



Republik  
Österreich  
Patentamt

(11) Nummer:

391 834 B

(12)

# PATENTCHRIFT

(21) Anmeldenummer: 3429/83

(51) Int.Cl.<sup>5</sup> : B29C 47/08  
F16H 1/22

(22) Anmeldetag: 27. 9.1983

(42) Beginn der Patentdauer: 15. 6.1990

(45) Ausgabetag: 10.12.1990

(30) Priorität:

8.10.1982 DE 3237257 beansprucht.

(56) Entgegenhaltungen:

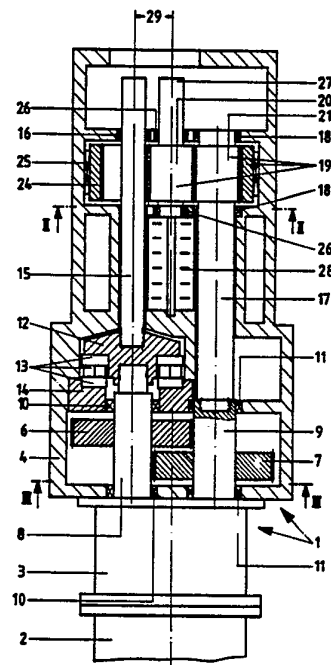
DE-AS2801138

(73) Patentinhaber:

BATTENFELD EXTRUSIONSTECHNIK GMBH  
D-4970 BAD OeyNHAUSEN (DE).

## (54) GETRIEBE FÜR DOPPELSCHNECKENEXTRUDER

(57) Bei einem Getriebe (1) für Doppelschneckenextruder ist die Antriebswelle über ein Untersetzungsgetriebe (3) mit einem Elektromotor (2) verbunden und steht mit zwei Abtriebswellen (15,27) über ein Drehmoment-Verteilgetriebe in Form eines Umlaufgetriebes (19) in Verbindung, welches ein Sonnenrad (20), ortsfest gelagerte Planetenräder (21,22,23) und ein drehbar gelagertes Hohlrad (24) umfaßt. Das Sonnenrad (20) sitzt auf der ersten Abtriebswelle (27), während die zweite Abtriebswelle (15) unmittelbar am Sonnenrad (20) vorbei durch das Hohlrad (24) geführt ist. Wesentlich ist hierbei, daß die zweite Abtriebswelle (15) das Hohlrad (24) berührungsfrei durchgreift und an ihrem hinteren Ende mit einem Ritzel (6) eines Verzweigungsgetriebes über Kuppelungsglieder (8,12) verbunden ist, das über ein entsprechendes weiteres Ritzel (7) und eine damit gekuppelte Nebenwelle (17) mit einem Planetenrad (21) in Antriebsverbindung steht.



AT 391 834 B

Die Erfindung betrifft ein Getriebe für Doppelschneckenextruder mit einer Antriebswelle sowie zwei Abtriebswellen, bei welchem die Antriebswelle über ein Untersetzungsgetriebe mit einem Elektromotor verbunden ist und mit den beiden Abtriebswellen über ein Drehmoment-Verteilgetriebe in Verbindung steht und bei welchem das Drehmoment-Verteilgetriebe aus einem Umlaufgetriebe mit einem Sonnenrad, einem Hohlrad und Planetenrädern besteht, wobei das Sonnenrad auf der einen Abtriebswelle sitzt, während die zweite Abtriebswelle unmittelbar am Sonnenrad vorbei durch das Hohlrad geführt ist.

Ein Getriebe dieser Gattung für Doppelschneckenextruder ist bereits bekannt durch die DE-AS 28 01 138. Es ist so aufgebaut, daß die Antriebswelle das Drehmoment direkt auf eine erste getrennte Abtriebswelle und über ein Zwischenrad auf die zweite, gegenläufig drehende Abtriebswelle verteilt, wobei die Achsen aller Wellen in einer Achsebene angeordnet sind. Dabei ist das Zwischenrad als von der Antriebswelle und den Abtriebswellen durchsetztes Hohlrad ausgebildet, welches mit dem zum Zahnrad der ersten Abtriebswelle axial versetzt angeordneten Zahnrad der zweiten Abtriebswelle kämmt. Das Zahnrad der Antriebswelle und die Zahnräder der beiden Abtriebswellen können dabei gleiche Zähnezahzahl und gleichen Zahnmodul aufweisen.

Gegenüber anderen, beispielsweise durch die DE-OS 26 19 019 bzw. die Druckschrift "esde aktuell", bekanntgewordenen Getrieben für Doppelschneckenextruder wird durch die DE-AS 28 01 138 ein drehmomentstarkes, einfach und kostengünstig herstellbares Verteilergetriebe geschaffen, das kleine Achsabstände der Abtriebswellen ermöglicht. Bei dieser Bauart eines Getriebes für Doppelschneckenextruder wird die Aufteilung des von der Antriebswelle eingeleiteten Drehmoments innerhalb des Hohlrades einerseits in die erste Abtriebswelle und andererseits über das vom Hohlrad gebildete Zwischenrad in die zweite Abtriebswelle bewirkt. Hierdurch kann zwar erreicht werden, daß sich die Zahnkräfte am Zahnrad der Antriebswelle je nach den gewählten Abmessungen der Zahnräder überwiegend oder ganz kompensieren und daher nur kleine oder gar keine Lagerkräfte an der Antriebswelle entstehen. Da jedoch einerseits nur eine mittelbare Zentrierung zwischen dem Sonnenrad und dem Hohlrad des Umlaufgetriebes, nämlich über deren Radiallager im Gehäuse, vorgesehen ist und andererseits das Zahnrad der zweiten Abtriebswelle axial versetzt zum Sonnenrad und zum Planetenrad des Umlaufgetriebes mit dem Hohlrad kämmt, können sich am Hohlrad unsymmetrische Kraftwirkungen einstellen, welche mindestens die Lebensdauer von dessen Radiallagerungen nachhaltig beeinträchtigen.

