



Nicholas Hartmann
8813 N. 85th Court
Scottsdale, AZ 85258

+1 414 731-0211
nh@nhartmann.com

<http://www.nhartmann.com>

Technical and scientific translator

Certified by the American Translators Association — French > English • German > English • Italian > English



Verify at www.atanet.org/verify

Translator's Declaration

I, Nicholas Hartmann, translator, having an office at 8813 N. 85th Court, Scottsdale, Arizona, 85258, declare that I am well acquainted with the English and German languages and that to the best of my knowledge, the appended document is a complete and faithful translation of:

International patent application PCT/EP2003/007973, entitled

"Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges"

[Drive train of a motor vehicle]

All statements made herein are to my own knowledge true, and all statements made on information and belief are believed to be true; and further, these statements are 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 validity of the document.

Date: April 10, 2014

DRIVE TRAIN OF A MOTOR VEHICLE

The invention relates to the drive train of a motor vehicle, in accordance with selected features of Claim 1.

5

Known drive trains of a motor vehicle possess a drive unit that is in driving connection with two vehicle wheels via a startup element, a transmission, an output shaft of the transmission, and a final drive. The drive train is a multidimensional oscillator or continuum oscillator that is excited to torsional vibrations as a consequence of
10 fluctuating, nonlinear, or time-variable excitation resulting from the drive unit, from clutching conditions or shifting conditions, and from time-variable output drive conditions at the vehicle wheels. Further excitation mechanisms for torsional vibrations are the tooth sets of gear drive systems, a parameter excitation, and excitations as a result of the transfer behavior of universal joints in propeller shafts. In addition, when a
15 hydrodynamic torque converter and a converter lockup clutch are used, further torsional vibrations of the drive train can occur upon actuation of the converter lockup clutch. Torsional vibrations of this kind have a disadvantageous effect on the dynamics of the motor vehicle, in particular with regard to noise characteristics and/or driving comfort characteristics.

20

In order to reduce such torsional vibrations, it is known to interpose spring-damper elements in the power path of the drive train. A two-mass flywheel is used, for example, in which the spring is arranged between a primary flywheel and a secondary flywheel (before a startup clutch in the power path). The inertial torque of the transmission parts
25 is increased by the flywheels. The resonance region of the drive train is thus below the idle rotation speed of the drive unit, so that there is less transfer of rotation-speed fluctuations of the drive unit (see, for example, the documents listed in IPC class F16D003-14).

A further action for avoiding undesired torsional vibrations is the placement of a torsional damper in the region of the startup element. This is, for example, integrated into the entraining disc of a dry clutch, and/or associated on the input/output side with a hydrodynamic torque converter.

5

A further possibility for influencing torsional vibrations is represented by the use of a hydrodynamic torque converter that exhibits improved vibration behavior as a result of the hydrodynamic power transfer.

10 Also known is the use of a constantly or intermittently slipping wet or dry friction clutch in electronically controlled clutch systems. It is furthermore possible, when a hydrodynamic torque converter is used, to employ a controlled converter lockup clutch that likewise brings about an improvement in vibration behavior.

15 In particular in order to attenuate resonance phenomena, it is furthermore known to utilize a canceller in the region of the universal joint shaft (cf. DE 197 33 478 A1, DE 42 01 049, DE 199 14 871 A1, DE 196 04 160 C1, DE 42 38 683 C1). The use of a canceller in the region of a flywheel, of a two-mass flywheel, or of a clutch is known, for example, from the documents DE 100 37 680 A1, DE 199 51 577 A1, DE 197 09 092
20 C1, DE 197 09 092 C1, and DE 198 31 158 A1.

The underlying object of the present invention is to propose a drive train that is improved in terms of dynamic transfer behavior.

25 The object on which the invention is based is achieved by the features of Claim 1. The drive unit is in driving connection with one or more vehicle wheels via at least one startup element, in particular a clutch or a hydrodynamic torque converter; one or more (sub-)transmissions; at least one output shaft of the transmission which is connected, for example, to a propeller shaft; and one (or, in the case of all-wheel drive, two) final
30 drives. The drive unit can be embodied as an internal combustion engine, hybrid drive,

or starter-generator system. A vibration-capable spring-mass system is not connected in series with the drive train, but instead is located in a parallel configuration with respect to it. This has the advantage that the elasticity of the drive train is not modified by the action according to the present invention, so that direct influence on the agility of the vehicle is precluded. The spring-mass system forms a canceller (cf. in this regard Magnus, Popp: Schwingungen [Vibrations], Teubner Studienbücher Mechanik, Stuttgart, 1977). The canceller interacts with the torsional vibrations of the drive train.

According to the present invention, energy exchange with the drive train, in particular the mechanical connection between the spring-mass system and other series-connected members of the drive train, occurs between the startup element and the output shaft of the transmission. This on the one hand has the advantage that installation spaces present in any case between the startup element and the transmission output can be used, so that no (or only insignificant) increases in installation space result despite the placement according to the present invention of the canceller. In addition, according to the present invention, interference forces caused by the startup element are attenuated by the canceller on the way to the output shaft.

According to a preferable embodiment of the invention, the startup element is embodied as a hydrodynamic torque converter. In this case the damping influence of the torque converter, which is arranged in a serial configuration in the drive train, can be superimposed on the properties of the canceller. The use of the canceller in conjunction with a converter lockup clutch is advantageous because the canceller can attenuate any power pulses upon closure of the converter lockup clutch. The damping influence of the torque converter is eliminated when the converter lockup clutch is closed, so that by means of the canceller, the torsional vibrations can be influenced or reduced in targeted fashion in this working region of the hydrodynamic torque converter.

According to a refinement of the invention, a torsional damper having two torsional damper stages is placed after the startup element. The torsional damper is located in

the power path of the drive train and produces a soft, damped drive train. The embodiment of the torsional damper with two torsional damper stages connected in series allows particularly soft transfer behavior to be achieved, ensuring long travel paths. According to the present invention the spring-mass system is arranged between
5 the first torsional damper stage and the second torsional damper stage. This results in particularly good dynamic transfer behavior. The spring-mass system can moreover be integrated particularly effectively into the installation space provided for the two torsional damper stages, in particular radially between the two torsional damper stages.

10 A torsional damper is preferably placed after the startup element. In this case the spring-mass system is coupled to the drive train between the torsional damper and a transmission member of a transmission stage. This is preferably the transmission input shaft. For example, the spring-mass system is embodied in accordance with known (tubular) vibration cancelling systems.

15 In a further drive train according to the present invention, the spring-mass system possesses a damper connected in parallel or in series with respect to a spring of the spring-mass system. The transfer behavior of the drive train can be further influenced by way of the damper. The damper is any nonlinear or linear damper known per se, for
20 example a viscous damper. Alternatively, the spring and the damper can be embodied as one integral component, for example by means of a material that simultaneously possesses resilient and damping properties. Also conceivable is the use of a damper that (at least in part) possesses a dry friction, thereby making possible particularly effective damping of vibrations.

25 According to a preferable embodiment of the drive train, the spring-mass system is embodied as a torsion canceller. This embodiment represents a particularly simple implementation of the canceller, since the rotary motion of the drive train can be converted directly into the torsional vibrations of the spring-mass system. The torsional
30 oscillator executes rotational vibrations around a shaft of the transmission. This results

in a particularly compact arrangement, in particular without additional inertial forces such as those that occur, for example, with translational vibrations. In addition, large inertial torques can be achieved for torsional vibrations with small masses over large radii.

5

According to a particular embodiment of the invention, the spring-mass system is embodied as a transmission canceller. In accordance with this embodiment of the invention, the canceller is associated with a transmission member that is arranged in the power path between the transmission input shaft and the transmission output shaft.

10 For example, the spring-mass system is articulated on a gear of a gear pair, on a transmission shaft, or on a transmission member of a planet gear set. Advantageously, the already-present conversion ratio of the transmission members can be used, so that the canceller is operated at a rotation speed that is modified with respect to the rotation speed of the drive unit. At the same time, the transmission member is embodied
15 multifunctionally, thereby also ensuring a compact design.

According to a refinement of the invention, the spring-mass system possesses a variable natural frequency. This makes possible particularly effective utilization of the canceller effect over a wider frequency band.

20

The vibration behavior of the spring-mass system can preferably be influenced by way of an open- or closed-loop control system. This influence can consist, for example, in bringing the canceller on- and offline in particular operating situations. It is furthermore possible to influence the natural frequency by way of the open- or closed-loop control
25 system. A switchover of the dynamic parameters of the spring-mass system can likewise occur by way of the open- or closed-loop control system. Alternatively or additionally, the vibration behavior can be influenced by way of constant, harmonic, or stochastic interference forces in the region of the canceller.

According to a particular proposal of the invention, the spring of the spring-mass system is constituted by a steel spring. Such springs have the advantage that their mechanical properties are substantially uninfluenced by temperature, service life, and material tolerances, so that no changes in the dynamic behavior of the drive train can occur during operation or as a consequence of production inaccuracies.

Advantageous refinements are evident from the description and from the drawings. Preferred exemplifying embodiments of the drive train according to the present invention are explained in further detail below with reference to the drawings, in which:

FIG. 1 shows a mechanical equivalent model of a drive train,

FIG. 2 shows a mechanical equivalent model of a further drive train having a turbine torsional damper,

FIG. 3 shows a mechanical equivalent model of a further drive train having a turbine torsional damper and a universal joint shaft canceller,

FIG. 4 shows a mechanical equivalent model of a drive train having a transmission canceller,

FIG. 5 shows a mechanical equivalent model of a drive train having a turbine torsional damper and a canceller arranged between the transmission and turbine torsional damper,

FIG. 6 is a partial cross section of an example of a physical embodiment of a drive train having a canceller,

FIG. 7 is a partial cross section of an alternative physical embodiment of a drive train having a canceller, and

FIG. 8 shows an alternative physical embodiment of a drive train having a transmission canceller.

5 In accordance with the drive train depicted in FIG. 1, the latter possesses a startup element, in particular a wet or dry clutch or a hydrodynamic torque converter 10 (depicted here) having a pump 11 and a turbine 12; an input shaft 13; a transmission 14; a universal joint shaft 15; a rear final drive 16; and at least one driven stub shaft 17, which are arranged between a drive unit delivering a drive torque 18, and a vehicle
10 wheel 19.

Drive torque 18 is constant or variable, in particular as stipulated by a driver's input, and is overlaid by torque fluctuations over time as a consequence of irregular driving by the drive unit.

15

Hydrodynamic torque converter 10 can possess a guide wheel in addition to pump 11 and turbine 12.

Transmission 14 is embodied as any transmission, for example as a manual
20 transmission, as an automatic transmission, as a planetary gearbox, or as a transmission of countershaft design, and can be operated manually or (partly) automatically.

Rear final drive 16 is a transfer case or differential gear known per se.

25

Vehicle wheel 19 is in working engagement with road surface 20 via a frictional contact. The frictional contact constitutes a boundary condition for the oscillator chain depicted in FIG. 1.

Drive shaft 13, universal joint shaft 15, and stub shaft 17 are depicted in FIG. 1 as torsional springs, and hydrodynamic torque converter 10, transmission 14, rear final drive 16, and vehicle wheel 19 as (rigid) masses. In actuality, the resilient components 13, 15, 17 can possess a mass, and components 10, 14, 16, and 19 can possess a finite stiffness. Components 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, and 19 are arranged in the aforementioned serial configuration one behind another in the power path.

In a configuration otherwise corresponding to the drive train in accordance with FIG. 1, in the drive train depicted in FIG. 2 a turbine torsional damper 21 is interposed in a serial configuration between hydrodynamic torque converter 10 and input shaft 13.

