



SCHWEIZERISCHE EIDGENOSSENSCHAFT  
BUNDESAMT FÜR GEISTIGES EIGENTUM

Int. Cl.<sup>3</sup>: B 02 C 15/00  
B 02 C 4/28

**Erfindungspatent für die Schweiz und Liechtenstein**  
Schweizerisch-liechtensteinischer Patentschutzvertrag vom 22. Dezember 1978



**PATENTSCHRIFT** A5

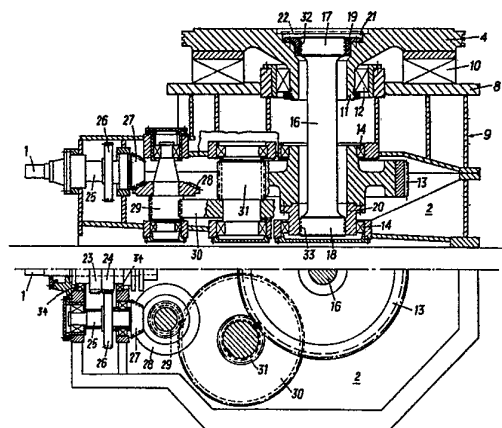
**630 537**

<p>① Gesuchsnummer: 7195/78</p> <p>② Anmeldungsdatum: 30.06.1978</p> <p>③ Priorität(en): 01.07.1977 AT 4721/77</p> <p>④ Patent erteilt: 30.06.1982</p> <p>⑤ Patentschrift veröffentlicht: 30.06.1982</p>	<p>⑦ Inhaber: Erste Oesterreichische Zahnräderfabrik Rudolf Kienast Gesellschaft m.b.H., Wien (AT)</p> <p>⑧ Erfinder: Hans Kienast, Wien (AT)</p> <p>⑨ Vertreter: E. Blum &amp; Co., Zürich</p>
--	---

**⑤ Antriebsanordnung an einer Walzenmühle.**

⑥ Bei der Walzenmühle wirkt eine um eine vertikale Achse drehbare auf einem Axiallager abgestützte Mahlschüssel (4) mit Walzen zusammen. Dabei ist ein Untersetzungsgetriebe (2) vorhanden, das ein um eine vertikale Achse drehbares Abtriebszahnrad (13) aufweist, das drehfest mit der Mahlschüssel verbunden ist. Die Mahlschüssel ist durch ein Radiallager (12) unabhängig von der Lagerung (14) des Abtriebszahnades (13) gegen Seitenkräfte abgestützt. Das Abtriebszahnrad (13) ist durch die Abtriebswelle (16) in einer Achsungenauigkeiten ausgleichenden Weise selbstzentrierend mit der Mahlschüssel gekuppelt.

Weil die Mahlschüssel unabhängig von der Lagerung (14) des Abtriebszahnades (13) gelagert ist, ist das Getriebe keinem Verschleiss ausgesetzt, der durch Seitenkräfte entsteht, die auf die Mahlschüssel einwirken. Die Walzenmühle ist insbesondere zur Zerkleinerung von körnigem Material bestimmt.



## PATENTANSPRÜCHE

1. Antriebsanordnung an einer Walzenmühle, bei welcher eine um eine vertikale Achse drehbare, gegen ein Axiallager abgestützte Mahlschüssel mit den Walzen zusammenwirkt, mit einem Untersetzungsgetriebe, dessen um eine vertikale Achse drehbares Abtriebszahnrad durch eine vertikale Antriebswelle mit der Mahlschüssel drehsicher gekuppelt ist, dadurch gekennzeichnet, dass die Mahlschüssel (5) durch ein Radiallager (12) unabhängig von der Lagerung (14) des Abtriebszahnrades (13) gegen Seitenkräfte abgestützt ist und das Abtriebszahnrad (13) mit der Mahlschüssel (5) durch die Abtriebswelle (16) in einer Achsungenauigkeiten ausgeglichenden Weise selbstzentrierend gekuppelt ist.

2. Antriebsanordnung nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, dass die Abtriebswelle (16) mit dem Abtriebszahnrad (13) und mit der Mahlschüssel (5) selbstzentrierend gekuppelt ist.

3. Antriebsanordnung nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Abtriebswelle (16) durch Zahnwellenverbindungen (32, 33) mit dem Abtriebszahnrad (13) und der Mahlschüssel (5) gekuppelt ist.

