

Getriebe mit zyklisch variablem Übersetzungsverhältnis

Erfindung: Willicher baut für Scheichs

Eine Ölpumpe mit seinem Getriebe hat Wilhelm Klopmeier auf einer Messe in Kuwait als Modell vorgestellt.



Wilhelm Klopmeier hat die Ölpumpe mit dem von ihm erfundenen Getriebe in Fischer-Technik gebaut. Erst einen Tag vor seinem Flug nach Kuwait war das Modell fertig geworden.
(Foto:FriedhelmReimann)

Willich. Bisher gibt es die Erdölpumpe nur als Modell: In Fischertechnik gebastelt, steht sie schnurrend auf der Theke der Kellerbar. Doch vielleicht arbeiten ihre großen Brüder schon bald auf den Ölfeldern von Kuwait oder Saudi Arabien. Erfinder Wilhelm Klopmeier, Diplom-Ingenieur aus Willich, ist da durchaus optimistisch. Denn mit der Weiterentwicklung seines „Getriebes mit zyklisch variablem Übersetzungsverhältnis“ hat er bei den Scheichs Eindruck gemacht.

„Es war der Besuch in einer völlig fremden Welt“, berichtet Klopmeier von einer ungewöhnlichen Geschäftsreise: Auf Einladung und Kosten des „Kuwait Scientific Club“ stellte der Willicher vier Tage auf der Erfindermesse in Kuwait City aus. 23 Nationen waren dort vertreten, Klopmeier war einer der wenigen Europäer.

„Es war das erste Mal, dass jemand für diese Sache Geld gezahlt hat.“ Wilhelm Klopmeier Erfinder

Zustande gekommen waren die Kontakte zwischen dem Erfinder vom Niederrhein und den Herren aus dem Mittleren Osten vor einem Jahr auf der Messe „Ideen-Erfindungen-Neuheiten“ (IENA) in Nürnberg. Dort hatte Klopmeier sein Getriebe, das unter anderem als Fahrrad-Antrieb geeignet ist, vorgestellt.

„Und ein Mitglied des Scientific Clubs fragte mich, ob man es nicht auch in Ölpumpen anwenden könnte“, erinnert er sich. Der Willicher rechnete nach, schickte die Ergebnisse nach Kuwait – und hörte lange nichts mehr. Im August steckte aber plötzlich die Einladung in den Wüstenstaat im Briefkasten.

Das Interesse der Ölscheichs an der Technik aus Germany ist verständlich: Nach den Berechnungen Klopmeiers kann eine Förderpumpe mit seinem patentierten Antrieb rund 40 Prozent mehr leisten. Außerdem pumpt sie auch dann noch Öl, wenn die Quelle einmal schwächer wird, deren Nutzungsdauer verlängert sich also.

Dies alles erläuterte Klopmeier den Besuchern im vollklimatisierten Messezelt – darunter hochrangige Vertreter aus der Wirtschaft sowie der Informationsminister des Landes. Sogar Presse, Funk und Fernsehen von Kuwait berichteten über den Erfinder aus Willich.

Im nächsten Jahr wird Wilhelm Klopmeier 60. Ein Alter also, in dem sich viele auf den Ruhestand freuen. Macht der Erfinder von der Goethestraße statt dessen noch große Karriere? An so etwas denkt Klopmeier nicht. Er freut sich vielmehr darüber, dass seine lange Tüftelei im Keller jetzt international so große Beachtung finden: „Das ist eine Bestätigung für mich.“ Und hofft ansonsten, sein Getriebe irgendwann einmal in Anwendung zu sehen – ganz egal, ob auf den Ölfeldern von Kuwait oder in einem Fahrrad in Willich.

Der Erfinder und die Messe



Wilhelm Klopmeier mit Besuchern – darunter der Informationsminister des Landes – an seinem Messestand in Kuwait City.

Messeauftritt 23 Nationen waren bei der Ersten Internationalen Erfindermesse des Mittleren Ostens in Kuwait City vertreten. Sie stand unter der Schirmherrschaft von Emir Scheich Sabah Al-Ahmed Al-Jabar Al-Sabah. Wilhelm Klopmeier war einer der wenigen Europäer dort.

Medaille Für sein patentiertes Getriebe erhielt Wilhelm Klopmeier schon im Jahr 2006 auf der Erfindermesse IENA in Nürnberg durch eine internationale Jury eine Silbermedaille.

DieErfindung Vorteil des von Wilhelm Klopmeier entwickelten Getriebes ist es, dass aus einem gleichförmigen Antrieb ein ungleichförmiger Abtrieb erzeugt werden kann. Was so kompliziert klingt, lässt sich ganz einfach anwenden. So zum Beispiel in Fahrrädern:

Die Krafteinleitung eines Pedalantriebes kann dadurch biomechanisch verbessert werden. So wird eine gleichmäßigere Trittschwindigkeit und eine Verbesserung der Krafteinleitung erreicht. Für das Patent hat Klopmeier schon Kontakte zu Herstellern geknüpft.

22.11.2007

Von Werner Dohmen



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) DE 10 2005 057 286 A1 2007.06.06

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: 10 2005 057 286.3
(22) Anmeldetag: 01.12.2005
(43) Offenlegungstag: 06.06.2007

(51) Int Cl.⁸: **F16H 35/02 (2006.01)**
B30B 15/00 (2006.01)
B30B 15/14 (2006.01)
B30B 1/26 (2006.01)
B23Q 5/027 (2006.01)

(71) Anmelder:
Klopmeier, Wilhelm, Dipl.-Ing., 47877 Willich, DE

(72) Erfinder:
gleich Anmelder

(56) Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht zu ziehende Druckschriften:

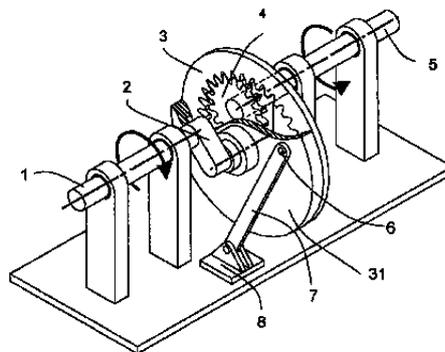
DE 198 15 655 C2
DE 43 20 079 A1
DE 37 19 475 A1
DE 24 58 489 A1
DE 21 10 020 A
DE 19 26 262 A
DE 13 01 182 A
DE 89 08 322 U1
DE 26 10 313 B1
DD 2 42 197 A1
US 56 36 603 A
US 54 94 009
US 42 61 223
EP 09 41 832 A1
EP 04 28 278 A1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Rechercheantrag gemäß § 43 Abs. 1 Satz 1 PatG ist gestellt.

(54) Bezeichnung: **Getriebe mit zyklisch variablem Übersetzungsverhältnis**

(57) Zusammenfassung: Getriebe zur Erzeugung einer Drehbewegung, das eine variable Winkelbeziehung zwischen einem Antriebsrad und einem Abtriebsrad herstellt, die sich periodisch wiederholt. Ein außermittig an einem Antrieb drehbar gelagertes Zahnrad (Planetenrad) kreist um den Mittelpunkt des Abtriebsrades, so dass beide Räder ständig in Eingriff sind. Eines der beiden Räder ist innenverzahnt, das andere ist außenverzahnt. Durch Festhalten eines Punktes am Umfang des umlaufenden Planetenrades mit einem geeigneten Koppelglied führt dieses eine überlagerte Nickbewegung aus, die zu einer ungleichförmigen Drehung des Abtriebes führt. Durch Veränderung der Zahnzahlen der beiden Räder und Verlagerung der Anlenkpunkte des Koppelgliedes lassen sich Getriebe mit einer großen Bandbreite für die zyklische Variation der Abtriebsdrehzahl bis hin zum Rastgetriebe oder Umkehrgetriebe kombinieren. Sofern keine Selbsthemmung entsteht, kann die Funktion von Antrieb und Abtrieb vertauscht werden. Eine Zusatzeinrichtung erweitert die Möglichkeiten zur Annäherung an eine Vielzahl von Sollkurven und deren weitgehende, betriebsmäßige Veränderung ohne Änderung des Grundgetriebes. Dazu wird eine überlagerte Bewegung entweder vom Hauptantrieb kontinuierlich abgeleitet oder mit einem unabhängigen Antrieb erzeugt und auf das Koppelglied übertragen.



Beschreibung

Stand der Technik

[0001] Die Erfindung bezieht sich auf den Antrieb von Maschinen, bei denen zyklische Bewegungsabläufe schnell, wiederholgenau und stoßfrei ausgeführt werden müssen, also z.B. Textilmaschinen, Druckmaschinen, Fördereinrichtungen, Taktanlagen und besonders Umformpressen.

[0002] Beispielhafte Ausführungen solcher Getriebe sind (EP) 0254 958 A1, bei dem einer mit zwei ovalen Zahnrädern erzeugten, variablen Drehung eine mit einer Kurbel erzeugte, oszillierende Drehung überlagert wird oder DE 4241 231 C2, ein Zugmittelgetriebe mit 3 unrunder Rädern. In DE 341 1922 A1 werden zwei achsparallele Wellen durch ein exzentrisches Verbindungselement an der einen Welle gekoppelt, dessen Antriebsseite in eine rotierende Nut an der anderen Welle greift und zu einer variablen Drehzahl der Abtriebswelle führt. In DE 300 1630 C2 wird die ungleichmäßige Drehung eines Kreuzgelenkes bei achsversetzten Wellen genutzt, während DE 199 36742 A1 und DE 362 5308 C2 Getriebe mit unrunder Zahnrädern beschreiben. Bekannt sind auch Getriebe, deren ungleichförmige Bewegung durch die Überlagerung von Nocken- oder Kurventrieben entsteht, z.B. DE 334 5053 A1, DE 330 1930C1 oder DE 320 2242 A1.

[0003] Ein besonderer Anwendungsfall sind Exzenterpressen, bei denen Schwungräder zur Energiespeicherung für die kurzfristig sehr hohen Umformleistungen eingesetzt werden und deshalb ein drehzahl geregelter Direktantrieb nicht unmittelbar einsetzbar ist. Ungeachtet der vielfältigen Verwendungsmöglichkeiten des erfindungsgemäßen Getriebeelementes wird sich die Beschreibung deshalb im wesentlichen auf die Anforderungen an mechanische Pressenantriebe und die Vorteile bei Verwendung des Getriebes in Exzenterpressen beschränken.

[0004] Bei Exzenterpressen mit gleichförmigem Antrieb der Exzenterwelle ist die Kinematik des Stößels eine sinusförmige Bewegung, die durch die Exzentrizität und die Drehzahl der Exzenterwelle vorgegeben wird. Diese Kinematik entspricht nur sehr eingeschränkt den technologischen Anforderungen. Eine selektive Veränderung des Zeit-Wegverhaltens in den kritischen Arbeitsbereichen ist nicht möglich.