Divergently from the drive train depicted in FIG. 2, the drive train depicted in FIG. 3 possesses a universal joint shaft canceller that is arranged in a mechanically parallel configuration with respect to the drive train and that, in the region of stub shaft 17, of rear final drive 16, or of universal joint shaft 15, performs an energy exchange or power introduction with the drive train. The universal joint shaft canceller is embodied as a spring-mass system 22. Spring-mass system 22 constitutes a vibration-capable system that possesses at least one degree of freedom. Spring-mass system 22 is embodied as a translational oscillator that engages at the circumference of an element of the drive train, or as a rotational oscillator that introduces a torque into the drive train. The spring-mass system is embodied in accordance with FIG. 3, in the simplest case, as a system having a linear or nonlinear constant or variable stiffness, and having a constant or variable mass. In supplementary fashion, the system can possess a linear or nonlinear, dry or viscous damping. The stiffness and damping of the spring-mass system can be arranged in a serial and/or parallel configuration between the drive train and the vibrating mass.

Spring-mass system 22 is preferably embodied as a rotational oscillator; mass 24 at least partly surrounds a component of the drive train and is embodied, for example, in the shape of a hollow cylinder or a segment of a hollow cylinder. Mass 24 and the

component of the drive train are interconnected via a torsional spring 23, one spring base point of torsional spring 23 being connected to the component of the drive train, in particular in the region of its outer surface, and the other spring base point of spring element 23 being connected to mass 24, in particular in the region of its inner surface.

- 5 Spring 23 is in particular an elastic intermediate material that at least partly fills up the cavity formed between mass 24 and the component of the drive train.

Divergently from the drive train depicted in FIG. 2, the drive train depicted in FIG. 4 is equipped with a spring-mass system 22 corresponding to FIG. 3; divergently from FIG. 3, spring-mass system 22 interacts with the drive train in the region of transmission 14. Coupling can occur between spring-mass system 22 and the input shaft of the transmission, the output shaft of the transmission, or any transmission element located in the power path between the input shaft and output shaft.

- 15 Divergently from the drive train depicted in FIG. 2, the drive train in FIG. 5 possesses a spring-mass system 22 that, divergently from FIG. 3, interacts with the drive train between turbine torsional damper 21 and transmission input shaft 13. For the case in which multiple turbine torsional dampers 21 are provided in a series configuration one behind another, divergently from the embodiment depicted in FIG. 5 the spring-mass system 22 can be coupled between individual turbine torsional dampers 21. Divergently, coupling of spring-mass system 22 can occur between turbine 12 and turbine torsional damper 21.

- FIG. 6 shows a drive train having a hydrodynamic torque converter 30 that is connected 25 on the input side to a crankshaft of a drive unit and on the output side, via a bushing 32 by means of an internal tooth set 33, to a transmission input shaft (not depicted in FIG. 6). A torque transfer occurs between the crankshaft and transmission input shaft by means of hydrodynamic torque converter 30, ensuring hydrodynamic slip in selected operating situations.

30

Hydrodynamic torque converter 30 possesses a pump wheel 34, a turbine wheel 35, and a guide wheel 36. Pump wheel 34 is connected nonrotatably to housing 31. Guide wheel 36 is braced, in a manner usual per se, against a freewheel 37. Inner hub 38 of freewheel 37 is connected nonrotatably, by means of an internal tooth set 39, to a shaft
5 (not depicted) arranged concentrically with the transmission input shaft. Turbine wheel 35 is connected nonrotatably to an input side 39 of a turbine torsional damper 40.

Turbine torsional damper 40 constitutes a torsional oscillator, having a rotational degree of freedom, in which the rotational stiffness is constituted by springs oriented in a
10 circumferential direction. Torsional damper 40 can furthermore possess damping properties, for example as a consequence of viscous damping elements or dry friction such as the friction between the outer surfaces of springs 41 at the input or output side of turbine torsional damper 40. On the output side, turbine torsional damper 40 is connected via a transfer element 42 to the input side of a turbine torsional damper 43.
15 Transfer element 42 is connected to the output side of turbine torsional damper 43 via springs 44, in particular multiple springs configured in series or in parallel, or springs nested inside one another. The output side is formed by a support ring 45 that is connected nonrotatably to bushing 32.

20 Turbine torsional dampers 40, 43 are preferably arranged in a plane perpendicular to the longitudinal axis of the crankshaft. The turbine torsional dampers are connected one behind another in the power path. Turbine torsional damper 43 is arranged radially internally from turbine torsional damper 40.

25 Hydrodynamic torque converter 30 furthermore possesses a converter lockup clutch 46. Connected nonrotatably to housing 31 is a plate carrier 47 in which plates 48 are received nonrotatably and axially displaceably. Converter lockup clutch 46 furthermore possesses an inner plate carrier 49 on whose outer surface plates 50 are held nonrotatably and axially displaceably. By way of a clutch actuation device 51, plates 48,
30 49 are displaceable in an axial direction in such a way that they can be clamped

between clutch actuation device 51 and a stop 52 embodied on outer plate carrier 47. Clutch actuation device 51 is constituted by a basket that can be actuated via a hydraulic means as stipulated by a control device of clutch actuation device 51. Inner plate carrier 49 is connected nonrotatably to the input side of turbine torsional damper 43 and to transfer element 42.

When converter lockup clutch 46 is open, power flows from the crankshaft via housing 31, pump wheel 34, the hydraulic medium, turbine wheel 35, input side 39, springs 41, transfer element 42, springs 44, support ring 45, and bushing 32, in the aforementioned sequence, to the transmission input shaft. When the converter lockup clutch is closed, transfer occurs via housing 31, outer plate carrier 47, outer plates 38, the frictional engagement between outer plates 48 and inner plates 50, inner plate carrier 49, springs 44, support ring 45, and bushing 32, in the aforementioned sequence, toward the transmission input shaft.

In accordance with the exemplifying embodiment depicted in FIG. 6, a spring-mass system 22 is arranged in the region of input side 39 of turbine torsional damper 40 in a parallel configuration with respect to the power path. Spring-mass system 22 possesses an elastic holding element 60 that carries a mass 61. Mass 61 executes vibrating motions with respect to input side 39 of turbine torsional damper 40.

In the embodiment according to FIG. 7, alternatively or in addition to the embodiment depicted in FIG. 6, a spring-mass system 22 is arranged in a parallel configuration with respect to support ring 45 or bushing 32. Spring-mass system 22 possesses a holding ring 70 that carries, via an elastic coupling element 71, a mass 72, in particular a hollow-cylindrical ring.

Spring-mass system 22 is preferably arranged in a cavity 73 constituted by inner plate carrier 49, support ring 45, and clutch actuation device 51 (see FIG. 7). Spring-mass system 22 can likewise be arranged in a cavity 74 constituted by the outer surface of

turbine guide wheel 35, the housing, and input side 39 of turbine torsional damper 40 (see FIG. 6).

FIG. 8 shows a torque converter 80 as well as a portion of an automatic transmission 81 located after it. In this case spring-mass system 22 is connected nonrotatably to transfer element 42 or to support ring 45. Spring-mass system 22 is arranged in a cavity 82 formed between turbine torsional damper 43 and a constriction of turbine wheel 35 in the direction of automatic transmission 81.

10 Drive torque is transferred from bushing 32 to transmission input shaft 83 of automatic transmission 81. At least one further spring-mass system 22 is arranged parallel to the power path in the interior of automatic transmission 81, in particular in cavities formed between transmission members. In accordance with the exemplifying embodiment depicted in FIG. 8, spring-mass system 22 is directly coupled nonrotatably to
15 transmission input shaft 83. Divergently, the spring-mass system can be coupled to a different transmission element, in particular one rotating at a divergent rotation speed.

The embodiments depicted can be combined arbitrarily with one another. For example, the use of several spring-mass systems 22 is possible.

20

CLAIMS

1. A drive train of a motor vehicle, having a drive unit that is in driving connection with at least one vehicle wheel (19) via at least one startup element, a
5 transmission (14), an output shaft (universal joint shaft 15) of the transmission (14), and a final drive (16),
a vibration-capable spring-mass system (22) being provided parallel to the aforesaid power path, which system interacts as a canceller with torsional vibrations of the drive train, and the energy exchange of which system with the
10 drive train occurs between the startup element and the output shaft (universal joint shaft 15) of the transmission.
2. The drive train according to Claim 1,
wherein the startup element is embodied as a hydrodynamic torque
15 converter (10).
3. The drive train according to Claim 1 or 2,
wherein a torsional damper (21), in particular having two torsional damper stages, is placed after the startup element (torque converter 10), and the spring-
20 mass system (22) is arranged between the first torsional damper stage (18) and the second torsional damper stage (19).
4. The drive train according to Claim 1 or 2,
wherein a torsional damper (21) is placed after the startup element
25 (torque converter 10), and the spring-mass system (22) is arranged between the torsional damper (21) and a transmission member of a transmission stage of the transmission (14).
5. The drive train according to one of the preceding claims,

wherein the spring-mass system (22) possesses a damper (25) connected in parallel or in series with respect to a spring (23) of the spring-mass system (22).

- 5 6. The drive train according to one of the preceding claims,
 wherein the spring-mass system (22) is embodied as a torsion canceller that
 executes rotational vibrations around a shaft of the transmission (14).
7. The drive train according to Claim 1, 2, 5, or 6,
10 wherein the spring-mass system (22) is embodied as a transmission
 canceller.
8. The drive train according to one of the preceding claims,
 wherein the mass (24) of the spring-mass system (22) is arranged with a
15 radial spacing from a shaft of the drive train.
9. The drive train according to one of the preceding claims,
 wherein the spring-mass system (22) possesses a variable natural
 frequency.
20
10. The drive train according to one of the preceding claims,
 wherein the vibration behavior of the spring-mass system (22) can be
 influenced by way of an open- or closed-loop control system.
- 25 11. The drive train according to one of the preceding claims,
 wherein the spring (23) of the spring-mass system (22) is constituted by a
 steel spring.

ABSTRACT

The invention relates to the drive train of a motor vehicle. The interposition of spring-damper elements, two-mass flywheels, or universal joint shaft cancellers in order to
5 reduce torsional vibrations of the drive train is known. The object of the invention is to propose a drive train that is improved in terms of dynamics. According to the invention a vibration-capable spring-mass system (22) is provided parallel to the drive train, which system is arranged as a canceller between the startup element (10) and the output shaft (13) of the transmission. This brings about an effective reduction in vibrations of
10 the drive train, with a space-saving design. The invention is utilized in drive trains of motor vehicles, in particular passenger cars.