Ein Nachteil des zuletzt erläuterten bekannten Getriebes für Doppelschneckenextruder liegt auch darin, daß das Hohlrad des Umlaufgetriebes in einer Baulänge Verwendung finden muß, welche, bedingt durch die axial versetzte Anordnung des Zahnrades der zweiten Abtriebswelle und die in einem in das Hohlrad hineinragenden Gehäusehals sitzenden Radiallager für alle Wellen, mehr als doppelt so groß wie die Länge des Sonnenrades und des Planetenrades bemessen ist. Die Herstellung eines solchen überlangen Hohlrades erfordert aber einen beträchtlichen Aufwand.

Ein gemeinsamer Nachteil aller vorerwähnten Bauarten von Getrieben für Doppelschneckenextruder ist darin zu sehen, daß die gesamte Drehmomentverteilung von der Antriebswelle auf beide Abtriebswellen im Bereich des Hohlrades stattfindet und dort deshalb mindestens drei wirksame Zahneingriffspaarungen untergebracht werden müssen. Je größer aber die Anzahl der wirksamen Zahneingriffspaarungen im Einbaubereich des Hohlrades ist, um so höher wird auch der technische Aufwand für die Sicherstellung einer ausreichenden Lebensdauer des gesamten Getriebeaufbaues. Es kommt nämlich beim heutigen Stand der Extrusionstechnik wesentlich darauf an, daß bei möglichst geringem - vorgegebenem - Achsabstand zwischen den beiden Extruderschnecken immer höhere Drehmomente und daraus resultierende Axialkräfte an diesen beherrscht werden müssen.

Die DE-OS 19 50 639 offenbart zwei grundsätzlich verschiedene Bauarten von Getrieben für Doppelschneckenextruder mit in geringem Abstand parallel nebeneinander angeordneten Abtriebswellen zur Übertragung großer Drehmomente. Bei der einen Bauart trägt jede der beiden Abtriebswellen ein Ritzel, das wiederum mit mindestens zwei Ritzeln kämmt, die mit der Innenverzahnung eines Hohlrades in ständigem Eingriff stehen. Über seine Außenverzahnung wird dabei das Hohlrad von einem Stirnrad angetrieben. Jeder Abtriebswelle ist hier eines von zwei baulich identischen Getrieben zugeordnet, wobei diese beiden Getriebe zumindest in Achsrichtung der beiden Abtriebswellen zueinander versetzt angeordnet sind. Bei der zweiten Getriebe-Bauart nach der DE-OS 19 50 639 wird nur eine der beiden Abtriebswellen über ein Ritzel und ein Zwischenritzel vom Hohlrad angetrieben, während für die zweite Abtriebswelle der Antrieb außerhalb des Getriebes in üblicher Weise über großdimensionierte Stirnräder stattfindet. Das durch die DE-PS 28 52 445 bekanntgewordene Getriebe ist mit der ersten Getriebe-Bauart nach der DE-OS 19 50 639 vergleichbar. Unterschiedlich ist lediglich, daß nach der DE-PS 28 52 445 jeweils zwei der drei mit einem Abtriebsritzel und einem Hohlrad kämmenden Zwischenräder ungelagert angeordnet sind, während das übrig bleibende Zwischenrad auf einem Achszapfen radial verschiebbar gehalten wird. Der Achszapfen durchsetzt dabei parallelachsig zu und auf gleicher Achsebene mit den beiden Abtriebswellen das Hohlrad, wobei er seitlich neben diesem von einer gehäusefesten Stütze gehalten und geführt ist.

Die Erfindung zielt darauf ab, ein gattungsgemäß aufgebautes Getriebe für Doppelschneckenextruder zu schaffen, welches mit möglichst wenigen, wirksamen Zahneingriffspaarungen im Bereich des Hohlrades arbeitet und bei geringem Achsabstand zwischen den beiden Abtriebswellen eine Dimensionierung aller Getriebeteile und Lagerstellen für eine lange Lebensdauer gewährleistet.

Die Lösung dieser Aufgabe wird erfindungsgemäß dadurch erreicht, daß ein erstes Ritzel eines Verzweigungsgetriebes mit dem einem Ende einer zu beiden Abtriebswellen parallelen Nebenwelle in

Antriebsverbindung steht, deren anderes Ende ein Ritzel trägt, welches als Planetenrad sowohl mit dem Hohlrad als auch mit dem auf der ersten Abtriebswelle sitzenden Sonnenrad des Umlaufgetriebes kämmt, während ein entsprechendes zweites Ritzel des Verzweigungsgetriebes unmittelbar am hinteren Ende der zweiten Abtriebswelle angreift und diese dabei das Hohlrad berührungsfrei durchsetzt.

5 Diese Ausgestaltung ist insofern besonders vorteilhaft, als die Drehmomentverteilung im wesentlichen bereits außerhalb des Umlaufgetriebes stattfindet und daher die beiden Abtriebswellen, die Nebenwelle sowie die Ritzel und das Hohlrad eine Dimensionierung erhalten können, die auch einer Übertragung hoher Drehmomente standhält sowie ein sicheres Abfangen der auf die beiden Abtriebswellen von den Extruderschnecken her wirkenden Axialkräfte gewährleistet. Die unmittelbar vom Verzweigungsgetriebe ausgehende und das Hohlrad des  
10 Umlaufgetriebes berührungsfrei durchgreifende Abtriebswelle kann ebenfalls in ihrem Durchmesser relativ klein gehalten werden, weil sie nur noch das halbe Gesamtmoment, d. h. nur das Drehmoment einer einzigen Extruderschnecke aufzunehmen hat. Deshalb läßt sich der dicht daneben befindlichen anderen Abtriebswelle in vorteilhafter Weise ein Tandemlager mit ausreichender Tragzahl zuordnen und zugleich kann der Teilkreisdurchmesser der Verzahnung des auf der benachbarten Abtriebswelle sitzenden Sonnenrades des  
15 Umlaufgetriebes entsprechend größer dimensioniert werden.

Ein weiterbildendes Ausgestaltungsmerkmal der Erfindung besteht darin, daß dem als Planetenrad wirksamen Ritzel der Nebenwelle als Zentrierglieder zwischen dem Hohlrad und dem Sonnenrad zwei weitere Planetenräder bzw. Ritzel zugeordnet sind. Abgesehen davon, daß durch diese Ausgestaltung das über die Nebenwelle und das davon angetriebene Planetenrad übertragene Drehmoment besser in das Sonnenrad und die erste Abtriebswelle  
20 eingeleitet wird, können auch die Abmessungen der vorhandenen Radiallager auf ein Mindestmaß gebracht werden.