4. Antriebsanordnung nach Anspruch 3, dadurch gekennzeichnet, dass die Zähne der Zahnwellenverbindungen (32, 33) Evolventenflanken aufweisen.

5. Antriebsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, dass das Abtriebszahnrad (13) einen nach unten verlängerten Hals (20) aufweist, welcher mit dem Mutterprofil der Zahnwellenverbindung (33) ausgebildet ist.

6. Antriebsanordnung nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, dass das Abtriebszahnrad (13) unter Vermittlung des nach unten verlängerten Halses (20) im Getriebegehäuse (9) gelagert ist.

7. Antriebsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 6, dadurch gekennzeichnet, dass der Durchmesser der die Abtriebswelle (16) mit dem Abtriebszahnrad (13) kuppelnden Zahnwellenverbindung (33) kleiner ist als der Durchmesser der die Abtriebswelle (16) mit der Mahlschüssel (5) kuppelnden Zahnwellenverbindung (32) und dass die Abtriebswelle (16) durch eine in der Mahlschüssel (5) und/oder im Träger (4) derselben gleichachsig mit der Abtriebswelle (16) vorgesehene Durchbrechung (21) nach oben herausziehbar ist.

8. Antriebsanordnung nach einem der Ansprüche 1 bis 7, dadurch gekennzeichnet, dass das Untersetzungsgetriebe (2) ein Zweiweggetriebe ist, bei welchem die Kraftübertragung von einer Eintriebswelle (1) über zwei Reihen von Zahnrädern (23; 24, 26, 27, 28, 29, 30, 31) auf das von einem Stirnrad gebildete Abtriebszahnrad (13) übertragen wird.

Die Erfindung bezieht sich auf eine Antriebsanordnung an einer Walzenmühle, bei welcher eine um eine vertikale Achse drehbare, gegen ein Axiallager abgestützte Mahlschüssel mit den Walzen zusammenwirkt, mit einem Untersetzungsgetriebe, dessen um eine vertikale Achse drehbares Abtriebszahnrad durch eine vertikale Abtriebswelle mit der Mahlschüssel, gegebenenfalls unter Zwischenschaltung eines Trägers derselben, drehsicher gekuppelt ist. Solche Walzenmühlen weisen ein sehr grosses Gewicht auf. Die Mahlschüssel allein weist meistens ein Gewicht von mehreren Tonnen auf und es kommen für die Mahlschüssel Durchmesser von mehreren Metern in Betracht. Die Mahlwalzen werden mit grossen Kräften hydraulisch-bzw. hydraulisch pneumatisch gegen die Mahlschüssel gepresst. Bei den bekannten Walzenmühlen dieser Art ist die Mahlschüssel mit einem Träger, der

