

STATE OF NEW YORK)
CITY OF NEW YORK :
COUNTY OF NEW YORK)

445 Fifth Avenue
New York, New York 10016
Phone 212-686-5555
Fax 212-686-5414

CERTIFICATION

I hereby declare that all statements made herein of my own knowledge are true and that all statements made on information and belief are believed to be true; and further that these statements were made with the knowledge that willful false statements and the like so made are punishable by fine or imprisonment, or both, under Section 1001 of Title 18 of the United States Code and that such willful false statements may jeopardize the results of these proceedings.

I declare under penalty of perjury under the laws of the United States of America that the translation into ENGLISH is true and accurate of the attached document relating to:

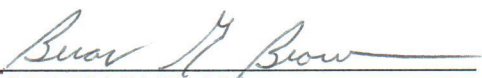
DE 196 54 894 A1

written in GERMAN.



NEWTYPE COMMUNICATIONS, INC.

Sworn to and subscribed before me
this 21st day of October, 2016



NOTARY PUBLIC

BRIAN G. BROWN
Notary Public, State of New York
No. 01BR6151227
Qualified in Suffolk County
Commission Expires August 14, 2018

Translator's note re DE 196 54 894 A1:

1. It appears that some of the description was copied from another application with different Figure numbers:

In the paragraph spanning pp. 5 and 6, and describing Fig. 3, the phrase "already described with respect to Fig. 4" does not make sense.

In the same paragraph, the sentence beginning "As already explained..." refers to "air" acting as "insulation", even though no such explanation appears anywhere else.

On p. 6, the paragraph describing Fig. 5 refers to a Fig. 8, even though the description contains only 6 figures.

On p. 7, a reference is made to Fig. 12.

The wording of the claims hardly reflects that in the description. In particular, the phrase "additional travel section ... measured on" in claim 9 is not mentioned anywhere in the description.



19 FEDERAL REPUBLIC
OF GERMANY



GERMAN
PATENT OFFICE

12 **Unexamined Application**
DE 196 54 894 A1

51 Int. Cl.⁶:
F 16 F 15/133

10
21 Serial No.: 196 54 894.2
22 Application date: 14 August 1996
43 Date laid open: 04 December 1997

DE 196 54 894 A 1

66	Internal priority: 198 09 553.0 12 March 1996	62	Division from: 196 32 729.6
71	Applicant: Mannesmann Sachs AG, 97422 Schweinfurt, DE	72	Inventors: Schierling, Bernhard, Dipl.-Ing. (FH), 97273 Kürnach, DE; Feldhaus, Reinhard, Dipl.-Ing., 97714 Oerlenbach, DE; Sudau, Jörg, Dipl.- Ing., 97464 Niederwerrn, DE; Orlamünder, Andreas, Dipl.-Ing., 97421 Schweinfurt, DE

54 Torsional vibration damper with a compensating inertial mass

57 A torsional vibration damper is constructed with a drive-side transmission element and a power-takeoff-side transmission element capable of rotating relative thereto, at least one of which has an activating means for elastic elements of a damping device, and with at least one of which a compensating inertial mass is associated.

DE 196 54 894 A 1

The following text is taken from the documents filed by the Applicant

GERMAN GOVERNMENT PRINTING OFFICE 10.97 702 049/512 11/22

Description

The invention relates to a torsional vibration damper according to the preamble of claim 1.

DE 36 30 398 C2 describes a torsional vibration damper with a drive-side transmission element and a power-takeoff-side transmission element capable of rotating relative thereto, at least one of which has an activating means for elastic elements of a damping device. Even relatively large torsional vibrations, which are also transmitted to the drive-side transmission element upon introduction of a torque by a drive, such as an internal combustion engine, can be reduced by such a torsional vibration damper. The reduction takes place during transmission of the respective torsional vibrations from the drive-side to the power-takeoff-side transmission element via the elastic elements – which are supported by a friction means – of the damping device.

In contrast to a massive flywheel, both inertial masses are relatively light, and so the large primary-side mass, which is composed of the drive and the primary-side inertial mass, is counteracted by a small secondary-side inertial mass, which is braced on the gear-train side. Thereby the resisting torque for a drive, which is determined by the inertia of the primary side and a reaction torque formed by the action of the springs, by friction and by the inertia of the secondary inertial mass, is relatively small, and so it is capable of smoothing out synchronization fluctuations of the drive to only a small extent. The synchronization fluctuations cause torque fluctuations in the secondary aggregates, such as a generator, connected to the front end of the engine. The torque fluctuations may cause damage to these aggregates.

A further possibility for damping drive-side torsional vibrations may lie in providing, according to DE 36 43 272 A1, a torsional vibration damper with a compensating inertial mass, which is mounted to rotate freely relative to the actual inertial mass and by virtue of its mass inertia develops a resisting torque upon introduction of a torsional vibration.

By the use of the additional compensating inertial mass, the torsional vibration damper is bulkier, especially when it is equipped, as is that of DE 36 30 398 A1 appraised in the foregoing, with a chamber filled at least partly with a viscous fluid for receiving the damping device.

The task of the invention is to improve a torsional vibration damper with a compensating inertial mass to the effect that the increase in overall space requirement due to the compensating inertial mass as well as the structural complexity is minimal.

This task is accomplished according to the invention by the features specified in the bodies of claims 1, 3, 5, 8 and 10.

The compensating inertial mass is preferably matched to a particular order of the drive. One possibility for the order is the ignition excitation, which depends on the number of cylinders of the internal combustion engine, so that, depending on the degree of matching of the compensating weights, the ignition excitations can be absorbed at least partly or even completely. Thereby the advantage is achieved that torsional vibrations that, for example in a torsional vibration damper with two inertial masses capable of rotating relative to one another, lead to deformation of the elastic elements acting between the inertial masses, can be reduced at least considerably. This is of special significance in particular when passing through the resonance range of the torsional vibration damper because, if no reduction of the ignition excitations were to be achieved, these could lead to damage or even destruction at least in the region of the elastic elements. Normally this problem is alleviated by making the elastic elements particularly flexible with large spring deflections and disposing them in a chamber filled with viscous fluid, while constructing the inertial masses with large weight. By these features it is possible to limit instability of the motion of the inertial masses relative to one another, especially during passage through the resonance range since, due to the flexible elastic elements constructed with long-stroke spring action and the high inertial mass, the resonance range of the torsional vibration damper is lowered sufficiently that it lies just above the ignition frequency of the internal combustion engine, i.e. in a frequency range in which the ignition excitations have not yet reached full intensity. By using the compensation inertial mass according to the claims, it is now possible to increase the stiffness of the elastic elements of the damping device since, by virtue of the reduced effect of the ignition excitations, the deflection angle between the two inertial masses can be made smaller. Furthermore, it is possible to reduce the weight of the inertial masses. Although the resonance range of the torsional vibration damper is indeed shifted to higher rotational speeds by these aforesaid features, this is uncritical because of the at least partial absorption of the ignition excitations. Furthermore, because of the smaller deflection angle between the inertial masses, it is possible to construct the damping device without viscous fluid as the damping medium. On the whole, therefore, it is possible to reduce the costs and weight of the torsional vibration damper by using the compensating inertial mass.

Advantageously, the compensating inertial mass is disposed in a completely or partly sealed housing, which is filled with a viscous fluid, preferably oil, in order to safeguard the

useful life. This housing may contain a coupling means for the compensating inertial mass, such as levers, linkages or roller tracks. The housing may be an independent structural part or be integrated at least partly in another component of the torsional vibration damper, for example in one of the inertial masses.

If the torsional vibration damper is constructed with only one inertial mass, the compensating inertial mass may be provided with an additional shift clutch, since it should be separated from the gear-train input shaft, for example to avoid synchronization problems in a downstream gear train. As an example, a common actuating system for separating and starting clutch on the one hand and shift clutch of the compensating inertial mass on the other hand, wherein the two clutches can be actuated successively or simultaneously, makes sense for cost reasons in this situation. During the disengagement process, the preferred sequence is first to actuate the separating and starting clutch and only after that to actuate the shift clutch of the compensating inertial mass, in order to avoid clashing noises when starting. All known types of releasing means may be considered for the actuating system, such as rocker arms, forks or a releasing means concentrically surrounding the gear shaft, wherein actuation may take place mechanically or hydraulically in both cases.

The invention will be explained in more detail hereinafter on the basis of exemplary embodiments, wherein, in particular:

Fig. 1 shows a half representation of a torsional vibration damper with two inertial masses capable of rotating relative to one another, one of which is provided for receiving the compensating inertial mass radially inside elastic elements of the damping device;

Fig. 2 is the same as **Fig. 1**, but with the compensating inertial mass disposed radially outside the elastic elements;

Fig. 2a is an enlarged detail of the region of the hub plate radially between the elastic elements and the compensating inertial mass;

Fig. 3 is the same as **Fig. 4**, but with the compensating inertial mass disposed in the heat-dissipating region of the friction clutch;

Fig. 4 is the same as **Fig. 3**, but with the compensating inertial mass joined to a structural part of the friction clutch so as to rotate therewith;

Fig. 5 shows the construction of a torsional vibration damper equipped with only one inertial mass together with the compensating inertial mass, which can be connected and disconnected via an additional shift clutch;

Fig. 6 is the same as **Fig. 5**, but with inversion of inertial mass and friction clutch in axial direction.

Fig. 1 shows a torsional vibration damper, which is connected to a crankshaft **1** of a drive, for example of an internal combustion engine, by fastening means **41**. The torsional vibration damper has a primary flange **2**, which extends radially outward relative to crankshaft **1** and in its radial outer region has a cover plate **6**, together with which it encloses a chamber **28**, which can be filled with viscous fluid. Together with cover plate **6**, primary flange **2** is part of an inertial mass **3**, which is active as drive-side transmission element **4** of the torsional vibration damper. In the radially outer region of chamber **28**, elastic elements **7** of a damping device **8**, which extend substantially in circumferential direction and can be urged by drive means **9**, which are provided both on primary flange **2** and on cover plate **6**, respectively on their side facing chamber **28**, are guided via sliding shoes **30** which are known in themselves and are braced radially outwardly. Elastic elements **7** are braced with their respective opposite ends on radial projections **5** of a hub plate **10**, which is fastened via rivets **12** to a second inertial mass **13**, wherein the latter is active as a power-takeoff-side transmission element **14**. In the circumferential region, inertial mass **13** has, on its side facing away from first inertial mass **3**, a friction face **15**, on which there bears a friction lining **16** of a clutch plate **17**, which further has a disk part **21** for connection to a hub **18**, which is engaged to rotate with gear shaft **20** via a toothing **19**. Clutch plate **17** is part of a clutch housing **49**, which is connected to second inertial mass **13**, is formed in known manner and is illustrated, for example, in **Fig. 5**. Clutch housing **49** receives a pressing spring **48**, which via a pressure plate **47** can be brought into engagement with associated friction lining **16** of clutch plate **17**, thus establishing the frictional contact between crankshaft **1** and gear shaft **20**. A friction clutch **64** is formed by clutch housing **49**, pressure plate **47** and clutch plate **17**.

Returning now to second inertial mass **13**, this together with hub plate **10** secures, in axial direction, a bearing **24**, for example a rolling bearing, which in turn is disposed on a hub **25** of first inertial mass **3**. At this place a region of hub **25** protruding radially relative to the radially inner part of bearing **24** takes over the axial securing of bearing **24** toward one side, while the other side of bearing **24** is secured by a cover disk **27**, which is held axially in contact against hub **25** and thus primary flange **2** by fastening means **41** mentioned initially.

