

(19)



Europäisches Patentamt

European Patent Office

Office européen des brevets



(11)

EP 1 242 234 B1

(12)

EUROPÄISCHE PATENTSCHRIFT

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

08.10.2003 Patentblatt 2003/41

(51) Int Cl.7: **B30B 11/02, B28B 3/02**

(86) Internationale Anmeldenummer:

PCT/DE00/04632

(21) Anmeldenummer: **00990584.5**

(87) Internationale Veröffentlichungsnummer:

WO 01/047698 (05.07.2001 Gazette 2001/27)

(22) Anmeldetag: **27.12.2000**

(54) **VERDICHTUNGSEINRICHTUNG ZUR DURCHFÜHRUNG VON VERDICHTVORGÄNGEN AN FORMKÖRPERN AUS KORNFÖRMIGEN STOFFEN**

COMPRESSING DEVICE FOR PERFORMING COMPRESSION OPERATIONS ON SHAPED
BODIES MADE OF GRAINY MATERIALS

DISPOSITIF DE COMPRESSION POUR EFFECTUER DES OPERATIONS DE COMPRESSION
SUR DES CORPS MOULES A BASE DE MATIERES GRANULEUSES

(84) Benannte Vertragsstaaten:

**AT BE CH CY DE DK ES FI FR GB GR IE IT LI LU
MC NL PT SE TR**

(72) Erfinder: **BALD, Hubert**

57319 Bad Berleburg (DE)

(30) Priorität: **24.12.1999 DE 19962887**

10.08.2000 DE 10039028

(74) Vertreter: **Sparing - Röhl - Henseler**

Patentanwälte

Rethelstrasse 123

40237 Düsseldorf (DE)

(43) Veröffentlichungstag der Anmeldung:

25.09.2002 Patentblatt 2002/39

(56) Entgegenhaltungen:

EP-A- 0 620 090

EP-A- 0 870 585

DE-A- 3 724 199

DE-A- 4 332 921

DE-A- 4 434 679

DE-B- 1 250 323

NL-A- 8 004 985

NL-A- 8 004 995

(73) Patentinhaber: **GEDIB**

INGENIEURBÜRO UND

INNOVATIONSBERATUNG GMBH

D-57319 Bad Berleburg (DE)

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).

EP 1 242 234 B1

Beschreibung

[0001] Die Erfindung betrifft eine mit Vibrations-schwingungen betriebene Verdichtungseinrichtung zum Formen und Verdichten von Formstoffen in Formausnehmungen von Formkästen zu Formkörpern, wobei die Formkörper eine Oberseite und eine Unterseite aufweisen, über welche die Verdichtungskräfte eingeleitet werden. Bei diesem Verfahren befindet sich der Formstoff vor dem Verdichtungsverfahren in den Formausnehmungen zunächst als eine Volumenmasse aus lose zusammenhaftenden körnigen Bestandteilen, welche erst während des Verdichtungsverganges durch die Einwirkung von Verdichtungskräften auf die Oberseite und Unterseite zu festen Formkörpern geformt werden. Die Volumenmasse kann bei Anwendung der Verdichtungseinrichtung in Maschinen zur Herstellung von Beton-Fertigprodukten (z.B. Pflastersteinen) z.B. aus feuchtem Betonmörtel, in Gießerei-Formmaschinen aus Formsand und in Sinterteil-Formmaschinen aus Metallpartikeln oder anderen Sinterpartikeln bestehen. Bei der Anwendung in Sinterteil-Formmaschinen kann die Verdichtungseinrichtung auch dazu eingesetzt werden, um vorgeformte Sinterteil-Formkörper weiter zu verdichten.

[0002] Ganz speziell bezieht sich die Erfindung auf solche Vibrations-Verdichtungseinrichtungen, welche vergleichsweise geräuscharm und mit niedrigem Energieverbrauch für die Verdichtung arbeiten. Dabei erfordert es die geräuscharme Arbeitsweise zum einen, daß die Verdichtung durch Anwendung von im wesentlichen harmonischen (sinusförmigen) Vibrationskräften geschieht und zum anderen, daß der Formkasten keine merklichen Eigenbewegungen relativ zu den anderen an der Schwingung beteiligten Bauteilen aufweist. Um die letztgenannte Erfordernis zu erfüllen, muß der Formkasten gegen ein solches Maschinenelement festspannbar sein, welches an den Vibrationsschwingungen teilnimmt. Als solches Maschinenelement bietet sich z.B. der unter dem Formkasten befindliche Schwingtisch an. Die Forderung nach einer Verdichtung mit niedrigem Energieverbrauch wird dadurch erfüllt, daß das beteiligte Masse-Feder-System auch in oder wenigstens in der Nähe der Resonanzfrequenz f_0 dieses Systems schwingen kann. Die Resonanzfrequenz-Arbeitsweise führt dabei wegen des sogenannten Resonanzeffektes durch die dabei erzielbaren sehr hohen Beschleunigungen zu einer sehr wirksamen Verdichtung, wenn gewährleistet ist, daß auch der Formkörper den aus dem Resonanzbetrieb abgeleiteten hohen Werten für die Schwingbeschleunigung unterworfen wird.

[0003] Der nächstliegende Stand der Technik ist durch die Druckschrift EP 0 870 585 A1 belegt und zur Beschreibung des allgemeinen Standes der Technik ist die DE 44 34 679 A1 von Interesse. Da der struktunnäßige Aufbau einer Verdichtungseinrichtung derjenigen Gattung, der die Erfindung zuzuordnen ist, in der EP 0 870 585 A1 nicht ausreichend dargestellt ist, werden die

in den gesamten Kraftfluß einer erfindungsgemäßen Verdichtungseinrichtung mit einbezogenen wesentlichsten Struktur-Merkmale nachfolgend mit Bezugnahme auf die Fig. 2 der DE 44 34 679 A1 aufgeführt:

- Eine Seite, z.B. die Oberseite des Formkörpers 226, ist mit einer Preßplatte 250 beaufschlagt, über welche Preßplatte der Formkörper mit einer speziellen "durchschnittlichen Preßkraft", nachfolgend vereinfachend auch Preßkraft genannt, auch während des Verdichtungsverganges beaufschlagt wird, welche Preßplatte die von der anderen Seite (z.B. Unterseite) her eingebrachten Vibrationskräfte aufzunehmen vermag, welche Preßplatte zusätzlich noch eine Vertagerunasbewegung relativ zu der anderen Seite des Formkörpers durchzuführen vermag, und zwar zum Zwecke seiner Nachführung bei der Verkleinerung der Verdichtungshöhe während des Verdichtungsverganges und gegebenenfalls auch zur Durchführung der üblichen notwendigen Bewegungen beim Handling des Formkörpers oder Formkastens, welcher Preßplatte zur Erzeugung der Preßkraft und/oder zur Durchführung einer Verlagerungsbewegung eine (gegebenenfalls hydraulisch betriebene) Preßkrafteinrichtung 264 zugeordnet ist, und welche Preßplatte die von ihr übertragenen Kräfte gegen einen Rahmen 204 der Verdichtungseinrichtung abstützt [Die sich hier einstellende spezielle "durchschnittliche Preßkraft" ergibt sich neben einem ständig übertragenen Kraftanteil vor allem aus den von der Grundplatte 294 in den Formkörper eingeführten und durch den Formkörper übertragenen Impulsen und ist ihrer Natur nach nicht eine statische oder stetig wirkende Preßkraft].
- Die andere Seite, z.B. die Unterseite des Formkörpers 226, ist durch eine Grundplatte 294 zusätzlich zu der durch die Preßplatte aufbringbaren Preßkraft auch noch mit Vibrationskräften beaufschlagt, die von einem Bewegungserzeugungs-System 240 erzeugt und eingeleitet werden. Die Grundplatte 294 stützt sich ihrerseits wiederum gegen den Schwingtisch 211 des Schwingmasse-Systems ab.
- Das Bewegungserzeugungs-System 240 wird gebildet durch ein die vibrationsschwingungen durchführendes Masse-Feder-System 207 + 217, dessen Masse durch ein Schwingmasse-System 207 definiert ist, und durch eine Antriebseinrichtung zur Erzeugung der Erregerkräfte für die Erregung von Schwingungen an dem Schwingmasse-System 207 bzw. an dem Masse-Feder-System 207 + 217.
- Das Schwingmasse-System 207 ist über Federn 217 gegen den Rahmen 204 (oder gegen den Boden, auf den der Rahmen mit seiner Schwerkraft lastet) abgestützt. Die Federn 217 übernehmen dabei sowohl die Funktion der Energiespeicherung beim Schwingbetrieb des Schwingmasse-Systems bzw. des Masse-Feder-Systems als auch die Funk-

tion der Abstützung der Preßkraft. Das Schwingmasse-System umfaßt die Massen mehrerer mit-schwingender Bauteile, u. a. den Schwingtisch 211, die Grundplatte 294, den Formkasten 213, den/die Formkörper 226 und die zum Mitschwingen bestimmten Bestandteile der Festspann-Einrichtung 298 für den Formkasten.

- Die Antriebseinrichtung 215 dient zur Erzeugung von Erregerkräften mit einer vorgebbaren Erregerfrequenz und übernimmt die Übertragung der Erregerenergie, welche gebraucht wird für die Ingangsetzung und Aufrechterhaltung der Schwingungen des Masse-Feder-Systems, wie auch für die Übertragung der Verdichtungsenergie und jener Energie, welche zur Abdeckung von diversen Reibungsverlustenergien nötig ist. Die zu übertragende Erregerenergie wird in der Antriebseinrichtung durch den Einsatz eines Erreger-Aktuators 238 wenigstens einmal einer Energiewandlung unterzogen, wobei eine erste Energieform in eine zweite Energieform gewandelt wird, welche zweite Energieform an das Schwingmasse-System als Erregerenergie weitergegeben wird.
- Die Abstützung der Vibrationskräfte bzw. Vibrations-Impulse und der diesen überlagerten Preßkraft wird derart vorgenommen, daß alle Kräfte bzw. Vibrations-Impulse in einem geschlossenen Kraftfluß-Kreis geführt werden, wobei in diesen Kraftfluß-Kreis auch (zwischen der Preßplatte 250 und den Federn 217 des Schwingmasse-Systems liegend) der Rahmen 204 (und gegebenenfalls auch der Boden) eingebunden ist. Eine beachtenswerte Besonderheit des strukturellen Aufbaues der Verdichtungseinrichtung gemäß der Fig. 2 der DE 44 34 679 A1 (auf deren Bedeutung später noch einmal eingegangen wird) besteht darin, daß die durch den Schwingtisch 211 geleiteten Kräfte auf zwei unterschiedlichen Wegen (zum Rahmen) abgestützt werden. Die Federn 217 übertragen die (durchschnittliche) Preßkraft und die überlagerten dynamischen Massenkkräfte des schwingenden Masse-Feder-System 207 + 217 und dienen dabei gleichzeitig noch als Speicher zur zwischenzeitlichen Umwandlung von kinetischer Energie des schwingenden Schwingmasse-System 207 in Federenergie (und umgekehrt). Die Hydraulikkolben 228 übertragen die Erregerkräfte. Der Kraftfluß-Kreis wird in diesem Falle also auf der Strecke zwischen dem Schwingtisch 211 und dem Rahmen 204 auf zwei parallelen Wegen geführt. Man kann auch sagen, daß die über die Federn 217 geleiteten Kräfte einerseits und die Erregerkräfte andererseits in paralleler Weise an die Masse des Masse-Feder-Systems 207 + 217 angekoppelt sind.

[0004] Es versteht sich, daß wenigstens einige der in den Kraftfluß-Kreis eingeschlossenen Kraftübertragungselemente ein schwingfähiges Masse-Feder-Sy-

stem bilden können, welches über mindestens eine erste Resonanzfrequenz f_0 verfügt, welche Resonanzfrequenz durch die bestimmte Erregerfrequenz der Antriebseinrichtung erregt werden kann. In der Verdichtungseinrichtung der DE 44 34 679 A1 in Fig. 2 ist (gemäß Spalte 15, Zeilen 3 bis 16) vorgesehen, daß das Masse-Feder-System 207 + 217 mit seiner Resonanzfrequenz f_0 betrieben werden soll. Es ist allerdings nicht vorgesehen, daß der Formkörper 226 selbst in das in Resonanz schwingende Masse-Feder-System mit eingeschlossen ist. Vielmehr soll die Verdichtung des Formkörpers 226 durch Einwirkung der Stoßbeschleunigung aus Stößen zwischen Grundplatte 294 und Unterseite des Formkörpers bzw. zwischen Stimmseite 272 der Preßplatte 250 und Oberseite des Formkörpers erfolgen (siehe z.B. Spalte 3, Zeilen 1 bis 21). Gleichzeitig führt der Formkörper 226 dabei Freiflugbewegungen (Spalt L) relativ zum Schwingmasse-System 207 durch (siehe z.B. Spalte 9, Zeilen 40 bis 52 oder Patentanspruch 1). Es handelt sich daher sozusagen um eine "Schüttet-Verdichtungseinrichtung".

[0005] Die durch die DE 44 34 679 A1 beschriebene Verdichtungseinrichtung unterscheidet sich von der durch die EP 0 870 585 A1 definierten Gattung von Verdichtungseinrichtungen auch noch wie folgt:

- Es kann nicht eine solche Verdichtungsart durchgeführt werden, bei der die Masse des Formkörpers 226 selbst in den Kraftfluß-Kreis eines mit seiner Resonanzfrequenz f_0 betriebenen Masse-Feder-Systems mit einbezogen ist.
- Sofern die Erregerkraft durch einen als Erreger-Aktuator dienenden Richtvibrator 118 mit zwei Unwuchtkörpern erzeugt wird, erhält man zwar einen guten Wirkungsgrad bei der Energiewandlung im Aktuator selbst, es ergibt sich jedoch das Problem, daß die Erregerkraft nicht schnell genug an- und abschaltbar ist. Da bei dem Vorgang des innerhalb des Formkastens vorzunehmenden Austausches des fertigen Formkörpers mit der zunächst unverdichteten losen Formasse (für den nächsten zu verdichtenden Formkörper) das Schwingmasse-System 207 nicht in Bewegung sein darf, würde das dann laufend benötigte Beschleunigen und Abbremsen des Richtvibrators eine ungenutzte Totzeit bei dem Fertigungsprozeß und auch eine Energievermichtung bedeuten.

[0006] In der EP 0 870 585 A1 wird eine Verdichtungseinrichtung beschrieben, bei welchem die Verdichtung eines Formkörpers unter gleichzeitiger Anwendung eines Preßdruckes und einer Vibration mittels sinusförmig verlaufender Schwingbeschleunigung erfolgt. (Die folgenden Merkmalsbezeichnungen sind zum Teil angepaßt an die bei der Erläuterung der DE 44 34 679 A1 benutzte Terminologie). Der Preßdruck kann gesteuert werden durch eine hydraulische Preßkrafteinrichtung 6 und die Vibration (die Schwingung) wird ausgeführt

durch ein hydraulisch-mechanisches Masse-Feder-System, welches gebildet wird durch den Schwingtisch 1, den Formkasten 14, den Formkörper 17, den beweglichen Teil 2 des hydraulischen Erregers 3, und durch das kompressible hydraulische Medium, welches sich zwischen dem beweglichen Teil 2 des Erregers und den Antriebsmitteln 7 (elektromechanisches Steuerorgan) befindet.

[0007] Die Vibration während der Verdichtung kann derart ausgeführt werden, daß das hydraulisch-mechanische Masse-Feder-System in der Nähe oder genau in seiner Resonanzfrequenz f_0 schwingt und dabei (durch die Beschleunigungen "a") Massenkkräfte erzeugt, welche der 5 durch die hydraulische Preßkrafteinrichtung 6 erzeugten Preßkraft überlagert sind. Daraus folgt auch, daß hier im Gegensatz zur DE 44 34 679 A1 der (durch die hydraulische Preßkrafteinrichtung 6 erzeugte und über den Hydraulikzylinder 5,6 übertragene) Preßdruck nicht ein zwischen zwei Schwingbewegungen des hydraulisch-mechanischen Masse-Feder-Systems unterbrochener Druck ist, sondern ein Druck mit einem Konstant-Anteil und mit einem diesem überlagerten Wechsel-Anteil.

[0008] Um bezüglich des auch bei dieser Verdichtungseinrichtung vorhandenen Kraftfluß-Kreislaufes für die über den Formkörper 17 (Masse 17) geleiteten "resultierenden Kräfte" (= Preßkraft + Erregerkräfte + dynamische Massenkkräfte) einen Vergleich herstellen zu können mit dem Kraftfluß-Kreislauf der Verdichtungseinrichtung gemäß der DE 44 34 679 A1, wird Bezug genommen auf den in der EP 0 870 585 A1 (Spalte 2, Zeile 41) gegebenen Hinweis auf eine Verdichtungseinrichtung gemäß der EP 0 620 090, bei welchem die über den dort gezeigten Formkörper 15 (Produkt 15) geleiteten "resultierenden Kräfte" sich abstützen gegen den dort gezeigten Rahmen 1, 2. Daraus kann gefolgert werden (was für den Fachmann eigentlich auch selbstverständlich ist), daß die in der Verdichtungseinrichtung gemäß der EP 0 870 585 A1 über den Formkörper 17 geleiteten "resultierenden Kräfte" derart in einen Kraftfluß-Kreislauf eingebunden sind, daß sich die "resultierenden Kräfte" über die hydraulische Preßkrafteinrichtung 6 einerseits und über den hydraulischen Erreger 3 andererseits gegen einen "anzunehmenden Rahmen" abstützen. Ein über den "anzunehmenden Rahmen" führender Kraftfluß-Kreislauf ist im übrigen schon deshalb zwingend anzunehmen, weil das die Feder des Masse-Feder-Systems verkörpernde kompressible hydraulische Medium nur Kräfte in einer Richtung (nur Druckkräfte) entwickeln kann. Das Rückschwingen der Masse des Masse-Feder-Systems muß daher wegen der angestrebten hohen Schwingfrequenz neben der auch mitwirkenden Schwerkraft zusätzlich noch mittels einer solchen Kraft bewirkt werden, die sich über den Formkörper (und über die hydraulische Preßkrafteinrichtung 6) gegen einen Rahmen abstützt.

[0009] Es ist bei der Betrachtung der Funktionsweise der Verdichtungseinrichtung gemäß der EP 0 870 585

A1 von besonderer Bedeutung, daß (im Gegensatz zur Verdichtungseinrichtung gemäß der DE 44 34 679 A1) der Kraftfluß-Kreis auf der Strecke zwischen dem Schwingtisch 1 und dem "anzunehmenden Rahmen" nur auf einem einzigen Kraftfluß-Weg geführt wird, welcher Kraftfluß-Weg über das bewegliche Teil 2, das kompressible hydraulische Medium [welches angeordnet ist zwischen dem beweglichen Teil 2 und dem Antriebsmittel 7 bzw. dem elektro-hydraulischen Steuerorgan 7 (Spalte 4, Zeilen 18 bis 21)] und den Erreger 3 führt. Das kompressible hydraulische Medium ist hier an zwei Funktionen beteiligt. Einmal ist es Bestandteil des hydraulischen Erregers 3, und zwar dadurch, daß das Volumen des Mediums mit Hilfe des Antriebes 7 und der Steuerungsmittel 11 mit "dynamischen hydraulischen Volumenströmen" (Spalte 2. Zeilen 38 bis 40) beaufschlagt wird, wodurch der bewegliche Teil (2) des Erregers (3) zur Durchführung von Oszillationsbewegungen gezwungen wird und wodurch die Erreger-Schwingbewegung und die dynamischen Erregerkräfte erzeugt werden (die dynamischen Volumenströme sind die im Zeittakt der Erregerfrequenz dem Volumen des Mediums hinzugefügten und wieder entnommenen Fluid-Volumina). Zum anderen ist das Volumen des Mediums Bestandteil des mit einer Resonanzfrequenz f_0 in Schwingungen zu versetzenden hydraulisch-mechanischen Masse-Feder-Systems, wobei das kompressible hydraulische Medium als Feder (später auch Haupt-Systemfeder genannt) genutzt wird.