(12) NACH DEM VERTRAG ÜBER DIE INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT AUF DEM GEBIET DES
PATENTWESENS (PCT) VERÖFFENTLICHTE INTERNATIONALE ANMELDUNG

(19) Weltorganisation für geistiges Eigentum
Internationales Büro



(43) Internationales Veröffentlichungsdatum
4. März 2004 (04.03.2004)

PCT

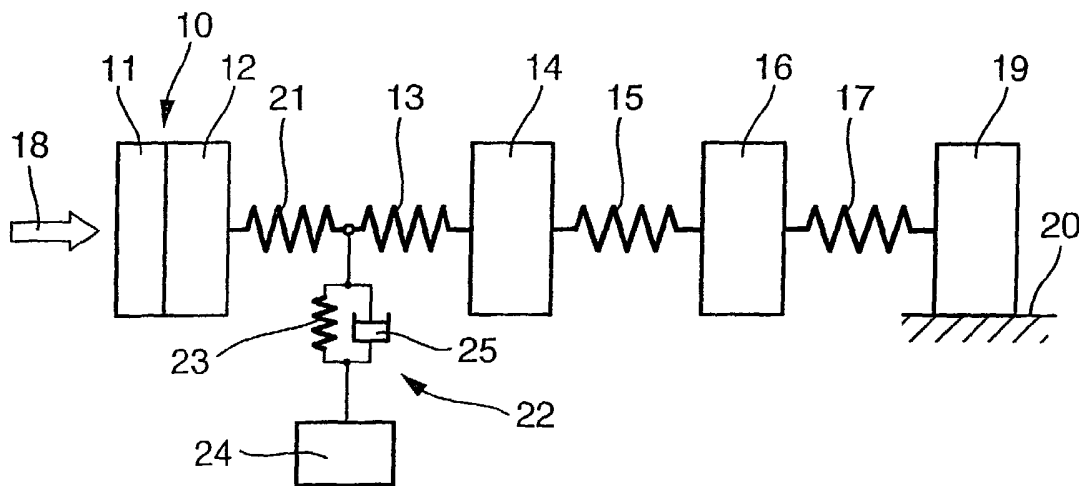
(10) Internationale Veröffentlichungsnummer
WO 2004/018897 A1

- (51) Internationale Patentklassifikation⁷: **F16F 15/14**, (71) Anmelder (für alle Bestimmungsstaaten mit Ausnahme von
B60K 17/00, F16H 45/02 US): **DAIMLERCHRYSLER AG** [DE/DE]; Epplestrasse
225, 70567 Stuttgart (DE).
- (21) Internationales Aktenzeichen: PCT/EP2003/007973 (72) Erfinder; und
(75) Erfinder/Anmelder (nur für US): **HALLER, Andreas**
[DE/DE]; Taubenheimstrasse 44, 70372 Stuttgart (DE).
KOPPITZ, Bernd [DE/DE]; Wiesenstrasse 10, 73650
Winterbach (DE). **SCHULTZ, Heinz** [DE/DE]; Wein-
bergstrasse 26, 73269 Hochdorf (DE). **WÖRNER, Günter**
[DE/DE]; Falkenstrasse 15, 71394 Kernen (DE).
- (22) Internationales Anmeldedatum:
22. Juli 2003 (22.07.2003)
- (25) Einreichungssprache: Deutsch
- (26) Veröffentlichungssprache: Deutsch
- (30) Angaben zur Priorität:
102 36 752.3 10. August 2002 (10.08.2002) DE (74) Anwälte: **KOCHER, Klaus-Peter** usw.; DaimlerChrysler
AG, Intellectual Property Management, IPM-C106, 70546
Stuttgart (DE).

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

(54) Title: DRIVE TRAIN OF A MOTOR VEHICLE

(54) Bezeichnung: ANTRIEBSSTRANG EINES KRAFTFAHRZEUGES



(57) Abstract: The invention relates to the drive train of a motor vehicle. In order to reduce torsional vibrations of the drive train, the use of spring damper elements, dual-mass flywheels or drive shaft amortizing elements is already known per se. The aim of the invention is to provide a drive train that has improved dynamics. According to the invention, a vibratable spring-mass system (22) is disposed parallel to the drive train. Said system acts as an amortizer between the starting element (10) and the output shaft (13) of the gearbox. Said compact, space-saving structure results in effective reduction of vibrations of the drive train. The invention can be used in the drive trains of motor vehicles, especially passenger cars.

(57) Zusammenfassung: Die Erfindung betrifft den Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges. Zur Reduzierung von Torsionsschwingungen des Antriebsstranges ist die Zwischenschaltung von Feder-DämpferElementen, Zweimassenschwungrädern oder Gelenkwellentilgern bekannt. Aufgabe der Erfindung ist es, einen hinsichtlich der Dynamik verbesserten Antriebsstrang vorzuschlagen. Erfindungsgemäss ist parallel zum Antriebsstrang ein schwingungsfähiges Feder-Masse-System (22) vorgesehen, welches als Tilger zwischen dem Anfahrlement

[Fortsetzung auf der nächsten Seite]

WO 2004/018897 A1



(81) **Bestimmungsstaat** (*national*): US.

(84) **Bestimmungsstaaten** (*regional*): europäisches Patent (AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IT, LU, MC, NL, PT, RO, SE, SI, SK, TR).

Zur Erklärung der Zweibuchstaben-Codes und der anderen Abkürzungen wird auf die Erklärungen ("Guidance Notes on Codes and Abbreviations") am Anfang jeder regulären Ausgabe der PCT-Gazette verwiesen.

Veröffentlicht:

— mit internationalem Recherchenbericht

(10) und der Ausgangswelle (13) des Getriebes angeordnet ist. Hierdurch wird bei platzsparender Bauweise eine wirkungsvolle Verringerung von Schwingungen des Antriebsstranges bewirkt. Die Erfindung findet Einsatz in Antriebssträngen von Kraftfahrzeugen, insbesondere Personenkraftwagen.

Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges

Die Erfindung betrifft den Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges gemäß ausgewählten Merkmalen des Patentanspruchs 1.

Bekannte Antriebsstränge eines Kraftfahrzeuges verfügen über ein Antriebsaggregat, welches über ein Anfahrerelement, ein Getriebe, eine Ausgangswelle des Getriebes und ein Achsgetriebe mit zwei Fahrzeugrädern in Antriebsverbindung stehen. Bei dem Antriebsstrang handelt es sich um einen mehrdimensionalen Schwinger bzw. einen Kontinuumsschwinger, welcher in Folge der schwankenden, nichtlinearen oder zeitveränderlichen Anregung durch das Antriebsaggregat, durch Kupplungs- oder Schaltbedingungen und durch zeitveränderliche Abtriebsbedingungen an den Fahrzeugrädern zu Torsionsschwingungen angeregt wird. Weitere Anregungsmechanismen für Torsionsschwingungen sind die Verzahnungen bei Zahnradgetrieben, eine Parametererregung sowie Anregungen infolge des Übertragungsverhaltens von Kreuzgelenken bei Kardanwellen. Darüber hinaus kann es bei dem Einsatz eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers und einer Wandlerüberbrückungskupplung bei Betätigung der Wandlerüberbrückungskupplung zu weiteren Torsionsschwingungen des Antriebsstranges kommen. Derartige Torsionsschwingungen wirken sich nachteilig auf die Dynamik des Kraftfahrzeuges aus, insbesondere hinsichtlich des Geräusch- und/oder Fahrkomfortverhaltens.

Zur Verringerung derartiger Torsionsschwingungen ist es bekannt, in den Kraftfluß des Antriebsstranges Feder-Dämpfer-Elemente zwischenzuschalten. Beispielsweise findet ein Zweimassenschwungrad Einsatz, bei dem die Feder zwischen einem Primärschwungrad und einem Sekundärschwungrad (im Kraftfluß vor einer Anfahrkupplung) angeordnet ist. Durch die Schwungräder

wird das Massenträgheitsmoment der Getriebeteile erhöht. Dadurch liegt der Resonanzbereich des Antriebsstrangs unter der Leerlaufdrehzahl des Antriebsaggregates, so dass Drehzahlschwankungen des Antriebsaggregates vermindert übertragen werden, vgl. bspw. die in der IPC-Klasse F16D003-14 angeführten Druckschriften.

Eine weitere Maßnahme zur Vermeidung der unerwünschten Torsionsschwingungen ist die Anordnung eines Torsionsdämpfers im Bereich des Anfahr-elementes. Dieser ist beispielsweise in die Mitnehmerscheibe einer Trockenkupplung integriert oder an-/abtriebsseitig einem hydrodynamischen Drehmomentwandler zugeordnet.

Eine weitere Möglichkeit zur Beeinflussung der Torsionsschwingungen stellt der Einsatz eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers dar, welcher infolge der hydrodynamischen Kraftübertragung ein verbessertes Schwingungsverhalten aufweist.

Des weiteren ist der Einsatz einer permanent oder intermittierend schlupfenden nassen oder trockenen Reibkupplung bei elektronisch kontrollierten Kupplungssystemen bekannt. Darüber hinaus ist es bei dem Einsatz eines hydrodynamischen Drehmomentwandlers möglich, eine gesteuerte Wandlerüberbrückungskupplung einzusetzen, welche ebenfalls eine Verbesserung des Schwingungsverhaltens herbeiführt.

Insbesondere zur Schwächung von Resonanzerscheinungen ist es des weiteren bekannt, im Bereich der Gelenkwelle einen Tilger einzusetzen, vergleiche DE 197 33 478 A1, DE 42 01 049, DE 199 14 871 A1, DE 196 04 160 C1, DE 42 38 683 C1. Der Einsatz eines Tilgers im Bereich eines Schwungrades, eines Zweimassenschwungrades oder einer Kupplung ist beispielsweise aus den Druckschriften DE 100 37 680 A1, DE 199 51 577 A1, DE 197 09 092 C1, DE 197 09 092 C1 und DE 198 31 158 A1 bekannt.

Der vorliegenden Erfindung liegt die Aufgabe zugrunde, einen hinsichtlich des dynamischen Übertragungsverhaltens verbesserten Antriebsstrang vorzuschlagen.

Die der Erfindung zugrundeliegende Aufgabe wird durch die Merkmale des Patentanspruchs 1 gelöst. Das Antriebsaggregat steht über mindestens ein Anfahrerelement, insbesondere eine Kupplung oder einen hydrodynamischer Drehmomentwandler, ein oder mehrere (Teil-) Getriebe, mindestens eine Ausgangswelle des Getriebes, welche beispielsweise mit einer Kardanwelle verbunden ist, und ein bzw. im Falle eines Allradantriebes zwei Achsgetriebe mit einem oder mehreren Fahrzeugrädern in Antriebsverbindung. Das Antriebsaggregat kann als Brennkraftmaschine, Hybridantrieb oder Starter-Generator-System ausgebildet sein. Ein schwingungsfähiges Feder-Masse-System ist nicht in Reihe mit dem Antriebsstrang verbunden, sondern befindet sich in Parallelschaltung zu diesem. Dies hat den Vorteil, dass die Elastizität des Antriebsstranges durch die erfindungsgemäße Maßnahme nicht verändert wird, so dass eine unmittelbare Beeinflussung der Agilität des Fahrzeuges ausgeschlossen ist. Das Feder-Masse-System bildet einen Tilger, vgl. hierzu bspw. Magnus, Popp: Schwingungen, Teubner Studienbücher Mechanik, Stuttgart, 1997. Der Tilger steht in Wechselwirkung mit den Torsionsschwingungen des Antriebsstranges.

Erfindungsgemäß erfolgt der Energieaustausch mit dem Antriebsstrang, insbesondere die mechanische Verbindung zwischen Feder-Masse-System und anderen in Reihe geschalteten Organen des Antriebsstranges, zwischen dem Anfahrerelement und der Ausgangswelle des Getriebes. Dies hat einerseits den Vorteil, dass ohnehin vorhandene Bauräume zwischen dem Anfahrerelement und dem Getriebeausgang genutzt werden können, so dass sich trotz der erfindungsgemäßen Anordnung des Tilgers keine oder unwesentliche Bauraumvergrößerungen ergeben. Des weiteren werden erfindungsgemäß durch das Anfahrerelement

verursachte Störkräfte auf dem Weg zur Ausgangswelle durch den Tilger abgeschwächt.

Entsprechend einer vorzugsweisen Ausgestaltung der Erfindung ist das Anfahrerelement als hydrodynamischer Drehmomentwandler ausgebildet. In diesem Fall kann der dämpfende Einfluß des Drehmomentwandlers, welcher in Reihenschaltung im Antriebsstrang angeordnet ist, mit den Eigenschaften des Tilgers überlagert werden. Vorteilhaft ist der Einsatz des Tilgers in Verbindung mit einer Wandlerüberbrückungskupplung, da der Tilger etwaige Kraftstöße beim Schließen der Wandlerüberbrückungskupplung abschwächen kann. Bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung fällt der dämpfende Einfluß des Drehmomentwandlers weg, so dass mittels des Tilgers in diesem Arbeitsbereich des hydrodynamischen Drehmomentwandlers gezielt eine Beeinflussung bzw. Reduzierung der Torsionsschwingungen erfolgen kann.