Via a fastening **23**, and axially between hub plate **10** of second inertial mass **13** and the latter, a housing **110** filled with oil is received radially inside elastic elements **7**, wherein

compensating inertial mass **22** is integrated in this housing in a manner not illustrated. What is important here is that compensating inertial mass **22** experiences a deflection if a torsional vibration is imposed on first inertial mass **3**, and hereby at least partly compensates the torsional vibration, which is caused by ignition excitations in the internal combustion machine, so that, by virtue of compensating inertial mass **22** alone, the torsional vibration is already considerably reduced in magnitude when it reaches gear shaft **20** via clutch plate **17**. This process is assisted in a manner known in itself by damping device **8** of the torsional vibration damper.

Fig. 2 shows a further torsional vibration damper with drive-side transmission element **4**, which is formed by a first inertial mass **3**, and with a power-takeoff-side transmission element **14**, with which a second inertial mass **13** is associated. On primary flange **2** of first inertial mass **3**, axially between this and hub **25**, which extends substantially axially, a hub plate **32** is fixed which engages with its radially middle and outer region between two cover plates **36**, **37** disposed axially on both sides, of which that facing second inertial mass **13** is joined to the latter via rivet **12** and functions together with this for axial securing of bearing **24** disposed on hub **25**. Hub plate **32** has windows **39** for receiving elastic elements **7** of damping device **8**, wherein these windows **39** extend in circumferential direction and are aligned with windows **38** in cover plates **36**, **37**, in which elastic elements **7** also engage. The respective edges of these windows **38**, **39** function as activating means for elastic elements **7**. Radially outside elastic elements **7**, hub plate **32** is formed with radial projections **33**, which respectively project with clearance in circumferential direction into axial expansions **34**, which, viewed in circumferential direction, are formed by cover plates **36** and **37** between respectively two axial constrictions **111** and, by being filled with viscous fluid, are active as annular-segment chambers **35**. Hereby damping of movements of hub plate **32** in circumferential direction relative to cover plates **36**, **37** is achieved. Escape of the viscous fluid in radially inward direction is prevented by means of a seal **44** disposed axially between hub plate **32** and the respective associated cover plate **36**, **37**. Radially outside annular-segment chambers **35**, cover plates **36**, **37** undergo an axial expansion and thereby form housing **110** for receiving the initially described compensating inertial mass **22**.

For the case that cooling of the latter seems necessary, second inertial mass **13** is provided in its radially inner region with cooling-air openings **40**, so that air that has entered there is passed radially outward via an air guide **42** disposed axially between cover plate **37** and second inertial mass **13**.

In the embodiment of the torsional vibration damper according to **Fig. 3**, primary flange **2** is provided directly for receiving bearing **24**, which in turn carries a hub plate **45**. Both primary flange **2** and hub plate **45** as well as a cover plate **112** joined firmly with the primary flange via spacer pins **46** are formed with respective windows **38**, **39**, which are provided in the way already described with respect to **Fig. 4** for receiving elastic elements **7** of damping device **8**. Second inertial mass **13** is fastened to hub plate **45** in the radially outer region thereof, wherein housing **110**, which functions to receive compensating inertial mass **22**, is disposed axially between this inertial mass and hub plate **45**. This housing **110** is disposed in the radial extension region of friction face **15** of second inertial mass **13**, at which frictional heat is generated. As already explained, this is kept away from the compensating inertial mass **22** by the air acting as insulation between the wall of housing **110** and the said compensating inertial mass.

Fig. 4 shows a further fastening variant for housing **110** of compensating inertial mass **22**, wherein housing **110** is received on pressing spring **48** of friction clutch **64** in a manner fixed to rotate therewith and is held axially between pressing spring **48** and a bearing of a release element **50**.

Fig. 5 shows another embodiment of the inventive torsional vibration damper, with only a single inertial mass **52**. This has, in its radially middle region, a space **53**, in which, via bearing **54**, housing **110** is mounted to rotate relative to inertial mass **52**. In the radially inner region, housing **110** has a carrier **55** for a friction lining **57**, via which housing **110** is in frictional contact therewith or is separated therefrom depending on the position of clutch plate **17**, or in other words depending on whether friction clutch **64** is engaged or disengaged. In the engaged condition, clutch plate **17** and thus in particular cover plate **59** thereof at the left of **Fig. 8** is held by pressing spring **48** in contact against friction lining **57** of housing **110**, so that this is connected to clutch plate **17** in a manner to rotate therewith and thus to the gear shaft, not illustrated in this figure. From this it follows that compensating inertial mass **22** is connected to the gear shaft during the operation of the friction clutch, whereas, once the frictional connection of housing **110** relative to clutch plate **17** has ceased after disengagement, the connection between compensating inertial mass **22** and the gear shaft is separated. The reason for this is that the mass attached to the gear shaft should be as small as possible, for protection of synchronization devices in the gear train. Accordingly, by virtue of friction lining **57** formed on carrier **55**, a shift clutch **58** is associated with compensating inertial mass **22**.

Fig. 6 illustrates a further embodiment, in which clutch housing **49** of the friction clutch is disposed on the side of crankshaft **1**, not shown, and inertial mass **52** is disposed on the side of gear shaft **20**. Pressure plate **47**, which via friction lining **16** of clutch plate **17** holds the said clutch plate in contact with friction face **15** of inertial mass **52** when friction clutch **64** is engaged, is disposed axially between the said inertial mass and pressing spring **48** braced in clutch housing **49**. At the radial inner end, pressing spring **48** can be urged by a release element **130**, which in turn is axially displaceable by a coupling element **132**, which passes axially through gear shaft **20** and is actuated by a releasing means in a manner not shown. Because of the axial displacement process, housing **110** of compensating inertial mass **22**, which is disposed between hub **18** of clutch plate **17** and a friction lining **57** of a shift clutch **58**, is held frictionally in engaged condition. In this condition, it is provided by a compensating element **73** in the form of a rolling bearing that relative torsional capability is ensured between the drive side and the power-takeoff side of the torsional vibration damper. To separate friction clutch **64** and thus also shift clutch **58**, coupling element **132** is moved leftward by a corresponding movement of the releasing means, not shown, from its position shown in **Fig. 12**, whereby pressure plate **47** releases friction lining **16** of clutch plate **17** and simultaneously, via release element **130**, generates release of housing **110** relative to hub **18** and thus to gear shaft **20**. For re-engagement of the two clutches **64**, **58**, coupling element **132** and thus release element **130** are returned to their positions shown in **Fig. 6** and thus pressing spring **48** becomes active.

Claims

1. A torsional vibration damper, with a drive-side transmission element and a power-takeoff-side transmission element capable of rotating relative thereto, at least one of which has an activating means for the elastic elements of a damping device, which are disposed in a chamber enclosed by one of the transmission elements and preferably filled at least partly with a viscous fluid, wherein a compensating inertial mass is associated with at least one of the transmission elements, **characterized in that** the compensating inertial mass (**22**) is disposed inside the chamber (**28**) of the one transmission element (**4**) and is fastened to the respective other transmission element (**14**).
2. A torsional vibration damper according to claim 1, characterized in that the compensating inertial mass (**22**) is provided radially inside the elastic elements (**7**) of the

damping device (8) and is received on activating means (hub plate 10) of the other transmission element (14) for these elements (7).

3. A torsional vibration damper, with a drive-side transmission element and a power-takeoff-side transmission element capable of rotating relative thereto, at least one of which has an activating means for elastic elements of a damping device, which are received in windows that extend substantially in circumferential direction and are aligned with one another in both transmission elements, and with at least one compensating inertial mass associated with at least one of the transmission elements, characterized in that the compensating inertial mass (22) is disposed radially outside the elastic elements (7) of the damping device (8) in a housing (110), which is enclosed by the structural parts (cover plates 36, 37), formed by the windows (38, 39), of one (4) of the transmission elements (4, 14).

4. A torsional vibration damper according to claim 3, with a hub plate as a structural part of the one transmission element and cover plates provided on both sides of the hub plate as structural parts of the other transmission element, characterized in that the cover plates (36, 37), via a seal (44), bear radially on the hub plate (40) between the windows (38, 39) and the compensating inertial mass (22), whereby a predeterminable number of annular segment chambers (35) are formed, which can be filled with viscous fluid and in which a radial projection (33) on the hub plate (40) respectively engages with clearance in circumferential direction.

5. A torsional vibration damper, with a drive-side transmission element and a power-takeoff-side transmission element capable of rotating relative thereto, at least one of which has an activating means for elastic elements of a damping device, which are received in windows that extend substantially in circumferential direction and are aligned with one another in both transmission elements, and with at least one compensating inertial mass associated with at least one of the transmission elements, characterized in that the compensating inertial mass (22) is received in the radial extension region of the friction face (15), which can be brought into operative connection with a friction lining (16) of the clutch plate (17), of one of the transmission elements (1, 14).

6. A torsional vibration damper according to claim 5, characterized in that the compensating inertial mass (22) is disposed axially between a structural part (hub plate 45) functioning as bearing flange for the power-takeoff-side transmission element (14)

and the side of this transmission element (14) facing away from the friction lining (16) of the clutch plate (17).

7. A torsional vibration damper according to claim 5, characterized in that the compensating inertial mass (22) is connected to rotate with a pressing spring (48) of the clutch housing (49) and is clamped axially between this and a releasing means (50).

8. A torsional vibration damper, with an inertial mass as the drive-side transmission element and a clutch plate as the power-takeoff-side transmission element, wherein, on the inertial mass, a friction face is provided for a friction lining of the clutch plate, which is received in a clutch housing provided on the inertial mass and, via a pressure plate that can be moved axially relative to the friction face but is constrained to rotate therewith, can be clamped by a pressing spring between the said pressure plate and the friction face, and with a compensating inertial mass that is received on the power-takeoff-side transmission element and can be separated from the power-takeoff side by a shift clutch during disengagement, characterized in that the compensating inertial mass (22) is disposed on the inertial mass (52) in a manner capable of rotating relative thereto and, via a friction face (66), can be brought into engagement with the shift clutch (58) depending on the operating condition of the friction clutch (64).

9. A torsional vibration damper according to claim 8, characterized in that the shift clutch (58) for the compensating inertial mass (22) can be held, relative to the friction clutch (64), via an additional travel section of a releasing means (50), measured on the engagement or disengagement travel of the said friction clutch.

10. A torsional vibration damper with, disposed on the drive side, a clutch housing disposed and, disposed on the power takeoff side, an inertial mass, which has a friction face for a friction lining of a clutch plate, which, via a pressure plate that can be moved axially relative to the inertial mass but is constrained to rotate therewith, can be pressed by a pressing spring against the friction face, and with a release element that engages axially through the gear shaft and is disposed in contact against a coupling element that can bring the said release element into operative connection with the pressing spring, characterized in that the compensating inertial mass (22), via a shift clutch (58) connected to a structural part (coupling element 130) of the clutch housing (49), can be joined firmly with the gear shaft (20), wherein the shift clutch (58) has a compensating element

(73) providing relative torsional capability between the clutch housing (49) and the gear shaft (20).