[0005] So wird z.B. für Schmiedepressen eine kurze Druckberührzeit gefordert, um einen möglichst geringen Wärmeübergang in das Gesenk zu erreichen, während bei der Kaltmassivumformung eine lange Druckberührzeit und bei der Blechumformung eine geringe Geschwindigkeit beim Umformprozess erforderlich ist.

[0006] Bei vielen Typen von Schmiedemaschinen ist zudem eine ausgeprägte Stillstandsphase im oder nahe am oberen Totpunkt notwendig. Diese Rast wird z.B. für Handlingvorgänge und/oder auch zum Kühlen der Werkzeuge benötigt. Die Rast wird bei den meisten Pressen erzeugt, indem der Antrieb der Exzenterwelle ausgekuppelt und die Welle über eine Bremse stillgesetzt wird. Diese Kupplungs- Bremsysteme sind aufwendig, verschleißbehaftet und führen zu Lärm und Erschütterungen.

[0007] Grundsätzlich kann bei Exzenterpressen der Hub durch einen ungleichförmigen Antrieb der Exzenterwelle, eine Beeinflussung der Druckstangenlagerung oder/und durch geeignetes Getriebe hinter der Exzenterwelle erfolgen.

[0008] Aus der DE 196 01 300 C2 ist ein Exzenterpressenantrieb bekannt, bei dem die Exzenterwelle über ein Paar unrunder Zahnräder ungleichförmig angetrieben wird. Durch die Kurvenform der Räder lassen sich unterschiedliche Bewegungsabläufe für den Stößel verwirklichen. Ergänzt wird diese Anordnung durch DE 198 15653 C2, in der eine Erweiterung der möglichen Bewegungsabläufe durch eine Verdrehung zwischen dem abtreibenden Rad und der Exzenterwelle vorgeschlagen wird. Weitergehende Modifikationen des Hubverhaltens sind nur durch Auswechseln beider Antriebsräder oder durch wahlweises Einkuppeln unterschiedlicher Radsätze möglich. Nachteilig bei diesem Antrieb sind auch die wegen der komplizierten Geometrie aufwendig zu fertigenden Zahnräder und die Baugröße, da beide Räder außenverzahnt sind – bei schweren Pressen beträgt der Durchmesser des Antriebsrades oft mehrere Meter. Der ergänzende Vorschlag, ein Umlaufgetriebe mit unrunder Zahnrädern zu verwenden, reduziert die Baugröße zu Lasten eines erheblich größeren technischen Aufwandes. Im Weiteren lässt der Antrieb nur eine Verlangsamung im oberen Totpunkt zu; eine Rast ist nicht möglich, da dazu der Radius des treibenden Rades Null sein müsste. Mit DE 198 15 655 C2 wird der Vorschlag um ein Überlagerungsgetriebe erweitert, das durch Summation einer konstanten und einer variablen Eingangsdrehzahl zum periodischen Stillstand des Abtriebes führt.

[0009] Weitere Möglichkeiten zur Hubbeeinflussung bieten geschaltete Antriebe.

[0010] Als Beispiel schlägt WO 02/070240 (PCT/EP 02/0259.5) ein kompaktes Schaltgetriebe vor, mit dem die Drehung des Schwungrades mit zwei verschiedenen Übersetzungsverhältnissen auf die Exzenterwelle übertragen wird. Nachteilig an dieser Ausführung ist, dass das Hubverhalten zwar durch die unterschiedlichen Antriebsdrehzahlen verändert wird, aber der sinusförmige Verlauf in den beiden Bereichen erhalten bleibt. Eine Anpassung an technologische Anforderungen ist so nur eingeschränkt ge-

ben und die notwendigen Kupplungen sind verschleißbehaftet.

[0011] DE 4421 527 C2 schlägt einen geschalteten Antrieb mit zwei drehzahlgeregelten Motoren vor. Auf einer Seite der Exzenterwelle befindet sich ein kuppelbarer Schwungradantrieb, auf der anderen ein ständig gekoppelter Antrieb. Im Arbeitsbereich mit hoher Belastung wird der Schwungradantrieb zugeschaltet, in den übrigen Bereichen übernimmt der andere Antrieb. Einen funktionell vergleichbaren Antrieb, der als kompakte Einheit auf einem Ende der Exzenterwelle montiert, beschreibt EP 1 126 581 A2. Eine weitere Ausführung ist aus "MM Das Industrie-Magazin", 19/2005 Seite 34ff bekannt. Hier wird ein Pressenantrieb mit einem hochdynamischen Servomotor vorgestellt, der für die Leistungsabgabe im Arbeitsbereich mit einem verschleißfrei kuppelbaren Schwungrad unterstützt wird.

[0012] Mit den drei vorgestellten Antriebe kann der Hubverlauf verändert werden durch Umschalten zwischen zwei drehzahlveränderlichen Schaltstufen und/oder direkte Nutzung der Dynamik der eingesetzten Regelantriebe. Nachteilig ist neben dem großen mechanischen und steuerungstechnischen Aufwand, dass im Arbeitsbereich der sinusförmige Hubverlauf wegen der festen Übersetzung zum Schwungrad grundsätzlich erhalten bleibt und nur durch Änderung der Drehzahl des träge reagierenden Schwungrades beeinflusst werden kann. Bereiche mit z.B. konstanter Hubgeschwindigkeit sind im Schwungradbetrieb nicht möglich.

[0013] Mit EP 0941 832 A1 wird der Hubverlauf des Stößels dadurch verändert, dass die Druckstange nicht konzentrisch sondern mit separat drehbaren Exzenterbuchsen auf dem Exzenter der Exzenterwelle gelagert ist. Durch gesteuertes Verdrehen dieser Buchsen wird dem Stößelweg eine Zusatzbewegung überlagert, die zu einer Optimierung des Hubverlaufes geeignet ist. Nachteilig ist auch hier der hohe mechanische Aufwand. Im Kraftfluss des Stößels muss auf eine auf dem außermittig umlaufenden Exzenter gelagerte Buchse verdreht werden. Dafür ist ein kinematisch anspruchsvoller Getriebezug erforderlich, der obendrein den großen Kräften entsprechend dimensioniert sein muss. Vor allem die zusätzliche Lagerfläche für die Druckstange führt zu Reibungsverlusten und Verschleiß.

[0014] Eine Anordnung, das Hubverhalten einer Presse durch Maßnahmen hinter der Exzenterwelle zu verbessern, enthält DE 102 27 088 A1. Dieser Vorschlag beschreibt einen Pressenantrieb, bei dem der Stößel statt mit einer starren Druckstange über ein Lenkhebelgetriebe mit Doppelsexzenter angetrieben wird. Damit ist eine Beeinflussung des Hubverlaufes auch beim Pressvorgang möglich, der zudem durch Verdrehen des Doppelsexzenten betriebsmäßig ver-

ändert werden kann. Nachteilig bei diesem Antrieb sind der hohe mechanische Aufwand und die Verringerung der Maschinensteifigkeit, da sich das Lenkhebelgetriebe im Kraftfluss des Stößels befindet. Durch die gleichzeitige Änderung von Hubhöhe und Hubverlauf ändert sich bei unterschiedlichen Betriebsbedingungen die Hubhöhe, und dies erschwert den Einsatz von Handhabungsgeräten. Eine ausgeprägte Rast ist bei diesem Vorschlag nicht möglich.

Aufgabenstellung

[0015] Die Aufgabe dieser Erfindung besteht darin, ein Getriebe mit einer zur Antriebsdrehzahl zyklisch variablen Abtriebsdrehzahl zu gestalten, das bei einfacher Bauart neben einer günstigen Kinematik für viele allgemeine Anwendungen speziell einen auf unterschiedliche Umformtechnologien abgestimmten Antrieb für Exzenterpressen ermöglicht. Das Getriebe soll wegen der stark unterschiedlichen Anforderungen der verschiedenen Verwendungsfälle in Bauartvarianten eine große Bandbreite an Drehzahlmodulationen bis hin zum Rastgetriebe ermöglichen, wobei für jede Variante mit einfachen Maßnahmen Feinabstimmungen des generellen, bauartabhängigen Drehzahlverlaufes auch betriebsmäßig möglich sein sollen, um z.B. ein Anpassen an wechselnde Anforderungen innerhalb einer Produktreihe zu erreichen.

[0016] Diese Aufgabenstellung wird durch die in Anspruch 1 beschriebene Erfindung gelöst. In den Unteransprüchen sind vorteilhafte und zweckmäßige Weiterbildungen angegeben.

[0017] Vorteilhaft an dem erfindungsgemäßen Getriebe ist die einfache Bauart und der geringe Fertigungsaufwand. Mit nur zwei Zahnrädern ist eine Drehzahlmodulation möglich, die über einen Stillstand bis zur Drehrichtungsumkehr reichen kann. Der Abtrieb wird aus der Überlagerung harmonischer Bewegungen erzeugt und alle Elemente sind in ständigem Eingriff. Dadurch ist ein stoßfreier Betrieb auch bei hohen Beschleunigungen möglich. Die Leistungsübertragung erfolgt über eine Hohlrad/Stirnradpaarung und ist damit optimal für hohe Drehmomente geeignet.

[0018] Für eine Anwendung des Getriebes in Pressen sind nur geringe Änderungen gegenüber einem konventionellen Antrieb nötig. Sind wegen Schwungmassen im Antrieb weiterhin Kupplungen und Bremsen nötig, arbeiten diese verschleißfrei, da sie betriebsmäßig in der Stillstandsphase geschaltet werden und im Durchlaufbetrieb nur eine Notfunktion erfüllen. Sie können daher einfacher ausgeführt werden. Die große Steifigkeit des konventionellen Exzenterantriebes wird nicht vermindert.