Gemäß einer Weiterbildung der Erfindung ist dem Anfahrerelement ein Torsionsdämpfer mit zwei Torsionsdämpferstufen nachgeschaltet. Der Torsionsdämpfer befindet sich im Kraftfluß des Antriebsstranges und bewirkt einen weichen, gedämpften Antriebsstrang. Durch die Ausbildung des Torsionsdämpfers mit zwei in Reihe geschalteten Torsionsdämpferstufen kann ein besonders weiches Übertragungsverhalten unter Gewährleistung großer Wege realisiert werden. Erfindungsgemäß ist das Feder-Masse-System zwischen der ersten Torsionsdämpferstufe und der zweiten Torsionsdämpferstufe angeordnet. Hierdurch ergibt sich ein besonders gutes dynamisches Übertragungsverhalten. Des weiteren kann das Feder-Masse-System besonders gut in den für die zwei Torsionsdämpferstufen vorgesehenen Bauraum, insbesondere radial zwischen den beiden Torsionsdämpferstufen, integriert werden.

Vorzugsweise ist dem Anfahrerelement ein Torsionsdämpfer nachgeschaltet. In diesem Fall ist das Feder-Masse-System zwischen dem Torsionsdämpfer und einem Getriebeglied einer

Getriebestufe an den Antriebsstrang angekoppelt. Vorzugsweise handelt es sich hierbei um die Getriebeeingangswelle. Beispielsweise ist das Feder-Masse-System entsprechend bekannten (rohrförmigen) Schwingungstilgersystemen ausgebildet.

Bei einem weiteren erfindungsgemäßen Antriebsstrang verfügt das Feder-Masse-System über einen parallel oder in Reihe zu einer Feder des Feder-Masse-Systems geschalteten Dämpfer. Über den Dämpfer kann das Übertragungsverhalten des Antriebsstrangs weiter beeinflußt werden. Bei dem Dämpfer handelt es sich um einen an sich bekannten, beliebigen nichtlinearen oder linearen Dämpfer, beispielsweise einen viskosen Dämpfer. Alternativ kann die Feder und der Dämpfer als ein integrales Bauteil ausgebildet sein, beispielsweise mittels eines Materiales, welches zugleich über federnde und dämpfende Eigenschaften verfügt. Denkbar ist ebenfalls der Einsatz eines Dämpfers, welcher (zumindest teilweise) über eine trockene Reibung verfügt, wodurch eine besonders wirkungsvolle Bedämpfung der Schwingungen möglich ist.

Nach einer vorzugsweisen Ausgestaltung des Antriebsstranges ist das Feder-Masse-System als Torsionsschwinger ausgebildet. Diese Ausgestaltung stellt eine besonders einfache Umsetzung des Tilgers dar, da die Drehbewegung des Antriebsstranges unmittelbar in die Torsionsschwingungen des Feder-Masse-Systems umgesetzt werden kann. Der Torsionsschwinger führt Dreh-schwingungen um eine Welle des Getriebes aus. Hierdurch ergibt sich eine besonders kompakte Anordnung, insbesondere ohne zusätzliche Massenkräfte wie sie beispielsweise bei translatorischen Schwingungen auftreten. Weiterhin sind für Torsionsschwingungen mit kleinen Massen über große Radien große Massenträgheitsmomente erzielbar.

Nach einer besonderen Ausführungsform der Erfindung ist das Feder-Masse-System als Getriebetilger ausgebildet. Entsprechend dieser Ausgestaltung der Erfindung ist der Tilger einem Getriebeglied, welches zwischen der Getriebeeingangswelle und

der Getriebeausgangswelle im Kraftfluß angeordnet ist, zugeordnet. Beispielsweise ist das Feder-Masse-System an einem Zahnrad eines Zahnradpaares, einer Getriebewelle oder einem Getriebeglied eines Planetensatzes angelenkt. Hierbei kann in vorteilhafter Weise die ohnehin vorhandene Übersetzung der Getriebeglieder verwendet werden, so dass der Tilger mit einer gegenüber der Drehzahl des Antriebsaggregates veränderten Drehzahl betrieben wird. Gleichzeitig ist das Getriebeglied multifunktional ausgebildet, wodurch auch eine kompakte Bauweise gewährleistet ist.

Nach einer Weiterbildung der Erfindung verfügt das Feder-Masse-System über eine veränderliche Eigenfrequenz. Auf diese Weise ist eine besonders effektive Nutzung des Tilgereffektes in einem breiteren Frequenzband ermöglicht.

Vorzugsweise ist das Schwingungsverhalten des Feder-Masse-Systems über eine Steuerung oder Regelung beeinflussbar. Diese Beeinflussung kann beispielsweise in einer Zu- und Abschaltung des Tilgers in besonderen Betriebssituationen bestehen. Weiterhin ist die Beeinflussung der Eigenfrequenz über die Steuerung oder Regelung möglich. Ebenfalls kann über die Steuerung oder Regelung eine Umschaltung der dynamischen Kenngrößen des Feder-Masse-Systems erfolgen. Alternativ oder zusätzlich kann das Schwingungsverhalten über konstante, harmonische oder stochastische Störkräfte im Bereich des Tilgers beeinflusst werden.

Entsprechend einem besonderen Vorschlag der Erfindung ist die Feder des Feder-Masse-Systems mit einer Stahlfeder gebildet. Derartige Federn haben den Vorteil, dass deren mechanische Eigenschaften von der Temperatur, der Lebensdauer und Materialtoleranzen im wesentlichen unbeeinflusst sind, so dass sich keine Änderungen des dynamischen Verhaltens des Antriebsstranges im Betrieb oder infolge von Ungenauigkeiten der Fertigung ergeben können.

Vorteilhafte Weiterbildungen ergeben sich aus der Beschreibung und den Zeichnungen. Bevorzugte Ausführungsbeispiele des erfindungsgemäßen Antriebsstranges werden nachfolgend anhand der Zeichnung näher erläutert. Die Zeichnung zeigt:

- Fig. 1 ein mechanisches Ersatzmodell eines Antriebsstranges,
- Fig. 2 ein mechanisches Ersatzmodell eines weiteren Antriebsstranges mit einem Turbinentorsionsdämpfer,
- Fig. 3 ein mechanisches Ersatzmodell eines weiteren Antriebsstranges mit einem Turbinentorsionsdämpfer und einem Gelenkwellentilger,
- Fig. 4 ein mechanisches Ersatzmodell eines Antriebsstranges mit einem Getriebetilger,
- Fig. 5 ein mechanisches Ersatzmodell eines Antriebsstranges mit einem Turbinentorsionsdämpfer und einem zwischen Getriebe und Turbinentorsionsdämpfer angeordneten Tilger,
- Fig. 6 eine beispielhafte konstruktive Ausgestaltung eines Antriebsstranges mit Tilger in einem Teilquerschnitt,
- Fig. 7 eine alternative konstruktive Ausgestaltung eines Antriebsstranges mit Tilger im Teilquerschnitt und
- Fig. 8 eine alternative konstruktive Ausgestaltung eines Antriebsstranges mit einem Getriebetilger.

Gemäß dem in Fig. 1 dargestellten Antriebsstrang verfügt dieser über ein Anfaehrelement, insbesondere eine nasse oder trockene Kupplung oder einen hier dargestellten hydrodynamischen Drehmomentwandler 10 mit einer Pumpe 11 und einer Turbine 12, eine Eingangswelle 13, ein Getriebe 14, eine Gelenkwelle 15,

ein Hinterachsgetriebe 16 und mindestens eine angetriebene Seitenwelle 17, welche zwischen einem ein Antriebsmoment 18 abgebenden Antriebsaggregat und einem Fahrzeugrad 19 angeordnet sind.

Das Antriebsmoment 18 ist konstant oder veränderlich, insbesondere nach Maßgabe eines Fahrzeugwunsches, und überlagert von zeitlichen Momentenschwankungen in Folge eines ungleichförmigen Antriebes durch das Antriebsaggregat.

Der hydrodynamische Drehmomentwandler 10 kann zusätzlich zu der Pumpe 11 und der Turbine 12 über ein Leitrad verfügen.

Das Getriebe 14 ist als beliebiges Getriebe ausgebildet, beispielsweise als Schaltgetriebe, als Automatikgetriebe, als Planetengetriebe oder als Getriebe in Vorgelegebauart, und kann manuell oder (teil-) automatisiert betrieben werden.

Bei dem Hinterachsgetriebe 16 handelt es sich um ein an sich bekanntes Verteilergetriebe oder Differentialgetriebe.

Das Fahrzeugrad 19 steht über einen Reibkontakt mit der Fahrbahn 20 in Wirkverbindung. Der Reibkontakt bildet eine Randbedingung für die in Fig. 1 dargestellte Schwingerkette.

Die Antriebswelle 13, die Gelenkwelle 15 und die Seitenwelle 17 sind in Fig. 1 als Torsionsfedern dargestellt und der hydrodynamische Drehmomentwandler 10, das Getriebe 14, das Hinterachsgetriebe 16 und das Fahrzeugrad 19 als (starre) Massen. Tatsächlich können die federnden Bauteile 13, 15, 17 über eine Masse verfügen und die Bauteile 10, 14, 16 und 19 über eine endliche Steifigkeit. Die Bauteile 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17 und 19 sind in der vorgenannten Reihenschaltung im Kraftfluß hintereinander angeordnet.

Bei im übrigen dem Antriebsstrang gemäß Fig. 1 entsprechender Gestaltung ist bei dem in Fig. 2 dargestellten Antriebsstrang

zwischen dem hydrodynamischen Drehmomentwandler 10 und der Eingangswelle 13 ein Turbinentorsionsdämpfer 21 in Reihenschaltung zwischengeschaltet.

Der in Fig. 3 dargestellte Antriebsstrang verfügt abweichend zu dem in Fig. 2 dargestellten Antriebsstrang über einen Gelenkwellentilger, welcher in mechanischer Parallelschaltung zu dem Antriebsstrang angeordnet ist und welcher im Bereich der Seitenwelle 17, des Hinterachsgetriebes 16 oder der Gelenkwelle 15 einen Energieaustausch bzw. eine Krafteinleitung mit dem Antriebsstrang ausführt. Der Gelenkwellentilger ist als Feder-Masse-System 22 ausgebildet. Das Feder-Masse-System 22 bildet ein schwingungsfähiges System, welches über mindestens einen Freiheitsgrad verfügt. Das Feder-Masse-System 22 ist als translatorischer Schwinger, welcher an dem Umfang eines Elementes des Antriebsstranges angreift, oder aber als rotatorischer Schwinger, welcher ein Moment in den Antriebsstrang einleitet, ausgebildet. Das Feder-Masse-System ist gemäß Fig. 3 im einfachsten Fall als System mit einer linearen oder nicht linearen konstanten oder veränderlichen Steifigkeit sowie mit einer konstanten oder veränderlichen Masse ausgebildet. Ergänzend kann das System über eine lineare oder nichtlineare, trockene oder viskose Dämpfung verfügen. Die Steifigkeit und die Dämpfung des Feder-Masse-Systems können in Reihenschaltung und/oder Parallelschaltung zwischen dem Antriebsstrang und der schwingenden Masse angeordnet sein.

