

51

Int. Cl. 2:

B 60 K 17/06

19 BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND

Fe 1240

DEUTSCHES PATENTAMT



1568

DT 23 35 629 B 2

11

# Auslegeschrift 23 35 629

21

Aktenzeichen: P 23 35 629.8-21

22

Anmeldetag: 13. 7. 73

43

Offenlegungstag: 30. 1. 75

44

Bekanntmachungstag: 8. 9. 77

30

Unionspriorität:

32 33 31

54

Bezeichnung: Hydrostatisch-mechanischer Antrieb für land- und bauwirtschaftlich genutzte Fahrzeuge

71

Anmelder: Xaver Fendt & Co, 8952 Marktoberdorf

72

Erfinder: Marschall, Hans, 8952 Marktoberdorf

56

Für die Beurteilung der Patentfähigkeit in Betracht gezogene Druckschriften:

DT-PS 10 65 734

DT-PS 9 32 053

DT-PS 8 20 695

DT-AS 11 69 792

DT-AS 11 39 395

DT-GM 66 02 943

Antriebstechnik, 4. Jg., 1965, Nr. 1, S. 3-8

23 35 629 B 2

## Patentansprüche:

1. Hydrostatisch-mechanischer Antrieb für land- und bauwirtschaftlich genutzte Fahrzeuge, insbesondere Schlepper oder Geräteträger, mit einer durch die Brennkraftmaschine des Fahrzeuges angetriebenen Eingangswelle, die mit einem Glied eines leistungsteilenden Planetenrädergetriebes verbunden ist, von dem ein weiteres Glied zum Antrieb eines mechanischen Leistungszweiges dient, und von dessen Hohlräder eine hydrostatische Primärmaschine des hydrostatischen Leistungszweiges angetrieben wird, die über Arbeitsdruckmittelleitungen mit zwei hydrostatischen Sekundärmaschinen verbunden ist, wobei über den mechanischen und den hydrostatischen Leistungszweig summiert der Antrieb angetrieben wird, gekennzeichnet durch die Kombination folgender Merkmale:
- a) die hydrostatische Primärmaschine (2) und die hydrostatischen Sekundärmaschinen (3 und 4) sind wie für sich bekannt als hydrostatische Schwenkkopfmaschinen ausgebildet;
  - b) die hydrostatischen Sekundärmaschinen (3 und 4) sind mit ihren Triebflanschen (23 und 24) gegeneinander gestellt und quer zur Fahrzeuglängsachse im breiteren Achsbereich des Getriebegehäuses (40) angeordnet;
  - c) die Mittelachse der hydrostatischen Primärmaschine (2) verläuft in an sich bekannter Weise in der Fahrzeuglängsachse mittig zwischen den beiden Sekundärmaschinen (3 und 4);
  - d) die von der Brennkraftmaschine des Fahrzeuges angetriebene Eingangswelle (7) ist mit dem Planetenrädertträger (8) des leistungsteilenden Planetenrädergetriebes (6) verbunden und liegt koaxial zu der unmittelbar mit dem Hohlräder (9) des leistungsteilenden Planetenrädergetriebes (6) gekoppelten, die hydrostatische Primärmaschine (2) antreibenden Primärwelle (13), wodurch die Eingangswelle (7), das leistungsteilende Planetenrädergetriebe (6) und die Primärwelle (13) koaxial hintereinander liegen;
  - e) das Sonnenrad (10) des leistungsteilenden Planetenrädergetriebes (6) treibt über eine Hohlwelle (14) und ein Zahnradervorgelege (15, 16) eine Nebenwelle (17) an, von der unter Umgehung des Raumes für die hydrostatische Primärmaschine (2) und die hydrostatischen Sekundärmaschinen (3 und 4) über einen Kegelhöckerantrieb (18, 19) ein Ausgleichsgetriebegehäuse (20) des quer zur Fahrzeuglängsachse liegenden Ausgleichsgetriebes angetrieben wird;
  - f) von den parallel zum Ausgleichsgetriebe liegenden hydrostatischen Sekundärmaschinen (3 und 4) ist über einen stirnverzahnten Zahnradtrieb das Ausgleichsgetriebegehäuse (20) antreibbar, wodurch im Ausgleichsgetriebegehäuse der mechanische und der hydrostatische Leistungszweig summiert wird;
  - g) für den wegabhängigen Antrieb einer Zapfwelle (33) ist mindestens ein Zahnrad (Antriebszahnrad 15) des mechanischen Lei-

stungszweiges mit einem auf der Zapfwelle (33) angeordneten, in den Kraftfluß einschaltbaren Zahnrad (37) in Eingriff.