[0010] Demzufolge kann auch davon gesprochen werden, daß der Kraftfluß-Weg der "resultierenden Kräfte" zwischen dem Formkörper 17 und dem "anzunehmenden Rahmen" über den Funktionsträger "bewegliches Teil 2" als kraftübertragendes Teil des hydraulischen Erregers 3 (siehe auch Spalte 1, Zeilen 47 und 48) und über den Funktionsträger Medium als Feder des hydraulisch-mechanischen Masse-Feder-Systems geführt ist, welche Funktionsträger durch Hintereinanderschaltung (Serienschaltung) verbunden sind. Dieser Sachverhalt kommt auch in Patentanspruch 1 expressis verbis zum Ausdruck (Spalte 6, Zeile 1 bis 8), indem ausgesagt ist, daß einerseits das hydraulisch-mechanische Masse-Feder-System die Bestandteile "beweglicher Teil 2" und "kompressibles hydraulisches Medium" umfaßt und daß andererseits das "kompressible hydraulische Medium" zwischen dem "beweglichen Teil 2" und dem "Antrieb 7" vorhanden ist und demnach also an das "bewegliche Teil 2" anschließend ist. Daraus kann gefolgert werden, daß die in der EP 0 870 585 A1 offenbarte technische Lehre ausdrücklich von einer Serienschaltung der Funktionsträger "Erregerkräfte übertragendes Bauteil" (des Erregers für die Erzeugung der Erregerkräfte) und "Feder des in seiner Resonanzfrequenz zu betreibenden Masse-Feder-Systems", bzw. auch von einer Abstützung der Erregerkräfte gegen das hydraulische Medium der Systemfeder ausgeht.

[0011] Zu den Erfindungsoffenbarungen der EP 0 870 585 A1 kann weiterhin noch folgendes bemerkt werden:

Zwecks Herbeiführung und Aufrechterhaltung der Schwingungen des hydraulisch-mechanischen Masse-Feder-Systems bedarf es der Zuführung von Erregerenergie portionsweise im Takte der Erregerfrequenz. Die während der Aufrechterhaltung der Schwingungen zuzuführende Energie deckt dabei die Energieverluste, welche dem System durch Dämpfung und Reibung, wie auch durch den Energiebedarf der Verdichtung des Fonmkörpers entzogen wird. Gemäß den offenbarten allgemeinsten Erfindungsgedanken soll die Zuführung der Erregerenergie ausschließlich in hydraulischer Weise erfolgen, und zwar derart, daß die Erregerenergie in hydraulischer Form unmittelbar an das maßgebliche (hydraulisch ausgebildete) Federorgan des Systems abgegeben wird. Die portionsweise Zuführung der Erregerenergie erfolgt dabei dadurch, daß die Energieportionen durch die diskret und im Takte der Erregerfrequenz zu erzeugenden "dynamischen hydraulischen Volumenströme" (Spalte 2. Zeilen 38 bis 40) in das schwingende hydraulisch-mechanische Masse-Feder-System eingeführt werden. Dabei kann die portionsweise vorzunehmende Energie-Einkoppelung logischerweise nur durch die mit ansteigendem Druck verbundenen "dynamischen hydraulischen Volumenströme" geschehen. Wie u.a. aus den Bemerkungen in Spalte 1, Zeilen 33 bis 50 und in Spalte 3, Zeilen 19 bis 22 hervorgeht, sollen die "dynamischen hydraulischen Volumenströme" unter Mitwirkung eines "elektro-hydraulischen Steuerorgans" bzw. eines "Servomechanismus's 7, 8" erzeugt werden. Diese besondere Maßnahme der Energie-Einkoppelung muß daher eine bestimmte Bedeutung der Erfindung beinhalten, die jedoch nicht beschrieben wird.

[0012] Es kann bei der kritischen Untersuchung der Arbeitsweise einer Verdichtungseinrichtung nach der EP 0 870 585 A1 festgestellt werden, daß gerade die Anwendung des Merkmals der Serienschaltung der vorerwähnten Funktionsträger bzw. die Anwendung des Merkmals der Abstützung der Erregerkräfte gegen das hydraulische Medium der Haupt-Systemfeder zusammen mit der gewählten und zuvor zitierten Art der Einkoppelung der Erregerenergie etliche Nachteile in sich birgt und daher verbesserungswürdig ist, um somit den Energieverbrauch und auch die Herstellkosten zu verringern.

[0013] Die Probleme werden noch durch folgende Umstände verschärft: Wie in der EP 0 870 585 A1 (Spalte 3, Zeile 54 bis Spalte 4, Zeile 8) bereits ausgesagt wird, und wie auch der Fachmann weiß, können und sollen bei einer derartigen Verdichtungseinrichtung sehr hohe Frequenzen erzeugt werden und gerade bei den hohen Frequenzen soll auch der Resonanz-Effekt mit seinen nochmals erhöhten Beschleunigungen in Anspruch genommen werden. Es wachsen aber die dynamischen Beschleunigungen "a" der schwingenden Massen des Masse-Feder-Systems bzw. die Vibrationskräfte mit dem Quadrat der Frequenz. Diese hohen dynamischen Massenkräfte werden noch überlagert von den

notwendigen Preßkräften und den Erregerkräften und die daraus entstehenden hohen "resultierenden Kräfte" müssen zwangsläufig über die hydraulische Feder und damit auch über den Erreger geleitet werden. Praktisch bedeutet dies für eine Verdichtungseinrichtung gemäß der EP 0 870 585 A1, daß die "dynamischen hydraulischen Volumenströme" von dem elektro-hydraulischen Steuerorgan 7 bzw. von dem Servomechanismus zu erzeugen sind unter dem Einfluß und der Belastung der durch die "resultierenden Kräfte" im Medium verursachten Drücke und natürlich auch unter der Belastung der vorgesehenen hohen Frequenzen (bis zu 100 Hz). Von den bei dem bekannten Stand der Technik gemäß der EP 0 870 585 A1 versteckt vorhandenen und durch die vorliegende Erfindung abzustellenden Probleme sollen nachfolgend 3 Probleme herausgegriffen und genauer betrachtet werden:

a) Wie man für ein Masse-Feder-System, welches mit einer vorgebbaren Erreger-Kraftamplitude zu erzwungenen Schwingungen angeregt wird, unter Benutzung der Formel für die Amplituden-Verstärkung in Abhängigkeit von der Erregerfrequenz nachweisen kann (als Diagramm in der sogenannten Resonanzkurve darstellbar), benötigt man für die Schwingungserregung im Bereich der Eigenfrequenz eine erheblich geringere Erregerkraft im Vergleich zu dem Maximalwert der durch die Haupt-Systemfeder aufzubringenden dynamischen Schwingkraft. Da man den Resonanzeffekt gerade auch im oberen Bereich der durchfahrbaren Erregerfrequenz in Anspruch nehmen möchte, und da die Maximalwerte der dynamischen Schwingkräfte mit dem Quadrat der Erregerfrequenz wachsen, ergeben sich sehr hohe maximale Federkräfte, für die der Federzylinder (bei einem vorgegebenen maximalen Druck) bezüglich seines Zylinderquerschnittes ausgelegt werden muß. Mit der Größe des für die Schwingkräfte ausgelegten Federzylinders ist aber bei vorgegebener Schwingwegamplitude auch die Größe der für die Erregung benötigten und auszutauschenden Wechselvolumina festgelegt. Als Folge dieses Sachverhaltes muß der Erreger-Aktuator mit einem unnötig großen periodischen Wechsel-Volumenstrom betrieben werden, was als Nachteil nicht nur einen erhöhten Energieverlust beinhaltet, sondern auch die Notwendigkeit, die Servoeinrichtung (z.B. ein Servoventil) zur Erzeugung der Wechselvolumina entsprechend groß zu dimensionieren.

b) Bei dem Prinzip der Benutzung eines gemeinsamen Fluidvolumens für den Erreger-Aktuator und für die fluidische Haupt-Systemfeder ergibt sich noch eine weitere Quelle für einen erheblichen Verlust von Erregerleistung aus dem folgenden Sachverhalt: In einem ersten Bewegungsteil der Abwärts-Schwingbewegung muß ein Wechselvolumen aus dem Zylinderraum herausgelassen wer-

den, und zwar solange, bis jene etwa in der Mitte des gesamten Abwärts-Schwingweges gelegene Stelle erreicht ist, wo der Kompressionsraum der fluidischen Feder dicht abgeschlossen sein muß, damit anschließend bei dem zweiten Bewegungsteil der Abwärtsbewegung das Kompressionsvolumen komprimiert und damit die Federfunktion realisiert werden kann. Der Übergang von dem ersten Bewegungsteil zu dem zweiten Bewegungsteil geschieht aber gerade in einer Situation, in welcher der Federkolben seine größte Schwinggeschwindigkeit entwickelt hat. Daher müßte bei einer theoretisch optimalen Volumenstrom-Steuerung gerade kurz vor dem Übergang von dem ersten Bewegungsteil zu dem zweiten Bewegungsteil der periodische Wechselvolumenstrom seinen größten Wert annehmen, um gleich danach auf den Wert Null abzufallen. Diese Forderung ist mit realen Servoventilen insbesondere bei den hohen geforderten Frequenzen (von bis zu 100 Hz) nicht zu erfüllen. Vielmehr benötigt der gesteuerte Übergang von einem maximalen Volumenstrom zum Null-Volumenstrom eine gewisse Zeit, in welcher der Steuerungsquerschnitt des Servoventils verkleinert wird, wobei wegen des erreichten Maximums der Schwinggeschwindigkeit am Servoventil ein hoher Druck aufgebaut wird, der im Servoventil abgedrosselt wird und einen erheblichen Energieverlust darstellt. Die bei diesem Vorgang abgedrosselte Energie muß bei der Aufwärts-Schwingbewegung dem schwingenden System vom Erreger-Aktuator zusätzlich zu der sonst noch zuzuführenden Erregerenergie (= Nutzenergie und anderweitige systeminterne Verlustenergie) wieder zugeführt werden, was neben dem Energieverlust auch eine Vergrößerung des Geräteaufwandes bedeutet.

c) Ein weiterer unerwünschter Effekt ergibt sich bei der Benutzung eines gemeinsamen Fluidvolumens für den Erreger-Aktuator und für die fluidische Haupt-Systemfeder daraus, daß in der Schwingwegphase, in welcher der gemeinsame Zylinder als Erreger-Aktuator dienen muß, bei der dann notwendigen Druckbeaufschlagung des Fluidvolumens auch das Feder-Fluidvolumen mit komprimiert wird, wodurch sich in dem Feder-Fluidvolumen in unerwünschter Weise eine Federfunktion (Energiespeicherung) entwickelt und wodurch die sonst mögliche reine Krafterregung des Aktuators mit der Federfunktion der Haupt-Systemfeder verkoppelt wird. Diese Verkoppelung ist unerwünscht, weil sie u. a. eine zusätzliche und sich auch verändernde Phasenverschiebung zwischen Erregerkraft und Schwingbewegung verursacht. Außerdem wird durch die Komprimierung des Feder-Fluidvolumens das durch die Servoeinrichtung auszutauschende Wechselvolumen vergrößert, was bis zu 50% des sonst nur benötigten Wechselvolumens ausmachen kann und was bei nicht völlig vorgenommener

Entspannung des Erregerdruckes bei Erreichen der oberen Schwingwegamplitude bei dem anschließenden Volumenwechsel bei beginnender Abwärtsbewegung Drosselverluste verursacht.

[0014] Aus NL-A-8 004 985 ist eine Einrichtung zum Verdichten von körnigen Stoffen zu Formkörpern durch Einleiten von im wesentlichen harmonischen Vibrationskräften bekannt, bei der eine während des Verdichtens feststehende Form verwendet wird, in der eine obere und eine untere Preßplatte beweglich vorgesehen sind, zwischen denen der körnige Stoff angeordnet wird. Die untere Preßplatte ist hierbei über Federn bodenseitig abgestützt, die auch zur Einstellung der Vibrationsamplitude verwendet werden können. Die Federn stellen keine Speicher für die kinetische Energie der vibrierenden Masse dar, so daß dementsprechend auch keine Energierückgewinnung erfolgt (Dagegen wird die Vibration selbst nur durch den hydraulischen Druck zur Beaufschlagung von mit den Preßplatten verbundenen Kolben erzeugt).

[0015] Aus DE-A-37 24 199 ist eine Einrichtung zum Verdichten von körnigen Stoffen zu Formkörpern durch Stoßverdichtung bekannt, bei der auf einem über Federn gegenüber dem Untergrund isolierten, über Unwuchten angetriebenen Schwingtisch eine form angeordnet ist, über der ein hydraulisch und federbeaufschlagtes Deckgewicht in einem Rahmen angeordnet ist, wobei alle diese Teile mitschwingen.

[0016] Es ist die Aufgabe der Erfindung, für die betroffene Gattung von mit harmonischen Verdichtungskräften und mit dem Resonanzeffekt arbeitenden Verdichtungseinrichtungen die erwähnten unerwünschten Effekte zu vermeiden bzw. in ihrer Auswirkung zu verkleinern. Die Lösung der Aufgabe wird durch die beiden unabhängigen Ansprüche 1 und 2 beschrieben.

[0017] Es ist dabei vorgesehen: Eine Verdichtungseinrichtung zur Durchführung von Verdichtungsvorgängen an Formkörpern (108) aus kornförmigen Stoffen durch Einleitung von im wesentlichen harmonischen (sinusförmigen) Vibrationskräften in den zu verdichtenden Formkörper, mit einem schwingfähigen Masse-Feder-System (136) mit einer Haupt-Systemfeder (150, 970) mit einer oder mehreren Eigenfrequenzen und mit einer bezüglich ihrer Erregerfrequenz verstellbaren Erregeranordnung (144), durch welche das Masse-Feder-System zu erzwungenen Schwingungen erregbar ist, aus welchen Schwingungen die Vibrationskräfte abgeleitet sind, wobei die Verdichtungseinrichtung weiterhin umfaßt:

- eine mit einer Preßkraft beaufschlagbare Preßplatte (110),
- einen Schwingtisch (124),
- eine mit dem Schwingtisch wenigstens während der Verdichtungs vibration fest verbundene Form (106), in welcher Form der Formkörper zwischen der Preßplatte und dem Schwingtisch aufnehmbar ist,

- eine Steuerung (190) für die Steuerung oder Regelung der Erregereinrichtung,

und wobei der Schwingtisch Teil der schwingenden Masse des Masse-Feder-Systems ist, auf welchen Schwingtisch die Kraft der Haupt-Systemfeder und die durch einen der Erregereinrichtung zugehörigen Erreger-Aktuator erzeugte Erregerkraft einwirkend ist.

[0018] Gemäß Patentanspruch 1 ist die vorstehend definierte Verdichtungseinrichtung weiterhin dadurch gekennzeichnet, daß die Haupt-Systemfeder (150, 970) als eine hydraulische Feder mit einem kompressiblen Fluidvolumen (140, 906) ausgebildet ist, daß getrennt wirkende Organe für die Erzeugung der Erregerkraft (135, 980) und der Federkraft der Haupt-Systemfeder (150, 914) vorgesehen sind, und daß die Kraftflußwege für die Erregerkraft und die Federkraft wenigstens teilweise getrennt verlaufend sind.

[0019] Gemäß Patentanspruch 2 ist die vorstehend definierte Verdichtungseinrichtung weiterhin dadurch gekennzeichnet, daß die Haupt-Systemfeder als eine einzige mechanische Feder oder als eine aus mehreren mechanischen Einzelfedern zusammengesetzte resultierende Feder ausgebildet ist, daß getrennt wirkende Organe für die Erzeugung der Erregerkraft (135, 980) und der Federkraft der Haupt-Systemfeder vorgesehen sind, und daß die Kraftflußwege für die Erregerkraft und die Federkraft der Haupt-Systemfeder wenigstens teilweise getrennt verlaufend sind.

[0020] Weitere vorteilhafte Ausgestaltungen der Erfindung sind durch die Unteransprüche definiert.

[0021] Die Lösung der Aufgabe basiert auf der Erkenntnis, daß die auftretenden Probleme beim Stand der Technik durch die Entkoppelung sowohl der Erregerkräfte und der Federkräfte und zusätzlich durch die Trennung der Organe der Erregerfunktion und der Federfunktion beseitigt werden können. Dadurch bedingt, kann bei der vorliegenden Erfindung von der vom Stand der Technik aus gesehen einzig als möglich erscheinenden hydraulischen Ausführungsweise von Erreger und Feder abgewichen werden und es können vorteilhafterweise Erreger und Feder in beliebiger Kombination beide sowohl mechanisch als auch hydraulisch ausgeführt werden. Das daraus folgende Prinzip der Möglichkeit der Substituierung der hydraulischen Feder durch eine mechanische Feder (und umgekehrt) findet bereits in dem unabhängigen Patentanspruch 2 seinen Ausdruck und stellt auch die die beiden Ansprüche 1 und 2 verbindende Gemeinsamkeit dar.

[0022] Die hauptsächlichen Vorteile der erfindnerischen Lösung ergeben sich aus der Beseitigung oder Verminderung der nachteiligen Effekte beim Stand der Technik, wie sie vorstehend unter den Punkten a) bis c) beschrieben wurden: Es ergeben sich hohe Einsparungen an Erregerenergie und Geräteaufwand für die Erregereinrichtung. Die Steuerung der ganzen Erregereinrichtung wird durch die Entkoppelung von Federkräften und Erregerkräften vereinfacht, was schon allein

dadurch zum Ausdruck kommt, daß die Erzeugung der Erregerkraft sich nun über die ganze Doppelamplitude (= 2A in Fig. 9) erstrecken kann. Außerdem wird eine Überlagerung von Massenkraften des Masse-Feder-Systems und von Erregerkräften auf einem über die Haupt-Systemfeder führenden Kraftfluß-Weg nicht zugelassen. Vielmehr werden die Erregerkräfte auf einem besonderen Kraftfluß-Weg geführt, der zwischen dem Schwingtisch und dem Rahmen parallel zu dem über die Haupt-Systemfeder führenden Kraftfluß-Weg verläuft. Für die Lösung gemäß Patentanspruch 1 bedeutet dies, daß die Erregerkraft bei ihrer Erzeugung nicht gegen das kompressible Fluidvolumen der Haupt-Systemfeder abgestützt ist und für die Lösung gemäß Patentanspruch 2 bedeutet dies, daß die Erregerkraft bei ihrer Erzeugung nicht derart gegen die Haupt-Systemfeder abgestützt ist, daß durch die Einwirkung der Erregerkraft die durch die Haupt-Systemfeder speicherbare Energie vergrößert ist.

