördervolumens, so daß mit Hilfe dieser Pumpen-Verstelleinrichtungen bei ihrer synchronen Veränderung die Volumenströme und damit die Drehfrequenzen der Motoren in vorgegebenen Grenzen verändert werden können.

[0039] In dem Hydraulik-Kreislauf der anderen Art ist ein Bauelement 130 eingebaut, welches durchströmt ist von dem Volumenstrom der Rückleitung 120 und welches imstande ist, den Volumenstrom in vorgegebener Weise zu drosseln und dabei einen vorgebbaren Druck in der Zuleitung vor seinem Eingang zu erzeugen. Die Höhe des derart aufgebauten Druckes kann dabei vorgegeben werden mittels einer elektrischen Steuereinrichtung, welche das Bauelement 130 beeinflusst über eine elektrische Leitung 132.

[0040] Für den Fall, daß den Motoren 114, 116 eine Vibrator-Blindleistung zugeführt wird, derart, daß diese generatorisch arbeiten können oder müssen, entsteht dann vor dem Bauelement 130 ein Druck, welcher in unmittelbarem Zusammenhang steht mit dem gleichzeitig durch die Wirkung des Druckes eingestellten Relativ-Stellwinkel β . Sofern mit dem Produkt aus dem erzeugtem Druck und dem Volumenstrom nicht die maximale Vibrator-Blindleistung überschritten wird, kann man durch Beeinflussung des Drossel-Druckes wunschgemäß direkt die von den Motoren 114, 116 der anderen Art erzeugte Blindleistung beeinflussen, und damit auch indirekt den Relativ-Stellwinkel β .

[0041] An den kreisförmigen Symbolen für die Teil-Unwuchtkörper sind Pfeile eingezeichnet, welchen die Zeichen MRQ zugeordnet sind. Mit den Richtungen der Pfeile wird die Wirkrichtung der durchschnittlichen Reaktionsmomente MRQ angezeigt. Man erkennt, daß bei den Teil-Unwuchtkörpern der einen Art 102, 104, die Wirkrichtung von MRQ entgegengesetzt ist zu der Drehrichtung (symbolisiert mit ω). Dies bedeutet, daß zwecks Aufrechterhaltung der Kreisfrequenz ω und des einge-

stellten Relativ-Stellwinkels β die Motoren der einen Art 110, 112 ein entgegengesetztes Drehmoment in motorischer Art aufbringen müssen mit einem Wert welcher gleichgroß ist wie der Wert von MRQ, und ohne, daß dementsprechend eine Nutzleistung von dem Vibrator abgegeben wird.

[0042] Bei den Teil-Unwuchtkörpern der anderen Art 106, 108, wirken die Reaktionsmomente MRQ in Richtung der Drehrichtung. Wenn in diesem Falle die Motoren der anderen Art 114, 116 nicht ein bremsendes Drehmoment erzeugen würden in gleicher Größe wie die Größe des entstehenden Reaktionsmomente MRQ, jedoch in entgegengesetzter Richtung zu MRQ, beziehungsweise, wenn in diesem Falle die Motoren der anderen Art nicht in einer generatorischen Art ein von außen eingelegtes Drehmoment in hydraulische Leistung umwandeln würden, würde daraus eine Beschleunigung der Kreisfrequenz ω resultieren, beziehungsweise, würde daraus eine Vergrößerung des Relativ-Stellwinkels β (welcher in dem gezeichneten Beispiel den Wert hat $\beta=90^\circ$) entstehen.

[0043] In der Konfiguration gemäß Figur 1 sind nicht alle Bestandteile gezeigt, die sonst noch zu der kompletten Verstelleinrichtung gehören und die der Fachmann sich ergänzend vorstellen kann. In diesem Zusammenhang wird lediglich erwähnt, daß die Mitwirkung einer Steuer- oder Regeleinrichtung angenommen ist, mit deren Hilfe ein vorgegebener Relativ-Stellwinkel β eingestellt werden kann. Sofern eine Regeleinrichtung vorgesehen werden soll, muß der Relativ-Stellwinkel β nicht zwangsläufig selbst die Regelgröße sein. Es genügt im Prinzip eine solche Lösung, bei welcher der Relativ-Stellwinkel nur indirekt beeinflusst wird, wobei er jedoch eine bekannte Funktion der eigentlichen Regelgröße sein muß. Sofern der Relativ-Stellwinkel β selbst die unmittelbare Regelgröße bei der Verwendung einer Regeleinrichtung sein soll, hat man eine Meßeinrichtung vorzusehen, mit welcher der Relativ-Stellwinkel β gemessen werden kann. In diesem Falle kann es sich um eine Meßeinrichtung handeln wie sie z.B. in der DE-OS 44 07 013 im Zusammenhang mit der dort gezeigten Figur 2 gezeigt ist.

[0044] In Figur 2 sind zwei Diagramme gezeigt, von denen das obere Diagramm mit der Kennlinie KA bestimmte Zustände an den Motoren 110, 112 der einen Art beschreibt und das untere Diagramm mit der Kennlinie KB bestimmte Zustände an den Motoren 114, 116 der anderen Art beschreibt. In beiden Diagrammen ist auf der Abszissenachse der Relativ-Stellwinkel β aufgetragen, während die Werte der Ordinatenachse als unterschiedliche Variable gedeutet werden können, welche jedoch voneinander ableitbar sind. Als unterschiedliche Variable sind vorgesehen: Der Differenz-Druck Δp an den Motoren, das Differenz-Drehmoment ΔMD (proportional zu Δp) an den Motoren und die Differenz-Leistung ΔP (proportional zu Δp) der Motoren.

[0045] Der gezeigte Bereich für den Winkel β umfaßt 360° . Man erkennt, daß bei $\beta=0^\circ$ beziehungsweise β

= 360° und bei $\beta = 180^\circ$ ein Wechsel erfolgt zwischen einem motorischen Betrieb (abgekürzt "mot.") und einem generatorischen Betrieb (abgekürzt "gen."). Die motorischen und die generatorischen Bereiche sind mit Doppelpfeilen mit den Bezeichnungen "mot." und "gen." gekennzeichnet. Die Kennlinien KA und KB ergeben sich aus der Superposition bzw. Addition von unterschiedlichen Variablen, was am Beispiel der Diagramm-Variablen "Differenz-Drehmoment ΔMD " näher erläutert wird. Die Kennlinien KA und KB repräsentieren in diesem Falle die Drehmomente, welche an den Motoren wirken.

[0046] Im oberen Diagramm gibt die unterbrochene Linie D-E-F den Verlauf des Drehmomentes wieder, durch welches die gesamte Reibleistung erzeugt wird. Die gesamte Reibarbeit umfaßt zwei Komponenten: Die eine Komponente wird durch die unterbrochene Linie D-K-F angezeigt, welche das Reibmoment der Lagerreibung repräsentiert mit einer Größe entsprechend der Strecke A-D. Die Lagerreibung hat über den ganzen Winkelbereich eine konstanter Größe. Die andere Komponente, welche im Punkt D und im Punkt F den Wert Null und im Punkt E (bei $\beta = 180^\circ$) ihren maximalen Wert (entsprechend der Strecke K-E) hat, repräsentiert den Verlauf des Nutzarbeit-Drehmomentes, welches für die Nutzarbeit (= überwiegend Reibarbeit der Rammbohle) benötigt wird. Der linear gezeichnete Verlauf des Nutzarbeit-Drehmomentes ist eine Vereinfachung des in der Praxis nicht linearen Verlaufes des Nutzarbeit-Drehmomentes. Die gezeigte Vereinfachung basiert auf der Annahme, daß das Nutzarbeit-Drehmoment in etwa proportional zur Größe der Schwingamplitude entsteht, die sich bekanntlich ebenfalls mit der Größe des Winkels β verändert.

[0047] Die vom Winkel β abhängige Größe des Reaktionsmomentes MRQ verläuft gemäß der unterbrochenen Linie A-H-B-J-C. Das Reaktionsmoment MRQ weist einen sinusförmigen Verlauf auf mit der Amplitude entsprechend der Strecke G-H bei $\beta = 90^\circ$. Durch die Superposition der Werte der Kennlinie für die Reaktionsmomente MRQ und der Werte der Kennlinie für die Drehmomente für die gesamte Reibarbeit ergibt sich schließlich die Kennlinie KA. Bedingt durch die Erscheinung, daß das Reaktionsmoment MRQ bei $\beta = 0^\circ$ (beziehungsweise bei $\beta = 360^\circ$) und bei $\beta = 180^\circ$ den Wert null aufweist, repräsentieren die Werte der Kennlinie KA in den Punkten $\beta = 0^\circ$ (= 360°) und $\beta = 180^\circ$ ausschließlich Reibarbeits-Drehmomente.

[0048] Da die maximalen Werte für die Reibarbeits-Drehmomente (entsprechend der Strecke B-E) und für die Reaktionsmomente MRQ (entsprechend der Strecke G-H) in etwa maßstabsgerecht für jene Arbeiten gezeigt sind, welche mit realen Ramm-Vibratoren bei hohen Drehfrequenzen der Teil-Unwuchtkörper durchgeführt werden, ergibt sich auch in der Praxis für den Bereich $\beta = 90^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ ein besonderer Winkelbereich von dem Punkt M an bis zu dem Punkt N, in welchem generatorisch wirkende Drehmomente ΔMD auch an

den Motoren der einen Art benötigt werden.

[0049] Die Kennlinie KA ist gezeichnet für einen Betrieb eines Ramm-Vibrators mit hoher Belastung durch die Nutzarbeit, welche von der Rammbohle in die Erde übertragen wird. Bei einem geringen Anteil von Nutzarbeit wandert der Punkt E nach unten in die Richtung des Punktes K. Wenn der Ramm-Vibrator im Leerlauf läuft (ohne eine Berührung zwischen Rammbohle und Erdboden) und die Nutzarbeit gleich null ist, fällt der Punkt E mit dem Punkt K zusammen. Es wird noch erwähnt, daß die Größe des maximalen Wertes des Reaktionsmomentes MRQ (Strecke G-H) variiert sowohl mit der Größe der dynamischen Masse, zu der auch die Masse der Rammbohle gehört, als auch mit der Tiefe der Eindringung der Rammbohle in den Erdboden, beziehungsweise mit der Größe der abgegebenen Nutzarbeit.

