



19 BUNDESREPUBLIK  
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES  
PATENTAMT

12 **Offenlegungsschrift**  
10 **DE 43 19 271 A 1**

51 Int. Cl.<sup>5</sup>:  
**E 02 F 9/12**  
B 66 C 23/84

21 Aktenzeichen: P 43 19 271.8  
22 Anmeldetag: 9. 6. 93  
43 Offenlegungstag: 23. 12. 93

DE 43 19 271 A 1

30 Unionspriorität: 32 33 31  
16.06.92 AT 1226/92

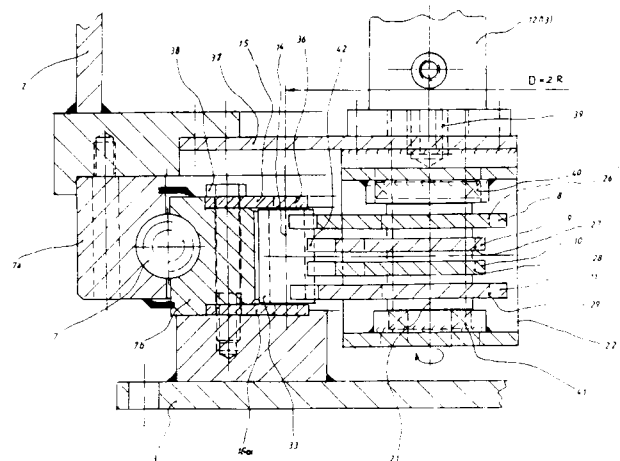
71 Anmelder:  
Brosowitsch, Josef, 82140 Olching, DE

72 Erfinder:  
gleich Anmelder

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Bagger bzw. Kran

57 Die Erfindung betrifft ein Schwenk- und Drehwerk für Hydraulikbagger bzw. Krane, wobei im Bereich des Großwälzlagers (7), welches Ober- und Unterwagen bzw. Kransäule und Drehbühne miteinander drehbar verbindet, ein an sich bekanntes Getriebe als Drehwerk vorgesehen ist, welches aus wenigstens drei Zahnsegmenten (8, 9, 10) besteht, welche zueinander phasenverschoben eine Parallelpendelbewegung mit der Exzentrizität "e" ausführen und wobei sich sämtliche Zahnsegmente (8, 9, 10) permanent im Eingriff mit einem den Außen- bzw. Innenring des Großwälzlagers (7) umfassenden Rollenring, z. B. Rollenkette o. dgl. befinden, wobei der Umfang des Teilkreises mit dem Exzenteradius "e" der Rollen- bzw. Zahnteilung entspricht und das Profil der Zahnsegmente durch die Hüllkurve gebildet wird, welche durch Entlangführen des Mittelpunktes einer Rolle (19) der anzutreibenden Rollenkette (18), des Rollenringes (14) o. dgl. entlang der durch Abrollen des Exzenterkreises mit dem Radius "e" am Teilkreis des Rollenringes (14, 18) gebildeten Epizykloide entsteht, und wobei die Parameter des Antriebes so wählbar sind, daß der minimale Übertragungswinkel des Getriebes ca. 40° nicht unterschreitet. Es entsteht dadurch ein hochuntersetzendes Antriebselement mit hohem Wirkungsgrad, wobei die Hydraulik- bzw. Elektromotoren (12, 13, 23) unmittelbar - ohne Zwischenschaltung eines Untersetzungsgetriebes - mit den Exzenterwellen (20, 21) in Verbindung gebracht werden können. Durch die selbsthemmende ...



DE 43 19 271 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Die Erfindung betrifft einen Bagger bzw. Kran, bestehend aus einem Oberwagen und einem Unterwagen, bzw. einer Drehbühne und einem Portal, welche mittels eines Großwälzlagers drehbar miteinander verbunden sind und zur Durchführung der Schwenk- bzw. Drehbewegung ein hydraulisch od. elektrisch betriebenes Drehwerk aufweisen, welches aus einem an sich bekannten Getriebe besteht, dessen Gehäuse mit den Motoren am Oberwagen bzw. an der schwenkbaren Drehbühne befestigt ist, wobei das Getriebe wenigstens drei Zahn- bzw. Antriebssegmente aufweist, welche eine Parallelkurbelbewegung durch zwei Exzenterwellen mit der Exzentrizität "e" ausführen und sich alle Zahnsegmente ständig im Eingriff mit einem, den Außen- bzw. Innenring des Großwälzlagers starr umfassenden Rollenringes, z. B. einer Rollenkette od. dgl. befinden, wobei der Umfang des Teilkreises mit dem Exzenteradius "e" exakt der Rollenteilung bzw. Zahnteilung entspricht und das Profil der Zahnsegmente im Zahneingriffsbereich durch die Hüllkurve gebildet wird, welche durch Entlangführen des Mittelpunktes einer Rolle der anzutreibenden Rollenkette, des Rollenringes und dgl. entlang der durch Abrollen des Exzenterkreises mit dem Radius "e" am Teilkreis des Rollenringes entstehenden Epizykloide, und wobei die Länge der phasenverschoben arbeitenden Zahnsegmente bzw. die Anzahl der Zähne pro Zahnsegment in Relation zum Teilkreis des Rollenringes bzw. der Rollenkette und dgl., so gewählt wird, daß der minimale Übertragungswinkel "μ" des Getriebes den Wert von ca. 40° nicht unterschreitet.

Die bisher bekannten Schwenk- bzw. Drehwerke bestehen aus einem Großwälzlager, dessen Innen- od. Außenring eine Stirnradverzahnung aufweist, welche mit einem Ritzel des Drehwerkes kämmt. Der Antrieb erfolgt mittels Hydraulik- od. Elektromotor, über ein Planetengetriebe, wobei noch zusätzlich — da nicht selbsthemmend — eine Lamellenbremse zum Abbremsen und Arretieren erforderlich ist. Nachteilig bei der Stirnradverzahnung ist ferner, daß sich nur etwa zwei Zähne ständig im Eingriff befinden, so daß also bei einer bestimmten Baugröße nur beschränkt niedrige Schwenkmomente übertragbar sind; besonders kann es bei großen Turmdrehkränen durch hohe Winddrücke am Ausleger zu Überlastungen der Verzahnung und damit Zahn- bzw. Wellenbruch kommen. Ferner kann es bei Hydraulikbaggern wünschenswert sein, das Schwenkmoment bei gegebenen Abmessungen zu erhöhen, damit wäre es z. B. auch möglich Baggerarbeiten in Schwenkrichtung des Oberwagens auszuführen.

Nach der DD-PS 2 29 468 ist zudem ein hochuntersetzendes Kurven-Ketten-Getriebe bekannt, bestehend aus einem drehbaren Doppelsexcenter, zwei Kurvenkörpern und einer umlaufenden Rollenkette, die sich auf der Verzahnung der Kurvenkörper befindet und durch eine Führung in Formschluß gehalten wird. Nachteilig dabei ist, daß bei nur zwei Kurvenkörpern in den Exzenterpositionen, wo der eine Kurvenkörper max. eintaucht und der zweite die Außenlinie der Kettenrolle berührt, überhaupt keine Kraftübertragung stattfinden kann, da der Übertragungswinkel in beiden Positionen Null ist, das Getriebe also blockieren würde. Dazu kommt noch, daß zur Herstellung eines Formschlusses eine eigene Führung erforderlich ist, da ja die umlaufende Kette ausweichen würde.

Um nun die Nachteile der bekannten Ausführungen zu umgehen, schlägt die Erfindung für die Konstruktion

von Schwenk- und Drehwerken für Hydraulikbagger und Krane vor, ein an sich bekanntes Getriebe mit dessen Gehäuse und dem (den) Antriebsmotor(en) am schwenkbaren Oberteil der Drehwerke anzuordnen, wobei wenigstens drei, mittels eines Doppelsexcenters angetriebene Zahnsegmente vorgesehen sind und sich die Zahnsegmente permanent in Eingriff mit einer den Außen- bzw. Innenring des Großwälzlagers starr umfassenden Rollenringes, z. B. Rollenkette, aber auch Stirnradverzahnung und dgl. befinden, wobei der Umfang des Teilkreises mit dem Exzenteradius "e" exakt der Rollenteilung bzw. Zahnteilung entspricht und das Profil der Zahnsegmente durch die Hüllkurve gebildet wird, welche durch Entlangführen des Mittelpunktes einer Rolle der anzutreibenden Rollenkette und dgl. entlang der durch Abrollen des Exzenterkreises mit dem Radius "e" am Teilkreis des Rollenringes entstehenden Epizykloide, und wobei die Länge der phasenverschoben arbeitenden Zahnsegmente bzw. die Anzahl der Zähne pro Zahnsegment so gewählt wird, daß der minimale Übertragungswinkel des Getriebes den Wert von rd. 40° nicht unterschreitet.