Ausführungsbeispiele

[0019] Weitere Vorteile und Einzelheiten der Erfindung ergeben sich aus der nachfolgenden Beschreibung. Die beigelegten Zeichnungen zeigen:

[0020] **Fig. 1** Modellskizze des erfindungsgemäßen Getriebes mit umlaufenden Hohlrad

[0021] **Fig. 2** Funktionsablauf des Getriebes

[0022] **Fig. 3** Modellskizze des erfindungsgemäßen Getriebes mit umlaufendem Stirnrad

[0023] **Fig. 4** Varianten für ein nicht angetriebenes Koppelglied

[0024] **Fig. 5** Varianten für ein angetriebenes Koppelglied

[0025] **Fig. 6** beispielhafte Drehzahldiagramme

[0026] **Fig. 7** Modellskizze des Getriebes, eingesetzt als Exzenterpressenantrieb

[0027] **Fig. 8** wie **Fig. 7**, mit angetriebenem Koppelglied

[0028] **Fig. 9** Funktionsablauf des Getriebes, eingesetzt als Exzenterpressenantrieb

[0029] **Fig. 10** beispielhafte Stößelhubdiagramme

[0030] **Fig. 11** Getriebevariante mit nachgeschaltetem Planetengetriebe

[0031] **Fig. 12** Getriebevariante mit nachgeschaltetem Überlagerungsgetriebe

[0032] **Fig. 13** Einsatz des Getriebes in einem ergonomischen Pedalantrieb

[0033] **Fig. 14** Variante zu **Fig. 13**

Beschreibung

[0034] Das Grundgetriebe besteht aus einem Hohlrad und einem Stirnrad. Eines der beiden Räder ist als Planetenrad auf einem Kurbelzapfen exzentrisch gelagert und rotiert so um den Mittelpunkt des anderen Rades, dass beide Räder ständig im Eingriff sind. Das Planetenrad wird an einem außermittigen Punkt z.B. durch einen Hebel gehalten. Dadurch führt das Planetenrad während eines Umlaufes eine Nickbewegung aus, die zu einer ungleichförmigen Abtriebsdrehung des anderen Rades führt. Das Gesamtübersetzungsverhältnis ist durch die Zähnezahln der beiden Räder bestimmt. Die überlagerte Drehung ergibt sich aus der Position des Koppelpunktes und des Festpunktes des Hebels. Mit kleiner werdender Ex-

zentrität des Koppelpunktes vergrößert sich die überlagerte Drehung. Liegt der Koppelpunkt auf dem Teilkreis des Planetenrades, ergibt sich eine echte Rast, liegt der Koppelpunkt innerhalb des Teilkreises, ergibt sich eine Drehrichtungsumkehr. Grundsätzlich wird mit jedem Umlauf des Planetenrades ein Zyklus durchlaufen. Daraus folgt, dass das Abtriebsrad bei einem Übersetzungsverhältnis von 1/-1 einen Zyklus pro Umdrehung durchläuft und sich bei einem Übersetzungsverhältnis von z.B. 1/0,5 zwei Zyklen pro Umdrehung ergeben.

[0035] **Fig. 1** zeigt als Ausführungsbeispiel ein Funktionsmodell des Getriebes mit einem umlaufenden Hohlrad. Die Antriebswelle (1) trägt an ihrem Ende eine Kurbel (2), auf deren Kurbelzapfen das Hohlrad (3) mittels eines Flansches (31) drehbar gelagert ist. Beim Drehen der Antriebswelle (1) rotiert der Mittelpunkt des Hohlrades (3) so um den Mittelpunkt des Abtriebrades (4), dass die beiden Zahnräder in ständigem Eingriff sind. Das Hohlrad (3) bzw. der Flansch (31) wird am Koppelpunkt (6) durch einen Hebel (7) gehalten, der im Festpunkt (8) gelagert ist. Die resultierende Bewegung des Hohlrades (3) wird über das zentrische Abtriebsrad (4) auf die Abtriebswelle (5) übertragen.

[0036] Wegen des gewählten Zähnezahlnverhältnisses 2/1 zwischen umlaufendem Hohlrad (3) und Abtriebsrad (4) ist die mittlere Abtriebsdrehzahl -1. Es ergibt sich ein Zyklus pro Abtriebsdrehung. Andere Gesamtübersetzungsverhältnisse sind möglich, z.B. -0,5 bei einem Zähnezahlnverhältnis von 3/2. **Fig. 1a** zeigt als Diagramm den Drehwinkel (ω^2) und die Drehgeschwindigkeit (ω^2) des Abtriebes als Absolutwert für eine Umdrehung (ω^1) des Antriebes. **Fig. 1b** ist das Rechenmodell des dargestellten Getriebes. **Fig. 2** zeigt als Diagramm den Drehwinkel (ω^2) und die Drehgeschwindigkeit (ω^2) des Abtriebes mit zusätzlicher Markierung der Winkelpositionen (ω^1) der Antriebswelle. Die zugehörigen Getriebebestellungen sind in **Fig. 2a** bis **Fig. 2f** dargestellt.

[0037] **Fig. 3** zeigt als Ausführungsbeispiel ein Funktionsmodell des Getriebes mit einem umlaufenden Stirnrad. Wegen der vergleichbaren Anordnung sind die Positionsnummern unverändert. Die Antriebswelle (1) trägt an ihrem Ende eine Kurbel (2), auf deren Kurbelzapfen das Stirnrad (3) mittels eines Flansches (31) drehbar gelagert ist. Beim Drehen der Antriebswelle (1) rotiert der Mittelpunkt des Stirnrades (3) so um den Mittelpunkt des Abtriebrades (4), dass die beiden Zahnräder in ständigem Eingriff sind. Das Stirnrad (3) und der Flansch (31) sind drehfest verbunden und werden am Koppelpunkt (6) durch einen Hebel (7) gehalten, der im Festpunkt (8) gelagert ist. Die resultierende Bewegung des Stirnrades (3) wird über das zentrische Hohlrad (4) auf die Abtriebswelle (5) übertragen.

[0038] Wegen des gewählten Zähnezahlnverhältnisses $1/2$ zwischen umlaufendem Stirnrad (3) und Abtriebsrad (4) ist die mittlere Abtriebsdrehzahl $+0,5$. Es ergeben sich zwei Zyklen pro Abtriebsdrehung. Auch hier sind andere Übersetzungsverhältnisse möglich. **Fig. 3a** zeigt als Diagramm den Drehwinkel und die Drehgeschwindigkeit des Abtriebes als Absolutwert für zwei Umdrehungen des Antriebes. **Fig. 3b** ist das Rechenmodell des dargestellten Getriebes.

[0039] Die folgenden Abbildungen zeigen Beispiele für die Ausbildung der Koppelpunkte für das Planetenrad. Alle Beispiele sind für ein Getriebe mit umlaufendem Hohlrad gewählt, gelten aber auch für ein Getriebe mit umlaufendem Stirnrad.

[0040] **Fig. 4a** zeigt die Anbindung des Koppelpunktes Pos.2 des Hebels Pos.1 auf dem Teilkreis des Planetenrades. Es ergibt sich ein Getriebe mit Raststellung. In **Fig. 4b** liegt der Koppelpunkt Pos.2 außerhalb des Teilkreises des Planetenrades. Es ergibt sich ein Getriebe, dessen Abtriebsdrehzahl zwischen einem Minimum und einem Maximum variiert. Je weiter der Koppelpunkt nach außen verlagert wird, desto geringer wird die Differenz zwischen maximaler und minimaler Abtriebsdrehzahl. Liegt der Koppelpunkt innerhalb des Teilkreises, ändert sich bereichsweise die Drehrichtung des Abtriebes (nicht dargestellt).

[0041] In **Fig. 4c** und **Fig. 4d** ist die Koppelung mit einem Hebel durch eine Gleitführung ersetzt. **Fig. 4c** zeigt eine ortsfeste Gleitführung Pos.3; der Gleitstein Pos.4 ist am Planetenrad befestigt. In **Fig. 4d** ist der Gleitstein Pos.6 ortsfest und die Führung Pos.5 Teil des Planetenrades. In beiden Fällen kann die Gleitfläche gerade (**Fig. 4d**), oder geneigt und/oder zur Feinabstimmung des Getriebes gekrümmt (**Fig. 4c**) sein.

[0042] Die Anordnung eines Koppelhebels beeinflusst das Getriebeverhalten ähnlich einer Gleitführung. Ein kurzer Hebel führt zu einer starken Krümmung der Bahn des Koppelpunktes, und die Position des Anlenkpunktes bestimmt die Neigung dieser Bahn. Die Skizzen **Fig. 5a** bis **Fig. 5d** zeigen Möglichkeiten, das Getriebeverhalten darüber hinaus durch zwangsweise oder gesteuerte Lageänderung des Anlenkpunktes während des Umlaufes zu verändern. Die Parameter können manuell oder kraftbetrieben geändert werden. Im Beispiel **Fig. 5a** ist der Koppelhebel Pos.1 an einer Schwinge Pos.2 montiert, deren Bewegung über einen Kurbeltrieb Pos.3 vom Hauptantrieb Pos.4 abgeleitet wird. Befindet sich der Anlenkpunkt Pos.8 im Zentrum dieser Schwinge, verhält sich das Getriebe wie ein Getriebe mit ortsfester Anlenkung des Koppelhebels (**Fig. 4a**). Verschiebt man den Anlenkpunkt nach links oder rechts, wird zunehmend eine zusätzliche Drehung überlagert. In **Fig. 5b** ist die Schwinge durch einen

Drehschieber Pos.5 ersetzt, der über ein geeignetes Getriebe (hier ein Kettentrieb Pos.6 mit einem Übersetzungsverhältnis $1/1$) vom Hauptantrieb Pos.4 abgeleitet wird. Der Hub für die Anlenkung des Koppelhebels kann ebenfalls verändert werden. Befindet sich der Anlenkpunkt Pos.8 im Zentrum des Drehschiebers, verhält sich das Getriebe wie ein Getriebe mit ortsfester Anlenkung des Koppelhebels (**Fig. 4a**). Verschiebt man den Anlenkpunkt Pos.8 nach links oder rechts, wird zunehmend eine zusätzliche Drehung (addierend oder subtrahierend) überlagert. Eine konstante Drehung des Abtriebes ist möglich, wenn der eingestellte Durchmesser am Drehschieber gleich dem Umlaufdurchmesser des Planetenrades ist. Skizze **Fig. 5c** veranschaulicht diesen Fall. Das Beispiel veranschaulicht die große Bandbreite der Varianten im Drehzahlverlauf, die mit einfachen Stellmöglichkeiten erreicht werden können. Weitere Einflussmöglichkeiten sind gegeben, indem man den Drehschieber relativ zum Antrieb verdreht oder ein anderes Übersetzungsverhältnis zwischen Hauptantrieb und Drehschieber wählt.

[0043] Wird der Drehschieber Pos.5 statt über den Hauptantrieb mit einem eigenen, vorzugsweise lagegeregelten Antrieb (hier Servomotor mit Kettentrieb Pos.7) angetrieben, erhält man ein System nach **Fig. 5d**. Da man mit dem variablen Getriebe eine Sollkennlinie im Regelfall gut annähern kann, reicht für den Zusatzantrieb eine vergleichsweise geringe Leistung, um den Sollverlauf exakt zu erreichen. Zudem kann man diesen Antrieb im Falle eines zu hohen Abgabemomentes abschalten und die auftretenden Kräfte durch ein selbsthemmendes Getriebe oder eine Feststellbremse aufnehmen. Der Antrieb dient dann dazu, unkritische Bereiche beschleunigt oder verzögert zu durchfahren, um in wichtigen Bereichen einen günstigen Bereich der Getriebekennlinie ohne Belastung des Zusatzmotors auszunutzen.