Vorzugsweise ist das Feder-Masse-System 22 als Rotationschwinger ausgebildet, wobei die Masse 24 ein Bauelement des Antriebsstranges mindestens teilweise umgibt und beispielsweise hohlzylinderförmig oder hohlzylinder-segmentförmig ausgebildet ist. Das Bauelement des Antriebsstranges und die Masse 24 sind über eine Torsionsfeder 23 miteinander verbunden, wobei ein Federfußpunkt der Torsionsfeder 23 mit dem Bauelement des Antriebsstranges, insbesondere im Bereich von dessen Außenfläche, verbunden ist und der andere Federfußpunkt des Federelementes 23 mit der Masse 24, insbesondere im Bereich von

deren Innenfläche, verbunden ist. Bei der Feder 23 handelt es sich insbesondere um ein elastisches Zwischenmaterial, welches den zwischen der Masse 24 und dem Bauteil des Antriebsstranges gebildeten Zwischenraum zumindest teilweise ausfüllt.

Der in Fig. 4 dargestellte Antriebsstrang ist abweichend von dem in Fig. 2 dargestellten Antriebsstrang mit einem Feder-Masse-System 22 entsprechend Fig. 3 ausgestattet, wobei abweichend zur Fig. 3 das Feder-Masse-System 22 im Bereich des Getriebes 14 mit dem Antriebsstrang in Wechselwirkung steht. Hierbei kann die Kopplung zwischen dem Feder-Masse-System 22 an der Eingangswelle des Getriebes, der Ausgangswelle des Getriebes oder einem beliebigen zwischen der Eingangswelle und der Ausgangswelle im Kraftfluß liegenden Getriebeelement erfolgen.

Der in Fig. 5 dargestellte Antriebsstrang verfügt abweichend zu dem in Fig. 2 dargestellten Antriebsstrang über ein Feder-Masse-System 22, welches abweichend von Fig. 3 zwischen dem Turbinentorsionsdämpfer 21 und der Getriebeeingangswelle 13 in Wechselwirkung mit dem Antriebsstrang steht. Für den Fall, dass mehrere Turbinentorsionsdämpfer 21 in Reihenschaltung hintereinander vorgesehen sind, kann abweichend von der in Fig. 5 dargestellten Ausführungsform die Kopplung des Feder-Masse-Systems 22 zwischen einzelnen Turbinentorsionsdämpfern 21 erfolgen. Abweichend kann eine Kopplung des Feder-Masse-Systems 22 zwischen der Turbine 12 und dem Turbinentorsionsdämpfer 21 erfolgen.

Fig. 6 zeigt einen Antriebsstrang mit einem hydrodynamischen Drehmomentwandler 30, der eingangsseitig mit einer Kurbelwelle eines Antriebsaggregates und der ausgangsseitig über eine Buchse 32 mittels einer Innenverzahnung 33 mit einer in Fig. 6 nicht dargestellten Getriebeeingangswelle verbunden ist. Mittels des hydrodynamischen Drehmomentwandlers 30 erfolgt eine Drehmomentübertragung zwischen Kurbelwelle und Getriebeeingangswelle unter Gewährleistung eines hydrodynamischen

Schlupfes in ausgewählten Betriebssituationen.

Der hydrodynamische Drehmomentwandler 30 verfügt über ein Pumpenrad 34, ein Turbinenrad 35 sowie ein Leitrad 36. Das Pumpenrad 34 ist drehfest mit dem Gehäuse 31 verbunden. Das Leitrad 36 stützt sich in an sich üblicher Weise an einem Freilauf 37 ab. Die innere Nabe 38 des Freilaufes 37 ist mittels einer Innenverzahnung 39 drehfest mit einer konzentrisch zur Getriebeeingangswelle angeordneten, nicht dargestellten Welle verbunden. Das Turbinenrad 35 ist drehfest mit einer Eingangsseite 39 eines Turbinen-torsionsdämpfers 40 verbunden.

Der Turbinentorsionsdämpfer 40 bildet einen Torsionsschwinger mit einem Drehfreiheitsgrad, bei welchem die Drehsteifigkeit mittels in Umfangsrichtung orientierten Federn gebildet ist. Der Torsionsdämpfer 40 kann weiterhin über dämpfende Eigenschaften verfügen, beispielsweise in Folge viskoser Dämpfungselemente oder trockener Reibung wie der Reibung zwischen den Außen-flächen der Federn 41 an der Eingangs- oder Ausgangsseite des Turbinentorsionsdämpfers 40. Ausgangsseitig ist der Turbinentorsionsdämpfer 40 über ein Übertragungselement 42 mit der Eingangsseite eines Turbinentorsionsdämpfer 43 verbunden. Über Federn 44, insbesondere mehrere in Reihe oder parallel geschaltete Federn oder ineinander geschachtelte Federn, ist das Übertragungselement 42 mit der Ausgangsseite des Turbinen-torsionsdämpfers 43 verbunden. Die Ausgangsseite ist mit einem Stützring 45 gebildet, welcher drehfest mit der Buchse 32 verbunden ist.

Die Turbinentorsionsdämpfer 40,43 sind vorzugsweise in einer Ebene quer zur Längsachse der Kurbelwelle angeordnet. Die Turbinentorsionsdämpfer sind im Kraftfluß hintereinandergeschaltet. Der Turbinentorsionsdämpfer 43 ist radial innenliegend vom Turbinentorsionsdämpfer 40 angeordnet.

Des weiteren verfügt der hydrodynamische Drehmomentwandler 30 über eine Wandlerüberbrückungskupplung 46. Drehfest mit dem

Gehäuse 31 verbunden ist ein Lamellenträger 47, in welchem Lamellen 48 drehfest und axial verschieblich aufgenommen sind. Weiterhin verfügt die Wandlerüberbrückungskupplung 46 über einen inneren Lamellenträger 49, an dessen Außenfläche drehfest und axial verschieblich Lamellen 50 gehalten sind. Über eine Kupplungsbetätigungseinrichtung 51 sind die Lamellen 48, 49 in axialer Richtung derart verschiebbar, dass diese zwischen der Kupplungsbetätigungseinrichtung 51 und einem am äußeren Lamellenträger 47 ausgebildeten Anschlag 52 verspannbar sind. Die Kupplungsbetätigungseinrichtung 51 ist gebildet mit einem Kolben, welcher über ein Hydraulikmittel nach Maßgabe einer Steuereinrichtung der Kupplungsbetätigungseinrichtung 51 betätigbar ist. Der innere Lamellenträger 49 ist drehfest mit der Eingangsseite des Turbinentorsionsdämpfers 43 bzw. dem Übertragungselement 42 verbunden.

Bei geöffneter Wandlerüberbrückungskupplung 46 erfolgt der Kraftfluss von der Kurbelwelle über das Gehäuse 31, das Puppenrad 34, das Hydraulikmedium, das Turbinenrad 35, die Eingangsseite 39, die Federn 41, das Übertragungselement 42, die Federn 44, den Stützring 45 und die Buchse 32 in der vorgenannten Reihenfolge auf die Getriebeeingangswelle. Bei geschlossener Wandlerüberbrückungskupplung erfolgt die Übertragung über das Gehäuse 31, den äußeren Lamellenträger 47, die äußeren Lamellen 38, den Reibschluß zwischen äußeren Lamellen 48 und inneren Lamellen 50, den inneren Lamellenträger 49, die Federn 44, den Stützring 45 und die Buchse 32 in der vorgenannten Reihenfolge in Richtung der Getriebeeingangswelle.

Gemäß dem in Fig. 6 dargestellten Ausführungsbeispiel ist im Bereich der Eingangsseite 39 des Turbinentorsionsdämpfers 40 ein Feder-Masse-System 22 in Parallelschaltung zum Kraftfluß angeordnet. Das Feder-Masse-System 22 verfügt über ein elastisches Halteelement 60, welches eine Masse 61 trägt. Die Masse 61 führt schwingende Bewegungen gegenüber der Eingangsseite 39 des Turbinentorsionsdämpfers 40 aus.

Bei der Ausgestaltung gemäß Fig. 7 ist alternativ oder zusätzlich zu der in Fig. 6 dargestellten Ausführungsform ein Feder-Masse-System 22 in Parallelschaltung zum Stützring 45 bzw. zur Buchse 32 angeordnet. Das Feder-Masse-System 22 verfügt über einen Haltering 70, welcher über ein elastisches Koppellement 71 eine Masse 72 trägt, insbesondere einen hohlzylinderförmigen Ring.

Das Feder-Masse-System 22 ist vorzugsweise in einem mit dem inneren Lamellenträger 49, dem Stützring 45 und der Kupplungsbetätigungseinrichtung 51 gebildeten Zwischenraum 73 angeordnet (vgl. Fig. 7). Das Feder-Masse-System 22 kann ebenfalls in einem mit der Außenfläche des Turbinenleitrades 35, dem Gehäuse und der Eingangsseite 39 des Turbinen-torsionsdämpfers 40 gebildeten Zwischenraum 74 angeordnet sein (vgl. Fig. 6).

Fig. 8 zeigt einen Drehmomentwandler 80 sowie einen Teil eines diesem nachgeordneten Automatikgetriebes 81. Das Feder-Masse-System 22 ist in diesem Fall drehfest mit dem Übertragungselement 42 oder aber dem Stützring 45 verbunden. Das Feder-Masse-System 22 ist in einem zwischen dem Turbinentorsionsdämpfer 43 und einer Einschnürung des Turbinenrades 35 in Richtung des Automatikgetriebes 81 gebildeten Zwischenraum 82 angeordnet.

Von der Buchse 32 wird das Antriebsmoment auf die Getriebeeingangswelle 83 des Automatikgetriebes 81 übertragen. Im Inneren des Automatikgetriebes 81, insbesondere in zwischen Getriebeorganen gebildeten Zwischenräumen, ist mindestens ein weiteres Feder-Masse-System 22 parallel zum Kraftfluß angeordnet. Gemäß dem in Fig. 8 dargestellten Ausführungsbeispiel ist das Feder-Masse-System 22 drehfest an die Getriebeeingangswelle 83 unmittelbar angekoppelt. Abweichend kann das Feder-Masse-System an ein anderes, insbesondere mit abweichender Drehzahl umlaufendes Getriebeelement angekoppelt sein.

Die dargestellten Ausführungsformen können beliebig miteinander kombiniert werden. Beispielsweise ist der Einsatz mehrerer Feder-Masse-Systeme 22 möglich.

Patentansprüche

1. Antriebsstrang eines Kraftfahrzeuges mit einem Antriebsaggregat , welches über mindestens ein Anfahrerelement, ein Getriebe (14), eine Ausgangswelle (Gelenkwelle 15) des Getriebes (14) und ein Achsgetriebe (16) mit mindestens einem Fahrzeugrad (19) in Antriebsverbindung steht, wobei parallel zum vorgenannten Kraftfluss ein schwingungsfähiges Feder-Masse-System (22) vorgesehen ist, welches als Tilger mit Torsionsschwingungen des Antriebsstranges in Wechselwirkung steht und dessen Energieaustausch mit dem Antriebsstrang zwischen dem Anfahrerelement und der Ausgangswelle (Gelenkwelle 15) des Getriebes erfolgt.

2. Antriebsstrang nach Anspruch 1,
dadurch gekennzeichnet, dass
das Anfahrerelement als hydrodynamischer Drehmomentwandler (10) ausgebildet ist.

3. Antriebsstrang nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, dass
dem Anfahrerelement (Drehmomentwandler 10) ein Torsionsdämpfer (21), insbesondere mit zwei Torsionsdämpferstufen, nachgeschaltet ist und das Feder-Masse-System (22) zwischen der ersten Torsionsdämpferstufe (18) und der zweiten Torsionsdämpferstufe (19) angeordnet ist.

