

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicants:	Werner Hoffman, et al.	)	Confirmation No.	Unknown
		)		
Serial No.:	Unknown	)	Art Unit:	Unknown
		)		
Filed:	Herewith	)	Examiner:	Unknown
		)		
For:	Drive Train for a Vehicle with	)		
	Connectable Secondary Axle	)		

PRELIMINARY AMENDMENT

Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Dear Sir/Madam:

Prior to the initial examination of the above-identified patent application, please amend the application as follows:

Amendments to the Specification begin on page 2 of this paper;

Amendments to the Claims begin on page 3 of this paper; and

Remarks begin on page 6 of this paper.

Amendments to the Specification:

Submitted herewith for the Examiner's consideration are both "Clean" and "Marked-Up" versions of a Substitute Specification. In the Substitute Specification, Applicant has added the applicable priority data to the present application, and has corrected other informalities therein. Applicant respectfully submits that no new matter has been added into the Substitute Specification, and respectfully requests consideration and entry of the same.

Amendments to the Claims:

1. A drive train of a vehicle, comprising a primary axle (1) permanently driven via a primary drive train and a secondary axle (2) connectable to the primary axle via a switch-on device (3), whereby the switch-on device (3) has a switch-on mechanism, via which the secondary drive train can be integrated in the drive train transferring the overall drive output, and whereby when the secondary axle (2) is connected the secondary drive train output is conveyed via side shaft couplings (4, 36) in side shafts (12) of the secondary axle (2) and is transmitted to drive wheels of the secondary axle (2), ~~characterized in that the~~ **comprising:**

a switch-on mechanism and/or the side shaft couplings (4, 36) **have having** at least one frictionally engaged coupling and when the secondary axle (2) is connected the section of the secondary drive train located between the switch-on device (3) and the side shaft couplings (4, 36) is uncoupled both from the primary drive train, in particular from the primary axle (1), and from the secondary drive wheels.

2. The drive train as claimed in Claim 1, ~~characterized in that when~~ **wherein** the secondary axle (2) is connected the side shaft couplings (4) form drive output distribution without differential between the drive wheels of the secondary axle guaranteeing transverse equalization similar to transverse differential.

3. The drive train as claimed in ~~either of the preceding claims~~ **Claim 2**, ~~characterized in that when~~ **wherein** the secondary axle (2) is connected the side shaft couplings (4) forms a drive output distribution without differential between the primary axle (1) and the secondary axle (2), guaranteeing longitudinal equalization similar to longitudinal differential.

4. The drive train as claimed in ~~any one of the preceding claims~~ **Claim 3**, ~~characterized in that when~~ **wherein** the switch-on device (3) has a positively working power transmission gearbox, in particular an angular gear working via cogged wheels.

5. The drive train as claimed in ~~any one of the preceding claims~~ **Claim 4**, eharacterized ~~in that when~~ **wherein** the switch-on device (3) is arranged on the primary axle (1) and the secondary drive train output is felt by the switch-on mechanism when the secondary drive train is connected directly by a primary axle shaft.

6. The drive train as claimed in ~~Claim 4 or Claim 5 in conjunction with Claim 4,~~ eharacterized ~~in that when~~ **wherein** the speed synchronization (16) in the switch-on mechanism of the power transmission gear is undertaken or at least supported to produce the tight fit by the side shaft couplings (4, 36).

7. The drive train as claimed in ~~any one of the preceding claims~~ **Claim 6**, eharacterized ~~in that when~~ **wherein** the side shaft couplings (4) are formed by a frictionally engaged multiple disc clutch, whereby the friction plates connected to the secondary drive wheels cooperate torque-proof as inner plates (5) with an inner plate carrier (7) and the vehicle drive-side friction plates cooperate with an outer plate carrier (8) as outer plates (6).

8. The drive train as claimed in ~~the preceding claim~~ **Claim 7**, eharacterized ~~in that when~~ **wherein** the outer plate carrier (8) supplies oil for cooling and/or lubrication of the friction plates when the secondary axle (2) is switched on.

9. The drive train as claimed in ~~any one of the preceding claims~~ **Claim 8**, eharacterized ~~in that when~~ **wherein** the side shaft couplings (4, 36) comprise a first, frictionally engaged acting side shaft coupling (4) for a first side shaft and a second, positively acting side shaft coupling (36) for a second side shaft.

10. The drive train as claimed in ~~the preceding claims~~ **Claim 9**, eharacterized ~~in that when~~ **wherein a** secondary axle synchronizing (38) is provided for switching the positively acting side shaft coupling (36).

11. The drive train as claimed in ~~the preceding claim~~ **Claim 10**, ~~characterized in that~~
~~when~~ **wherein** a positively acting differential gearbox (35) is provided for transmitting the
drive power to the side shafts (12) of the secondary axle (2).

12. The drive train as claimed in ~~any one of the preceding claims~~ **Claim 11**, ~~characterized~~
~~in that when~~ **wherein** the axle drive unit (9) of the secondary axle is constructed modular
such that a frictionally engaged working coupling or a positively acting coupling can be used
selectively as a second coupling.

REMARKS

By the foregoing Preliminary Amendment, Applicant has amended the Specification of the present Application in the manner highlighted above. Additionally, Applicant has amended Claims 1-14 to remove the multiple dependencies from such claims and correct minor informalities. If any additional fee is required, please charge Deposit Account Number 19-4330.

Respectfully submitted,

Date: April 30, 2009

Customer No.: 007663

By:



Kit M. Stetina
Registration No. 29,445
STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 Enterprise, Suite 250
Aliso Viejo, California 92656
Telephone: (949) 855-1246
Fax: (949) 855-6371

T:\Client Documents\BUNGA\017US\PreliminaryAmendment.doc

Substitute Specification
Marked-Up Version

DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE

CROSS-REFERENCE TO RELATED APPLICATIONS

[0001] The present application claims priority to German Patent Application No. 10 2008 002 844.4 filed on May 6, 2008 and German Patent Application No. 10 2008 057 272.1 filed on November 13, 2008.

STATEMENT RE: FEDERALLY SPONSORED RESEARCH/DEVELOPMENT

[0002] Not applicable.

1. Technical field of the Invention

[0003] The invention relates to a drive train of a vehicle, comprising a primary axle permanently driven by a primary drive train and a secondary axle connectable to the primary axle by a switch-on device, which can be driven by a secondary drive train, whereby the switch-on device has a switch-on mechanism via which the secondary drive train can be integrated in the drive train transferring the overall drive output, and whereby the secondary drive train output is conveyed via side shaft couplings into side shafts of the secondary axle when the secondary axle is connected and is transferred to drive wheels of the secondary axle.

2. Description of Related Art

[0004] Drive trains of this type are known in automobile construction in particular as a manually connected four-wheel drive. Their purpose is to enable the driver to distribute the drive power to all drive wheels of the vehicle in specific operating situations.

[0005] On the one hand drive trains are known which enable the secondary axle to be switched on mostly exclusively when the vehicle is idling. These include in particular positively working, mechanical wheel hub circuits which can be coupled either expensively by hand or via switch

and control units to be provided additionally in the vehicle. Also, the driver must switch the transfer gearbox over manually from single-axle drive to four-wheel drive. Switching during driving is mostly not an option due to unavailable speed synchronization of the positively engages power transmission elements or if so is possible only at minimal speeds. It can also be necessary when switching over from all-wheel drive to single-axle drive to first reverse a few meters to disengage the freewheeling mechanism. Such systems are used especially in off-road vehicles and are provided either factory-set or as a retrofit kit.

[0006] On the other hand there are drive trains also known which enable connection during travel. A connectable secondary axle is also designated as a “hang-on” axle. Here the secondary drive wheels are uncoupled from the vehicle drive by a coupling provided in the whole drive train. Frictionally engaged couplings, which enable connecting of the secondary axle during travel, are used here in particular.

[0007] Drive trains with connectable secondary axles however introduce a series of disadvantages. First, care should be taken that the drive wheels of the primary axle and the drive wheels of the secondary axle in particular travel different trajectories when driving round curves, but also in other operational situations, which without a corresponding speed difference balance would lead to tensions in the drive train. In order to lower tensions caused by different drive wheel speeds on primary axle and secondary axle longitudinal equalization or respectively longitudinal differential is to be provided. Tensions caused by different drive wheel speeds of the drive wheels of the secondary axle are offset by a transverse equalization usually formed by transverse differential. Also, starting out from the regularly driven primary axle the secondary drive train output must be transmitted to the secondary axle, which usually happens via an angular gear and an intermediate shaft to which the transverse differential connects. As compared to a vehicle which is fitted exclusively with a permanently driven primary axle, these additional system components to be provided make the drive train clearly more complex in the structural aspect. Vehicle costs in development and construction are clearly higher as a result. The larger number of required components also makes such a drive train expensive and contributes to more weight, in turn resulting in increased fuel consumption.