Attached hereto: 6 pages of drawings

- 11 -

- Blank page -

Fig.1

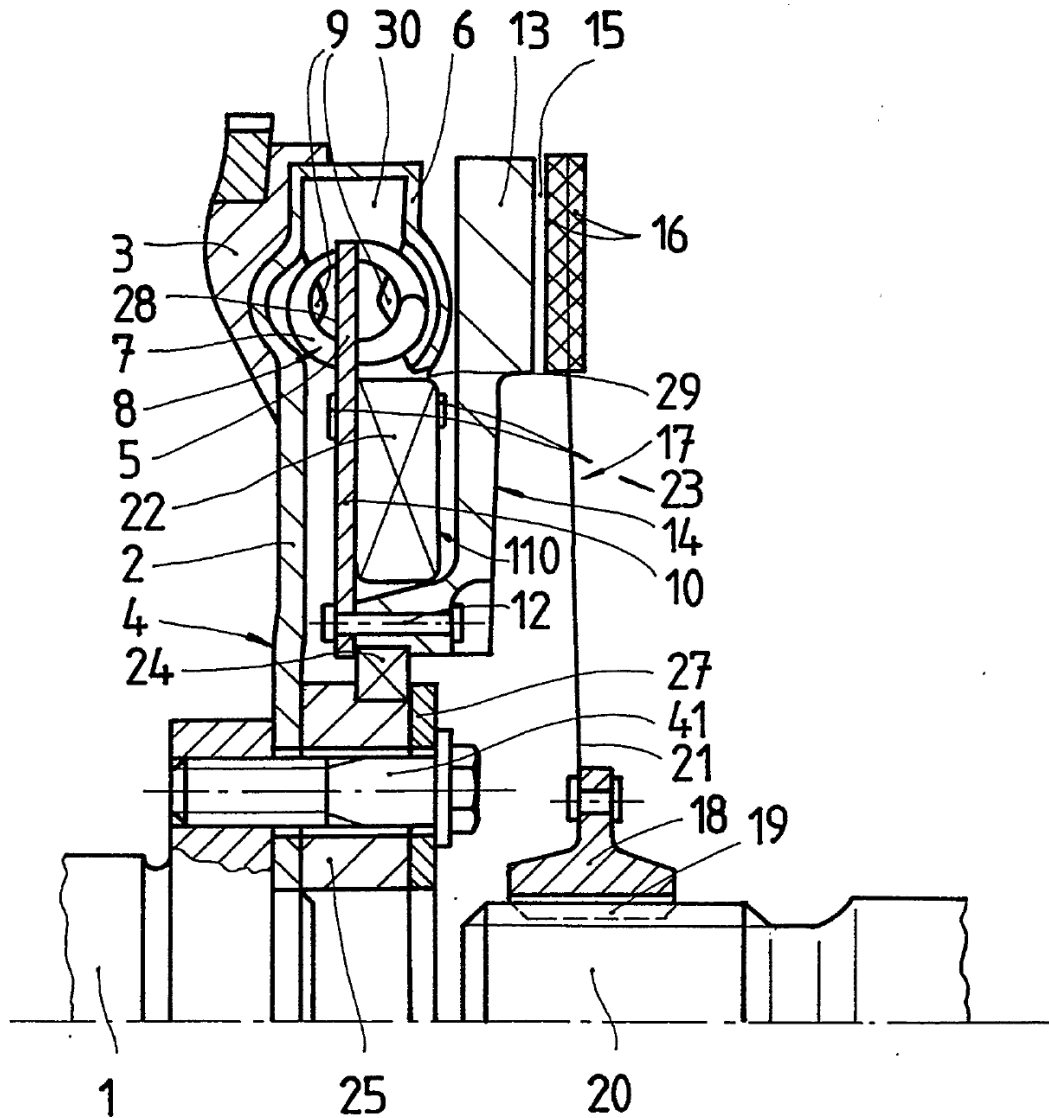


Fig.2

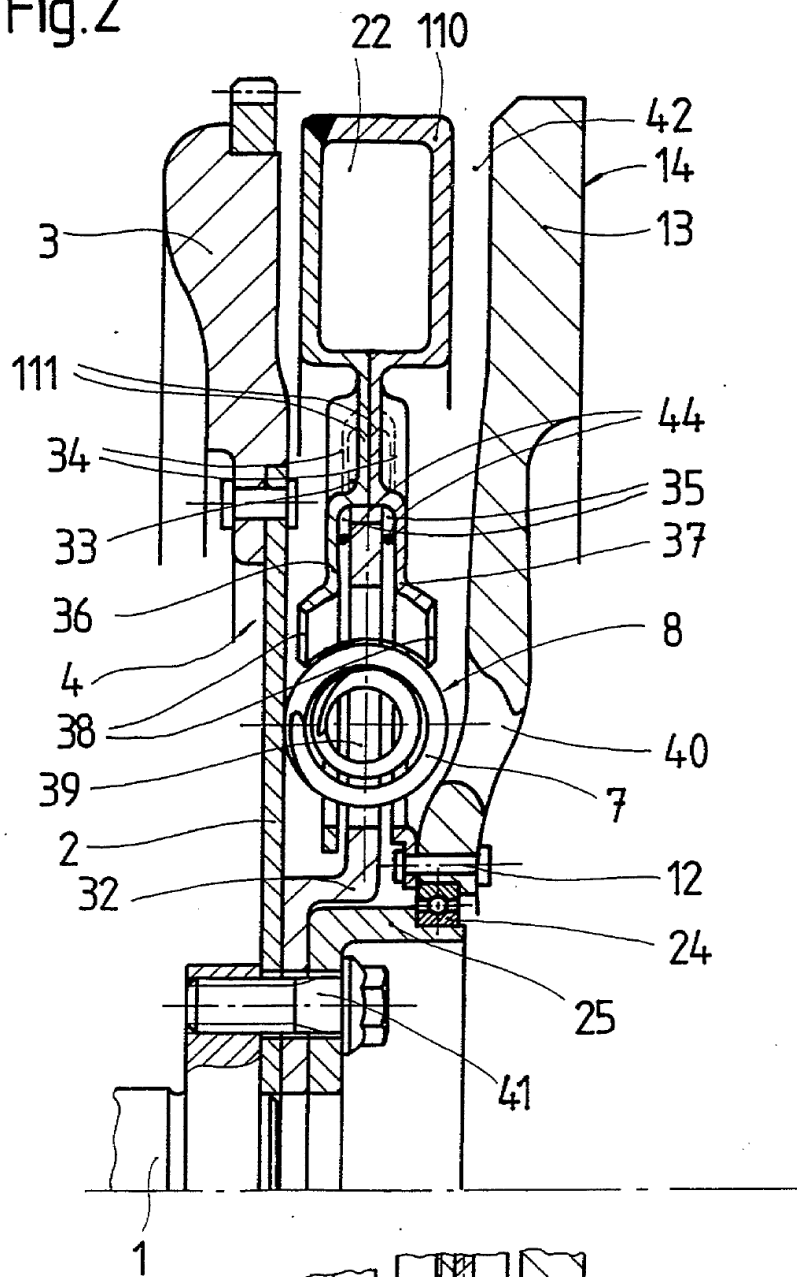


Fig.2a

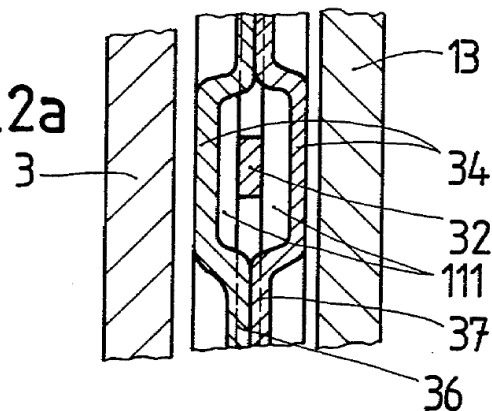
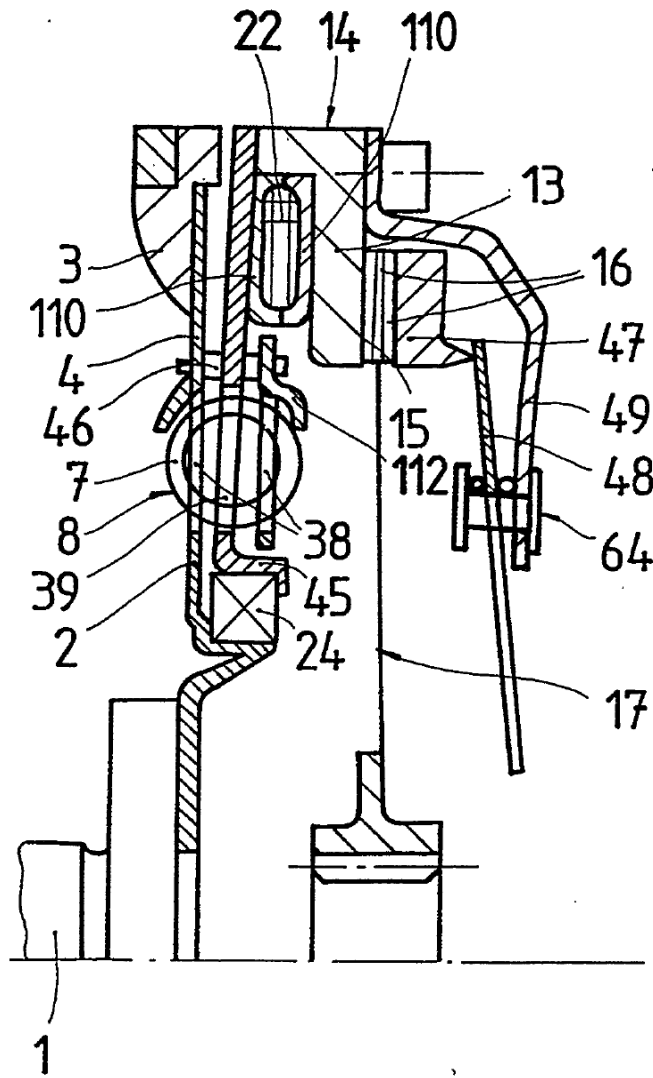
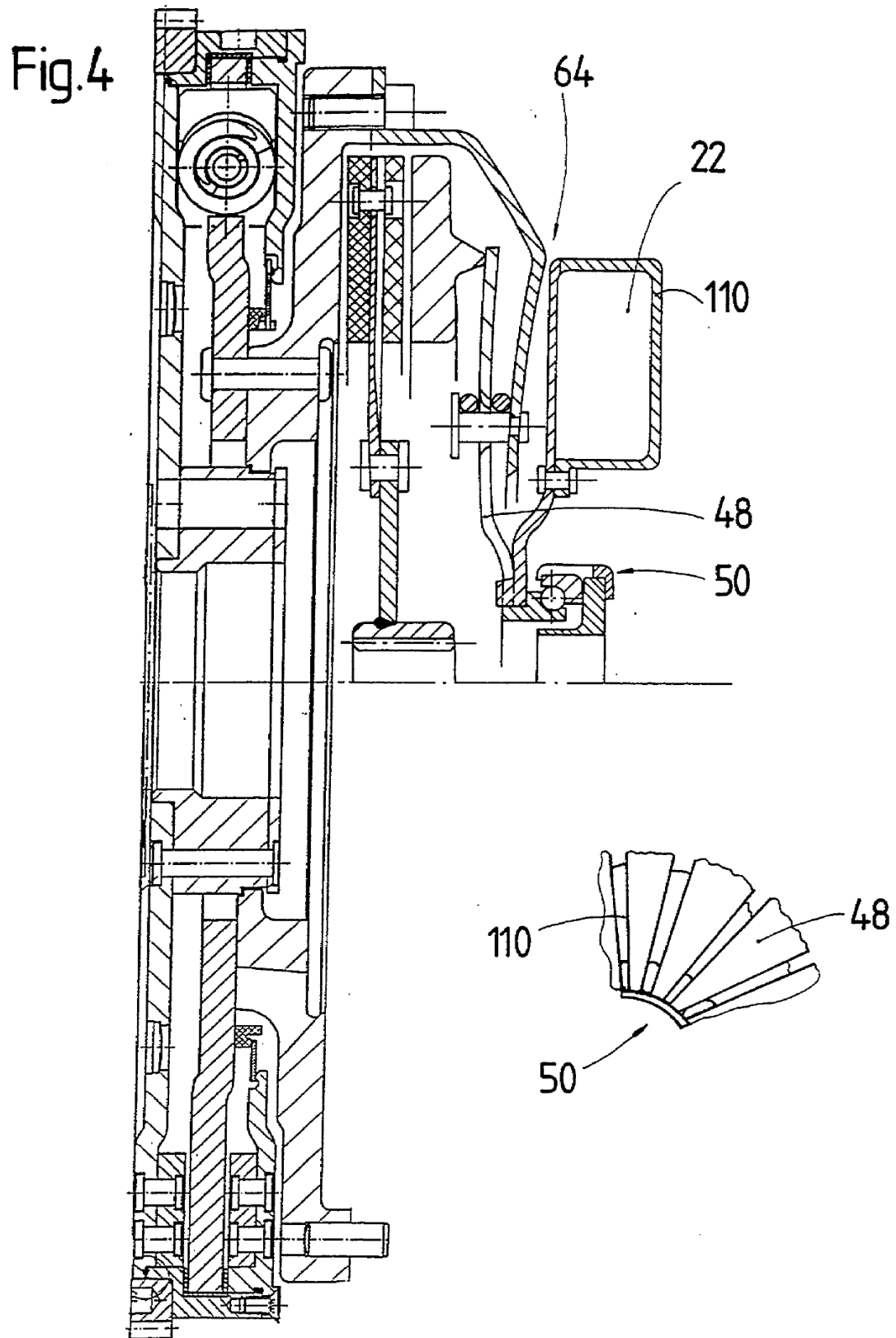