Als weitere Ausgestaltung hat es sich bewährt, wenn die zweite Abtriebswelle in einer gemeinsamen Achsebene mit der Nebenwelle und der ersten Abtriebswelle durch das Hohlrad geführt ist und symmetrisch zu ihr die beiden ausschließlich als Zentrierglieder dienenden Planetenräder bzw. Ritzel zwischen dem Hohlrad und dem  
25 Sonnenrad angeordnet sind. Dabei ist die Konstruktion einfach und übersichtlich und der Achsabstand der beiden Abtriebswellen kann sehr klein gehalten werden.

Eine Weiterbildung der Erfindung ist darin zu sehen, daß die zweite Abtriebswelle und die Nebenwelle jeweils zwei Wellen des aus einem Ritzel bzw. einem Zwischenritzel sowie zwei weiteren Ritzeln bestehenden Verzweigungsgetriebes bilden, die durch die weiteren Ritzel unabhängig voneinander mit dem Ritzel bzw. dem  
30 Zwischenritzel der Antriebswelle in Eingriff stehen. Auf diese Weise ist eine symmetrische Einleitung der Antriebsdrehmomente für die beiden Abtriebswellen sichergestellt.

Eine andere Ausgestaltung des Getriebes nach der Erfindung ist dadurch gekennzeichnet, daß die zweite Abtriebswelle zugleich die Antriebswelle bildet und das Ritzel des aus dem Zwischenritzel und den beiden Ritzeln bestehenden Verzweigungsgetriebes trägt, wobei das Ritzel über das Zwischenritzel mit dem ihm entsprechenden  
35 Ritzel auf der Nebenwelle in Eingriff gehalten ist. Dies stellt eine bauliche Vereinfachung dar und ermöglicht eine schlankere Form des Getriebegehäuses.

Eine wieder andere Ausgestaltung des Getriebes wird dadurch ermöglicht, daß als Verzweigungsgetriebe ein Umlaufgetriebe vorgesehen ist, dessen Hohlrad mit dem Sonnenrad über drei oder vier Planetenräder gekuppelt ist, und daß dabei jeweils ein Planetenrad der zweiten Abtriebswelle und ein Planetenrad der Nebenwelle zugeordnet  
40 ist. Durch diese Maßnahmen ist eine in axialer Richtung kürzere Bauweise des Getriebes erzielbar und es kann nicht nur die Welle jedes beliebigen der drei oder vier Planetenräder als Antriebswelle benutzt werden, sondern es ist auch möglich, die Antriebswelle mit dem Sonnenrad oder dem Hohlrad des Verzweigungsgetriebes zu kuppeln.

In Weiterentwicklung des Erfindungsgedankens ist vorgesehen, daß das auf die Antriebswelle arbeitende Untersetzungsgetriebe durch ein ein- oder mehrstufiges Einschneckenextruder-Planetengetriebe gebildet ist. Dies  
45 bietet die Möglichkeiten einer kompakten Bauweise sowie auch der gleichachsigen Anordnung von Antriebs- und Abtriebswelle, insbesondere wenn das Untersetzungsgetriebe ein Hohlrad sowie das Sonnenrad als Antrieb und den Planetenradträger als Abtrieb aufweist.

In baulicher Hinsicht hat es sich einerseits bewährt, wenn die zweite Abtriebswelle antriebsseitig durch Axialdrucklager an gehäusefesten Widerlagern abgestützt ist und die erste Abtriebswelle mit dem Sonnenrad im  
50 Getriebegehäuse ein Tandemlager aufweist. Andererseits ist es aber auch möglich, daß das Axialdrucklager für die zweite Abtriebswelle zwischen deren antriebsseitigem Ende und der mit ihr fluchtenden Welle des Verzweigungsgetriebes angeordnet ist. Schließlich kann das Axialdrucklager für die zweite Abtriebswelle auch zwischen dem Verzweigungsgetriebe und dem oder den Einschneckenextruder-Planetengetriebe(n) angeordnet sein.

Wenn es erwünscht ist, die Drehrichtungen der beiden Abtriebswellen gleichläufig zu machen, besteht die  
55 Möglichkeit, dies dadurch zu bewerkstelligen, daß die zweite Abtriebswelle und die Nebenwelle durch unmittelbaren Eingriff zwischen den beiden Ritzeln - also ohne Verwendung eines Zwischenritzels - miteinander in Antriebsverbindung stehen.

Das erfindungsgemäße Getriebe für Doppelschneckenextruder wird nachfolgend an in der Zeichnung dargestellten Ausführungsbeispielen erläutert. Es zeigt

60 Figur 1 teils in Seitenansicht und teils im Längsschnitt eine erste Ausführungsform des Getriebes für Doppelschneckenextruder,

Figur 2 in größerem Maßstab einen Schnitt durch das Getriebe nach Fig. 1 entlang der Linie (II-II),

Figur 3 ebenfalls in größerem Maßstab einen Schnitt entlang der Linie (III-III) in Fig. 1,  
 Figur 4 im Längsschnitt eine weitere Bauart des Getriebes für Doppelschneckenextruder,  
 Figur 5 in größerem Maßstab einen Schnitt entlang der Linie (V-V) durch das Getriebe nach Fig. 4, während die

- 5 Figuren 6 bis 8 jeweils der Schnittebene (V-V) in Fig. 4 entsprechende Querschnitte durch weitere Abwandlungen des Getriebeaufbaues nach Fig. 4 wiedergeben.

Das in Fig. 1 dargestellte Getriebe (1) für Doppelschneckenextruder weist als Antrieb einen Elektromotor (2) auf, der an das Gehäuse eines Untersetzungsgetriebes (3) angeflanscht ist, welches wiederum mit einem Getriebegehäuse (4) in Flanschverbindung steht.

- 10 Die Abtriebswelle des Untersetzungsgetriebes (3) ragt in das Getriebegehäuse (4) hinein und trägt ein Ritzel (5) (Fig. 3) mit welchem wiederum zwei Zahnräder (6 und 7) unabhängig voneinander kämmen. Das Zahnrad (6) ist auf eine Welle (8) und das Zahnrad (7) auf eine Welle (9) aufgeschraubt, und jede dieser Wellen ist durch zwei Radiallager (10 bzw. 11) im Getriebegehäuse (4) gehalten.