von einem Abtriebsflansch gebildet ist, starr verbunden und durch ein Lager gegen das Getriebegehäuse abgestützt. Dieser Abtriebsflansch ist bei den bekannten Anordnungen auf die Abtriebswelle des Abtriebszahnrades des Getriebes aufgekeilt oder mit dieser durch Pressverband verbunden und die Abstützung der Mahlschüssel bzw. des Abtriebsflansches gegen Seitenkräfte erfolgt unter Inanspruchnahme der Radiallager der Abtriebswelle. Die Getriebelager sind auf diese Weise durch die von der Mahlschüssel ausgeübten Seitenkräfte belastet. In Anbetracht des grossen Durchmessers der Mahlschüssel ist zur Abstützung derselben ein Axiallager von sehr grossem Durchmesser erforderlich und durch die unvermeidlichen Ungenauigkeiten eines solchen grossen Axiallagers, welche bei der Herstellung oder im Laufe des Betriebes durch Verschleiss auftreten, können Achsungenauigkeiten zwischen dem Abtriebszahnrad des Untersetzungsgetriebes und der Mahlschüssel auftreten, welche beträchtliche Seitenkräfte zur Folge haben. Weiters werden auch durch die in der Mahlschüssel laufenden Walzen beträchtliche Seitenkräfte auf die Mahlschüssel ausgeübt. Alle diese Seitenkräfte müssen bei den bekannten Anordnungen durch die Lagerung des Abtriebszahnrades aufgenommen werden. Wenn sich die Lagerung eines Getriebezahnrades durch dauernde hohe Beanspruchung abnutzt, werden auch die Zähne des Zahnrades einem grösseren Verschleiss unterworfen und dieser Verschleiss greift dann im Laufe des Betriebes auf die Zähne und die Lagerung der zwischen der Eintriebswelle des Untersetzungsgetriebes und dem Abtriebszahnrad angeordneten Zahnräder über. Bei den bekannten Anordnungen traten daher häufig im Laufe des Betriebes Schäden im Untersetzungsgetriebe auf, welche die Auswechslung von äusserst kostspieligen Zahnrädern und auch ihrer Lagerungen erforderlich machten. Die Erfindung zielt nun darauf ab, diese Nachteile zu beseitigen und besteht darin, dass die Mahlschüssel durch ein Radiallager unabhängig von der Lagerung des Abtriebszahnrades gegen Seitenkräfte abgestützt ist und das Abtriebszahnrad mit der Mahlschüssel durch die Abtriebswelle in einer Achsungenauigkeiten ausgleichenden Weise selbstzentrierend gekuppelt ist. Dadurch, dass die Mahlschüssel unabhängig von der Lagerung des Abtriebszahnrades durch das Radiallager gegen Seitenkräfte abgestützt ist, in Verbindung mit der Massnahme, dass Achsungenauigkeiten zwischen Mahlschüssel bzw. dem Träger derselben und dem Abtriebszahnrad ausgeglichen werden, wobei die Mahlschüssel selbst in üblicher Weise durch ein Axiallager abgestützt ist, werden nur Torsionskräfte vom Untersetzungsgetriebe aufgenommen, für welche dieses Untersetzungsgetriebe ohnedies dimensioniert ist und es wird eine Übertragung von durch die Mahlschüssel ausgeübten Seitenkräften auf die Getriebezahnräder und deren Lagerung mit Sicherheit vermieden. Es werden dadurch Beschädigungen des Getriebes vermieden und die Lebensdauer des Getriebes wird wesentlich erhöht.

Die Vermeidung der Übertragung von Seitenkräften bzw. die selbstzentrierende Kupplung durch die Abtriebswelle kann beispielsweise durch Einschaltung einer flexiblen Kupplung od. dgl. in die Abtriebswelle erfolgen. Solche flexible Kupplungen stellen aber einen zusätzlichen Bauteil dar und sind in Anbetracht der hohen zu übertragenden Antriebsdrehmomente sehr umfangreich. Zweckmässig ist die Abtriebswelle selbst mit dem Abtriebszahnrad und mit der Mahlschüssel selbstzentrierend gekuppelt. Auf diese Weise können Achsungenauigkeiten an den Kupplungsstellen der Enden der Abtriebswelle aufgenommen werden. Gemäss einer bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist hiebei die Abtriebswelle durch Zahnwellenverbindungen mit dem Abtriebszahnrad und der Mahlschüssel gekuppelt. Eine solche Zahnwellenverbindung kann geringfügige seitliche Ver-

lagerungen oder Schrägstellungen der Abtriebswelle aufnehmen und dies genügt, um die Übertragung von Seitenkräften von der Mahlschüssel auf die Getrieberäder zu verhindern. Im besonderen Masse eignen sich hierfür Zahnwellenverbindungen, deren Zähne Evolventenflanken aufweisen. Es kann aber auch eine Achsungenauigkeiten ausgleichende selbstzentrierende Kupplung ganz oder teilweise dadurch unterstützt werden, dass die Abtriebswelle entsprechend lang ausgebildet ist, um solche Ungenauigkeiten durch elastische Verbiegung aufzunehmen. Vorzugsweise weist das Abtriebszahnrad einen nach unten verlängerten Hals auf, welcher mit dem Mutterprofil der Zahnwellenverbindung ausgebildet ist. Die Verlängerung des Abstandes der beiden Kupplungsstellen der Abtriebswelle hat hiebei nicht nur den Effekt, dass die Kupplungswelle durch elastische Verbiegung zumindest einen Teil der Achsungenauigkeiten ausgleichen kann, sondern auch den Effekt, dass der Ausgleich von Achsungenauigkeiten durch geringfügige Schrägstellung der Abtriebswelle nun einen kleineren Schrägstellungswinkel erfordert.