2. Hydrostatisch-mechanischer Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß der Leistungsfluß des mechanischen und des hydrostatischen Leistungszweiges ausgehend von der Nullstellung der hydrostatischen Primärmaschine (2) bis zur Nullstellung der hydrostatischen Sekundärmaschinen (3 und 4) bezogen auf die Vorwärtsfahrt in positiver Richtung verläuft.

3. Hydrostatisch-mechanischer Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Arbeitsdruckmittel hohen Druckes führende Arbeitsdruckmittelleitung der hydrostatischen Sekundärmaschinen (3 und 4) derart liegt, daß sich die auf der Hochdruckseite der hydrostatischen Sekundärmaschinen (3 und 4) einstellende Gesamtergebnis der hydraulischen Druckkräfte mit der aus dem Zahneingriff resultierenden Kraft aufhebt.

4. Hydrostatisch-mechanischer Antrieb nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das von den hydrostatischen Sekundärmaschinen (3 und 4) angetriebene Zahnrad (22) vor und oberhalb des Ausgleichsgetriebegehäuses (20) angeordnet ist und unter einem Neigungswinkel ( $\alpha$ ) gegenüber der Vertikalen (56) liegt, der etwa dem Eingriffswinkel der Verzahnung des mit dem Zahnrad (22) in Eingriff stehenden, am Ausgleichsgetriebegehäuse (20) angeordneten Antriebszahnrades (21) entspricht.

Die Erfindung betrifft einen hydrostatisch-mechanischen Antrieb für land- und bauwirtschaftlich genutzte Fahrzeuge entsprechend den Merkmalen des Oberbegriffs nach Anspruch 1.

Teilhydrostatische Getriebe mit äußerer Leistungsverzweigung durch Planeten- oder andere Verzweigungsgetriebe sind in vielfältiger Form bekannt und werden bereits in großem Umfang für verschiedene Verwendungszwecke eingesetzt.

Die Leistungsverzweigung kommt hierbei in der Regel durch ein Planetengetriebe zustande, wobei eine Verdrängereinheit eines vollhydrostatischen Getriebes mit einem Reaktionsteil des Planetengetriebes verbunden ist.

Ein bei vielen Anwendungen sehr wichtiges Funktionsmerkmal ist der Wirkungsgrad. Er hat insbesondere bei ständig und unter hoher Belastung laufenden hydrostatischen Getrieben eine große Bedeutung, z. B. bei Fahrtrieben von Ackerschleppern.

Die für den angegebenen Verwendungszweck bisher bekannten Getriebe haben jedoch einerseits aufgrund ihrer bauspezifischen Merkmale und andererseits aufgrund ihrer Zuordnung zum Verzweigungsgetriebe nicht den erforderlichen optimalen Wirkungsgradverlauf über einen genügend großen Regelbereich.

Hinsichtlich einer Verwendung eines hydrostatischen Getriebes für den Antrieb eines Schleppers sind außerdem eine Reihe von Forderungen gleichzeitig zu stellen bzw. zu erfüllen:

- a) Der Wirkungsgradverlauf sollte im Vollenleistungs-

fahrbereich (zwischen ca. 5–30 km/h) bei mindestens 90% liegen.

- b) Das maximale Ausgangsmoment (bei ca. 5 km/h) muß ab  $V = 0$  zur Verfügung stehen, um eine Anfahrzugkraft an der Rutschgrenze zu gewährleisten.
- c) Der gesamte Geschwindigkeitsbereich von ca. 15 km/h bei Rückwärtsfahrt über  $V = 0$  bis zu einer Vorwärtsfahrtgeschwindigkeit von ca. 30 km/h sollte vom Regelbereich des stufenlosen Getriebes überdeckt werden, d. h. mechanische Schaltstufen sollten möglichst entfallen.

Während diese Forderungen hinsichtlich der Leistungsdaten auftreten, gelten für die Einbauverhältnisse ähnliche Bedingungen:

- d) Die äußere Form (Bauform) soll der üblichen T-Form mechanischer Schlepperachsgetriebe entsprechen.
- e) Die Antriebsvorrichtung soll für Wartungsarbeiten gut zugänglich sein.

Aufgabe der Erfindung ist es, eine Antriebsvorrichtung der eingangs genannten Gattung zu schaffen, bei der insbesondere der Wirkungsgradverlauf im Volleistungsbereich optimal ist, wobei die Antriebsvorrichtung der üblichen T-Form mechanischer Schlepper-Achsgetriebe entspricht und alle anderen wichtigen Forderungen wie Anschluß der Brennkraftmaschine, Zapfwellenantrieb sowie die Möglichkeit zur Verwendung in der Gestaltung üblicher Achsantriebe mit erfüllt sind. Insbesondere ist dabei vorgesehen, Schwierigkeiten hinsichtlich der Unterbringung von Primärmaschine und zwei Sekundärmaschinen bei Verwendung an sich bekannter Schwenkkopfmaschinen in einem Gehäuse zu beheben, so daß eine Verwendung innerhalb einer Standardbauform eines land- oder bauwirtschaftlich genutzten Fahrzeuges, wie z. B. eines Schleppers, überhaupt ermöglicht wird.