Fig.3





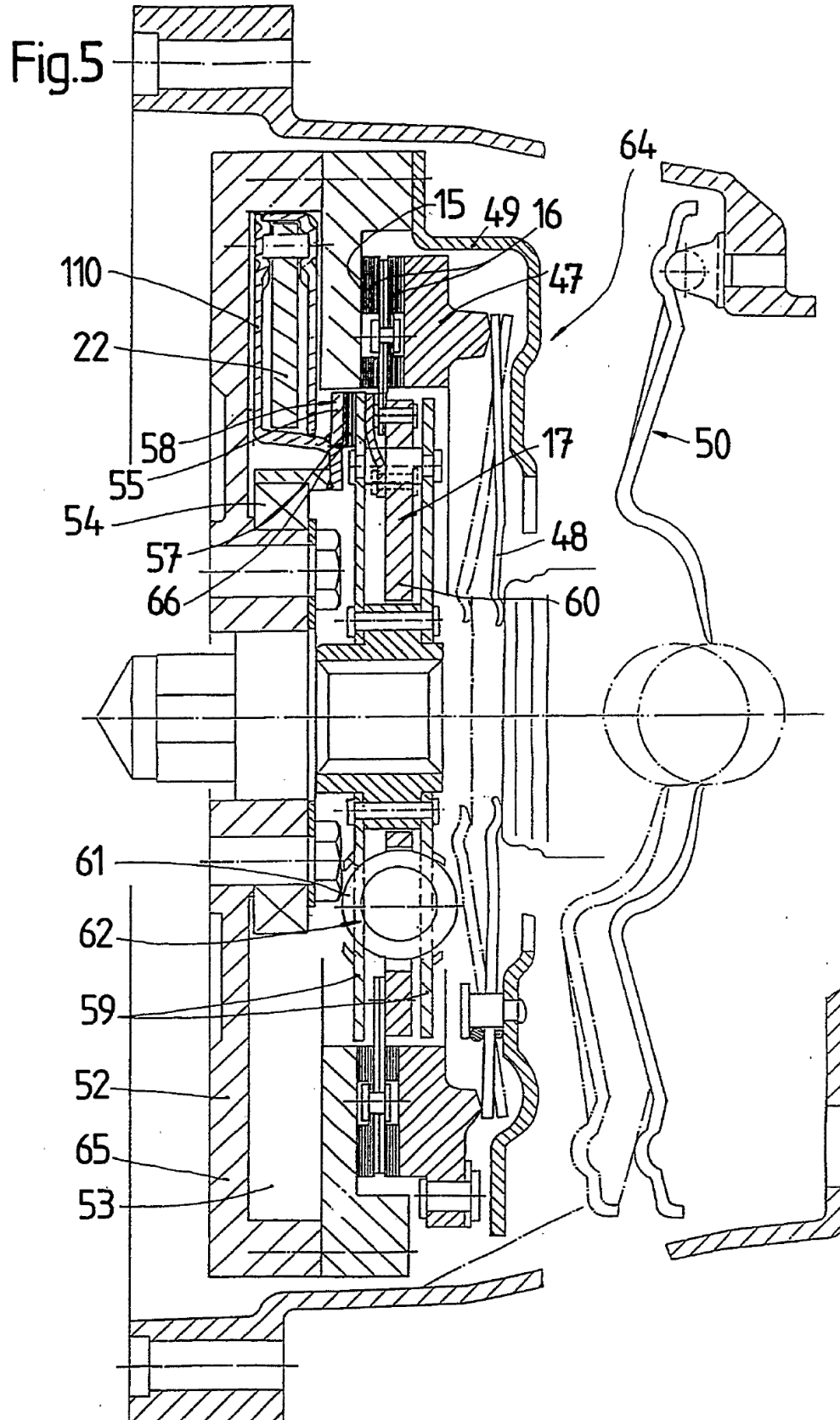
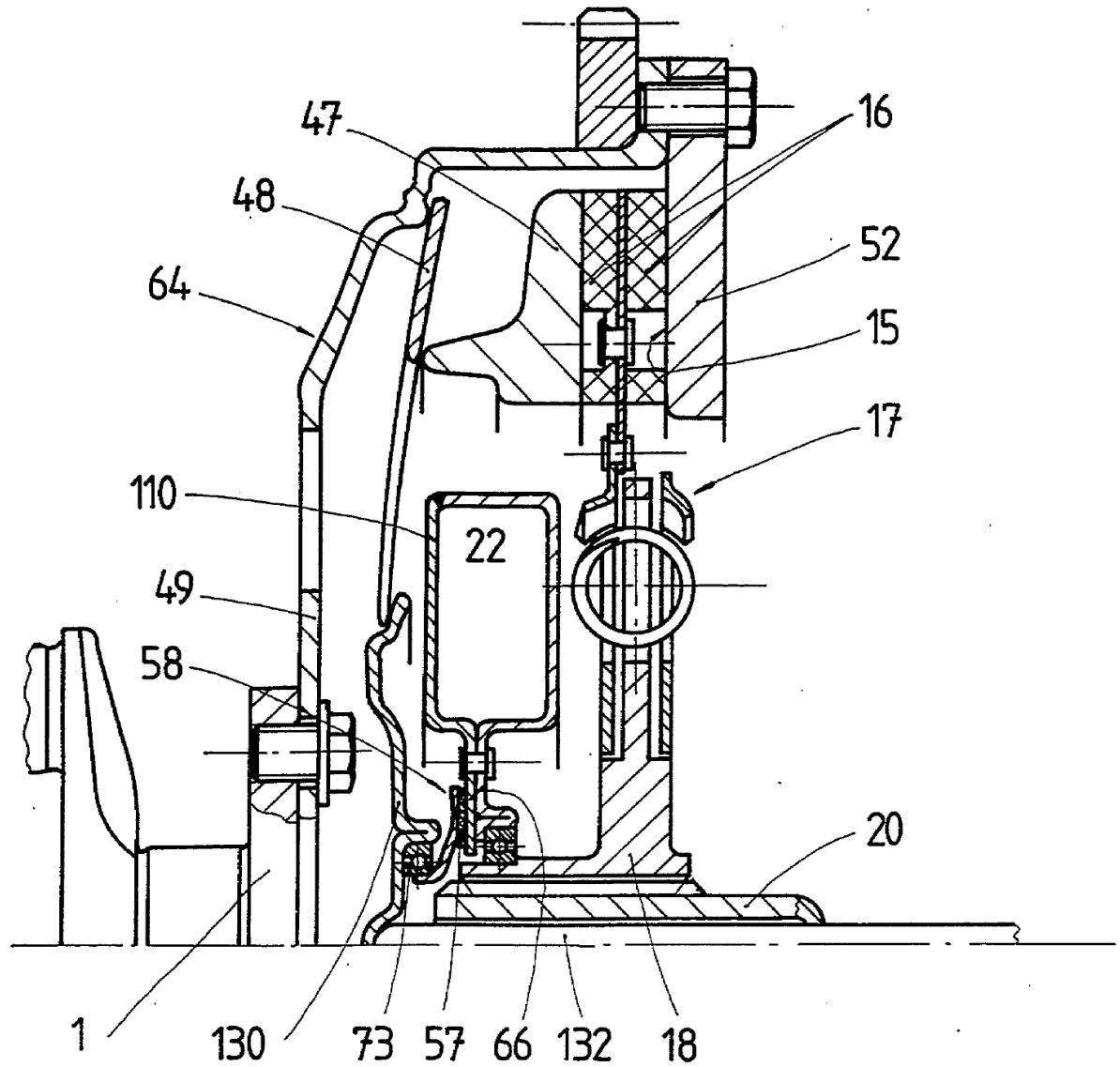


Fig.6





①9 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

⑫ **Offenlegungsschrift**
⑩ **DE 196 54 894 A 1**

⑤1 Int. Cl.⁶:
F 16 F 15/133

②1 Aktenzeichen: 196 54 894.2
②2 Anmeldetag: 14. 8. 96
④3 Offenlegungstag: 4. 12. 97

DE 196 54 894 A 1

⑥6 Innere Priorität:

196 09 553.0 12.03.96

⑦1 Anmelder:

Mannesmann Sachs AG, 97422 Schweinfurt, DE

⑥2 Teil aus: 196 32 729.6

⑦2 Erfinder:

Schierling, Bernhard, Dipl.-Ing. (FH), 97273 Kürnach,
DE; Feldhaus, Reinhard, Dipl.-Ing., 97714
Oerlenbach, DE; Sudau, Jörg, Dipl.-Ing., 97464
Niederwerrn, DE; Orlamünder, Andreas, Dipl.-Ing.,
97421 Schweinfurt, DE

⑤4 Torsionsschwingungsdämpfer mit einer Ausgleichsschwingmasse

⑤7 Ein Torsionsschwingungsdämpfer ist mit einem antriebs-
seitigen Übertragungselement und einem hierzu drehbaren
abtriebsseitigen Übertragungselement ausgebildet, von de-
nen zumindest eines Ansteuermittel für elastische Elemente
einer Dämpfungseinrichtung aufweist und wenigstens einem
eine Ausgleichsschwingmasse zugeordnet ist.

DE 196 54 894 A 1

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

BUNDESDRUCKEREI 10. 97 - 702 049/512

Valeo Exhibit 1113, pg. 21

11/22

Die Erfindung betrifft einen Torsionsschwingungsdämpfer gemäß dem Oberbegriff des Anspruchs 1.

In der DE 36 30 398 C2 ist ein Torsionsschwingungsdämpfer mit einem antriebsseitigen Übertragungselement und einem relativ hierzu drehbaren abtriebsseitigen Übertragungselement beschrieben, von denen zumindest eines Ansteuermittel für elastische Elemente einer Dämpfungseinrichtung aufweist. Durch einen derartigen Torsionsschwingungsdämpfer sind auch größere Torsionsschwingungen, die bei Einleitung eines Drehmomentes durch einen Antrieb, wie beispielsweise einen Verbrennungsmotor auf das antriebsseitige Übertragungselement mitübertragen werden, reduzierbar. Die Reduzierung erfolgt bei Übertragung der jeweiligen Torsionsschwingungen vom antriebsseitigen zum abtriebsseitigen Übertragungselement über die elastischen Elemente der Dämpfungseinrichtung, die durch eine Reibungsvorrichtung unterstützt werden.