[0050] Der Verlauf der Kennlinie KB im unteren Diagramm ergibt sich durch Superposition aller Momenten-Verläufe ähnlich wie bei der Kennlinie KA, jedoch mit dem Unterschied, daß im Bereich $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ das Reaktionsmoment MRQ einen negativen Verlauf aufweisen kann, während die Reibarbeits-Drehmomente auch hier ausschließlich positiv erscheinen. Beim Vergleich der beiden Kennlinien KA und KB ist bemerkenswert, daß beim Winkel $\beta = 180^\circ$ die Drehmomente ΔMD , welche die Motoren der einen und der anderen Art belasten, von gleicher Größe und in beiden Fällen positiv sind, womit eine rein motorische Belastung der Motoren gegeben ist.

[0051] Für die vorliegende Erfindung von besonderem Interesse ist beim Einsatz des Vibrators als Ramm-Vibrator der Betrieb des zahnradlosen Ramm-Vibrators in der Betriebsweise gemäß Figur 1 in dem gesamten Bereich des Winkels β von $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$. Bevor die eigentliche Rammarbeit beginnt, wird der Vibrator zunächst bei eingestelltem Relativ-Stellwinkel $\beta = 0^\circ$ auf eine Betriebsfrequenz hochgefahren, welche über der Erdboden-Resonanzfrequenz liegt. Erst danach wird mit Hilfe der Verstelleinrichtung der für die Rammarbeit vorgegebene Winkel β (in den meisten Fällen auf den Wert $\beta = 180^\circ$) eingestellt. Bei der Konstanthaltung oder Veränderung des Relativ-Stellwinkels β müssen an den Motoren der einen Art die Differenz-Drehmomente gemäß der Kennlinie KA und zugleich an den Motoren der anderen Art die Differenz-Drehmomente gemäß der Kennlinie KB eingestellt sein.

[0052] Es ist ein interessanter Effekt, der im Rahmen der Erfindung auch ausgenutzt wird, daß es zwecks Konstanthaltung eines vorgegebenen Winkels β oder zwecks Veränderung des Winkels β in einer vorgegebenen Weise genügt, das erforderliche Differenz-Drehmoment ΔMD (bzw. den erforderlichen Differenz-Druck Δp) lediglich bei den Motoren einer Art einzustellen. Es liegt in der Natur der gewählten Verstelleinrichtung, daß in diesem Falle bei den Motoren der anderen Art sich automatisch und von selbst die erforderlichen Verhältnisse der Differenz-Drehmomente ΔMD (bzw. des Differenz-

Druckes Δp) gemäß der jeweils anderen Kennlinie einstellen.

[0053] Beim Durchfahren des Winkelbereiches $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ kann man bei einer Betriebsweise, welche den Kennlinien KA und KB entspricht, bezüglich der Motoren der anderen Art (114, 116) gemäß der Kennlinie KB die folgende Verhaltensweise erkennen: Bei Beginn der Verstellung bei $\beta = 0^\circ$ werden die Motoren motorisch betrieben mit einem Differenz-Drehmoment ΔMD entsprechend der Strecke C'-F'. Durch Verkleinerung des Differenz-Drehmomentes bis auf den Wert Null gelangt man auf der Kennlinie KB zunächst bis zu dem Punkt N'. Ab hier muß bei weiterer Vergrößerung des Winkels β ein generatorisches Differenz-Drehmoment erzeugt werden, bis daß der Punkt M' erreicht ist. Danach muß bei weiterer Vergrößerung des Winkels β bei den Motoren der anderen Art erneut und in einer ansteigenden Weise ein motorisches Differenz-Drehmoment ΔMD erzeugt werden.

[0054] Im Prinzip ist die Wirkung des generatorischen Reaktionsmomentes MRQ an den Teil-Unwuchtkörpern der anderen Art immer vorhanden im gesamten Bereich des Winkels β von $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ (gemäß der Kennlinie C'-J'-B'). Es hat sich gezeigt, daß dieses immer wirkende generatorische Reaktionsmoment automatisch zur Überwindung des Reibarbeits-Drehmoment genutzt wird. Die Ableitung des Reibarbeits-Drehmomentes von dem generatorischen Reaktionsmoment kann vom Winkel $\beta = 0^\circ$ bis zu jenem Winkel erfolgen, welcher dem Punkt M' zugeordnet ist. Bei einer weiteren Steigerung des Winkels β müssen die Motoren der anderen Art noch zusätzlich ein motorisches Drehmoment erzeugen.

[0055] So wird zum Beispiel im Winkelbereich zwischen den Punkten M' und B', wo die Größe des gesamten Reibarbeits-Drehmomentes den Wert $S1 + S2$ hat, der Drehmoment-Teil S2 von den Reaktionsmomenten abgeleitet, während der Drehmoment-Teil S1 von motorischen Drehmomenten der Motoren der anderen Art abgeleitet wird.

[0056] Beim Durchfahren des Winkelbereiches $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ mit Benutzung einer Verstelleinrichtung gemäß der Lehre des Patentanspruches genügt es beim Start vom Wert $\beta = 0^\circ$ an, das Fördervolumen der Pumpe P2 um einen kleinen Betrag zu verringern. Für die Kennlinie KB gilt dann zum Beispiel für den Bereich vom Punkt F' bis L', daß (unter Mitwirkung des Leckage-Bypass-Volumenstromes in den Motoren und in der Pumpe) in der Rohrleitung 140 zunächst bis zum Erreichen des Punktes N' der Druck verringert wird (bis herab auf den System-Fülldruck) und daß ab dem Punkt N' bis zum Punkt L' der Druck in der Rohrleitung 142 stetig vergrößert wird (beginnend beim Punkt N' mit dem System-Fülldruck). Wegen der gegebenen Koppelung der Pumpen P1 und P2 über die gemeinsame Antriebseinrichtung 122 hat die Verringerung des Fördervolumens der Pumpe P2 den gleichen Effekt, als ob man das Fördervolumen der Pumpe P1 vergrößert hätte. Nur aus

diesem Grunde steigt dabei der Druck in der Rohrleitung 144. Es ist offensichtlich, daß das Verfahren auch umgekehrt funktioniert: Eine Vergrößerung des Fördervolumens von Pumpe P2 mit dem gleichen Effekt wie eine Verkleinerung des Fördervolumens von Pumpe P1 bewirkt im Winkelbereich $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ eine Verkleinerung des Winkels β .

[0057] Man erkennt, daß bei Verwendung einer Steuer- oder Regeleinrichtung mit der Veränderung des Fördervolumens an einer Pumpe in zwei Richtungen die Regelung des Winkels β auf einen vorgegebenen Wert vorgenommen werden kann. Natürlich kann der gleiche Effekt auch erreicht werden, wenn man an beiden Pumpen zugleich das Fördervolumen in unterschiedlichen Richtungen verändert.

[0058] Beim Durchfahren des Winkelbereiches $\beta = 0^\circ$ bis $\beta = 180^\circ$ und bei Benutzung einer Verstelleinrichtung gemäß Patentanspruch 2 genügt es, beim Start vom Wert $\beta = 0^\circ$ an, durch Vergrößerung des Drosselwiderstandes mit Hilfe des verstellbaren Drosselorganes 130 und durch die Steigerung des Druckes in der Rohrleitung 142 (durch diese Maßnahme), zunächst das ursprüngliche motorisch wirkende Differenz-Drehmoment ΔMD entsprechend der Strecke C'-F' zu reduzieren, und danach, nach der Ankunft bei dem Wert Null beim Punkt N' bei weiterer Erhöhung des Drossel-Effektes ein negatives Differenz-Drehmoment zu erzeugen. Um nach der Ankunft bei dem Winkels β_L (welcher dem Punkt L' zugeordnet ist) eine weitere Vergrößerung des Winkels β zu erreichen, muß man den durch den Drosseleffekt in der Rohrleitung 142 erzeugten Druck wieder verkleinern.

[0059] Die zuvor beschriebene Beeinflussung des Relativ-Stellwinkels β mit Hilfe der Erzeugung eines Druckes am Ausgang der Motoren anderer Art durch den Einsatz eines Drosselorganes in der Rückleitung zur Pumpe P2 kann vorteilhaft unterstützt oder geändert werden durch parallel oder alternativ ergriffene Maßnahmen der Beeinflussung. Zu diesen Maßnahmen gehört zum Beispiel: Die Entnahme eines kleinen Bypass-Volumenstromes aus dem Haupt-Volumenstrom, welcher die Pumpe P2 an ihrem Ausgang verläßt, oder die Vergrößerung des Fördervolumens der Pumpe P1 durch Verstellung der Pumpe P1 oder durch Hinzufügung eines kleinen Bypass-Volumenstromes zu dem Haupt-Volumenstrom, welcher die Pumpe P1 am Ausgang verläßt.

[0060] Bei Benutzung eines Drosselorganes in einer Rückleitung (zum Beispiel 142) zu einer Pumpe zwecks Erzeugung einer generatorischen Arbeitsweise der entsprechend zugeordneten Motoren werden weder an dem Eingang der Pumpe der einen Art noch an dem Eingang der Pumpe der anderen Art durch den Rücklauf-Volumenstrom Drücke erzeugt. Aus diesem Grunde ist es in jedem Falle möglich, die Hydraulik-Kreisläufe auch als offene Kreisläufe zu betreiben.

[0061] Man kann, ausgehend vom Relativ-Stellwinkel $\beta = 0^\circ = 360^\circ$ in Punkt C (im oberen Diagramm), den Re-

lativ-Stellwinkel $\beta=180^\circ$ auch dadurch erreichen, daß man den Bereich der Relativ-Stellwinkel β im negativen Sinne, nämlich von $\beta=360^\circ$ über $\beta=270^\circ$ nach $\beta=180^\circ$ durchfährt. Wie man aus Fig. 2 ersehen kann, kommt es in diesem Falle zu einer Vertauschung der Arbeits-
 5 weise der Motoren der einen und der anderen Art. Bei einer solchen Vorgehensweise hat man dann das Drosselorgan 130 in den Rücklauf-Volumenstrom der Rohrleitung 146 von Pumpe P1 einzusetzen.