[0023] Bei der Anwendung eines hydraulischen Erreger-Aktuators ist in einer besonderen Ausgestaltung der Erfindung ein hydraulischer Wechselvolumen-Pump-Generator in unterschiedlichen Varianten vorgesehen. Hierbei werden die zur Erzeugung der Erregerkräfte benötigten "dynamischen hydraulischen Volumenströme" bzw. die auszutauschenden hydraulischen Wechselvolumina nicht dadurch erzeugt, daß man den von einer Druck-Quelle abgeleiteten Volumenstrom durch ein elektro-hydraulisches Steuerorgan oder einen Servomechanismus moduliert bzw. portioniert, sondern daß man einen hydraulischen Wechselvolumen-Pump-Generator als Teil der Erregereinrichtung benutzt. Bei den mit mechanischem Pumpkolbenantrieb versehenen Wechselvolumen-Pump-Generatoren sind die Beträge der auszutauschenden hydraulischen Wechselvolumina im wesentlichen unabhängig von dem in dem hydraulischen Erreger-Aktuator jeweils herrschenden Druck. Die von ihnen an ihrem Ausgang ausgestoßenen und wieder eingeführten Wechselvolumina werden durch Pumpenkolben (oder ganz allgemein gesprochen, durch die Verdrängerorgane von im Prinzip bekannten Verdrängerpumpen) erzeugt, wobei die Pumpenkolben (oder die Verdrängerorgane) mit vorgegebenen und vorzugsweise mit mechanischen Mitteln konstant haltbaren Hübten bewegt werden, wobei die Hübe mechanisch abgeleitet sind von rotierenden (elektrischen oder hydraulischen) Antriebsmotoren.

[0024] Die mögliche Konstanthaltung der Hübe während der Erregung des Masse-Feder-Systems schließt nicht aus, daß die Hübe der Hubkolben auch nach vorgegebener Weise veränderbar sind, oder daß die Wechselvolumina veränderlich sind durch Veränderung des Nutzhubes der Hubkolben, wie etwa bei einer bezüglich des Verdränger-Volumens regelbaren Axialkolbenpumpe. Die zur Erzeugung der Erregerkraft in das Fluidvolumen eingeführten Wechselvolumina können auch dadurch variiert werden, daß zwar der Hub des Wechselvolumen-Pump-Generators konstant gehaltenen

wird, daß jedoch nur ein Teil des einem Pump-Hubes entsprechenden Wechselvolumens in das Fluid-Volumen eingeführt wird. Als Beispiel für einen derartig zu bewerkstelligenden Regelvorgang wird auf die Veränderung des Nutzhubes der Hubkolben bei einer konventionellen Dieselmotor-Einspritzeinrichtung hingewiesen.

[0025] Die Pumpbewegungen der Pumpenkolben können je nach Art der Wechselvolumen-Pump-Generatoren unterschiedlich erzeugt werden, wofür die folgenden Beispiele stehen:

- Die Hübe der Pumpenkolben können erzeugt werden durch die Schwingbewegungen von Unwuchtvibratoren, bevorzugt von Richtvibratoren, wobei die Frequenz der Hübe durch die Drehzahl der Antriebsmotoren und die Weglänge der Hübe durch die bekannten Mittel zur Veränderung der Schwingamplituden der Vibratoren verändert werden kann.
- Die Hübe der Pumpenkolben können auch erzeugt und verändert werden, wie dies in hydraulischen Pumpen, z.B. in Radialpumpen oder Axialpumpen geschieht. Bei den jeweils etwas abzuwandelnden Pumpen müßte lediglich dafür gesorgt werden, daß das ausgestoßene Wechsel-Volumen bei dem Rückweg eines Pumpenkolbens auch wieder in den gewonnenen Hohlraum des Pumpenzylinders zurückfließen kann.

[0026] Die Größe der ausgetauschten Wechsel-Volumina bleibt konstant, weil die Hubwege des Wechselvolumen-Pump-Generators nicht rückwirkend durch den Einfluß des dynamischen Druckes des Erreger-Aktuators (bedingt durch die dynamischen Massenkkräfte) beeinflusst werden können. Gleichwohl kann aber der dynamische Druck des Erreger-Aktuators eine Rückwirkung auf den Wechselvolumen-Pump-Generator in der Art haben, daß der Pumpenkolben auf seinem Rückweg durch den dynamischen Druck angetrieben wird, wodurch die durchschnittliche Leistungsabgabe des Antriebsmotors des Wechselvolumen-Pump-Generators verringert wird. Wegen gerade dieses Rückwirk-Effektes bewirkt diese Ankoppelungsart für die Erregerenergie unter bestimmten Bedingungen auch eine automatische Synchronisierung von Erregerfrequenz und Schwingfrequenz des Masse-Feder-Systems bzw. eine automatische Synchronisierung der Phasenlage beider Arten von Schwingungen. Der Antriebsmotor des Wechselvolumen-Pump-Generators braucht dabei lediglich bezüglich seiner Drehfrequenz gesteuert oder geregelt zu werden. Eine etwaige Abweichung der Synchronführung der Phasenlage zwischen Drehfrequenz und Schwingfrequenz des Masse-Feder-Systems wird durch die Elastizität des elektrischen Feldes, insbesondere des Drehfeldes bzw. des Wanderfeldes eines Wechselstrommotors (Schlupf) kompensiert oder in seiner Auswirkung gemildert.

[0027] Um die Forderung nach einer schnellen An-

und Abschaltung des Erreger-Aktuators zu erfüllen, für den Fall, daß der Wechselvolumen-Pump-Generator nicht über eine geeignete Einrichtung zur Veränderung der Weglänge der Hübe (vorzugsweise bis auf den Wert Null) verfügt, ist gemäß der Erfindung zwischen dem Ausgang des Zylinderraumes des Wechselvolumen-Pump-Generators und dem Eingang des das Fluidvolumen des hydraulischen Erreger-Aktuators abschließenden Raumes ein schaltbares Organ vorgesehen, mit welchem zumindestens der Fluidvolumenaustausch eingeschränkt oder unterbrochen werden kann. Vorteilhafterweise soll mit dem gleichen Schaltvorgang auch ein Bypass-Weg schaltbar sein, über den die Wechsel-Volumina in ein anderes Behältnis umgeleitet werden können.

[0028] Die Erfindung wird nachfolgend anhand der Figuren 1 bis 10 näher erläutert. Figur 1 zeigt eine Verdichtungseinrichtung in einer allgemeinen Ausführung, wobei der unterhalb der Linie A-B gezeigte Teil in den Figuren 4 bis 8 in einer anderen, speziellen Ausführungsart dargestellt wird, so daß der in Fig. 1 unterhalb der Trennlinie A-B gezeigte Teil der Verdichtungseinrichtung durch die Teil-Darstellungen der Figuren 4 bis 8 ausgetauscht wird. Figur 2 illustriert eine erste Variante und Figur 3 eine zweite Variante eines Wechselvolumen-Pump-Generators, der in Fig. 1 als Rahmen 160 gekennzeichnet ist, welcher Rahmen in Fig. 1 und 9 einen Steuerungsteil symbolisiert, welcher zusammen mit dem Erreger-Aktuator die gesamte Erregereinrichtung bildet. Figur 9 zeigt eine weitere Variante einer Verdichtungseinrichtung, bei welcher der hydraulische Linear-motor des Erreger-Aktuators bezüglich des hydraulischen Zylinders der Haupt-Systemfeder coaxial angeordnet ist. Wie für die Figuren 2 bis 8 gilt auch für Fig. 9, daß die mit der Ziffer "1" beginnenden Bezugszeichen die gleichen Organe bzw. Merkmale darstellen wie in Fig. 1. In Fig. 10 ist in vergrößertem Maßstab ein in Fig. 9 mit Q gekennzeichnetes Detail zusammen mit einer angeschlossenen hydraulischen Schaltung wiedergegeben.

[0029] In Fig. 1 ist mit 100 der Rahmen der Verdichtungseinrichtung gekennzeichnet, welcher Kräfte unterschiedlicher Art zu übertragen hat und welcher über als Schwingungsisolatoren dienende Federn 102 gegen den Boden 104 abgestützt ist. In einem oben und unten offenen Formkasten 106 befindet sich der zu verdichtende Formkörper 108, auf dessen Oberseite die Preßplatte 110 der Preßeinrichtung 112 aufliegt. Die Unterseiten des Formkastens und des Formkörpers liegen auf einer Grundplatte bzw. Transportplatte 122 auf, welche ihrerseits auf dem Schwingtisch 124 aufliegt. Zwei Festspanneinrichtungen 126 mit in Richtung des Doppelpfeiles 132 zum Zwecke des Festspannens und des LöSENS bewegbaren Spannelementen 130 sind vorgesehen, um einen Austausch der Grundplatte und/oder des Formkastens zu ermöglichen. Wenigstens während des Verdichtungsvorganges sind der Formkasten 106 und die Grundplatte 122 gegen den Schwingtisch 124

festgespannt, so daß sie mit diesem eine körperliche Einheit bilden.

[0030] Die hydraulische Preßeinrichtung 112 besteht aus einem Zylinder 114, einem Kolben 116 und einer Preß-Antriebseinrichtung 118, die über eine hydraulische Leitung 120 mit dem Druckfluid des Zylinders und über eine Leitung 192 mit der zentralen Steuerung 190 verbunden ist. Die Preßeinrichtung stützt die über die Preßplatte 110 übertragenen Kräfte gegen den Rahmen ab. Die Preß-Antriebseinrichtung 118 kann auch derart ausgebildet sein, daß sie an eine Druckquelle angeschlossen ist, welche bei unterschiedlich abgegebenen oder aufgenommenen Volumenströmen einen vorgebbaren Druck konstant hält.

[0031] Der Schwingtisch 124 gehört zusammen mit anderen, mit ihm synchron bewegten Bauteilen, zu welchen hauptsächlich Formkasten 106, Festspanneinrichtung 126, Grundplatte 122, und Schwingkolben 134 gehören, zu einem Schwingmassen-System 136, welches die Masse eines schwingfähigen Masse-Feder-Systems darstellt. Die bei der Durchführung der Schwingungen des Masse-Feder-Systems erzeugten dynamischen Massenkräfte werden über die Haupt-Systemfeder 150 gegen den Rahmen abgestützt. Die Haupt-Systemfeder des Masse-Feder-Systems stellt gleichzeitig einen Energiewandler und Energiespeicher dar, da sie laufend die kinetische Energie des Schwingmassen-System 136 in Federenergie umsetzt (und umgekehrt). Im Falle der Fig. 1 ist die Haupt-Systemfeder 150 durch ein Druckfluid-Volumen 140 von einer bestimmten Größe V_0 verkörpert, wobei wenigstens ein Teil des Druckfluid-Volumens zwischen dem Schwingkolben 134 und den Wandungen des Zylinders 138 eingespannt ist. Die dynamischen Massenkräfte werden über den Zylinder 138 gegen den Rahmen 100 abgestützt.

[0032] Das Schwingmassen-System 136 kann zwecks Durchführung des mit Anwendung einer Vibration durchzuführenden Verdichtungs Vorganges zur Erzeugung von Schwingbewegungen 152 gezwungen werden. Die Kräfte zur Durchführung der Schwingbewegungen werden erzeugt von einem Bewegungserzeugungssystem 142 (welches prinzipiell sehr unterschiedlich ausgestaltet sein kann). Letzteres besteht zumindestens aus den beiden Bestandteilen Haupt-Systemfeder 150, welche die Erzeugung der Hauptkräfte übernimmt und der Erregereinrichtung 144 für die Zuführung der Antriebs-Energie für Erregung und Aufrechterhaltung der Schwingungen und für die Verdichtungsarbeit. Die Erregereinrichtung selbst umfaßt den (in Fig. 1 durch ein Rechteck 135 ganz allgemein dargestellten) Erreger-Aktuator zur Erzeugung der Erregerkräfte und die Erreger-Steuerung 160 zur Energieversorgung und Energiesteuerung des Erreger-Aktuators. Die Erreger-Steuerung 160 ist schematisch durch einen Rahmen angedeutet, welcher stellvertretend für unterschiedliche Ausführungsformen steht. Die Anschlußstelle 196 in der Leitung 194 von der zentralen Steuerung 190 zur Erreger-Steuerung 160 und die An-

schlußstelle 162 in der Wirkverbindung zwischen der Erreger-Steuerung 160 und dem Erreger-Aktuator 135 sollen die Austauschbarkeit des Funktionsträgers Erreger-Steuerung 160 noch zusätzlich verdeutlichen.

[0033] Der Erreger-Aktuator 135 ist derart angeordnet, daß er die Erregerkräfte mit einem beweglichen Teil gegen ein Bauteil des Schwingmassensystems 136, bevorzugterweise gegen den Schwingtisch 124, und mit einem festen Teil gegen den Rahmen 100 abstützt (der bewegliche Teil und der feste Teil sind in Fig. 1 nicht dargestellt). Es ist ersichtlich, daß die Kraftflußwege der Haupt-Systemfeder 150 und des Erreger-Aktuators 135 zumindestens teilweise getrenntverlaufen, so daß es zu einer unmittelbaren Verkoppelung der Federkräfte und der Erregerkräfte wie bei dem benannten Stand der Technik nicht kommen kann. Auch ist erkennbar, daß die Erregerkraft bei ihrer Erzeugung nicht gegen das kompressible Fluidvolumen 140 der Haupt-Systemfeder 150 abstützt ist. Daß die Funktionsträger Haupt-Systemfeder und Erreger-Aktuator mit absolut unterschiedlichen Mitteln realisiert sein können, zeigen die Teil-Darstellungen der Figuren 4 bis 8.

[0034] Der Erreger-Aktuator 135 funktioniert derart, daß ihm im Takte der durch die Erreger-Steuerung 160 vorgegebenen Frequenz Energie-Portionen zugeführt werden, was durch die Wirkverbindung 164 symbolisch dargestellt ist. Für den Fall, daß der Erreger-Aktuator ein hydraulischer Aktuator ist, z.B. ein hydraulischer Linearmotor, erfolgt über die dann als hydraulische Leitung zu deutende Wirkverbindung 164 ein dynamischer Austausch von Wechsel-Volumina mit der vorgegebenen Frequenz zwischen dem Erreger-Aktuator und einem in der Erreger-Steuerung 160 vorhandenen Wechselvolumen-Pump-Generator. Als Wechselvolumen-Pump-Generatoren kommen drei unterschiedliche Arten in Frage, von denen zwei anhand der Figuren 2 und 3 erläutert werden. (Bei der dritten Variante wird der Erreger-Aktuator mit einem elektrischen Linearmotor betrieben, der ähnlich arbeitet wie der unter Fig. 7 beschriebene).

[0035] Im Idealfalle sind die periodischen Erregerkräfte wenigstens annähernd als harmonische Erregerkräfte ausgebildet sind. Dies gelingt am einfachsten unter Benutzung von Wechselvolumen-Pump-Generatoren unter Miteinbeziehung eines Unwuchtvibrators oder mit der Arbeitsweise einer Hydraulik-Verdrängerpumpe. Im Prinzip kann das Masse-Feder-System innerhalb bestimmter Grenzen zu harmonischen Schwingungen mit beliebigen Frequenzen und beliebigen Schwingwegamplituden erregt werden. Dies gilt auch für den Fall der durchzuführenden Verdichtungs-Vibration, wobei die Schwingungen des Masse-Feder-Systems dabei noch beeinflußt werden durch die Komponenten der Preßeinrichtung 112 und durch den Formkörper 108 selbst, z. B. durch dessen Federkraft. Jedenfalls ist das Masse-Feder-System mit seiner Erregereinrichtung 144 derart ausgelegt, daß es auch unter der Belastung durch die Preßeinrichtung mit einer über den Formkörper geleite-

ten vorgegebenen Preßkraft weit außerhalb der Resonanzfrequenz f_0 , jedoch auch in der Resonanzfrequenz f_0 oder in der Nähe von f_0 (oberhalb und unterhalb) betrieben werden kann. Wie bekannt ist, zeichnet sich der Resonanzbetrieb unter anderem auch dadurch aus, daß hierbei sehr hohe Beschleunigungen des Schwingtischen erreicht werden, die gerade bei der hier vorgesehenen Verdichtung mit harmonischen Vibrationskräften erforderlich sind, und wobei im Resonanzbetrieb gleichzeitig relativ niedrige Erregerkräfte erzeugt werden müssen.

[0036] Für den Fall, daß die Verdichtungseinrichtung Bestandteil einer Betonsteinmaschine ist (wobei die verdichteten Formkörper später zu Betonsteinen aushärten), besteht der Formkörper vor seiner Verdichtung aus einem Formstoff aus lose zusammen haftenden körnigen Bestandteilen, wie z.B. feuchtem Betonmörtel. Nach beendeter Verdichtung wird der Formkörper in an sich bekannter Weise aus dem Formkasten gestoßen und wegtransportiert und der leere Formkasten wird in ebenfalls bekannter Weise erneut mit unverdichtetem Formstoff gefüllt. An dem Vorgang des Wechsels des Formkasteninhalts ist auch die Preßeinrichtung 112 in an sich bekannter Weise beteiligt, indem dabei der Kolben 116 zusammen mit der Preßplatte 110 eine auf- und abwärts führende Hubbewegung durchzuführen imstande ist. Das Verdichtungsverfahren beginnt nach der Füllung des Formkastens 106 mit Formstoff damit, daß die durch die Preßeinrichtung nach unten bewegte Preßplatte 110 auf der Oberseite des Formstoffes aufsetzt. Von diesem Augenblick der Hubbewegung der Preßplatte 110 an fährt dieselbe unter Ausübung eines vorgebbaren Preßdruckes auf den entstehenden Formkörper bei zunehmender Verdichtung desselben weiter nach unten. Mit Beginn der durch die Preßplatte 110 bewirkten Verdichtung oder zu einem beliebigen anderen Zeitpunkt beginnend oder endend, wird die Verdichtung ausgeführt durch ein gemeinsames Einwirken von Preßdruck und Vibration auf den Formkörper.