[0008] In addition, countless factors diminish the net drive output actually available in operation, therefore that part of the overall drive-side available drive output, which actually can be utilized for propelling the vehicle, and also whenever the secondary axle not is connected. In this case the

secondary axle drive train is interrupted at a point between the primary axle and the drive wheels by the switch-on device, such that no drive power is transmitted to the secondary axle drive wheels. The components of the secondary drive train however are still being driven either by the vehicle drive via the primary axle and/or by the secondary drive wheels or respectively dragged along passively, without transmitting drive power. This gives rise to friction losses (bearing friction, churning losses, friction of gearwheel engagement, etc.) and the rotating masses of the secondary driven train components (differential, intermediate shaft, couplings, etc.) are to be accelerated or respectively retarded constantly with the vehicle during dynamic driving. This power loss contributes significantly to the fact that fuel consumption in a vehicle with connectable secondary axle even with uncoupled secondary axle is noticeably higher than in a vehicle having no drivable secondary axle. If it is also considered that the operating times in which the connectable secondary axle is actually integrated actively in the whole drive train constitute only a minimal portion of the total operating times of a vehicle with connectable secondary axle, it follows that a not inconsiderable quantity of fuel could be saved over the total operating period. Clients wanting a vehicle which provides a selectively connectable secondary axle must consider increased consumption however, even if they barely make use of connecting.

BRIEF SUMMARY OF THE INVENTION

[0009] The aim of the invention is therefore to further develop a drive train of the type initially specified such that when the secondary axle is uncoupled, power loss is minimized. A further aim of the invention is to reduce the additional structural cost and the associated extra weight of a vehicle with connectable secondary axle, despite the possibility of longitudinal equalization between primary and secondary axle and the possibility of transverse equalization on the secondary axle. At the same time a drivable secondary axle should be provided which can be switched on automatically during travel, in particular also at higher speeds. Compared to manually connectable wheel hub couplings operating comfort and suitability for daily use in particular should be increased.

[0010] This task is solved according to the invention by the switch-on mechanism and/or the side shaft couplings having at least one frictionally engaged coupling and, when the secondary axle is uncoupled, the section of the secondary drive train located between the connection unit and the

side shaft couplings is uncoupled both from the primary drive train, in particular from the primary axle, and from the secondary drive wheels.

[0011] When the secondary drive train is connected both the side shaft couplings and the switch-on device are coupled, enabling the secondary drive output flow from the primary axle to the secondary axle drive wheels. When the secondary drive train is disconnected both the side shaft couplings and the switch-on device are uncoupled, so that when the secondary axle is uncoupled the section of the secondary drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled both from the drive power and from the drive wheels of the secondary axle. At the same time the effort should be made to shut down as many components as possible. Other measures which reduce power loss are also significant.

[0012] This configuration of the drive train makes it possible to completely shut down a majority of the secondary drive train with the secondary axle uncoupled. The drive train components belonging to the shutdown section of the secondary axle drive train consequently cause no power loss. Frictionally engaged couplings are provided particularly to match the speed of both components of the secondary drive train uncoupled from the vehicle drive and from the drive wheels of the secondary axle prior to incorporating in the whole drive train at the speed of the non-uncoupled components of the drive train.

[0013] In a preferred embodiment it is provided that when the secondary axle is connected the side shaft couplings form drive output distribution without differential from the part of the secondary drive train located between the connection unit and the side shaft couplings to the drive wheels of the secondary axle similarly to transverse differential, therefore ensure transverse equalization in particular. Transmitting the secondary drive train output to the secondary axle therefore preferably occurs not via a conventional differential gearbox, but via a purely coupling-controlled axle drive without differential. In the process the side shafts are connected in each case via a side shaft coupling to the part of the secondary axle drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings. Since the side shaft couplings can be selected individually a defined skidding behavior can be depicted. The added advantage here is that not only transverse equalization but at the same time also longitudinal equalization can be guaranteed via the side shaft couplings. Consequently the side shaft couplings form drive output distribution without differential between the primary axle and the secondary axle similarly to

longitudinal differential when the secondary axle is connected. Separately provided longitudinal equalization, for example in the form of a regulated longitudinal differential, can be omitted.

[0014] With this type of axle drive without differential, in addition to simultaneous transverse and longitudinal equalization other functions are also conceivable, such as that of an active-yaw differential, in which a yawing moment can be produced specifically by the individual actuation of the couplings. Any limit values can also be shown by the individually adjustable side shaft couplings, so that the functions of limit differential can also be realized. Omitting a plurality of otherwise necessary drive train components (wheel hub switching, transverse and longitudinal differential) makes a cost-optimized and weight-optimized configuration of the drive train possible.

[0015] In a further preferred embodiment the switch-on device has a positively working power transmission gearbox, in particular an angular gear working via cogged wheels. At the same time it should be noted that this positively working gearbox can be switched so that the tight fit is nullified when the secondary axle is not connected and the section of the secondary drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled from the vehicle drive. The switch-on device is preferably arranged on the primary axle and the secondary drive train output is felt directly by a primary axle shaft preferably by the switch-on mechanism when the secondary drive train is connected. Primary axle shaft does not necessarily mean a side shaft of the primary axle. More decisive is the spatial and functional assignation of the primary axle shaft to the primary drive train. The primary axle drive shaft preferably rotates concentrically to the primary axle side shafts.

[0016] The positive power transmission gearbox must of course be synchronized for the switching procedures to be provided, therefore in particular the coupling or respectively uncoupling of the secondary drive train. Such speed synchronization can be readily guaranteed on the one hand by means of gearbox synchronization familiar to the expert. The power transmission gearbox however is preferably synchronized by the side shaft couplings to create the tight fit. If the part of the secondary drive train located between the side shaft couplings and the switch-on device for transmitting part of the available overall drive output to the secondary axle were to be switched to the whole drive train, the secondary drive train, which is then powered by the drive wheels rolling way on the street, can be graduated to switching speed and thus speed synchronization can be executed by coupling the side shaft couplings. After the

synchronization speed is reached the tight fit can be made by switch-on mechanism of the switch-on device. Even if conventional synchronization were not to be omitted despite such speed matching, synchronization can be supported by the frictionally engaged side shaft couplings being lightly closed prior to coupling of the secondary drive train. Synchronous forces accordingly drop out slightly. Components can be dimensioned for lesser loads, also an advantage for the lifetime of the components.

[0017] It can also be provided that the side shaft couplings are formed by a frictionally engaged multiple disc clutch, whereby the friction plates connected torque-proof to the secondary drive wheels cooperate with an inner plate carrier and the vehicle drive-side discs cooperate with an outer plate carrier. This configuration enables the particularly energy-efficient use of an on-demand lubricating of the clutch packs without additional, external oil supply. The clutch housing forms an oil sump filled with lubricating and cooling oil, in which the coupling discs plunge. If the outer plate carrier rotates it takes the oil along with it on its exterior and delivers it to an oil circuit. This oil supply output afflicted with power loss is canceled whenever the outer plate carrier does not rotate when the coupling is open. This is possible however only if the outer plate carrier forms part of the shut-down section of the secondary drive train.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

[0018] Further characteristics and advantages of the invention will emerge from the independent claims and the following description of preferred embodiments by way of the diagrams, in which:

[0019] Figure 1 illustrates a first drive train with permanently driven primary axle and connectable secondary axle, the underlying functional principle of which is known from the prior art;

[0020] Figure 2 illustrates a second drive train with permanently driven primary axle and connectable secondary axle, the underlying functional principle of which is known from the prior art;

[0021] Figure 3 illustrates a drive train with permanently driven primary axle and connectable secondary axle, the section of the secondary drive train of which located between side shaft couplings and switch-on device is shut down;

[0022] Figure 4 illustrates a switch-on device of Figure 3 in detail;

[0023] Figure 5 illustrates a secondary axle drive without differential of Figure 3 with loosened side shaft couplings in detail;

[0024] Figure 6 illustrates a secondary axle drive without differential of Figure 3 with closed side shaft couplings in detail;

[0025] Figure 7 illustrates a cross-section through a side shaft coupling of an axle drive without differential with on-demand self-lubrication;

[0026] Figure 8 illustrates a first possible drive train concept (transversely inbuilt front motor with permanent front drive and connectable rear axle) in schematic illustration;

[0027] Figure 9a illustrates a second possible drive train concept (along inbuilt front motor with permanently driven rear axle and connectable front axle) in schematic illustration;

[0028] Figure 9b illustrates a drive train concept corresponding as far as possible to the drive train concept according to Figure 9b with a blockable center differential;

[0029] Figure 10 illustrates a third possible drive train concept (rear-mounted engine with permanently driven rear axle and connectable front axle) in schematic illustration;

[0030] Figure 11 illustrates a schematically illustrated hydraulic circuit for triggering the switching and adjusting elements of the drive train;

[0031] Figure 12 illustrates a drive train concept substantially corresponding to Figure 8, wherein a positively acting side shaft coupling is provided one-sided on the secondary axle;

[0032] Figure 13 illustrates a first depiction of a connection device provided on the primary axle with a synchronizing unit;

[0033] Figure 14 illustrates a second depiction of a connection device provided on the primary axle with a synchronizing unit;

[0034] Figure 15 illustrates an axle drive unit driving the secondary axle with a positively acting side shaft coupling for the left side shaft;

[0035] Figure 16 illustrates an axle drive unit driving the secondary axle, in which the a side shaft coupling is completely omitted on one side; **and**

[0036] Figure 17 illustrates a graphic depiction of a modular construction realizing the invention, of a secondary axle drive unit.

DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION

[0037] Figure 1 shows a drive train of a vehicle, which is known from the prior art with respect to its functional principle. The primary axle 1 is permanently driven. A non-switchable angular gear branches part of the drive power off from the primary axle and supplies it to the secondary drive train serving to drive the secondary axle 2. Provided in front of the axle drive unit 9 is a hang-on coupling 10 which in the closed state connects an intermediate shaft 11 and the axle drive unit 9 non-positively and is thus able to convey the secondary drive train output as required to the axle drive unit 9. The axle drive unit 9 has a conventional structure and has a bevel gear differential to which the secondary side shafts 12 attach.

[0038] Figure 2 shows a drive train of a vehicle, the functional principle of which is likewise known from the prior art. In contrast to Figure 1 the axle drive unit 9 is not connected to the intermediate shaft 11 via a switchable coupling, but the intermediate shaft 11 is flange-mounted solidly on the axle drive unit 9. Positively working claw couplings 13 are provided on the wheel hubs to uncouple the drive wheels of the secondary axle 2 from the drive power, and these can be engaged either manually or by connection devices to be provided in addition, which is possible only stationary due to the lack of speed synchronization and the possibility of a speed alignment between the components to be engaged. In contrast to the angular gear of the drive train arranged on the primary axle 1 of Figure 1 the angular gear of the drive train of Figure 2 is configured as a switchable switch-on device 3, also designated as power take-off unit, PTU in short.

[0039] Both in the drive train of Figure 1 and the drive train of Figure 2 the secondary drive train is not integrated in the part of the drive train transmitting the overall drive output and thus transmits no drive power to the drive wheels of the secondary axle 2.

[0040] In the example of Figure 1 the dark-shaded secondary drive train components also rotate, as the components of the drive train, arranged on the vehicle drive side viewed from the hang-on coupling 10, are dragged along by the angular gear, whereas the secondary drive train components, arranged in the direction of the drive wheels of the secondary axle viewed from the hang-on coupling 10, are dragged along by the drive wheels rolling away on the roadbed.

[0041] In contrast to the drive train of Figure 1 a substantial section of the secondary drive train does not rotate at the same time in the drive train of Figure 2 (lightly shaded illustrated section), since the wheel hub couplings 13 are not engaged on the drive wheel side and the switch-on

device 3 is not engaged on the vehicle drive side. The section of the secondary drive train arranged between these drive train components is therefore inoperative.

[0042] Figure 3 shows a drive train with permanently driven primary axle 1 and connectable secondary axle 2, the section of the secondary drive train of which located between side shaft couplings 4 and switch-on device 3 is inoperative. In contrast to the axle drive units 9 of Figure 1 and Figure 2 the axle drive unit 9 of Figure 3 is designed without differential. Here two frictionally engaged working side shaft couplings 4 transmit the secondary drive output to the side shafts 12 of the secondary axle 2. The drive torque and slippage to be transferred are freely adjusted by these freely adjustable side shaft couplings 4, such that with this axle drive functions of longitudinal differential and of active-yaw differential can be shown in addition to the functions of transverse differential. When compared to the axle drive units 9 of Figures 1 and 2 the axle drive unit 9 in Figure 3 is designed substantially less complex and clearly lighter in the structural sense. To shut down the secondary drive train the side shaft couplings 4 are opened and the secondary drive train is uncoupled from the permanently driven part of the drive train via the switch-on device 3. Taken by itself, neither the side shaft couplings 4 nor the switch-on device 3 could execute the fundamental inventive idea; with respect to the invention rather they cooperate synergistically.

[0043] Computer comparison of the drive train concepts of Figures 1, 2 and 3 has shown that the power losses occurring in the overall drive trains when the secondary axle is switched off are clearly different. Whereas the power loss of the drive train of Figure 1 at 100 km/h is around 2.7 kW due to the plurality of rotating drive train components, in a drive train according to Figure 2 at the same speed it is around 0.08 kW only, therefore less than a thirtieth, but whereby the already specified disadvantages offer a considerable restriction of comfort and practicability for the latter drive train. The power loss occurring in the drive train of Figure 3 at 100 km/h was calculated with 0.31 kW and is thus only marginally above the power loss of the drive train of Figure 2, yet is around only a tenth of the power loss to be expected from the drive train of Figure 1, without the driver having to put up with losses in comfort and practicability.

[0044] Figure 4 shows the switch-on device 3 of Figure 3 in detail. This is a switchable angular gear, in which the tight fit occurs from a spur gear step 14 engaging with a connecting shaft 15, which is permanently driven by the drive basket 17 of the primary axle differential, by means of a switch-on mechanism, formed here by synchronizing 16. As is evident from Figure 4 when the

secondary drive is switched off the spur gear step 14 does not rotate along with the permanently driven primary drive train. The coupling point between permanently driven primary drive train and connectable secondary drive train is therefore the synchronizing 16. When the secondary drive train is connected the spur gear step 14 transmits the secondary drive train output first via a transverse shaft 18 to a crown wheel which delivers the drive power in turn via a pinion shaft 19 to the intermediate shaft 11 and thus forwards it to the secondary axle.

[0045] Such a multi-level configuration of the forwarding of the secondary drive output flow is not mandatory. Other simplification steps can also be undertaken, for example by the connecting shaft 14 providing no spur gear, but a crown wheel for directly forwarding the secondary drive output to the pinion shaft.

[0046] To support the synchronizing of spur gear step 14 and connecting shaft 15 it is provided that the side shaft couplings are switched prior to synchronizing of the shafts to bring the intermediate shaft 11 and thus also the spur gear shaft 14 up to speed. The switch-on mechanism is actuated preferably hydraulically, but naturally can also be actuated another way, for example pneumatically, by electric motor or electromagnetically.

[0047] It is of course also feasible to provide other positive or also non-positive connecting mechanisms in addition to the positively working synchronizing illustrated in Figure 4. A frictionally engaged coupling can also ensure the secondary drive output flow from the connecting shaft 15 to the spur gear step 14 in place of synchronizing. In this case positively working side shaft couplings could also be provided, whereby the advantages of a drive train without differential would be relinquished however. Nevertheless, there are cases where such a solution could be offered.

[0048] Figures 5 and 6 show the secondary axle drive without differential already described for Figure 3, whereby Figure 5 shows the state when the secondary axle is switched off and Figure 6 shows the state when the secondary axle is connected.

[0049] The drive sprocket 20 is connected torque-proof via a flange to the intermediate shaft and is engaged with a crown wheel. The crown wheel is connected solidly to a crown wheel carrier shaft 21. Its mounting in the axle drive housing guarantees that both the introduced torque and the gearing forces are absorbed. Outer plate carrier 8 of both couplings are connected torque-proof to the crown wheel carrier shaft 21. Positioned in between the outer plate carriers 8 and inner plate carrier 7 is a clutch pack of outer plates 6 and inner plates 5 of the side shaft

couplings 4. The inner plate carrier 7 connected torque-proof to the inner plates is in turn connected to the side shaft 12 via a wedge gearing.

[0050] The clutch pack is compressed by a hydraulically actuated pressure piston 22 located in a lateral axle drive housing cover 23 and the coupling is closed, so that when the secondary axle is connected (hang-on mode) the drive power is generated via the clutch pack to the drive wheels. Arranged between clutch pack and pressure piston 22 is a thrust bearing 24 which guarantees the speed equalization between the standing pressure piston 22 and the rotating clutch pack.

[0051] Figure 5 illustrates that in the switched-off mode only a few components of the rear axle rotate and the losses are kept to a minimum. When the secondary drive (Figure 5 opened coupling) is switched off only the inner plate carrier 7 with the inner plates 5 connected thereto rotate from the coupling packet, and a few bearing components. The outer plate carrier 8 with the outer plates 6 and the pressure piston 22 are stationary. This is particularly advantageous, since the complete thrust bearing 24 likewise stalls due to this arrangement. The purpose of the ondular washer 25, which is supported between the outer plate carrier 8 and a Z disc 26 of the thrust bearing 24, is to press the clutch pack apart into the non-pressurized state so as to cause least possible friction. By comparison, with the coupling closed, all components of the rear axle (cogging, coupling and thrust bearing) rotate, as follows from a comparison of Figures 5 and 6, in which in each case the idling rear axle components are illustrated singly hatched and the rotating rear axle components are cross-hatched.