[0062] Die technische Lehre der unabhängigen Ansprüche 1 und 2 orientiert sich an dem Ausführungsbeispiel gemäß der Figur 1, welches im Prinzip eine (besonders wichtige) Weiterentwicklung der durch die Beschreibung der Figur 2 geoffenbarten Haupt-Idee der Erfindung darstellt. Die unabhängigen Ansprüche 3
 10 bzw. 4 beschreiben die technische Lehre aus der in Figur 2 dargelegten Haupt-Idee bei ihrer Anwendung im Zusammenhang mit hydraulischen bzw. elektrischen Motoren. Die Ansprüche 3 bzw. 4 bedürfen keiner besonderen erläuternden Beschreibung. Für die praktische Ausführung eines mit elektrischen Motoren betriebenen Vibrators kann man auch die Anordnung gemäß der Figur 1 zu Hilfe nehmen, wenn man sich in Figur 1 die folgenden Abwandlungen als gegeben vorstellt:

[0063] Die Motoren 110,112 und 114,116 stellen elektrische Motoren und die Leitungen 144,146 und 140,142 stellen die elektrischen Zuleitungen zu den Motoren dar. Das Bauteil 130 entfällt. Die Symbole für die Pumpen P1 und P2 stellen je ein elektrisches Ansteuergerät dar, mit welchem die Motoren zu variablen Drehzahlen und zur Entwicklung von variablen Drehmomenten auch unterschiedlicher Richtung gezwungen werden können. Dabei kann wenigstens an den Motoren 114,116 auch ein negatives Drehmoment entwickelt werden, während gleichzeitig an den Motoren 110,112 ein positives Drehmoment zum Einsatz gelangt.
 25
 30
 35

Patentansprüche

1. Verstelleinrichtung für einen Unwucht-Vibrator mit den folgenden Merkmalen:

- wenigstens zwei Paare von Teil-Unwuchtkörpern (102,106; 104,108) sind vorgesehen, welche zur Rotation um eine zugeordnete Achse antreibbar sind, und deren vektorisch summierte Teil-Fliehkraft-Vektoren den resultierenden Fliehkraft-Vektor bilden, durch dessen Wirkung die Masse des Vibrators gerichtete Schwingungen ausführt,
 45
 50
- jedem Teil-Unwuchtkörper ist ein Teil-Unwucht-Moment zugeordnet, welches als Vektor angesehen werden kann, und alle Teil-Unwucht-Momente bilden mit ihrer vektorischen Summe das resultierende Unwucht-Moment, welches proportional ist zu dem resultierenden Flieh-

kraft-Vektor,

- jedes Paar wird gebildet durch einen Teil-Unwuchtkörper der einen Art (102; 104) und einen Teil-Unwuchtkörper der anderen Art (106; 108), und zwischen den Teil-Fliehkraft-Vektoren der Teil-Unwuchtkörper eines Paares ist wenigstens für eine ganz bestimmte Rotations-Position beider Teil-Unwuchtkörper ein Relativ-Stellwinkel β definierbar,
- jeder Teil-Unwuchtkörper der einen Art und der anderen Art ist versehen mit einem eigenen Motor der einen Art (110,112) beziehungsweise der anderen Art (114,116), und der Rotor eines jeden Motors ist derart verbunden mit seinem Teil-Unwuchtkörper, daß ein Drehmoment von dem Rotor auf den Teil-Unwuchtkörper (und umgekehrt) übertragen werden kann,
- wenigstens eine Steuereinrichtung oder eine Regeleinrichtung ist vorgesehen zur direkten oder indirekten Einstellung eines vorgebbaren Wertes für den Relativ-Stellwinkels β oder eines vorgebbaren Wertes für die Amplitude des Schwingweges x oder einer zeitlichen Ableitung x' bzw. x'' davon, wobei die eine Grenze des Bereiches der vorgebbaren Werte mit einem minimalen resultierenden Fliehkraft-Vektor korrespondiert und die andere Grenze des Bereiches der vorgebbaren Werte mit einem maximalen resultierenden Fliehkraft-Vektor korrespondiert,

gekennzeichnet durch die Kombination der folgenden Merkmale:

a) die hydraulisch arbeitenden Motoren der einen Art (110,112) sind in einer parallelen Art angeschlossen an einen eigenen Hydraulik-Kreislauf der einen Art, die hydraulisch arbeitenden Motoren der anderen Art (114,116) sind in einer parallelen Art angeschlossen an einen eigenen Hydraulik-Kreislauf der anderen Art, und jeder Hydraulik-Kreislauf der einen und der anderen Art schließt wenigstens eine eigene Pumpe der einen Art (P1) beziehungsweise der anderen Art (P2) mit ein,

b) der durch die eingestellte Größe des Relativ-Stellwinkels β definierbare Betriebspunkt für das maximal einstellbare resultierende Unwucht-Moment kann auch bei einem Relativ-Stellwinkel β größer als $\beta = \pm 90^\circ$ gewählt werden, wie z.B. bei einem Relativ-Stellwinkel in der Nähe von oder exakt bei $\beta = \pm 180^\circ$,

c) eine Meßeinrichtung ist vorgesehen zur

Messung des Istwertes einer solchen Regelgröße (z.B. Amplitude, Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Schwingungsbewegung, oder Winkel β selbst), von welcher die Größe des Relativ-Stellwinkels β direkt oder indirekt beeinflusst ist, und der Istwert der Regelgröße ist zur Verarbeitung durch die Steuereinrichtung oder Regeleinrichtung bestimmt,

d) der Verstellbereich des Relativ-Stellwinkels β von etwa $\beta = 0^\circ$ bis etwa $\beta = \pm 180^\circ$ ist wenigstens beim Betrieb des Vibrators ohne die Abgabe einer Nutzleistung durchfahrbar mit einem rein motorischen Betrieb der Motoren der einen Art (110,112) und mit einem abwechselnd generatorischen und motorischen Betrieb der Motoren der anderen Art (114,116),

e) die bei dem generatorischen Betrieb der Motoren der anderen Art (114,116) mittels des Druckanstieges in dem durchfließenden Volumenstrom zwischen Eingang und Ausgang der anderen Motoren (114,116) generierte hydraulische Leistung ist im wesentlichen umgewandelt zwischen Eingang und Ausgang der Pumpe (P2) der anderen Art bei gleichzeitiger Druckverminderung im Volumenstrom in eine entsprechende motorische Leistung, die von der Pumpe (P2) abgegeben wird,

f) jede Pumpe (P1,P2) ist mit einer Verbindung (122) zu wenigstens einem Antriebsmotor (MD) versehen, über welche Verbindung der Pumpe (P1,P2) Antriebsleistung zuführbar oder entnehmbar ist.

2. Verstelleinrichtung nach dem Oberbegriff von Anspruch 1, gekennzeichnet durch die Kombination der folgenden Merkmale:

a) die hydraulisch arbeitenden Motoren der einen Art (110,112) sind in einer parallelen Art angeschlossen an einen eigenen Hydraulik-Kreislauf der einen Art, die hydraulisch arbeitenden Motoren der anderen Art (114,116) sind in einer parallelen Art angeschlossen an einen eigenen Hydraulik-Kreislauf der anderen Art, und jeder Hydraulik-Kreislauf der einen und der anderen Art schließt wenigstens eine eigene Pumpe der einen Art (P1) beziehungsweise der anderen Art (P2) mit ein,

b) der durch die eingestellte Größe des Relativ-Stellwinkels β definierbare Betriebspunkt für das maximal einstellbare resultierende Unwucht-Moment kann auch bei einem Relativ-Stellwinkel β größer als $\beta = \pm 90^\circ$ gewählt werden, wie z.B. bei einem Relativ-Stellwinkel in

der Nähe von oder exakt bei $\beta = \pm 180^\circ$,

c) eine Meßeinrichtung ist vorgesehen zur Messung des Istwertes einer solchen Regelgröße (z.B. Amplitude, Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Schwingungsbewegung, oder Winkel β selbst), von welcher die Größe des Relativ-Stellwinkels β direkt oder indirekt beeinflusst ist, und der Istwert der Regelgröße ist zur Verarbeitung durch die Steuereinrichtung oder Regeleinrichtung bestimmt,

d) der Verstellbereich des Relativ-Stellwinkels β von etwa $\beta = 0^\circ$ bis etwa $\beta = \pm 180^\circ$ ist wenigstens beim Betrieb des Vibrators ohne die Abgabe einer Nutzleistung durchfahrbar mit einem rein motorischen Betrieb der Motoren der einen Art (110,112) und mit einem abwechselnd generatorischen und motorischen Betrieb der Motoren der anderen Art (114,116),

e) die bei dem generatorischen Betrieb der Motoren der anderen Art (114,116) mittels des Druckanstieges in dem durchfließenden Volumenstrom zwischen Eingang und Ausgang der Motoren der anderen Art (114,116) generierte hydraulische Leistung ist im wesentlichen umgewandelt durch die Wirkung eines Leistungswandlungsorgans (130) bei gleichzeitiger Verminderung des Druckes im Volumenstrom zwischen dem Eingang und dem Ausgang des Leistungswandlungsorgans (130) in eine andere Art von Leistung, welche Leistung nicht oder wenigstens nicht unmittelbar der Pumpe der einen Art (P1) wieder zugeführt wird, und wobei durch das Leistungswandlungsorgan (130) die hydraulische Leistung in die Leistung einer anderen physikalischen Erscheinungsform umwandelbar ist (zum Beispiel Umwandlung in eine Wärme-Leistung, wenn das Leistungswandlungsorgan als Drossel ausgeführt ist).

f) jede Pumpe (P1,P2) ist mit einer Verbindung (122) zu wenigstens einem Antriebsmotor (MD) versehen, über welche Verbindung der Pumpe (P1,P2) Antriebsleistung zugeführt oder entnommen werden kann.