Im Gegensatz zu einem massiven Schwungrad sind die beiden Schwungmassen relativ leicht, so daß der großen primärseitigen Masse, die sich aus dem Antrieb und der primärseitigen Schwungmasse zusammensetzt, lediglich eine kleine sekundärseitige Schwungmasse entgegenwirkt, die sich getriebeseitig abstützt. Dadurch ist das Widerstandsmoment für einen Antrieb, das durch die Trägheit der Primärseite und einem durch die Wirkung der Federn, der Reibung sowie der Trägheit der Sekundärschwungmasse gebildeten Reaktionsmoment bestimmt ist, relativ klein, so daß es Gleichlaufschwankungen des Antriebs nur wenig zu glätten vermag. Die Gleichlaufschwankungen bewirken Drehmomenteschwankungen an der Motorfront, an der Nebenaggregate, wie beispielsweise ein Generator, angeschlossen sind. Die Drehmomenteschwankungen können eine Schädigung dieser Aggregate bewirken.

Eine weitere Möglichkeit, antriebsseitige Torsionsschwingungen wirksam zu dämpfen, kann darin liegen, gemäß der DE 36 43 272 A1 einen Torsionsschwingungsdämpfer mit einer Ausgleichsschwungmasse zu versehen, die gegenüber der eigentlichen Schwungmasse frei drehbar gelagert ist und aufgrund ihrer Massenträgheit bei Einleitung einer Torsionsschwingung ein Widerstandsmoment aufbaut.

Durch die Verwendung der zusätzlichen Ausgleichsschwungmasse baut der Torsionsschwingungsdämpfer größer, insbesondere dann, wenn dieser wie derjenige gemäß der zuvor gewürdigten DE 36 30 398 A1 eine mit viskosem Medium zumindest teilweise befüllte Kammer zur Aufnahme der Dämpfungseinrichtung aufweist.

Der Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen Torsionsschwingungsdämpfer mit einer Ausgleichsschwungmasse so weiterzubilden, daß die durch die Ausgleichsschwungmasse bedingte Zunahme an Bauraumbedarf sowie der konstruktive Aufwand minimal ist.

Diese Aufgabe wird erfindungsgemäß durch die in den Kennzeichen der Ansprüche 1, 3, 5, 8 und 10 angegebenen Merkmale gelöst.

Die Ausgleichsschwungmasse ist vorzugsweise auf eine bestimmte Ordnung des Antriebs abgestimmt. Als Ordnung bietet sich hierbei die von der Zylinderzahl der Brennkraftmaschine abhängige Zündanregung an, so daß, in Abhängigkeit vom Abstimmungsaufwand der Ausgleichsschwungmasse, die Zündanregungen, zumindest teilweise oder gar völlig getilgt werden können. Dadurch ergibt sich der Vorteil, daß Torsionsschwingungen, die beispielsweise an einem mit zwei gegenein-

ander drehbaren Schwungmassen ausgebildeten Torsionsschwingungsdämpfer zu einer Verformung der zwischen den Schwungmassen wirksamen elastischen Elemente führen, zumindest erheblich reduzierbar sind. Dies ist insbesondere beim Durchfahren des Resonanzbereiches des Torsionsschwingungsdämpfers von besonderer Bedeutung, da, sofern keine Reduzierung der Zündanregungen erfolgen würde, diese zu einer Schädigung oder gar Zerstörung zumindest in dem Bereich der elastischen Elemente führen könnten. Normalerweise wird diesem Problem abgeholfen, indem die elastischen Elemente besonders weich mit großen Federwegen ausgebildet und innerhalb einer mit viskosem Medium gefüllten Kammer angeordnet werden, während die Schwungmassen mit hohem Gewicht ausgeführt sind. Durch diese Maßnahmen kann ein Aufschaukeln der Relativbewegung der Schwungmassen gegeneinander, insbesondere beim Durchgang durch den Resonanzbereich begrenzt werden, da durch die weichen, mit langhubiger Federung ausgebildeten elastischen Elemente und die hohe Schwungmasse der Resonanzbereich des Torsionsschwingungsdämpfers soweit abgesenkt wird, daß er knapp oberhalb der Zündfrequenz der Brennkraftmaschine liegt, also in einem Frequenzbereich, in welchem die Zündanregungen noch nicht die volle Stärke erreicht haben. Durch Einsatz der anspruchsgemäßen Ausgleichsschwungmasse kann nunmehr die Steifigkeit der elastischen Elemente der Dämpfungseinrichtung erhöht werden, da aufgrund der verringerten Wirkung der Zündanregungen die Auslenkwinkel zwischen den beiden Schwungmassen absinken. Des weiteren kann an den Schwungmassen eine Gewichtsreduzierung vorgenommen werden. Durch diese vorgenannten Maßnahmen wird zwar der Resonanzbereich des Torsionsschwingungsdämpfers zu höheren Drehzahlen verlagert, was allerdings aufgrund der zumindest teilweisen Tilgung der Zündanregungen unkritisch ist. Des weiteren kann aufgrund der kleineren Auslenkwinkel zwischen den Schwungmassen die Dämpfungseinrichtung ohne viskoses Medium als Dämpfungsmittel ausgebildet werden. Insgesamt kann also durch Einsatz der Ausgleichsschwungmasse eine Kosten- und Gewichtsreduzierung am Torsionsschwingungsdämpfer vorgenommen werden.

Die Ausgleichsschwungmasse befindet sich in vorteilhafter Weise in einem ganz oder teilweise abgedichteten Gehäuse, das zur Sicherstellung der Lebensdauer mit einem viskosen Medium, vorzugsweise Öl, gefüllt ist. Dieses Gehäuse kann eine Ankoppelvorrichtung für die Ausgleichsschwungmasse, wie z. B. Hebel, Gelenke oder Abrollkonturen enthalten. Das Gehäuse kann eine autarke Baueinheit sein, oder zumindest teilweise in andere Bauelemente des Torsionsschwingungsdämpfers, z. B. in eine der Schwungmassen, integriert sein.

Bei Ausbildung des Torsionsschwingungsdämpfers mit nur einer Schwungmasse kann die Ausgleichsschwungmasse über eine zusätzliche Schaltkupplung verfügen, da sie zur Vermeidung beispielsweise von Synchronisationsproblemen in einem nachgeschalteten Getriebe von der Getriebeeingangswelle getrennt werden sollte. Hier ist beispielsweise eine gemeinsame Betätigung für Trenn- und Anfahrkupplung einerseits und Schaltkupplung der Ausgleichsschwungmasse andererseits aus Kostengründen sinnvoll, wobei die beiden Kupplungen nacheinander oder gleichzeitig betätigt werden können. Bevorzugt wird beim Ausrückvorgang die Reihenfolge, zuerst die Trenn- und Anfahrkupplung und danach erst die Schaltkupplung der Ausgleichs-

schwungmasse zu betätigen, um Anrasselgeräusche zu vermeiden. Als Betätigung bieten sich alle bekannten Arten von Ausrückern an, wie z. B. Schwinde/Gabel oder ein die Getriebewelle konzentrisch umgebender Ausrücker, wobei in beiden Fällen die Betätigung mechanisch oder hydraulisch erfolgen kann.

Die Erfindung wird anschließend anhand von Ausführungsbeispielen näher erläutert. Es zeigen im einzelnen:

Fig. 1 eine hälftige Darstellung eines Torsionsschwingungsdämpfers mit zwei relativ zueinander drehbaren Schwungmassen, von denen eine zur Aufnahme der Ausgleichsschwungmasse radial innerhalb von elastischen Elementen der Dämpfungseinrichtung vorgesehen ist;

Fig. 2 wie **Fig. 1**, aber mit Anordnung der Ausgleichsschwungmasse radial außerhalb der elastischen Elemente;

Fig. 2a eine vergrößerte Herauszeichnung des Bereichs der Nabenscheibe radial zwischen den elastischen Elementen und der Ausgleichsschwungmasse;

Fig. 3 wie **Fig. 4**, aber mit Anordnung der Ausgleichsschwungmasse im Wärmeabstrahlbereich einer Reibungskupplung;

Fig. 4 wie **Fig. 3**, aber mit drehfester Anbindung der Ausgleichsschwungmasse an einem Bauteil der Reibungskupplung;

Fig. 5 Ausbildung eines mit nur einer Schwungmasse versehenen Torsionsschwingungsdämpfers mit der Ausgleichsschwungmasse, die über eine zusätzliche Schaltkupplung zu- und abschaltbar ist.

Fig. 6 wie **Fig. 5**, aber mit Umkehrung von Schwungmasse und Reibungskupplung in Achsrichtung.

Fig. 1 zeigt einen Torsionsschwingungsdämpfer, der mit einer Kurbelwelle 1 eines Antriebs, wie beispielsweise einer Brennkraftmaschine, durch Befestigungsmittel 41 verbunden wird. Der Torsionsschwingungsdämpfer weist einen Primärflansch 2 auf, der sich gegenüber der Kurbelwelle 1 nach radial außen erstreckt und in seinem radial äußeren Bereich eine Deckplatte 6 aufweist, mit der zusammen er eine Kammer 28 umschließt, die mit viskosem Medium befüllbar ist. Der Primärflansch 2 ist zusammen mit der Deckplatte 6 Teil einer Schwungmasse 3, die als antriebsseitiges Übertragungselement 4 des Torsionsschwingungsdämpfers wirksam ist. Im radial äußeren Bereich der Kammer 28 sind über an sich bekannte, radial außen abgestützte Gleitschuhe 30 elastische Elemente 7 einer Dämpfungseinrichtung 8 geführt, die sich im wesentlichen in Umfangsrichtung erstrecken und durch Ansteuermittel 9, die sowohl am Primärflansch 2 als auch an der Deckplatte 6 jeweils an der Kammer 28 zugewandten Seite vorgesehen sind, beaufschlagbar sind. Die elastischen Elemente 7 stützen sich mit ihren jeweils entgegengesetzten Enden an radialen Vorsprüngen 5 einer Nabenscheibe 10 ab, die über Nieten 12 an einer zweiten Schwungmasse 13 befestigt ist, wobei die letztgenannte als abtriebsseitiges Übertragungselement 14 wirksam ist. Im Umfangsbereich weist die Schwungmasse 13 an ihrer von der ersten Schwungmasse 3 abgewandten Seite eine Reibfläche 15 auf, an welcher ein Reibbelag 16 einer Kupplungsscheibe 17 zur Anlage kommt, die weiterhin einen Scheibenteil 21 zur Anbindung an eine Nabe 18 aufweist, die über eine Verzahnung 19 mit der Getriebewelle 20 drehfest in Eingriff steht. Die Kupplungsscheibe 17 ist Teil eines an die zweite Schwungmasse 13 angebundenen Kupplungsgehäuses 49, das in bekannter Weise ausgebildet und beispielsweise in **Fig. 5** dargestellt ist. Das Kupplungsgehäuse 49 nimmt eine Anpreßfeder 48 auf, die

über eine Druckplatte 47 mit dem zugeordneten Reibbelag 16 der Kupplungsscheibe 17 in Eingriff bringbar und damit den Reibschluß zwischen der Kurbelwelle 1 und der Getriebewelle 20 herstellt. Durch das Kupplungsgehäuse 49, die Druckplatte 47 und die Kupplungsscheibe 17 wird eine Reibungskupplung 64 gebildet.

Zurückkommend auf die zweite Schwungmasse 13, sichert diese zusammen mit der Nabenscheibe 10 eine Lagerung 24, beispielsweise eine Wälzlagerung, in Axialrichtung, die ihrerseits auf einer Nabe 25 der ersten Schwungmasse 3 angeordnet ist. An dieser Stelle übernimmt ein gegenüber dem radial inneren Teil der Lagerung 24 radial überstehender Bereich der Nabe 25 die Axialsicherung der Lagerung 24 nach einer Seite, während die andere Seite der Lagerung 24 durch eine Deckscheibe 27 gesichert ist, die durch die eingangs genannten Befestigungsmittel 41 axial in Anlage an der Nabe 25 und damit dem Primärflansch 2 gehalten wird.