Gemäss einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist die Anordnung so getroffen, dass der Durchmesser der die Abtriebswelle mit dem Abtriebszahnrad kuppelnden Zahnwellenverbindung kleiner ist als der Durchmesser der die Abtriebswelle mit der Mahlschüssel kuppelnden Zahnwellenverbindung und dass die Abtriebswelle durch eine in der Mahlschüssel und/oder im Träger derselben gleichachsig mit der Abtriebswelle vorgesehene Durchbrechung nach oben herausziehbar ist. Dies bringt besondere Vorteile mit sich. Bei einer Zahnwellenverbindung ist das Herausziehen der Welle aus der Verzahnung ohne weiteres möglich. Es kann nun nach Herausziehen der Abtriebswelle die Mahlschüssel und der gegebenenfalls vorgesehene Träger derselben mit einem Kran abgehoben werden, um Reparaturen sowohl am Radiallager, als auch am Axiallager durchführen zu können. Das Axiallager ist häufig von einem Gleitlager gebildet und ein solches Gleitlager muss insbesondere in Anbetracht des grossen Lagerdurchmessers durch Touchieren ausgerichtet werden. Dies erfordert ein häufiges Abheben der Mahlschüssel, gegebenenfalls mit ihren Trägern von der Lagerfläche des Gleitlagers, wobei jedesmal nach dem Touchieren die Mahlschüssel wieder in Rotation versetzt werden muss. In diesem Falle hat die herausziehbare Anordnung der Abtriebswelle einen besonderen Vorteil, da dann nach dem Touchieren die Abtriebswelle ohne weiteres wieder eingesetzt und die Mahlschüssel betriebsmässig zur Rotation angetrieben werden kann.

Gemäss einer weiteren bevorzugten Ausführungsform der Erfindung ist das Untersetzungsgetriebe ein Zweigeweggetriebe, bei welchem die Kraftübertragung von einer Eintriebswelle über zwei Reihen von Zahnrädern auf das von einem Stirnrad gebildete Abtriebszahnrad übertragen wird. Ein solches Zweigeweggetriebe ermöglicht eine leichtere Bauart des Getriebes mit geringeren Zahnbreiten der Getrieberäder, und es ist daher eine geringe Bauhöhe des Getriebes ermöglicht. Bei gegebenen Abmessungen kann daher die durch die geringere Bauhöhe des Untersetzungsgetriebes eingesparte Höhe für eine Verstärkung der Abdeckplatte des Getriebegehäuses und für die Unterbringung des die Mahlschüssel lagernden Radiallagers ausgenutzt werden. Da diese Abdeckplatte das Gewicht der Mahlschüssel, einschliesslich der von den Walzen auf die Mahlschüssel einwirkenden grossen Kräfte, tragen muss und die betriebliche Sicherheit jedes zwischen der Mahlschüssel oder ihres Trägers und der Abdeckplatte eingebauten hydrodynamischen oder hydrostatischen Längslagers im hohen Masse von der Steifigkeit der Abdeckplatte abhängig ist, ist eine mögliche Verstärkung der Abdeckplatte von besonderem Vorteil.

In der Zeichnung ist die Erfindung anhand eines Ausführungsbeispiels schematisch dargestellt.

Fig. 1 zeigt die Ansicht einer Walzenmühle, Fig. 2 und 3 zeigen ein Getriebe mit der Lagerung der Mahlschüssel, wobei Fig. 2 einen Vertikalschnitt durch das Getriebe und Fig. 3 einen Horizontalschnitt darstellt.

Wie Fig. 1 zeigt, wird die Eintriebswelle 1 des Untersetzungsgetriebes 2 durch einen Elektromotor 3 angetrieben. Auf dem Gehäuse des Untersetzungsgetriebes 2 ist der Träger 4 der Mahlschüssel 5 gelagert, mit welchem die Mahlschüssel 5 starr verschraubt ist. Mit der Mahlschüssel 5 ist das Abtriebszahnrad des Untersetzungsgetriebes 2 gleichachsig angeordnet. Auf der Mahlschüssel 5 sind zwei bis vier Walzen 6 abgestützt, welche durch die Drehung der Mahlschüssel selbst in Drehung versetzt werden. Das Mahlgut wird durch einen Trichter zugeführt.