3. Verstelleinrichtung für einen Unwucht-Vibrator mit den folgenden Merkmalen:

- Es sind wenigstens zwei Gruppen von Teil-Unwuchtkörpern (102,104; 106,108) vorgesehen, welche zur Rotation um eine zugeordnete Achse antreibbar sind, wobei durch die resultierende Wirkung der Fliehkräfte aller Teil-Unwuchtkörper (102,104,106,108) die Masse des Unwucht-Vibrators zur Durchführung von gerich-

teten Schwingungen gezwungen ist,

- jede Gruppe von Teil-Unwuchtkörpern (102,104; 106,108) umfaßt zwei beim Schwingbetrieb mit spiegelbildlich symmetrischen Drehwinkeln gegenläufig synchron umlaufende Teil-Unwuchtkörper (102,104; 106,108), 5
- jeder Teil-Unwuchtkörper (102,104,106,108) ist versehen mit einem eigenen Hydraulikmotor (110,112,114,116), dessen Rotor mit seinem Teil-Unwuchtkörper (102,104; 106,108) drehmomentübertragend verbunden ist, 10
- zwischen zwei zu unterschiedlichen Gruppen zugehörigen Teil-Unwuchtkörpern (102,104; 106,108) ist ein Relativ-Stellwinkel β definierbar, welcher durch die Beeinflussung von Hydraulikmotoren (110,112; 114,116) verstellbar ist, 15 20
- eine hydraulische Antriebs- und Steuereinrichtung (126,128) ist vorgesehen zur Erzeugung der durch die Hydraulikmotoren (110,112; 114,116) fließenden Volumenströme und zur Erzeugung von hydraulischen Drücken wenigstens an den Eingängen der Hydraulikmotoren (110,112; 114,116), 25
- wenigstens eine Steuereinrichtung oder eine Regeleinrichtung ist vorgesehen zur direkten oder indirekten Einstellung eines vorgebbaren Wertes für den Relativ-Stellwinkels β oder eines vorgebbaren Wertes für die Amplitude des Schwingweges x oder einer zeitlichen Ableitung x' bzw. x'' davon, wobei die eine Grenze des Bereiches der vorgebbaren Werte mit einem minimalen resultierenden Fliehkraft-Vektor korrespondiert und die andere Grenze des Bereiches der vorgebbaren Werte mit einem maximalen resultierenden Fliehkraft-Vektor korrespondiert, 30 35 40

gekennzeichnet durch die Kombination der folgenden Merkmale: 45

- eine Meßeinrichtung ist vorgesehen zur Messung des Istwertes einer solchen Regelgröße (z.B. Amplitude, Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Schwingungsbewegung, oder Winkel β selbst), von welcher die Größe des Relativ-Stellwinkels β direkt oder indirekt beeinflusst ist, und der Istwert der Regelgröße ist zur Verarbeitung durch die Steuereinrichtung oder Regeleinrichtung bestimmt, 50 55
- mittels der hydraulischen Antriebs- und Steuereinrichtung (126,128) sind zu einem gleichen

Zeitpunkt an beiden Gruppen von Hydraulikmotoren (110,112; 114,116) zwischen den Eingängen und Ausgängen der Hydraulikmotoren (110,112; 114,116) meßbare Druckgradienten mit von Gruppe (110,112) zu Gruppe (114,116) unterschiedlichen Vorzeichen einstellbar, wobei bei jener Gruppe, in welcher die Hydraulikmotoren (114,116) bei eingestelltem positivem Druckgradienten in einen generatorischen Betrieb (Pumpbetrieb) gebracht sind, der Druckgradient beim Durchfahren eines Verstellbereiches von einem kleineren resultierenden statischen Moment bis hin zu einem maximalen resultierenden statischen Moment von einem positiven Wert in einen negativen Wert wechselnd einstellbar ist,

- wenigstens bei Einhaltung der bevorzugten Schwingrichtung des Vibrators sind die Werte der Druckgradienten an den Hydraulikmotoren einer Gruppe (110,112; 114,116) der Richtung und der durchschnittlichen Größe nach gleich,
- ein vorgebbarer Werte für den Relativ-Stellwinkels β oder ein vorgebbarer Wert für die Amplitude des Schwingweges x oder einer zeitlichen Ableitung x' bzw. x'' davon ist einstellbar durch die Beeinflussung der Werte der Druckgradienten an den hydraulischen Motoren nach Größe und Richtung mit Hilfe der Steuereinrichtung oder Regeleinrichtung.

4. Verstelleinrichtung für einen Unwucht-Vibrator mit den folgenden Merkmalen:

- Es sind wenigstens zwei Gruppen von Teil-Unwuchtkörpern (102,104; 106,108) vorgesehen, welche zur Rotation um eine zugeordnete Achse antreibbar sind, wobei durch die resultierende Wirkung der Fliehkräfte aller Teil-Unwuchtkörper (102,104,106,108) die Masse des Unwucht-Vibrators zur Durchführung von gerichteten Schwingungen gezwungen ist,
- jede Gruppe von Teil-Unwuchtkörpern (102,104; 106,108) umfaßt zwei beim Schwingbetrieb mit spiegelbildlich symmetrischen Drehwinkeln gegenläufig synchron umlaufende Teil-Unwuchtkörper (102,104; 106,108),
- jeder Teil-Unwuchtkörper (102,104,106,108) ist versehen mit einem eigenen elektrischen Motor (110,112; 114,116), dessen Rotor mit seinem Teil-Unwuchtkörper (102,104,106,108) drehmomentübertragend verbunden ist,
- zwischen zwei zu unterschiedlichen Gruppen (102,104; 106,108) zugehörigen Teil-Unwucht-

körpern ist ein Relativ-Stellwinkel β definierbar, welcher durch die Beeinflussung der Motoren (110,112; 114,116) verstellbar ist,

- eine elektrische Antriebs- und Steuereinrichtung ist vorgesehen zur Erzeugung der durch die Motoren (110,112; 114,116) fließenden Ströme, 5
- wenigstens eine Steuereinrichtung oder eine Regeleinrichtung ist vorgesehen zur direkten oder indirekten Einstellung eines vorgebbaren Wertes für den Relativ-Stellwinkels β oder eines vorgebbaren Wertes für die Amplitude des Schwingweges x oder einer zeitlichen Ableitung x' bzw. x'' davon, wobei die eine Grenze des Bereiches der vorgebbaren Werte mit einem minimalen resultierenden Fliehkraft-Vektor korrespondiert und die andere Grenze des Bereiches der vorgebbaren Werte mit einem maximalen resultierenden Fliehkraft-Vektor korrespondiert, 10 15 20

gekennzeichnet durch die Kombination der folgenden Merkmale: 25

- eine Meßeinrichtung ist vorgesehen zur Messung des Istwertes einer solchen Regelgröße (z.B. Amplitude, Geschwindigkeit oder Beschleunigung der Schwingungsbewegung, oder Winkel β selbst), von welcher die Größe des Relativ-Stellwinkels direkt oder indirekt beeinflusst ist, und der Istwert der Regelgröße ist zur Verarbeitung durch die Steuereinrichtung oder Regeleinrichtung bestimmt, 30 35
- die beiden Motoren (110,112; 114,116) je einer Gruppe sind elektrisch parallel geschaltet und gemeinsam beaufschlagt, 40
- mittels der elektrischen Antriebs- und Steuereinrichtung sind zu einem gleichen Zeitpunkt an beiden Gruppen von Motoren (110,112; 114,116) an den Wellen der Motoren (110,112; 114,116) meßbare Drehmoment-Gradienten mit von Gruppe zu Gruppe unterschiedlichen Vorzeichen einstellbar, wobei bei jener Gruppe, in welcher die Motoren (110,112; 114,116) bei eingestelltem positivem Drehmoment-Gradienten in einen generatorischen Betrieb (Bremsbetrieb) gebracht sind, der Drehmoment-Gradient beim Durchfahren eines Verstellbereiches von einem kleineren resultierenden statischen Moment bis hin zu einem maximalen resultierenden statischen Moment von einem positiven Wert in einen negativen Wert wechselnd einstellbar ist, 45 50 55

- wenigstens bei Einhaltung der bevorzugten Schwingrichtung des Vibrators sind die Werte der Drehmoment-Gradienten an den Motoren (110,112) einer Gruppe der Richtung und der durchschnittlichen Größe nach gleich,

- ein vorgebbarer Wert für den Relativ-Stellwinkels β oder ein vorgebbarer Wert für die Amplitude des Schwingweges x oder einer zeitlichen Ableitung x' bzw. x'' davon ist einstellbar durch die Beeinflussung der Werte der Drehmoment-Gradienten an den Motoren (110,112; 114,116) nach Größe und Richtung mit Hilfe der Steuereinrichtung oder Regeleinrichtung.

5. Verstelleinrichtung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die dem Volumenstrom durch die anderen Motoren (114,116) eingeprägte hydraulische Leistung in eine andere Leistung umgesetzt ist durch die Miteinbeziehung sowohl eines besonderen Leistungs-Wandlungsorgans (130) als auch einer Pumpe (P2), von welcher die von ihr gewandelte Leistung in Form einer motorischen Leistung abgegeben ist.

6. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 2 oder 5, dadurch gekennzeichnet, daß das Leistungs-Wandlungsorgan (130) eine bezüglich der Höhe ihres Drossелеffektes beeinflussbare Drossel ist.

7. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 5, dadurch gekennzeichnet, daß eine in den generatorisch betriebenen Motoren (110,112; 114,116) erzeugte Leistung den motorisch betriebenen Motoren (110,112; 114,116) wieder zugeführt wird, und zwar wahlweise

- durch die Hintereinanderschaltung von generatorisch und motorisch betriebenen Motoren (110,112; 114,116), oder
- durch die mechanische Kupplung zweier Pumpen (P1,P2) zweier unterschiedlicher Hydraulik-Kreisläufe, oder
- durch die Überleitung von elektrischer Energie von den generatorisch betriebenen zu den motorisch betriebenen Motoren (110,112; 114,116).

8. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, daß bei einem eingestellten Relativ-Stellwinkel $\beta = 180^\circ$ der maximale resultierende Fliehkraft-Vektor eingestellt ist und daß auch bei gleichzeitig vom Vibrator nach außen abgegebener Nutzleistung in den Motoren (110,112) der einen Art im wesentlichen die gleiche Leistung wie in den Motoren (114,116) der anderen Art in motorischer Weise umgesetzt ist.

9. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, 5 bis 6 oder 8, dadurch gekennzeichnet, daß wenigstens einer der Hydraulik-Kreisläufe als ein geschlossener Kreislauf ausgebildet ist. 5
10. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 2, 5 bis 6, oder 8 bis 9, dadurch gekennzeichnet, daß die Größe des Fördervolumens beider Pumpen (P1,P2) verstellbar ist und daß eine abweichende Verstellung beider Pumpen vorgenommen ist, damit die für die Einstellung oder Einregelung eines vorgegebenen Wertes für den Relativ-Stellwinkels β (oder für eine damit funktionsmäßig verknüpfte Größe) notwendigen Druckverhältnisse in wenigstens einem der Hydraulik-Kreise geschaffen sind. 10 15
11. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 2, 5 bis 6 oder 8 bis 10, dadurch gekennzeichnet, daß die für die Einstellung oder Einregelung eines vorgegebenen Wertes für den Relativ-Stellwinkels β (oder für eine damit funktionsmäßig verknüpfte Größe) notwendigen Druckverhältnisse in wenigstens einem Hydraulik-Kreislauf durch Zuführung eines zusätzlichen Volumenstromes zu dem Haupt-Volumenstrom oder durch Entnahme eines bestimmten Volumenstromes aus dem Haupt-Volumenstrom bewirkt ist. 20 25
12. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß jedem Teil-Unwuchtkörper (102,106; 104,108) noch ein zweiter Stell- und/oder Antriebsmotor zugeordnet ist. 30
13. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß die Motoren (110,112; 114,116) zugleich Verstellmotoren und Antriebsmotoren sind. 35
14. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Vorhandensein einer solchen Verstelleinrichtung bei einem zahnradlosen und bezüglich des statischen Momentes verstellbaren 4-WellenVibrator geschlossen werden kann aus den folgenden Merkmalen: 40 45
- es sind zwei Hydraulik-Kreisläufe mit wenigstens je einer eigenen Pumpe vorgesehen, - zwischen den Pumpen (P1,P2) und den Motoren (110,112; 114,116) sind wenigstens je zwei Schläuche zum Transport der Volumenströme zu den Motoren (110,112; 114,116) hin und wenigstens je zwei Schläuche zum Transport der Volumenströme von den Motoren (110,112; 114,116)weg vorgesehen. 50
15. Verstelleinrichtung nach einem der Ansprüche 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß das Vorhandensein einer solchen Verstelleinrichtung bei einem zahnradlosen und bezüglich des statischen Mo-

mentes verstellbaren 4-Wellen-Vibrator geschlossen werden kann aus den folgenden Merkmalen:

- je zwei Motoren von insgesamt 4 Motoren (110,112; 114,116) sind parallel an einen eigenen Hydraulik-Kreislauf angeschlossen,
- es sind nicht zwei Motoren (110,112; 114,116) in einer Reihenschaltung geschaltet.

16. Verstelleinrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche, dadurch gekennzeichnet, daß der Unwucht-Vibrator als Ramm-Vibrator vorgesehen ist.

Claims

1. Adjusting device for an unbalanced mass vibration generator having the following features:

- at least two pairs of unbalanced mass sub-members (102,106; 104,108) are provided which are drivable in rotation about an associated shaft and of which the vectorial sum of the component centrifugal force vectors gives the resultant centrifugal force vector, the action of which causes the mass of the vibration generator to execute directional vibrations,
- associated with each unbalanced mass sub-member is a component unbalanced mass moment, which can be regarded as a vector, and the vectorial sum of all of the component unbalanced mass moments gives the resultant unbalanced mass moment, which is proportional to the resultant centrifugal force vector,
- each pair is formed by an unbalanced mass sub-member of one kind (102; 104) and an unbalanced mass sub-member of another kind (106; 108), and a relative-position angle β is definable between the component centrifugal force vectors of the unbalanced mass sub-members of a pair at least for one clearly defined rotational position of the two unbalanced mass sub-members,
- each unbalanced mass sub-member of the one kind and of the other kind is provided with its own motor of one kind (110,112) and of another kind (114,116), respectively, and the rotor of each motor is so connected to its unbalanced mass sub-member that a torque can be transferred from the rotor to the unbalanced mass sub-member (and *vice versa*),
- at least one control means or one regulating means is provided for directly or indirectly set-

ting a predeterminable value for the relative-position angle β or a predeterminable value for the amplitude of the vibration travel x or of a time derivative x' or x'' thereof, one limit of the range of predeterminable values corresponding to a minimum resultant centrifugal force vector and the other limit of the range of predeterminable values corresponding to a maximum resultant centrifugal force vector,

characterized by the combination of the following features:

a) the hydraulic motors of the one kind (110,112) are connected in parallel to their own hydraulic circuit of one kind, the hydraulic motors of the other kind (114,116) are connected in parallel to their own hydraulic circuit of another kind, and each hydraulic circuit of the one and of the other kind includes at least one pump of its own of one kind (P 1) and of another kind (P2), respectively,

b) the working point for the maximum settable resultant unbalanced mass moment, definable by the magnitude set for the relative-position angle β , can also be selected for a relative-position angle β greater than $\beta = +90^\circ$, such as, for example, for a relative-position angle in the region of, or of exactly $\beta = \pm 180^\circ$,

c) a measuring means is provided for measuring the actual value of a control variable (for example amplitude, speed or acceleration of the vibratory movement, or the angle β itself), by which the magnitude of the relative-position angle β is directly or indirectly influenced and the actual value of the control variable is ascertained for processing by the control means or regulating means,

d) the range of adjustment of the relative-position angle β from approximately $\beta = 0^\circ$ to approximately $\beta = \pm 180^\circ$ can, at least during operation of the vibration generator without the delivery of an effective output, be passed through with the motors of the one kind (110,112) operating purely in motor mode and with the motors of the other kind (114,116) operating alternately in generator and motor mode,

e) the hydraulic output generated by means of the increase in pressure in the volumetric flow between the inlet and the outlet of the motors of the other kind (114,116) when the motors of the other kind (114,116) are operating in generator mode is substantially converted, be-

tween the inlet and the outlet of the pump (P2) of the other kind, into a corresponding motor output delivered by the pump (P2), the pressure in the volumetric flow simultaneously falling,

f) each pump (P1, P2) is provided with a connection (122) to at least one drive motor (DM), via which connection drive output can be supplied to or derived from the pump (P1, P2).

2. Adjusting device according to the precharacterizing clause of claim 1, characterized by the combination of the following features:

a) the hydraulic motors of the one kind (110,112) are connected in parallel to their own hydraulic circuit of one kind, the hydraulic motors of the other kind (114,116) are connected in parallel to their own hydraulic circuit of another kind, and each hydraulic circuit of the one and of the other kind includes at least one pump of its own of one kind (P1) and of another kind (P2), respectively,

b) the working point for the maximum settable resultant unbalanced mass moment, definable by the magnitude set for the relative-position angle β , can also be selected for a relative-position angle β greater than $\beta = \pm 90^\circ$, such as, for example, for a relative-position angle in the region of, or of exactly, $\beta = \pm 180^\circ$,

c) a measuring means is provided for measuring the actual value of a control variable by which the magnitude of the relative-position angle β directly or indirectly influenced (for example amplitude, speed or acceleration of the vibratory movement, or the angle β itself), and the actual value of the control variable is ascertained for processing by the control means or regulating means,

d) the range of adjustment of the relative-position angle β from approximately $\beta = 0^\circ$ to approximately $\beta = \pm 180^\circ$ can, at least during operation of the vibration generator without the delivery of an effective output, be passed through with the motors of the one kind (110,112) operating purely in motor mode and with the motors of the other kind (114,116) operating alternately in generator and motor mode,

e) the hydraulic output generated by means of the increase in pressure in the volumetric flow between the inlet and the outlet of the motors of the other kind (114,116) when the motors of the other kind (114,116) are operating in gen-

erator mode is substantially converted into another kind of output by the action of an output transducer element (130), the pressure in the volumetric flow between the inlet and the outlet of the output transducer element (130) simultaneously falling, which output is not returned, or at least not returned directly, to the pump of the one kind (P1), the hydraulic output being convertible by the output transducer element (130) into an output of a different physical form (for example conversion into a heat output when the output transducer element is in the form of a throttle),

f) each pump (P1, P2) is provided with a connection (122) to at least one drive motor (DM), via which connection drive output can be supplied to or derived from the pump (P1, P2).

3. Adjusting device for an unbalanced mass vibration generator having the following features:

- at least two groups of unbalanced mass sub-members (102,104; 106,108) are provided which are drivable in rotation about an associated shaft, the mass of the unbalanced mass vibration generator being forced to execute directional vibrations by the resultant action of the centrifugal forces of all of the unbalanced mass sub-members (102, 104, 106, 108),
- each group of unbalanced mass sub-members (102,104; 106,108) comprises two unbalanced mass sub-members (102,104; 106,108) which, during vibratory operation, rotate synchronously in opposite directions with mirror-symmetrical angles of rotation,
- each unbalanced mass sub-member (102,104, 106,108) is provided with its own hydraulic motor (110,112,114,116), the rotor of which is connected to its unbalanced mass sub-member (102,104; 106,108) in such a manner as to transfer a torque,
- a relative-position angle β definable between two unbalanced mass sub-members (102,104; 106,108) belonging to different groups, that angle being adjustable by influencing the hydraulic motors (110,112; 114,116),
- a hydraulic drive and control means (126,128) is provided for generating the volumetric flows through the hydraulic motors (110,112; 114,116) and for generating hydraulic pressures at least at the inlets of the hydraulic motors (110,112; 114,116),

- at least one control means or one regulating means is provided for directly or indirectly setting a predeterminable value for the relative-position angle β or a predeterminable value for the amplitude of the vibration travel x or of a time derivative x' or x'' thereof, one limit of the range of predeterminable values corresponding to a minimum resultant centrifugal force vector and the other limit of the range of predeterminable values corresponding to a maximum resultant centrifugal force vector,

characterized by the combination of the following features:

- a measuring means is provided for measuring the actual value of a control variable (for example amplitude, speed or acceleration of the vibratory movement, or the angle β itself) by which the magnitude of the relative-position angle β directly or indirectly influenced, and the actual value of the control variable is ascertained for processing by the control means or regulating means,
- by means of the hydraulic drive and control means (126,128), it is possible to establish at an identical timepoint in the two groups of hydraulic motors (110,112; 114,116) pressure gradients, measurable between the inlets and outlets of the hydraulic motors (110,112; 114,116), having signs that differ from group (110,112) to group (114,116) and, in the case of that group in which the hydraulic motors (114,116) are switched into a generator mode (pump mode) when the pressure gradient set is positive, the pressure gradient, in passing through a range of adjustment from a relatively small resultant static moment to a maximum resultant static moment, is adjustable in alternation from a positive value to a negative value,
- at least when the preferred direction of vibration of the vibration generator is maintained, the values of the pressure gradients in the hydraulic motors of a group (110,112; 114,116) are identical in terms of direction and the average magnitude,
- a predeterminable value for the relative-position angle β or a predeterminable value for the amplitude of the vibration travel x or of a time derivative x' or x'' thereof can be set by influencing the values of the pressure gradients in the hydraulic motors in terms of magnitude and direction using the control means or regulating means.