[0044] Eine spezielle Variante eines Zusatzantriebs zur Verlagerung des Anlenkpunktes Pos.8 des Koppelhebels Pos.1 ist nach **Fig. 5e** ein Hydraulikzylinder Pos.9. Dieser Antrieb bietet alle Möglichkeiten eines lagegeregelten Antriebes. Man kann aber auch zwei verschiedene Betriebspunkte z.B. durch Anschläge einstellen und im laufenden Betrieb zwischen diesen Einstellungen wechseln. Ein Hydraulikzylinder kann auch bei geringer Antriebsleistung so ausgelegt werden, dass er durch Blockieren mit Sperrventilen sehr hohe Stillstandkräfte aufnehmen kann. Mit Druckventilen ausgerüstet bietet er bei Überlast die Möglichkeit einer Ausweichbewegung, um während dieser Bewegung den Hauptantrieb stillzusetzen. Die zulässige Belastung kann mit diesen Ventilen exakt eingestellt und ein Überschreiten sicher erkannt werden. In ähnlicher Bauweise kann auch eine lineare Verstellung des Anlenkpunktes über eine Motorspindel vorteilhaft sein.

[0045] In folgenden Diagrammen werden einige Auslegungen für spezielle Drehzahlverläufe des erfindungsgemäßen Getriebes gezeigt. Dargestellt sind Kurven für Drehwinkel (ω_2) und Drehgeschwindigkeit (ω_2^2 des Abtriebes für eine konstante Antriebsdrehzahl (ω_1) **Fig. 6a** zeigt eine Auslegung für einen Bereich mit konstanter Abtriebsdrehzahl. Das zugehörige Rechenmodell zeigt die Geometrie des Antriebes; kaum erkennbar ist die geringfügige Verlagerung des Fixpunktes des Koppelhebels mit einem Kurbeltrieb nach **Fig. 5b**. Eine Auslegung mit der Zielsetzung konstanter Beschleunigung ist im Diagramm und Rechenmodell **Fig. 6b** dargestellt. Ein Zusatzantrieb ist hier nicht erforderlich. In

[0046] **Fig. 6c** ist schließlich ein extremes Rastgetriebe dargestellt. Dieses Getriebe besteht aus 2 erfindungsgemäßen Getrieben, bei denen der Abtrieb des ersten Getriebes als Antrieb für das zweite Getriebe genutzt wird. Die Getriebe arbeiten ohne Zusatzantrieb und sind so aufeinander abgestimmt, dass die rechnerische Positionsabweichung im horizontalen Bereich der Kennlinie max. $0,001^\circ$ ist. Das Rechenmodell ist nicht dargestellt.

[0047] Die Skizzen **Fig. 7** und **Fig. 8** zeigen modellhaft den Einsatz des erfindungsgemäßen Getriebes bei Exzenterpressen. Die Antriebswelle (1) trägt an ihrem Ende eine Kurbel (2), auf deren Kurbelzapfen das Hohlrads (3) mittels eines Flansches (31) drehbar gelagert ist. Beim Drehen der Antriebswelle (1) rotiert der Mittelpunkt des Hohlrades (3) so um den Mittelpunkt des Abtriebrades (4), dass die beiden Zahnräder in ständigem Eingriff sind. Das Hohlrads (3) bzw. der Flansch (31) wird am Koppelpunkt (6) durch einen Hebel (7) gehalten, der nach **Fig. 7** im Festpunkt (8) gelagert ist. In **Fig. 8** wird alternativ mit einem angetriebenen Drehschieber Pos.9 (gemäß **Fig. 5b**) über den Hebel Pos.7 eine Zusatzbewegung auf das Hohlrads Pos.3 überlagert. In beiden Fällen wird die resultierende Bewegung des Hohlrades Pos.3 über das zentrische Abtriebsrad Pos.4 auf die Exzenterwelle Pos.5 übertragen, die über eine Druckstange Pos.10 den Stößel Pos.11 antreibt.

[0048] Die Funktionsweise des Getriebes als Antrieb für Exzenterpressen ist im folgenden dargestellt. **Fig. 9** zeigt beispielhaft ein Geschwindigkeits-Hubdiagramm ($v; h$) des erfindungsgemäßen Antriebes mit Markierungen für die Winkelpositionen der Antriebswelle (ω_1). Die zugehörigen Getriebebestellungen und Stößelstellungen sind in **Fig. 9a** bis **Fig. 9f** skizziert.

[0049] Die Diagramme **Fig. 10a** bis **Fig. 10f** zeigen Beispiele für mögliche Stößelhubverläufe jeweils über eine Umdrehung der mit einem erfindungsgemäßen Getriebe angetriebenen Exzenterwelle sowie eine Grafik des dazu gehörenden Rechenmodells. Anpassungen an technologisch erforderliche Sollkurven können durch vielfältige Maßnahmen erreicht

werden. Im Folgenden werden einige exemplarisch umrissen.

[0050] Im Beispiel **Fig. 10a** erfolgt der Antrieb durch ein Getriebe mit umlaufendem Hohlrads ($i = -1$; 1 Zyklus/Umdrehung) ohne besondere Optimierung. Zum Vergleich mit der modifizierten Hubkurve ist der Hubverlauf mit einem konventionellen Antrieb eingezeichnet.

[0051] In **Fig. 10b** ist ein gleichartiger Antrieb mit einem zusätzlichen Drehschieber (**Fig. 5b**) so optimiert, dass der Abwärtshub mit gleichmäßiger Hubgeschwindigkeit und der Rückhub mit erhöhter Geschwindigkeit erfolgt. Zum Vergleich ist ebenfalls der nicht modifizierte Hubverlauf ($h\#$) eingezeichnet.

[0052] **Fig. 10c** ist ein weiteres Beispiel für das gleiche Grundgetriebe. Nur durch die spezielle Anordnung des Koppelhebels wird hier ein extrem schneller Hub und eine ausgeprägte Rast erzeugt.

[0053] Im Beispiel **Fig. 10d** erfolgt der Antrieb durch ein Getriebe mit umlaufendem Stirnrad und einem Gesamtübersetzungsverhältnis von 0,5 ohne Optimierung. Damit ergeben sich zwei Umläufe des variablen Getriebes pro Umdrehung der Exzenterwelle und mit der gewählten Geometrie zwei Rasten im oberen und unteren Totpunkt. Das Diagramm zeigt den Stößelhub im Vergleich mit einem konventionellen Hubverlauf ($h\#$).

[0054] Mit einem zusätzlichen Drehschieber (**Fig. 5b**) ist der Antrieb in **Fig. 10e** so optimiert, dass sich eine gleichmäßige, langsame Geschwindigkeit vor dem Erreichen des unteren Totpunktes ergibt. Die Vergleichskurve ($h\#$) zeigt eine Hubkurve, die in diesem Beispiel durch Verdrehen des Drehschiebers gegenüber dem Hauptantrieb erzeugt wird.

[0055] Einen ähnlichen Kurvenverlauf zeigt Diagramm **Fig. 10f**. Der Antrieb erfolgt jedoch über ein Getriebe mit umlaufendem Hohlrads, ebenfalls im Übersetzungsverhältnis (-) 0,5. Die Optimierung erfolgt über einen Drehschieber (**Fig. 5b**), der vom Hauptantrieb mit einer Übersetzung $-0,5$ abgeleitet ist. Damit wirkt sich der variable Antrieb mit zwei Zyklen pro Exzenterdrehung aus, während der Zusatzantrieb mit einem Zyklus pro Exzenterdrehung überlagert wird. Das Ergebnis ist eine wesentlich ausgeprägtere Rast im oberen Totpunkt und ein, durch Radienveränderung am Drehschieber, großer Einstellbereich für den im Beispiel angestrebten Bereich mit konstanter Geschwindigkeit. Die Kurven ($h\#$) und ($v\#$) zeigen Vergleiche für einen veränderten Radius des Drehschiebers.

[0056] Die Darstellungen **Fig. 11a** bis **Fig. 11c** beschreiben eine Möglichkeit, in kritischen Fällen den Umlaufdurchmesser des erfindungsgemäßen Getriebe-

bes zu verringern. **Fig. 11a** zeigt dazu die Seitenansicht eines kombinierten Getriebes. Um den Umlaufdurchmesser des variablen Getriebes zu verkleinern, ist der Durchmesser des umlaufenden Hohlrades so reduziert, dass sich eine Übersetzung von $-0,5$ ergibt. Um dennoch ein Übersetzungsverhältnis von 1 zu erreichen, ist hinter dem variablen Getriebe ein Planetengetriebe angeordnet, dass mit einer Übersetzung von 2 ins Schnelle treibt. Der Leistungsfluss erfolgt von einem nicht gezeichneten Antriebsrad auf den Drehpunkt des umlaufenden Hohlrades Pos.2, dessen Koppelung ebenfalls nicht dargestellt ist, und weiter über das frei auf der Welle drehende zentrale Stirnrad Pos.3 auf das Hohlrad Pos.4 des nachgeschalteten Planetengetriebes mit den ortsfesten Planetenrädern Pos.5 und dem Sonnenrad Pos.6. Das Sonnenrad ist drehfest mit der Abtriebswelle Pos.7 verbunden. **Fig. 11b** ist eine Vorderansicht der Getriebekombination, und **Fig. 11c** zeigt zum Größenvergleich ein variables Getriebe, dass bei gleichem Leistungsvermögen **Fig. 11a** unmittelbar eine Übersetzung von 1 (absolut) erreicht.

[0057] **Fig. 12a** bis **Fig. 12c** zeigen analog eine weitere Möglichkeit zur Verkleinerung des Umlaufdurchmessers. Im gezeichneten Fall erfolgt der Leistungsfluss vom Antriebsrad Pos.1 auf zwei Wegen zu einem Überlagerungsgetriebe. Ein Weg führt über das umlaufende Hohlrad Pos.2, das zentrale Stirnrad Pos.3 und den Planetenträger Pos.4 auf den Drehpunkt der Planetenräder Pos.5. Der zweite Weg führt über die Buchse Pos.9 und das Sonnenrad Pos.6 auf den Umfang der Planetenräder Pos.5. Der überlagerte Abtrieb erfolgt über das Hohlrad Pos.8 auf die Abtriebswelle Pos.7. Das Gesamtübersetzungsverhältnis ist ebenfalls 1. Der Vorteil dieser Version ist, dass keine Getriebeteile ortsfest am Gestell montiert werden müssen.