In Fig. 2 und 3 ist in grösserem Massstab das Untersetzungsgetriebe und die Lagerung der Mahlschüssel dargestellt. Der Träger 4 der Mahlschüssel 5, mit welchem die Mahlschüssel verschraubt ist, ist auf einer Abdeckplatte 3 des Gehäuses 9 des Untersetzungsgetriebes 2 mittels eines Axiallagers 10 abgestützt. Der Träger 4 der Mahlschüssel 5 ist mit einem Hals 11 ausgebildet, der mittels eines als Pendellager ausgebildeten Radiallagers 12 in der Abdeckplatte 8 gelagert ist. 13 ist das Abtriebszahnrad des Untersetzungsgetriebes 2. Dieses Abtriebszahnrad ist durch zwei Pendellager 14 im Getriebegehäuse 2 gelagert. Das Axiallager 10 und das Radiallager 12 der Mahlschüssel sind von diesen Lagern 14 völlig unabhängig.

16 ist die Abtriebswelle, welche senkrecht angeordnet ist. Das obere Ende 17 ist mit dem Träger 4 der Mahlschüssel 5 drehsicher verbunden und das untere Ende 18 der Abtriebswelle 16 ist mit dem Abtriebszahnrad 13 drehsicher verbunden. Das Zahnprofil des Teiles 17 greift in ein Mutterzahnprofil des Teiles 19 ein und das Zahnprofil des unteren Endes 18 greift in ein Mutterzahnprofil des Teiles 20 ein. Es werden auf diese Weise Zahnwellenverbindungen 32 und 33 geschaffen und diese Zahnwellenverbindungen weisen Evolventenflanken auf. Eine solche Zahnwellenverbindung mit Evolventenprofil ist geeignet, geringe Achsungenauigkeiten, sei es durch seitliche Achsverlagerungen oder durch Schrägstellungen ohne Schaden aufzunehmen. Es wird daher die Lagerung 14 des Abtriebsstirnrades 13 durch Lagerungenungenauigkeiten des Trägers 4 der Mahlschüssel 5 nicht in Mitleidenschaft gezogen. Der Teil 20 ist von einem nach unten verlängerten Hals des Abtriebsstirnrades 13 gebildet. Der Teil 19 ist an der oberen Seite des Trägers 4 in diesen eingesetzt. Auf diese Weise wird der Abstand zwischen den Enden 17 und 18 vergrössert, so dass Achsungenauigkeiten leichter aufgenommen werden können. An dem den verlängerten Hals bildenden Teil 20 ist gleichzeitig die untere Lagerung 14 des Abtriebsstirnrades 13 angeordnet. Die Zahnwellenverbindung 33 weist einen geringfügig kleineren Durchmesser auf als die Zahnwellenverbindung 32. In der Mahlschüssel 5 ist gleichachsig mit der Abtriebswelle 16 eine Durchbrechung 21 vorgesehen, welche durch einen abnehmbaren Deckel 22 abgedeckt ist, so dass die Abtriebswelle 16 nach oben herausgezogen werden kann. Wenn die Mahlschüssel selbst keine solche Durchbrechung aufweist, so muss vorerst die Mahlschüssel 5 vom Träger 4 gelöst werden. Der Antrieb von der Eintriebswelle 1 erfolgt über zwei miteinander verbundene schräg verzahnte Zahnräder 23 und 24 auf zwei Wellen 25 über auf diesen Wellen starr aufgekeilte Stirnräder 26. Von den Wellen 25 erfolgt die Kraftübertragung über Kegelritzel 27, Kegelräder 28, Stirnradritzel 29, Stirnräder 30 und Stirnradritzel 31 auf das Abtriebszahnrad 13. Der Antrieb von der Eintriebswelle 1 erfolgt somit über zwei Ketten von Zahnrädern auf das Abtriebsstirnrad 13, wobei der halbe

Grundriss nur eine dieser beiden Ketten zeigt, welche ihren Antrieb über das Stirnrad 24 erhält. Die zweite nichtdargestellte Zahnradkette erhält ihren Antrieb von dem Stirnrad 23. Die Stirnräder 23, 24 weisen Schrägverzahnungen mit entgegengesetzter Steigungsrichtung auf und sind starr miteinander verbunden und in den Lagern 34 axial verschiebbar. Auf diese Weise können sich diese Zahnräder so einstellen, dass jeweils trotz eventueller Bearbeitungsungenauig-

keiten die Antriebsleistung gleichmässig auf beide Zahnradketten aufgeteilt wird. Dadurch, dass jede dieser beiden Ketten nur die halbe Antriebsleistung zu übertragen hat, ist für die Zahnräder nur die halbe Zahnbreite erforderlich, so dass die Bauhöhe des Untersetzungsgetriebes und auch das Gewicht desselben verringert wird. Diese Verringerung der Bauhöhe kann für die Verstärkung der Abdeckplatte 8 ausgenützt werden.