[0037] Eine besonders wirksame Verdichtung kann herbeigeführt werden, wenn die Vibration mit der Resonanzfrequenz oder in der Nähe der Resonanzfrequenz f_0 durchgeführt wird. Aus diesem Grund ist während des Verdichtungs Vorganges ein Verfahrensablauf vorgesehen, währenddessen wenigstens einmal die Resonanzfrequenz f_0 angenähert oder erreicht oder überfahren wird. Da oftmals unterschiedliche Bestandteile der Formmasse mit ihren unterschiedlichen Verhaltensweisen während der Verdichtung unterschiedliche zu ihnen passende Vibrationsfrequenzen erfordern, ist es auch vorgesehen, während des Verdichtungs Vorganges die Vibrationsfrequenz, und mit ihr gegebenenfalls auch die Schwingweg-Amplitude zu verändern. Mit dem Verdichtungs-Fortschritt soll optimalerweise auch die Preßkraft apßbar sein. Um einen wiederholbaren zeitlichen Verlauf der Parameter einhalten zu können, ist daher vorgesehen, die Größe wenigstens eines der Parameter Frequenz, Schwingweg-Amplitude oder Preßkraft nach

einer vorgegebenen Zeitfunktion variieren zu lassen. In einer weiteren Ausbildung der Erfindung ist vorgesehen, anstelle der einen, hauptsächlich durch die Federrate des Druckfluid-Volumens 140 definierten Resonanzstelle, eine weitere oder mehrere Resonanzstellen durch Veränderung der Federrate zu schaffen. Diese Forderung kann dadurch erfüllt werden, daß die bestimmte Größe V_0 des Druckfluid-Volumens 140 gebildet wird durch mehrere voneinander durch schaltbare Sperrventile abtrennbare Unter-Volumina. Bei einer gewünschten Veränderung der Federrate müssen dann lediglich die entsprechenden Sperrventile geöffnet oder geschlossen werden. Es kann auch eine kontinuierliche Veränderung der Federrate dadurch vorgesehen werden, daß ein Teil des Druckfluid-Volumens 140 gebildet wird durch einen Zylinder, dessen Zylinderraum durch einen in dem Zylinder nach vorgegebener Weise verschieblichen Kolben verändert wird. Zwecks Veränderung der Resonanzfrequenz ist es auch möglich, die Schwingmasse (bei stillstehendem Vibrator) zu verändern. Dies kann dadurch geschehen, daß Zusatzmassen automatisch an- und abgekoppelt werden (nicht zeichnerisch dargestellt).

[0038] Die Vibration muß an- und abschaltbar sein, z. B. beim Wechsel des Formkasteninhalts. Das An- und Abschalten der Vibration muß im Sinne einer hohen Produktivität der gesamten Produktionsanlage sehr schnell durchgeführt werden können. Um diese Forderung zu erfüllen, sind Maßnahmen vorgesehen, die anhand weiterer Figuren später beschrieben werden.

[0039] Für die Übertragung der Kraftflüsse könnte natürlich auch der Boden 104 mit einbezogen werden, wie dies in Fig. 9 gezeigt wird. Zwecks Vermeidung von Vibrationen im Boden ist für Fig. 1 jedoch vorgesehen, die Kraftflüsse vor allem der dynamischen Massenkräfte komplett durch den Rahmen 100 fließen zu lassen und die Vibrationen des Rahmens durch Federn 102 gegen den Boden zu isolieren. Es ist noch anzumerken, daß die Kolben 116 und 134 in Fig. 1, wie auch andere Kolben in den anderen Figuren als doppelwirkende Kolben ausgebildet sein können.

[0040] In Figur 2 ist in schematisierter Form eine Erreger-Steuerung 200 mit einem Wechselvolumen-Pump-Generator unter Miteinbeziehung eines Unwuchtvibrators 240 gezeigt. Über zwei Anschlußstellen 162 und 196 ist die ganze Erreger-Steuerung an eine Verdichtungseinrichtung gemäß der Fig. 1 an den dort ebenfalls vorhandenen Anschlußstellen 162 und 196 anschließbar, wobei die Erreger-Steuerung 200 die in Fig. 1 durch den Rahmen 160 symbolisierte Erreger-Steuerung ersetzt. Zwei Unwuchten 204 sind von ihren Antriebsmotoren 202 zum gegenläufig synchronen Umlauf gezwungen und versetzen damit die Grundplatte 208 des gemeinsamen Gestells in eine gerichtete Schwingung, die durch den Doppelpfeil 206 angedeutet ist. Die Grundplatte 208 ist außerdem noch in einer nicht zeichnerisch dargestellten Weise über Federn gegen das Zylindergehäuse 214 weich abgestützt. An der

Grundplatte 208 sind zwei Pumpenkolben 210 befestigt, welche mit zwei Zylinderräumen 216 des Zylindergehäuses 214 zusammenarbeiten. Die Zylinderräume sind untereinander durch eine Verbindungsleitung 220 verbunden und nach außen über eine Leitung 222 unter Miteinbeziehung des Gerätes 226 an die Anschlußstelle 162 angeschlossen. Durch die Schwingbewegung der Pumpenkolben 210 wird das unter einem Vorspanndruck stehende Druckfluid-Volumen 218 gezwungen, bei jedem Abwärtshub unter erhöhtem Druck ein Austausch-Volumen von vorgegebener Größe über die Anschlußstelle 162 an das Druckfluid-Volumen des in diesem Falle hydraulisch arbeitenden Erreger-Aktuators 135 in Fig. 1 abzugeben und bei jedem Aufwärtshub auch wieder ein von dem Druckfluid-Volumen des Erreger-Aktuators abgegebenes Austausch-Volumen aufzunehmen. Mit jedem bei einem Abwärtshub ausgetauschten Austausch-Volumen kann damit eine ganz bestimmte Erregerenergie-Portion an das Masse-Feder-System der Fig. 1 abgegeben werden.

[0041] Die Antriebsmotoren 202 werden von einem Steuergerät 230 beaufschlagt, mit welchem z.B. die Drehfrequenz derart beeinflusst werden kann, daß sie der Resonanzfrequenz f_0 der Verdichtungseinrichtung der Fig. 1 entspricht. Das Steuergerät 230 ist andererseits auch über die Anschlußstelle 196 mit der zentralen Steuerung 190 verbunden. Die Größe des mit dem hydraulisch betriebenen Erreger-Aktuator 135 in Fig. 1 auszutauschenden Austausch-Volumens muß aus unterschiedlichen Gründen variiert werden können, wobei auch die Möglichkeit eingeschlossen sein muß, den Volumenaustausch, und damit die Schwingbewegung der Verdichtungseinrichtung gänzlich zu unterbinden. Für diese Aufgabe sind gemäß der Erfindung unterschiedliche Lösungen vorgesehen. Zum einen kann die Schwingamplitude des Vibrators mit an sich bekannten und hier nicht weiter zu beschreibenden Mitteln zwischen dem Wert Null und dem maximalen Wert variiert werden. Zum anderen besteht die Möglichkeit, den Fluidvolumen-Austausch zwischen dem Druckfluid-Volumen 218 und dem Erreger-Aktuator 135 einzuschränken oder zu unterbrechen. Die gerätemäßige Ausrüstung für die letztgenannten Maßnahmen soll durch ein Gerät 226 und dessen steuerungsmäßige Anbindung über die Anschlußstelle 196 an die zentrale Steuerung 190 angedeutet sein.

[0042] In Figur 3 ist in schematisierter Form eine Erreger-Steuerung 300 mit einer hydraulischen Pumpe als Wechselvolumen-Pump-Generator dargestellt. Über zwei Anschlußstellen 162 und 196 ist die ganze Erreger-Steuerung an eine Verdichtungseinrichtung gemäß der Fig. 1 an den dort ebenfalls vorhandenen Anschlußstellen 162 und 196 anschließbar, wobei die Erreger-Steuerung 300 die in Fig. 1 durch den Rahmen 160 symbolisierte Erreger-Steuerung ersetzt. In einem Pumpengehäuse 302 ist eine kreisförmige Kurvenscheibe 310 um eine in dem Pumpengehäuse drehbar gelagerte Welle 304 rotierend durch einen Antriebsmotor M antreibbar,

was durch den Pfeil 308 symbolisiert ist. Die Drehachse der Kurvenscheibe ist um eine Exzenterstrecke 306 außerhalb der Mitte des Kurvenkreises angeordnet. Bei einer Rotation der Kurvenscheibe wird ein Pumpkolben 320 zur Durchführung von Oszillationsbewegungen in dem Zylinderraum 322 gezwungen, was durch den Doppelpfeil 324 symbolisiert ist. Als Folge der Oszillationsbewegungen des Pumpenkolbens 320 wird das unter einem Vorspanndruck stehende Druckfluid-Volumen 326 gezwungen, bei jedem Verdrängungshub unter erhöhtem Druck ein Austausch-Volumen von vorgegebener Größe über die Anschlußstelle 162 an das Druckfluid-Volumen des in Fig. 1 als hydraulisch betrieben angenommenen Erreger-Aktuators 135 abzugeben und bei jedem Rückhub auch wieder ein von dem Druckfluid-Volumen des Erreger-Aktuators abgegebenes Austausch-Volumen aufzunehmen. Mit jedem bei einem Verdrängungshub ausgetauschten Austausch-Volumen kann damit eine ganz bestimmte Erregerenergie-Portion an das Masse-Feder-System der Fig. 1 abgegeben werden.

[0043] Der Antriebsmotor M wird von einem Steuergerät 330 beaufschlagt, mit welchem z.B. die Drehfrequenz der Kurvenscheibe 310 derart beeinflusst werden kann, daß sie der Resonanzfrequenz f_0 der Verdichtungseinrichtung der Fig. 1 entspricht. Das Steuergerät 330 ist andererseits auch über die Anschlußstelle 196 mit der zentralen Steuerung 190 verbunden. Um auch in diesem Falle die Größe des mit dem Druckfluid-Volumen des Erreger-Aktuators in Fig. 1 auszutauschenden Austausch-Volumens verändern zu können, sind in der Erreger-Steuerung 300 zwei entsprechende Möglichkeiten vorgesehen. Bei der einen Lösung kann der Hub des Pumpenkolbens 324 dadurch verändert werden, daß die Exzenterstrecke 306 verändert wird (bis auf den Wert Null möglich). Die andere Lösung arbeitet ähnlich wie die bezüglich der Fig. 2 beschriebene Lösung, bei welcher der Fluidvolumen-Austausch zwischen dem Druckfluid-Volumen 326 und dem Druckfluid-Volumen des Erreger-Aktuators eingeschränkt oder unterbrochen werden kann. Dabei kommt dem Gerät 340 die gleiche Aufgabe zu wie dem Gerät 226 in Fig. 2.

[0044] Figur 4 zeigt eine Variante einer Verdichtungseinrichtung gemäß Figur 1 mit dem Schwingtisch 124, in welcher Variante der Erreger-Aktuator 480 zur Erzeugung der Erregerkräfte und die Haupt-Systemfeder 470 im Vergleich zu einer Verdichtungseinrichtung gemäß Fig. 1 mit einem hydraulischen Erreger-Aktuator andersartig ausgebildet sind. In Fig. 4 wird die Haupt-Systemfeder 470 durch die einzelnen Federn zweier gleichgroßer Druckfluid-Volumina 478 verkörpert, welche jeweils zwischen einem eigenen Schwingkolben 474 und Zylinder 476 eingeschlossen sind. Der Erreger-Aktuator 480 wird gebildet durch den Aktuator-Kolben 482, welcher mittels des Kolbenhalters 484 am Schwingtisch 124 befestigt ist, durch den Aktuator-Zylinder 486 und durch das Aktuator-Druckfluid-Volumen 488, welches mittels der Wirkverbindung 164 mit der Er-

reger-Steuerung 160 verbunden ist. Wie bereits für Fig. 1 beschrieben, sollen auch bei Fig. 4 als Erreger-Steuerungen (anstelle des symbolischen Rahmens 160 zwischen den Anschlußstellen 162 und 196 austauschbar) Wechselvolumen-Pump-Generatoren wie z.B. die durch die Figuren 2 und 3 beschriebenen zum Einsatz gelangen können. Wie bei der Verdichtungseinrichtung in Fig. 1 geschieht in Fig. 4 die Übertragung der Erregerkräfte derart, daß sie zwischen Schwingtisch 124 und Rahmen 100 auf einem besonderen Kraftfluß-Weg geführt werden, welcher parallel zu den über die einzelnen Federn (478) führenden Kraftfluß-Wegen verläuft. Durch diese Maßnahme bedingt, kann es nicht zu einer Verkoppelung von Erregerkräften und dynamischen Massenkräften in ein und demselben Druckfluid-Volumen kommen.

[0045] Figur 5 zeigt eine Variante einer Verdichtungseinrichtung gemäß Figur 1 mit dem Schwingtisch 124, in welcher Variante der Erreger-Aktuator 580 zur Erzeugung der Erregerkräfte und die Haupt-Systemfeder 570 im Vergleich zu Fig. 1 andersartig ausgebildet sind. In Fig. 5 wird die Haupt-Systemfeder 570 durch zwei gleichgroße Druckfluid-Volumina 578 verkörpert, welche jeweils zwischen einem eigenen Schwingkolben 574 und Zylinder 576 eingeschlossen sind. Der Erreger-Aktuator 580 wird gebildet durch einen in seiner Amplitude verstellbaren Richtvibrator 584, welcher ohne eine kraftübertragende Verbindung zum Rahmen 100 direkt an dem Schwingtisch 124 befestigt ist. Die Ansteuerung der beiden Antriebsmotoren 582, über welche auch die Drehzahl gesteuert werden kann, erfolgt über die Wirkverbindung 164 durch die Erreger-Steuerung 160. Für die Übertragung der Erregerkräfte auf einem eigenen Kraftfluß-Weg gilt etwas Ähnliches, wie in der Beschreibung zu Figur 4 beschrieben.

[0046] Figur 6 zeigt eine Variante einer Verdichtungseinrichtung gemäß Figur 1 mit dem Schwingtisch 124, in welcher Variante der Erreger-Aktuator 680 zur Erzeugung der Erregerkräfte und die Haupt-Systemfeder 670 im Vergleich zu Fig. 1 andersartig ausgebildet sind. In Fig. 6 wird die Haupt-Systemfeder 670 durch zwei gleichgroße Druckfluid-Volumina 678 verkörpert, welche jeweils zwischen einem eigenen Schwingkolben 674 und Zylinder 676 eingeschlossen sind. Der Erreger-Aktuator 680 umfaßt zum einen einen Richtvibrator 681, welcher über Federn 682 weich gegen den Rahmen 100 abgestützt ist. Die Ansteuerung der beiden Antriebsmotoren 683, über welche auch die Drehzahl gesteuert werden kann, erfolgt über die Wirkverbindung 164 durch die Erreger-Steuerung 160. Der Richtvibrator 681 muß in diesem Falle nicht bezüglich seiner Schwingamplitude verstellbar sein und kann ständig in Schwingung bleiben. Das An- und Abschalten der vom Richtvibrator erzeugten Erregerkräfte an den Schwingtisch 124 und die Steuerung der Größe der bei jeder Schwingbewegung des Richtvibrators zu übertragenden Erreger-Energie-Portionen erfolgt mittels einer ebenfalls noch zum Erreger-Aktuator zugehörigen hydraulisch betriebene Kup-

pel-Einrichtung 684 in Verbindung mit einem hydraulischen Schaltorgan 685, welches letzteres über die Leitung 686 von der zentralen Steuerung 190 angesteuert wird.

[0047] Die hydraulische Kuppel-Einrichtung 684 umfaßt einen doppeltwirkenden Kolben 687, der durch die Schwingbewegungen des Richtvibrators, an dem er befestigt ist, im Zylinderraum des Zylinders 688 auf und ab verschieblich ist. Während der Schwingung des Richtvibrators 681 werden Wechsel-Volumina, welche Teile der Druckfluid-Volumina der beiden durch den Kolben abgetrennten Zylinderräumen 672 und 673 sind, mit dem hydraulischen Schaltorgan 685 ausgetauscht. Das hydraulische Schaltorgan 685 kann in verschiedenen Versionen betrieben werden: In einer ersten Betriebsweise stellt es für die auszutauschenden Wechsel-Volumina einen Kurzschlußweg her, so daß bei der Auf- und Abwärtsbewegung des Kolbens 687 praktisch keine Erregerkräfte von dem Richtvibrator auf den Schwingtisch übertragen werden. In einer zweiten Betriebsweise stellt das hydraulische Schaltorgan 685 einen (vorzugsweise kontinuierlich verstellbaren) verengten Kurzschlußweg mit einer vorgebbaren Drosselwirkung zur Verfügung. Durch die Drosselung der Volumenströme der auszutauschenden Wechsel-Volumina werden die übertragbaren Amplituden der Schwingbewegung des Richtvibrators und die übertragbaren Erregerkräfte bzw. die übertragbaren Erreger-Energie-Portionen in vorgebbarer Weise reduziert. In einer dritten Betriebsweise ist der Kurzschlußweg komplett gesperrt, was zur Folge hat, daß die Schwingbewegungen bzw. die Erregerkräfte des Richtvibrators mit voller Amplitude bzw. in maximaler Größe auf den Schwingtisch 124 übertragen werden. Für die Übertragung der Erregerkräfte auf einem eigenen Kraftfluß-Weg gilt etwas Ähnliches, wie in der Beschreibung zu Figur 4 beschrieben.

[0048] In Figur 7 wird eine Variante einer Verdichtungseinrichtung gemäß Figur 1 mit dem Schwingtisch 124 gezeigt, in welcher der Erreger-Aktuator 780 zur Erzeugung der Erregerkräfte und die Haupt-Systemfeder 770 im Vergleich zu Fig. 1 andersartig ausgebildet sind. In Fig. 7 wird die Haupt-Systemfeder 770 durch zwei gleichgroße Druckfluid-Volumina 778 verkörpert, welche jeweils zwischen einem eigenen Schwingkolben 774 und Zylinder 776 eingeschlossen sind. Der Erreger-Aktuator 780 ist ein elektrischer Linearmotor, bestehend aus einem beweglichen Teil 782 und einem stationären Teil 783. Die Erregerkräfte werden in einem Luftspalt 784 durch magnetische Wechselfelder erzeugt und stützen sich einerseits gegen den Schwingtisch 124 und andererseits gegen den Rahmen 100 ab. Die Größe der Erregerkräfte, die Hubamplitude des beweglichen Teiles und die Erregerfrequenz werden durch die Erregersteuerung 160 bestimmt, die mit dem Linearmotor über die Wirkverbindung 164 verbunden ist. Für die Übertragung der Erregerkräfte auf einem eigenen Kraftfluß-Weg gilt etwas Ähnliches, wie in der Beschreibung zu Figur 4 beschrieben. Bei einem elektrischen Linearmotor kann auch als Vorteil in Anspruch genommen

werden, daß damit eine direkte Umwandlung von elektrischer Energie in Erregerenergie vorgenommen werden kann.

[0049] Figur 8 zeigt eine Variante einer Verdichtungseinrichtung gemäß Figur 1 mit dem Schwingtisch 124, in welcher Variante der Erreger-Aktuator 880 zur Erzeugung der Erregerkräfte und die Haupt-Systemfeder 870 im Vergleich zu Fig. 1 andersartig ausgebildet sind. In Fig. 8 wird die Haupt-Systemfeder 870 durch zwei gleichgroße Druckfluid-Volumina 878 verkörpert, welche jeweils zwischen einem eigenen Schwingkolben 874 und Zylinder 876 eingeschlossen sind. Der Erreger-Aktuator 880 ist ein hydraulischer Linearmotor, bestehend aus einem als Kolben ausgebildeten beweglichen Teil 882 und einem als Zylinder ausgebildeten stationären Teil 883. Die Erregerkräfte werden in dem Druckfluid-Volumen 884 erzeugt durch den Austausch von dynamischen hydraulischen Wechsel-Volumina über die Wirkverbindung 164 mit der Erregersteuerung 160. Die Erregersteuerung 160 enthält in diesem Falle einen elektrohydraulischen Servomechanismus, welcher nach Maßgabe der von der zentralen Steuerung 190 erhaltenen Steuerungsinformationen dynamisch hydraulische Wechsel-Volumina mit vorgebbarer Frequenz und Größe und mit vorgebbaren Erreger-Energie-Portionen erzeugt. Die Erregerkräfte stützen sich einerseits gegen den Schwingtisch 124 und andererseits gegen den Rahmen 100 ab. Für die Übertragung der Erregerkräfte auf einem eigenen Kraftfluß-Weg gilt etwas Ähnliches, wie in der Beschreibung zu Figur 4 beschrieben. In Fig. 9 wird eine Variante einer Verdichtungseinrichtung gezeigt, welche ähnlich wie die Varianten gemäß den Figuren 4 und 8 mit einer hydraulischen Feder und mit einem hydraulischen Erreger arbeitet. Der Aufbau der ganzen Verdichtungseinrichtung ist ähnlich dem der Fig. 1. Die mit der Ziffer 1 beginnenden Bezugszeichen kennzeichnen daher die gleichen Merkmale mit den ihnen zugeordneten Funktionen wie in Fig. 1. Die im Vergleich zu Fig. 1 andersartigen Merkmale, die mit der Ziffer 9 beginnen, sind alle unterhalb des Schwingtisches 124 angeordnet. Der Kraftfluß aller beteiligten Kräfte geht über das Zylinderteil 902. Das Zylinderteil ist ebenso wie der nach unten offene Rahmen 100 fest mit dem Fundament 904 verbunden ist. Das Fundament kann in diesem Falle wie ein Teil des Rahmens 100 betrachtet werden und ist ebenfalls Träger der Kraftflußwege aller beteiligten Verdichtungskräfte.