4. Antriebsstrang nach Anspruch 1 oder 2,
dadurch gekennzeichnet, dass
dem Anfahrerelement (Drehmomentwandler 10) ein Torsionsdämpfer (21) nachgeschaltet ist und das Feder-Masse-System (22) zwischen dem Torsionsdämpfer (21) und einem Getriebeglied einer Getriebestufe des Getriebes (14) angeordnet ist.

5. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Feder-Masse-System (22) über einen parallel oder in Reihe zu einer Feder (23) des Feder-Masse-Systems (22) geschalteten Dämpfer (25) verfügt.

6. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Feder-Masse-System (22) als Torsionsschwinger ausgebildet ist, welcher Drehschwingungen um eine Welle des Getriebes (14) ausführt.

7. Antriebsstrang nach Anspruch 1, 2, 5 oder 6, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Feder-Masse-System (22) als Getriebetilger ausgebildet ist.

8. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Masse (24) des Feder-Masse-Systems (22) radial beabstandet von einer Welle des Antriebsstranges angeordnet ist.

9. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Feder-Masse-System (22) über eine veränderliche Eigenfrequenz verfügt.

10. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** das Schwingungsverhalten des Feder-Masse-Systems (22) über eine Steuerung oder Regelung beeinflussbar ist.

11. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Feder (23) des Feder-Masse-Systems (22) mit einer Stahlfeder gebildet ist.

