



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Patentschrift
10 DE 43 19 271 C 2

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

21 Aktenzeichen: P 43 19 271.8-25
22 Anmeldetag: 9. 6. 93
43 Offenlegungstag: 23. 12. 93
45 Veröffentlichungstag
der Patenterteilung: 20. 10. 94

DE 43 19 271 C 2

Innerhalb von 3 Monaten nach Veröffentlichung der Erteilung kann Einspruch erhoben werden

30 Unionspriorität: 32 33 31
16.06.92 AT 1226/92

73 Patentinhaber:
Brosowitsch, Josef, 82140 Olching, DE

72 Erfinder:
gleich Patentinhaber

56 Für die Beurteilung der Patentfähigkeit
in Betracht gezogene Druckschriften:
DE-OS 16 34 871

54 Bagger oder Kran

DE 43 19 271 C 2

Die Erfindung betrifft einen Bagger oder Kran, bestehend aus einem Oberwagen und einem Unterwagen oder einer Drehbühne und einem Portal, welche mittels eines Großwälzlagers drehbar miteinander verbunden sind und zur Durchführung der Schwenk- bzw. Drehbewegung ein hydraulisch oder elektrisch betriebenes Drehwerk aufweisen.

Die bisher bekannten Schwenk- bzw. Drehwerke bestehen aus einem Großwälzlager, dessen Innen- oder Außenring eine Stirnradverzahnung aufweist, welche mit einem Ritzel des Drehwerkes kämmt. Der Antrieb erfolgt mittels Hydraulik- oder 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.

Aus der DD-PS 2 29 468 ist ein hochuntersetzendes Kurven-Kettengetriebe 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 maximal 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 eigenen Führung erforderlich ist, da ja die umlaufende Kette ausweichen würde.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde einen Bagger oder Kran zu schaffen, bei dem das Drehwerk auf einfache und kostengünstige Art höchste Schwenkmomente erreichen kann, in dem Sinne, daß immer eine größere Anzahl von Zähnen in Eingriff steht und in einer einzigen Getriebestufe hohe Übersetzungen erzielbar sind.

Diese Aufgabe wird durch die im kennzeichnenden Teil des Anspruchs 1 angegebenen Merkmale gelöst.

Damit ist ein Drehwerk geschaffen, welches es erlaubt — ohne Zwischenschaltung eines Planetengetriebes — direkt Öl- bzw. Elektromotoren zum Antrieb der Exzenterwellen einzusetzen, da das Getriebe bereits in einer Stufe ein hohes Übersetzungsverhältnis von $i = R/e$ aufweist. ($R \dots$ Teilkreisradius des Rollenringes; $e \dots$ Exzentrizität des Parallelkurbelantriebes). Durch den hohen Überdeckungsgrad der Verzahnung — es sind immer alle Zähne pro Zahnsegment im Eingriff — können zudem sehr hohe 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 theoretisch 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.

Es zeigt

Fig. 1 einen Hydraulikbagger mit dem erfindungsgemäßen Schwenkwerk;

Fig. 2 den Einbau des Drehwerkes in einen Turmdrehkran;

Fig. 3 die Draufsicht desselben;

Fig. 4 einen Radialschnitt des Drehantriebes;

Fig. 5 einen weiteren Radialschnitt durch ein Schwenkwerk für einen Hydraulikbagger;

Fig. 6 die Eingriffspositionen der einzelnen Zahnsegmente von oben betrachtet;

Fig. 7, 8 und 9 eine beispielsweise Ausführungsform der einzelnen Zahnsegmente;

Fig. 10 die Konstruktion der Zahnform;

Fig. 11 die kinematischen Zusammenhänge in schematischer Darstellung.

Wie in Fig. 1 dargestellt, sind der Ober- und der Unterwagen eines Hydraulikbaggers (1) mittels eines Großwälzlagers (7) drehbar miteinander verbunden. Im Bereich des Innenringes des Großwälzlagers (7), wo sonst üblicherweise 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 Fig. 2 und Fig. 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 dargestellte 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) befinden. Die Zahnsegmente (8, 9, 10, 11) (bei vier Segmenten) können sich also innerhalb oder 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 Antriebssituation 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° versetzt angeordnet, woraus eine Erhöhung des Übertragungswinkels (μ) 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 eigenen 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 (29) 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 Exzentern (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 Antriebssituation 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° an den Exzentern 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 mit seinen gesamten Zähnen 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 Hydraulikmotor (12) zum Antrieb verwendet wird. Bei kleineren Exzentrizitäten als ca. 8 mm wäre eine Gleichlauf-einrichtung 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. ($R-e$) aufweist (je nachdem ob sich das Getriebe (22) innerhalb oder außerhalb der Großwälzlagers (7) 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 ($2 \cdot e$) rollt auf dem Teilkreis (18) der Rollenkette oder dgl. ab und beschreibt dabei eine Epizykloide (47). Die Hüllkurve der als Relativbewegung nachgeführten Kettenrolle (19) bestimmt die Zahnform (44, 45). Der Umfang des abrollend gedachten Exzenterkreises (46) entspricht genau der Teilung $t=2 \cdot e \cdot \pi$, 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 (μ) 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 (7) 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) oder 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 (e) mit dem Radius (e) beschreiben.