Die Erfindung löst die gestellte Aufgabe mit Hilfe der im Kennzeichen des Anspruchs 1 angegebenen Maßnahmen.

Durch die Art der Vorschaltung des Planetengetriebes zur Primärmaschine wird einerseits die Leistung auf den hydrostatischen bzw. mechanischen Zweig der Antriebsvorrichtung aufgeteilt, zum anderen ist, ausgehend von dem Drehzahlniveau einer Dieselmotorkraftmaschine, ein Drehzahlniveau der einzelnen Bauelemente erreichbar, in dem diese bei optimalen Wirkungsgraden arbeiten. Durch die Gestaltung und Zuordnung des Planetengetriebes ist es z. B. möglich, den Zahntriehverlust bei maximalen Strömungsverlusten des hydrostatischen Teiles gering zu halten.

Ein weiterer durch die Erfindung zu erzielender Vorteil besteht darin, daß der Leistungsfluß des mechanischen und des hydrostatischen Leistungszweiges, ausgehend von der Nullstellung der hydrostatischen Primärmaschine bis zur Nullstellung der hydrostatischen Sekundärmaschinen bezogen auf die Vorwärtsfahrt in positiver Richtung verläuft.

Aus der DT-PS 1065734 ist demgegenüber keine Antriebsvorrichtung mit Schwenkkopfmaschinen, sondern eine solche unter Verwendung von Schiefescheibenmaschinen bekanntgeworden, die bekanntermaßen einen wesentlich schlechteren Wirkungsgrad aufweisen. Zum Antrieb der hydrostatischen Primärmaschine sowie des mechanischen Getriebe-

derlich, was zu einer aufwendigen Konstruktion führt.

In den Zeichnungen ist ein in der folgenden Beschreibung näher erläutertes Ausführungsbeispiel des hydrostatisch-mechanischen Antriebs nach der Erfindung dargestellt. Es zeigt

Fig. 1 ein bevorzugtes Ausführungsbeispiel des hydrostatisch-mechanischen Antriebs nach der Erfindung in schematischer Darstellung,

Fig. 2 die teilweise geschnittene Seitenansicht des hydrostatisch-mechanischen Antriebs in Einbaulage, z. B. in einem landwirtschaftlich genutzten Schlepper,

Fig. 3 die teilweise Draufsicht auf den hydrostatisch-mechanischen Antrieb gemäß Fig. 2, wobei eine Schlepperhinterachse in den Antrieb integriert ist, und

Fig. 4 die gegenseitige Zuordnung der beiden hydrostatischen Maschinen in Einbaulage.

Der in Fig. 1 gezeigte hydrostatisch-mechanische Antrieb 1 für ein Fahrzeug arbeitet mit äußerer Leistungsverzweigung. Der hydrostatische Leistungszweig dieses hydrostatisch-mechanischen Antriebs 1 ist aus einer hydrostatischen Primärmaschine 2 mit veränderlichem Hub und zwei gegeneinander gestellten hydrostatischen Sekundärmaschinen 3 und 4, die ebenfalls mit veränderlichem, aber untereinander gleichem Hub arbeiten, gebildet. Die Sekundärmaschinen 3 und 4 sind quer zur Fahrtrichtung angeordnet. Die hydrostatischen Maschinen 2, 3 und 4 sind untereinander durch schematisch angedeutete Arbeitsdruckmittelleitungen 5 verbunden.

Der hydrostatischen Primärmaschine 2 ist ein leistungsteilendes Planetenrädergetriebe 6 vorgeschaltet.

Ausgehend von einem nicht dargestellten Antrieb durch eine Brennkraftmaschine, bei dem zugrundeliegenden Ausführungsbeispiel einer Dieselmotorkraftmaschine eines Schleppers mit etwa  $2400 \text{ min}^{-1}$  bei Nennrehzahl, ist über eine Eingangswelle 7 ein Planetenrädertträger 8 von dieser antreibbar innerhalb eines nicht näher dargestellten Getriebegehäuses gelagert.

Das leistungsteilende Planetenrädergetriebe 6 besteht aus einem Hohlrads 9, einem Sonnenrad 10, Planetenrädern 11 und dem von der Brennkraftmaschine angetriebenen Planetenrädertträger 8, der eine die Achsen der Planetenträger 11 tragende Scheibe 12 aufweist.