Damit ist ein Drehwerk geschaffen, welches es erlaubt — ohne Zwischenschaltung eines Planetengetriebes — direkt die Öl- bzw. Elektromotoren zum Antrieb der Exzenterwellen einzusetzen, da das Getriebe bereits in einer Stufe ein hohes Übersetzungsverhältnis von  $i = R/e$  aufweist. (R ... Teilkreisradius des Rollenringes; e ... Exzentrizität des Parallelkurbelantriebes). Durch den hohen Überdeckungsgrad der Verzahnung — es sind immer alle Zähne pro Zahnsegment im Eingriff — können zudem sehr große Drehmomente und Leistungen übertragen werden. Der Wirkungsgrad ist höher als bei einem normalen Stirnradgetriebe, da in jeder Phase des Eingriffes der Zahnsegmente Rollreibung auftritt, währenddessen bekannterweise bei einer Stirnradevolventenverzahnung theor. nur im Wälzpunkt reine Rollreibung vorhanden ist, in den übrigen Bereichen ein Gleiten der Flanken stattfindet. Ein weiterer Vorteil ergibt sich daraus, daß das erfindungsgemäße Getriebe selbsthemmend ist, da der in Gegenrichtung belastete Antrieb ein größeres Reibungsmoment entstehen läßt, als dem Antriebsmoment entspricht. Es kann somit eine aufwendige, sonst übliche Lamellenbremse entfallen. Weitere Vorteile sind der hohe Wirkungsgrad, die geringe Abnutzung und der niedrige Geräuschpegel des Antriebes, da wie bereits erwähnt, bei entsprechender Wahl der Antriebselemente nur Rollreibung auftritt und im Verzahnungsbereich geringe Flächenpressungen resultieren.

Anhand von Zeichnungen sollen nun einige Ausführungsbeispiele des Erfindungsgegenstandes näher erläutert werden. Fig. 1 zeigt einen Hydraulikbagger mit dem erfindungsgemäßen Schwenkwerk. Fig. 2 zeigt den Einbau des Drehwerkes in einen Turmdrehkran. Fig. 3 die Draufsicht desselben. Fig. 4 zeigt einen Radialschnitt des Drehantriebes. Fig. 5 zeigt einen weiteren Radialschnitt durch ein Schwenkwerk für einen Hydraulikbagger. Fig. 6 zeigt die Eingriffspositionen der einzelnen Zahnsegmente von oben betrachtet. Die Fig. 7, 8 und 9 zeigen eine beispielsweise Ausführungsform der einzelnen Zahnsegmente. In Fig. 10 wird die Konstruktion der Zahnform dargestellt. Fig. 11 zeigt die kinematischen Zusammenhänge in schematischer Darstellung.

Wie in Fig. 1 dargestellt, sind der Ober- und Unterwagen eines Hydraulikbaggers -1- mittels eines Großwälzlagers -7- drehbar miteinander verbunden. Im Bereich des Innenringes des Großwälzlagers -7-, wo sonst übli-

cherweise eine Stirnradverzahnung vorgesehen ist, befindet sich ein Rollenring -14-, bei welchem mittels zweier kreisringförmiger Scheiben -15, 15a- Rollen -33-, um ihre eigene Achse drehbar, eingespannt sind (siehe Fig. 5). Am Oberwagen -2- ist das Drehwerksgetriebe -22- mit dem Hydraulikmotor -12- gelagert, das Getriebe -22- dreht sich also mit dem Oberwagen -2- mit, der mit dem Außenring des Großwälzlagers -7- verbunden ist. Der Innenring des Großwälzlagers -7- ist mit dem Unterwagen -3- undrehbar verbunden, das Antriebsmoment des Ölmotors -12- stützt sich also auf den ruhenden Rollen -33- ab und bewirkt somit den Schwenkvorgang des Oberwagens -2-. In den Fig. 2 und 3 ist das Antriebssystem für den Einsatz in einem Turmdrehkran dargestellt. An einer Kransäule -17- ist ebenfalls mittels eines Großwälzlagers -7- ein Ausleger -16- drehbar befestigt. Das Getriebe -22- ist am Oberteil -16- angeflanscht, ebenso wie die beiden Motoren -12, 13-, welche in diesem Fall als Hydraulikmotoren dargestellt sind. Die beiden Antriebswellen -20, 21- wirken ebenso wie in Fig. 1 direkt über nicht dargestellten Exzenter auf die Antriebssegmente -8, 9, 10-. Der Unterschied zwischen Fig. 1 und Fig. 3 besteht darin, daß die Antriebselemente nach Fig. 3 am Außenring -7a- des Großwälzlagers -7- in Form einer fix umspannten Rollenkette -18- vorgesehen ist, währenddessen nach Fig. 1 sich die Antriebselemente als starr montierter Rollenring -14- am Innenring -7b- befindet. Die Zahnsegmente -8, 9, 10- bzw. -11- (bei vier Segmenten) können sich also innerhalb od. außerhalb des Großwälzlagers -7- befinden. Wie in Fig. 1 und auch Fig. 2 dargestellt, besteht die Möglichkeit einen oder zwei Antriebsmotore -12, 13-, je nach erforderlicher Eintriebsleistung vorzusehen. In Fig. 4 ist die Antriebsituation für einen Drehkran näher dargestellt. Der Außenring -7a- des Großwälzlagers -7- trägt in einer Nut geführt eine Rollenkette -18-, welche über ein Gummiband -30- fest das Lager -7- umspannt. Um eine Längsverschiebung der Rollenkette -18- zu verhindern, sind Anschläge -31, 31a- vorgesehen, welche an den Laschen der Rollenkette -18- anstehen. In die Rollen der Rollenkette -18- greifen nun die vier Zahnsegmente -8, 9, 10, 11- ein, welche durch die Exzenter -26, 27, 28, 29- zu einer Parallelpendelbewegung gezwungen werden. Bei vier Zahnsegmenten -8, 9, 10, 11- sind diese jeweils um  $90^\circ$  versetzt angeordnet, woraus eine Erhöhung des Übertragungswinkels der Verzahnung resultiert. Nach Fig. 4 ist ein Elektromotor -23- vorgesehen, der die Exzenterwelle direkt antreibt, ein zusätzliches Planetengetriebe kann daher entfallen! Das Getriebe -22- ist mit einer Konsole -32- mit dem schwenkbaren Oberteil verbunden; der Außenring -7a- des Großwälzlagers -7- ist starr an der ruhenden Kransäule -17- montiert. Fig. 5 zeigt eine Detailansicht des Schwenkwerkes für einen Hydraulikbagger z. B. nach Fig. 1. Der Rollenring -14- der am gesamten Umfang um die eigene Achse drehbare Rollen -33- mit dem Abstand der Teilung "t" aufweist, ist mit dem Innenring -7b- des Großwälzlagers -7- fest über zwei Trägerringe -15, 15a- verschraubt und am relativ ruhenden Unterwagen -3- mittels der Schrauben -38- festgeklemmt. Der Oberwagen -2- steht mit dem Außenring -7a- in starrer Verbindung. Eine Konsole -31- ist ebenfalls fix mit dem Getriebe -22- verbunden und gleichzeitig mit dem Oberwagen -2- verschraubt. Die Ölmotore -12, 13- treiben über die Kerbverzahnung -39- die beiden Exzenterwellen -20, 21- an, welche mittels der Lager -40, 41- im Getriebegehäuse -22- drehbar befestigt sind. Die Exzenterwellen -20, 21- sind über nicht dargestellte Paßfedern mit den

Exzenter -26, 27, 28, 29- verbunden, welche am Außendurchmesser Wälzlager aufweisen, zum unmittelbaren Antrieb der Zahnsegmente -8, 9, 10, 11-.