Damit sind nur einige Beispiele im Rahmen des Erfindungsgedankens beschrieben, wobei auf Basis der Erfindungsidee noch viele weitere Varianten denkbar wären. Z.B. ist es natürlich auch möglich anstelle einer Rollenkette (18) eine herkömmliche Stirnradverzahnung für den Antrieb zu verwenden. Die Zahnformen sehen dann natürlich 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 (7) zu placieren, sondern in der Nähe davon, z. B. direkt am Unterwagen oder 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 oder Kran, bestehend aus einem Oberwagen und einem Unterwagen oder einer Drehbühne und einem Portal, welche mittels eines Großwälzlagers drehbar miteinander verbunden sind und zur Durchführung der Schwenk- bzw. Drehbewegung ein hydraulisch oder elektrisch betriebenes Drehwerk aufweisen, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Drehwerk wenigstens ein Getriebe (22) aufweist, dessen Gehäuse mit den Motoren (12, 13, 23) am Oberwagen bzw. an der schwenkbaren Drehbühne (2, 16) befestigt ist, daß das Getriebe (22) wenigstens drei übereinander angeordnete 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- oder Innenring (7a, 7b) des Großwälzlagers (7) starr umfassenden Rollenringes, in Form einer Rollenkette (18), eines Rollenkranzes (14) oder dgl., befinden, daß der Umfang des Exzenterkreises (46) mit dem Radius (e) exakt der Rollen- bzw. Zahnteilung entspricht, daß das Profil (43) der Zahnsegmente (8, 9, 10, 11) durch die Hüllkurve (44, 45) gebildet wird, welche durch Entlangführen des Mittelpunktes einer Rolle (19) des Rollenringes entlang der durch Abrollen des Exzenterkreises (46) mit dem Radius (e) am Teilkreis des Rollenringes gebildeten Epizykloide (47) entsteht, und daß die Länge der $2 \cdot \pi/n$ - phasenverschoben arbeitenden Zahnsegmente (8, 9, 10, 11), bzw. die Anzahl der Zähne pro Zahnsegment (8, 9, 10, 11) in Relation zum Teilkreis des Rollenringes so gewählt wird, daß der minimale Übertragungswinkel (μ) des Getriebes (22) den Wert von ca. 40° nicht unterschreitet.
2. Bagger oder Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die in parallelen Ebenen arbeitenden Zahnsegmente (8, 9, 10, 11) in radialer Richtung innerhalb oder außerhalb des Großwälzlagers (7) angeordnet sind.
3. Bagger oder 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.
4. Bagger oder Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die um den Außenring (7a) des Großkugellagers (7) gespannte Rollenkette (18) unter Zwischenlegen einer elastischen Gummiunterlage (30) am Außenring (7a) anliegt und mittels Anschlagelagern (31, 31a) am Verschieben in Umfangsrichtung gehindert ist.
5. Bagger oder Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die hydraulischen Druck- und Rücklaufleitungen der Hydraulikmotore (12, 13) jeweils in eine gemeinsame Leitung münden, die Motoren (12, 13) also parallel geschaltet sind.
6. Bagger oder Kran nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die beiden Exzenterwellen (20,

21) Gleichlaufeinrichtungen in Form von Kettenrieben, Zahnrädern und dgl. aufweisen.

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

8. Bagger oder 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.

9. Bagger oder 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) oder $(R - e)$ (innenliegend) ($R \dots$ Radius des Rollenkranzes (14) oder der Rollenkette (18)).