[0058] In manchen Fällen kann es zweckmäßig sein, wenn der Antrieb über das zentrische Rad erfolgt und der Abtrieb von der außermittigen Lagerung des Planetenrades abgeleitet wird. Bei dieser Funktionsumkehr besteht keine Selbsthemmung, solange der Faktor zwischen Antriebsdrehzahl und maximaler Abtriebsdrehzahl einen kritischen Wert nicht überschreitet. Um ein praxisnahes Beispiel für diese Anordnung zu geben und gleichzeitig die Vielfalt der Einsatzmöglichkeiten des erfindungsgemäßen Getriebes aufzuzeigen, ist in **Fig. 13a** bis **Fig. 13e** ein ergonomischer Pedalantrieb skizziert. Dabei soll sich das Übersetzungsverhältnis des Antriebes zwischen der horizontalen und der vertikalen Pedalstellung so ändern, dass bei einer Pedalbewegung in horizontaler Stellung wegen der günstigeren Kräfteinleitung ein größerer Fahrweg erzeugt wird. Die spezielle Gestaltung ist gewählt, weil die durchgehende Pedalwelle Pos.2 Mittenfreiheit bedingt, ein gleicher Dreh-sinn zwischen Pedalen und Abtriebsrad erforderlich ist und während einer Pedalumdrehung zwei Zyklen

des variablen Antriebs durchlaufen werden müssen. **Fig. 13a** zeigt die Aufsicht auf einen derartigen Antrieb. Der Leistungsfluss erfolgt von den Pedalen Pos.1 über die gemeinsame Pedalwelle Pos.2 auf das Planetengetriebe Pos.3 und von dort mit einem Übersetzungsverhältnis $-2/3$ über die Hohlwelle Pos.4 auf das zentrale Stirnrad des variablen Getriebes. Die variierte Drehung wird mit einem Gesamtübersetzungsverhältnis $-3/1$ über das umlaufende Hohlrad auf die Exzenterscheibe Pos.7 mit dem Kettenrad Pos.10 übertragen. Die Koppelung des Hohlrades erfolgt analog zu **Fig. 4d** über die Kulisse Pos.8 und die Kulissenführung Pos.9. Drei repräsentative Stellungen des Getriebes sind in **Fig. 13b** bis **Fig. 13d** dargestellt. **Fig. 13d** zeigt außerdem Möglichkeiten zum Einstellen der Getriebeeigenschaften. Durch Verschieben der Kulissenführung Pos.9 kann der variable Anteil des Drehzahlverlaufes erhöht oder vermindert werden und mit einem angetriebenen Drehschieber Pos.9a (analog **Fig. 5b**) sogar vollständig aufgehoben werden. **Fig. 13e** vergleicht Pedalstellungen eines üblichen Pedalantriebes und dem hier beschriebenen, zwischen denen jeweils derselbe Fahrweg zurückgelegt wird.

[0059] Ein anderer Ansatz für einen ergonomischen Pedalantrieb ist, die beiden Pedale nicht starr miteinander zu verbinden, sondern variabel so zu koppeln, dass, wenn ein Pedal den unteren Totpunkt erreicht, das andere Pedal schon über den oberen Totpunkt gedreht ist. **Fig. 14a** ist ein Beispiel für ein dazu geeignetes Getriebe. Die Pedale Pos.1 treiben jeweils die Kurbel Pos.2 mit einem umlaufenden Stirnrad Pos.3 des erfindungsgemäßen Getriebes an. Der Abtrieb erfolgt auf zentrale Hohlräder, die zusammen mit dem Kettenrad Pos.6 drehfest mit dem gemeinsamen Bauteil Pos.5 verbunden sind. Die Koppelung Pos.4 der umlaufenden Stirnräder Pos.3 erfolgt am einfachsten über unabhängige Koppelhebel nach **Fig. 4a** oder **Fig. 4b**. Wählt man eine Koppelung gemäß **Fig. 5b** mit angetriebenem Drehschieber, kann der variable Anteil der Getriebeübersetzung verstellt und ggf. vollständig ausgeblendet werden. Mit den gewählten Abmessungen ergibt sich für das skizzierte Getriebe eine Übersetzung von $5/8$. **Fig. 14b** bis **Fig. 14d** zeigen beispielhaft kritische Pedalstellungen und Markierungen für weitere Stellungen, zwischen denen jeweils die gleiche Fahrstrecke zurückgelegt wird.

Patentansprüche

1. Getriebe zur Erzeugung einer Drehbewegung, das eine variable Winkelbeziehung zwischen der Antriebswelle und der Abtriebswelle herstellt, die sich periodisch wiederholt, **dadurch gekennzeichnet**, dass ein außermittig an einem Antrieb drehbar gelagertes Hohlrad so um das zentrische gelagerte Ritzel einer Abtriebswelle kreist, dass beide Räder ständig im Eingriff sind. Durch Festhalten eines Punktes am

Umfang des außermittigen Rades mit einem geeigneten Koppelglied führt dieses eine überlagerte Nickbewegung aus, die zu einer ungleichförmigen Drehung des Abtriebes führt. Der Verlauf der Abtriebsdrehzahl wird durch die Zähnezahlen der beiden Räder und durch Art und Position des Koppelgliedes bestimmt.

2. Getriebe nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass das außermittig umlaufende Rad eine Außenverzahnung hat und im ständigen Eingriff mit dem zentrisch gelagerten Hohlrad einer Abtriebswelle ist.

3. Getriebe nach Anspruch 1–2, dadurch gekennzeichnet, dass das Koppelglied ein Hebel ist.

4. Getriebe nach Anspruch 1–3, dadurch gekennzeichnet, dass unterschiedliche Befestigungspunkte für das Koppelglied vorgesehen sind, so dass die Kinematik des festgelegten Grundgetriebes an unterschiedliche Bedingungen angepasst werden kann.

5. Getriebe nach Anspruch 1–2, dadurch gekennzeichnet, dass als Koppelglied eine Kulissee verwendet wird. Die Gleitbahn der Führung kann gerade oder gekrümmt sein und am Gestell oder am Planetenrad vorgesehen werden.

6. Getriebe nach Anspruch 1–5 dadurch gekennzeichnet, dass die Position des Koppelgliedes auf der Gehäusesseite durch ein Stellelement, dessen Bewegung aus dem Hauptantrieb z.B. durch ein Kurbelgetriebe abgeleitet wird, verstellt werden kann. Durch die Kinematik dieses Zusatzantriebes lässt sich die Abtriebskennlinie gezielt verändern.

7. Getriebe nach Anspruch 1–6 dadurch gekennzeichnet, dass der bewegliche Lagerpunkt für das Koppelglied durch einen externen Antrieb kontinuierlich verstellt wird oder zwischen zwei oder mehreren festen Positionen verstellt wird. Dieser Zusatzantrieb kann in Betriebsbereichen, in denen große Drehmomente erforderlich sind (z.B. dem Umformbereich einer Presse), sinnvoll blockiert und daher klein dimensioniert werden.

8. Getriebe nach Anspruch 7 dadurch gekennzeichnet, dass als Stellelement ein Hydraulikzylinder vorgesehen ist, der durch geeignete Ventile leicht zu blockieren ist und im Überlastfall durch Sicherheitsventile freigegeben eine Ausweichbewegung erlaubt. Das Ansprechen der Sicherheitsventile kann auch zum Auslösen weiterer Einrichtungen genutzt werden.

9. Getriebe nach Anspruch 1–8, dadurch gekennzeichnet, dass zwei oder mehrere Getriebe, mit variablem und/oder festem Übersetzungsverhältnis, hintereinander betrieben werden.

10. Getriebe nach Anspruch 1–8, dadurch gekennzeichnet, dass das variable Getriebe mit vor- und/oder nachgeschalteten Zusatzgetrieben ergänzt wird.

11. Getriebe nach Anspruch 1–8, dadurch gekennzeichnet, dass der Antrieb über das zentrische Rad erfolgt und der Abtrieb von der außermittigen Lagerung des Planetenrades abgeleitet wird.