- 15 Auf das freie Ende der Welle (8) ist ein Druckring (12) eines Axiallagers (13) drehfest aufgekeilt und das Axiallager (13) ist an einem Widerlager (14) des Getriebegehäuses (4) abgestützt. In Achsfluchtlage mit der Welle (8) ist wiederum eine Welle (15) angeordnet und drehfest mit dem Druckstück (12) des Axiallagers (13) verkeilt.

- Nahe ihrem freien Ende ist dabei die Welle (15) noch durch ein Radiallager (16) im Getriebegehäuse (4) aufgenommen. In Achsfluchtlage mit der Welle (9) befindet sich im Getriebegehäuse (4) eine Welle (17), und zwar ist diese mit der Welle (9) im Bereich des einen Radiallagers (11) wiederum drehfest verkeilt, während sie 20 andererseits durch zwei Radiallager (18) im Getriebegehäuse (4) aufgenommen ist.

Im Getriebegehäuse (4) ist ein Umlaufgetriebe (19) untergebracht, welches gemäß Fig. 2 aus einem Sonnenrad (20), drei Planetenrädern (21, 22 und 23) sowie einem Hohlrad (24) besteht.

- 25 Dabei ist das Hohlrad (24) über ein Radiallager (25) drehbar im Getriebegehäuse (4) gelagert und sämtliche Planetenräder (21, 22 und 23) sind in der gemäß Fig. 1 dem Planetenrad (21) entsprechenden Art und Weise über Radiallager (18) drehbar im Getriebegehäuse (4) angeordnet. Das Sonnenrad (20) wird wiederum über zwei Radiallager (26) im Getriebegehäuse (4) relativ zum Hohlrad (24) zentriert, so daß es gleichmäßig mit allen drei Planetenrädern (21, 22 und 23) kämmt, die wiederum mit dem Hohlrad (24) in Dauereingriff stehen. Das Sonnenrad (20) ist Teil einer ersten Abtriebswelle (27), die durch ein Tandemlager (28) im Getriebegehäuse 30 (4) gegen Axialkräfte abgestützt wird und mit einer (nicht dargestellten) ersten Extruderschnecke gekuppelt werden kann. Die Welle (15) bildet eine zweite Antriebswelle für die zweite, gegenläufig bzw. gleichläufig drehangetriebene Extruderschnecke (welche ebenfalls nicht gezeigt ist).

- Das Ritzel (5) des Untersetzungsgetriebes (3) bildet mit den beiden Zahnrädern (6 und 7) einen Stirnradsatz. Das vom Ritzel (5) kommende Gesamt-Drehmoment wird dabei durch die beiden Zahnräder (6 und 7) jeweils zur Hälfte aufgenommen sowie einerseits an die Welle (8) und andererseits an die Welle (9) 35 übertragen. Der von der Welle (9) aufgenommene Drehmomentanteil wird über die als Nebenwelle zur zweiten Antriebswelle (15) angeordnete Welle (17) auf das Planetenrad (21) übertragen. Das hiervon hervorgebrachte Drehmoment wird sodann zur einen Hälfte unmittelbar und unter Umkehrung der Drehrichtung in das Sonnenrad (20) abgeleitet, während die andere Hälfte dieses Drehmomentes in das Hohlrad (24) eingeht und von diesem wiederum anteilmäßig auf die Planetenräder (22 und 33) verteilt wird, welche die entsprechenden Anteile 40 wiederum in das Sonnenrad (20) einleiten. Aufgrund der in Umfangsrichtung des Sonnenrades (20) gleichmäßig verteilt wirkenden Drehmomenteinleitung durch die Planetenräder (21, 22 und 23) ist es möglich, diese, das Sonnenrad (20) und auch das Hohlrad (24) verhältnismäßig klein aber trotzdem genügend kräftig zu dimensionieren. Daher kann der Achsabstand (29) zwischen der ersten Abtriebswelle (27) und der zweiten 45 Abtriebswelle (15) sehr klein gewählt werden, weil sich die zweite Abtriebswelle (15) dicht am Sonnenrad vorbei und berührungsfrei durch das Hohlrad (24) führen läßt, wie ohne weiteres aus den Fig. 1 und 2 ersichtlich ist. Dabei ergibt sich aus Fig. 2, daß die erste Abtriebswelle (27) und die zweite Abtriebswelle (15) mit der das Planetenrad (21) tragenden Nebenwelle (17) auf einer gemeinsamen Achsebene liegen und die beiden Planetenräder (22 und 23) symmetrisch zu dieser Achsebene angeordnet sind.

- 50 Der Fig. 1 ist auch zu entnehmen, daß trotz der geringen Baugröße aller Funktionselemente die erste Abtriebswelle (27) über das Tandemlager (28) und die zweite Abtriebswelle (15) über das Axiallager (13) zur Aufnahme der aus den Extruderschnecken resultierenden Axialkräfte sich im Getriebegehäuse (4) abgestützt werden können.

- Sollen den beiden Abtriebswellen (15 und 27) keine gegenläufigen, sondern gleichläufige Drehbewegungen 55 vermittelt werden, dann kämmt das Ritzel (5) des Untersetzungsgetriebes (3) nur mit einem der Stirnräder (6 oder 7), während diese wiederum unmittelbar miteinander in Eingriff stehen.

- Das in Fig. 4 dargestellte Ausführungsbeispiel eines Getriebes (1) hat ein Umlaufgetriebe (19), das in seinem Aufbau und seiner Wirkungsweise mit dem Umlaufgetriebe (19) nach den Fig. 1 und 2 völlig übereinstimmt. Das über die Nebenwelle (17) zugeführte Drehmoment wird also dem Sonnenrad (20) einesteils 60 unmittelbar und anderenteils unter Vermittlung des Hohlrades (24) und der beiden weiteren Planetenräder (22 und 23) übertragen und von dort der ersten Abtriebswelle (27) übermittelt.

Die zweite Abtriebswelle (15) erhält ihren Antrieb unmittelbar von einem zweistufigen Untersetzungsgetriebe (3 und 3'), welches an das Getriebegehäuse (4) angeflanscht ist und an einem Wellenstumpf (8') der zweiten Abtriebswelle (14) angreift.