Im Hinblick auf das dem hydrostatisch-mechanischen Getriebe 1 zugrundeliegende Drehzahlniveau ist die Anordnung des Planetenrädertträgers 8 derart vorgenommen, daß die Zahnräder des Planetenrädertträgers 6 innerhalb des Planetenrädertträgers 8 zu liegen kommen, d. h., diese werden von diesem topfartig umschlossen.

Das Hohlrads 9 ist drehfest mit einer Primärwelle 13 verbunden, die die Antriebswelle für die hydrostatische Primärmaschine 2 darstellt.

Auf dieser innenliegenden Primärwelle 13 ist drehbar eine Hohlwelle 14 gelagert, die am einen Ende das Sonnenrad 10 des leistungsteilenden Planetenrädertreibes 6 und am anderen Ende ein Antriebszahnrad 15 trägt. Das Antriebszahnrad 15 steht mit einem Nebenwellenrad 16 in Eingriff, das am einen Ende einer Nebenwelle 17 drehfest angeordnet ist. Am anderen Ende der Nebenwelle 17 ist ein Kegelrad 18 befestigt, das mit einem Tellerrad 19 kämmt.

Das Tellerrad 19 ist mit einem Ausgleichgetriebe-

Das Sonnenrad 10 des leistungsteilenden Planetenrädernetzes 6 bildet den Eingang des mechanischen Leistungsstrahles, der sich weiter aus der Hohlwelle 14, dem Zahnradpaar 15, 16, der Nebenwelle 17 und dem Kegelradpaar 18, 19 zusammensetzt.

Am Ausgleichtriebegehäuse 20 ist ein weiteres Antriebszahnrad 21 befestigt, das mit einem von den hydrostatischen Sekundärmaschinen 3 und 4 angetriebenen Zahnrad 22 in Eingriff steht. Das Zahnrad 22 ist dazu funktionell Bestandteil einer die beiden Triebflansche 23 und 24 der hydrostatischen Sekundärmaschinen 3 und 4 miteinander verbindenden Sekundärwelle 25.

Innerhalb des Ausgleichtriebegehäuses 20 sind in üblicher Weise Ausgleichkegelräder 26 und 27 sowie jeweils auf einer rechts- bzw. linksseitig liegenden Achswelle 30 und 31 befestigte Achswellenräder 28 und 29 angeordnet.

Die beiden Achswellen 30 und 31 können, wie dies im beschriebenen Ausführungsbeispiel nicht dargestellt ist, miteinander kuppelbar sein (mechanische Ausgleichtriebesperre). Bei dem dargestellten Ausführungsbeispiel des hydrostatisch-mechanischen Antriebs nach der Erfindung ist zusätzlich zu dem beschriebenen Aufbau des Fahrtriebs ein Zapfwellenantrieb 32 vorgesehen. Eine Zapfwelle 33 wird von einer auf der Eingangswelle 7 gelagerten Hohlwelle 34 über mindestens ein Zahnradpaar 35 und gegebenenfalls eine weitere Übersetzungsstufe ins Langsame 36 angetrieben. Mit dem auf der Hohlwelle 14 angeordneten Antriebszahnrad 15 steht ein auf der Zapfwelle 33 drehbar gelagertes Zahnrad 37 in Eingriff. Ein Zahnrad 38 der Übersetzungsstufe ins Langsame 36 dient im in den Kraftfluß eingeschalteten Zustand dazu, die Zapfwelle 33 antriebsmaschinendrehzahlabhängig anzutreiben, während bei in den Kraftfluß eingeschaltetem Zahnrad 37 die Zapfwelle 33 wegabhängig angetrieben wird.

In Fig. 2 ist die teilweise geschnittene Seitenansicht des hydrostatisch-mechanischen Antriebs dargestellt. Mit der Eingangswelle 7 fest verbunden ist der Planetenrädertträger 8, der - wie bereits erwähnt - die Zahnräder des leistungsteilenden Planetenrädernetzes 6 topfartig umschließt.

Der Planetenrädertträger 8 ist über ein Radiallager 39 im Getriebegehäuse 40, das den gesamten hydrostatisch-mechanischen Antrieb 1 umschließt, gelagert.

Am Planetenrädertträger 8 ist zusätzlich ein Zahnrad 41 befestigt, das mit einem Pumpenantriebszahnrad 42 zum Antrieb von Steuerpumpen 43 in Eingriff steht.

Das Hohlrad 9 des leistungsteilenden Planetenrädernetzes 6 ist mit der zentral liegenden Primärwelle 13 verbunden, die die Antriebswelle für die hydrostatische Primärmaschine 2 bildet.

Die hydrostatische Primärmaschine 2 und insbesondere die hydrostatischen Sekundärmaschinen 3 und 4 sind solche der Schwenktrommelbauart mit großem Schwenkwinkel.