Axial zwischen der Nabenscheibe 10 der zweiten Schwungmasse 13 und der letztgenannten ist, radial innerhalb der elastischen Elemente 7, ein mit Öl befülltes Gehäuse 110 über eine Befestigung 23 aufgenommen, wobei in dieses Gehäuse die Ausgleichsschwungmasse 22 in nicht gezeigter Weise integriert ist. Wesentlich hierbei ist, daß die Ausgleichsschwungmasse 22 bei einer Torsionsschwingung, die auf die erste Schwungmasse 3 geleitet wird, eine Auslenkung erfährt, und hierdurch die Torsionsschwingung, die durch Zündanregungen in der Brennkraftmaschine ausgelöst ist, zumindest teilweise ausgleicht, so daß allein schon aufgrund der Ausgleichsschwungmasse 22 die Torsionsschwingung betragsmäßig erheblich reduziert über die Kupplungsscheibe 17 auf die Getriebewelle 20 gelangt. Unterstützt wird dieser Vorgang in an sich bekannter Weise durch die Dämpfungseinrichtung 8 des Torsionsschwingungsdämpfers.

Fig. 2 zeigt einen weiteren Torsionsschwingungsdämpfer mit antriebsseitigem Übertragungselement 4, das durch eine erste Schwungmasse 3 gebildet wird und mit einem abtriebsseitigen Übertragungselement 14, dem eine zweite Schwungmasse 13 zugeordnet ist. Am Primärflansch 2 der ersten Schwungmasse 3 ist axial zwischen diesem und der Nabe 25, die sich im wesentlichen axial erstreckt, eine Nabenscheibe 32 befestigt, die mit ihrem radial mittleren und äußeren Bereich zwischen zwei axial beidseits angeordnete Deckbleche 36, 37 greift, von denen das der zweiten Schwungmasse 13 zugewandte mit der letztgenannten über die Nieten 12 verbunden ist und mit dieser zusammen zur Axialsicherung der auf der Nabe 25 angeordneten Lagerung 24 dient. Die Nabenscheibe 32 weist Fenster 39 zur Aufnahme der elastischen Elemente 7 der Dämpfungseinrichtung 8 auf, wobei sich diese Fenster 39 in Umfangsrichtung erstrecken und mit Fenstern 38 in den Deckblechen 36, 37 fluchten, in welche die elastischen Elemente 7 ebenfalls eingreifen. Die jeweiligen Kanten der Fenster 38, 39 dienen hierbei als Ansteuermittel für die elastischen Elemente 7. Radial außerhalb der elastischen Elemente 7 ist die Nabenscheibe 32 mit Radialvorsprüngen 33 ausgebildet, die mit Spiel in Umfangsrichtung jeweils in Axialaufweitungen 34 ragen, die durch die Deckbleche 36 und 37, in Umfangsrichtung gesehen, zwischen jeweils zwei Axialverengungen 111 ausgebildet sind und, durch Befüllung mit viskosem Medium, als Ringsegmentkammern 35 wirksam sind. Hierdurch wird eine Dämpfung von Bewegungen der Nabenscheibe 32 in Umfangsrichtung gegenüber den Deckblechen 36, 37 erzielt. Ein Austritt des viskosen Mediums nach radial

innen wird hierbei durch eine axial zwischen der Nabenscheibe 32 und dem jeweils zugeordneten Deckblech 36, 37 mittels einer Dichtung 44 verhindert. Radial außerhalb der Ringsegmentkammern 35 erfahren die Deckbleche 36, 37 eine axiale Aufweitung und bilden dadurch das Gehäuse 110 zur Aufnahme der eingangs beschriebenen Ausgleichsschwungmasse 22.

Für den Fall, daß eine Kühlung der letztgenannten erforderlich erscheint, ist die zweite Schwungmasse 13 in ihrem radial inneren Bereich mit Kühlluftöffnungen 40 versehen, so daß dort eingetretene Luft über eine Luftführung 42 axial zwischen dem Deckblech 37 und der zweiten Schwungmasse 13 nach radial außen geführt wird.

Bei der Ausführung des Torsionsschwingungsdämpfers nach Fig. 3 ist der Primärflansch 2 unmittelbar zur Aufnahme der Lagerung 24 vorgesehen, die ihrerseits eine Nabenscheibe 45 trägt. Sowohl der Primärflansch 2 als auch die Nabenscheibe 45 und ein mit dem Primärflansch über Distanzbolzen 46 fest verbundenes Deckblech 112 sind jeweils mit Fenstern 38, 39 ausgebildet, die in bereits zu Fig. 4 beschriebener Weise zur Aufnahme der elastischen Elemente 7 der Dämpfungseinrichtung 8 vorgesehen sind. An der Nabenscheibe 45 ist in deren radial äußeren Bereich die zweite Schwungmasse 13 befestigt, wobei axial zwischen dieser Schwungmasse und der Nabenscheibe 45 das Gehäuse 110 angeordnet ist, das zur Aufnahme der Ausgleichsschwungmasse 22 dient. Das Gehäuse 110 ist hierbei im radialen Erstreckungsbereich der Reibfläche 15 der zweiten Schwungmasse 13 angeordnet, an der Reibungswärme entsteht. Diese wird, wie zuvor bereits erläutert, durch die als Isolator dienende Luft zwischen der Wand des Gehäuses 110 und der Ausgleichsschwungmasse 22 von der letztgenannten abgehalten.

Fig. 4 zeigt eine weitere Befestigungsvariante für das Gehäuse 110 der Ausgleichsschwungmasse 22, indem das Gehäuse 110 drehfest an der Anpreßfeder 48 der Reibungskupplung 64 aufgenommen und axial zwischen der Anpreßfeder 48 und einem Lager eines Ausrückers 50 gehalten ist.

Fig. 5 zeigt eine andere Ausführungsform des erfindungsgemäßen Torsionsschwingungsdämpfers, der lediglich eine einzelne Schwungmasse 52 aufweist. Diese weist in ihrem radial mittleren Bereich einen Raum 53 auf, in welchem das Gehäuse 110 über eine Lagerung 54 drehbar gegenüber der Schwungmasse 52 gelagert ist. Das Gehäuse 110 weist im radial inneren Bereich einen Träger 55 für einen Reibbelag 57 auf, über den das Gehäuse 110 je nach Position der Kupplungsscheibe 17 in kraftschlüssiger Verbindung zu dieser steht oder von derselben gelöst ist, das heißt, in Abhängigkeit davon, ob die Reibungskupplung 64 ein- oder ausgerückt ist. In eingerückten Zustand wird die Kupplungsscheibe 17 und hierbei insbesondere das in Fig. 8 linke Deckblech 59 derselben durch die Anpreßfeder 48 in Anlage am Reibbelag 57 des Gehäuses 110 gehalten, so daß dieses drehfest an die Kupplungsscheibe 17 und damit an die in dieser Fig. nicht gezeigte Getriebewelle angeschlossen ist. Daraus folgt, daß die Ausgleichsschwungmasse 22 während des Betriebs der Reibungskupplung mit der Getriebewelle verbunden ist, während, nachdem nach Ausrücken die kraftschlüssige Verbindung des Gehäuses 110 gegenüber der Kupplungsscheibe 17 aufgehoben wird, die Verbindung zwischen der Ausgleichsschwungmasse 22 und der Getriebewelle gelöst ist. Hintergrund hierbei ist, daß zur Schonung von Synchronisereinrichtungen im Getriebe die an der Getriebewelle

hängende Masse möglichst gering sein soll. Aufgrund des an dem Träger 55 ausgebildeten Reibbelags 57 ist demnach der Ausgleichsschwungmasse 22 eine Schaltkupplung 58 zugeordnet.

In Fig. 6 ist eine weitere Ausführungsform dargestellt, bei welcher sich an der Seite der nicht gezeigten Kurbelwelle 1 das Kupplungsgehäuse 49 der Reibungskupplung und an der Seite der Getriebewelle 20 die Schwungmasse 52 befindet. Axial zwischen der letztgenannten und der im Kupplungsgehäuse 49 abgestützten Anpreßfeder 48 ist die Druckplatte 47 angeordnet, die über die Reibbeläge 16 der Kupplungsscheibe 17 die letztgenannte bei eingerückter Reibungskupplung 64 in Anlage an der Reibfläche 15 der Schwungmasse 52 hält. Die Anpreßfeder 48 ist am radial inneren Ende durch ein Ausrückelement 130 beaufschlagbar, das seinerseits durch ein Koppellement 132, das die Getriebewelle 20 axial durchdringt und in nicht gezeigter Weise durch einen Ausrücker betätigt wird, axial verschiebbar ist. Durch den axialen Verschiebevorgang wird das Gehäuse 110 der Ausgleichsschwungmasse 22, das zwischen der Nabe 18 der Kupplungsscheibe 17 und einem Reibbelag 57 einer Schaltkupplung 58 angeordnet ist, in eingerücktem Zustand kraftschlüssig gehalten. In diesem Zustand wird durch ein Ausgleichselement 73 in Form einer Wälzlagerung dafür gesorgt, daß zwischen der Antriebs- und der Abtriebsseite des Torsionsschwingungsdämpfers eine Relativverdrehbarkeit gewährleistet ist. Zum Lösen der Reibungskupplung 64 und damit auch der Schaltkupplung 58 wird das Koppellement 132 durch eine entsprechenden Bewegung des nicht gezeigten Ausrückers aus ihrer in Fig. 12 gezeigten Lage nach links bewegt, wodurch die Druckplatte 47 die Reibbeläge 16 der Kupplungsscheibe 17 freigibt, und gleichzeitig über das Ausrückelement 130 eine Freigabe des Gehäuses 110 gegenüber der Nabe 18 und damit der Getriebewelle 20 erzeugt. Zum Wiedereinrücken beider Kupplungen 64, 58 wird das Koppellement 132 und damit das Ausrückelement 130 wieder in deren in Fig. 6 gezeigte Stellung zurückbewegt, und damit die Anpreßfeder 48 wirksam gemacht.

Patentansprüche

1. Torsionsschwingungsdämpfer mit einem antriebsseitigen Übertragungselement und einem relativ hierzu drehbaren abtriebsseitigen Übertragungselement, von denen zumindest eines Ansteuermittel für die elastischen Elemente einer Dämpfungseinrichtung aufweist, die in einer von einem der Übertragungselemente umschlossenen, vorzugsweise mit viskosem Medium zumindest teilweise befüllten Kammer angeordnet sind, wobei wenigstens einem der Übertragungselemente eine Ausgleichsschwungmasse zugeordnet ist, **dadurch gekennzeichnet**, daß die Ausgleichsschwungmasse (22) innerhalb der Kammer (28) des einen Übertragungselementes (4) angeordnet und am jeweils anderen Übertragungselement (14) befestigt ist.
2. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgleichsschwungmasse (22) radial innerhalb der elastischen Elemente (7) der Dämpfungseinrichtung (8) vorgesehen und an Ansteuermitteln (Nabenscheibe 10) des anderen Übertragungselementes (14) für diese Elemente (7) aufgenommen ist.
3. Torsionsschwingungsdämpfer mit einem antriebsseitigen Übertragungselement und einem re-

lativ hierzu drehbaren abtriebsseitigen Übertragungselement, von denen zumindest eines Ansteuerermittel für elastische Elemente einer Dämpfungseinrichtung aufweist, die in sich im wesentlichen in Umfangsrichtung erstreckenden Fenstern aufgenommen sind, die bei beiden Übertragungselementen miteinander fluchten, und mit wenigstens einer zumindest einem der Übertragungselemente zugeordneten Ausgleichsschwungmasse, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgleichsschwungmasse (22) radial außerhalb der elastischen Elemente (7) der Dämpfungseinrichtung (8) in einem Gehäuse (110) angeordnet ist, das von den mit den Fenstern (38, 39) ausgebildeten Bauteilen (Deckbleche 36, 37) eines (4) der Übertragungselemente (4, 14) umschlossen ist.

4. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 3 mit einer Nabenscheibe als Bauteil des einen Übertragungselementes und beidseits der Nabenscheibe vorgesehenen Deckblechen als Bauteilen des anderen Übertragungselementes, dadurch gekennzeichnet, daß die Deckbleche (36, 37) radial zwischen den Fenstern (38, 39) und der Ausgleichsschwungmasse (22) über eine Dichtung (44) an der Nabenscheibe (40) zur Anlage kommen, durch welche eine vorbestimmbare Anzahl von mit viskosem Medium befüllbaren Ringsegmentkammern (35) gebildet wird, in die jeweils ein Radialvorsprung (33) an der Nabenscheibe (40) mit Spiel in Umfangsrichtung eingreift.

5. Torsionsschwingungsdämpfer mit einem antriebsseitigen Übertragungselement und einem relativ hierzu drehbaren abtriebsseitigen Übertragungselement, von denen zumindest eines Ansteuerermittel für elastische Elemente einer Dämpfungseinrichtung aufweist, die in sich im wesentlichen in Umfangsrichtung erstreckenden Fenstern aufgenommen sind, die bei beiden Übertragungselementen miteinander fluchten, und mit wenigstens einer zumindest einem der Übertragungselemente zugeordneten Ausgleichsschwungmasse, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgleichsschwungmasse (22) im radialen Erstreckungsbereich der mit einem Reibbelag (16) der Kupplungsscheibe (17) in Wirkverbindung bringbaren Reibfläche (15) eines der Übertragungselemente (1, 14) aufgenommen ist.

6. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgleichsschwungmasse (22) axial zwischen einem als Lagerflansch für das abtriebsseitige Übertragungselement (14) dienenden Bauteil (Nabenscheibe 45) und der von dem Reibbelag (16) der Kupplungsscheibe (17) abgewandten Seite dieses Übertragungselementes (14) angeordnet ist.

7. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 5, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgleichsschwungmasse (22) mit einer Anpreßfeder (48) des Kupplungsgehäuses (49) drehfest verbunden und zwischen dieser und einem Ausrücker (50) axial eingespannt ist.

8. Torsionsschwingungsdämpfer mit einer Schwungmasse als antriebsseitiges Übertragungselement und einer Kupplungsscheibe als abtriebsseitiges Übertragungselement, wobei an der Schwungmasse eine Reibfläche für einen Reibbelag der Kupplungsscheibe vorgesehen ist, die in einem an der Schwungmasse vorgesehenen Kupplungsgehäuse aufgenommen und durch eine Anpreßfe-

der über eine axial relativ zur Reibfläche bewegbare, aber drehfeste Druckplatte zwischen derselben und der Reibfläche einspannbar ist, und mit einer am abtriebsseitigen Übertragungselement aufgenommenen und durch eine Schaltkupplung beim Ausrücken von der Abtriebsseite lösbaren Ausgleichsschwungmasse, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgleichsschwungmasse (22) auf der Schwungmasse (52) relativ drehbar zu dieser angeordnet und über eine Reibfläche (66) in Abhängigkeit vom Schaltzustand der Reibungskupplung (64) mit der Schaltkupplung (58) in Eingriff bringbar ist.

9. Torsionsschwingungsdämpfer nach Anspruch 8, dadurch gekennzeichnet, daß die Schaltkupplung (58) für die Ausgleichsschwungmasse (22) gegenüber der Reibungskupplung (64) über einen gemessenen am Ein- oder Ausrückweg der letztgenannten zusätzlichen Wegabschnitt eines Ausrückers (50) haltbar ist.

10. Torsionsschwingungsdämpfer mit einem antriebsseitig angeordneten Kupplungsgehäuse und einer abtriebsseitigen Schwungmasse, die eine Reibfläche für einen Reibbelag einer Kupplungsscheibe aufweist, die durch eine Anpreßfeder über eine Druckplatte, die gegenüber der Schwungmasse axial bewegbar, aber drehfest ist, gegen die Reibfläche preßbar ist, und mit einem die Getriebewelle axial durchgreifenden Ausrückelement, das sich an einem dasselbe mit der Anpreßfeder in Wirkverbindung bringbaren Koppellement in Anlage befindet, dadurch gekennzeichnet, daß die Ausgleichsschwungmasse (22) über eine mit einem Bauteil (Koppelement 130) des Kupplungsgehäuses (49) verbundene Schaltkupplung (58) mit der Getriebewelle (20) fest verbindbar ist, wobei die Schaltkupplung (58) über ein eine Relativverdrehbarkeit zwischen dem Kupplungsgehäuse (49) und der Getriebewelle (20) realisierendes Ausgleichselement (73) verfügt.