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

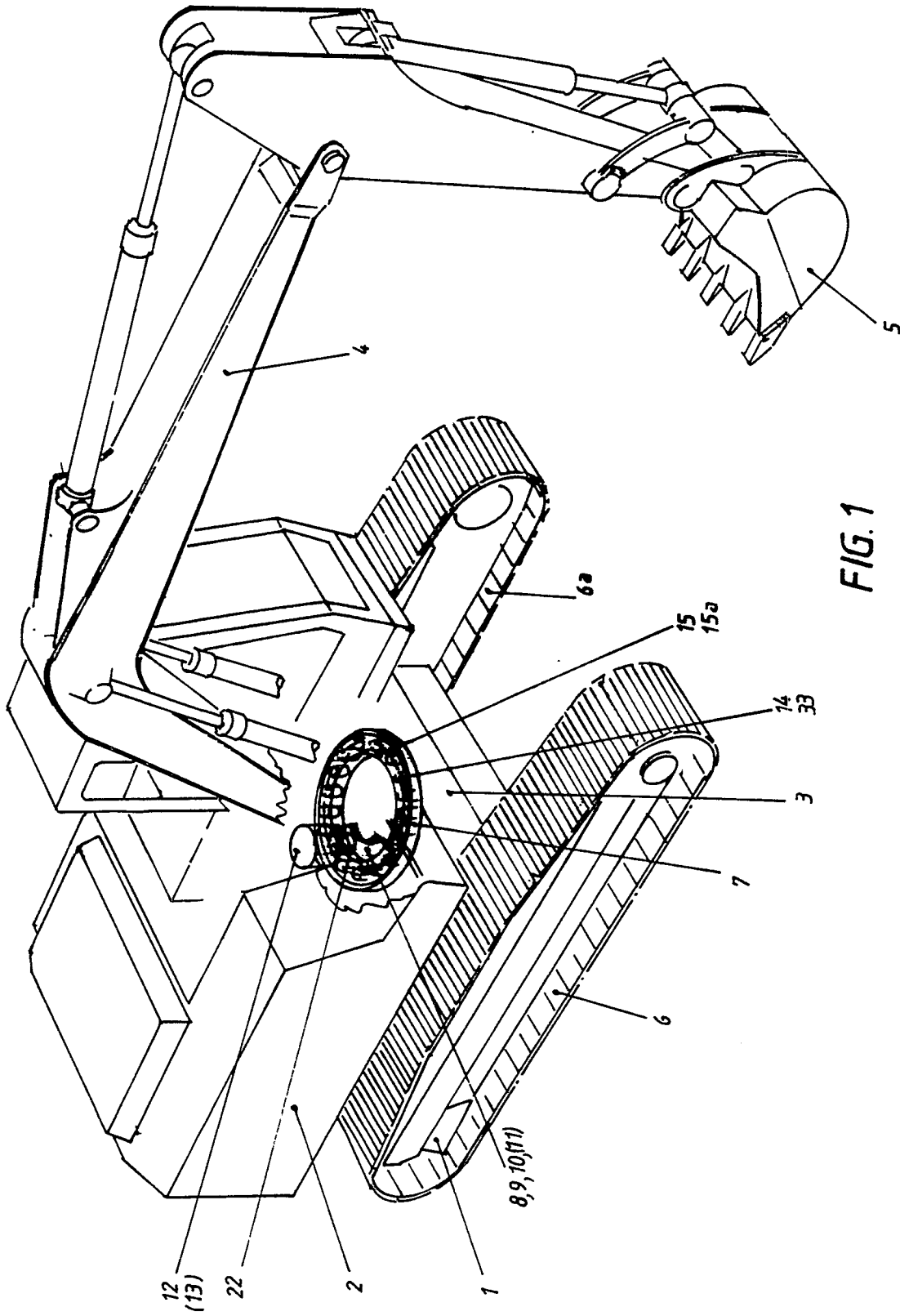