[0052] A further aspect minimizing the power loss in the secondary drive train and contributing to the inventive idea is on-demand oiling of the side shaft couplings or respectively the clutch pack, illustrated in Figure 7. If the side shaft coupling 4 is closed, outer plate carrier 8 rotates and with its outer side scoops oil from an oil sump 27, which is formed in Figure 7 from the coupling housing, thus delivering oil to the oil trap 28. From there the oil reaches the inner plate carrier via the oil line bores 29 and is distributed radially outwards by centrifugal force. This lubrication serves to lubricate and cool the clutch pack. If the side shaft coupling however is opened and the secondary drive train is switched off, such that the coupling has no cooling and lubricating requirement, the outer plate carrier is stationary and there is consequently no oil supplied, which likewise contributes to a diminishing of power losses when the secondary drive train is uncoupled.

[0053] With the side shaft couplings 4 power loss can also be saved by the friction plates of the side shaft couplings 4 being configured differently, depending on whether they are outer plates 8 or inner plates 7. The inner plates 7, therefore the friction plates, which, as previously described, are preferably connected torque-proof to the side shafts 12 of the secondary axle 2 and accordingly revolve permanently, can be configured as blank steel discs with a relatively low-friction surface. If these rotate during travel with constant contact with cooling and lubricating oil, they cause only minor friction losses. But the outer plates 8, which are preferably idle anyway when the secondary axle drive train is disconnected, can present the actual friction lining and channeling delivering lubricating and cooling oil arranged herein or separately.

[0054] In a schematic illustration Figures 8, 9a, 9b and 10 show possible drive concepts, in which the principle of the invention is embodied, whereby the invention is understandably not restricted to the three illustrated drive concepts.

[0055] Figure 8 shows a drive train with transversely integrated front motor and permanent front drive (primary drive train with primary axle 1) and a secondary axle 2 connectable via a switch-on device 3, which are connected to one another via an intermediate shaft 11 (secondary drive train), as a possible drive train concept. The secondary axle drive, therefore the drive of the secondary side shafts 12, is achieved by side shaft couplings 4 without differential. Figure 8 corresponds to the drive train already shown in Figure 3.

[0056] Figures 9a and 9b show as second possible drive train concept a drive train with a longitudinally inbuilt front motor and permanently driven rear axle as primary axle 1. The front axle with the secondary side shafts 12 can be connected to the primary drive train as secondary axle 2 as required via the switch-on device 3, the intermediate shaft 11 and the side shaft couplings 4.

[0057] In Figure 9b there is the special case where an additional center differential 33 is provided. This can inter alia for the Fall, that the synchronizing 16 opened is and thus no drive power is transmitted to the intermediate shaft 11, be blocked by a coupling 34, so that no differential function is fulfilled, but revolves as block and drives the primary axle 1 as loss-free as possible. If connection is made via the switch-on device 3 and the synchronizing 16 of the secondary drive train, the intermediate shaft 11 is also driven by the beveloid gearing and, as described earlier, the drive power is transmitted via the side shaft couplings 4 to the side shafts 12 of the secondary axle. The coupling 34 can in this case be opened so that the center

differential 33 functions as open differential and assumes a longitudinal equalization function. Alternatively, the center differential also can be omitted, whereby the side shaft couplings 4 must then take over longitudinal equalization. It is also possible of course to block the planetary gear of the center differential 33 using the switch-on mechanism 3.

[0058] Figure 10 shows a drive train with rear-mounted engine. As in Figures 9a and 9b the rear axle here too is the permanently driven axle and thus the primary axle 1. The intermediate shaft 11 is flange-mounted on a switch-on device 3 arranged on the rear axle drive and transmits the secondary drive train output as required via the front axle drive without differential having side shaft couplings 4. The front axle forms the secondary axle 2 with the secondary side shafts 12.

[0059] Common to all drive concepts illustrated in Figures 8, 9a, 9b and 10 is that the part of the secondary axle drive train located between the switch-on device 3 and the side shaft couplings 4 stands completely idle when the secondary drive is switched off and thus causes no power loss.

[0060] Figure 11 shows a schematic overview of a possible hydraulic circuit configuration. The side shaft couplings and/or the switch-on mechanism 3 of the switch-on device are preferably supplied by a hydraulic unit 31 regulated according to requirements with pressurized oil, with which the pressure piston 22 in Figures 5 and 6 is activated. In so doing, the hydraulic unit 31 provides system pressure which is oriented to the highest momentarily required pressure. The currently required pressure is adjusted in the side shaft couplings via the pressure-reduction valves 32. Also, the secondary drive train is connected via a pressure-reduction valve 32 by the switch-on mechanism of the switch-on device. As soon as the switch-on mechanism has connected the secondary drive train and transmission of the secondary drive output is ensured, the switch pressure acting on the switch-on mechanism can be relieved again.

[0061] The hydraulic actuation schematically illustrated in Figure 11 can understandably also be executed in other ways. Synergies result for example from using double coupling gears. The hydraulic actuator of the switch-on device and/or the side shaft couplings can be operated directly by the hydraulics of the double coupling gear in spatial proximity to the double coupling gear. In the event where both the switch-on device and the side shaft couplings are arranged near the gearbox, the hydraulic unit 31 can even be dispensed with completely. The pressure-reduction valves can then be integrated in the double coupling gear.

[0062] The above-described invention is based on a so-called hang-on four-wheel drive. In contrast to the permanent four-wheel drive with the hang-on system the second axle is actively connected as required via a coupling. Evaluations of load spectrum data show that the hang-on systems have only minor “active time slices” in the vehicle cycle. The invention utilizes the non-active time slices to eliminate the power losses of the revolving drive components through complete shutdown of the four-wheel drive train.

[0063] As mentioned, the invention is described within the scope of a drive train concept, wherein switching off the all-wheel drive is done at the rear axle via both couplings. The drive train to the rear axle gearbox is uncoupled at the PTU (power take off unit) via a switch-on device 3 which preferably has synchronizing 16.

[0064] The disadvantage inter alia of the design shown in Figure 8 however is that with particularly high-torque off-road vehicles the torque is transmitted only via the exclusively frictionally engaged acting side shaft couplings 4 to the wheels of the secondary axle. Transmission of the drive torque exclusively via the frictionally engaged side shaft couplings is a disadvantage for particularly high-torque off-road vehicles, since this can result in substantial heat generation due to friction losses in the coupling packet. A positively working differential on the other hand works quasi loss-free and is accordingly best suited to high-torque vehicles.

[0065] Figure 12 shows a configuration adapted for high-torque vehicles of the above-described invention, which provides a shutoff system for shutting off the secondary axle 2 with a positively acting secondary axle differential 35, a positively acting lateral side shaft coupling 36 and with an additional switching element for this coupling with secondary axle synchronizing 38. The switching element or respectively the secondary axle synchronizing 38 should be able to engage and disengage the positively acting coupling 36.

[0066] As already described, the shutoff at the PTU is done advantageously for comfort reasons via synchronizing 16 of a switch-on device 3. Placing the switch-on device 3 together with synchronizing 16 to the left of the crown wheel can be managed relatively easily, as Figure 13 shows in detail. But the disadvantage of placing it in this position is that the structural space requirement on the PTU diminishes considerably.

[0067] It is therefore proposed to place the synchronizing within the available PTU housing, as Figure 14 illustrates. For this, the left crown wheel bearing is fixed in the housing by a separate

end shield 37. This end shield 37 is attached to the PTU housing using screws or other suitable fasteners to mount the synchronizing.

[0068] The synchronizing is preferably placed between the crown wheel shaft and the drive shaft. As is evident from Figure 14, the synchronizing unit 16 and the associated wiring fit in the available sleeve curve of the PTU. The advantage of this for the client is that the PTU which can be switched off fits in the available package.

[0069] Provided on the rear axle to the left next to the secondary axle differential 35 is a positively acting side shaft coupling 36 which is connected via a switching element to a secondary axle synchronizing 38 (Figure 15). Located to the right next to the secondary axle differential is a frictionally engaged acting side shaft coupling 4. The coupling takes on a double function.

[0070] In the activated four-wheel drive train, enclosing all synchronizings 16, 38, the side shaft coupling 4 works as a hang-on system, in which the torque is transmitted in doses to the wheels. If the coupling is open no torque is transmitted to the wheels, since the differential can revolve freely in the axle body and is not supported. In the deactivated four-wheel drive train, therefore in the secondary axle 2 not integrated in the drive power transmission, the left synchronizing 38 is opened so that both side shafts 12 and therefore also the wheels have no connection to the rear axle components. This state has a particularly consumption-reducing effect, since the axle components do not rotate and thus generate no losses, in particular also if the frictionally engaged side shaft coupling 4 illustrated in Figure 15 is opened at the same time.

[0071] In a further modification it is proposed on costing grounds to dispense with the additional shutoff on the rear axle (Figure 16). In contrast to the solution according to Figure 15, in which all parts of the axle are idle in the switched-off mode, the pinions of the secondary axle differential 35 still rotate, since separation of the left side shaft from the balancing wheel set is missing by the lack of synchronizing or respectively coupling and these therefore also rotate. As compared to the solution in Figure 15 a minor consumption disadvantage is to be expected by this circumstance. This disadvantage is countered by the lower expenditure.