Es folgen 14 Blatt Zeichnungen

Fig. 1

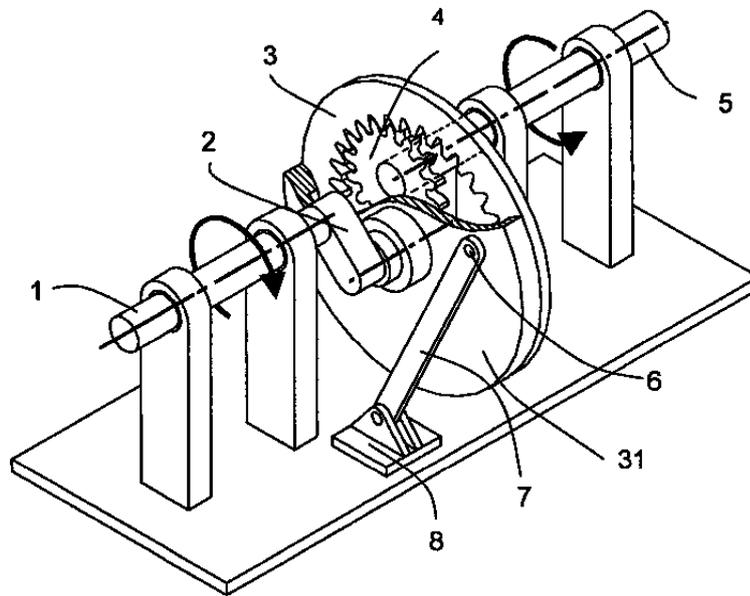


Fig. 1a

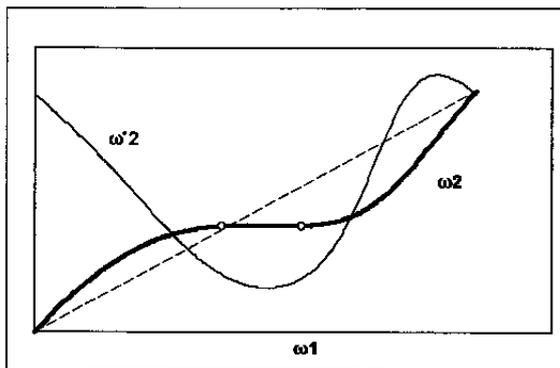


Fig. 1b

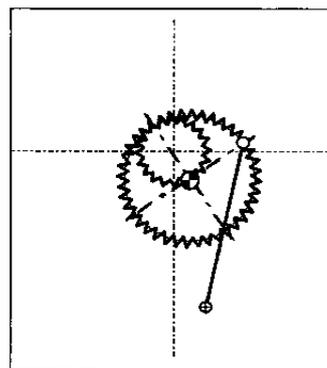


Fig. 2

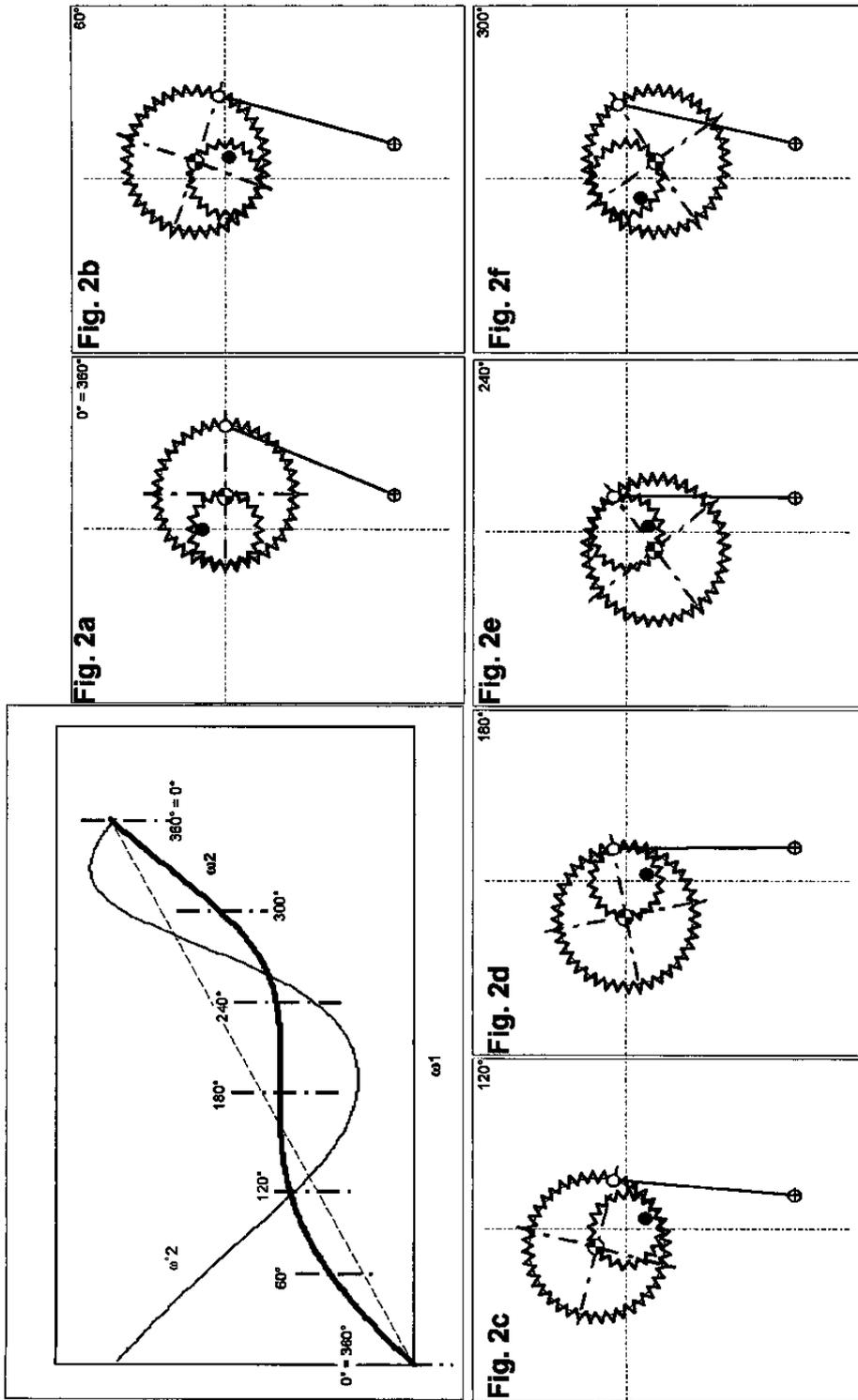


Fig. 3

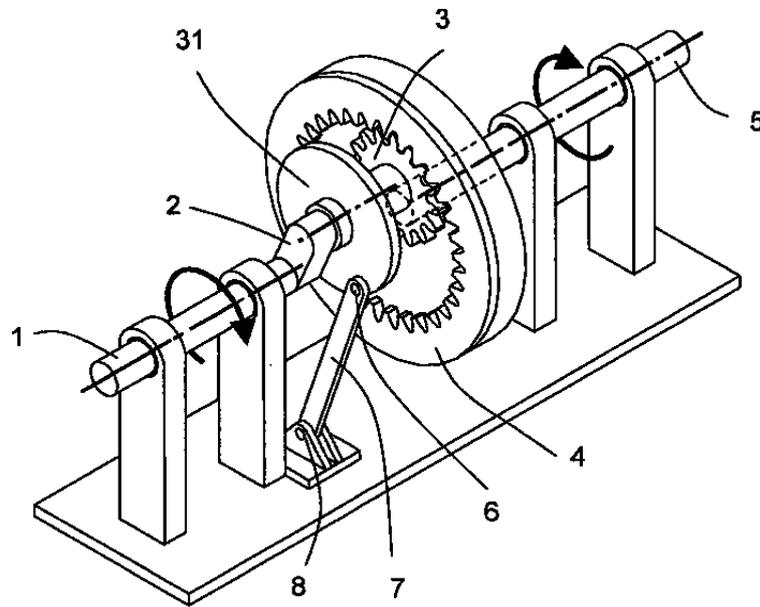


Fig. 3a

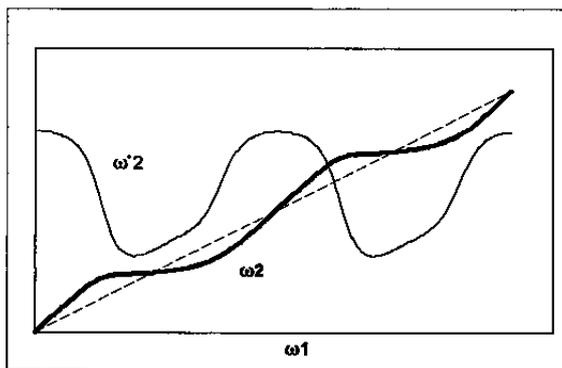


Fig. 3b

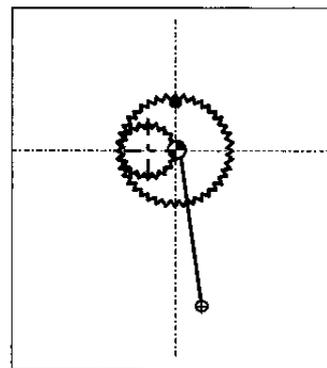


Fig.4a

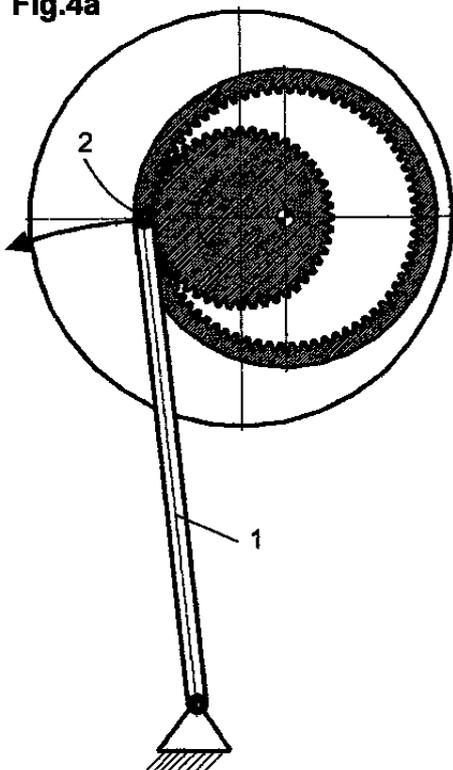


Fig.4b

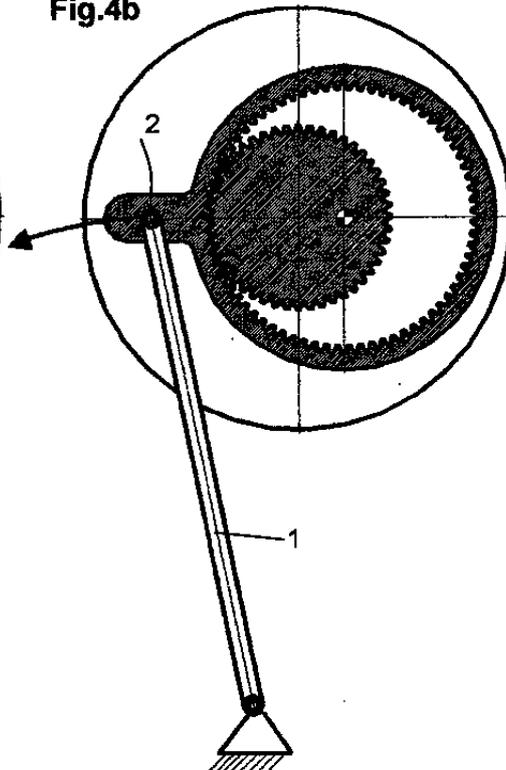


Fig. 4c

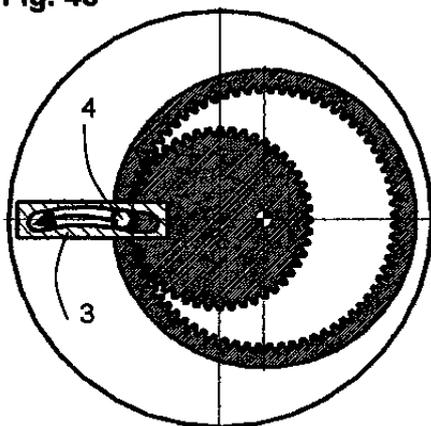
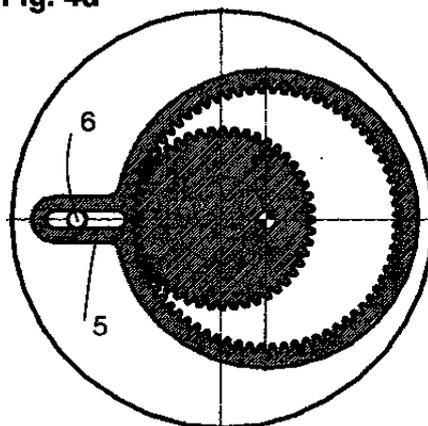