[0050] Das Zylinderteil 902 enthält Zylinderräume bzw. Fluidvolumina für zwei unterschiedliche hydraulische Linearmotoren: Das kompressible Fluidvolumen 906 stellt den energiespeichernden Teil der Haupt-Systemfeder 970 dar und ist mit seinem Kompressionsmodul maßgebend für die Resonanzfrequenz des Masse-Feder-Systems mit dem Schwingmassen-System 136, zu dem auch der Schwingkolben 908 gehört. Das Fluidvolumen 906 bildet zusammen mit dem Schwingkolben 908 die Haupt-Systemfeder 970. Das Aktuator-Fluidvolumen 914 bildet zusammen mit dem Aktuator-Kolben

916 und dem Zylinderteil 902 den hydraulischen Linearmotor des Erreger-Aktuators 980, mit welchem Linearmotor die Erregerkräfte erzeugt werden, mit denen Frequenz und Amplitude der Verdichtungs-Vibration bestimmt werden. Der Schwingkolben ist fest mit dem Schwingtisch 124 und der Aktuator-Kolben ist fest mit dem Schwingkolben verbunden. Das Fluidvolumen 906 und das Aktuator-Fluidvolumen 914 könnten auch vertauscht sein.

[0051] Der Erreger-Aktuator 980 ist mittels der Wirkverbindung 164 mit der Erreger-Steuerung 160 verbunden ist. Die Erregersteuerung (anstelle des symbolischen Rahmens 160 zwischen den Anschlußstellen 162 und 196 austauschbar) kann als ein Wechsel-Volumen-Pumpgenerator ausgeführt sein; sie kann aber auch einen elektro-hydraulischen Servomechanismus enthalten, welcher einerseits an eine Druckquelle (vorzugsweise mit im wesentlichen konstantem Druck) angeschlossen ist und andererseits dynamisch hydraulische Wechsel-Volumina mit vorgebbarer Frequenz und Größe und mit vorgebbaren Erregerenergie-Portionen mit dem Linearmotor austauscht.

[0052] Der Schwingtisch 124 bzw. der Schwingkolben soll in einer mit einem variablen oder konstanten Wert vorgebbaren durchschnittlichen Höhenlage gehalten werden, wie sie durch das Maß "Z" symbolisiert ist. Bei der Durchführung von Schwingbewegungen kann die durchschnittliche Höhenlage beispielsweise definiert sein durch jene Schwingweg-Bezugslage, bei der die Schwinggeschwindigkeit ihren maximalen Wert und die Schwingbeschleunigung den Wert Null hat. Auf diese Schwingweg-Bezugslage bezogen, können Schwingwegsamplituden +A und -A (verbunden mit positiven und negativen Schwingbeschleunigungen) definiert werden, wobei in Abhängigkeit von diversen Parametern die Schwingwegsamplituden +A und -A bemerkenswert unterschiedliche Werte haben können. Zumindestens bei der Durchführung von Schwingbewegungen im Resonanzbetrieb soll bei einer negativen Schwingwegamplitude -A das Fluidvolumen 906 um etwa den Betrag -A komprimiert werden.

[0053] Bei der Durchführung einer Schwingbewegung in positiver Richtung (in Richtung der Schwingwegsamplitude +A) kann es passieren, daß bei Erreichen eines Kompressionsbetrages = Null des Fluidvolumens die Schwingwegsamplitude "+A" noch nicht erreicht ist. Um in diesem Falle die Bildung eines Vakuums zu vermeiden, ist der Einsatz eines Ausgleichsvolumens 920 vorgesehen. Er besteht aus einem Zylindergehäuse 922, einem Ausgleichs-Kolben 926, einer Ausgleichs-Feder 928 und einem Ausgleichs-Volumen 924 und ist über eine Leitung 930 mit dem Fluidvolumen 906 verbunden. Während ein Kompressionsbetrag > Null des Fluidvolumens vorherrscht, ist der Ausgleichs-Kolben 926 gegen die Kraft der Ausgleichs-Feder 928 in eine mechanisch gebildete Endlage gedrückt. Bei einer Aufwärts-Schwingbewegung wird spätestens bei Eintritt eines Kompressionsbetrages = Null des Fluidvo-

lumen 906 der Ausgleichs-Kolben durch die Kraft der Ausgleichs-Feder aus seiner Endlage verschoben, wodurch ein Volumenstrom vom Ausgleichs-Volumen 924 in das Fluidvolumen 906 fließt. Nach wieder ansteigendem Kompressionsbetrag nach Umkehr der Schwingungsbewegung an ihrem obersten Punkt wird umgekehrt ein Volumenstrom vom Fluidvolumen 906 in das Ausgleichs-Volumen 924 verschoben, und zwar solange, bis der Ausgleichs-Kolben wieder in der gezeichneten Endlage ist, womit dann (sieht man von Leckageverlusten ab) gleichzeitig wieder eine Kompression des Fluidvolumens 906 beginnt. In einer anderen Ausführungsvariante könnte ein Ausgleichsvolumen-Spender aber auch durch ein entsprechend gesteuertes Ventil ersetzt werden, welches den Volumenstrom beim Aufwärtshub von einer Druckquelle bezieht und den Volumenstrom beim Abwärtshub in die Druckquelle selbst oder in einen anderen Behälter zurückgibt.

[0054] Es ist ein Wegmeßsystem vorgesehen für die Erfassung des Schwingweges des Schwingtisches 124 bzw. des Schwingkolbens 908, bestehend aus einem ersten Sensorteil 910 und einem zweiten Sensorteil 912. Das Ergebnis dieser Wegmessung wird (auf eine nicht zeichnerisch dargestellte Weise) der zentralen Steuerung 190 zugeführt und dort verarbeitet. Um den auftretender Leckageverluste und anderer Störfaktoren in der vorgebbaren durchschnittlichen Höhenlage bzw. Schwingweg-Bezugslage halten zu können, ist ein hydraulischer Regelvolumen-Spender 940 vorgesehen. Dieser vermag über die Leitung 942 einen Regelvolumenstrom in das Fluidvolumen 906 hineinzuführen und gegebenenfalls auch von ihm abzuführen, derart, daß die vorgegebene durchschnittliche Höhenlage konstant gehalten wird. Der Regelvolumen-Spender 940 weist im gewählten Beispiel eine Druckquelle S, ein Rückschlagventil C und ein Ventil V auf, durch welches Ventil die notwendige Dosierung des Regelvolumenstroms vorgenommen wird. Das Ventil V, welches über die Wirkleitung 944 von der zentralen Steuerung 190 angesteuert wird, ist ein Aktuator eines geschlossenen Regelkreises einer Niveauregelungs-Einrichtung, mit welcher die durchschnittliche Höhenlage bzw. Schwingweg-Bezugslage kontinuierlich auf einen vorgegebenen Wert geregelt wird.

[0055] Eine Verdichtungseinrichtung gemäß der Fig. 9 bietet mehrere Vorteile, und zwar,

- Die Haupt-Systemfeder 970 wird nicht mit den Erregerkräften belastet, bzw. das Aktuator-Fluidvolumen wird nicht mit den Kräften der Haupt-Systemfeder belastet. Der Kraftfluß aller drei beteiligten Kräfte vereinigt sich zwar im Schwingkolben, wegen der getrennt erfolgenden Erzeugung der Erregerkräfte in einem eigenen Erreger-Aktuator kommt es aber im Erreger-Aktuator nicht zu einer Überlagerung von Erregerkräften und aus den dynamischen Massenkräften abgeleiteten Federkräften.

- Bei der Dimensionierung des Aktuatorzylinders muß keine Rücksicht genommen werden auf die Dimensionierung des Schwingkolbens, welcher vor allem im Resonanzbetrieb Kräfte von anderer Größenordnung erzeugen muß.
- Im Gegensatz zu der Verdichtungseinrichtung gemäß Fig. 8 sind in Fig. 9 der hydraulische Linear-motor des Erreger-Aktuators und der Federzylinder der Haupt-Systemfeder konzentrisch und dabei auch zentralsymmetrisch zum Schwingtisch 124 angeordnet. Wegen des möglichen symmetrischen Kraftangriffs von aus der Federfunktion herrührenden dynamischen Massenkräften und von Erregerkräften kann daher kein Verklemmungseffekt an den beteiligten Kolben auftreten und die Verdichtungsbeschleunigung wirkt symmetrisch auf den ganzen Formkasten 106, was vor allem bei einer Aufteilung des Formkastens in viele Einzelformen von Bedeutung ist.

[0056] Fig. 10 zeigt das in Fig. 9 durch den Kreis "Q" gekennzeichnete Detail mit einer Abänderung, derart, daß in dem Innenzylinder des Zylinderteils 902 eine Ringnut 950 vorgesehen ist, welche mit einem Fluidvolumen 952 gefüllt ist. Das Fluidvolumen 952 kann sich bei einem in eine höhere Position verschobenen Schwingkolben 908 mit dem Fluidvolumen 906 vereinigen. Außerdem wird noch eine zusätzliche hydraulische Schaltung 954 gezeigt, deren Leitungsteil 956 mit dem Fluidvolumen 952 über eine Fluidleitung 962 in Verbindung steht. Insgesamt zeigt Fig. 10 eine im Vergleich zu Fig. 9 andere, rein mechanisch-hydraulisch arbeitende Variante einer Niveauregelungs-Einrichtung, mit welcher die durchschnittliche Höhenlage bzw. Schwingweg-Bezugslage des Schwingtisches 124 auf einen durch die Position der Zylinder-Steuerkante 958 der Ringnut vorgegebenen Wert geregelt wird und in welcher gleichzeitig auch die Funktion des in Fig. 9 beschriebenen Ausgleichsvolumen-Spenders realisiert ist. Der Schwingkolben 908 weist an seiner Unterseite eine Kolben-Steuerkante 960 auf, welche bei gleicher Höhenlage (wie gezeichnet) wie die Zylinder-Steuerkante 958 das Fluidvolumen 952 von dem Fluidvolumen 906 abtrennt. Mit der gezeichneten Höhenlage des Schwingkolbens ist auch die Schwingweg-Bezugslage des Schwingtisches 124 definiert. Dabei stellt die Zylinder-Steuerkante 958 eine Maßverkörperung für die Soll-Position der Schwingweg-Bezugslage dar. Die hydraulische Schaltung arbeitet wie folgt: PLV ist ein Druckbegrenzungsventil, welches bei einem Druck $> p_L$ in dem Leitungsteil 956 einen Volumenstrom den Weg in den Behälter T öffnet. S2 stellt eine Fluidquelle mit einem konstanten Druck $< p_L$ dar. Ein Rückschlagventil CV verhindert einen Fluid-Rückstrom von dem Leitungsteil 956 in die Fluidquelle.

[0057] Die Funktion der Niveauregelungs-Einrichtung ist folgende: Nachdem die Kolben-Steuerkante 960 bei einer Abwärts-Schwingbewegung des Schwingkolbens

908 die Schwingweg-Bezugslage passiert hat, beginnt bei abgetrenntem Fluidvolumen 906 die Kompression dieses Fluidvolumens und die Schwingbewegung erreicht ihren unteren Umkehrpunkt nach dem Zurücklegen der Strecke -A. Sobald bei der anschließend einsetzenden Aufwärts-Schwingbewegung die Kolben-Steuerkante 960 erneut die Schwingweg-Bezugslage passiert hat, beginnt ein Ausgleichs-Volumenstrom von der Quelle S2 in das Fluidvolumen 906 hineinzufließen, und zwar solange, bis der Schwingkolben 908 nach dem Zurücklegen der Strecke +A den oberen Umkehrpunkt erreicht hat. Bei dem nachfolgenden Abwärtshub fließt, nachdem sich in dem Fluidvolumen 906 ein Druck $> p_L$ aufgebaut hat, ein Volumenstrom vom Fluidvolumen 906 über das Druckbegrenzungsventil PLV in den Behälter T, und zwar solange, bis die Kolben-Steuerkante 960 wieder die Schwingweg-Bezugslage passiert hat. Bei diesem Verfahren können die Aufwärtshübe entsprechend der Strecke +A durch die über den Aktuator-Kolben zugeführten Energie-Portionen innerhalb eines bestimmten Rahmens beliebig groß sein.

[0058] Die gleiche Funktion dieser Niveauregelungs-Einrichtung könnte bei ähnlicher Bauweise auch mit einer etwas anders gearteten Version durchgeführt werden: Hierbei ist die Kolbensteuer-Kante (960) nicht an dem Schwingkolben 908 und die Zylinder-Steuerkante 958 nicht an dem zum Schwingkolben 908 zugehörigen Innenzylinder angebracht. Vielmehr ist nun die Kolbensteuer-Kante (960) an einem anderen Kolben und die Zylinder-Steuerkante 958 an einem anderen, dem anderen Kolben zugehörigen anderen Innenzylinder realisiert, wobei die Zylinder-Steuerkante am anderen Zylinder ebenfalls durch die untere Planfläche einer anderen Ringnut (oder durch radiale Bohrungen) verwirklicht ist. Auch in dem anderen Innenzylinder ist ein anderes Fluidvolumen (ähnlich 906 in Fig. 10) als Federmedium enthalten, welches an die Unterseite des anderen Kolbens angrenzt. Eine andere hydraulische Schaltung, aufgebaut wie Schaltung 954 in Fig. 10, ist ebenfalls vorhanden, doch ist die andere hydraulische Schaltung mit ihrer Fluidleitung (wie Fluidleitung 962) nun an das andere Fluidvolumen angeschlossen, während das in der anderen Ringnut enthaltene Fluidvolumen nun mit dem Fluidvolumen 906 (= Federmedium) durch eine Leitung verbunden ist. Es ist bei der anders gearteten Version dafür zu sorgen, daß der andere Kolben ebenfalls mit dem Schwingtisch 124 verbunden ist und synchron mit dem Schwingkolben 908 mitschwingt.

[0059] Für alle beschriebenen Ausführungsvarianten der Erfindung gelten auch noch die folgenden Aussagen: Die Organe des Erreger-Aktuators und der Haupt-Systemfeder sind zugleich entweder oberhalb oder unterhalb des Schwingtisches angeordnet. Anstatt eines einzigen Formkörpers bzw. Gießform-Modells können zugleich mehrere vorgesehen sein. Die relative Lage von Haupt-Systemfeder und Erreger-Aktuator können vertauscht werden, was z.B. für Fig. 9 bedeuten würde, daß 908 der Aktuator-Kolben und daß 916 der Schwing-

kolben ist. Ganz allgemein gilt für alle Figuren, daß die dort gezeigten Strich-Punkt-Linien, wie z.B. die Linie 879 in Fig. 8, eine feste Verbindung zwischen zwei Bauteilen symbolisiert.

Patentansprüche

1. Einrichtung zum Verdichten von körnigen Stoffen zu Formkörpern (108) durch Einleiten von im wesentlichen harmonischen Vibrationskräften, mit einem schwingfähigen Masse-Feder-System (136) mit einer oder mehreren Eigenfrequenzen umfassend eine Haupt-Systemfeder (150, 970) zur laufenden Umsetzung zwischen kinetischer Energie des Masse-Feder-Systems (136) und Federenergie und eine Masse, die einen Schwingtisch (124), auf den die Federkraft der Haupt-Systemfeder (150, 970) einwirkt, und eine mit dem Schwingtisch (124) wenigstens während des Verdichtens fest verbundenen Form (106) zur Aufnahme der Formkörper (108) aufweist, einer bezüglich ihrer Erregerfrequenz verstellbaren Erregereinrichtung (144) mit einem Erreger-Aktuator zum Erregen des Masse-Feder-Systems (136) zu erzwungenen Schwingungen, aus denen die Vibrationskräfte ableitbar sind, wobei die vom Erreger-Aktuator erzeugte Erregerkraft auf den Schwingtisch (124) einwirkt und die Erregerfrequenz für die Schwingungen entweder bei der Eigenfrequenz oder in deren Nähe liegt oder durch einen Frequenzbereich hindurch verstellbar ist, innerhalb dessen wenigstens eine Eigenfrequenz liegt, einer Steuerung (190) zum Steuern bzw. Regeln der Erregereinrichtung (144), einer Preßplatte (110) zur Kraftbeaufschlagung der Formkörper (108) in der Form (106), wobei die Haupt-Systemfeder (150, 970) eine hydraulische Feder mit kompressiblem Fluidvolumen (140, 906) ist, wobei die von der Preßplatte (110) übertragenen Kräfte einerseits und die von der Haupt-Systemfeder (150, 970) übertragenen Kräfte andererseits gegen einen Rahmen (100) abgestützt sind, durch welchen an der Verdichtung beteiligte Kräfte auf einem geschlossenen Kraftflußweg geführt sind, **dadurch gekennzeichnet,** **daß** der Erreger-Aktuator (144) und die Haupt-Systemfeder (150, 970) voneinander getrennt ausgebildet sind und die Kraftflußwege der Erregerkraft und der Federkraft wenigstens teilweise getrennt verlaufen.
2. Einrichtung zum Verdichten von körnigen Stoffen zu Formkörpern (108) durch Einleiten von im wesentlichen harmonischen Vibrationskräften, mit

einem schwingfähigen Masse-Feder-System (136) mit einer oder mehreren Eigenfrequenzen umfassend eine Haupt-Systemfeder (150, 970) zur laufenden Umsetzung zwischen kinetischer Energie des Masse-Feder-Systems (136) und Federenergie und eine Masse, die einen Schwingtisch (124), auf den die Federkraft der Haupt-Systemfeder (150, 970) einwirkt, und eine mit dem Schwingtisch (124) wenigstens während des Verdichtens fest verbundenen Form (106) zur Aufnahme der Formkörper (108) aufweist,

einer bezüglich ihrer Erregerfrequenz verstellbaren Erregereinrichtung (144) mit einem Erreger-Aktuator zum Erregen des Masse-Feder-Systems (136) zu erzwungenen Schwingungen, aus denen die Vibrationskräfte ableitbar sind,

wobei die vom Erreger-Aktuator erzeugte Erregerkraft auf den Schwingtisch (124) einwirkt und die Erregerfrequenz für die Schwingungen entweder bei der Eigenfrequenz oder in deren Nähe liegt oder durch einen Frequenzbereich hindurch verstellbar ist, innerhalb dessen wenigstens eine Eigenfrequenz liegt,

einer Steuerung (190) zum Steuern bzw. Regeln der Erregereinrichtung (144),

einer Preßplatte (110) zur Kraftbeaufschlagung der Formkörper (108) in der Form (106),

wobei die von der Preßplatte (110) übertragenen Kräfte einerseits und die von der Haupt-Systemfeder (150, 970) übertragenen Kräfte andererseits gegen einen Rahmen (100) abgestützt sind, durch welchen an der Verdichtung beteiligte Kräfte auf einem geschlossenen Kraftflußweg geführt sind,

dadurch gekennzeichnet,

daß der Erreger-Aktuator (144) und die Haupt-Systemfeder (150, 970) voneinander getrennt ausgebildet sind und die Kraftflußwege der Erregerkraft und der Federkraft wenigstens teilweise getrennt verlaufen, wobei die Haupt-Systemfeder (150, 970) als eine einzige mechanische Feder oder als eine aus mehreren mechanischen Einzel-federn zusammengesetzte resultierende Feder ausgebildet ist.