1/5

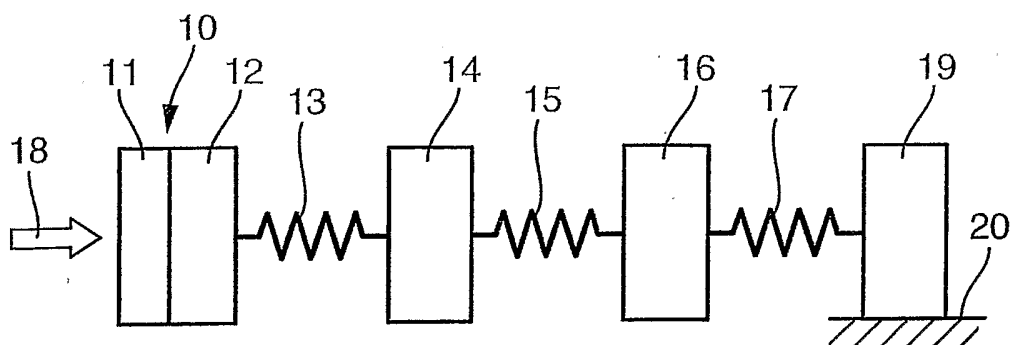


Fig. 1

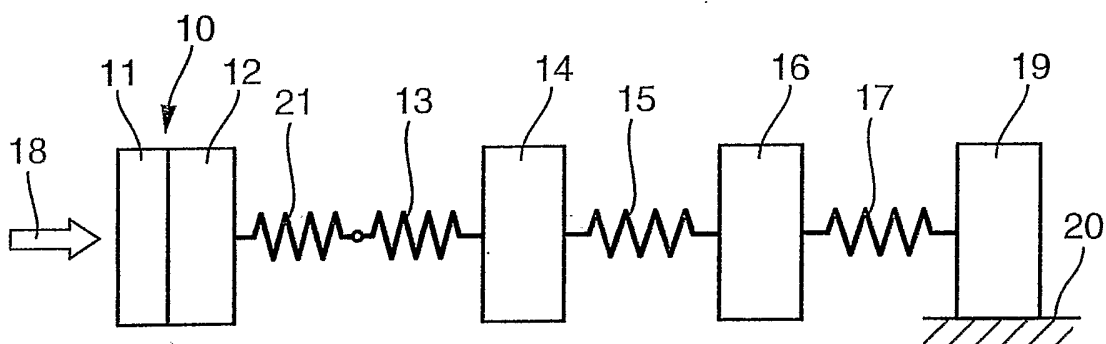


Fig. 2

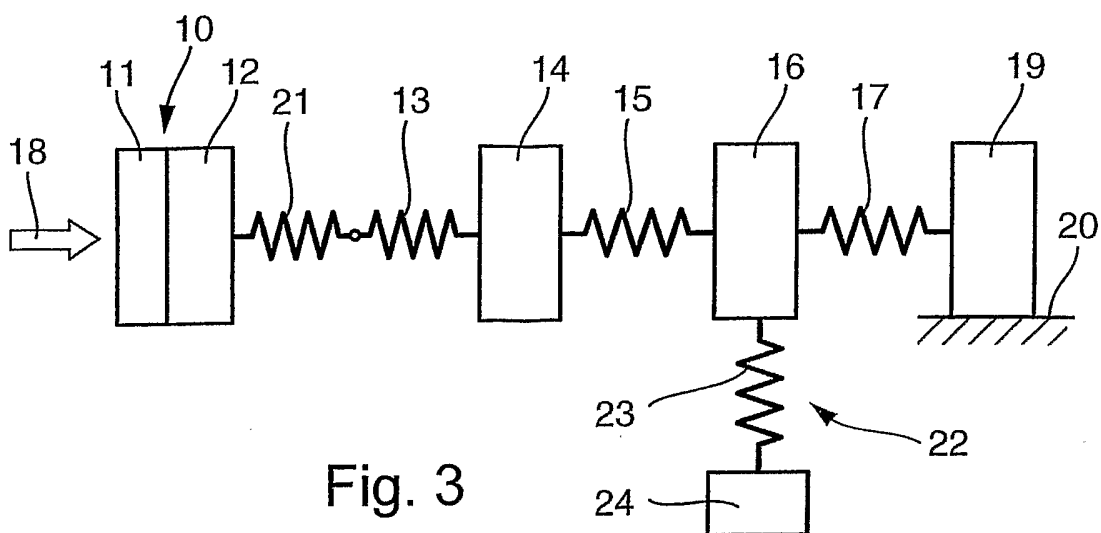


Fig. 3

2/5

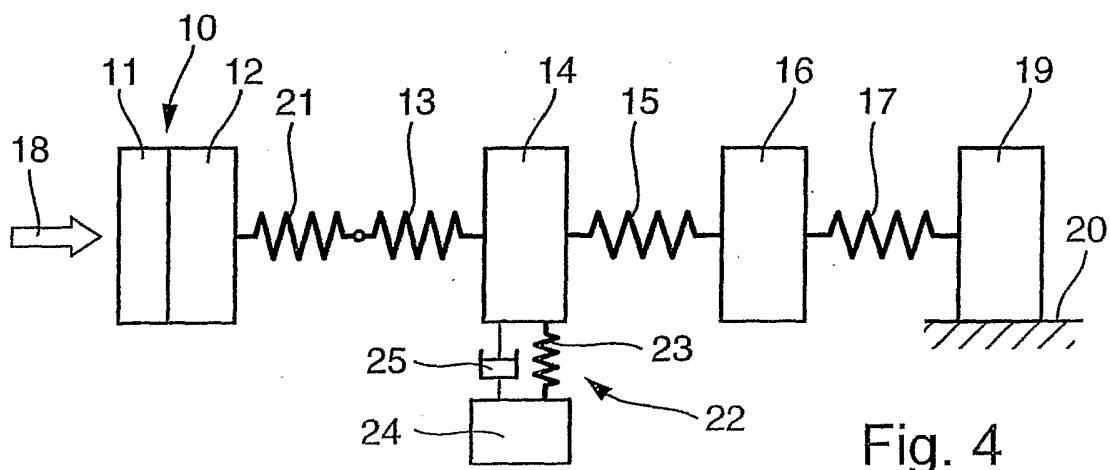


Fig. 4

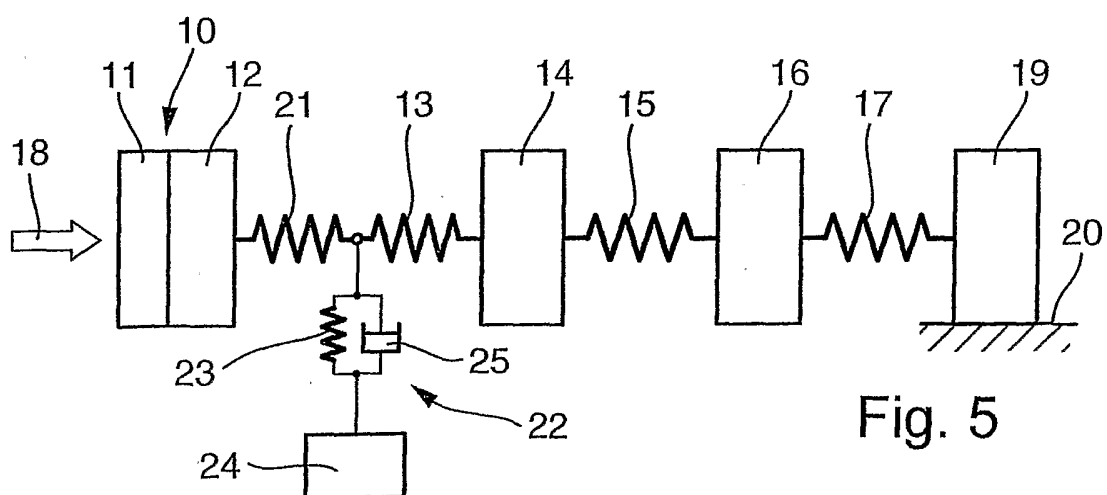


Fig. 5

3/5

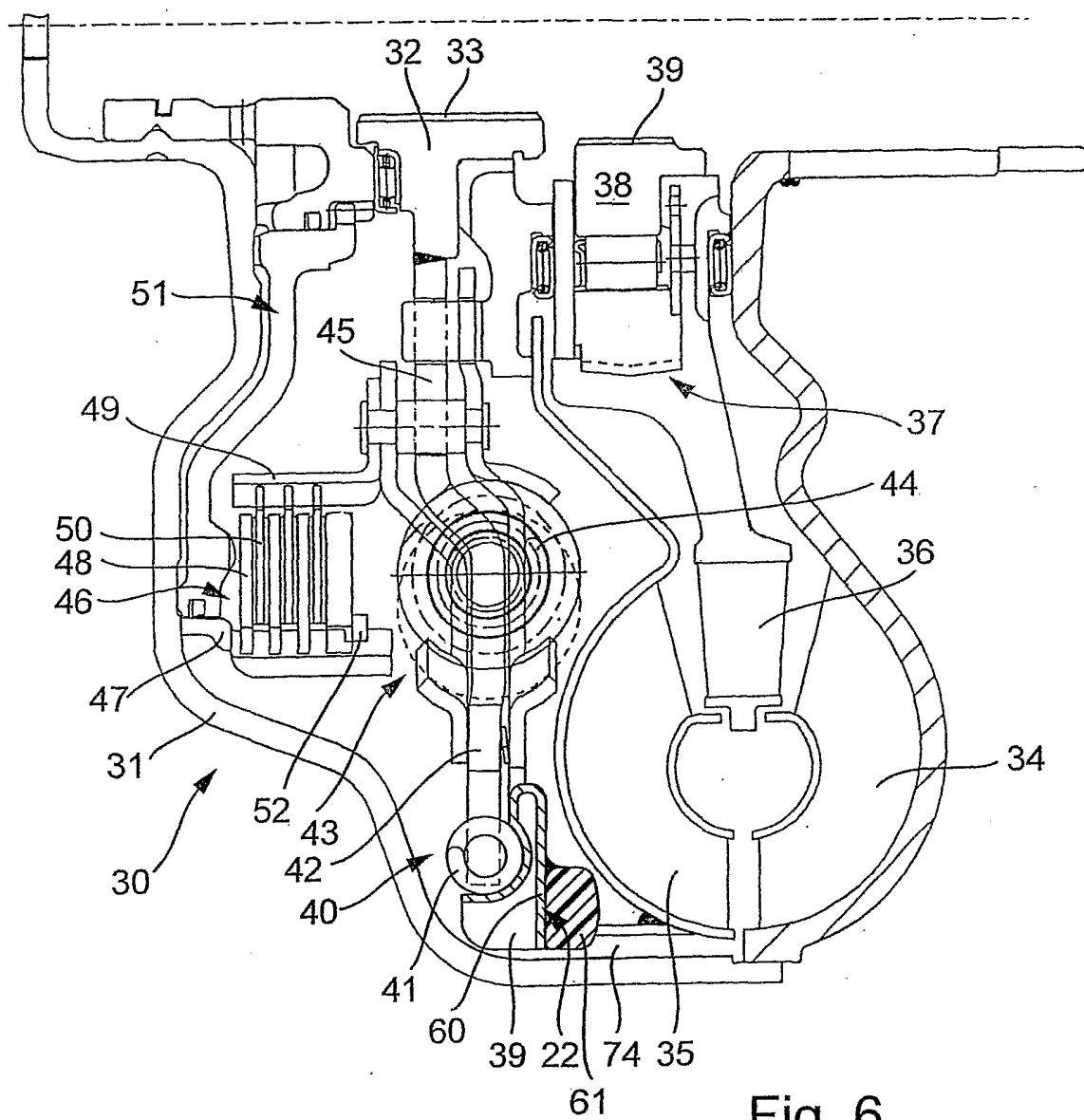
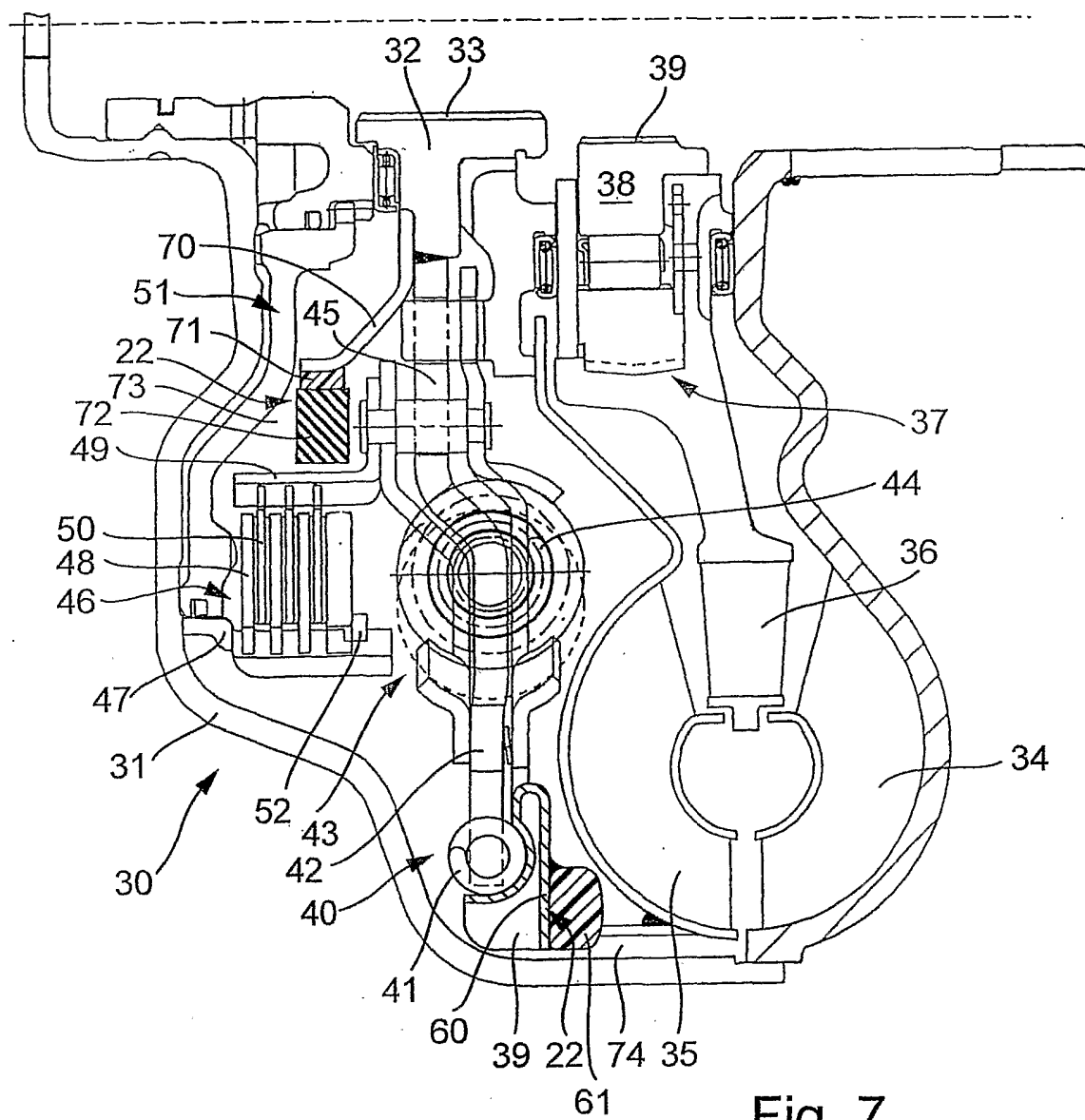


Fig. 6

4/5



5/5

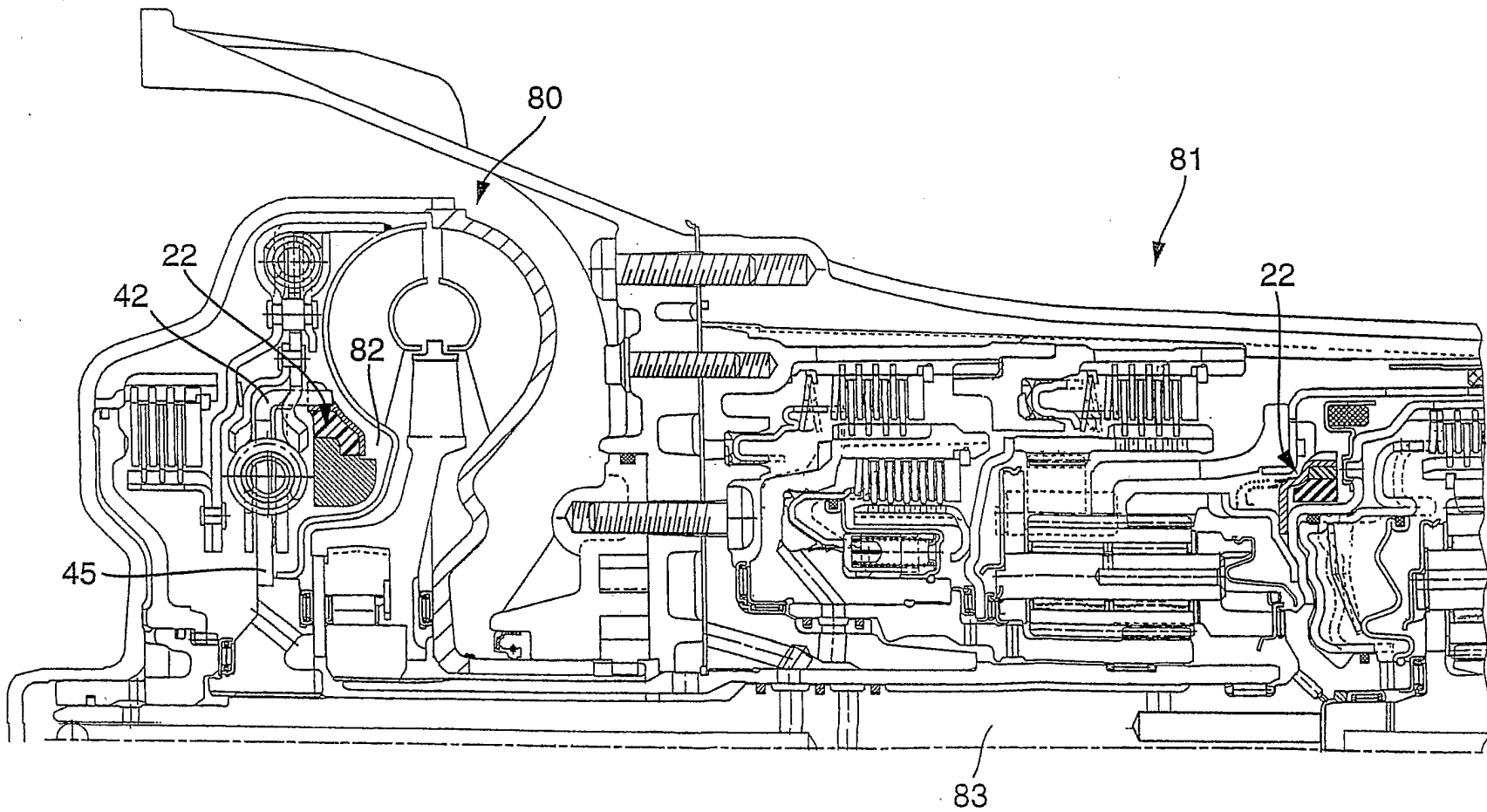


Fig. 8

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 03/07973

A. CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

IPC 7 F16F15/14 B60K17/00 F16H45/02

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B. FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

IPC 7 F16H F16F B60K F16D

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practical, search terms used)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category *	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	EP 0 732 527 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 18 September 1996 (1996-09-18) column 10, line 29 -column 12, line 33; figures 1A,2	1,2,4,6, 8,11
A		3
X	column 23, line 15 -column 24, line 33; figure 30	9,10
X	DE 198 04 227 A (MANNESMANN SACHS AG) 5 August 1999 (1999-08-05) column 2, line 53 -column 3, line 50; figure 1	1,2,5,6, 8,11
X	DE 197 36 843 A (MANNESMANN SACHS AG) 11 March 1999 (1999-03-11) page 5, line 21 - line 31; figure 1	1,2,6,8, 10,11
	-/--	



Further documents are listed in the continuation of box C.



Patent family members are listed in annex.

* Special categories of cited documents:

A document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

E earlier document but published on or after the international filing date

L document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

O document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

P document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

T later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

X document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

Y document of particular relevance; the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art.