Hinter dem Wellenstumpf (8') und zwischen den beiden Radiallagern (10) ist auf die zweite Abtriebswelle (15) ein Ritzel (6') aufgeschraubt, welches gemäß Fig. 5 über ein Zwischenritzel (5') mit einem weiteren Ritzel (7') in Dauereingriff steht, das wiederum auf die Welle (9) zwischen den beiden Radiallagern (11) aufgeschraubt ist. Die Welle (9) hat dabei eine drehfeste Verbindung mit der das Planetenrad (21) tragenden Nebenwelle (17).

Wenn es erwünscht ist, den beiden Abtriebswellen (17 und 27) für die Extruderschnecken gleichläufige Drehrichtungen zu erteilen, dann werden die beiden Ritzel (6' und 7') unmittelbar - also ohne Verwendung des Zwischenritzels (5') nach Fig. 5 - miteinander in Eingriff gebracht.

Während die Anordnung des Tandemlagers (18) für das Sonnenrad (20) des Umlaufgetriebes (19) im Getriebegehäuse (4) die gleiche ist, wie beim Ausführungsbeispiel nach Fig. 1, befindet sich das Axialdrucklager (13') für die zweite Abtriebswelle (15) außerhalb des Getriebegehäuses (4). Sein Druckring (12') sitzt nämlich auf dem Wellenstumpf (8') der zweiten Abtriebswelle (15) und stellt zugleich die Antriebsverbindung zum Untersetzungsgetriebe (3 und 3') her, in dessen Gehäuse das Radialdrucklager (13') auch sein Widerlager hat.

Aus Fig. 4 ist auch der Aufbau der Untersetzungsgetriebe (3 und 3') ersichtlich. Der Elektromotor (2) treibt hier mit seiner Welle das Sonnenrad (30) eines Umlaufgetriebes an, welches mit mindestens einem Planetenrad (31) in Eingriff steht und mit einem Hohlrad (32) kämmt, das innerhalb des Getriebegehäuses (33) ausgebildet ist. Das Planetenrad (31) ist drehbar vom Planetenradträger (34) aufgenommen, welcher wiederum koaxial zum Sonnenrad (30) drehbar im Gehäuse (33) lagert.

Beim Ausführungsbeispiel des Getriebes (1) für Schneckenextruder nach Fig. 1 sitzt auf der Welle (35) des Planetenradträgers (34) das Ritzel (5), welches mit den Zahnrädern (6 und 7) den Stirnradsatz bildet. Beim Ausführungsbeispiel des Getriebes (1') für Doppelschneckenextruder nach Fig. 2 ist hingegen auf der Welle (35) des Planetenradträgers (34) ein Sonnenrad (36) aufgekeilt. Mit diesem steht wiederum mindestens ein Planetenrad (37) in Eingriff, das dauernd mit einem Hohlrad (38) im Getriebegehäuse (39) des Untersetzungsgetriebes (3') kämmt. Es ist im Planetenradträger (40) gelagert, dessen Abtriebswelle (41) über das Druckstück (12') des Radialdrucklagers (13') Antriebsverbindung zum Wellenstumpf (8') der zweiten Abtriebswelle (15) hat.

Weitere Varianten von Verzweigungsgetrieben, welche zwischen den Untersetzungsgetrieben (3 und 3') sowie dem Umlaufgetriebe (19) im Getriebegehäuse (4) untergebracht werden können, sind in den Fig. 6 bis 8 gezeigt. Sie sind dabei jeweils als Umlaufgetriebe aufgebaut.

Nach Fig. 6 kämmen mit einem Sonnenrad (42) vier Planetenräder (43, 44, 45 und 46), die wiederum mit einem Hohlrad (47) in Dauereingriff stehen. Sämtliche Planetenräder (43 bis 46) sind dabei in gleichmäßigen Winkelabständen von 90° zueinander vorgesehen. Hinsichtlich seiner Abmessungen ist das Umlaufgetriebe (48) nach Fig. 6 so ausgelegt, daß das Planetenrad (45) in Achsfluchtlage mit der zweiten Abtriebswelle (15) liegend zu deren Antrieb dient, während sich das Planetenrad (43) in Fluchtlage mit der Nebenwelle (17) befindet und mit dieser in Antriebsverbindung gebracht werden kann.

Der Antrieb des Umlaufgetriebes (48) durch den Elektromotor (2) bzw. die Untersetzungsgetriebe (3, 3') kann im Grunde genommen über jedes der sechs Getriebeglieder (42 bis 47) erfolgen, also vom Sonnenrad (42), vom Hohlrad (47) oder von jedem der vier Planetenräder (43 bis 46) aus.

Beim Umlaufgetriebe (49) nach Fig. 7 arbeiten mit dem Sonnenrad (50) und dem Hohlrad (51) drei Planetenräder (52, 53 und 54) zusammen, die in gleichmäßigen Winkelabständen von 120° um die Achse des Sonnenrades (50) verteilt angeordnet sind. Hier liegt bspw. das Planetenrad (53) in Achsfluchtlage mit der zweiten Abtriebswelle (15) und dient zu deren Antrieb, während das Planetenrad (52) in Achsfluchtlage zur Nebenwelle (17) liegt und zu deren Antrieb dient. Jedes der fünf Getriebeglieder (50 bis 54) des Umlaufgetriebes (49) ist geeignet, das Antriebsdrehmoment vom Elektromotor (2) oder von den Untersetzungsgetrieben (3 und 3') aufzunehmen.

Das in Fig. 8 gezeigte Umlaufgetriebe (55) stimmt hinsichtlich der Anzahl der Getriebeglieder mit demjenigen nach Fig. 6 überein. Neben einem Sonnenrad (56) und einem Hohlrad (57) weist es nämlich vier Planetenräder (58, 59, 60 und 61) auf, die in gleichen Winkelabständen um die Achse des Planetenrades (56) verteilt angeordnet sind. Der einzige Unterschied des Ausführungsbeispiels nach Fig. 8 zu demjenigen gemäß Fig. 6 besteht darin, daß zum Antrieb der zweiten Abtriebswelle (15) und der Nebenwelle (17) nicht zwei sich diametral am Sonnenrad gegenüberliegende Planetenräder benutzt werden, sondern vielmehr zwei nebeneinanderliegende Planetenräder, bspw. die Planetenräder (59 und 60).