FIG. 1

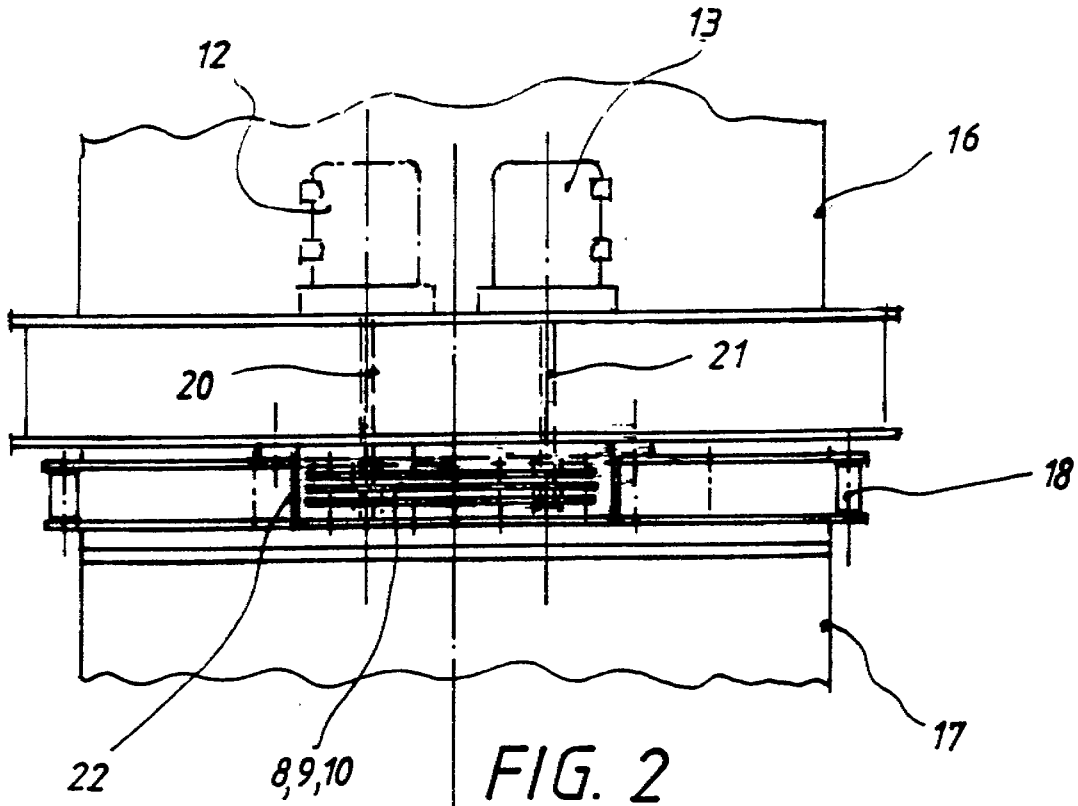


FIG. 2