Der Gleichlauf bei Verwendung von Kolbentrommeln mit sphärischen Flächen zwischen den Triebflanschen 44 bzw. 23 und 24 und den Kolbentrommeln 45 erfolgt über je eine Gelenkwelle mit einem Kardangelk 46.

Kolbenstangen 47 und Stützkelche 48 der Axialkolben sind einstückig ausgeführt, wobei die Abstützung am Triebflansch 44 bzw. 23 und 24 über Kugeln

49 erfolgt. Die selbst nicht dargestellten Axialkolben sind triebflanschseitig in gleichbleibendem Verhältnis hydrostatisch entlastet. Die hierzu notwendigen Entlastungsbohrungen sind selbst nicht dargestellt.

Der Triebflansch 44 der hydrostatischen Primärmaschine 2 ist im Getriebegehäuse 40 radial über ein Wälzlager 50 abgestützt. Die aus der Kraftzerlegung am Triebflansch 44 herrührende Axialkomponente wird von zwei hintereinander angeordneten Axiallagern 51 und 52 aufgenommen. Ein Stützring 53 des Axiallagers 51 umgreift das dahinterliegende Axiallager 52 topfartig und schließt mit einem dem zweiten Axiallager 52 zugeordneten Bundring 54 bündig ab. Der Raum 55 zwischen dem Stützring 53, dem Bundring 54 und dem Getriebegehäuse 40 ist mit einem hydrostatisch wirkenden Werkstoff z. B. Öl oder (vorzugsweise zur Vermeidung von zusätzlichen Dichtelementen) einem plastischen, praktisch inkompressiblen Elastomer gefüllt, so daß die Axialkomponente von beiden Axiallagern 51 und 52 aufgrund der wirksamen Flächen zu gleichen Teilen aufgenommen wird. Hierdurch wird eine wesentliche Verbesserung des Wirkungsgrades durch Verminderung der Wälzgerneigungsverluste erreicht.

Eine weitere Besonderheit des hydrostatisch-mechanischen Antriebs nach der Erfindung besteht darin, daß das den hydrostatischen Sekundärmaschinen 3 und 4 zugeordnete Zahnrad 22 gegenüber der Vertikalen 56 unter einem etwa dem Eingriffswinkel der Verzahnung zwischen dem Zahnrad 22 und dem am Ausgleichtriebegehäuse 20 angeordneten Antriebszahnrad 21 entsprechenden Winkel  $\alpha$  angeordnet ist. Die Maßnahme bringt folgenden Vorteil mit sich:

Wie bereits erwähnt, sind die Triebflansche 23 und 24 der beiden Sekundärmaschinen 3 und 4 über eine Welle 25 miteinander verbunden, die mittels Radiallager 57 und 58 im Getriebegehäuse 40 drehbar gelagert ist (vgl. Fig. 4).

Falls nach Fig. 2 die unten liegende Arbeitsdruckmittelleitung 5 die Arbeitsdruckmittel hohen Druckes führende Leitung ist, stellen sich im Schwerpunkt der untenliegenden Halbkreise der Triebflansche 23 und 24 die Gesamtresultierenden der Radialkräfte ein. Der Grundkreis des Zahnrades 22 entspricht annähernd dem Abstand der Schwerpunkte dieser Halbkreise, so daß die Gesamtresultierenden der Radialkräfte auf diesem Grundkreis wirksam werden.

Durch die Neigung der Achse des Zahnrades 22 gegenüber dem Antriebszahnrad 21 wird diese Gesamtresultierende der Radialkräfte durch die Kraft resultierend aus den Zahneingriffsbedingungen (in Abhängigkeit vom vorliegenden Fahrwiderstand) im Bereich der Vorwärtsfahrt nahezu vollständig kompensiert, so daß die auf die Wälzlager 57 und 58 wirkenden Radialkräfte sehr klein sind. Dies ermöglicht, daß gegenüber herkömmlichen Anordnungen Radiallager mit wesentlich kleineren Tragzahlen Verwendung finden können. Dies ist hinsichtlich des erreichbaren Wirkungsgrades von zusätzlichem Vorteil.

Die Lagerung der übrigen Bauteile des hydrostatisch-mechanischen Antriebs erfolgt in üblicher Art, so daß auf eine nähere Beschreibung verzichtet werden kann.

In Fig. 3 ist der Einbau des hydrostatisch-mechanischen Antriebs innerhalb eines Hinterachsgehäuses 60 eines Schleppers dargestellt. Die Anordnung gibt die Stellung bei einer Übersetzung  $i = 0,33$  wieder.

23 35 629

7

In dieser Stellung erreichen die Strömungsverluste im hydrostatischen Leistungszweig ein Maximum, während die Zahnradverluste des leistungsteilenden Planetenrädernetzes durch Abnahme der Relativedrehzahlen ein Minimum erreichen bzw. zu Null werden.