4. Adjusting device for an unbalanced mass vibration generator having the following features:

- at least two groups of unbalanced mass sub-members (102,104; 106,108) are provided which are drivable in rotation about an associated shaft, the mass of the unbalanced mass vibration generator being forced to execute directional vibrations by the resultant action of the centrifugal forces of all of the unbalanced mass sub-members (102, 104, 106, 108), 5 10
- each group of unbalanced mass sub-members (102,104; 106,108) comprises two unbalanced mass sub-members (102,104; 106,108) which, during vibratory operation, rotate synchronously in opposite directions with mirror-symmetrical angles of rotation, 15
- each unbalanced mass sub-member (102,104, 106,108) is provided with its own electric motor (110,112; 114,116), the rotor of which is connected to its unbalanced mass sub-member (102,104, 106,108) in such a manner as to transfer a torque, 20 25
- a relative-position angle β is definable between two unbalanced mass sub-members belonging to different groups (102,104; 106,108), that angle being adjustable by influencing the motors (110,112; 114,116), 30
- an electric drive and control means is provided for generating the currents flowing through the motors (110,112; 114,116), 35
- at least one control means or one regulating means is provided for directly or indirectly setting a predeterminable value for the relative-position angle β or a predeterminable value for the amplitude of the vibration travel x or of a time derivative x' or x'' thereof, one limit of the range of predeterminable values corresponding to a minimum resultant centrifugal force vector and the other limit of the range of predeterminable values corresponding to a maximum resultant centrifugal force vector, 40 45

characterized by the combination of the following features: 50

- a measuring means is provided for measuring the actual value of a control variable (for example amplitude, speed or acceleration of the vibratory movement, or the angle β itself) by which the magnitude of the relative-position angle β directly or indirectly influenced, and the actual value of the control variable is ascer-

tained for processing by the control means or regulating means,

- the two motors (110,112; 114,116) of a group are in each case electrically connected in parallel and jointly acted upon,
- by means of the electric drive and control means (126,128), it is possible to establish at an identical timepoint in the two groups of motors (110,112; 114,116) torque gradients, measurable at the shafts of the motors (110,112; 114,116), having signs that differ from group to group and, in the case of that group in which the motors (110, 112; 114,116) are switched into a generator mode (braking mode) when the torque gradient set is positive, the torque gradient, in passing through a range of adjustment from a relatively small resultant static moment to a maximum resultant static moment, is adjustable in alternation from a positive value to a negative value,
- at least when the preferred direction of vibration of the vibration generator is maintained, the values of the torque gradients in the motors (110,112) of a group are identical in terms of direction and the average magnitude,
- a predeterminable value for the relative-position angle β or a predeterminable value for the amplitude of the vibration travel x or of a time derivative x' or x'' thereof can be set by influencing the values of the torque gradients in the motors (110,112; 114,116) in terms of magnitude and direction using the control means or regulating means.

5. Adjusting device according to claim 1 or 2, characterized in that the hydraulic output imposed on the volumetric flow by the other motors (114, 116) is converted into a different output by the incorporation of both a special output transducer element (130) and a pump (P2) from which the output converted by it is delivered in the form of a motor output.

6. Adjusting device according to either claim 2 or claim 5, characterized in that the output transducer element (130) is a throttle the degree of throttling of which can be regulated.

7. Adjusting device according to any one of claims 1 to 5, characterized in that an output generated in the motors (110,112; 114,116) operating in generator mode is returned to the motors (110,112; 114,116) operating in motor mode, as desired

- by the series connection one after another of

- motors operating in generator and motor modes (110,112; 114,116) or
- by the mechanical coupling of two pumps (P1,P2) of two different hydraulic circuits, or
 - by the transfer of electric energy from the motors operating in generator mode to the motors operating in motor mode (110,112; 114,116).
8. Adjusting device according to any one of claims 1 to 6, characterized in that the maximum resultant centrifugal force vector is established when a relative-position angle $\beta = 180^\circ$ is set, and also when, simultaneously, effective output is delivered to the outside by the vibration generator, in the motors (110,112) of the one kind substantially the same output as in the motors (114,116) of the other kind is converted in motor mode.
9. Adjusting device according to any one of claims 1 to 3, 5, 6 and 8, characterized in that at least one of the hydraulic circuits is in the form of a closed loop.
10. Adjusting device according to any one of claims 1, 2, 5, 6, 8 and 9, characterized in that the magnitude of the feed volume of both pumps (P1 ,P2) is adjustable, and that the two pumps are adjusted differently so that the pressure conditions necessary for setting or regulating a predetermined value for the relative-position angle β (or for a variable linked thereto in terms of function) are created in at least one of the hydraulic circuits.
11. Adjusting device according to any one of claims 1, 2, 5, 6 and 8 to 10, characterized in that the pressure conditions necessary for setting or regulating a predetermined value for the relative-position angle β (or for a variable linked thereto in terms of function) are created in at least one hydraulic circuit by supplying a volumetric flow additional to the main volumetric flow or by removing a particular volumetric flow from the main volumetric flow.
12. Adjusting device according to any one of the preceding claims, characterized in that each unbalanced mass sub-member (102, 106; 104,108) is allocated a second adjusting and/or drive motor.
13. Adjusting device according to any one of the preceding claims, characterized in that the motors (110,112; 114,116) are simultaneously adjusting motors and drive motors.
14. Adjusting device according to either claim 1 or 2, characterized in that the presence of such an adjusting device in a gearless 4-shaft vibration generator adjustable in respect of the static moment can be recognized from the following features:
- at least two hydraulic circuits are provided each having at least one pump of its own,
 - there are provided between the pumps (P1,P2) and the motors (110,112; 114,116) in each case at least two conduits for transporting the volumetric flows to the motors (110,112; 114,116) and in each case at least two conduits for transporting the volumetric flows away from the motors (110,112; 114,116).
15. Adjusting device according to either claim 1 or 2, characterized in that the presence of such an adjusting device in a gearless 4-shaft vibration generator adjustable in respect of the static moment can be recognized from the following features:
- any two motors from a total of four motors (110,112; 114,116) are connected in parallel to a hydraulic circuit of their own,
 - no two motors (110,112; 114,116) are in series connection.
16. Adjusting device according to any one of the preceding claims, characterized in that the unbalanced mass vibration generator is provided as a pile-driving vibration generator.

Revendications

1. Dispositif de réglage pour un vibreur à balourds possédant les particularités suivantes :
- il est prévu au moins deux paires de corps de balourd partiels (102, 106 ; 104, 108) qui peuvent être entraînées en rotation autour d'un axe correspondant et dont les vecteurs de forces centrifuges partielles, ajoutés en somme vectorielle, forment le vecteur force centrifuge résultant sous l'effet duquel la masse du vibreur décrit des vibrations orientées.
 - à chaque corps de balourd partiel, est associé un moment de balourd partiel qui peut être considéré comme un vecteur, et tous les moments de balourds partiels forment, par leur somme vectorielle, le moment de balourd résultant qui est proportionnel au vecteur de force centrifuge résultant,
 - chaque paire est formée d'un corps de balourd partiel d'un premier genre (102 ; 104) et d'un corps de balourd partiel d'un second genre (106 ; 108), et entre les vecteurs de forces centrifuges des corps de balourd partiels d'une paire, peut être défini, pour une position de rotation entièrement déterminée des deux corps de balourd partiels, un angle de calage relatif β ,
 - chaque corps de balourd partiel du premier genre et du second genre est muni de son pro-

- pre moteur du premier genre (110, 112) ou, respectivement, du second genre (114, 116), et le rotor de chaque moteur est relié à son corps de balourd partiel de telle manière qu'un moment de rotation puisse être transmis du rotor au corps de balourd partiel (et inversement),
- il est prévu au moins un dispositif de commande ou un dispositif de régulation pour l'établissement direct ou indirect d'une valeur pouvant être prédéterminée pour l'angle de calage relatif β ou d'une valeur pouvant être prédéterminée pour l'amplitude de la course d'oscillation x ou d'une dérivée x' ou x'' de cette course par rapport au temps, l'une des limites de la plage des valeurs pouvant être prédéterminée en correspondance avec un vecteur de force centrifuge résultant minimum et l'autre limite de la plage des valeurs pouvant être prédéterminée en correspondance avec un vecteur de force centrifuge résultant maximum,

caractérisé par la combinaison des caractéristiques suivantes :

- a) les moteurs à fonctionnement hydraulique du premier genre (110, 112) sont raccordés en parallèle à un circuit hydraulique propre du premier genre, les moteurs à fonctionnement hydraulique du second genre (114, 116) sont raccordés en parallèle à un circuit hydraulique propre d'un second genre, et chaque circuit hydraulique du premier genre et du second genre comprend au moins une pompe propre du premier genre (P1) ou, respectivement, du second genre (P2),
- b) le point de fonctionnement, pouvant être défini par la grandeur établie de l'angle de calage relatif β pour le moment de balourd résultant maximum réglable, peut être choisi aussi à un angle de calage relatif β supérieur à $\beta = \pm 90^\circ$ comme, par exemple, à un angle de calage relatif dans le voisinage de $\beta = \pm 180^\circ$ ou exactement de cette valeur,
- c) il est prévu un dispositif de mesure pour la mesure de la valeur réelle variable de réglage (par exemple amplitude, vitesse ou accélération du mouvement oscillant, ou angle β lui-même) pour laquelle la valeur de l'angle de calage relatif β est influencée directement ou indirectement, la valeur réelle de la variable de réglage étant destinée à être traitée par le dispositif de commande ou le dispositif de régulation,
- d) la plage de réglage de l'angle de calage relatif β , depuis environ $\beta = 0^\circ$ jusqu'à environ $\beta = \pm 180^\circ$ peut être parcourue, du moins dans le fonctionnement du vibreur sans application d'une puissance utile, par un fonctionnement purement dans le mode moteur des moteurs du

premier genre (110, 112) et par un fonctionnement alternativement dans le mode générateur et dans le mode moteur des moteurs du second genre (114, 116),

- e) la puissance hydraulique engendrée pendant le fonctionnement dans le mode générateur des moteurs du second genre (114, 116) au moyen de l'élévation de la pression dans le courant volumique circulant entre l'entrée et la sortie des moteurs du second genre (114, 116) est sensiblement transformée, entre l'entrée et la sortie de la pompe (P2) du second genre, avec diminution simultanée de la pression dans le courant volumique, en une puissance correspondante dans le mode moteur, puissance qui est appliquée par la pompe (P2),
- f) chaque pompe (P1, P2) est munie d'un raccordement (122) menant à au moins un moteur d'entraînement (MD), par lequel raccordement une puissance d'entraînement peut être fournie à la pompe (P1, P2) ou être prélevée sur cette pompe.