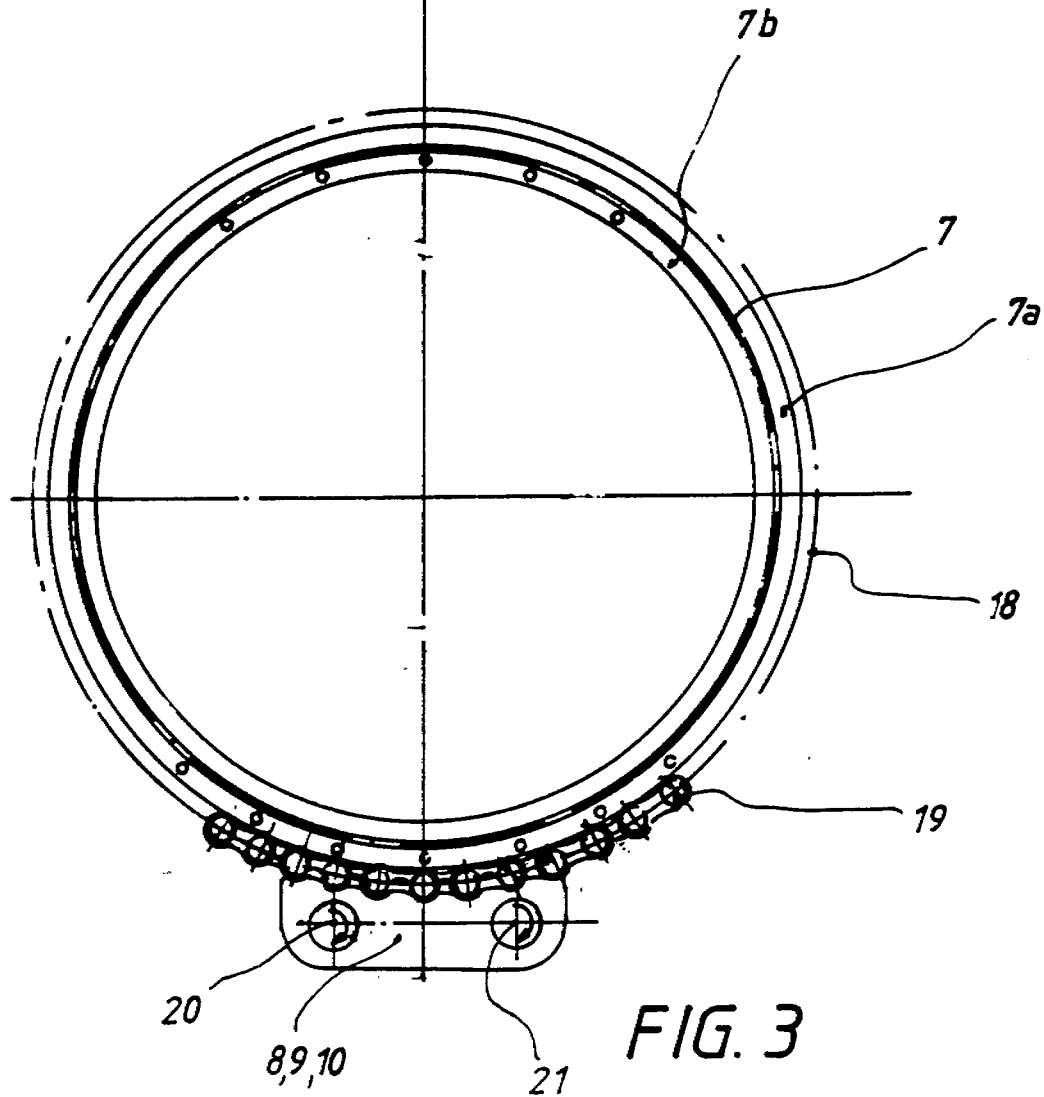


FIG. 3

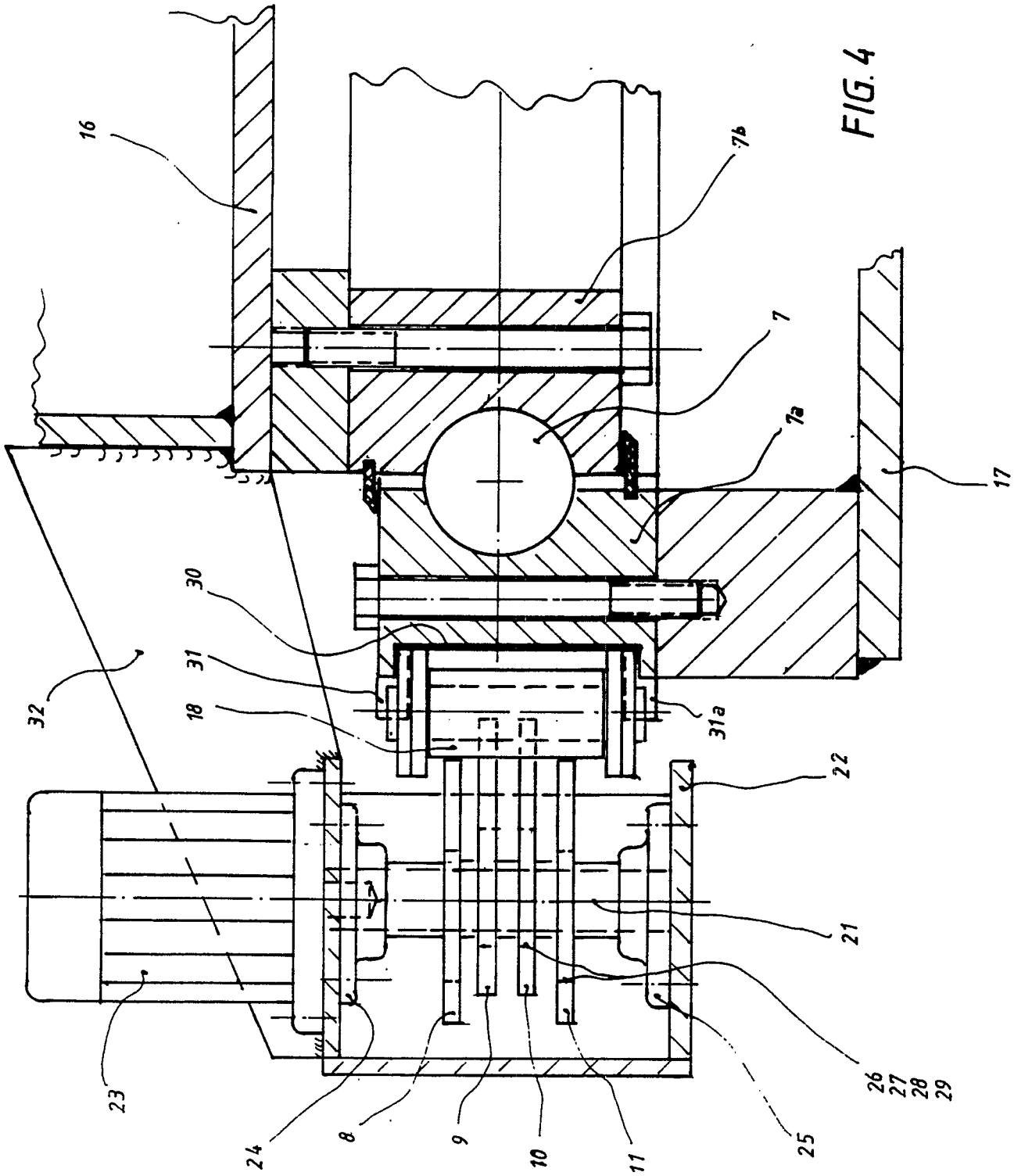


FIG. 4