8

Innerhalb des rechts- und linksseitig vorgesehenen Achstrichters sind zur Erreichung der Abtriebsdrehzahlen je zwei weitere Übersetzungsstufen ins Langsame 61 angeordnet, wobei die außenliegenden in Form von Planetenrädervorgelegen ausgebildet sind.

---

Hierzu 3 Blatt Zeichnungen

---

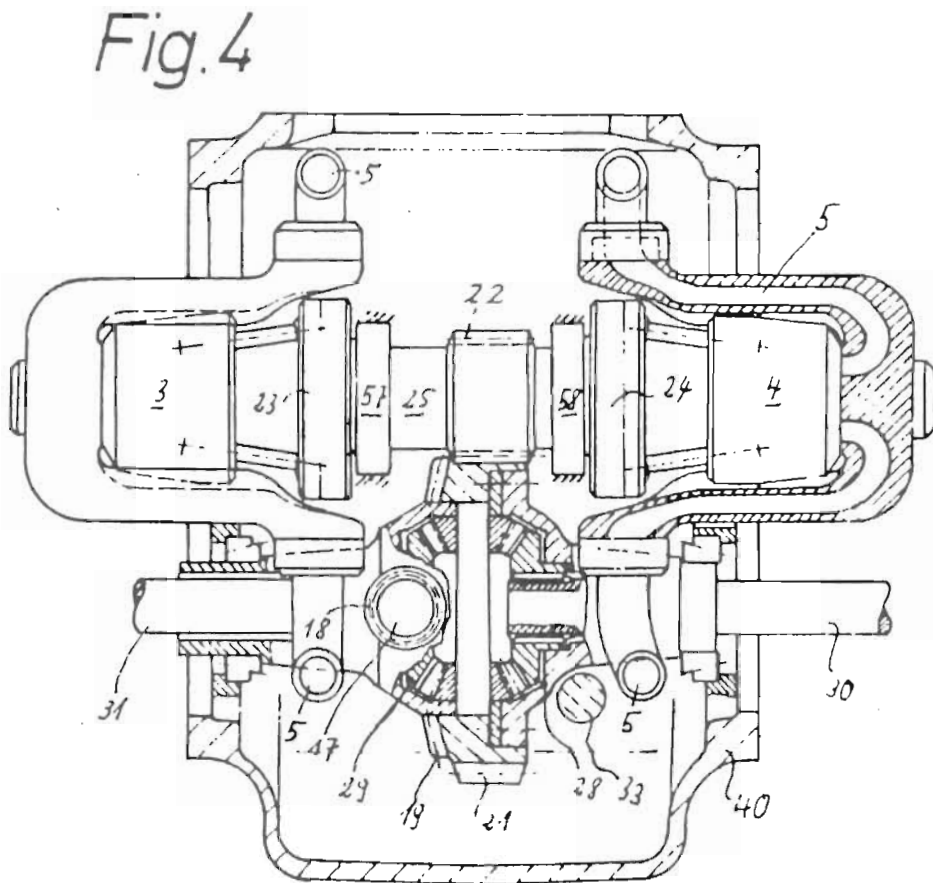
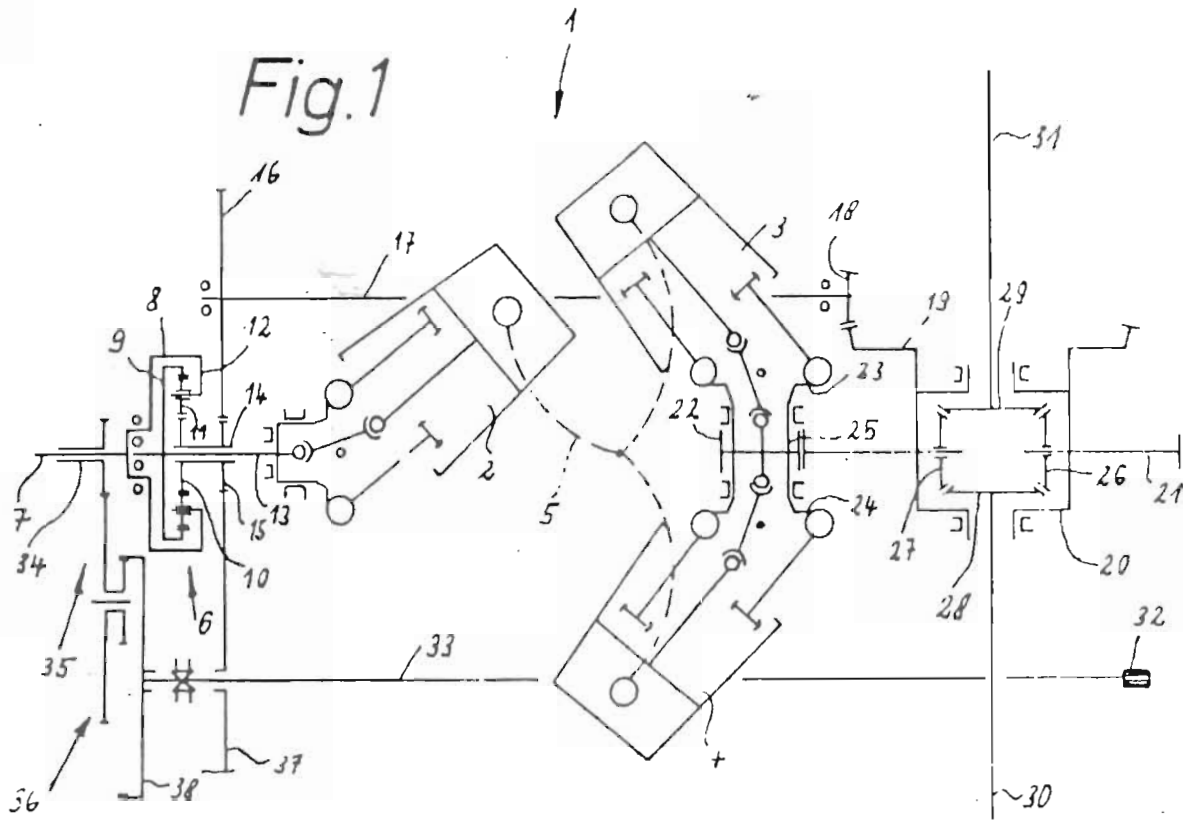
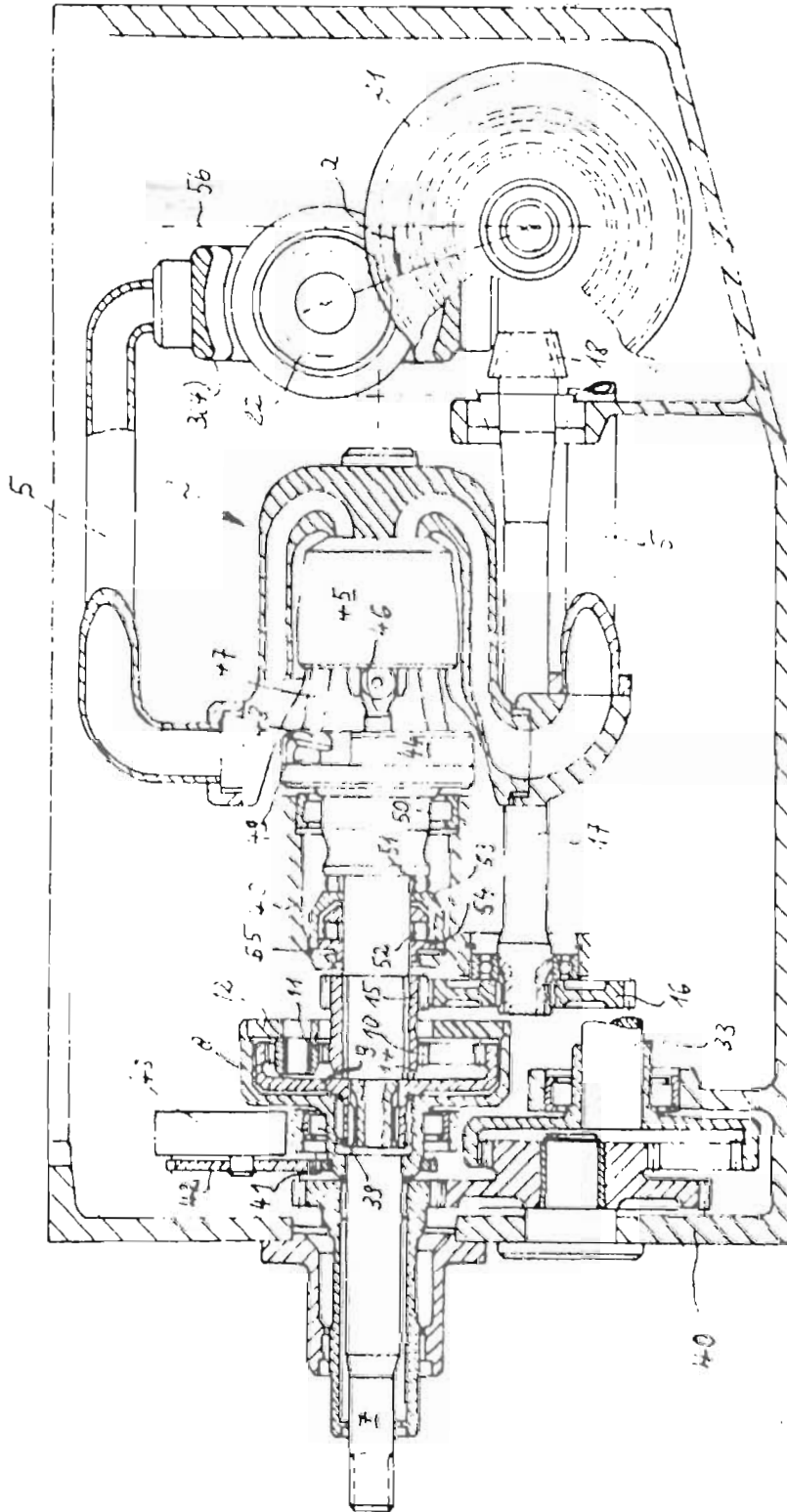