In Fig. 6 ist die genaue kinematische Antriebsituation bei Verwendung von drei Zahnsegmenten -8, 9, 10- dargestellt. Die Zahnsegmente -8, 9, 10- weisen je zwei Bohrungen -26', 26a', 27', 27a', 28', 28a'- auf in welchen die Exzenter gelagert sind. Jeder Punkt der Zahnsegmente -8, 9, 10- beschreibt in bezug auf eine Achse normal zur Bewegungsebene kleine, gleich große Kreise mit dem Radius "e". Die Zahnsegmente -8, 9, 10- sind nach Fig. 6 um jeweils  $120^\circ$  an den Exzenter versetzt angeordnet. Wie in Fig. 6 erkennbar, sind alle drei Zahnsegmente -8, 9, 10- ständig mit der Rollenkette -18- in Berührung. Dasjenige Zahnsegment -9-, welches im Augenblick einen aktuellen Beitrag zum Übertragungswinkel "μ" liefert, rollt gleichzeitig über seine gesamten Zähne an den Rollen der Rollenkette -18- ab. Das heißt, es sind immer alle Zähne im Eingriff, weshalb die Zahnsegmente -8, 9, 10- auch nur aus relativ dünnen Scheiben ausgeführt sein brauchen! Bei der in der Praxis vorkommenden Exzentrizität "e" ist der Gleichlauf der Exzenterwellen -20, 21- gegeben, auch wenn nur ein Hydr. Motor -12- zum Antrieb verwendet wird. Bei kleineren Exzentrizitäten als ca. 8 mm wäre eine Gleichlaufeinrichtung in Form von Ketten, Zahnrädern und dgl. erforderlich. Die Fig. 7, 8, 9 zeigen die drei Zahnscheiben (1, 2, 3) bzw. Zahnsegmente -8, 9, 10- in einer beispielsweise Ausführung mit der Zykloidenverzahnung -43-.

Die Verzahnung -43- ist dabei entlang ihres Teilkreises, welcher  $R + e$ , bzw.  $R - e$  als Radius aufweist (je nachdem ob sich das Getriebe -22- innerhalb od. außerhalb des Großwälzlagers befindet, jeweils um einen Wert  $t/3$  (bei drei Zahnsegmenten -8, 9, 10-) verschoben. Die Konstruktion der Verzahnung -43- ist in Fig. 10 dargestellt: Der Exzenterkreis -46- mit dem Durchmesser  $2e$  rollt auf dem Teilkreis -18- der Rollenkette od. dgl. ab und beschreibt dabei eine Epizykloide -47-. Die Hüllkurve der als Relativbewegung nachgeführten Kettenrolle -19- bestimmt die Zahnform -44- und -45-. Der Umfang des abrollend gedachten Exzenterkreises -46- entspricht genau der Teilung  $t = 2e \cdot \pi$ , der Rollenkette bzw. des Rollenringes -14-. Das Übersetzungsverhältnis errechnet sich dabei zu:  $i = R/e$ , bzw. anders ausgedrückt ist der Übersetzungswert gleich der Anzahl der Rollen. Pro Umdrehung der Exzenterwellen -20, 21- wird also jeweils ein Vorschub von einer Kettenteilung erreicht.

Fig. 11 zeigt eine schematische Darstellung der gesamten Übertragungskinematik anhand von vier Zahnsegmenten -8, 9, 10, 11-. Vorzugsweise wird man beim Bagger- bzw. Krandrehwerksantrieb vier Zahnsegmente -8, 9, 10, 11- verwenden, um einen größeren Übertragungswinkel zu gewährleisten. Wie in Fig. 11 dargestellt, greifen ja die Zahnsegmente -8, 9, 10, 11- nicht über den gesamten Umfang ein — was auch technisch nicht realisierbar wäre bei diesen großen Durchmessern — sondern nur in einem Bereich "1", einer Zahnsegmentlänge. Damit trotzdem ein kontinuierlicher Antrieb gewährleistet ist, müssen die Zahnsegmente -8, 9, 10, 11- ständig mit der Rollenkette -18- od. dgl. in Berührung stehen, abgesehen vom nötigen Flankenspiel in bestimmten Eingriffsbereichen. Befindet sich das Getriebe -22- außerhalb des Großwälzlagers -7-, wie in Fig. 11, beträgt der Teilkreisdurchmesser der Segmente -8, 9, 10, 11- das Maß  $R + e$ , bzw.  $R - e$  wenn sich das Getriebe -22-, wie bereits erwähnt innerhalb des Großwälzlagers befindet. In jedem Fall ist die Übersetzung  $R/e$ , welche

bei den real vorkommenden Durchmesserbereichen ca. 1 : 100 beträgt, es kann also unmittelbar mit den Hydraulikmotoren -12, 13- od. mittels Elektromotoren -23- mit einer geringen Untersetzung eingetrieben werden. Die Punkte a, b, c, d in der Fig. 11 im Zentrum des Teilkreises -18- entsprechen exakt den Punkten a, b, c, d welche außerhalb des Teilkreises -18- liegen und stellen die Exzentermittelpunkte der Antriebsexzenter dar, welche Kreise mit dem Radius "e" beschreiben.

Damit sind nur einige Beispiele des Erfindungsgegenstandes beschrieben worden, wobei im Rahmen der Erfindungsidee noch viele weitere Varianten denkbar wären. Z.B. ist es natürlich auch möglich anstelle einer Rollenkette -18- die herkömmliche Stirnradverzahnung für den Antrieb zu verwenden. Die Zahnformen sehen natürlich dann anders aus als in den Fig. 7, 8, 9 dargestellt, auch wäre dann der Vorteil der alleinigen Rollreibung nicht mehr gegeben. Die Herstellung der Zahnform erfolgt üblicherweise mittels eines Computerprogrammes, wobei nach Eingabe der Parameter die NC-Daten automatisch generiert werden und somit die Zahnsegmente -8, 9, 10, 11- mittels einer NC-Maschine leicht hergestellt werden können.

Eine weitere Variante wäre, die anzutreibenden Elemente, Rollenkette usw. nicht direkt am Großwälzlager zu placieren, sondern in der Nähe davon, z. B. direkt am Unterwagen od. der Kransäule. Für besonders große Leistungen wäre es auch denkbar mehr als zwei Antriebswellen -20, 21- vorzusehen. Ferner besteht auch die Möglichkeit mehrere Antriebseinheiten -22- am Umfang des Großwälzlagers -7- verteilt vorzusehen.

Schließlich sei noch über einige Anwendungsfälle gesprochen. Die erfindungsgemäße Schwenk- bzw. Dreh-einrichtung kann nicht nur für Raupen — und Radbagger sowie für Krane Verwendung finden, sondern auch für den Geschützturm an Panzerfahrzeugen und zum Schwenken großer Radartelekope.

#### Patentansprüche

1. Bagger bzw. Kran, bestehend aus einem Oberwagen und einem Unterwagen, bzw. einer Drehbühne und einem Portal, welche mittels eines Großwälzlagers drehbar miteinander verbunden sind und zur Durchführung der Schwenk- bzw. Drehbewegung ein hydraulisch od. elektrisch betriebenes Drehwerk aufweisen, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Drehwerk aus einem an sich bekannten Getriebe (22) besteht, dessen Gehäuse mit den Motoren (12, 13, 23) am Oberwagen bzw. an der schwenkbaren Drehbühne (2, 16) befestigt ist, wobei das Getriebe (22) wenigstens drei Zahn- bzw. Antriebssegmente (8, 9, 10, 11) aufweist, welche eine Parallelkurbelbewegung durch zwei Exzenterwellen (20, 21) mit der Exzentrizität "e" ausführen und sich alle Zahnsegmente (8, 9, 10, 11) ständig im Eingriff mit einem, den Außen- bzw. Innenring (7a, 7b) des Großwälzlagers (7) starr umfassenden Rollenringes, z. B. einer Rollenkette (18) od. einem Rollenkranz (14) od. dgl. befinden, wobei der Umfang des Exzenterkreises (46) mit dem Radius "e" exakt der Rollen- bzw. Zahnteilung entspricht und das Profil (43) der Zahnsegmente (8, 9, 10, 11) durch die Hüllkurve (44,45) gebildet wird, welche durch Entlangführen des Mittelpunktes einer Rolle (19) der anzutreibenden Rollenkette (18), des Rollenkranzes (14) od. dgl. entlang der durch Abrollen des Exzenterkreises (46) mit dem Radius "e" am Teilkreis des Rollenrin-

ges (14, 18) gebildeten Epizykloide (47) entsteht, und wobei die Länge der  $2\pi/n$  — phasenverschoben arbeitenden Zahnsegmente (8, 9, 10, 11), bzw. die Anzahl der Zähne pro Zahnsegment (8, 9, 10, 11) in Relation zum Teilkreis des Rollenringes (14, 18) od. dgl., so gewählt wird, daß der minimale Übertragungswinkel "μ" des Getriebes (22) den Wert von ca. 40° nicht unterschreitet.

2. Bagger bzw. Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die in parallelen Ebenen arbeitenden Zahnsegmente (8, 9, 10, 11) in radialer Richtung innerhalb od. außerhalb des Großwälzlagers (7) angeordnet sind.

3. Bagger bzw. Kran, dadurch gekennzeichnet, daß zwei od. mehrere Getriebe (22) am Umfang des Wälzlagers (7) vorgesehen sind.