Bei allen Ausführungsformen der in der Zeichnung dargestellten und vorstehend beschriebenen Getriebe für Doppelschneckenextruder ist es vorteilhaft, daß als Untersetzungsgetriebe bekannte ein- oder mehrstufige Einschneckenextruder-Planetengetriebe benutzt werden können. Wichtig ist aber auch, daß die unmittelbar von jedem Verzweigungsgetriebe ausgehende und das Hohlrad (24) des Umlaufgetriebes (19) berührungsfrei durchgreifende, zweite Abtriebswelle (15) nur noch das halbe Gesamtmoment, d. h., nur das Drehmoment einer Extruderschnecke aufzunehmen hat. Hierdurch ist es nämlich möglich, daß der Durchmesser dieser Welle entsprechend klein gehalten werden kann und sich somit an der ersten Abtriebswelle (27) ein Tandemlager (18)

mit ausreichender Tragzahl zuordnen läßt. Der Durchmesser der zweiten Abtriebswelle (15) im Bereich des Umlaufgetriebes (19) bestimmt aber auch in Abhängigkeit vom Achsabstand (29) der beiden Extruderschnecken den Verzahnungsdurchmesser des Sonnenrades (20).

Da die Einleitung des der ersten Antriebswelle (27) zukommenden Drehmomentes unter Vermittlung der Planetenräder (21, 22 und 23) sowie des Hohlrades (24) über drei in Umfangsrichtung gleichmäßig verteilte Zahnpaarungen erfolgt, ergibt sich eine geometrische Subtraktion der Zahnkräfte. Dementsprechend können kleinere Lager und geringere Zahnbreiten zum Einsatz gelangen, d. h. trotz geringer Baulänge können auch bei hohen Drehmomenten große Sicherheiten erreicht werden. Trotzdem haben jedoch die Getriebe für Doppelschneckenextruder ein relativ geringes Gewicht.

## PATENTANSPRÜCHE

1. Getriebe für Doppelschneckenextruder mit einer Antriebswelle sowie zwei Abtriebswellen, bei welchem die Antriebswelle über ein Untersetzungsgetriebe mit einem Elektromotor verbunden ist und mit den beiden Abtriebswellen über ein Drehmoment-Verteilgetriebe in Verbindung steht und bei welchem das Drehmoment-Verteilgetriebe aus einem Umlaufgetriebe mit einem Sonnenrad, einem Hohlrad und Planetenrädern besteht, wobei das Sonnenrad auf der einen Abtriebswelle sitzt, während die zweite Abtriebswelle unmittelbar am Sonnenrad vorbei durch das Hohlrad geführt ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß ein erstes Ritzel (7; 7'; 43; 52; 59) eines Verzweigungsgetriebes mit dem einen Ende einer zu beiden Abtriebswellen (15 und 27) parallelen Nebenwelle (17) in Antriebsverbindung steht, deren anderes Ende ein Ritzel (21) trägt, welches als Planetenrad sowohl mit dem Hohlrad (24) als auch mit dem auf der ersten Abtriebswelle (27) sitzenden Sonnenrad (20) des Umlaufgetriebes (19) kämmt, während ein entsprechendes zweites Ritzel (6; 6'; 45; 53; 60) des Verzweigungsgetriebes unmittelbar am hinteren Ende der zweiten Abtriebswelle (15) angreift und diese dabei das Hohlrad (24) berührungsfrei durchsetzt.

2. Getriebe nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet**, daß dem als Planetenrad wirksamen Ritzel (21) der Nebenwelle (17) als Zentrierglieder zwischen dem Hohlrad (24) und dem Sonnenrad (20) zwei weitere Planetenräder bzw. Ritzel (22, 23) zugeordnet sind (Fig. 2).

3. Getriebe nach Anspruch 1 oder 2, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zweite Abtriebswelle (15) in einer gemeinsamen Achsebene mit der Nebenwelle (17) und der ersten Abtriebswelle (27) durch das Hohlrad (24) geführt ist und symmetrisch zu ihr die beiden ausschließlich als Zentrierglieder dienenden Planetenräder bzw. Ritzel (22, 23) zwischen dem Hohlrad (24) und dem Sonnenrad (20) angeordnet sind (Fig. 2).

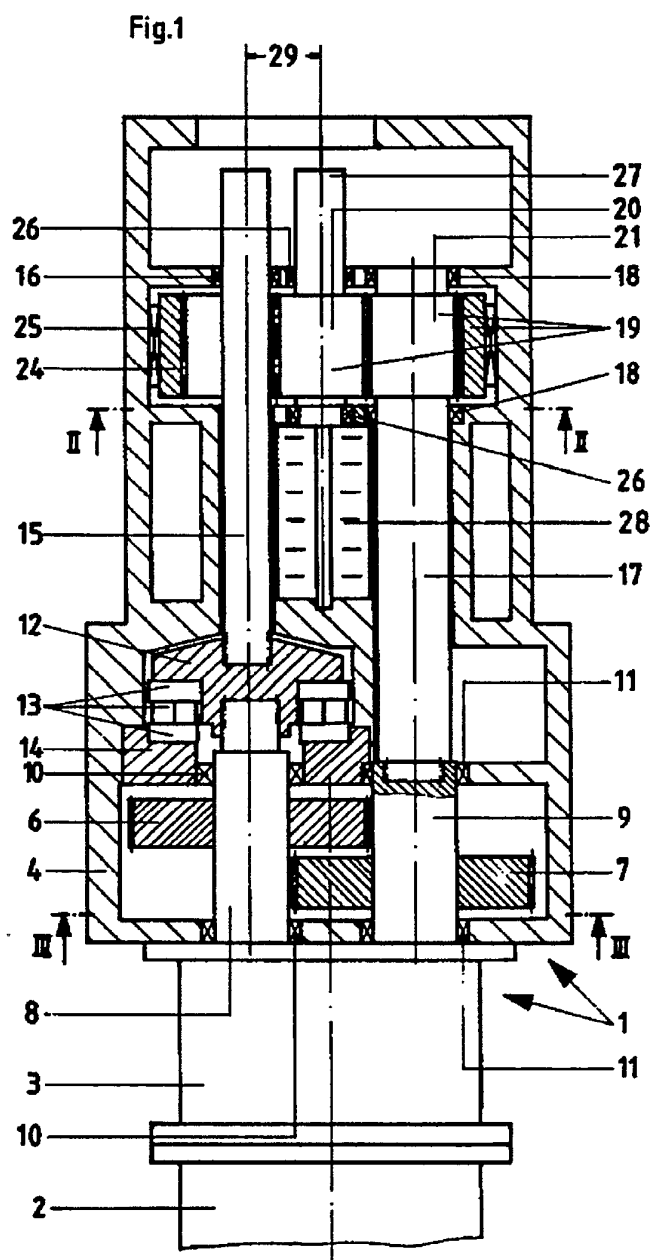
4. Getriebe nach Anspruch 1, 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zweite Abtriebswelle (15) und die Nebenwelle (17) jeweils zwei Wellen des aus einem Ritzel (5) bzw. einem Zwischenritzel (5') sowie zwei weiteren Ritzeln (6 und 7 bzw. 6' und 7') bestehenden Verzweigungsgetriebes bilden, die durch die weiteren Ritzel (6 und 7 bzw. 6' und 7') unabhängig voneinander mit dem Ritzel (5) bzw. dem Zwischenritzel (5') der Antriebswelle in Eingriff stehen (Fig. 3 und 5).