Fig. 2



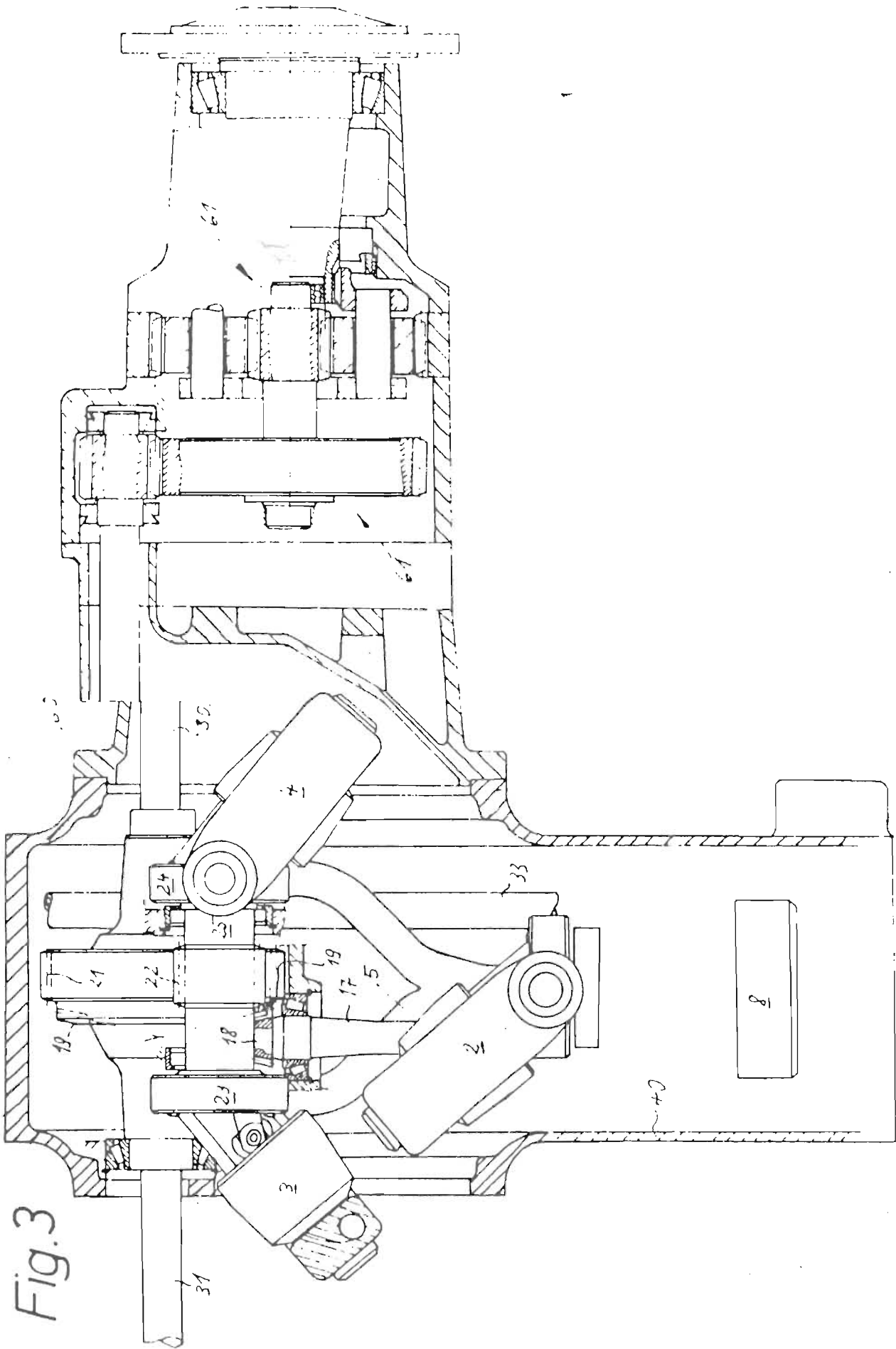


Fig. 3