2. Dispositif de réglage selon le préambule de la revendication 1, caractérisé par la combinaison des caractéristiques suivantes :

- a) les moteurs à fonctionnement hydraulique du premier genre (110, 112) sont raccordés en parallèle à un circuit hydraulique propre du premier genre, les moteurs à fonctionnement hydraulique du second genre (114, 116) sont raccordés en parallèle à un circuit hydraulique propre d'un second genre, et chaque circuit hydraulique du premier genre et du second genre comprend au moins une pompe propre du premier genre (P1) ou, respectivement, du second genre (P2),
- b) le point de fonctionnement, pouvant être défini par la grandeur établie de l'angle de calage relatif β pour le moment de balourd résultant maximum réglable, peut être choisi aussi à un angle de calage relatif β supérieur à $\beta = \pm 90^\circ$ comme, par exemple, à un angle de calage relatif dans le voisinage de $\beta = \pm 180^\circ$ ou exactement de cette valeur,
- c) il est prévu un dispositif de mesure pour la mesure de la valeur réelle variable de réglage (par exemple amplitude, vitesse ou accélération du mouvement oscillant, ou angle β lui-même) pour laquelle la valeur de l'angle de calage relatif β est influencée directement ou indirectement, la valeur réelle de la variable de réglage étant destinée à être traitée par le dispositif de commande ou le dispositif de régulation,
- d) la plage de réglage de l'angle de calage relatif β , depuis environ $\beta = 0^\circ$ jusqu'à environ $\beta = \pm 180^\circ$ peut être parcourue, du moins dans

le fonctionnement du vibreur sans développement d'une puissance utile, par un fonctionnement purement dans le mode moteur des moteurs du premier genre (110, 112) et par un fonctionnement alternativement dans le mode générateur et dans le mode moteur des moteurs du second genre (114, 116),

e) la puissance hydraulique engendrée pendant le fonctionnement dans le mode générateur des moteurs du second genre (114, 116) au moyen de l'élévation de la pression dans le courant volumique circulant entre l'entrée et la sortie des moteurs de second genre (114, 116) est sensiblement transformée, par l'action d'un organe (130) de transformation de puissance, avec diminution simultanée de la pression dans le courant volumique entre l'entrée et la sortie de l'organe (130) de transformation de la puissance, en une autre sorte de puissance, laquelle puissance n'est pas renvoyée, ou du moins pas directement, à la pompe du premier genre (P1), la puissance hydraulique pouvant être transformée par l'organe (130) de transformation de la puissance, en la puissance d'une autre forme de phénomène physique (par exemple transformation en une puissance thermique lorsque l'organe de transformation de la puissance est réalisé sous la forme d'un étrangement).

f) chaque pompe (P1, P2) est munie d'un raccordement (122) menant à au moins un moteur d'entraînement (MD), par lequel raccordement une puissance d'entraînement peut être fournie à la pompe (P1, P2) ou être prélevée sur cette pompe.

3. Dispositif de réglage pour un vibreur à balourds possédant les caractéristiques suivantes :

- il est prévu au moins deux groupes de corps de balourd partiels (102, 104 ; 106, 108) qui peuvent être entraînés pour tourner autour d'un axe correspondant, la masse du vibreur à balourd étant contrainte à exécuter des oscillations orientées par l'action résultante des forces centrifuges de tous les corps de balourd partiels (102, 104, 106, 108),
- chaque groupe de corps de balourd partiels (102, 104, ; 106, 108) comprend deux corps de balourd partiels (102, 104 ; 106, 108) qui tournent en synchronisme, en sens inverse l'un de l'autre, avec des angles de rotation symétriques en symétrie spéculaire pendant le fonctionnement en oscillation,
- chaque corps de balourd partiel (102, 104, 106, 108) est muni de son propre moteur hydraulique (110, 112, 114, 116) dont le rotor est relié à son corps de balourd partiel (102, 104 ; 106,

108) pour la transmission du moment de rotation,

- entre deux corps de balourd partiels (102, 104 ; 106, 108) appartenant à deux groupes différents, peut être défini un angle de calage relatif β qui peut être réglé par action sur les moteurs hydrauliques (110, 112 ; 114, 116),
- il est prévu un dispositif hydraulique d'entraînement et de commande (126, 128) pour la production des courants volumiques qui circulent à travers les moteurs hydrauliques (110, 112 ; 114, 116) et pour la production de pressions hydrauliques, au moins aux entrées des moteurs hydrauliques (110, 112 ; 114, 116),
- il est prévu au moins un dispositif de commande ou un dispositif de régulation pour l'établissement direct ou indirect d'une valeur pouvant être prédéterminée pour l'angle de calage relatif β ou d'une valeur pouvant être prédéterminée pour l'amplitude de la course d'oscillation x ou d'une dérivée x' ou x'' de cette course par rapport au temps, l'une des limites de la plage des valeurs pouvant être prédéterminée en correspondance avec un vecteur de force centrifuge résultant minimum et l'autre limite de la plage des valeurs pouvant être prédéterminée en correspondance avec un vecteur de force centrifuge résultant maximum,

caractérisé par la combinaison des caractéristiques suivantes :

- il est prévu un dispositif de mesure pour la mesure de la valeur réelle d'une variable de réglage (par exemple amplitude, vitesse ou accélération du mouvement oscillant, ou angle β lui-même) pour laquelle la valeur de l'angle de calage relatif β est influencée directement ou indirectement, la valeur réelle de la variable de réglage étant destinée à être traitée par le dispositif de commande ou le dispositif de régulation,
- il est possible d'établir, avec un signe qui diffère de groupe (110, 112) à groupe (114, 116), au moyen du dispositif hydraulique d'entraînement et de commande (126, 128), des gradients de pression qui peuvent être mesurés, à un même instant sur les deux groupes de moteurs hydrauliques (110, 112 ; 114, 116) entre les entrées et les sorties des moteurs hydrauliques (110, 112 ; 114, 116), cependant que, dans le groupe dans lequel les moteurs hydrauliques (114, 116) sont mis dans un fonctionnement dans le mode générateur (fonctionnement en pompe) à un gradient de pression positif établi, le gradient de pression peut être établi en alternant d'une valeur positive à une valeur négative lorsqu'on parcourt une plage de

réglage allant d'un petit moment statique résultant jusqu'à un moment statique résultant maximum,

- au moins lorsqu'on maintient la direction d'oscillation préférée du vibreur, les valeurs des gradients de pression sur les moteurs hydrauliques d'un groupe (110, 112 ; 114, 116) sont égales en direction et en valeur moyenne, 5
- une valeur pouvant être prédéterminée pour l'angle de calage relatif β , ou une valeur pouvant être prédéterminée pour l'amplitude de la course d'oscillation x ou pour une dérivée x' ou x'' de cette amplitude par rapport au temps, peut être établie en agissant sur les valeurs des gradients de pression observées sur les moteurs hydrauliques, en grandeur et en direction, au moyen du dispositif de commande ou du dispositif de régulation. 10 15

4. Dispositif de réglage pour un vibreur à balourds possédant les caractéristiques suivantes : 20

- il est prévu au moins deux groupes de corps de balourd partiels (102, 104 ; 106, 108) qui peuvent être entraînés en rotation autour d'un axe correspondant, la masse du vibreur à balourd étant contrainte à exécuter des oscillations orientées par l'action résultante des forces centrifuges de tous les corps de balourd partiels (102, 104, 106, 108), 25 30
- chaque groupe de corps de balourd partiels (102, 104 ; 106, 108) comprend deux corps de balourd partiels (102, 104 ; 106, 108) qui tournent en synchronisme, en sens inverse l'un de l'autre, avec des angles de rotation symétriques en symétrie spéculaire pendant le fonctionnement oscillatoire 35
- chaque corps de balourd partiel (102, 104, 106, 108) est muni de son propre moteur électrique (110, 112 ; 114, 116) dont le rotor est relié à son corps de balourd partiel (102, 104 ; 106, 108) pour la transmission du moment de rotation, 40
- entre deux corps de balourd partiels appartenant à des groupes différents (102, 104 ; 106, 108), peut être défini un angle de calage relatif β qui peut être réglé par une action sur les moteurs (110, 112 ; 114, 116). 45
- il est prévu un dispositif électrique d'entraînement et de commande pour la production des courants qui circulent à travers les moteurs (110, 112 ; 114, 116), 50
- il est prévu au moins un dispositif de commande ou un dispositif de régulation pour l'établissement direct ou indirect d'une valeur pouvant être prédéterminée pour l'angle de calage relatif β ou d'une valeur pouvant être prédéterminée pour l'amplitude de la course d'oscillation x ou d'une dérivée x' ou x'' de cette amplitude 55

par rapport au temps, l'une des limites de la plage des valeurs pouvant être prédéterminée en correspondance avec un vecteur de force centrifuge résultant minimum et l'autre limite de la plage des valeurs pouvant être prédéterminée en correspondance avec un vecteur de force centrifuge résultant maximum,

caractérisé par la combinaison des caractéristiques suivantes :