[0072] The advantage is that the manufacturer or respectively the client can choose between the more preferably consumption-optimized solution or a more preferably cost-optimized solution. Connecting the all-wheel drive during travel should also happen in μ -jump or respectively μ -split conditions without loss of comfort and not be perceived as disruptive by the driver. The use of

both synchronizing on the rear axle (secondary axle synchronization 38) and synchronization 16 on the PTU acts advantageously for the connecting speed. This connection is described herein below for the drive train shown in Figure 12.

[0073] With connecting during travel the secondary axle synchronization 38 on the rear axle is first closed and thus the differential wheels are accelerated to speed. Next the side shaft coupling 4 is closed. The complete rear axle and the intermediate shaft 11 configured as a cardan shaft and the disconnected part of the PTU are thus accelerated via the wheels. As a last resort, the synchronous unit 16 is set on the PTU and the traction to the gearbox is established. The advantage of this switching sequence is that the complete drive train is accelerated by the rear wheels and the side shaft coupling 4. In particular it is gradually accelerated, so that synchronizings are relieved, since the mass of the components, to be accelerated for the purpose of speed adjustment, remains comparatively low.

[0074] In the case of a connection under μ -jump conditions - the front wheels spin and the rear axle is stationary - the synchronizing 16 is first connected to the PTU and the drive train as far as the rear axle is accelerated. Next the secondary axle synchronization 38 is laid on the rear axle and the connection is made to the left rear wheel. The drive torque can be delivered incrementally to the rear wheels with subsequent connection of the frictionally engaged side shaft coupling 4. The same advantages as described earlier for connecting during travel can also be realized.

[0075] Figure 17 shows a modular axle construction, in which a secondary axle with two side shaft couplings 4 can easily be assembled also by exchanging the left synchronous unit. This modularity enables the same basic construction in high-torque off-road vehicles with differential as can be employed in sports vehicles with two side shaft couplings 4 and axle drive without differential. The secondary axle drive unit is therefore built modular such that a frictionally engaged working coupling or a positively acting coupling can be used selectively as second coupling.

[0076] A drive train of a vehicle is described, comprising a permanently driven primary axle and a secondary axle connectable to the primary axle via switch-on device, in particular one or more positively acting synchronization units having a switch-on device.

[0077] A secondary axle drive unit for the drive train defined in the previous paragraph was likewise described, having a frictionally engaged acting first coupling and a second coupling, in particular a positive second coupling acting as synchronizing, via which the driven shafts cooperating with the secondary axle drive can be uncoupled from the secondary axle drive. This secondary axle drive unit is preferably built modular such that a frictionally engaged working coupling or a positively acting coupling can be selectively used as second coupling. Also, a housing for such a modular built secondary axle drive unit was described.

Legend

- 1 — primary axle
- 2 — secondary axle
- 3 — switch-on device
- 4 — side shaft couplings
- 5 — inner plates
- 6 — outer plates
- 7 — inner plate carrier
- 8 — outer plate carrier
- 9 — axle drive unit
- 10 — hang-on coupling
- 11 — intermediate shaft
- 12 — secondary side shaft
- 13 — wheel hub coupling
- 14 — spur gear step
- 15 — connection shaft
- 16 — synchronizing
- 17 — drive basket (primary axle differential)
- 18 — transverse shaft
- 19 — pinion shaft
- 20 — drive sprocket
- 21 — crown wheel carrier shaft
- 22 — pressure piston
- 23 — drive housing cover
- 24 — thrust bearing
- 25 — ondular washer
- 26 — Z disc
- 27 — oil sump
- 28 — oil trap
- 29 — oil line bore
- 30 — actuator
- 31 — hydraulic unit
- 32 — pressure reduction valve
- 33 — center differential

- 34—coupling
- 35—secondary axle differential
- 36—side shaft coupling (positive)
- 37—end shield
- 38—secondary axle synchronizing
- 39—hypoid wheel set

Substitute Specification
Clean Version

DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE

CROSS-REFERENCE TO RELATED APPLICATIONS

[0001] The present application claims priority to German Patent Application No. 10 2008 002 844.4 filed on May 6, 2008 and German Patent Application No. 10 2008 057 272.1 filed on November 13, 2008.

STATEMENT RE: FEDERALLY SPONSORED RESEARCH/DEVELOPMENT

[0002] Not applicable.

1. Technical field of the Invention

[0003] The invention relates to a drive train of a vehicle, comprising a primary axle permanently driven by a primary drive train and a secondary axle connectable to the primary axle by a switch-on device, which can be driven by a secondary drive train, whereby the switch-on device has a switch-on mechanism via which the secondary drive train can be integrated in the drive train transferring the overall drive output, and whereby the secondary drive train output is conveyed via side shaft couplings into side shafts of the secondary axle when the secondary axle is connected and is transferred to drive wheels of the secondary axle.

2. Description of Related Art

[0004] Drive trains of this type are known in automobile construction in particular as a manually connected four-wheel drive. Their purpose is to enable the driver to distribute the drive power to all drive wheels of the vehicle in specific operating situations.

[0005] On the one hand drive trains are known which enable the secondary axle to be switched on mostly exclusively when the vehicle is idling. These include in particular positively working, mechanical wheel hub circuits which can be coupled either expensively by hand or via switch

and control units to be provided additionally in the vehicle. Also, the driver must switch the transfer gearbox over manually from single-axle drive to four-wheel drive. Switching during driving is mostly not an option due to unavailable speed synchronization of the positively engages power transmission elements or if so is possible only at minimal speeds. It can also be necessary when switching over from all-wheel drive to single-axle drive to first reverse a few meters to disengage the freewheeling mechanism. Such systems are used especially in off-road vehicles and are provided either factory-set or as a retrofit kit.

[0006] On the other hand there are drive trains also known which enable connection during travel. A connectable secondary axle is also designated as a “hang-on” axle. Here the secondary drive wheels are uncoupled from the vehicle drive by a coupling provided in the whole drive train. Frictionally engaged couplings, which enable connecting of the secondary axle during travel, are used here in particular.

[0007] Drive trains with connectable secondary axles however introduce a series of disadvantages. First, care should be taken that the drive wheels of the primary axle and the drive wheels of the secondary axle in particular travel different trajectories when driving round curves, but also in other operational situations, which without a corresponding speed difference balance would lead to tensions in the drive train. In order to lower tensions caused by different drive wheel speeds on primary axle and secondary axle longitudinal equalization or respectively longitudinal differential is to be provided. Tensions caused by different drive wheel speeds of the drive wheels of the secondary axle are offset by a transverse equalization usually formed by transverse differential. Also, starting out from the regularly driven primary axle the secondary drive train output must be transmitted to the secondary axle, which usually happens via an angular gear and an intermediate shaft to which the transverse differential connects. As compared to a vehicle which is fitted exclusively with a permanently driven primary axle, these additional system components to be provided make the drive train clearly more complex in the structural aspect. Vehicle costs in development and construction are clearly higher as a result. The larger number of required components also makes such a drive train expensive and contributes to more weight, in turn resulting in increased fuel consumption.

[0008] In addition, countless factors diminish the net drive output actually available in operation, therefore that part of the overall drive-side available drive output, which actually can be utilized for propelling the vehicle, and also whenever the secondary axle not is connected. In this case the

secondary axle drive train is interrupted at a point between the primary axle and the drive wheels by the switch-on device, such that no drive power is transmitted to the secondary axle drive wheels. The components of the secondary drive train however are still being driven either by the vehicle drive via the primary axle and/or by the secondary drive wheels or respectively dragged along passively, without transmitting drive power. This gives rise to friction losses (bearing friction, churning losses, friction of gearwheel engagement, etc.) and the rotating masses of the secondary driven train components (differential, intermediate shaft, couplings, etc.) are to be accelerated or respectively retarded constantly with the vehicle during dynamic driving. This power loss contributes significantly to the fact that fuel consumption in a vehicle with connectable secondary axle even with uncoupled secondary axle is noticeably higher than in a vehicle having no drivable secondary axle. If it is also considered that the operating times in which the connectable secondary axle is actually integrated actively in the whole drive train constitute only a minimal portion of the total operating times of a vehicle with connectable secondary axle, it follows that a not inconsiderable quantity of fuel could be saved over the total operating period. Clients wanting a vehicle which provides a selectively connectable secondary axle must consider increased consumption however, even if they barely make use of connecting.

BRIEF SUMMARY OF THE INVENTION

[0009] The aim of the invention is therefore to further develop a drive train of the type initially specified such that when the secondary axle is uncoupled, power loss is minimized. A further aim of the invention is to reduce the additional structural cost and the associated extra weight of a vehicle with connectable secondary axle, despite the possibility of longitudinal equalization between primary and secondary axle and the possibility of transverse equalization on the secondary axle. At the same time a drivable secondary axle should be provided which can be switched on automatically during travel, in particular also at higher speeds. Compared to manually connectable wheel hub couplings operating comfort and suitability for daily use in particular should be increased.