& document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

28 October 2003

Date of mailing of the international search report

05/11/2003

Name and mailing address of the ISA

European Patent Office, P.B. 5618 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Authorized officer

Pirog, P

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 03/07973

C.(Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category °	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No.
X	US 5 062 517 A (MUCHMORE ROBERT A ET AL) 5 November 1991 (1991-11-05) column 5, line 40 - line 52; figure 1 ---	1,2,5,6, 8
X	US 4 796 740 A (FUKUSHIMA HIROTAKA) 10 January 1989 (1989-01-10) column 9, line 17 - line 25; figures 3,4 ---	1,4-6,8, 11
X	US 4 569 668 A (FUKUSHIMA HIROTAKA) 11 February 1986 (1986-02-11) column 1, line 58 -column 2, line 16; figure 1 ---	1,4-6,8, 11
X	DE 101 17 745 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU) 22 November 2001 (2001-11-22) column 3, line 60 -column 5, line 33; figures 1-4 ---	1,4-6,8, 11
X	US 3 259 222 A (JANIA ZBIGNIEW J) 5 July 1966 (1966-07-05) column 3, line 30 -column 4, line 26; figures 4-6 ---	1,5,6,8
X	DE 199 34 936 A (LUK GETRIEBE SYSTEME GMBH) 3 February 2000 (2000-02-03) page 5, line 65 -page 6, line 31; figure 1 ---	1
X	EP 0 403 725 A (CLOUTH GUMMIWERKE AG) 27 December 1990 (1990-12-27) column 1, paragraph 1 column 2, line 19 - line 26 ---	1,7
X	DE 35 43 915 A (AUDI NSU AUTO UNION AG) 26 June 1986 (1986-06-26) page 5, line 11 - line 24; figure 1 -----	1,7

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International Application No

PCT/EP 03/07973

Patent document cited in search report		Publication date	Patent family member(s)	Publication date
EP 0732527	A	18-09-1996	JP 3301258 B2	15-07-2002
			JP 8254257 A	01-10-1996
			JP 9053700 A	25-02-1997
			DE 69621677 D1	18-07-2002
			DE 69621677 T2	02-01-2003
			EP 0732527 A2	18-09-1996
			KR 212593 B1	02-08-1999
			US 5713442 A	03-02-1998
			JP 9264399 A	07-10-1997
DE 19804227	A	05-08-1999	DE 19804227 A1	05-08-1999
			US 6026940 A	22-02-2000
DE 19736843	A	11-03-1999	DE 19736843 A1	11-03-1999
			FR 2767570 A1	26-02-1999
			GB 2330190 A ,B	14-04-1999
			JP 3299510 B2	08-07-2002
			JP 11159595 A	15-06-1999
			US 6126568 A	03-10-2000
US 5062517	A	05-11-1991	NONE	
US 4796740	A	10-01-1989	JP 1921679 C	07-04-1995
			JP 6048032 B	22-06-1994
			JP 62194050 A	26-08-1987
			JP 1921680 C	07-04-1995
			JP 6048031 B	22-06-1994
			JP 62194051 A	26-08-1987
			DE 3705160 A1	20-08-1987
			FR 2594512 A1	21-08-1987
			GB 2186663 A ,B	19-08-1987
US 4569668	A	11-02-1986	JP 60098227 A	01-06-1985
			DE 3439701 A1	09-05-1985
			FR 2554196 A1	03-05-1985
			GB 2149060 A ,B	05-06-1985
DE 10117745	A	22-11-2001	DE 10117745 A1	22-11-2001
			FR 2808058 A1	26-10-2001
			GB 2361509 A	24-10-2001
			IT MI20010834 A1	21-10-2002
			JP 2001355650 A	26-12-2001
			US 2001032769 A1	25-10-2001
US 3259222	A	05-07-1966	GB 1073123 A	21-06-1967
DE 19934936	A	03-02-2000	DE 19934936 A1	03-02-2000
EP 0403725	A	27-12-1990	DE 8907426 U1	07-09-1989
			AT 93020 T	15-08-1993
			DE 59002274 D1	16-09-1993
			DK 403725 T3	10-01-1994
			EP 0403725 A1	27-12-1990
			ES 2019259 T3	16-12-1993
			GR 91300010 T1	15-11-1991
DE 3543915	A	26-06-1986	DE 3543915 A1	26-06-1986
			JP 61155025 A	14-07-1986

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationales Aktenzeichen

PCT/EP 03/07973

A. KLASSIFIZIERUNG DES ANMELDUNGSGEGENSTANDES
IPK 7 F16F15/14 B60K17/00 F16H45/02

Nach der Internationalen Patentklassifikation (IPK) oder nach der nationalen Klassifikation und der IPK

B. RECHERCHIERTE GEBIETE

Recherchierter Mindestprüfstoff (Klassifikationssystem und Klassifikationssymbole)

IPK 7 F16H F16F B60K F16D

Recherchierte aber nicht zum Mindestprüfstoff gehörende Veröffentlichungen, soweit diese unter die recherchierten Gebiete fallen

Während der internationalen Recherche konsultierte elektronische Datenbank (Name der Datenbank und evtl. verwendete Suchbegriffe)

EPO-Internal, WPI Data, PAJ

C. ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN

Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	EP 0 732 527 A (TOYOTA MOTOR CO LTD) 18. September 1996 (1996-09-18) Spalte 10, Zeile 29 - Spalte 12, Zeile 33; Abbildungen 1A,2	1,2,4,6, 8,11
A		3
X	Spalte 23, Zeile 15 - Spalte 24, Zeile 33; Abbildung 30	9,10
X	DE 198 04 227 A (MANNESMANN SACHS AG) 5. August 1999 (1999-08-05) Spalte 2, Zeile 53 - Spalte 3, Zeile 50; Abbildung 1	1,2,5,6, 8,11
X	DE 197 36 843 A (MANNESMANN SACHS AG) 11. März 1999 (1999-03-11) Seite 5, Zeile 21 - Zeile 31; Abbildung 1	1,2,6,8, 10,11
	--- -/--	

☒ Weitere Veröffentlichungen sind der Fortsetzung von Feld C zu entnehmen

☒ Siehe Anhang Patentfamilie

* Besondere Kategorien von angegebenen Veröffentlichungen :

A Veröffentlichung, die den allgemeinen Stand der Technik definiert, aber nicht als besonders bedeutsam anzusehen ist

E älteres Dokument, das jedoch erst am oder nach dem internationalen Anmeldedatum veröffentlicht worden ist

L Veröffentlichung, die geeignet ist, einen Prioritätsanspruch zweifelhaft erscheinen zu lassen, oder durch die das Veröffentlichungsdatum einer anderen im Recherchenbericht genannten Veröffentlichung belegt werden soll oder die aus einem anderen besonderen Grund angegeben ist (wie ausgeführt)

O Veröffentlichung, die sich auf eine mündliche Offenbarung, eine Benutzung, eine Ausstellung oder andere Maßnahmen bezieht

P Veröffentlichung, die vor dem internationalen Anmeldedatum, aber nach dem beanspruchten Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist

T Spätere Veröffentlichung, die nach dem internationalen Anmeldedatum oder dem Prioritätsdatum veröffentlicht worden ist und mit der Anmeldung nicht kollidiert, sondern nur zum Verständnis des der Erfindung zugrundeliegenden Prinzips oder der ihr zugrundeliegenden Theorie angegeben ist

X Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann allein aufgrund dieser Veröffentlichung nicht als neu oder auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden

Y Veröffentlichung von besonderer Bedeutung; die beanspruchte Erfindung kann nicht als auf erfinderischer Tätigkeit beruhend betrachtet werden, wenn die Veröffentlichung mit einer oder mehreren anderen Veröffentlichungen dieser Kategorie in Verbindung gebracht wird und diese Verbindung für einen Fachmann naheliegend ist

Z Veröffentlichung, die Mitglied derselben Patentfamilie ist

Datum des Abschlusses der internationalen Recherche

28. Oktober 2003

Absenddatum des internationalen Recherchenberichts

05/11/2003

Name und Postanschrift der Internationalen Recherchenbehörde
Europäisches Patentamt, P.B. 5818 Patentlaan 2
NL - 2280 HV Rijswijk
Tel. (+31-70) 340-2040, Tx. 31 651 epo nl,
Fax: (+31-70) 340-3016

Bevollmächtigter Bediensteter

Pirog, P

C.(Fortsetzung) ALS WESENTLICH ANGESEHENE UNTERLAGEN		
Kategorie*	Bezeichnung der Veröffentlichung, soweit erforderlich unter Angabe der in Betracht kommenden Teile	Betr. Anspruch Nr.
X	US 5 062 517 A (MUCHMORE ROBERT A ET AL) 5. November 1991 (1991-11-05) Spalte 5, Zeile 40 - Zeile 52; Abbildung 1 ----	1,2,5,6, 8
X	US 4 796 740 A (FUKUSHIMA HIROTAKA) 10. Januar 1989 (1989-01-10) Spalte 9, Zeile 17 - Zeile 25; Abbildungen 3,4 ----	1,4-6,8, 11
X	US 4 569 668 A (FUKUSHIMA HIROTAKA) 11. Februar 1986 (1986-02-11) Spalte 1, Zeile 58 -Spalte 2, Zeile 16; Abbildung 1 ----	1,4-6,8, 11
X	DE 101 17 745 A (LUK LAMELLEN & KUPPLUNGSBAU) 22. November 2001 (2001-11-22) Spalte 3, Zeile 60 -Spalte 5, Zeile 33; Abbildungen 1-4 ----	1,4-6,8, 11
X	US 3 259 222 A (JANIA ZBIGNIEW J) 5. Juli 1966 (1966-07-05) Spalte 3, Zeile 30 -Spalte 4, Zeile 26; Abbildungen 4-6 ----	1,5,6,8
X	DE 199 34 936 A (LUK GETRIEBE SYSTEME GMBH) 3. Februar 2000 (2000-02-03) Seite 5, Zeile 65 -Seite 6, Zeile 31; Abbildung 1 ----	1
X	EP 0 403 725 A (CLOUTH GUMMIWERKE AG) 27. Dezember 1990 (1990-12-27) Spalte 1, Absatz 1 Spalte 2, Zeile 19 - Zeile 26 ----	1,7
X	DE 35 43 915 A (AUDI NSU AUTO UNION AG) 26. Juni 1986 (1986-06-26) Seite 5, Zeile 11 - Zeile 24; Abbildung 1 -----	1,7

INTERNATIONALER RECHERCHENBERICHT

Internationaler Aktenzeichen

PCT/EP 03/07973

Im Recherchenbericht angeführtes Patentdokument		Datum der Veröffentlichung	Mitglied(er) der Patentfamilie		Datum der Veröffentlichung
EP 0732527	A	18-09-1996	JP	3301258 B2	15-07-2002
			JP	8254257 A	01-10-1996
			JP	9053700 A	25-02-1997
			DE	69621677 D1	18-07-2002
			DE	69621677 T2	02-01-2003
			EP	0732527 A2	18-09-1996
			KR	212593 B1	02-08-1999
			US	5713442 A	03-02-1998
			JP	9264399 A	07-10-1997
DE 19804227	A	05-08-1999	DE	19804227 A1	05-08-1999
			US	6026940 A	22-02-2000
DE 19736843	A	11-03-1999	DE	19736843 A1	11-03-1999
			FR	2767570 A1	26-02-1999
			GB	2330190 A ,B	14-04-1999
			JP	3299510 B2	08-07-2002
			JP	11159595 A	15-06-1999
			US	6126568 A	03-10-2000
US 5062517	A	05-11-1991	KEINE		
US 4796740	A	10-01-1989	JP	1921679 C	07-04-1995
			JP	6048032 B	22-06-1994
			JP	62194050 A	26-08-1987
			JP	1921680 C	07-04-1995
			JP	6048031 B	22-06-1994
			JP	62194051 A	26-08-1987
			DE	3705160 A1	20-08-1987
			FR	2594512 A1	21-08-1987
			GB	2186663 A ,B	19-08-1987
US 4569668	A	11-02-1986	JP	60098227 A	01-06-1985
			DE	3439701 A1	09-05-1985
			FR	2554196 A1	03-05-1985
			GB	2149060 A ,B	05-06-1985
DE 10117745	A	22-11-2001	DE	10117745 A1	22-11-2001
			FR	2808058 A1	26-10-2001
			GB	2361509 A	24-10-2001
			IT	MI20010834 A1	21-10-2002
			JP	2001355650 A	26-12-2001
			US	2001032769 A1	25-10-2001
US 3259222	A	05-07-1966	GB	1073123 A	21-06-1967
DE 19934936	A	03-02-2000	DE	19934936 A1	03-02-2000
EP 0403725	A	27-12-1990	DE	8907426 U1	07-09-1989
			AT	93020 T	15-08-1993
			DE	59002274 D1	16-09-1993
			DK	403725 T3	10-01-1994
			EP	0403725 A1	27-12-1990
			ES	2019259 T3	16-12-1993
			GR	91300010 T1	15-11-1991
DE 3543915	A	26-06-1986	DE	3543915 A1	26-06-1986
			JP	61155025 A	14-07-1986