3. Einrichtung nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Kraftübertragungsorgan (908) zwischen der Haupt-Systemfeder (970) und dem Schwingtisch (124) vorgesehen ist und das Kraftübertragungsorgan wenigstens über einen Teil des bei der Durchführung der oberen Schwingwegamplitude (+A) zurückgelegten Schwingweges nicht durch die Federkraft der Haupt-Systemfeder belastbar ist, wodurch ein Freilaufweg (+A) des Kraftübertragungsorgans definiert ist, wobei

- bei Verwendung einer hydraulischen Haupt-Systemfeder (970) für die Befüllung bzw. Ent-

leerung des durch den Freilaufweg (+A) des Federkolbens (908) erzeugbaren Zylindervolumens (+A) eine besondere Volumenaustausch-Einrichtung (920) vorgesehen ist, wobei der Federkolben (908) dem Kraftübertragungsorgan zugeordnet oder mit diesem identisch ist,

- und bei Verwendung einer mechanischen Haupt-Systemfeder ein Abheben des Kraftübertragungsorgans von der einzigen Feder bzw. von der resultierenden Feder vorgesehen ist.

4. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** von der kinetischen Energie der Masse des Masse-Feder-Systems nur die kinetische Energie der nach unten gerichteten Schwinggeschwindigkeit zur Umwandlung in eine Federenergie der Haupt-Systemfeder vorgesehen ist.

5. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, **dadurch gekennzeichnet, daß** die dynamischen Federkräfte über das Kraftübertragungsorgan (908) in einem zentralen Punkt des Schwingtisches in denselben eingeführt sind und

- für den Fall, daß nur ein Erreger-Aktuator vorgesehen ist, die Erregerkräfte über das gleiche Kraftübertragungsorgan (908) in den Schwingtisch eingeführt sind, und
- für den Fall, daß zwei oder mehrere Erreger-Aktuatoren vorgesehen sind, die Erregerkräfte bezüglich ihres resultierenden Kraftvektors in den zentralen Punkt eingeführt sind.

6. Einrichtung nach Anspruch 5, **dadurch gekennzeichnet, daß** das mit dem Schwingtisch verbundene Kraftübertragungsorgan (908) zugleich Bestandteil einer Führungseinrichtung (902; 908) ist, mit welcher die Masse des Schwingtisches zur Ausführung von lediglich vertikalen translatorischen Bewegungen (152) gezwungen ist, wobei für den Fall, daß nur ein Erreger-Aktuator vorgesehen ist, durch jenen Teil des Kraftübertragungsorgans, welches zugleich Teil einer Führungseinrichtung ist, sowohl die dynamischen Federkräfte als auch die Erregerkräfte übertragen sind.

7. Einrichtung nach Anspruch 6, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Erreger-Aktuator (980) vorgesehen ist, dessen Erregerkräfte mit nur einem Abtriebsorgan (916) an den Schwingtisch (124) weitergegeben sind, und daß sowohl die dynamischen Federkräfte als auch die Erregerkräfte durch jenen Teil des Kraftübertragungsorgans (908) übertragen sind, welcher zugleich Bestandteil einer Führungseinrichtung (902; 908) ist.

8. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Federrate der Haupt-Systemfeder verstellbar ist.
9. Einrichtung nach einem der voranstehenden Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Preßkraft durch eine Preßeinrichtung (112) variabel erzeugbar ist, wobei die Preßeinrichtung gesteuert oder geregelt ist durch eine zentrale Steuerung (190).
10. Einrichtung nach Anspruch 3, **dadurch gekennzeichnet, daß** bei Verwendung einer hydraulischen Haupt-Systemfeder (970) mit einem Feder-Fluidvolumen (906) eine Niveauregelungs-Einrichtung (940) vorgesehen ist, mit welcher eine vorgebbare durchschnittliche Höhenlage (Z) des Schwingkolbens (908) eingestellt oder eingeregelt ist.
11. Einrichtung nach Anspruch 10, **dadurch gekennzeichnet,**
- **daß** die vorgebbare durchschnittliche Höhenlage (Z) geregelt ist durch Zufuhr eines Regelvolumenstroms zu dem und/oder Abfuhr eines Regelvolumenstroms von dem Feder-Fluidvolumen (906) und durch Miteinbeziehung des Meßergebnisses einer Meßeinrichtung zur Ermittlung des Istwertes der Höhenlage (Z), wobei in Abhängigkeit von dem Meßergebnis eine hydraulische Einrichtung (940) gesteuert oder geregelt ist, mit welcher die Größe und/oder Richtung des Regelvolumenstromes verändert ist, oder
 - **daß** die vorgebbare durchschnittliche Höhenlage (Z) eingestellt ist durch die Mitwirkung einer Steuerkante (958) als mechanische Maßverkörperung der Höhenlage, wobei die Steuerkante zusammen mit einem anderen, als Kante oder Fläche ausgebildeten mechanischen Steuermerkmal (960), als Teil einer hydraulischen Einrichtung zur Veränderung eines Volumenstrom-Querschnittes eingesetzt ist, wobei die Veränderung eines Volumenstrom-Querschnittes durch eine von der Schwingbewegung abgeleitete Relativbewegung von Steuerkante (958) und Steuermerkmal (960) vorgenommen ist, und wobei mit Erreichen eines Volumenstrom-Querschnittes = Null die Kompression des Feder-Fluidvolumens (906) eingeleitet ist.
12. Einrichtung nach Anspruch 10 oder 11, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein Ausgleichsvolumenspender (920) zur Lieferung eines Ausgleichvolumens eingesetzt ist für die Vergrößerung des Feder-Fluidvolumens (906) der hydraulischen Haupt-Systemfeder (970) während der Durchführung einer Aufwärts-Schwingbewegung (in Richtung der Amplitude +A).
13. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 12, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein hydraulischer Erreger-Aktuator vorgesehen ist, welcher mit Wechsel-Volumina beaufschlagbar ist, wobei durch einen der Erregereinrichtung zugeordneten Wechselvolumen-Pump-Generator (160) Wechsel-Volumina erzeugbar sind,
- entweder von einem Pumpkolben (210), dessen Pumpbewegung mechanisch von der Schwingbewegung eines Unwuchtvibrators (240) abgeleitet ist,
 - oder von einem Pumpkolben (320), dessen Pumpbewegung mechanisch von einem rotierenden Antriebsorgan (310) abgeleitet ist,
 - oder von einem Pumpkolben, dessen Pumpbewegung von der Bewegung des beweglichen Teiles eines elektrischen Linearmotors abgeleitet ist.
14. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Erregerkräfte von den Massenkräften eines Unwuchtvibrators abgeleitete Kräfte sind, welche vom Unwuchtvibrator in die Masse des Schwingtisches (124) eingeleitet sind, und zwar entweder dadurch, daß das Gestell des Unwuchtvibrators (584) unmittelbar und steif mit der Masse des Schwingtisches (124) verbunden ist, oder dadurch, daß der Unwuchtvibrator (681) weich (tiefe Abstimmung) über Federn (682) gegen den Rahmen (100) oder gegen den Boden abgestützt ist und daß die Übertragung der Schwingbewegungen und Erregerkräfte vom Unwuchtvibrator zu der Masse des Schwingtisches unter Einschaltung einer Kuppel-Einrichtung (684) erfolgt ist, welche Kuppel-Einrichtung mit einem der nachfolgend aufgeführten Prinzipien für die Herstellung einer Kuppel-Verbindung ausgerüstet ist, und zwar
- durch mechanisches Ankuppeln,
 - unter Nutzung von magnetischen Kräften,
 - unter Einsatz von viskosen Medien mit elektrisch schaltbaren Scherkräften,
 - hydraulisch durch den Einsatz einer oder zweier eingespannter Ölsäulen,
- wobei die in Zylinderräumen (672, 673) eingespannten Ölsäulen durch die Mitwirkung eines hydraulischen Schaltorgans (685) verschieblich oder nicht verschieblich sind.
15. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 9, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Erregerkräfte zwischen der Masse des Schwingtisches (124) einerseits und dem Rahmen (100) andererseits abge-

stützt sind und daß der Erreger-Aktuator (780) ein elektrischer Linearmotor (782, 783) ist.

16. Einrichtung nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, daß** die Haupt-Systemfeder (140) verkörpert ist durch ein wenigstens teilweise in einem Zylinderkörper eingespanntes Druckfluid-Volumen (140) und daß die Federrate veränderbar ist durch eine Veränderung der Größe des Druckfluid-Volumens,

- entweder dadurch, daß die Größe des Druckfluid-Volumens (140) gebildet ist durch mehrere voneinander durch schattbare Sperrventile abtrennbare Unter-Volumina,
- oder dadurch, daß ein Teil des Druckfluid-volumens (140) eingespannt ist in einem Zylinder, dessen Zylinderraum veränderbar ist durch einen in dem Zylinder nach vorgegebener Weise verschieblichen Kolben, wobei die Verschiebung des Kolbens bevorzugt durch einen Gewindespindel-Trieb durchgeführt ist.

17. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 16, **dadurch gekennzeichnet, daß** ein hydraulischer Linearmotor als Erreger-Aktuator (980) vorgesehen ist und daß der hydraulische Linearmotor zentral-symmetrisch zum Schwingtisch (124) und bei Ausbildung der Haupt-Systemfeder als eine hydraulische Feder (970) konzentrisch zu dieser angeordnet ist.

18. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 17, wobei die Verdichtungseinrichtung Teil einer Gießerei-Formmaschine ist, **gekennzeichnet durch** die Kombination folgender Merkmale,

- der komförmige Stoff ist für die Funktion des Abformens eines Gießform-Modelles vorgesehen,
- wenigstens ein Gießform-Modell ist in der Form untergebracht und mit der Masse des Masse-Feder-Systems fest und mit diesem mitschwingend verbunden,
- der zu verdichtende und wenigstens an seiner Unterseite **durch** die Konturen des Gießform-Modells zu formende kornförmige Stoff ist bereits vor dem Verdichtungsverfahren neben dem und/oder oberhalb des Gießform-Modells angeordnet.

19. Einrichtung nach einem der Ansprüche 1 bis 18, **dadurch gekennzeichnet, daß** das Verdichtungssystem Teil einer Sinterteil-Formmaschine ist.

Claims

1. A device for the compaction of granular materials into moldings (108) by the introduction of essentially harmonic vibrational forces, with

an oscillatable mass/spring system (136) with one or more characteristic frequencies, comprising a main system spring (150, 970) for continuous conversion between kinetic energy of the mass/spring system (136) and spring energy and a mass, which has an oscillating table (124) on which the spring force of the main system spring (150, 970) acts, and a mold (106) for receiving the moldings (108) which is firmly connected to the oscillating table (124) at least during compaction,

an exciting device (144) adjustable with respect to its exciting frequency, with an exciting actuator for exciting the mass/spring system (136) to forced oscillations, from which the vibrational forces can be derived,

the exciting force generated by the exciting actuator acting on the oscillating table (124), and the exciting frequency for the oscillations being either at the characteristic frequency or in the vicinity of the latter or being adjustable through a frequency range, within which at least one characteristic frequency is located,

a control (190) for controlling or regulating the exciting device (144),

a press plate (110) for acting by force on the moldings (108) in the mold (106),

the main system spring (150, 970) being a hydraulic spring with a compressible fluid volume (140, 906),

the forces transmitted by the press plate (110), on the one hand, and the forces transmitted by the main system spring (150, 970), on the other hand, being supported relative to a frame (100), through which forces involved in compaction are led along a closed force flux path,

characterized

in that the exciting actuator (144) and the main system spring (150, 970) are designed separately from one another and the force flux paths of the exciting force and of the spring force run at least partially separately.

2. A device for the compaction of granular materials into moldings (108) by the introduction of essentially harmonic vibrational forces, with

an oscillatable mass/spring system (136) with one or more characteristic frequencies, comprising a main system spring (150, 970) for continuous conversion between kinetic energy of the mass/spring system (136) and spring energy, and a mass, which has an oscillating table (124), on which the spring force of the main system spring (150, 970) acts, and a mold (106) for receiving the moldings (108) which

is firmly connected to the oscillating table (124) at least during compaction,

an exciting device (144) adjustable with respect to its exciting frequency, with an exciting actuator for exciting the mass/spring system (136) to forced oscillations, from which the vibrational forces can be derived,

the exciting force generated by the exciting actuator acting on the oscillating table (124), and the exciting frequency for the oscillations being either at the characteristic frequency or in the vicinity of the latter or being adjustable through a frequency range, within which at least one characteristic frequency is located,

a control (190) for controlling or regulating the exciting device (144),

a press plate (110) for acting by force on the moldings (108) in the mold (106),

the forces transmitted by the press plate (110), on the one hand, and the forces transmitted by the main system spring (150, 970), on the other hand, being supported relative to a frame (100), through which forces involved in compaction are led along a closed force flux path,

characterized

in that the exciting actuator (144) and the main system spring (150, 970) are designed separately from one another and the force flux paths of the exciting force and of the spring force run at least partially separately, the main system spring (150, 970) being designed as a single mechanical spring or as a resultant spring composed of a plurality of mechanical individual springs.

3. The device as claimed in claim 1 or 2, **characterized in that** a force transmission member (908) is provided between the main system spring (970) and the oscillating table (124), and the force transmission member cannot be loaded by the spring force of the main system spring at least over part of the oscillation excursion covered during the execution of the upper oscillation excursion amplitude (+A), with the result that a free-run path (+A) of the force transmission member is defined,

- a special volume exchange device (920) being provided when a hydraulic main system spring (970) is used for filling and emptying the cylinder volume (+A) capable of being generated by the free-run path (+A) of the spring piston (908), the spring piston (908) being assigned to the force transmission member or being identical to the latter,
- and a lifting-off of the force transmission member by the single spring or by the resultant spring being provided when a mechanical main system spring is used.

4. The device as claimed in one of claims 1 to 3, **characterized in that**, of the kinetic energy of the mass of the mass/spring system, only the kinetic energy of the downwardly directed oscillating speed is provided for conversion into a spring energy of the main system spring.

5. The device as claimed in one of claims 1 to 4, **characterized in that** the dynamic spring forces are introduced via the force transmission member (908) into the oscillating table at a central point of the latter, and

- in the event that only one exciting actuator is provided, the exciting forces are introduced into the oscillating table via the same force transmission member (908), and
- in the event that two or more exciting actuators are provided, the exciting forces are introduced into the central point with respect to their resultant force vector.

6. The device as claimed in claim 5, **characterized in that** the force transmission member (908) connected to the oscillating table is at the same time an integral part of a guide device (902; 908), by means of which the mass of the oscillating table is forced to execute only vertical translational movements (152), while, in the event that only one exciting actuator is provided, both the dynamic spring forces and the exciting forces are transmitted by that part of the force transmission member which is at the same time part of a guide device.

7. The device as claimed in claim 6, **characterized in that** an exciting actuator (980) is provided, the exciting forces of which are transmitted to the oscillating table (124) by means of only one driven member (916), and **in that** both the dynamic spring forces and the exciting forces are transmitted by that part of the force transmission member (908) which is at the same time an integral part of a guide device (902; 908).

8. The device as claimed in one of claims 1 to 7, **characterized in that** the spring constant of the main system spring is adjustable.

9. The device as claimed in one of the preceding claims 1 to 8, **characterized in that** the press force is capable of being generated variably by a press device (112), the press device being controlled or regulated by means of a central control (190).

10. The device as claimed in claim 3, **characterized in that**, when a hydraulic main system spring (970) with a spring fluid volume (906) is used, a leveling device (940) is provided, by means of which a pre-

determinable average height position (Z) of the oscillating piston (908) is set or adjusted.

11. The device as claimed in claim 10, characterized

- **in that** the predeterminable average height position (Z) is regulated by the supply of a regulating volume flow to and/or the discharge of a regulating volume flow from the spring fluid volume (906) and by the inclusion of the measurement result of a measuring device for determining the actual value of the height position (Z), a hydraulic device (940), by means of which the size and/or direction of the regulating volume flow is varied, being controlled or regulated as a function of the measurement result, or
- **in that** the predeterminable average height position (Z) is set by the cooperation of a control edge (958) as a mechanical dimensional embodiment of the height position, the control edge, together with another mechanical control feature (960) designed as an edge or surface, being used as part of a hydraulic device for varying a volume flow cross section, the variation in a volume flow cross section being carried out by means of a relative movement, derived from the oscillating movement, of the control edge (958) and control feature (960), and the compression of the spring fluid volume (906) being initiated when a volume flow cross section = zero is reached.

12. The device as claimed in claim 10 or 11, characterized in that a compensating volume dispenser (920) for delivering a compensating volume is used for increasing the spring fluid volume (906) of the hydraulic main system spring (970) during the execution of an upward oscillating movement (in the direction of the amplitude +A).

13. The device as claimed in one of claims 1 to 12, characterized in that a hydraulic exciting actuator is provided, which is capable of being acted upon by alternating volumes, alternating volumes being capable of being generated by an alternating volume pumping generator (160) assigned to the exciting device,

- either by a pump piston (210), the pumping movement of which is derived mechanically from the oscillating movement of an unbalanced vibrator (240),
- or by a pump piston (320), the pumping movement of which is derived mechanically from a rotating drive member (310),
- or by a pump piston, the pumping movement of which is derived from the movement of the movable part of an electric linear motor.

14. The device as claimed in one of claims 1 to 9, characterized in that the exciting forces are forces which are derived from the mass forces of an unbalanced vibrator and which are introduced into the mass of the oscillating table (124) by the unbalanced vibrator, specifically either **in that** the stand of the unbalanced vibrator (584) is connected directly and rigidly to the mass of the oscillating table (124), or **in that** the unbalanced vibrator (681) is supported, soft (low tuning), relative to the frame (100) or relative to the ground via springs (682), and **in that** the transmission of the oscillating movements and exciting forces from the unbalanced vibrator to the mass of the oscillating table takes place by the connection of a coupling device (684), said coupling device being equipped with one of the below-listed principles for making a coupling connection, specifically

- by mechanical coupling,
- by the utilization of magnetic forces,
- by the use of viscous media with electrically switchable shear forces,
- hydraulically by the use of one or two restrained oil columns, the oil columns restrained in cylinder spaces (672, 673) being displaceable by the cooperation of a hydraulic switching member (685) or being nondisplaceable.