FIG.1

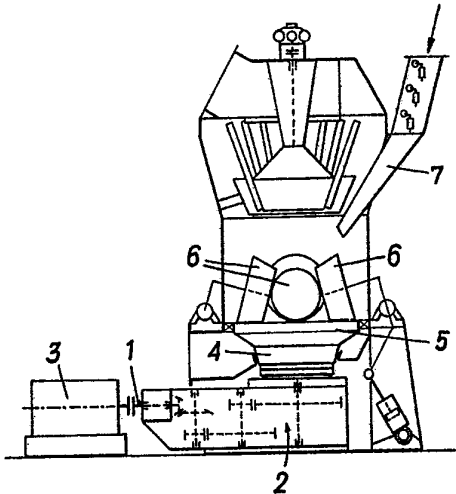


FIG.2

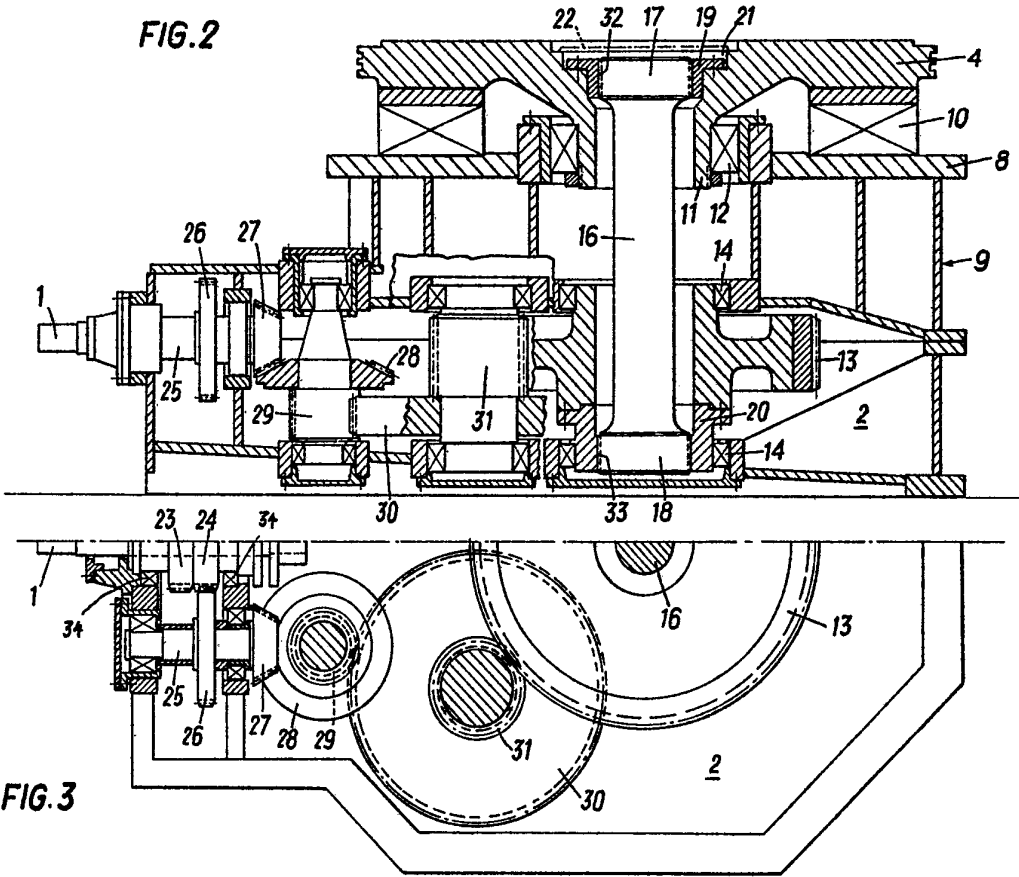


FIG.3