Fig. 4d



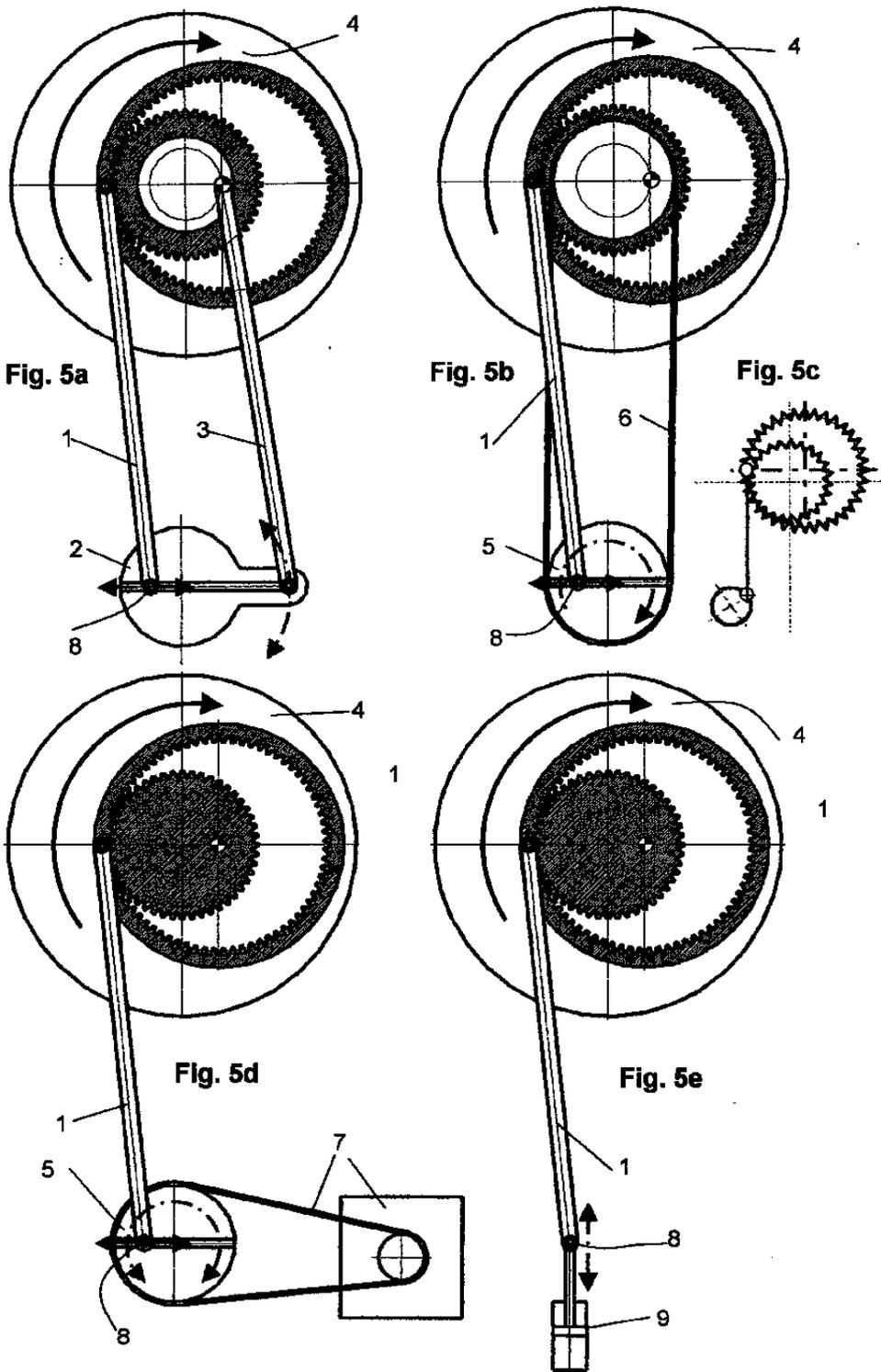


Fig. 6a

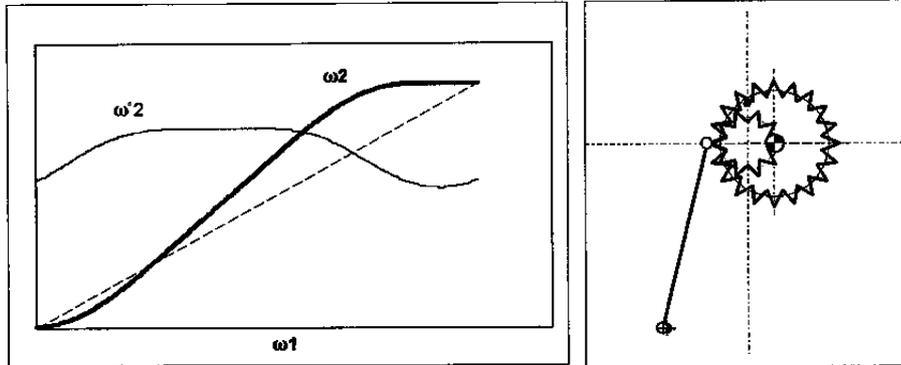


Fig. 6b

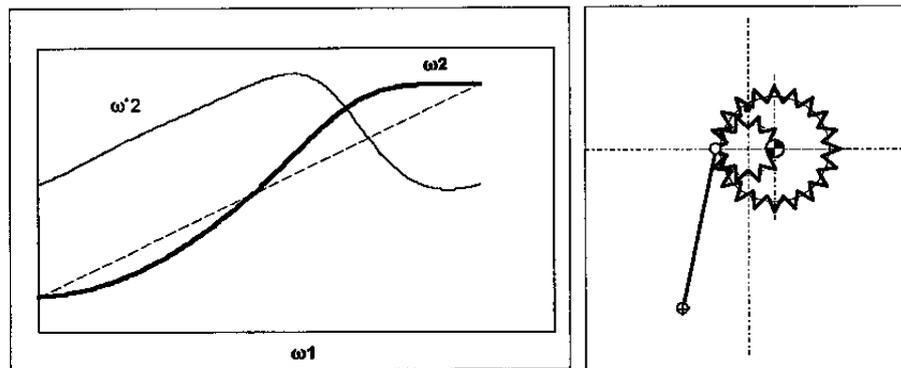


Fig. 6c

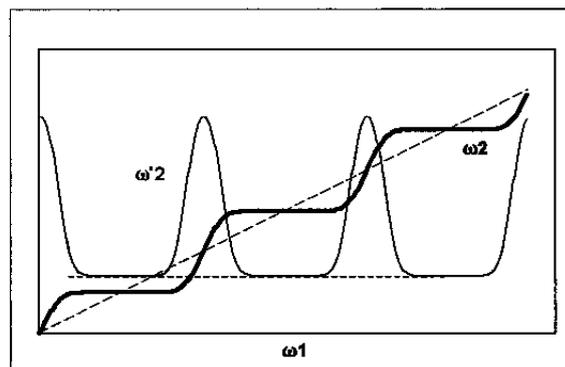


Fig. 7

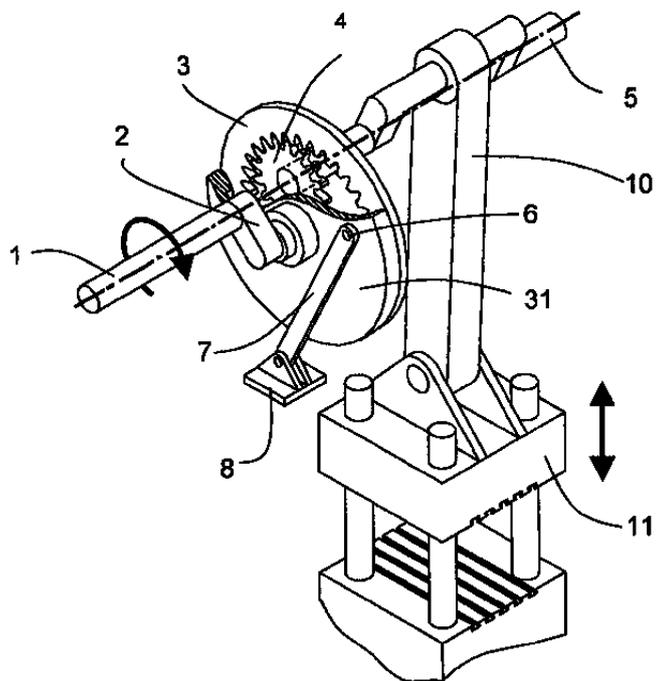


Fig. 8

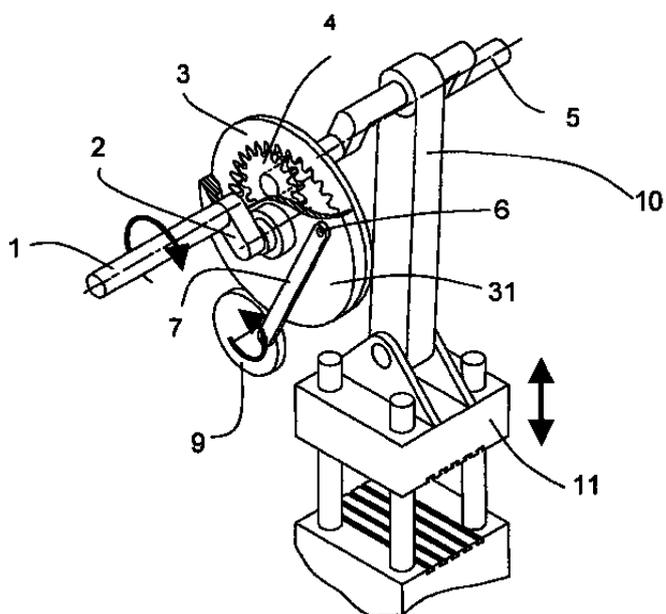


Fig. 10a

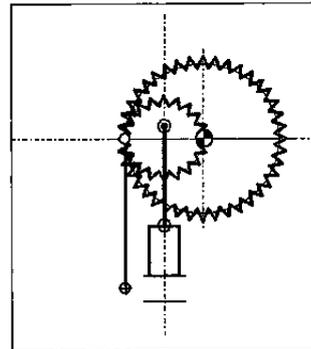
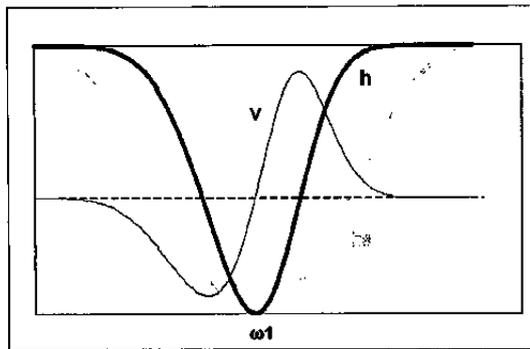


Fig. 10b

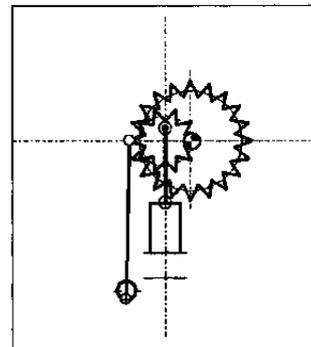
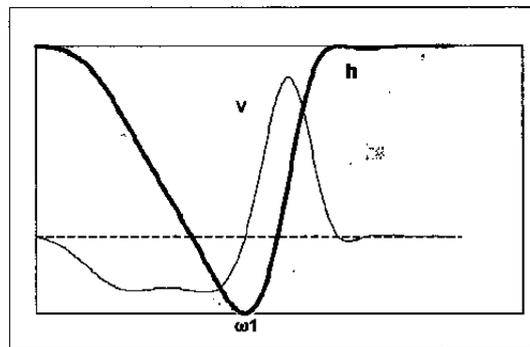