15. The device as claimed in one of claims 1 to 9, characterized in that the exciting forces are supported between the mass of the oscillating table (124), on the one hand, and the frame (100), on the other hand, and **in that** the exciting actuator (780) is an electric linear motor (782, 783).

16. The device as claimed in claim 1, characterized in that the main system spring (140) is embodied by a pressure fluid volume (140) restrained at least partially in a cylinder body, and **in that** the spring constant can be varied by a variation in the size of the pressure fluid volume,

- either **in that** the size of the pressure fluid volume (140) is formed by a plurality of subvolumes capable of being separated from one another by means of switchable stop valves,
- or **in that** part of the pressure fluid volume (140) is restrained in a cylinder, the cylinder space of which can be varied by means of a piston displaceable in a predetermined way in the cylinder, the displacement of the piston being carried out preferably by means of a threaded spindle drive.

17. The device as claimed in one of claims 1 to 16, characterized in that a hydraulic linear motor is provided as the exciting actuator (980), and **in that** the

hydraulic linear motor is arranged centrally symmetrically to the oscillating table (124) and, when the main system spring is designed as a hydraulic spring (970), concentrically to the latter.

18. The device as claimed in one of claims 1 to 17, the compaction device being part of a foundry molding machine, **characterized by** the combination of the following features,

- the granular material is provided for the function of taking a mold of a casting-mold model,
- at least one casting-mold model is accommodated in the mold and is firmly connected to the mass of the mass/spring system so as to cooscillate with the latter,
- the granular material to be compacted and to be shaped at least on its underside by the contours of the casting-mold model is arranged next to and/or above the casting-mold model even before the compacting operation.

19. The device as claimed in any one of claims 1 to 18, **characterized in that** the compaction system is part of a sintered-part molding machine.

Revendications

1. Dispositif de compactage de matières granuleuses pour former un corps de moulage (108) par l'application de forces de vibration essentiellement harmoniques, avec

- un système ressort-masse pouvant osciller (136) avec une ou plusieurs fréquences fondamentales, englobant un ressort- système principal (150, 970) pour la conversion courante entre l'énergie cinétique du système ressort-masse (136) et l'énergie du ressort ou énergie élastique, ainsi qu' une masse qui présente une table oscillante (124) sur laquelle la force du ressort-système principal (150, 970) agit, et une forme (106) reliée solidement, au moins pendant le compactage, à la table oscillante (124) pour la réception du corps de moulage (108),
- un dispositif d'excitation (144), dont la fréquence d'excitation est réglable, avec un actionneur- exciteur pour l'excitation du système ressort-masse (136) en oscillations forcées dont les forces de vibration peuvent dériver ; la force d'excitation produite par l'actionneur- exciteur agissant sur la table oscillante (124) et la fréquence d'excitation pour les oscillations étant réglables, soit sensiblement selon la fréquence propre ou fondamentale, soit selon une gamme de fréquences, à l'intérieur de laquelle

se trouve au moins une fréquence fondamentale,

- une commande (190) pour la commande et le réglage du dispositif d'excitation (144),
- un plateau de compression (110) pour l'application de la force au corps de moulage (108) dans la forme (106), du type dans lequel le ressort-système principal (150, 970) est un ressort hydraulique avec un volume de fluide (140, 906) compressible, et dans lequel les forces transmises par le plateau de compression (110) d'une part et les forces transmises par le ressort-système principal (150, 970) d'autre part, sont appliquées contre un cadre (100), à travers lequel les forces participant à la compression sont guidées sur un champ de forces fermé,

caractérisé en ce que l'actionneur- exciteur (144) et le ressort-système principal (150, 970) sont conformés séparément l'un de l'autre et **en ce que** les lignes de forces de la force d'excitation et de la force du ressort circulent séparément au moins en partie.

2. Dispositif de compactage de matières granuleuses pour former un corps de moulage (108) par l'application de forces de vibration essentiellement harmoniques, avec:

- un système ressort-masse oscillant (136) avec une ou plusieurs fréquences fondamentales englobant un ressort- système principal (150, 970) pour la conversion courante entre l'énergie cinétique du système ressort-masse (136) et l'énergie du ressort, ainsi qu'une masse constituée par une table oscillante (124) sur laquelle la force du ressort- système principal (150, 970) agit, et une forme (106) reliée solidement, au moins pendant la compression, à la table oscillante (124) pour la réception du corps de moulage (108),
- un dispositif d'excitation (144), dont la fréquence d'excitation est réglable, avec un actionneur- exciteur pour l'excitation du système ressort-masse (136) en oscillations forcées dont les forces de vibration peuvent dériver, la force produite par l'actionneur- exciteur agissant sur la table oscillante (124) et la fréquence d'excitation pour les oscillations étant réglables, soit sensiblement selon la fréquence propre, soit selon une gamme de fréquences, à l'intérieur de laquelle se trouve au moins une fréquence fondamentale,
- une commande (190) pour la commande et le réglage du dispositif d'excitation (144),
- un plateau de compression (110) pour l'application de la force au corps de moulage (108)

dans la forme (106). du type dans lequel les forces transmises par le plateau de serrage (110) d'une part et les forces transmises par le ressort- système principal (150, 970) d'autre part sont appliquées contre un cadre (100), à travers lequel les forces participant à la compression sont guidées sur un champ de forces fermé,

caractérisé en ce que l'actionneur- excitateur (144) et le ressort-système principal (150, 970) sont formés séparément l'un de l'autre et les trajectoires de flux magnétique de la force d'excitation et de la force du ressort sont séparées au moins en partie, le ressort- système principal (150, 970) étant alors constitué par un ressort mécanique unique ou par l'assemblage de plusieurs ressorts mécaniques.

3. Dispositif selon la revendication 1 ou 2, **caractérisé en ce qu'un** organe de transmission de force (908) est prévu entre le ressort- système principal (970) et la table oscillante (124) et **en ce que** l'organe de transmission de force n'est pas, au moins sur une partie de la trajectoire des oscillations parcourue lors de la réalisation de l'amplitude supérieure de la trajectoire d'oscillation (+A), soumis à la force élastique du ressort- système principal, en ce sens qu'un trajet de course libre (+A) de l'organe de transmission de force est défini en sorte que :

- lors de l'utilisation d'un ressort- système principal hydraulique (970) pour le remplissage ou le vidage du volume du cylindre (+A) pouvant être généré par le trajet de course libre (+A) du piston à ressort (908), un dispositif particulier d'échange de volume (920) est prévu, le piston à ressort (908) étant associé à l'organe de transmission de force ou étant identique à celui-ci,
- et, lors de l'utilisation d'un ressort- système principal mécanique, un soulèvement de l'organe de transmission de force est prévu par le ressort unique, ou par l'assemblage de ressorts.

4. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 3, **caractérisé en ce que**, de la totalité de l'énergie cinétique de la masse du système ressort-masse, seule l'énergie cinétique relative à la vitesse d'oscillation dirigée vers le bas est susceptible d'être convertie en énergie élastique du ressort- système principal.

5. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 4, **caractérisé en ce que** les forces élastiques dynamiques sont appliquées par l'organe de transmission de force (908) en un point central de la table os-

cillante et **en ce que** :

- au cas où seulement un actionneur- excitateur est prévu, les forces d'excitation sont appliquées par le même organe de transmission de la force (908) à la table oscillante et
- au cas où deux ou plusieurs actionneurs- excitateurs sont prévus, les forces d'excitation concernant leurs vecteurs forces résultants sont appliquées audit point central.

6. Dispositif selon la revendication 5, **caractérisé en ce que** l'organe de transmission de force (908), relié à la table oscillante, est en même temps une partie d'un dispositif de guidage (902 ; 906), par lequel la masse de la table oscillante est sollicitée pour l'exécution de mouvements (152) uniquement verticaux à répétition ; en ce sens que, au cas où seulement un actionneur- excitateur est prévu, par l'action de cette partie de l'organe de transmission de force qui est en même temps une partie dudit dispositif de guidage, aussi bien les forces élastiques dynamiques que les forces d'excitation sont transmises.

7. Dispositif selon la revendication 6, **caractérisé en ce qu'un** actionneur- excitateur (980) est prévu, dont les forces d'excitation sont retransmises, avec seulement un organe d'entraînement (916), à la table oscillante (124) et **en ce qu'aussi** bien les forces élastiques dynamiques que les forces d'excitation sont transmises par cette partie de l'organe de transmission de force (908), qui est en même temps un composant d'un dispositif de guidage (902 ; 906).

8. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 7, **caractérisé en ce que** le taux d'élasticité du ressort-système principal est réglable.

9. Dispositif selon l'une des revendications précédentes 1 à 8, **caractérisé en ce que** la force de compression peut être produite de manière variable par un dispositif de compression (112), ledit dispositif de compression étant alors asservi par une commande centrale (190).

10. Dispositif selon la revendication 3, **caractérisé en ce que**, lors de l'utilisation d'un ressort- système principal hydraulique (970) avec un volume de fluide (906) pour ressort, un dispositif de régulation de niveau (940) est prévu, grâce auquel une hauteur (Z) moyenne, à afficher, du piston oscillant (908) est réglée ou asservie.

11. Dispositif selon la revendication 10, **caractérisé en ce que** la hauteur moyenne (Z), à afficher,

- est asservie par l'alimentation d'un débit volumique de régulation à et/ou l'évacuation d'un débit volumique à partir du volume de fluide du ressort (906) et à partir du résultat de mesure d'un dispositif de mesure pour la détermination d'une valeur réelle de la valeur moyenne (Z), grâce à quoi un équipement hydraulique (940) est commandé ou asservi en fonction du résultat de mesure, la grandeur et/ou la direction du débit volumique ou de régulation étant modifiée par ledit équipement hydraulique (940), ou
- **en ce que** la hauteur moyenne (Z), à afficher, est réglée par l'action combinée d'une arête de commande (958), qui constitue une mesure matérialisée mécanique de ladite hauteur, et d'un autre moyen de commande mécanique (960) faisant office d'arête de commande, cette arête de commande qui fait partie d'un dispositif hydraulique de modification de la section du débit, suite au déplacement relatif engendré par le mouvement d'oscillation étant telle que, lorsque ladite section transversale du débit devient nulle, la compression du volume de fluide du ressort (906) commence.
12. Dispositif selon la revendication 10 ou 11, **caractérisé en ce qu'**un distributeur volumétrique de compensation (920) pour l'alimentation d'un volume compensateur est réglé de façon à augmenter le volume de fluide du ressort (906) du ressort- système principal (970), lors de l'exécution d'un mouvement d'oscillation vers l'avant (vers l'amplitude +A).
13. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 12, **caractérisé en ce qu'**il est prévu un actionneur hydraulique d'excitation, susceptible d'être alimenté par des volumes alternés qui peuvent être produits grâce à un générateur à pompe pour volumes alternés (160), associé au dispositif d'excitation:
- soit par un piston de pompe (210) dont le mouvement alternatif dérive mécaniquement du mouvement d'oscillation d'un générateur de vibrations à balourd (240)
 - ou par un piston de pompe (320) dont le mouvement alternatif dérive mécaniquement d'un organe moteur rotatif (310),
 - ou par un piston de pompe dont le mouvement alternatif dérive du mouvement de la partie mobile d'un moteur électrique linéaire.
14. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** les forces d'excitation sont des forces dérivées des forces massiques d'un générateur de vibrations à balourd, qui sont appliquées par ledit générateur de vibrations à balourd à la masse de la table oscillante (124) et, à savoir:
- soit, du fait que le support du générateur de vibrations à balourd (584) est directement et solidement lié à la masse de la table oscillante (124),
 - soit, du fait que le générateur de vibrations à balourd (681) est légèrement en appui (basse fréquence de résonance) grâce aux ressorts (682) contre le cadre (100) ou contre le sol, et **caractérisé en ce que** la transmission des mouvements d'oscillation et des forces d'excitation dudit générateur de vibrations à balourd à la masse de la table oscillante est produite sous l'interconnexion d'un dispositif d'accouplement (684), ledit dispositif d'accouplement étant équipé d'un des principes ci-après pour la réalisation d'une liaison d'accouplement :
 - grâce à un accouplement mécanique,
 - en utilisant des forces magnétiques,
 - en utilisant des fluides visqueux avec des forces de cisaillement pouvant être couplées électriquement,
 - hydrauliquement par l'utilisation d'une ou deux colonnes d'huile, présentes dans des chambres de cylindre (672, 673), et susceptibles d'être déplacées grâce à l'action combinée d'un organe de commande hydraulique (685).
15. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 9, **caractérisé en ce que** l'action des forces d'excitation est limitée en butée entre la masse de la table oscillante (124) d'un côté et le cadre (100) de l'autre côté et **en ce que** l'actionneur d'excitation (780) est un moteur linéaire électrique (782, 783).
16. Dispositif selon la revendication 1, **caractérisé en ce que** le ressort- système principal (140) est représenté par un volume de fluide sous pression, au moins en partie bloqué (140) dans un corps de cylindre et **en ce que** le taux d'élasticité est variable par une modification de la quantité de fluide sous pression,
- soit du fait que la quantité de fluide sous pression (140) est formée grâce à plusieurs sous-volumes séparables les uns des autres grâce à l'action de clapets anti- retour ou analogues,
 - ou du fait qu'une partie de la quantité de fluide sous pression (140) est bloquée dans un cylindre dont le volume cylindrique est modulable grâce à un piston mobile dans le cylindre de manière prédéfinie, le déplacement dudit piston étant réalisé de préférence grâce au mouvement d'une tige filetée.
17. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 16, **caractérisé en ce qu'**un moteur linéaire hydraulique est prévu comme actionneur d'excitation (980) et **en**

ce que ledit moteur linéaire hydraulique est disposé de manière centrale et symétrique par rapport à la table oscillante (124) et est disposé lors de la formation du ressort- système principal en tant que ressort hydraulique (970) de façon concentrique à celui-ci. 5

18. Dispositif de serrage ou de compression selon l'une des revendications 1 à 17, du type constituant une partie d'une presse de moulage sous pression, **caractérisé par** la combinaison des caractéristiques suivantes: 10

- la matière granuleuse est prévue pour le moulage d'un modèle de moule. 15
- au moins un modèle de moule est placé dans la forme et est solidement fixé à la masse du système ressort- masse et oscille avec celle-ci,
- la matière granuleuse à comprimer et à former au moins à sa partie inférieure, grâce aux contours du modèle de moule, est déjà disposée, avant le processus de compression, à côté et/ou au- dessus dudit modèle de moule. 20

19. Dispositif selon l'une des revendications 1 à 18, **caractérisé en ce que** le système de compression est une partie d'une presse à fritter. 25