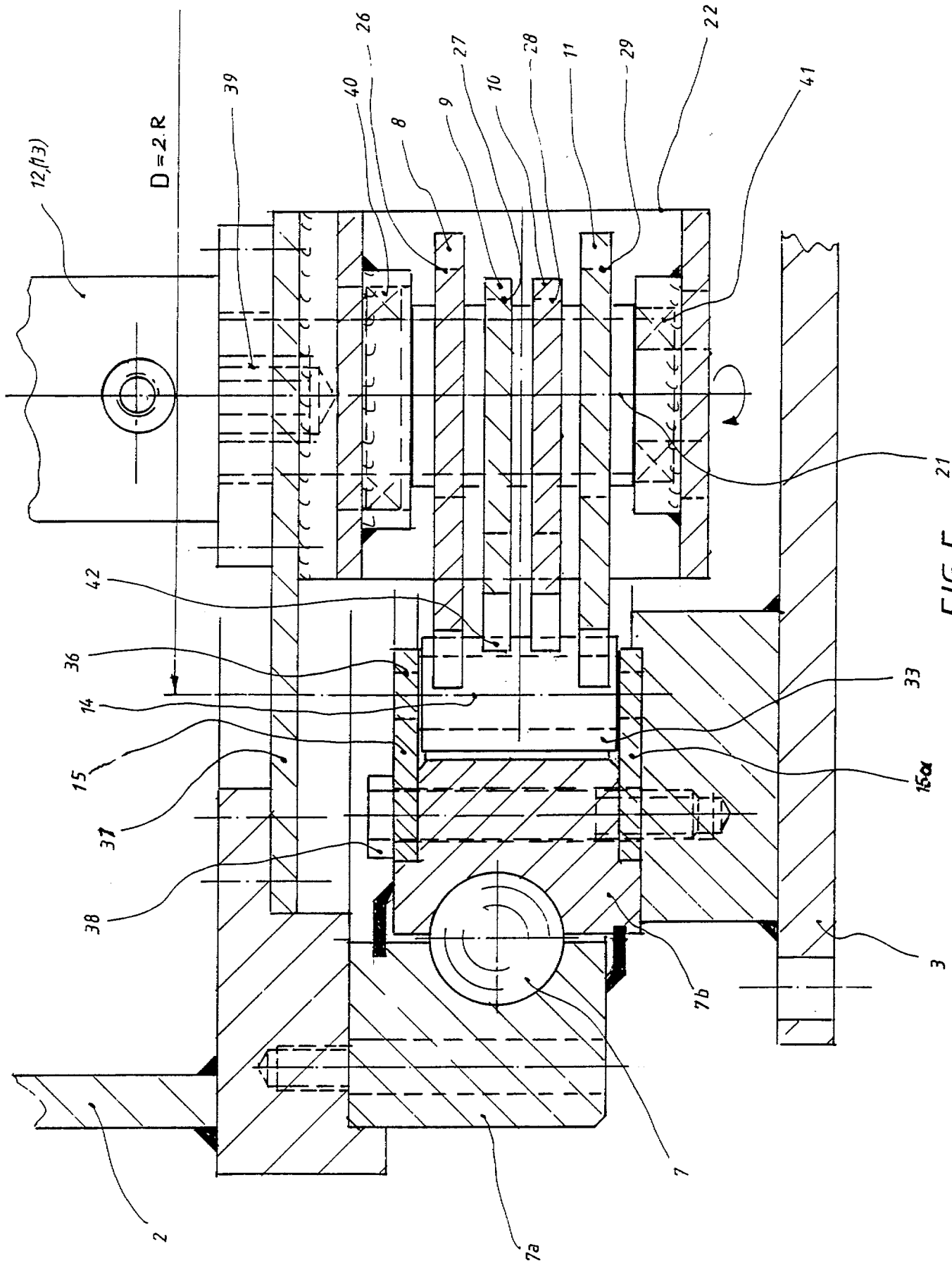
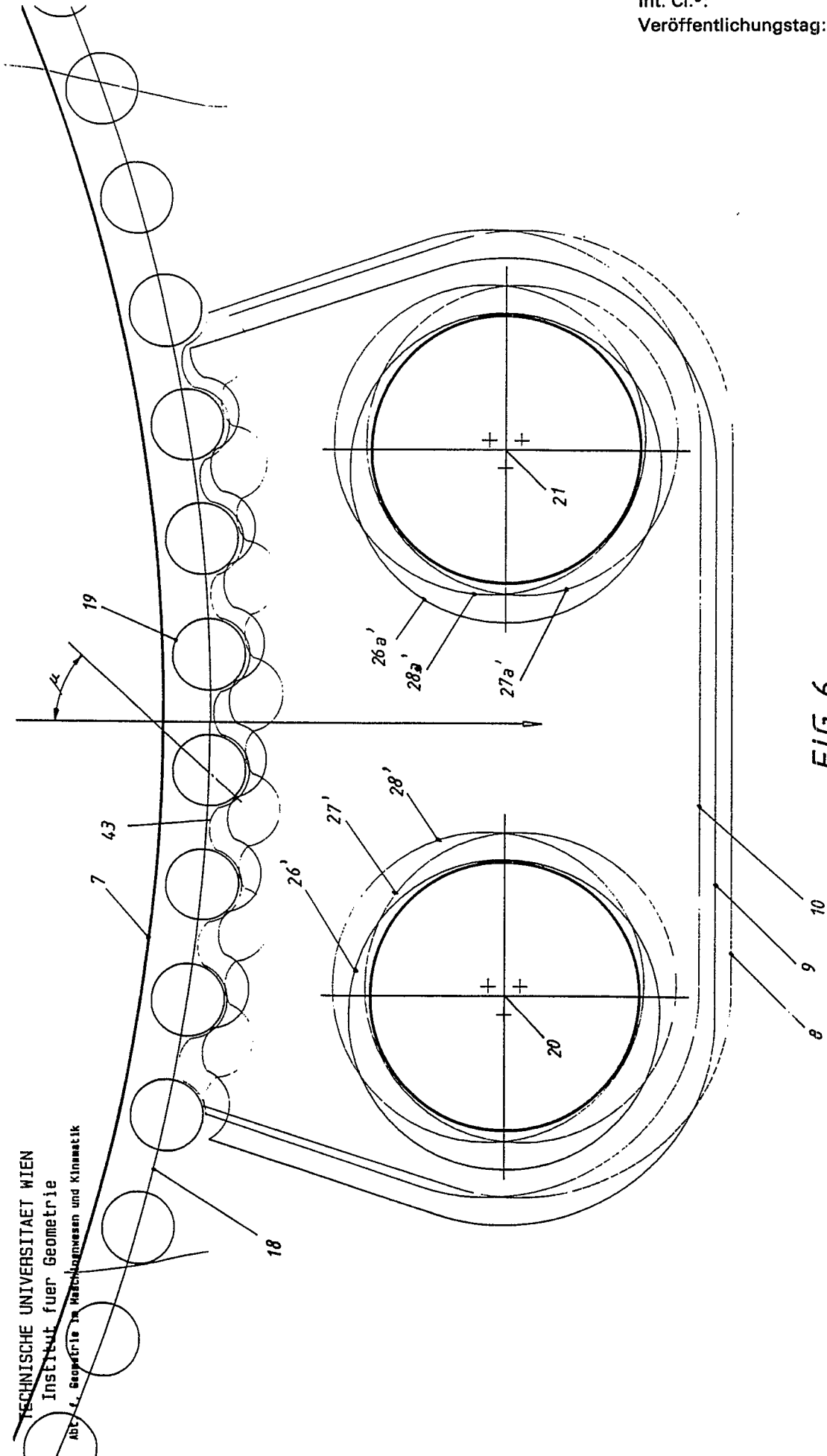