Fig. 10c

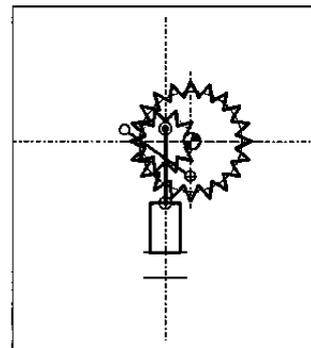
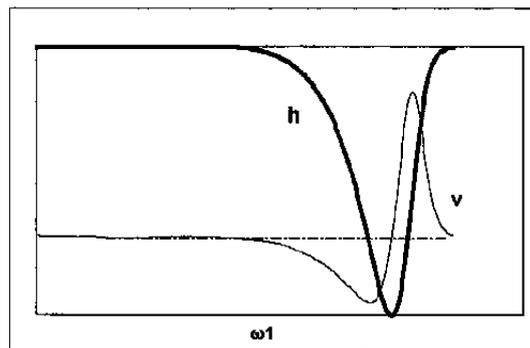


Fig. 10d

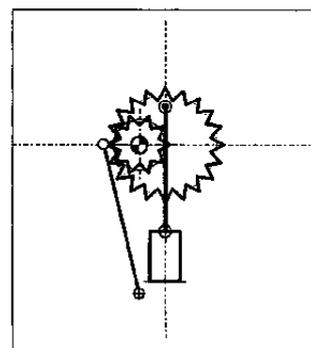
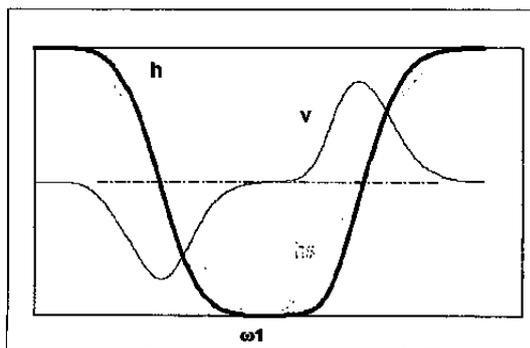


Fig. 10e

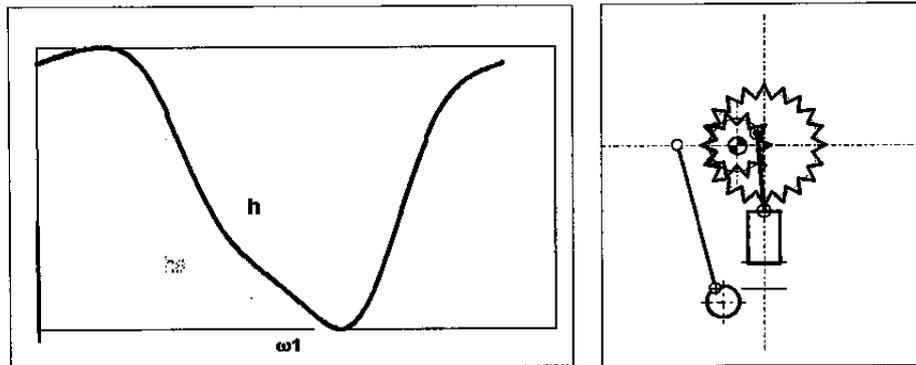


Fig. 10f

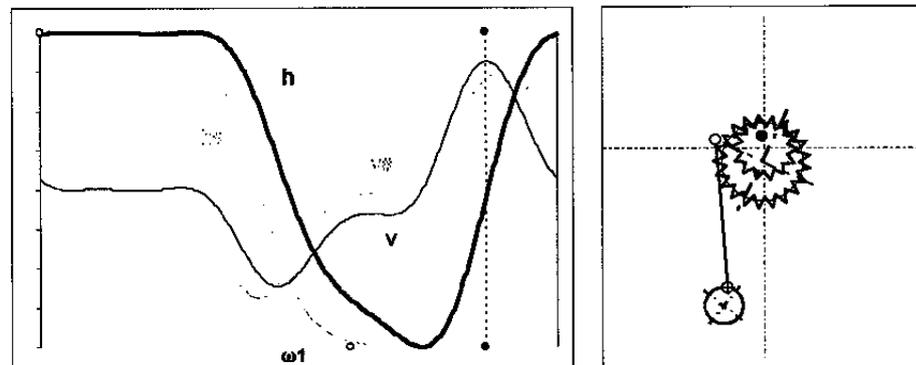


Fig. 11a

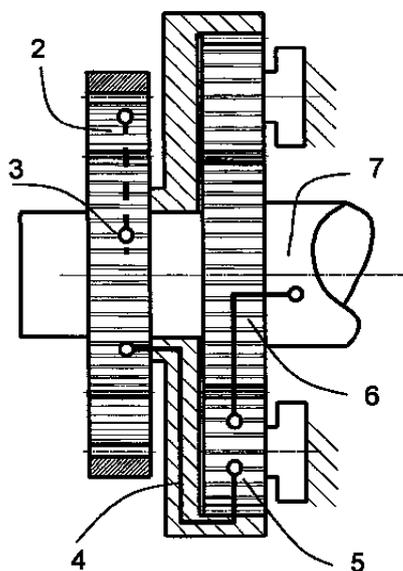


Fig. 11b

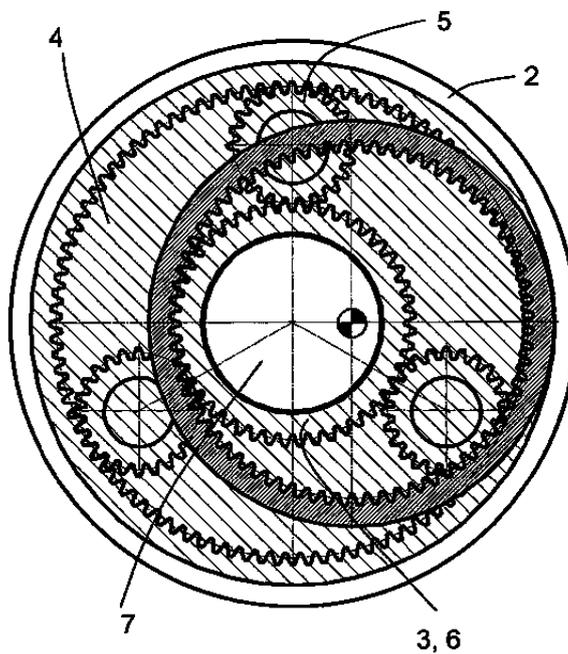


Fig. 11c

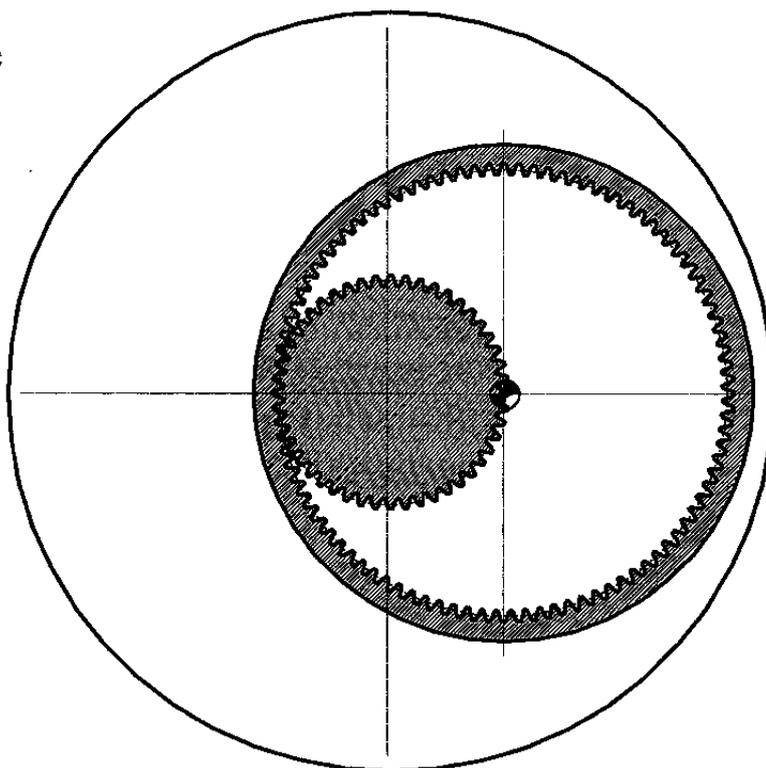


Fig. 12a

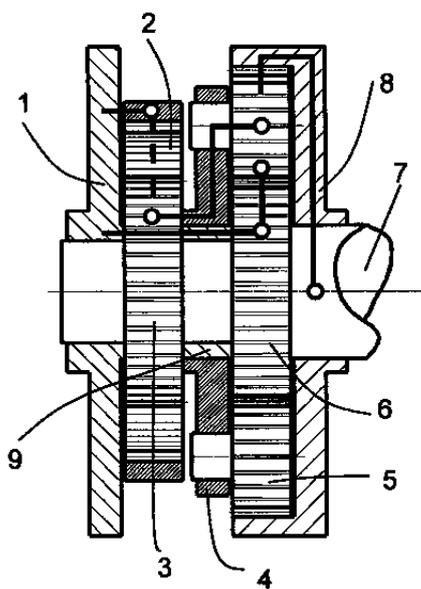


Fig. 12b

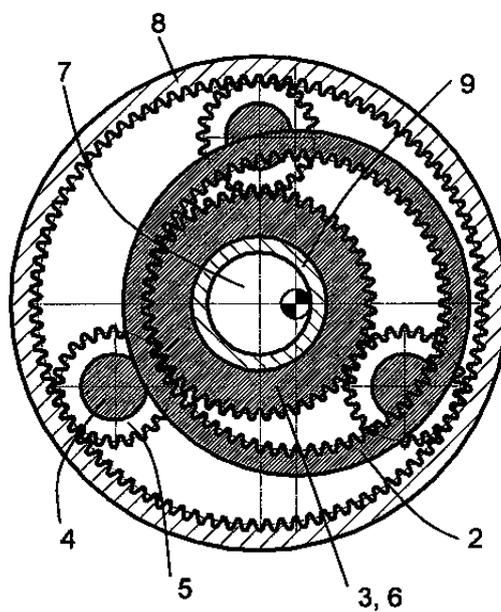


Fig. 12c