[0010] This task is solved according to the invention by the switch-on mechanism and/or the side shaft couplings having at least one frictionally engaged coupling and, when the secondary axle is uncoupled, the section of the secondary drive train located between the connection unit and the

side shaft couplings is uncoupled both from the primary drive train, in particular from the primary axle, and from the secondary drive wheels.

[0011] When the secondary drive train is connected both the side shaft couplings and the switch-on device are coupled, enabling the secondary drive output flow from the primary axle to the secondary axle drive wheels. When the secondary drive train is disconnected both the side shaft couplings and the switch-on device are uncoupled, so that when the secondary axle is uncoupled the section of the secondary drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled both from the drive power and from the drive wheels of the secondary axle. At the same time the effort should be made to shut down as many components as possible. Other measures which reduce power loss are also significant.

[0012] This configuration of the drive train makes it possible to completely shut down a majority of the secondary drive train with the secondary axle uncoupled. The drive train components belonging to the shutdown section of the secondary axle drive train consequently cause no power loss. Frictionally engaged couplings are provided particularly to match the speed of both components of the secondary drive train uncoupled from the vehicle drive and from the drive wheels of the secondary axle prior to incorporating in the whole drive train at the speed of the non-uncoupled components of the drive train.

[0013] In a preferred embodiment it is provided that when the secondary axle is connected the side shaft couplings form drive output distribution without differential from the part of the secondary drive train located between the connection unit and the side shaft couplings to the drive wheels of the secondary axle similarly to transverse differential, therefore ensure transverse equalization in particular. Transmitting the secondary drive train output to the secondary axle therefore preferably occurs not via a conventional differential gearbox, but via a purely coupling-controlled axle drive without differential. In the process the side shafts are connected in each case via a side shaft coupling to the part of the secondary axle drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings. Since the side shaft couplings can be selected individually a defined skidding behavior can be depicted. The added advantage here is that not only transverse equalization but at the same time also longitudinal equalization can be guaranteed via the side shaft couplings. Consequently the side shaft couplings form drive output distribution without differential between the primary axle and the secondary axle similarly to

longitudinal differential when the secondary axle is connected. Separately provided longitudinal equalization, for example in the form of a regulated longitudinal differential, can be omitted.

[0014] With this type of axle drive without differential, in addition to simultaneous transverse and longitudinal equalization other functions are also conceivable, such as that of an active-yaw differential, in which a yawing moment can be produced specifically by the individual actuation of the couplings. Any limit values can also be shown by the individually adjustable side shaft couplings, so that the functions of limit differential can also be realized. Omitting a plurality of otherwise necessary drive train components (wheel hub switching, transverse and longitudinal differential) makes a cost-optimized and weight-optimized configuration of the drive train possible.

[0015] In a further preferred embodiment the switch-on device has a positively working power transmission gearbox, in particular an angular gear working via cogged wheels. At the same time it should be noted that this positively working gearbox can be switched so that the tight fit is nullified when the secondary axle is not connected and the section of the secondary drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled from the vehicle drive. The switch-on device is preferably arranged on the primary axle and the secondary drive train output is felt directly by a primary axle shaft preferably by the switch-on mechanism when the secondary drive train is connected. Primary axle shaft does not necessarily mean a side shaft of the primary axle. More decisive is the spatial and functional assignation of the primary axle shaft to the primary drive train. The primary axle drive shaft preferably rotates concentrically to the primary axle side shafts.

[0016] The positive power transmission gearbox must of course be synchronized for the switching procedures to be provided, therefore in particular the coupling or respectively uncoupling of the secondary drive train. Such speed synchronization can be readily guaranteed on the one hand by means of gearbox synchronization familiar to the expert. The power transmission gearbox however is preferably synchronized by the side shaft couplings to create the tight fit. If the part of the secondary drive train located between the side shaft couplings and the switch-on device for transmitting part of the available overall drive output to the secondary axle were to be switched to the whole drive train, the secondary drive train, which is then powered by the drive wheels rolling way on the street, can be graduated to switching speed and thus speed synchronization can be executed by coupling the side shaft couplings. After the

synchronization speed is reached the tight fit can be made by switch-on mechanism of the switch-on device. Even if conventional synchronization were not to be omitted despite such speed matching, synchronization can be supported by the frictionally engaged side shaft couplings being lightly closed prior to coupling of the secondary drive train. Synchronous forces accordingly drop out slightly. Components can be dimensioned for lesser loads, also an advantage for the lifetime of the components.

[0017] It can also be provided that the side shaft couplings are formed by a frictionally engaged multiple disc clutch, whereby the friction plates connected torque-proof to the secondary drive wheels cooperate with an inner plate carrier and the vehicle drive-side discs cooperate with an outer plate carrier. This configuration enables the particularly energy-efficient use of an on-demand lubricating of the clutch packs without additional, external oil supply. The clutch housing forms an oil sump filled with lubricating and cooling oil, in which the coupling discs plunge. If the outer plate carrier rotates it takes the oil along with it on its exterior and delivers it to an oil circuit. This oil supply output afflicted with power loss is canceled whenever the outer plate carrier does not rotate when the coupling is open. This is possible however only if the outer plate carrier forms part of the shut-down section of the secondary drive train.

BRIEF DESCRIPTION OF THE DRAWINGS

[0018] Further characteristics and advantages of the invention will emerge from the independent claims and the following description of preferred embodiments by way of the diagrams, in which:

[0019] Figure 1 illustrates a first drive train with permanently driven primary axle and connectable secondary axle, the underlying functional principle of which is known from the prior art;

[0020] Figure 2 illustrates a second drive train with permanently driven primary axle and connectable secondary axle, the underlying functional principle of which is known from the prior art;

[0021] Figure 3 illustrates a drive train with permanently driven primary axle and connectable secondary axle, the section of the secondary drive train of which located between side shaft couplings and switch-on device is shut down;

[0022] Figure 4 illustrates a switch-on device of Figure 3 in detail;

[0023] Figure 5 illustrates a secondary axle drive without differential of Figure 3 with loosened side shaft couplings in detail;

[0024] Figure 6 illustrates a secondary axle drive without differential of Figure 3 with closed side shaft couplings in detail;

[0025] Figure 7 illustrates a cross-section through a side shaft coupling of an axle drive without differential with on-demand self-lubrication;

[0026] Figure 8 illustrates a first possible drive train concept (transversely inbuilt front motor with permanent front drive and connectable rear axle) in schematic illustration;

[0027] Figure 9a illustrates a second possible drive train concept (along inbuilt front motor with permanently driven rear axle and connectable front axle) in schematic illustration;

[0028] Figure 9b illustrates a drive train concept corresponding as far as possible to the drive train concept according to Figure 9b with a blockable center differential;

[0029] Figure 10 illustrates a third possible drive train concept (rear-mounted engine with permanently driven rear axle and connectable front axle) in schematic illustration;

[0030] Figure 11 illustrates a schematically illustrated hydraulic circuit for triggering the switching and adjusting elements of the drive train;

[0031] Figure 12 illustrates a drive train concept substantially corresponding to Figure 8, wherein a positively acting side shaft coupling is provided one-sided on the secondary axle;

[0032] Figure 13 illustrates a first depiction of a connection device provided on the primary axle with a synchronizing unit;

[0033] Figure 14 illustrates a second depiction of a connection device provided on the primary axle with a synchronizing unit;

[0034] Figure 15 illustrates an axle drive unit driving the secondary axle with a positively acting side shaft coupling for the left side shaft;

[0035] Figure 16 illustrates an axle drive unit driving the secondary axle, in which the a side shaft coupling is completely omitted on one side; and

[0036] Figure 17 illustrates a graphic depiction of a modular construction realizing the invention, of a secondary axle drive unit.

DETAILED DESCRIPTION OF THE INVENTION

[0037] Figure 1 shows a drive train of a vehicle, which is known from the prior art with respect to its functional principle. The primary axle 1 is permanently driven. A non-switchable angular gear branches part of the drive power off from the primary axle and supplies it to the secondary drive train serving to drive the secondary axle 2. Provided in front of the axle drive unit 9 is a hang-on coupling 10 which in the closed state connects an intermediate shaft 11 and the axle drive unit 9 non-positively and is thus able to convey the secondary drive train output as required to the axle drive unit 9. The axle drive unit 9 has a conventional structure and has a bevel gear differential to which the secondary side shafts 12 attach.

[0038] Figure 2 shows a drive train of a vehicle, the functional principle of which is likewise known from the prior art. In contrast to Figure 1 the axle drive unit 9 is not connected to the intermediate shaft 11 via a switchable coupling, but the intermediate shaft 11 is flange-mounted solidly on the axle drive unit 9. Positively working claw couplings 13 are provided on the wheel hubs to uncouple the drive wheels of the secondary axle 2 from the drive power, and these can be engaged either manually or by connection devices to be provided in addition, which is possible only stationary due to the lack of speed synchronization and the possibility of a speed alignment between the components to be engaged. In contrast to the angular gear of the drive train arranged on the primary axle 1 of Figure 1 the angular gear of the drive train of Figure 2 is configured as a switchable switch-on device 3, also designated as power take-off unit, PTU in short.