FIG. 5



TECHNISCHE UNIVERSITÄT WIEN

Institut fuer Geometrie

Abt. f. Geometrie in Maschinenbau und Klimatik

Position Nr. 30 (von 360) im Maszstab 1:2.0, $e = 0.0$, Flankenspiel = 1.00
 minimaler Uebertragungswinkel = 39.8 Grad; maximaler Uebertragungswinkel = 75.9 Grad

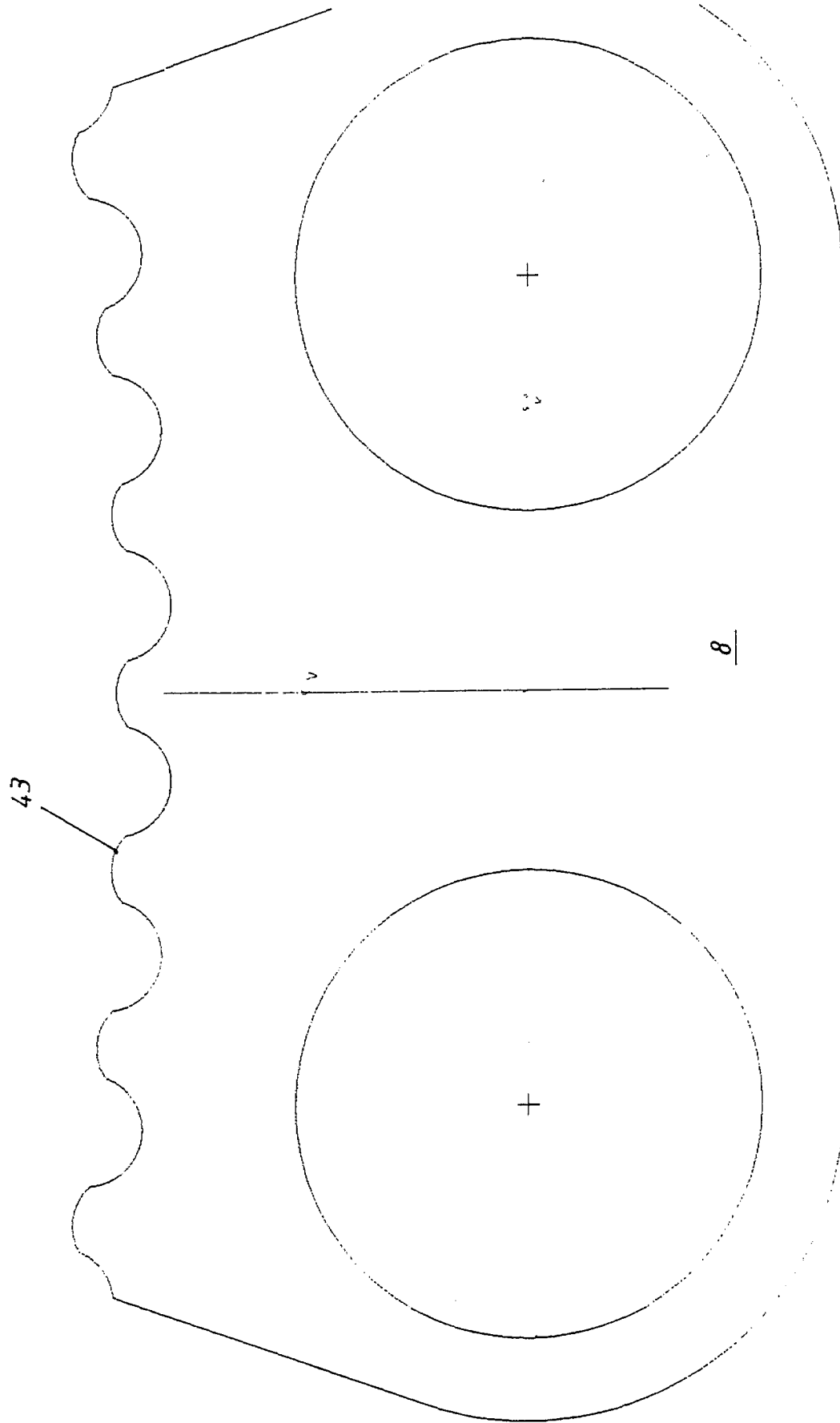


FIG. 7

Scheibe 1

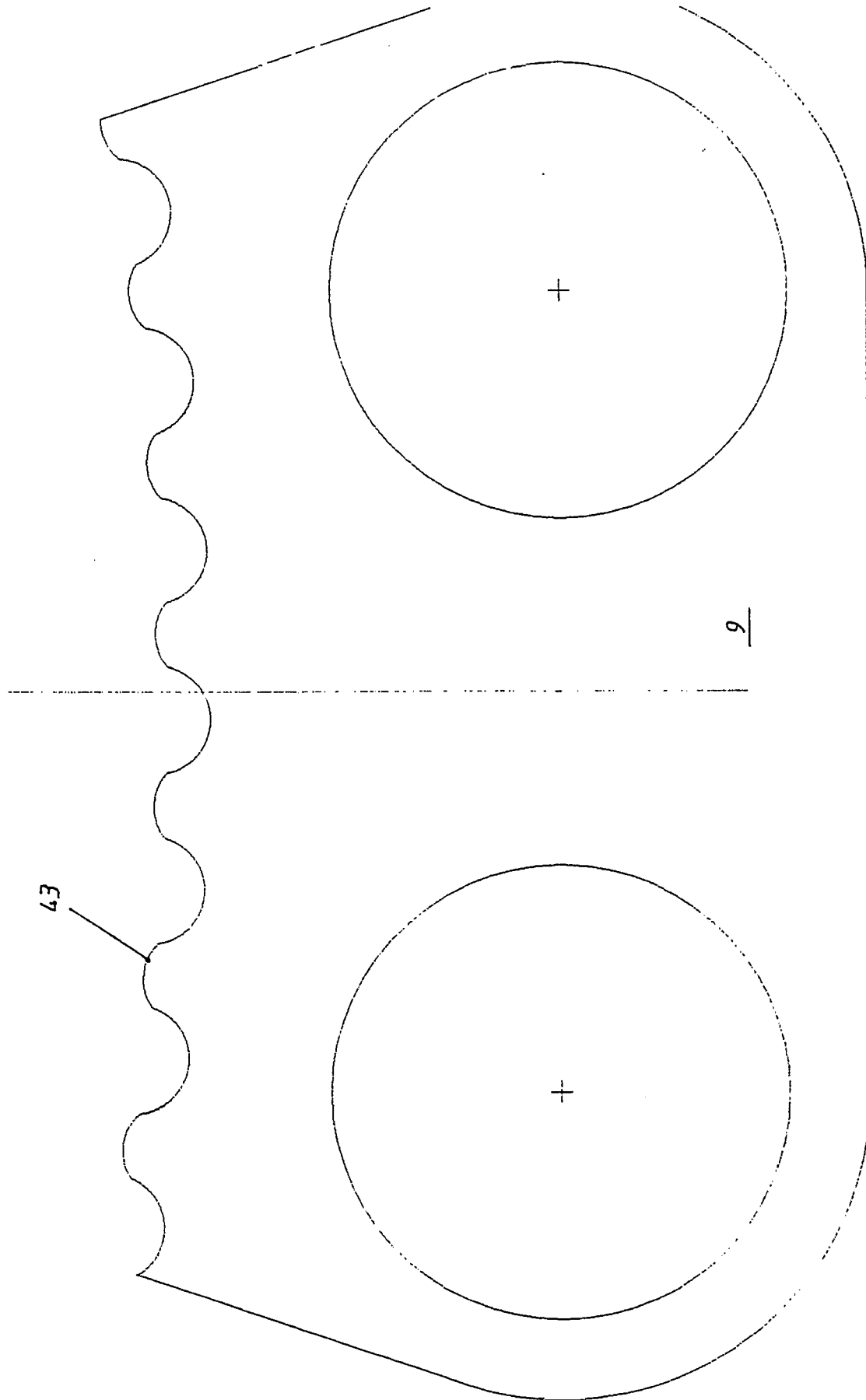


FIG. 8

Scheibe 2

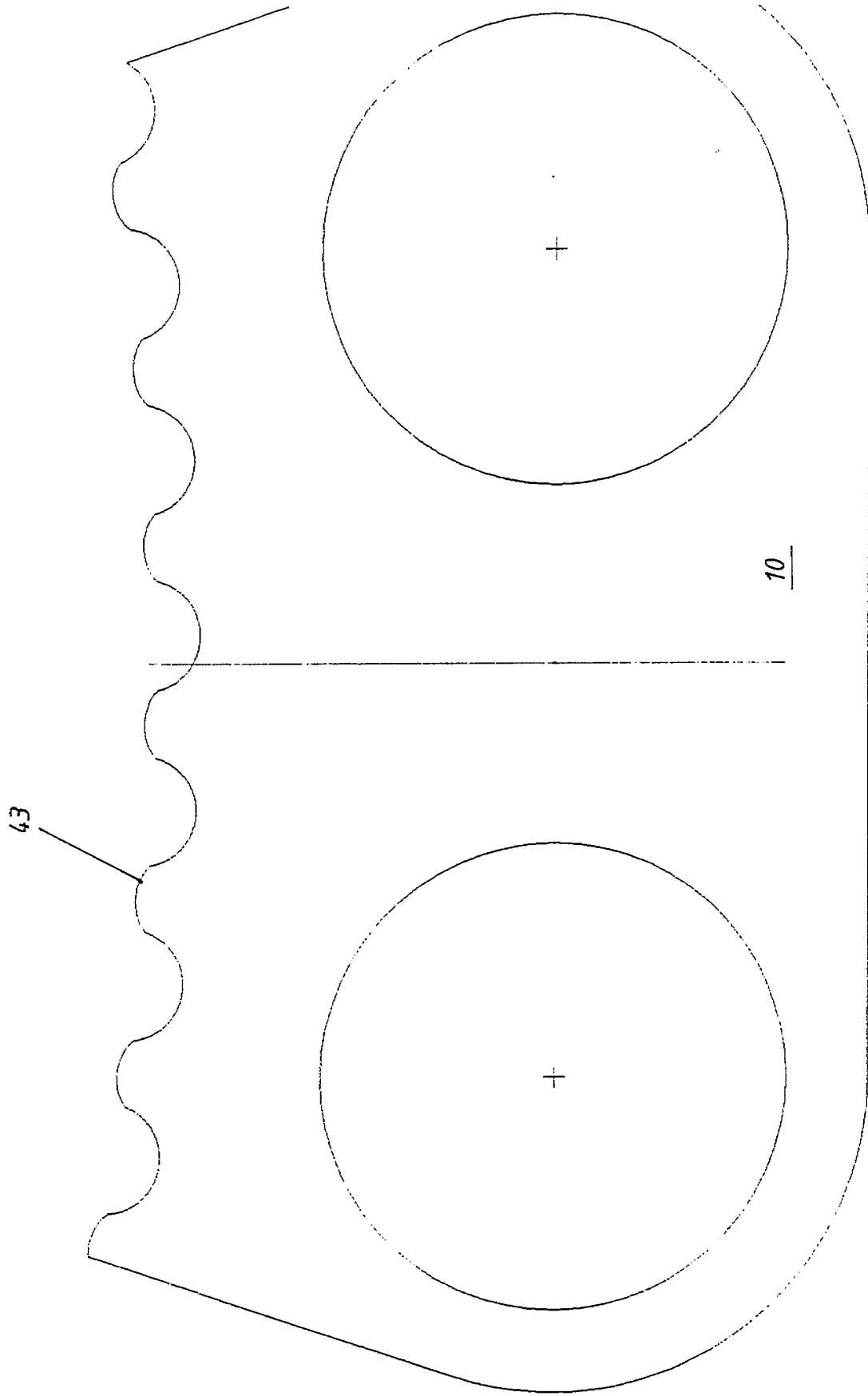


FIG. 9

Schneibe 3

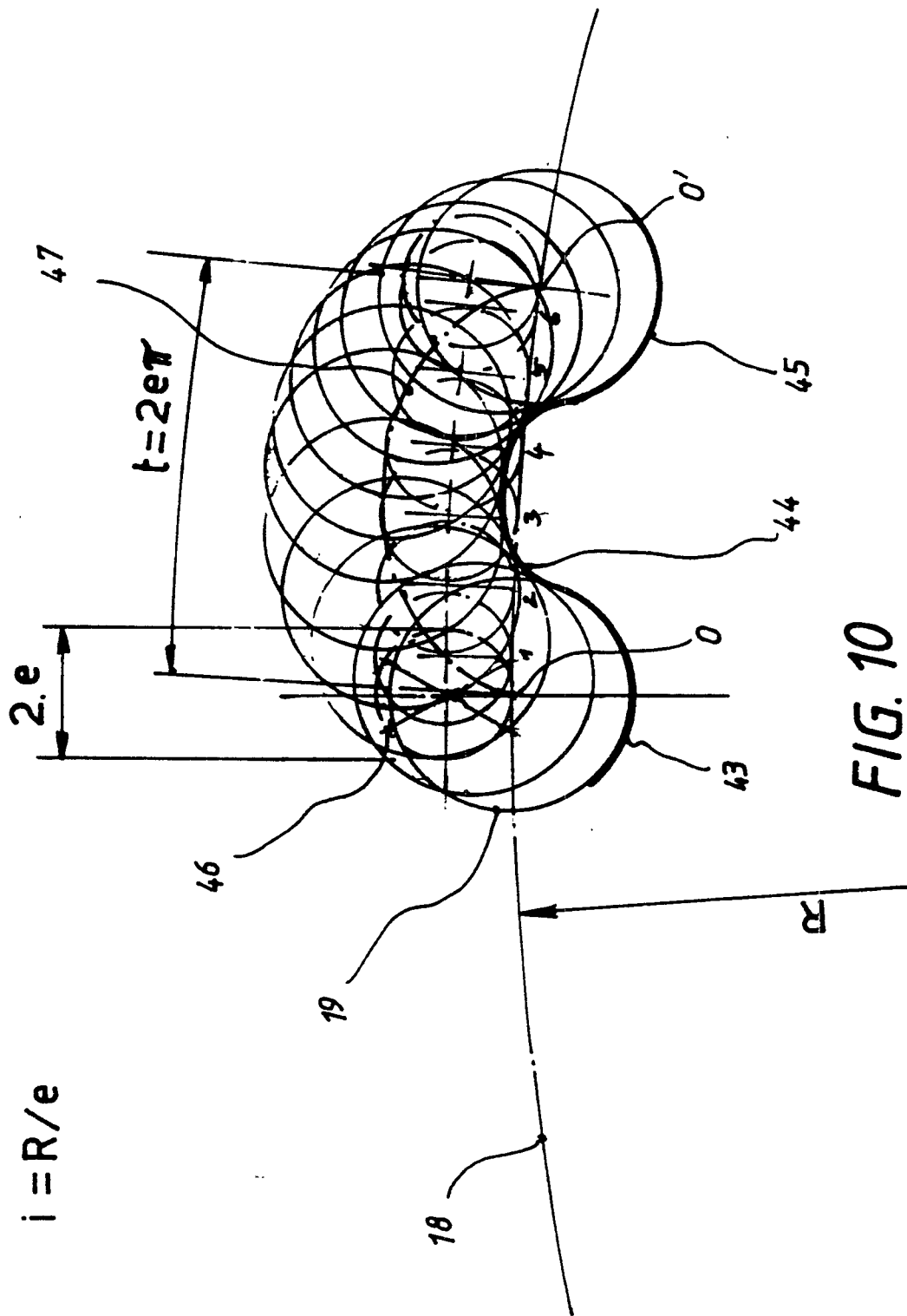


FIG. 10

$i = R/e$