5. Getriebe nach Anspruch 1, 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zweite Abtriebswelle (15) zugleich die Antriebswelle (8') bildet und das Ritzel (6') des aus dem Zwischenritzel (5') und den beiden Ritzeln (6' und 7') bestehenden Verzweigungsgetriebes trägt, wobei das Ritzel (6') über das Zwischenritzel (5') mit dem ihm entsprechenden Ritzel (7') auf der Nebenwelle (17) in Eingriff gehalten ist (Fig. 4 und 5).

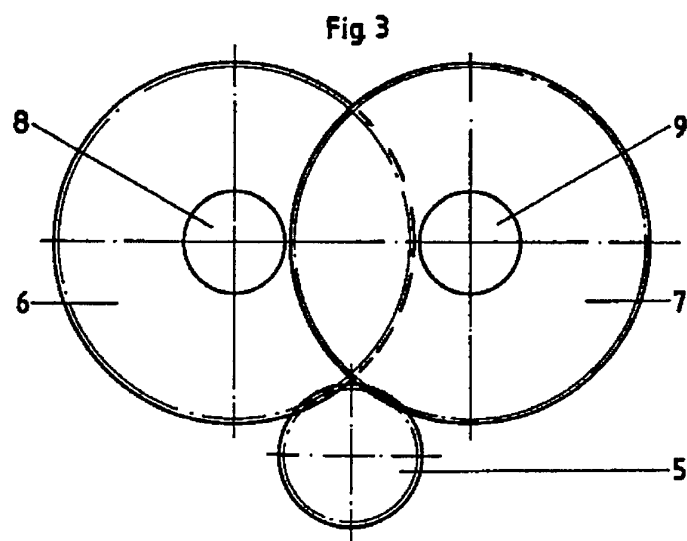
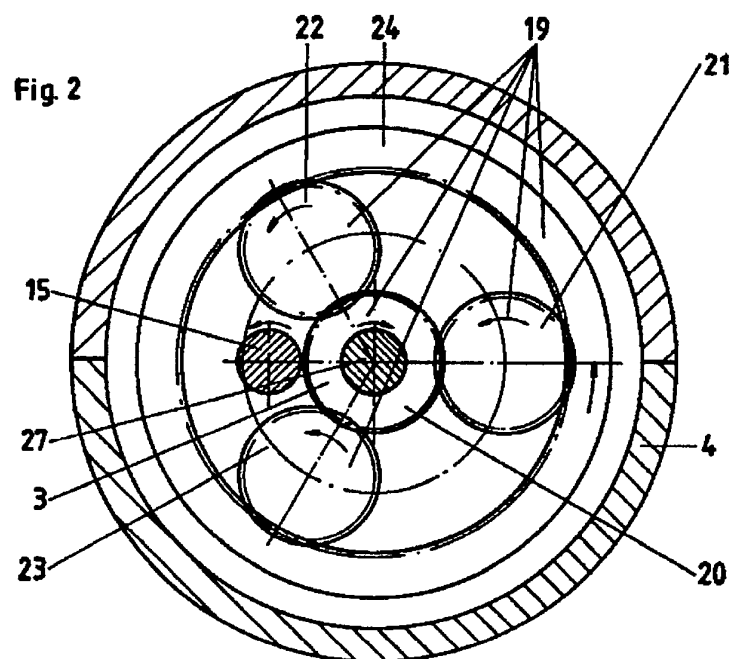
6. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß als Verzweigungsgetriebe ein Umlaufgetriebe (48; 49; 55) vorgesehen ist, dessen Hohlrad (47; 51; 57) mit dem Sonnenrad (42; 50; 56) über drei Planetenräder (Ritzel (52, 53, 54); Fig. 7) oder vier Planetenräder (Ritzel (43, 44, 45, 46); Fig. 6 bzw. Ritzel (58, 59, 60, 61); Fig. 8) gekuppelt ist, und daß dabei jeweils ein Planetenrad (45; 53; 60) der zweiten Abtriebswelle (15) und ein Planetenrad (43; 52; 59) der Nebenwelle (17) zugeordnet ist (Fig. 6 und 8).

7. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 6, **dadurch gekennzeichnet**, daß das auf die Antriebswelle arbeitende Untersetzungsgetriebe (3, 3') durch ein ein- oder mehrstufiges Einschneckenextruder-Planetengetriebe gebildet ist.
- 5 8. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 7, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Untersetzungsgetriebe (3 bzw. 3') ein Hohlrad (32; 38) sowie das Sonnenrad (30; 36) als Antrieb und den Planetenradträger (34; 40) als Abtrieb aufweist (Fig. 4).
- 10 9. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 8, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zweite Abtriebswelle (15) antriebsseitig durch Axialdrucklager (13) an gehäusefesten Widerlagern (14) abgestützt ist (12) und die erste Abtriebswelle (27) mit dem Sonnenrad (20) im Getriebegehäuse (4) ein Tandemlager (28) aufweist.
- 15 10. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 4 und 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Axialdrucklager (13) für die zweite Abtriebswelle (15) zwischen deren antriebsseitigem Ende und der mit ihr fluchtenden Welle (8) des Verzweigungsgetriebes (5, 6, 7) angeordnet ist (Fig. 1).
- 20 11. Getriebe nach einem der Ansprüche 1 bis 3 sowie 5 bis 9, **dadurch gekennzeichnet**, daß das Axialdrucklager (13') für die zweite Abtriebswelle (15) zwischen dem Verzweigungsgetriebe (5', 6', 7') und dem oder den Einschneckenextruder-Planetengetriebe(n) (3; 3') angeordnet ist (Fig. 4).
- 25 12. Getriebe nach Anspruch 1, 2 oder 3, **dadurch gekennzeichnet**, daß die zweite Abtriebswelle (15) und die Nebenwelle (17) durch unmittelbaren Eingriff zwischen den beiden Ritzeln ((6, 7), Fig. 3 bzw. (6', 7'), Fig. 5) miteinander in Antriebsverbindung stehen.

Hiezu 5 Blatt Zeichnungen







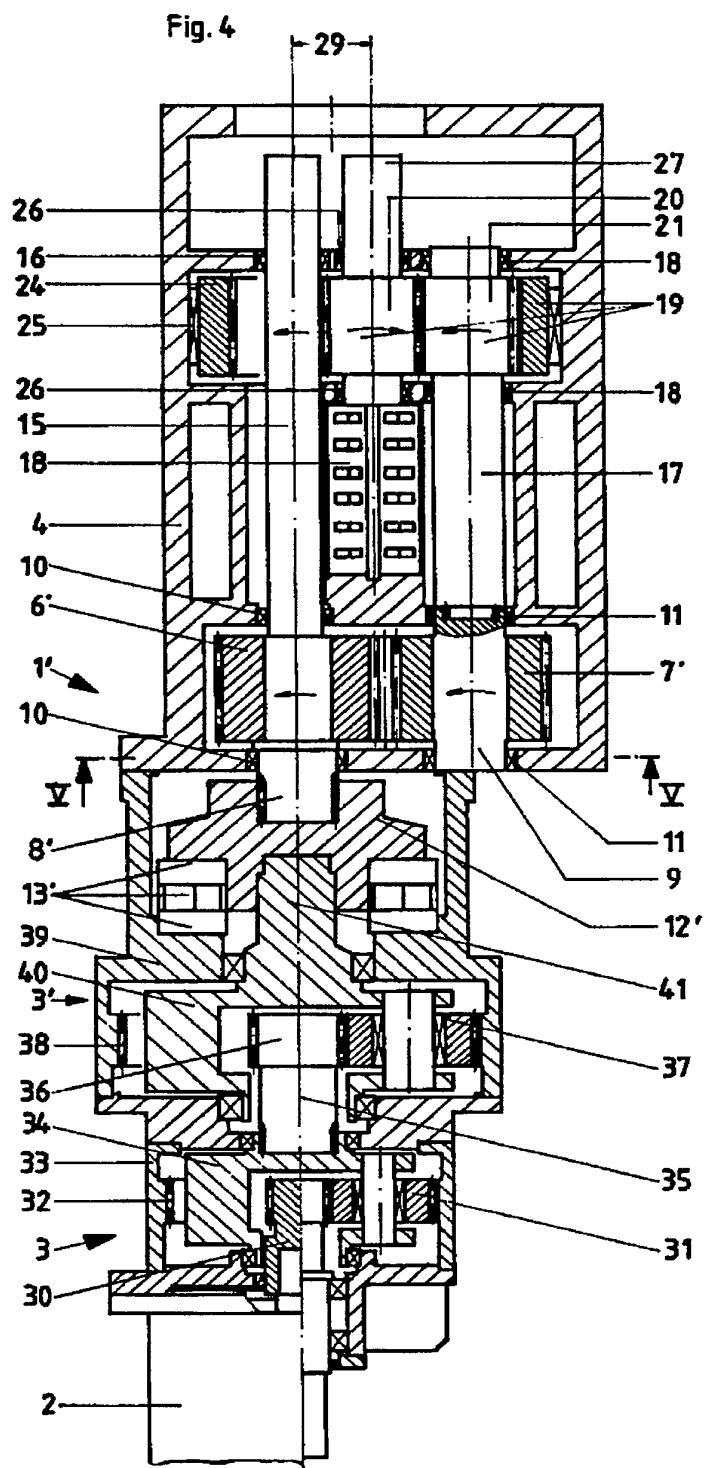


Fig. 5

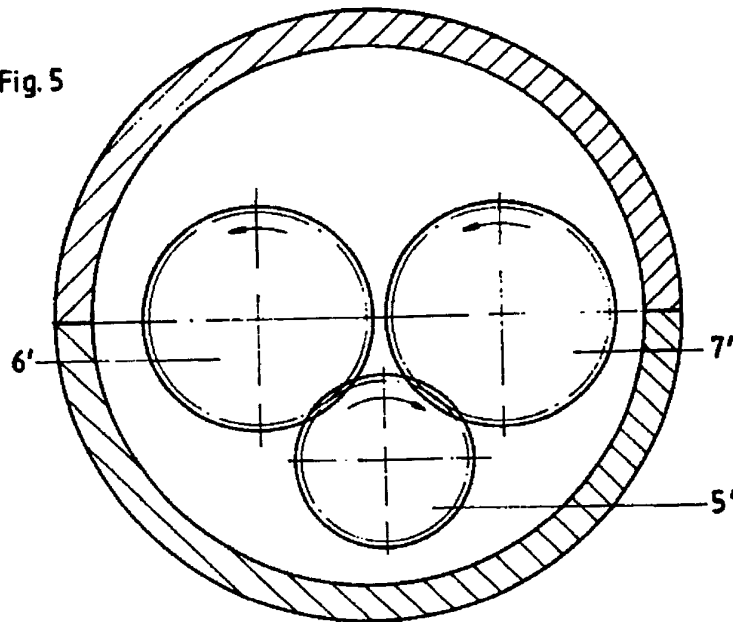


Fig. 6