4. Bagger bzw. Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß ein Rollenkranz (14) mit Hilfe von zwei Trägerringen (15, 15a) am Innenring (7b) des Großkugellagers (7) befestigt ist, wobei der Innenring (7b) mit denselben den Rollenkranz (14) haltenden Schrauben (38) am Unterwagen (3) festklemmbar ist.

5. Bagger bzw. Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die um den Außenring (7a) des Großkugellagers gespannte Rollenkette (18) unter Zwischenlegen einer elastischen Gummiunterlage (30) am Außenring (7a) anliegt und mittels Anschlagelementen (31, 31a) am Verschieben in Umfangsrichtung gehindert wird.

6. Bagger bzw. Kran, nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulischen Druck- und Rücklaufleitungen der beiden Hydraulikmotore (12, 13) jeweils in eine gemeinsame Leitung münden, die Motoren (12,13) also parallel geschaltet sind.

7. Bagger bzw. Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Exzenterwellen (20, 21) Gleichlauf-einrichtungen in Form von Ketten-trieben, Zahnradern und dgl. aufweisen.

8. Bagger bzw. Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Verzahnung (43) der Zahnsegmente (8, 9, 10, 11) um den Betrag  $t/n$  ( $n$  ... Anzahl der Zahnsegmente) in Teilkreisrichtung pro benachbartem Segment verschoben ist.

9. Bagger bzw. Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Exzenterwellen (20, 21) die Zahnsegmente (8, 9, 10, 11) in einem rechten Winkel zur Bewegungsebene durchsetzend ausgebildet sind und die Exzenter (26, 27, 28, 29) mit außenliegenden Wälzlager von den Exzenterwellen (20, 21) gleichzeitig angetrieben werden.

10. Bagger bzw. Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Teilkreisradius der Verzahnung (43) der Zahnsegmente (8, 9, 10, 11) je nach Position des Getriebes (22) zum Großwälzlager (7) einmal  $R + e$  beträgt (außenliegend) bzw.  $R - e$  (innenliegend). ( $R$  ... Radius des Rollenringes bzw. der Rollenkette).