Hierzu 6 Seite(n) Zeichnungen

- Leerseite -

Fig.1

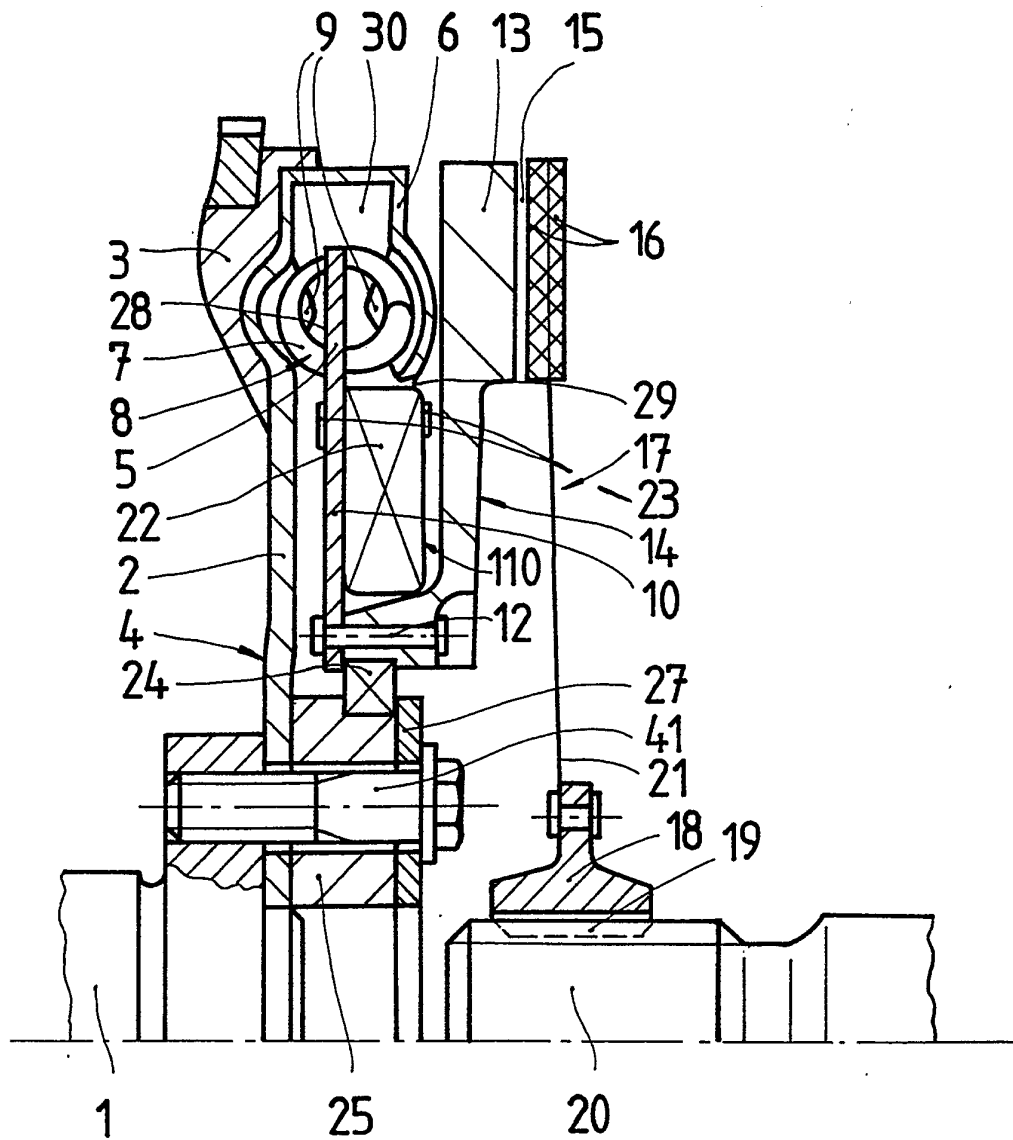


Fig.2

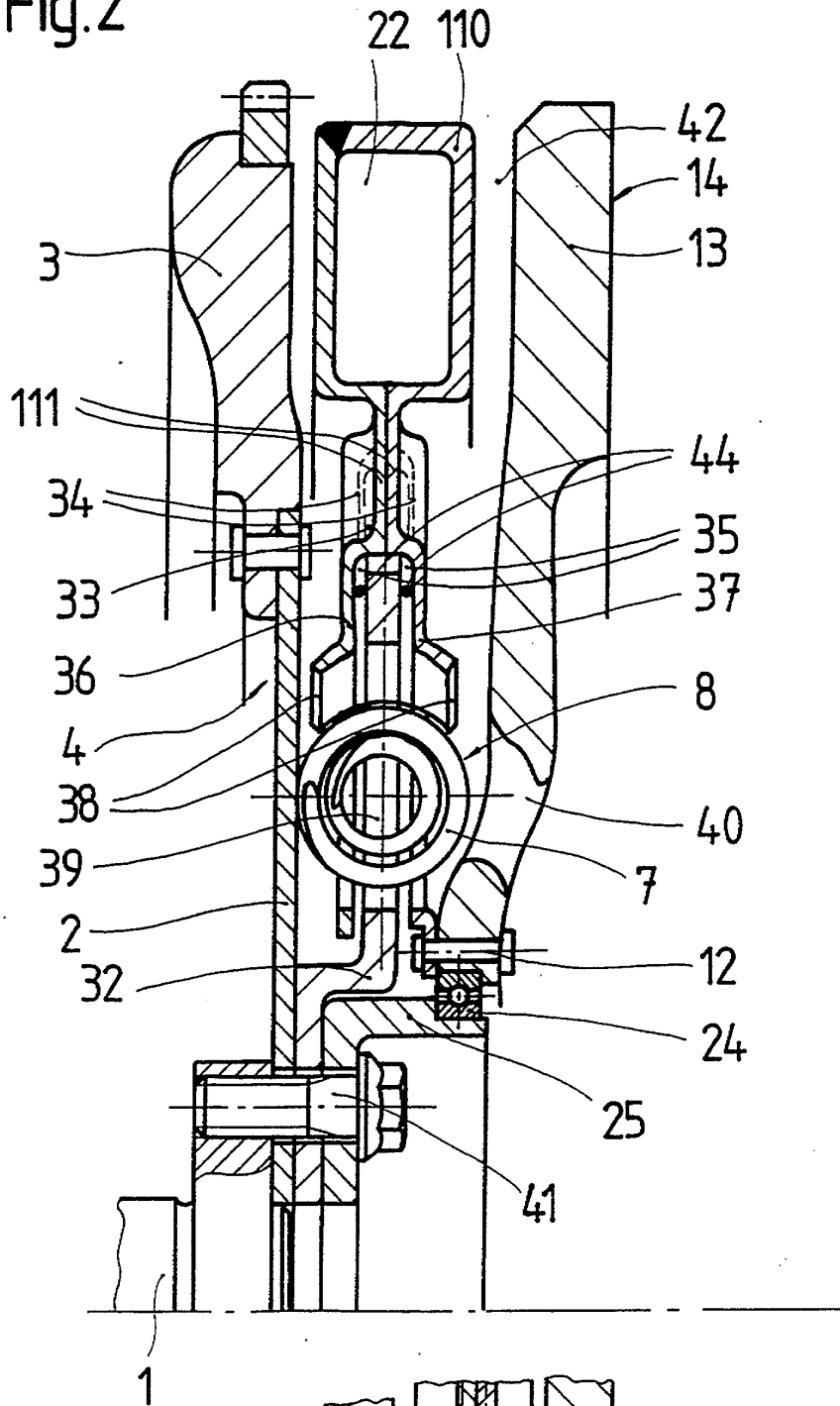
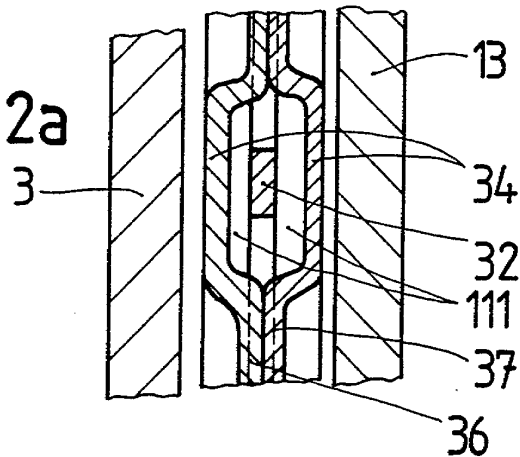
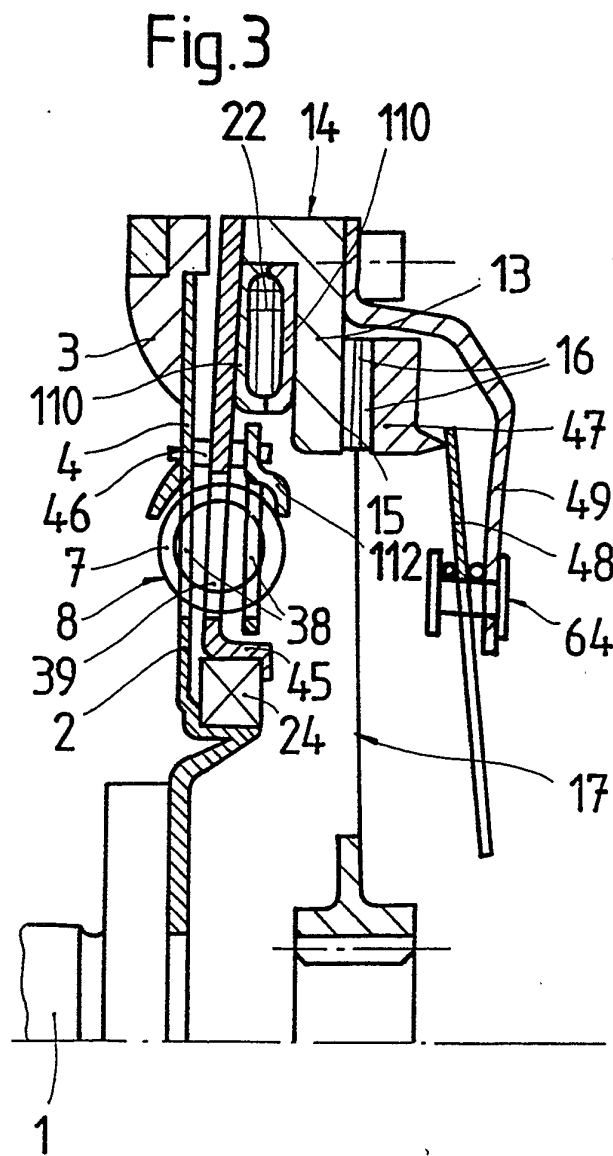
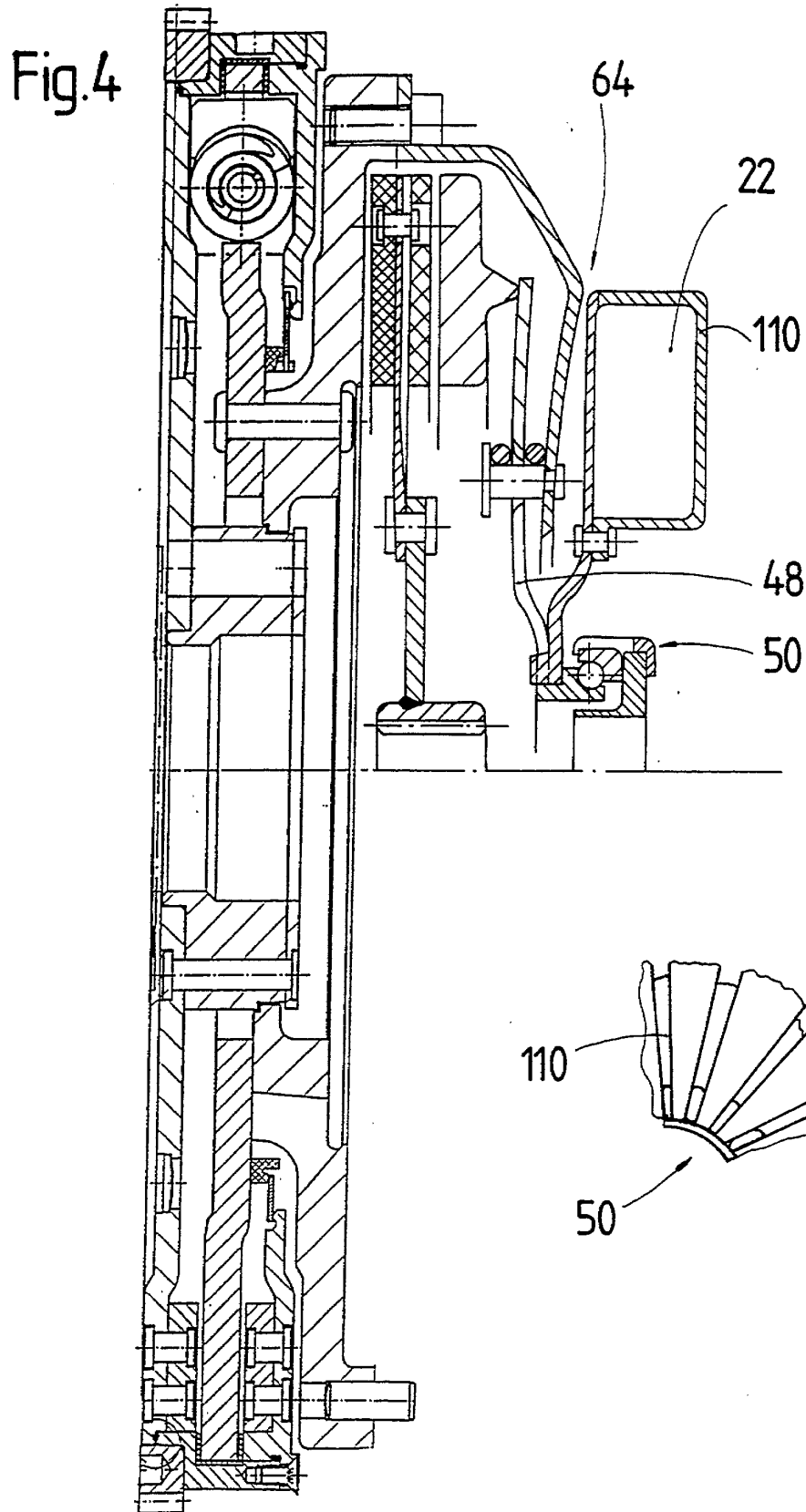
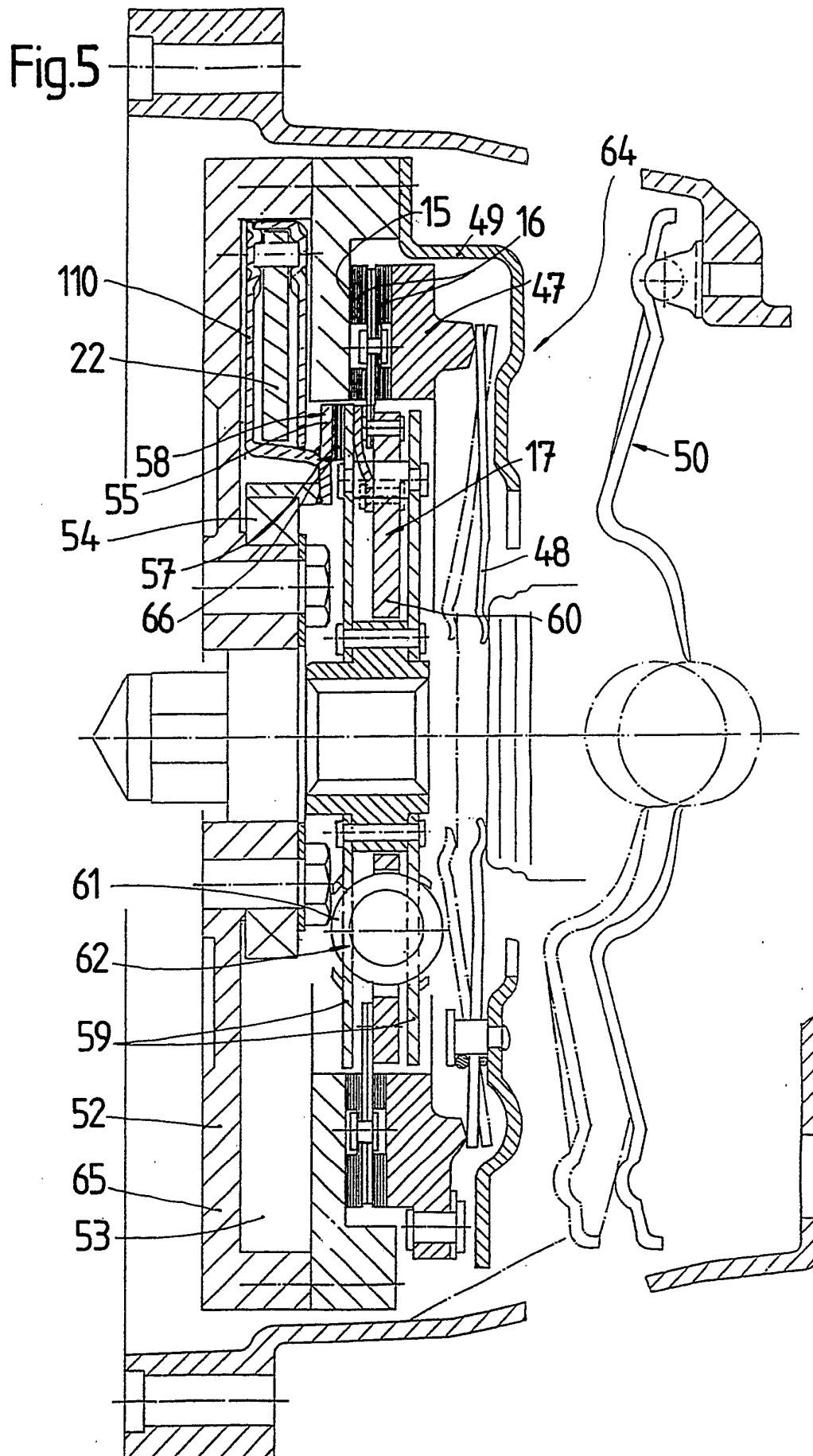


Fig.2a









702 049/512

Fig.6