[0039] Both in the drive train of Figure 1 and the drive train of Figure 2 the secondary drive train is not integrated in the part of the drive train transmitting the overall drive output and thus transmits no drive power to the drive wheels of the secondary axle 2.

[0040] In the example of Figure 1 the dark-shaded secondary drive train components also rotate, as the components of the drive train, arranged on the vehicle drive side viewed from the hang-on coupling 10, are dragged along by the angular gear, whereas the secondary drive train components, arranged in the direction of the drive wheels of the secondary axle viewed from the hang-on coupling 10, are dragged along by the drive wheels rolling away on the roadbed.

[0041] In contrast to the drive train of Figure 1 a substantial section of the secondary drive train does not rotate at the same time in the drive train of Figure 2 (lightly shaded illustrated section), since the wheel hub couplings 13 are not engaged on the drive wheel side and the switch-on

device 3 is not engaged on the vehicle drive side. The section of the secondary drive train arranged between these drive train components is therefore inoperative.

[0042] Figure 3 shows a drive train with permanently driven primary axle 1 and connectable secondary axle 2, the section of the secondary drive train of which located between side shaft couplings 4 and switch-on device 3 is inoperative. In contrast to the axle drive units 9 of Figure 1 and Figure 2 the axle drive unit 9 of Figure 3 is designed without differential. Here two frictionally engaged working side shaft couplings 4 transmit the secondary drive output to the side shafts 12 of the secondary axle 2. The drive torque and slippage to be transferred are freely adjusted by these freely adjustable side shaft couplings 4, such that with this axle drive functions of longitudinal differential and of active-yaw differential can be shown in addition to the functions of transverse differential. When compared to the axle drive units 9 of Figures 1 and 2 the axle drive unit 9 in Figure 3 is designed substantially less complex and clearly lighter in the structural sense. To shut down the secondary drive train the side shaft couplings 4 are opened and the secondary drive train is uncoupled from the permanently driven part of the drive train via the switch-on device 3. Taken by itself, neither the side shaft couplings 4 nor the switch-on device 3 could execute the fundamental inventive idea; with respect to the invention rather they cooperate synergistically.

[0043] Computer comparison of the drive train concepts of Figures 1, 2 and 3 has shown that the power losses occurring in the overall drive trains when the secondary axle is switched off are clearly different. Whereas the power loss of the drive train of Figure 1 at 100 km/h is around 2.7 kW due to the plurality of rotating drive train components, in a drive train according to Figure 2 at the same speed it is around 0.08 kW only, therefore less than a thirtieth, but whereby the already specified disadvantages offer a considerable restriction of comfort and practicability for the latter drive train. The power loss occurring in the drive train of Figure 3 at 100 km/h was calculated with 0.31 kW and is thus only marginally above the power loss of the drive train of Figure 2, yet is around only a tenth of the power loss to be expected from the drive train of Figure 1, without the driver having to put up with losses in comfort and practicability.

[0044] Figure 4 shows the switch-on device 3 of Figure 3 in detail. This is a switchable angular gear, in which the tight fit occurs from a spur gear step 14 engaging with a connecting shaft 15, which is permanently driven by the drive basket 17 of the primary axle differential, by means of a switch-on mechanism, formed here by synchronizing 16. As is evident from Figure 4 when the

secondary drive is switched off the spur gear step 14 does not rotate along with the permanently driven primary drive train. The coupling point between permanently driven primary drive train and connectable secondary drive train is therefore the synchronizing 16. When the secondary drive train is connected the spur gear step 14 transmits the secondary drive train output first via a transverse shaft 18 to a crown wheel which delivers the drive power in turn via a pinion shaft 19 to the intermediate shaft 11 and thus forwards it to the secondary axle.

[0045] Such a multi-level configuration of the forwarding of the secondary drive output flow is not mandatory. Other simplification steps can also be undertaken, for example by the connecting shaft 14 providing no spur gear, but a crown wheel for directly forwarding the secondary drive output to the pinion shaft.

[0046] To support the synchronizing of spur gear step 14 and connecting shaft 15 it is provided that the side shaft couplings are switched prior to synchronizing of the shafts to bring the intermediate shaft 11 and thus also the spur gear shaft 14 up to speed. The switch-on mechanism is actuated preferably hydraulically, but naturally can also be actuated another way, for example pneumatically, by electric motor or electromagnetically.

[0047] It is of course also feasible to provide other positive or also non-positive connecting mechanisms in addition to the positively working synchronizing illustrated in Figure 4. A frictionally engaged coupling can also ensure the secondary drive output flow from the connecting shaft 15 to the spur gear step 14 in place of synchronizing. In this case positively working side shaft couplings could also be provided, whereby the advantages of a drive train without differential would be relinquished however. Nevertheless, there are cases where such a solution could be offered.

[0048] Figures 5 and 6 show the secondary axle drive without differential already described for Figure 3, whereby Figure 5 shows the state when the secondary axle is switched off and Figure 6 shows the state when the secondary axle is connected.

[0049] The drive sprocket 20 is connected torque-proof via a flange to the intermediate shaft and is engaged with a crown wheel. The crown wheel is connected solidly to a crown wheel carrier shaft 21. Its mounting in the axle drive housing guarantees that both the introduced torque and the gearing forces are absorbed. Outer plate carrier 8 of both couplings are connected torque-proof to the crown wheel carrier shaft 21. Positioned in between the outer plate carriers 8 and inner plate carrier 7 is a clutch pack of outer plates 6 and inner plates 5 of the side shaft

couplings 4. The inner plate carrier 7 connected torque-proof to the inner plates is in turn connected to the side shaft 12 via a wedge gearing.

[0050] The clutch pack is compressed by a hydraulically actuated pressure piston 22 located in a lateral axle drive housing cover 23 and the coupling is closed, so that when the secondary axle is connected (hang-on mode) the drive power is generated via the clutch pack to the drive wheels. Arranged between clutch pack and pressure piston 22 is a thrust bearing 24 which guarantees the speed equalization between the standing pressure piston 22 and the rotating clutch pack.

[0051] Figure 5 illustrates that in the switched-off mode only a few components of the rear axle rotate and the losses are kept to a minimum. When the secondary drive (Figure 5 opened coupling) is switched off only the inner plate carrier 7 with the inner plates 5 connected thereto rotate from the coupling packet, and a few bearing components. The outer plate carrier 8 with the outer plates 6 and the pressure piston 22 are stationary. This is particularly advantageous, since the complete thrust bearing 24 likewise stalls due to this arrangement. The purpose of the ondular washer 25, which is supported between the outer plate carrier 8 and a Z disc 26 of the thrust bearing 24, is to press the clutch pack apart into the non-pressurized state so as to cause least possible friction. By comparison, with the coupling closed, all components of the rear axle (cogging, coupling and thrust bearing) rotate, as follows from a comparison of Figures 5 and 6, in which in each case the idling rear axle components are illustrated singly hatched and the rotating rear axle components are cross-hatched.

[0052] A further aspect minimizing the power loss in the secondary drive train and contributing to the inventive idea is on-demand oiling of the side shaft couplings or respectively the clutch pack, illustrated in Figure 7. If the side shaft coupling 4 is closed, outer plate carrier 8 rotates and with its outer side scoops oil from an oil sump 27, which is formed in Figure 7 from the coupling housing, thus delivering oil to the oil trap 28. From there the oil reaches the inner plate carrier via the oil line bores 29 and is distributed radially outwards by centrifugal force. This lubrication serves to lubricate and cool the clutch pack. If the side shaft coupling however is opened and the secondary drive train is switched off, such that the coupling has no cooling and lubricating requirement, the outer plate carrier is stationary and there is consequently no oil supplied, which likewise contributes to a diminishing of power losses when the secondary drive train is uncoupled.

[0053] With the side shaft couplings 4 power loss can also be saved by the friction plates of the side shaft couplings 4 being configured differently, depending on whether they are outer plates 8 or inner plates 7. The inner plates 7, therefore the friction plates, which, as previously described, are preferably connected torque-proof to the side shafts 12 of the secondary axle 2 and accordingly revolve permanently, can be configured as blank steel discs with a relatively low-friction surface. If these rotate during travel with constant contact with cooling and lubricating oil, they cause only minor friction losses. But the outer plates 8, which are preferably idle anyway when the secondary axle drive train is disconnected, can present the actual friction lining and channeling delivering lubricating and cooling oil arranged herein or separately.

[0054] In a schematic illustration Figures 8, 9a, 9b and 10 show possible drive concepts, in which the principle of the invention is embodied, whereby the invention is understandably not restricted to the three illustrated drive concepts.

[0055] Figure 8 shows a drive train with transversely integrated front motor and permanent front drive (primary drive train with primary axle 1) and a secondary axle 2 connectable via a switch-on device 3, which are connected to one another via an intermediate shaft 11 (secondary drive train), as a possible drive train concept. The secondary axle drive, therefore the drive of the secondary side shafts 12, is achieved by side shaft couplings 4 without differential. Figure 8 corresponds to the drive train already shown in Figure 3.