30

35

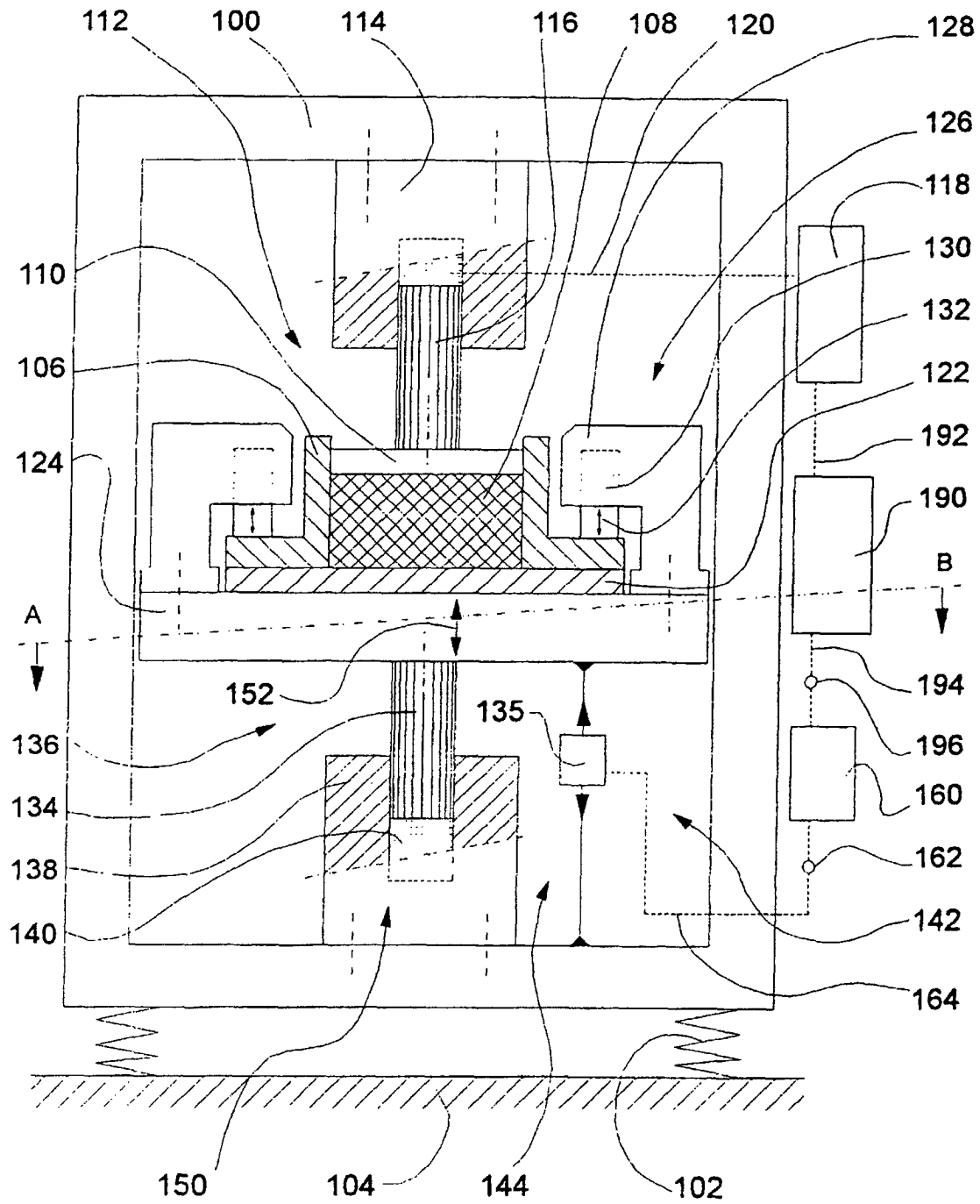
40

45

50

55

Fig. 1



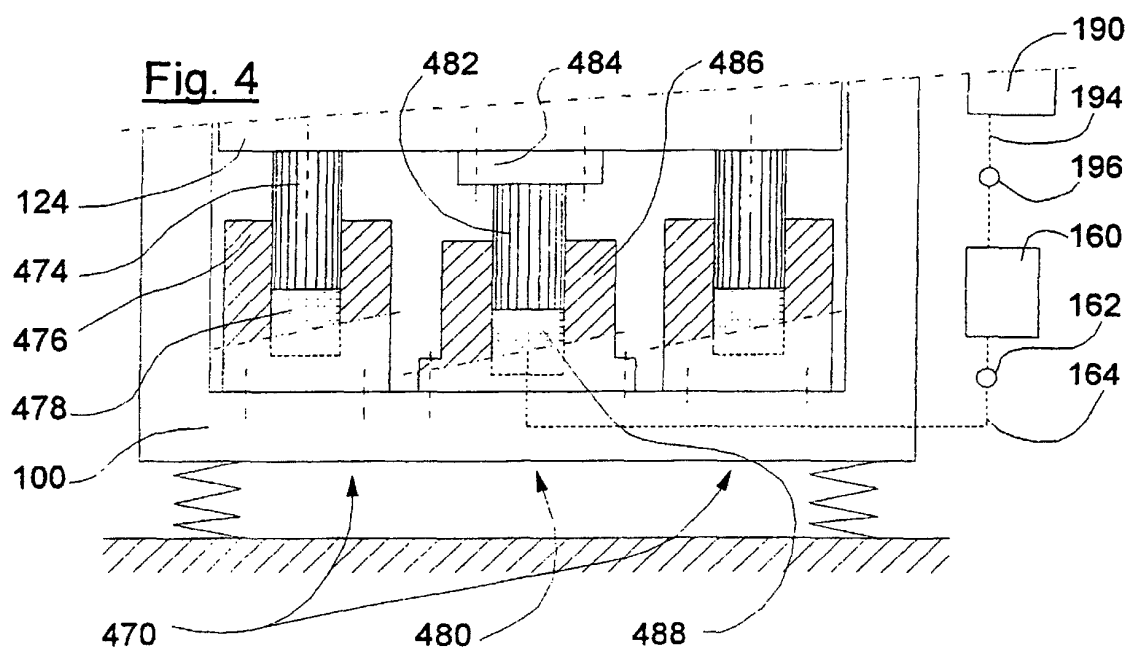
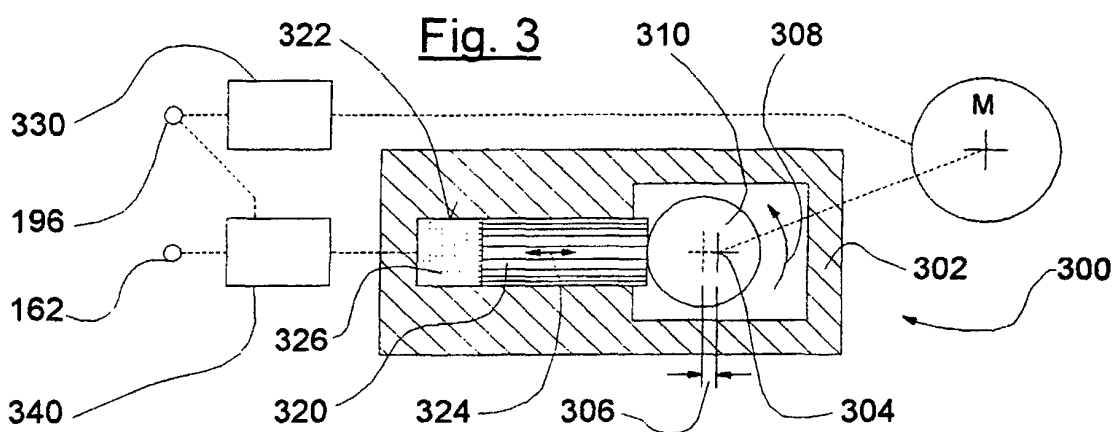
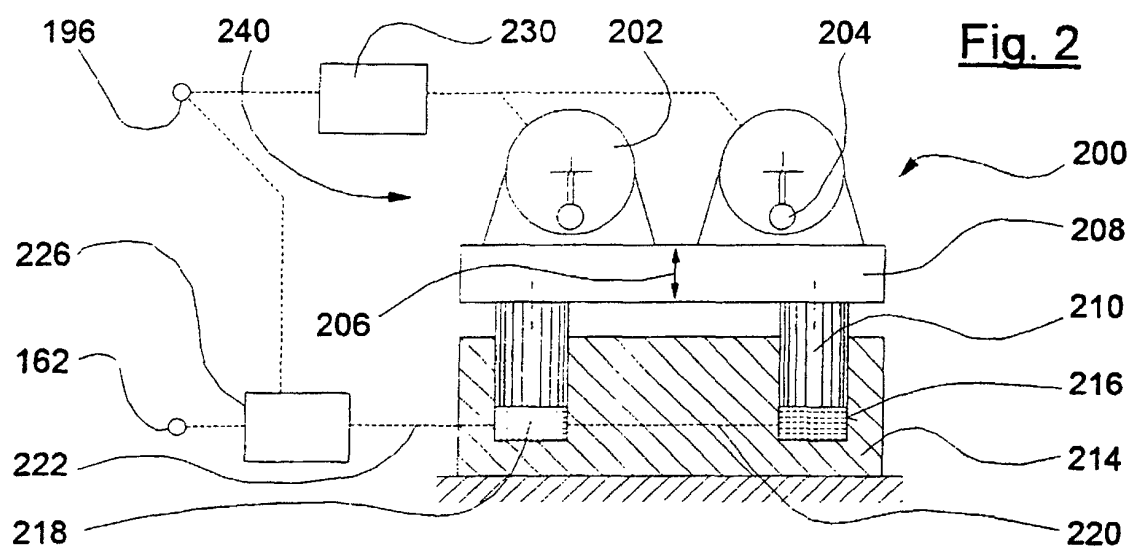


Fig. 5

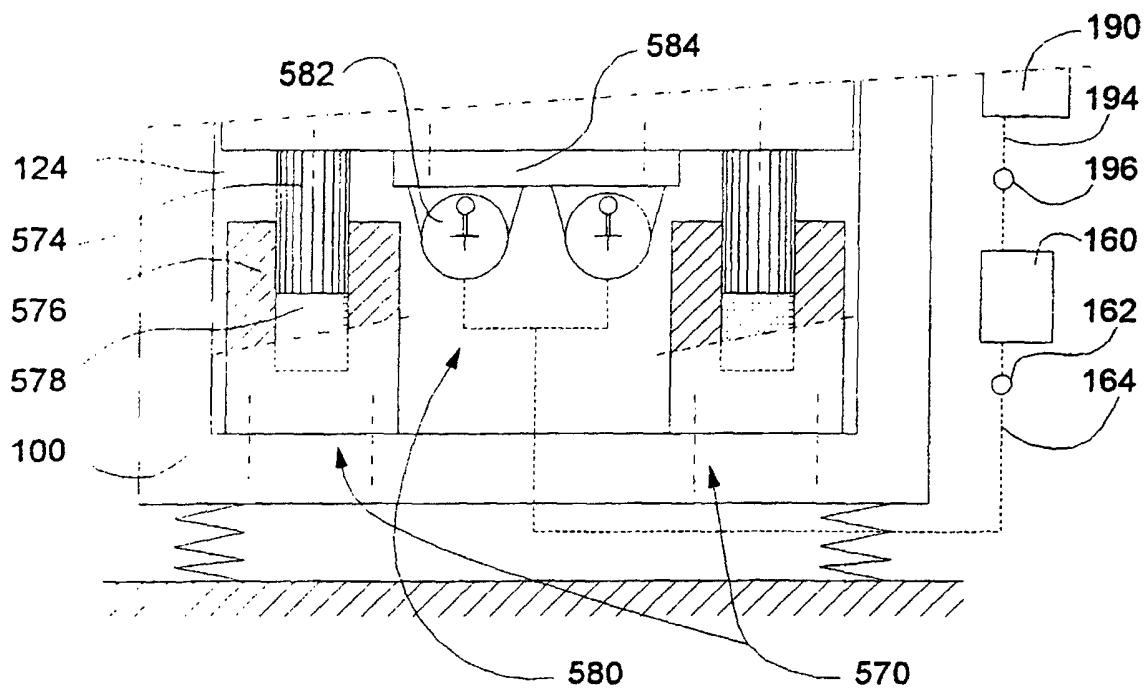


Fig. 6

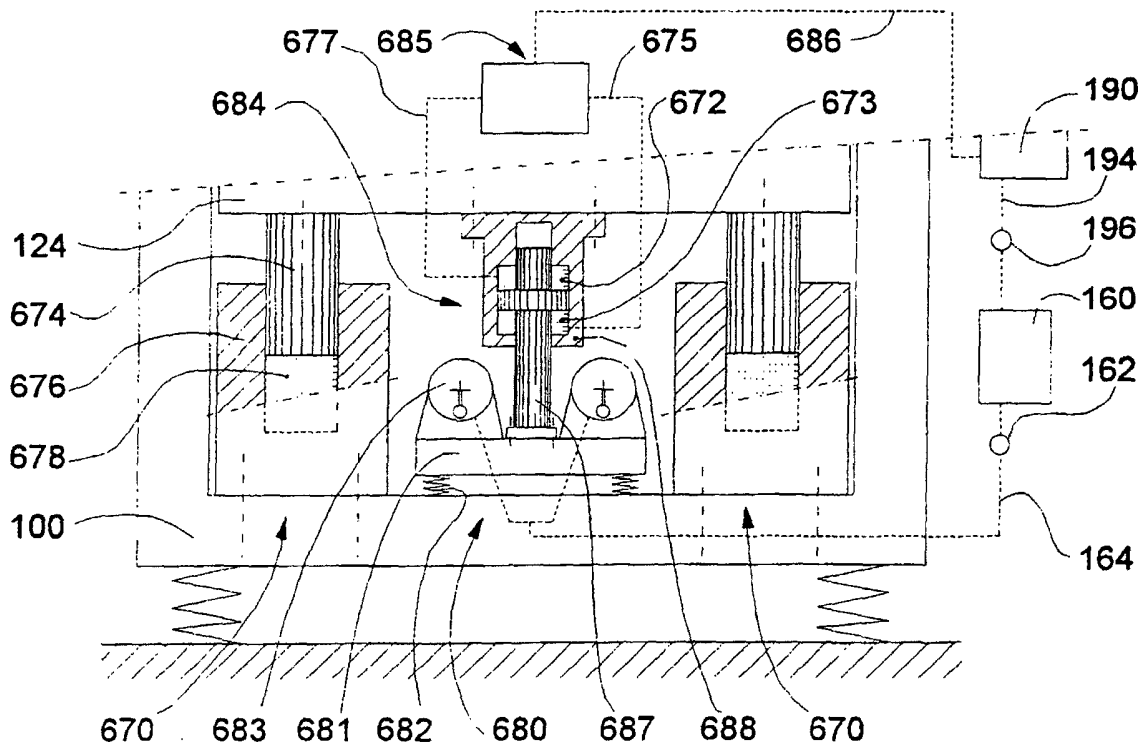


Fig. 7

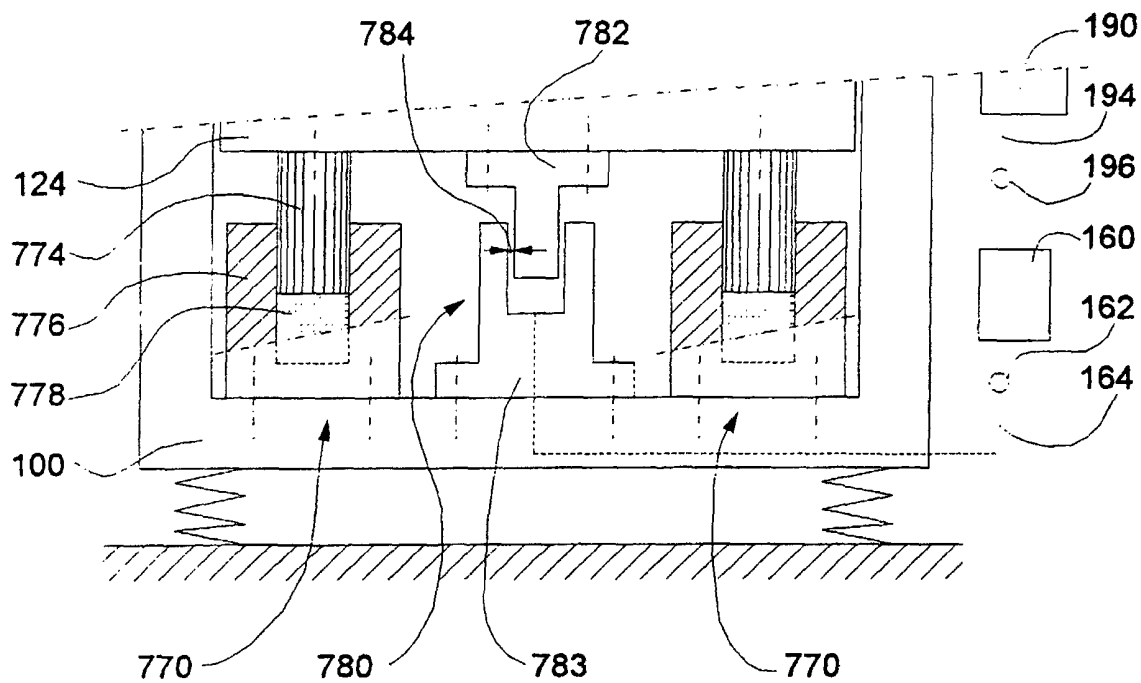


Fig. 8

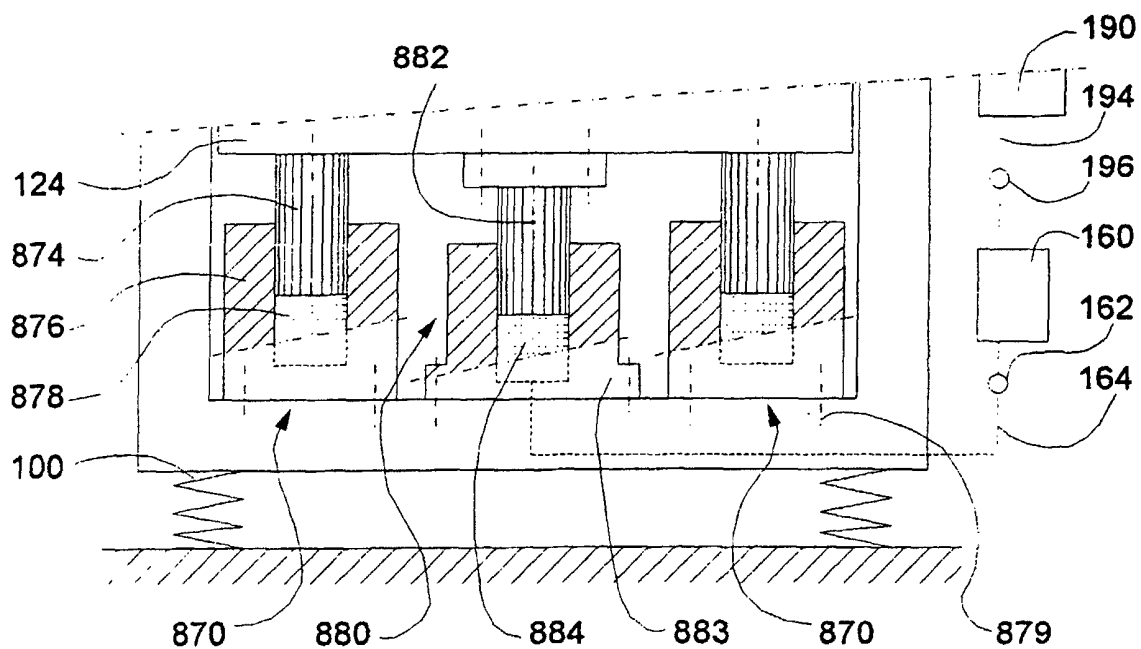


Fig. 9

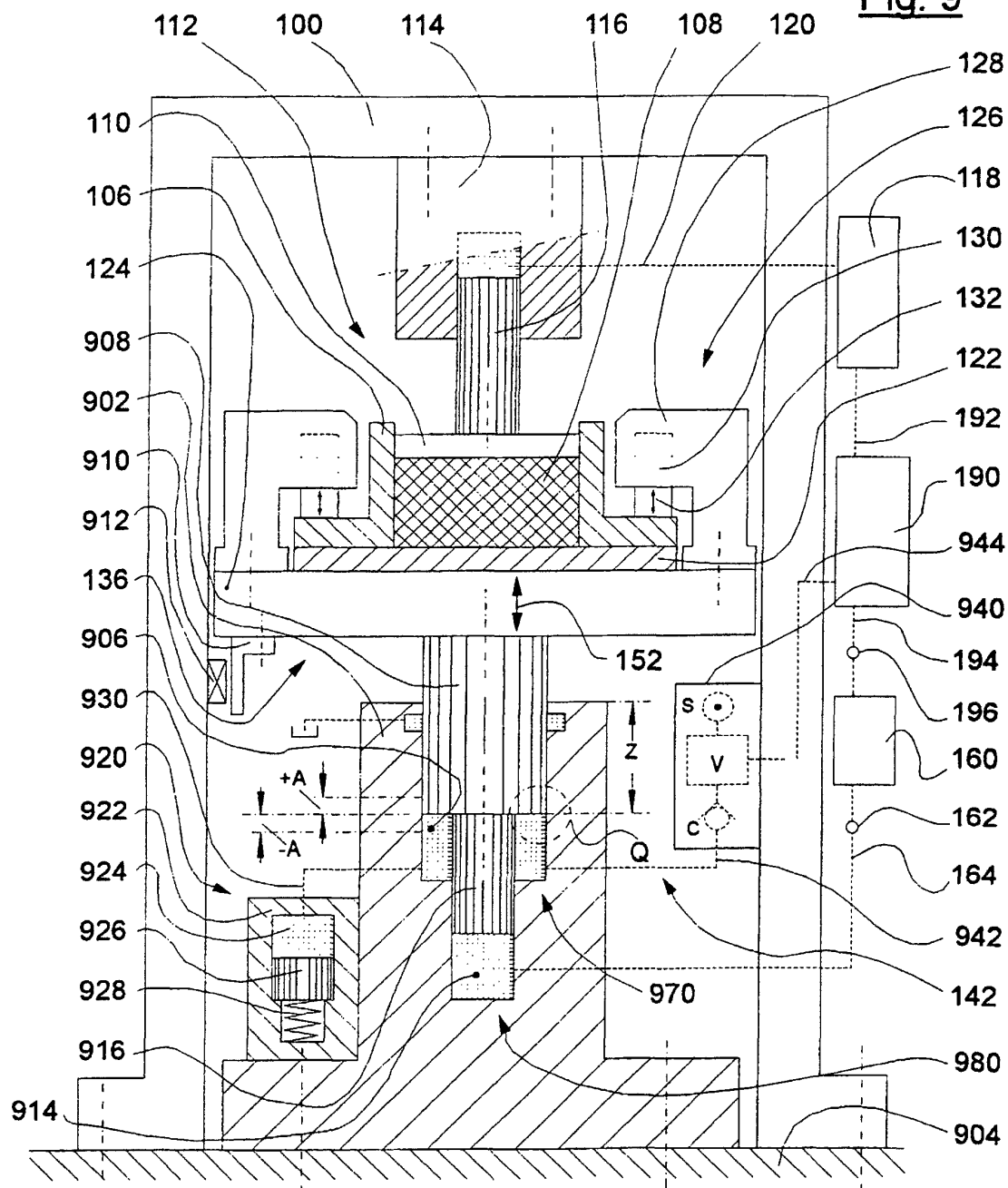


Fig. 10