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

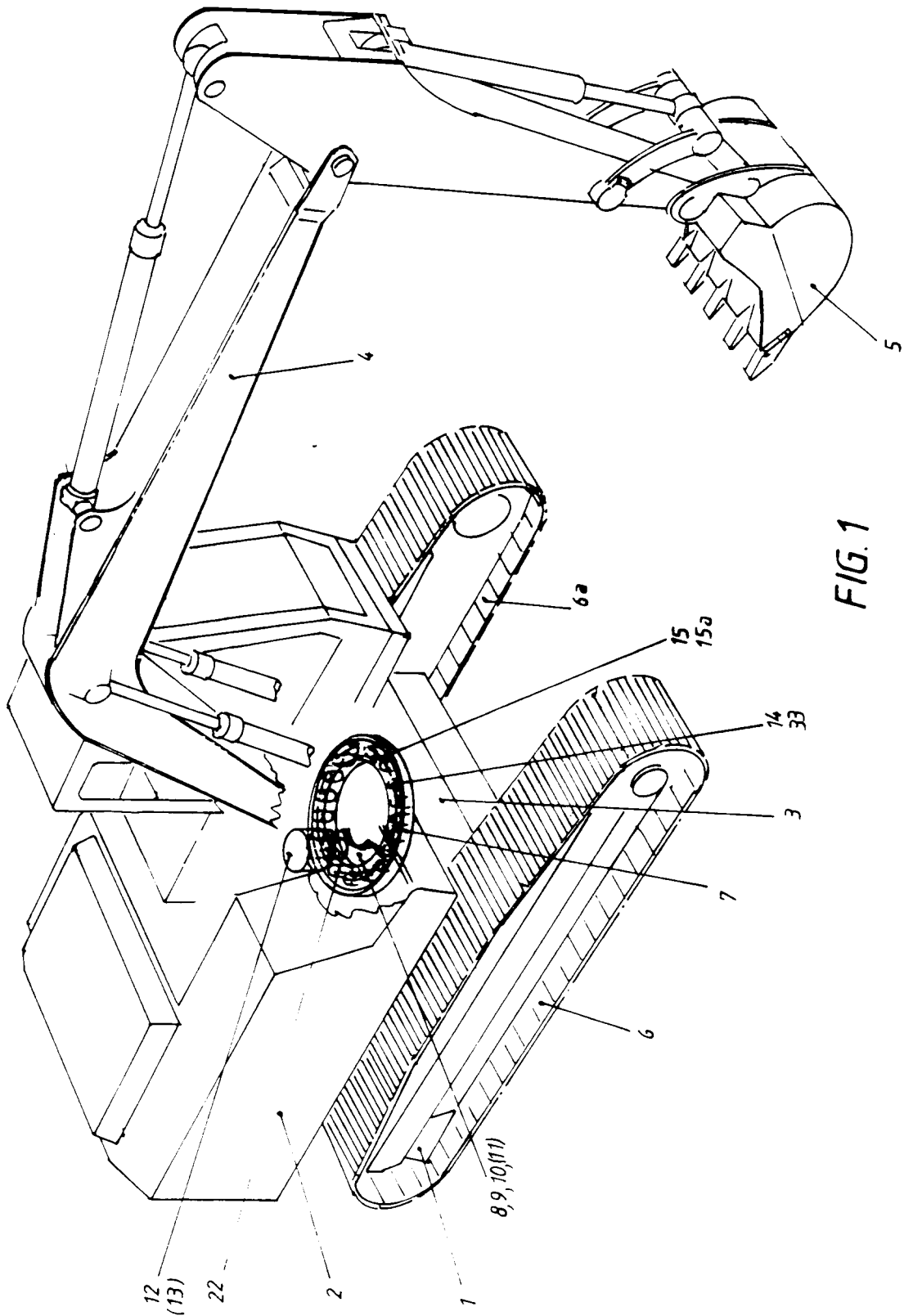


FIG. 1

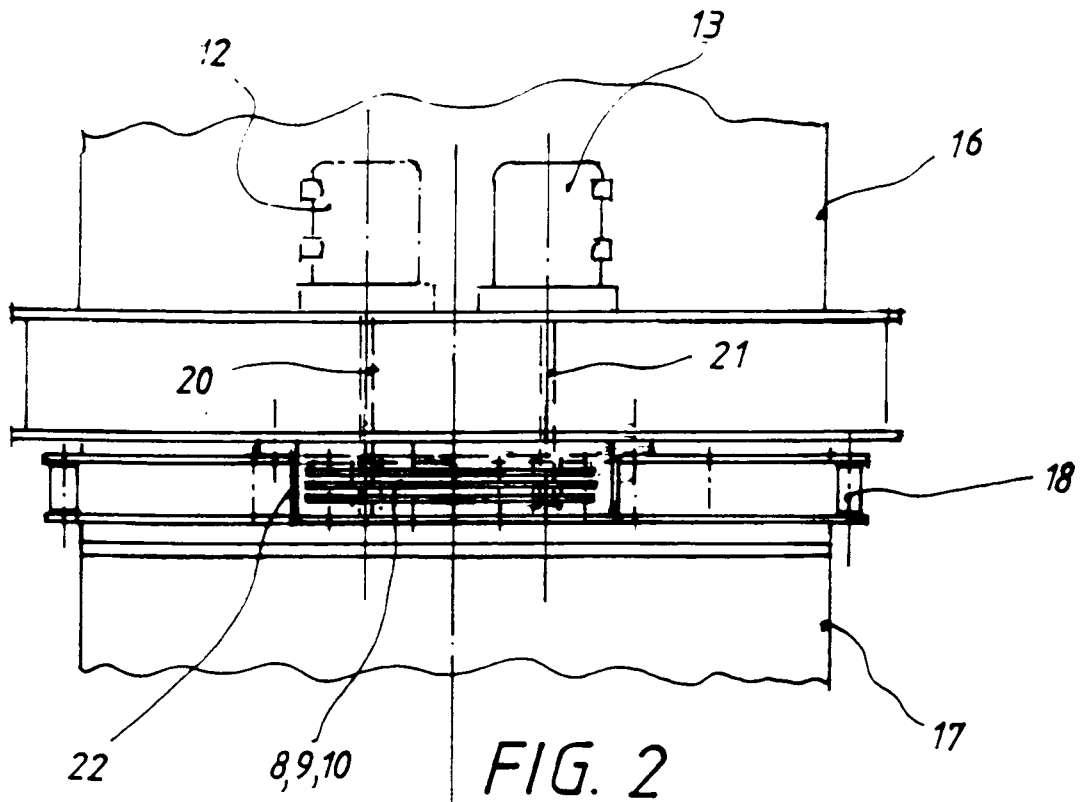