- il est prévu un dispositif de mesure pour la mesure de la valeur réelle d'une variable de réglage (par exemple amplitude, vitesse ou accélération du mouvement oscillant, ou angle β lui-même) pour laquelle la valeur de l'angle de calage relatif β est influencée directement ou indirectement, la valeur réelle de la variable de réglage étant destinée à être traitée par le dispositif de commande ou le dispositif de régulation,
- les deux moteurs (110, 112 ; 114, 116) d'un groupe sont connectés électriquement en parallèle et sollicités en commun,
- il est possible d'établir, avec un signe qui diffère de groupe à groupe, au moyen du dispositif électrique d'entraînement et de commande, les gradients de moment de rotation qui peuvent être mesurés, à un même instant sur les deux groupes de moteurs (110, 112 ; 114, 116) sur les arbres des moteurs (110, 112 ; 114, 116), cependant que, dans le groupe dans lequel les moteurs (110, 112 ; 114, 116) sont mis dans un fonctionnement dans le mode générateur (fonctionnement en frein) à un gradient de moment de rotation positif établi, le gradient de moment de rotation peut être établi en alternant d'une valeur positive à une valeur négative lorsqu'on parcourt une plage de réglage allant d'un petit moment statique résultant jusqu'à un moment statique résultant maximum,
- au moins lorsqu'on maintient la direction d'oscillation préférée du vibreur, les valeurs des gradients de moment de rotation sur les moteurs (110, 112) d'un groupe sont égales en direction et en valeur moyenne,
- une valeur pouvant être prédéterminée pour l'angle de calage relatif β ou une valeur pouvant être prédéterminée pour l'amplitude de la course d'oscillation x ou pour une dérivée x' ou x'' de cette amplitude par rapport au temps, peut être établie en agissant sur les valeurs des gradients de moment de rotation sur les moteurs (110, 112 ; 114, 116) en grandeur et en direction, au moyen du dispositif de commande ou du dispositif de régulation.

5. Dispositif de réglage selon la revendication 1 ou 2,

caractérisé en ce que la puissance hydraulique imprimée au courant volumique traversant les moteurs du second genre (114, 116) est transformée en une autre puissance par la mise en oeuvre aussi bien d'un organe de transformation de puissance particulier (130) que d'une pompe (P2) d'où la puissance transformée par celle-ci est tirée sous la forme d'une puissance dans le mode moteur.

6. Dispositif de réglage selon une des revendications 2 à 5, caractérisé en ce que l'organe de transformation de puissance (130) est un étranglement pouvant être réglé au niveau de son effet d'étranglement. 10
7. Dispositif de réglage selon une des revendications 1 à 5, caractérisé en ce qu'une puissance produite dans les moteurs travaillant dans le mode générateur (110, 112 ; 114, 116) est transmise aux moteurs (110, 112 ; 114, 116) travaillant dans le mode moteur et ceci sélectivement 20
 - par la connexion l'un à la suite de l'autre des moteurs (110, 112 ; 114, 116) travaillant dans le mode générateur et dans le mode moteur, ou 25
 - par l'accouplement mécanique de deux pompes (P1, P2) de deux circuits hydrauliques différents, ou
 - par la transmission d'énergie électrique des moteurs travaillant dans le mode générateur aux moteurs travaillant dans le mode moteur (110, 112 ; 114, 116). 30
8. Dispositif de réglage selon une des revendications 1 à 6, caractérisé en ce qu'à un angle de calage relatif $\beta = 180^\circ$ établi, le vecteur de force centrifuge résultant maximum est établi et en ce que, même lorsque la puissance utile dans les moteurs (110, 112) du premier genre est transmise à l'extérieur par le vibreur, sensiblement la même puissance que dans les moteurs (114, 116) du second genre est transformée dans le mode moteur. 35 40
9. Dispositif de réglage selon une des revendications 1 à 3, 5 à 6 ou 8, caractérisé en ce qu'au moins un des circuits hydrauliques est constitué par un circuit fermé. 45
10. Dispositif de réglage selon une des revendications 1 à 2, 5 à 6 ou 8 à 9, caractérisé en ce que la grandeur du volume de refoulement des deux pompes (P1, P2) est réglable et en ce qu'un réglage différent des deux pompes est réalisé afin que les conditions de pression nécessaires pour l'établissement ou la régulation d'une valeur prédéterminée pour l'angle de calage relatif β (ou pour une variable qui y est liée fonctionnellement) soient créées dans au moins un des circuits hydrauliques. 50 55

11. Dispositif de réglage selon une des revendications 1 à 2, 5 à 6, ou 8 à 10, caractérisé en ce que les conditions de pression dans au moins un circuit hydraulique qui sont nécessaires pour l'établissement ou la régulation d'une valeur prédéterminée pour l'angle de calage relatif β (ou pour une variable qui y est liée fonctionnellement), sont déterminées par l'addition d'un courant volumique supplémentaire au courant volumique principal ou par le prélèvement d'un certain courant volumique sur le courant volumique principal.

12. Dispositif de réglage selon une des revendications précédentes, caractérisé en ce qu'à chaque corps de balourd partiel (102, 106 ; 104, 108) est encore associé un deuxième moteur de réglage et/ou d'entraînement.

13. Dispositif de réglage selon une des revendications précédentes, caractérisée en ce que les moteurs (110, 112 ; 114, 116) sont en même temps des moteurs de réglage et des moteurs d'entraînement.

14. Dispositif de réglage selon une des revendications 1 ou 2, caractérisé en ce que la présence d'un tel dispositif de réglage peut être incluse dans un vibreur à quatre arbres sans engrenages et réglable en ce qui concerne le moment statique, ce dispositif présentant les caractéristiques suivantes :

il est prévu deux circuits hydrauliques ayant chacun au moins une pompe qui lui est propre, il est prévu, entre les pompes (P1, P2) et les moteurs (110, 112 ; 114, 116), au moins deux conduits pour le transport des courants volumiques vers les moteurs (110, 112 ; 114, 116) et au moins deux conduits pour le transport des courants volumiques en provenance des moteurs (110, 112 ; 114, 116).

15. Dispositif de réglage selon une des revendications 1 ou 2, caractérisé par la présence d'un tel dispositif de réglage dans un vibreur à quatre arbres sans engrenage et réglable en ce qui concerne le moment statique, ce dispositif présentant les caractéristiques suivantes :

- deux moteurs, au maximum de quatre moteurs, (110, 112 ; 114, 116) sont raccordés en parallèle à un circuit hydraulique propre,

il n'y a pas de moteurs (110, 112 ; 114, 116) connectés en série.

16. Dispositif de réglage selon une des revendications précédentes, caractérisé en ce que le vibreur à balourds est prévu sous la forme d'un vibreur de battage.

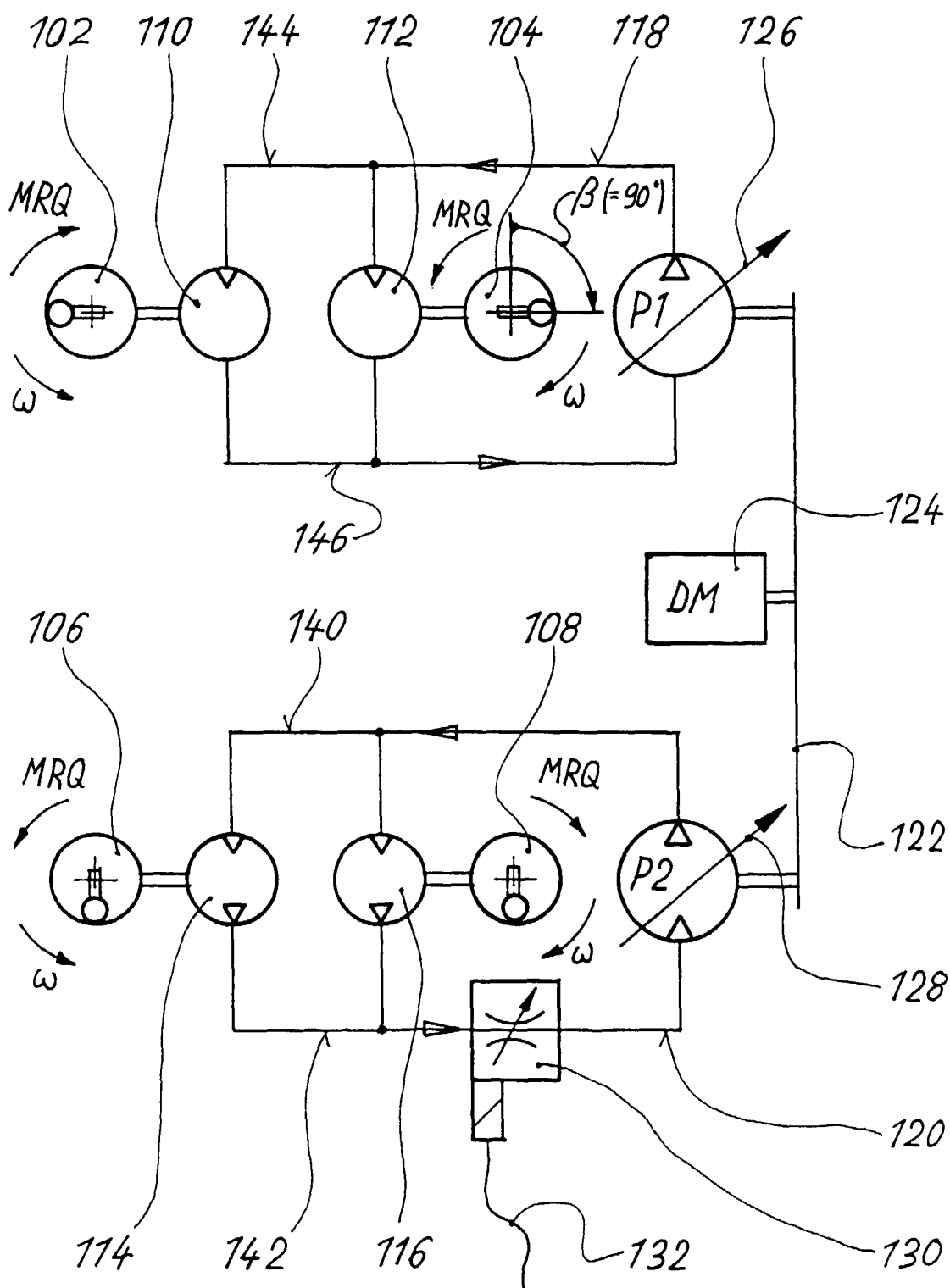
Fig. 1

Fig. 2