FIG. 2

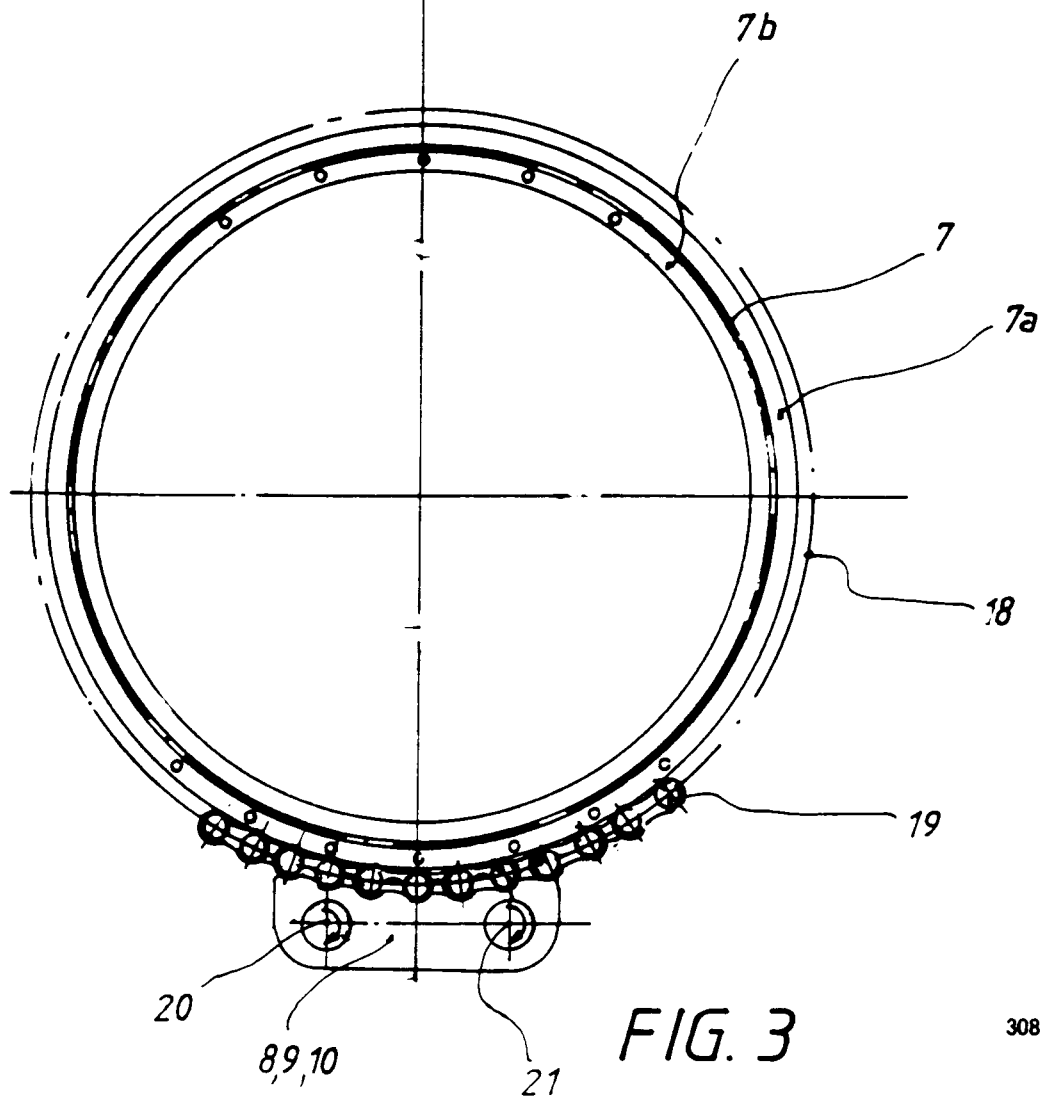
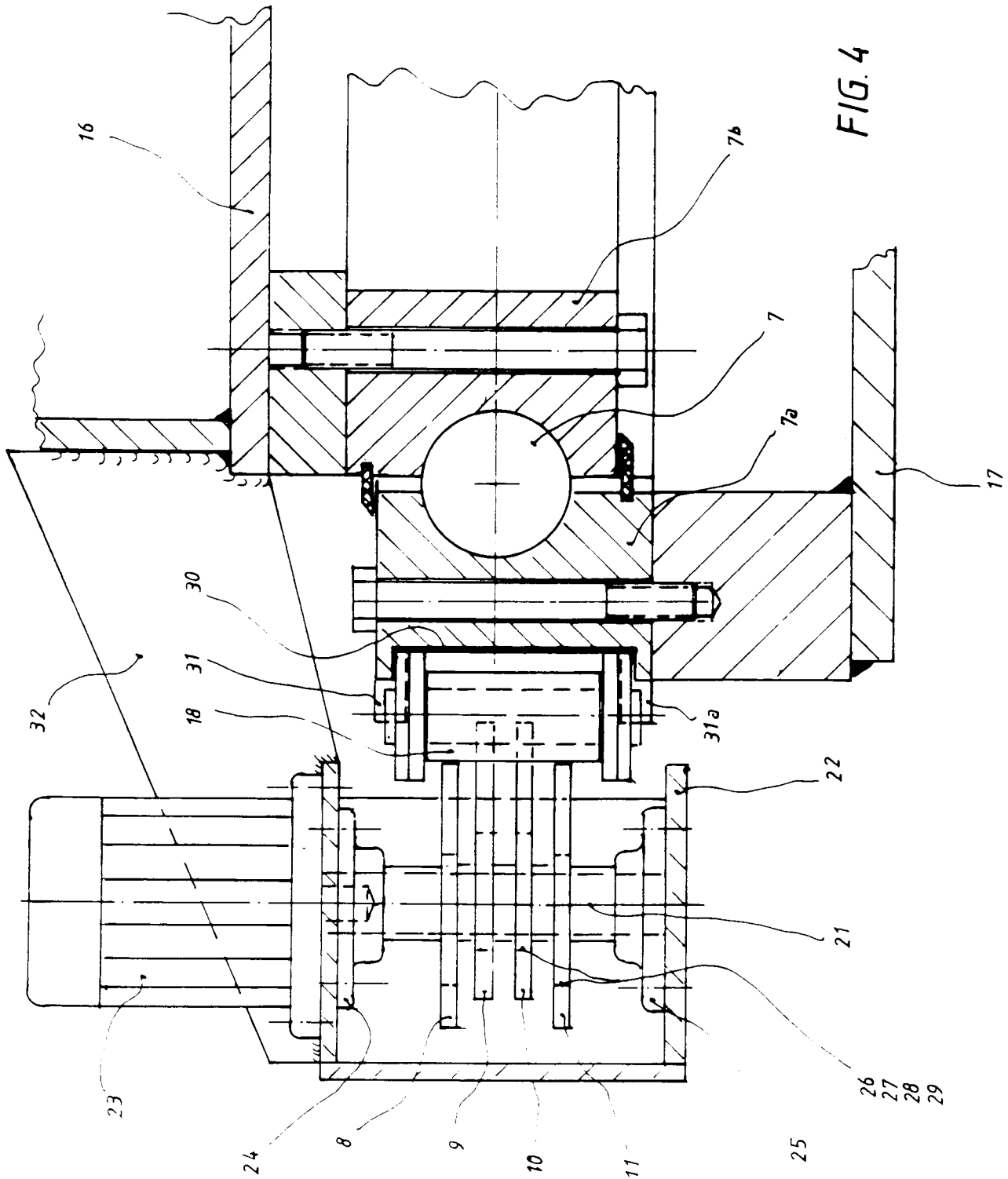
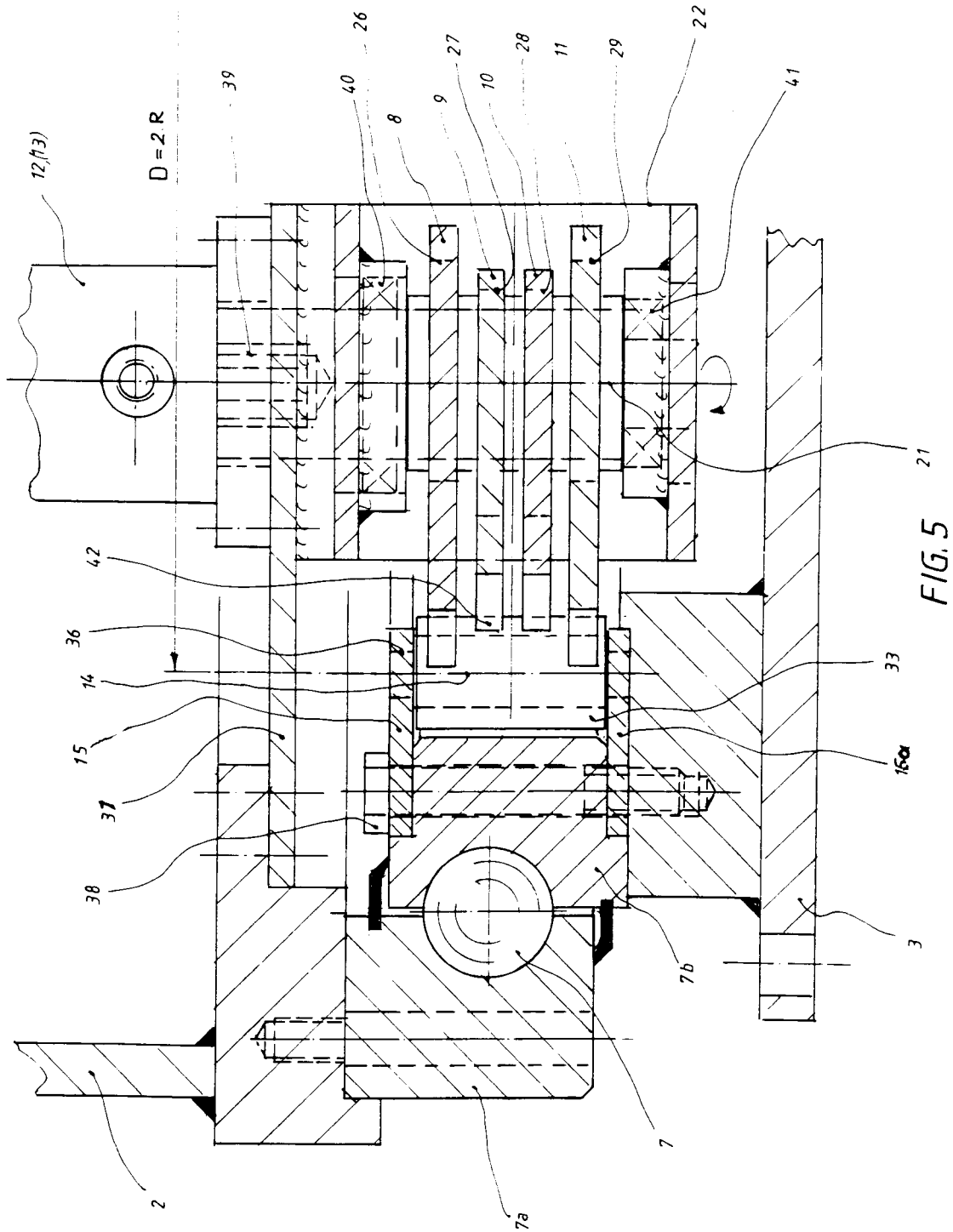


FIG. 3







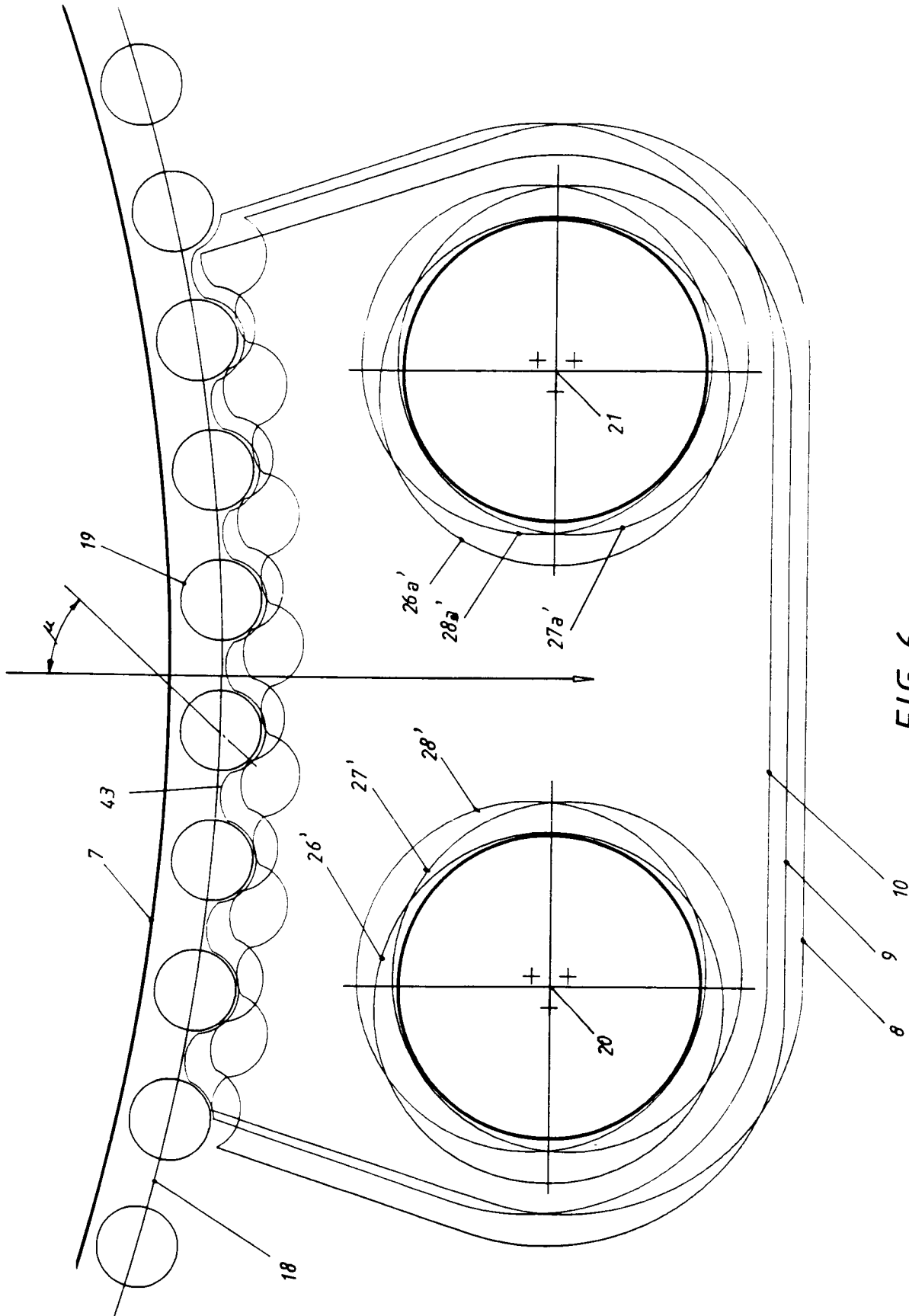
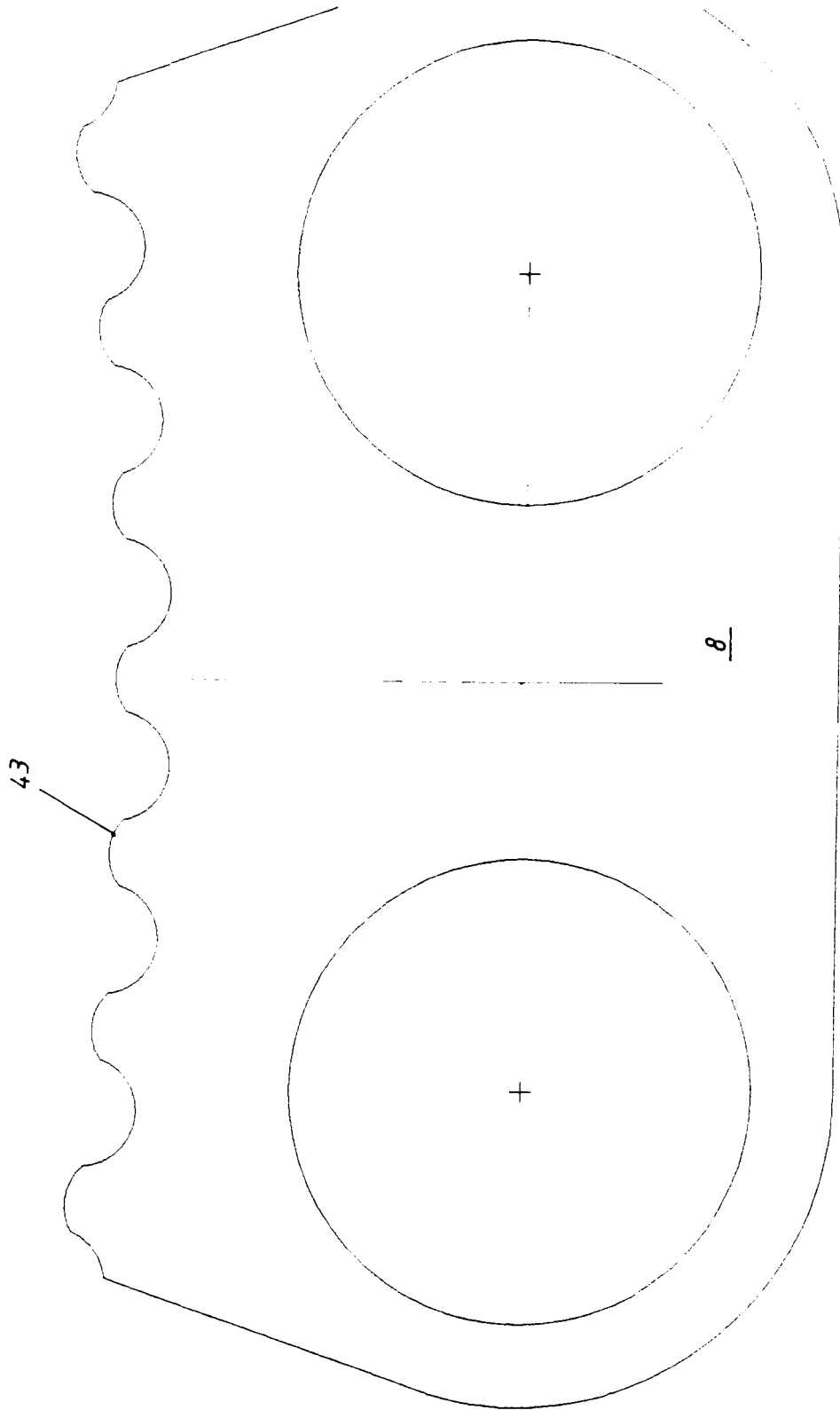
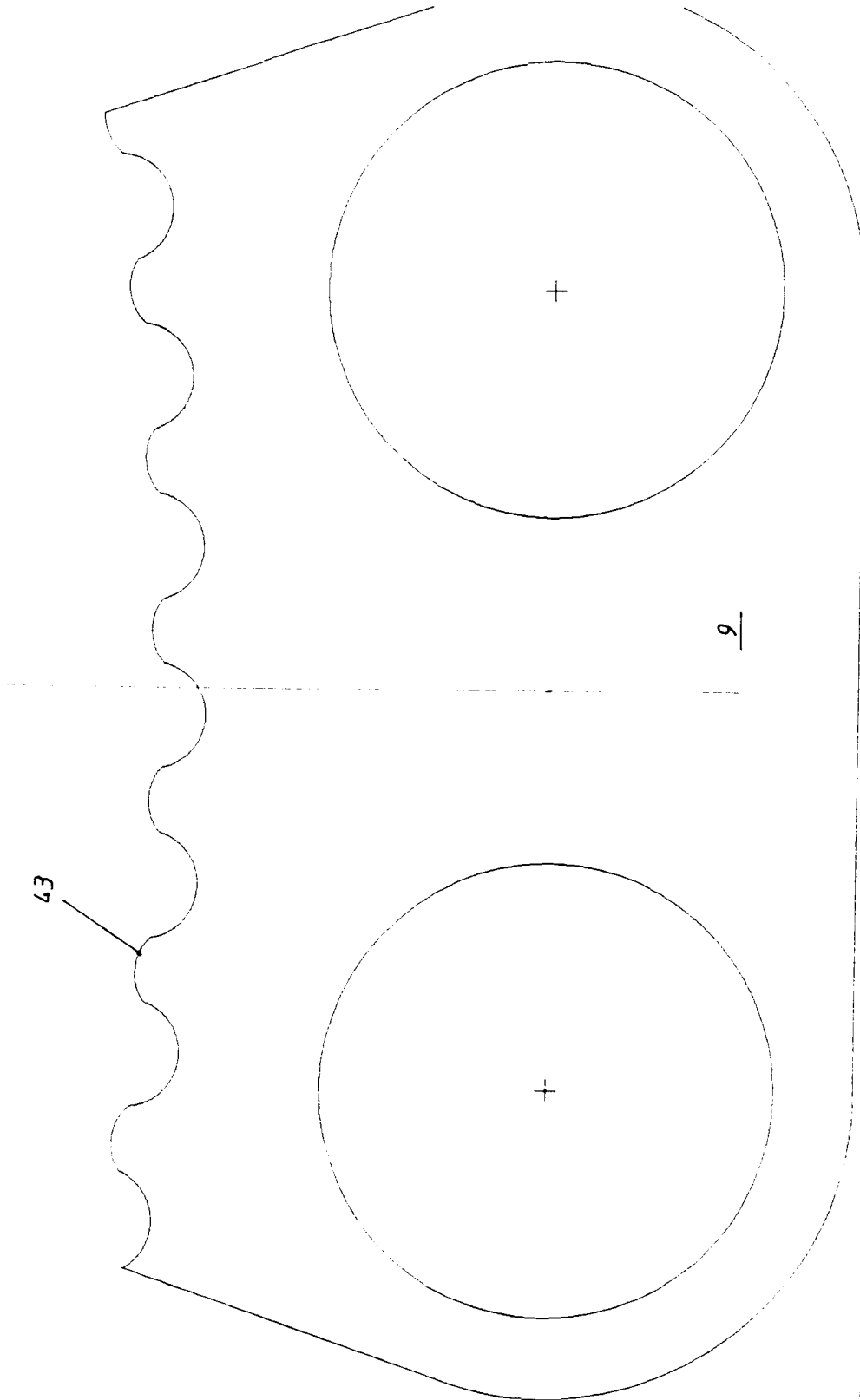


FIG. 6



*FIG. 7*

Scheibe 1



Scheibe 2

FIG. 8

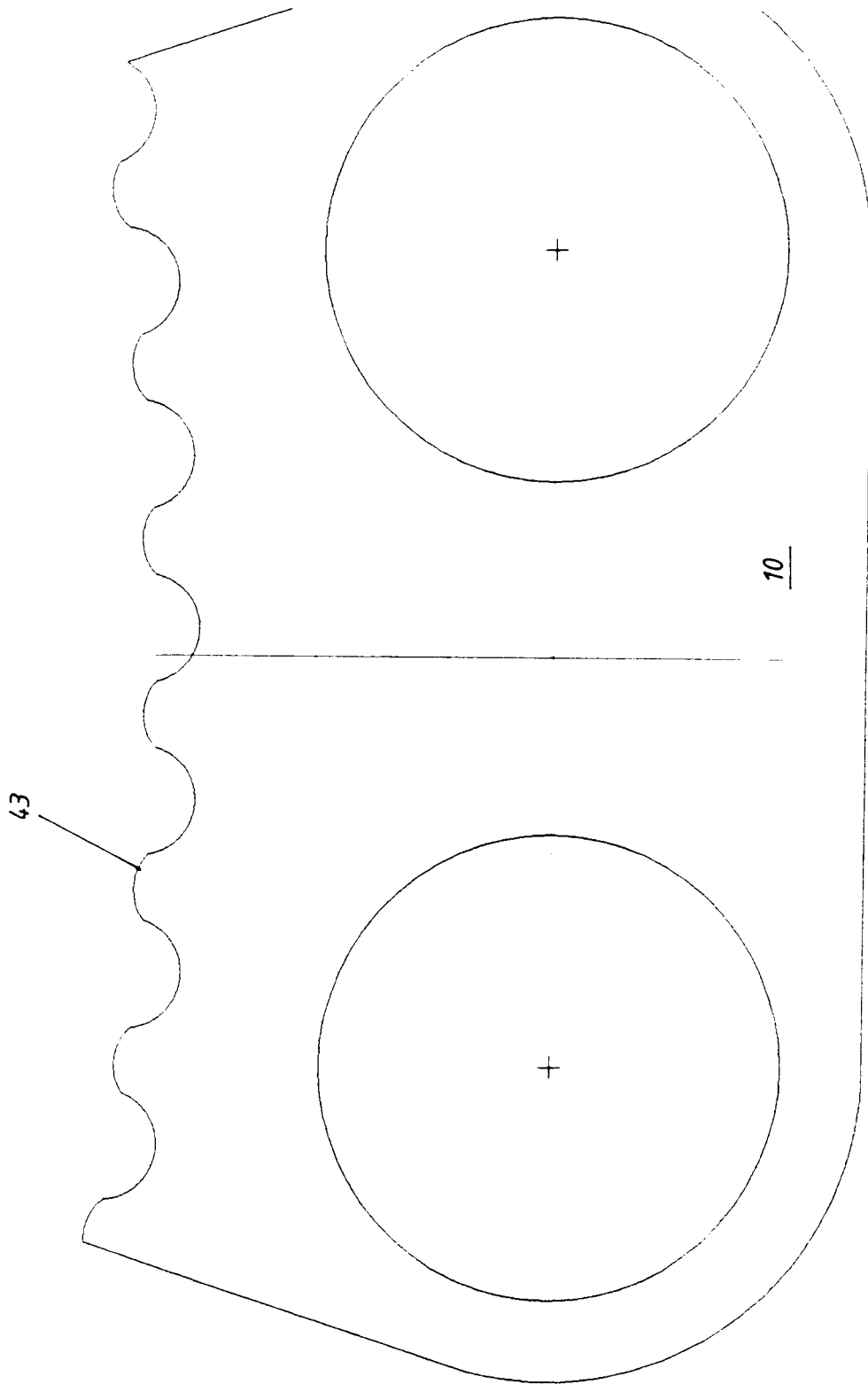


FIG. 9

Scheibe 3

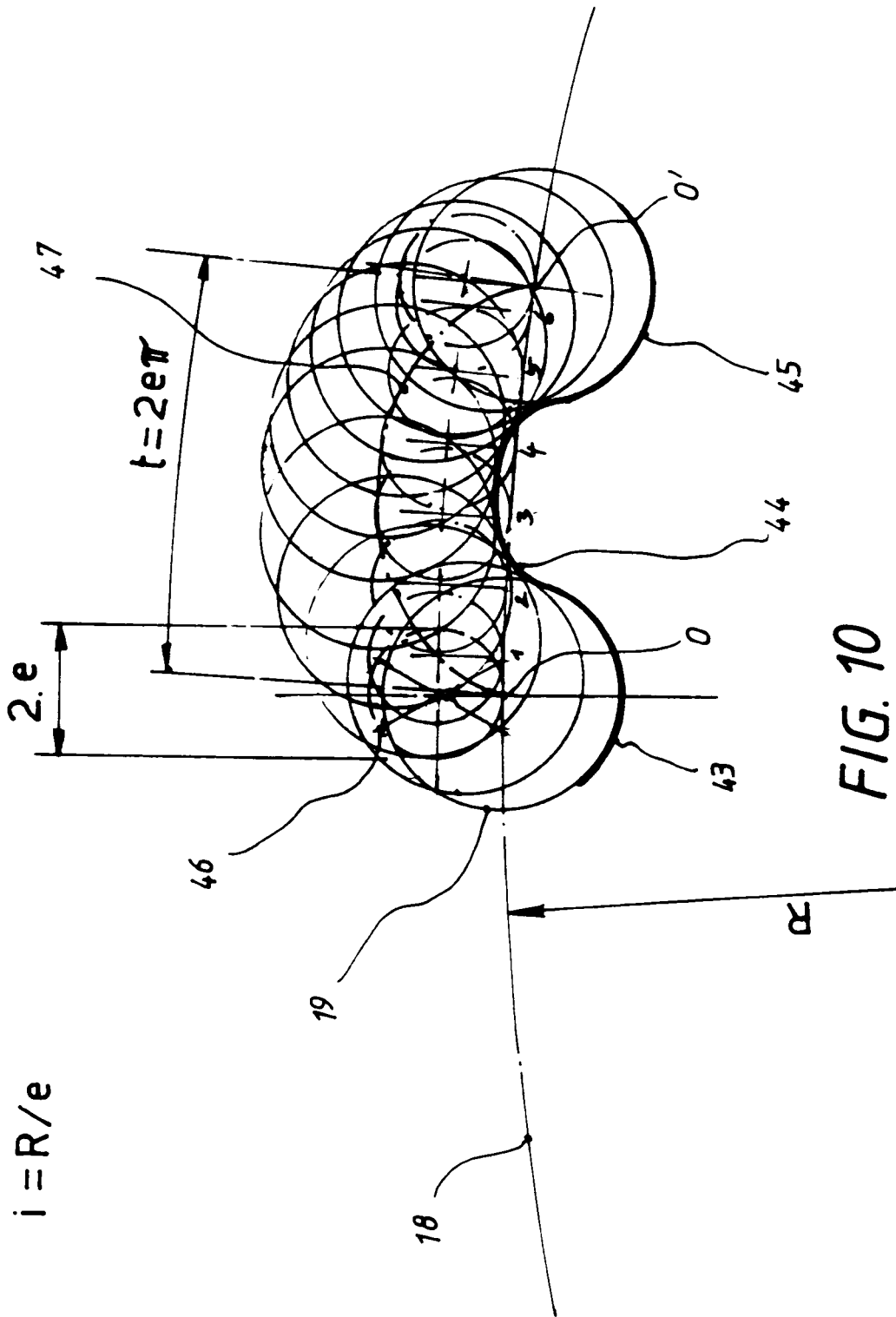
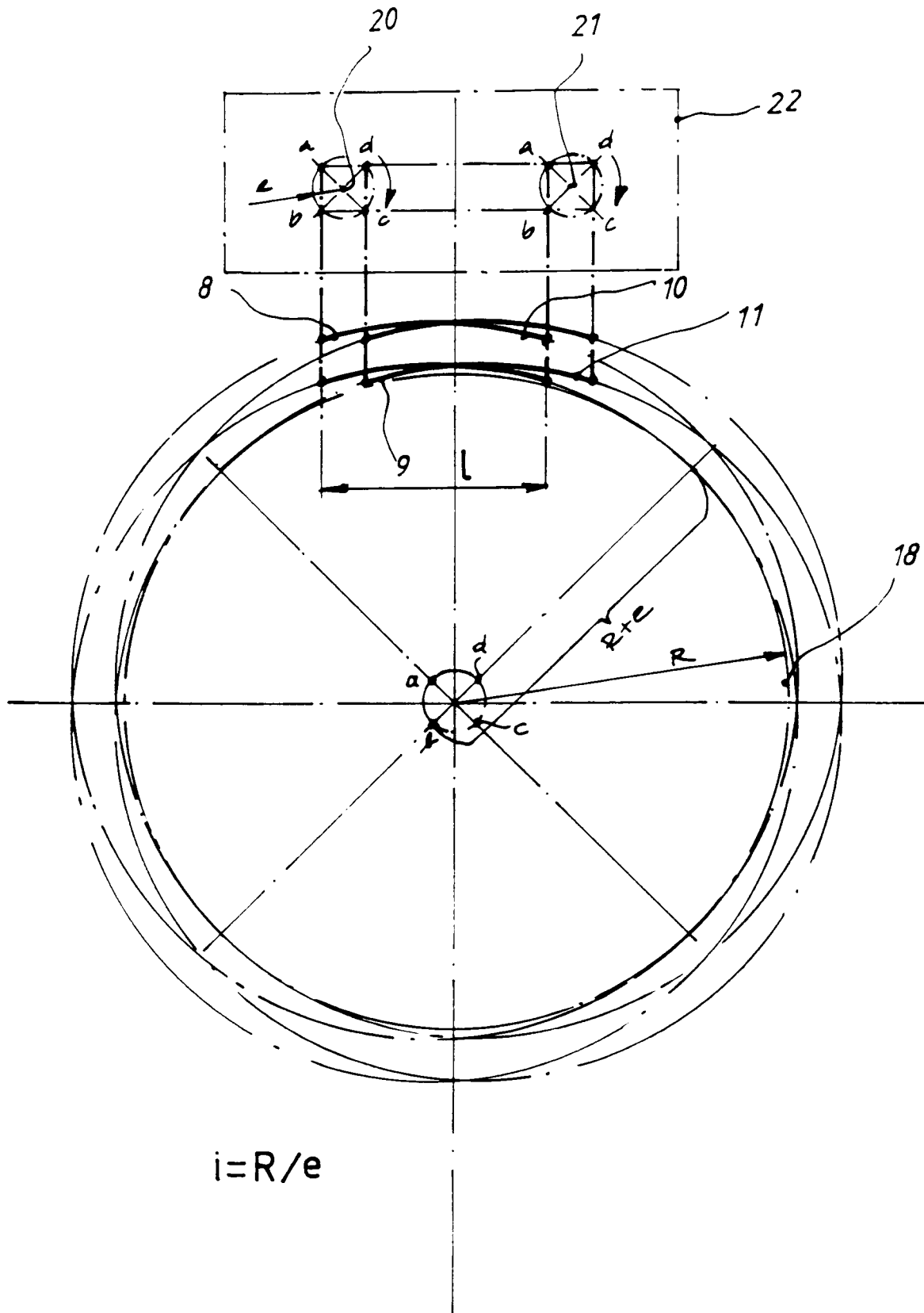


FIG. 10

$i = R/e$



$$i = R/e$$

FIG. 11