[0056] Figures 9a and 9b show as second possible drive train concept a drive train with a longitudinally inbuilt front motor and permanently driven rear axle as primary axle 1. The front axle with the secondary side shafts 12 can be connected to the primary drive train as secondary axle 2 as required via the switch-on device 3, the intermediate shaft 11 and the side shaft couplings 4.

[0057] In Figure 9b there is the special case where an additional center differential 33 is provided. This can inter alia for the Fall, that the synchronizing 16 opened is and thus no drive power is transmitted to the intermediate shaft 11, be blocked by a coupling 34, so that no differential function is fulfilled, but revolves as block and drives the primary axle 1 as loss-free as possible. If connection is made via the switch-on device 3 and the synchronizing 16 of the secondary drive train, the intermediate shaft 11 is also driven by the beveloid gearing and, as described earlier, the drive power is transmitted via the side shaft couplings 4 to the side shafts 12 of the secondary axle. The coupling 34 can in this case be opened so that the center

differential 33 functions as open differential and assumes a longitudinal equalization function. Alternatively, the center differential also can be omitted, whereby the side shaft couplings 4 must then take over longitudinal equalization. It is also possible of course to block the planetary gear of the center differential 33 using the switch-on mechanism 3.

[0058] Figure 10 shows a drive train with rear-mounted engine. As in Figures 9a and 9b the rear axle here too is the permanently driven axle and thus the primary axle 1. The intermediate shaft 11 is flange-mounted on a switch-on device 3 arranged on the rear axle drive and transmits the secondary drive train output as required via the front axle drive without differential having side shaft couplings 4. The front axle forms the secondary axle 2 with the secondary side shafts 12.

[0059] Common to all drive concepts illustrated in Figures 8, 9a, 9b and 10 is that the part of the secondary axle drive train located between the switch-on device 3 and the side shaft couplings 4 stands completely idle when the secondary drive is switched off and thus causes no power loss.

[0060] Figure 11 shows a schematic overview of a possible hydraulic circuit configuration. The side shaft couplings and/or the switch-on mechanism 3 of the switch-on device are preferably supplied by a hydraulic unit 31 regulated according to requirements with pressurized oil, with which the pressure piston 22 in Figures 5 and 6 is activated. In so doing, the hydraulic unit 31 provides system pressure which is oriented to the highest momentarily required pressure. The currently required pressure is adjusted in the side shaft couplings via the pressure-reduction valves 32. Also, the secondary drive train is connected via a pressure-reduction valve 32 by the switch-on mechanism of the switch-on device. As soon as the switch-on mechanism has connected the secondary drive train and transmission of the secondary drive output is ensured, the switch pressure acting on the switch-on mechanism can be relieved again.

[0061] The hydraulic actuation schematically illustrated in Figure 11 can understandably also be executed in other ways. Synergies result for example from using double coupling gears. The hydraulic actuator of the switch-on device and/or the side shaft couplings can be operated directly by the hydraulics of the double coupling gear in spatial proximity to the double coupling gear. In the event where both the switch-on device and the side shaft couplings are arranged near the gearbox, the hydraulic unit 31 can even be dispensed with completely. The pressure-reduction valves can then be integrated in the double coupling gear.

[0062] The above-described invention is based on a so-called hang-on four-wheel drive. In contrast to the permanent four-wheel drive with the hang-on system the second axle is actively connected as required via a coupling. Evaluations of load spectrum data show that the hang-on systems have only minor “active time slices” in the vehicle cycle. The invention utilizes the non-active time slices to eliminate the power losses of the revolving drive components through complete shutdown of the four-wheel drive train.

[0063] As mentioned, the invention is described within the scope of a drive train concept, wherein switching off the all-wheel drive is done at the rear axle via both couplings. The drive train to the rear axle gearbox is uncoupled at the PTU (power take off unit) via a switch-on device 3 which preferably has synchronizing 16.

[0064] The disadvantage inter alia of the design shown in Figure 8 however is that with particularly high-torque off-road vehicles the torque is transmitted only via the exclusively frictionally engaged acting side shaft couplings 4 to the wheels of the secondary axle. Transmission of the drive torque exclusively via the frictionally engaged side shaft couplings is a disadvantage for particularly high-torque off-road vehicles, since this can result in substantial heat generation due to friction losses in the coupling packet. A positively working differential on the other hand works quasi loss-free and is accordingly best suited to high-torque vehicles.

[0065] Figure 12 shows a configuration adapted for high-torque vehicles of the above-described invention, which provides a shutoff system for shutting off the secondary axle 2 with a positively acting secondary axle differential 35, a positively acting lateral side shaft coupling 36 and with an additional switching element for this coupling with secondary axle synchronizing 38. The switching element or respectively the secondary axle synchronizing 38 should be able to engage and disengage the positively acting coupling 36.

[0066] As already described, the shutoff at the PTU is done advantageously for comfort reasons via synchronizing 16 of a switch-on device 3. Placing the switch-on device 3 together with synchronizing 16 to the left of the crown wheel can be managed relatively easily, as Figure 13 shows in detail. But the disadvantage of placing it in this position is that the structural space requirement on the PTU diminishes considerably.

[0067] It is therefore proposed to place the synchronizing within the available PTU housing, as Figure 14 illustrates. For this, the left crown wheel bearing is fixed in the housing by a separate

end shield 37. This end shield 37 is attached to the PTU housing using screws or other suitable fasteners to mount the synchronizing.

[0068] The synchronizing is preferably placed between the crown wheel shaft and the drive shaft. As is evident from Figure 14, the synchronizing unit 16 and the associated wiring fit in the available sleeve curve of the PTU. The advantage of this for the client is that the PTU which can be switched off fits in the available package.

[0069] Provided on the rear axle to the left next to the secondary axle differential 35 is a positively acting side shaft coupling 36 which is connected via a switching element to a secondary axle synchronizing 38 (Figure 15). Located to the right next to the secondary axle differential is a frictionally engaged acting side shaft coupling 4. The coupling takes on a double function.

[0070] In the activated four-wheel drive train, enclosing all synchronizings 16, 38, the side shaft coupling 4 works as a hang-on system, in which the torque is transmitted in doses to the wheels. If the coupling is open no torque is transmitted to the wheels, since the differential can revolve freely in the axle body and is not supported. In the deactivated four-wheel drive train, therefore in the secondary axle 2 not integrated in the drive power transmission, the left synchronizing 38 is opened so that both side shafts 12 and therefore also the wheels have no connection to the rear axle components. This state has a particularly consumption-reducing effect, since the axle components do not rotate and thus generate no losses, in particular also if the frictionally engaged side shaft coupling 4 illustrated in Figure 15 is opened at the same time.

[0071] In a further modification it is proposed on costing grounds to dispense with the additional shutoff on the rear axle (Figure 16). In contrast to the solution according to Figure 15, in which all parts of the axle are idle in the switched-off mode, the pinions of the secondary axle differential 35 still rotate, since separation of the left side shaft from the balancing wheel set is missing by the lack of synchronizing or respectively coupling and these therefore also rotate. As compared to the solution in Figure 15 a minor consumption disadvantage is to be expected by this circumstance. This disadvantage is countered by the lower expenditure.

[0072] The advantage is that the manufacturer or respectively the client can choose between the more preferably consumption-optimized solution or a more preferably cost-optimized solution. Connecting the all-wheel drive during travel should also happen in μ -jump or respectively μ -split conditions without loss of comfort and not be perceived as disruptive by the driver. The use of

both synchronizing on the rear axle (secondary axle synchronization 38) and synchronization 16 on the PTU acts advantageously for the connecting speed. This connection is described herein below for the drive train shown in Figure 12.

[0073] With connecting during travel the secondary axle synchronization 38 on the rear axle is first closed and thus the differential wheels are accelerated to speed. Next the side shaft coupling 4 is closed. The complete rear axle and the intermediate shaft 11 configured as a cardan shaft and the disconnected part of the PTU are thus accelerated via the wheels. As a last resort, the synchronous unit 16 is set on the PTU and the traction to the gearbox is established. The advantage of this switching sequence is that the complete drive train is accelerated by the rear wheels and the side shaft coupling 4. In particular it is gradually accelerated, so that synchronizings are relieved, since the mass of the components, to be accelerated for the purpose of speed adjustment, remains comparatively low.

[0074] In the case of a connection under μ -jump conditions - the front wheels spin and the rear axle is stationary - the synchronizing 16 is first connected to the PTU and the drive train as far as the rear axle is accelerated. Next the secondary axle synchronization 38 is laid on the rear axle and the connection is made to the left rear wheel. The drive torque can be delivered incrementally to the rear wheels with subsequent connection of the frictionally engaged side shaft coupling 4. The same advantages as described earlier for connecting during travel can also be realized.

[0075] Figure 17 shows a modular axle construction, in which a secondary axle with two side shaft couplings 4 can easily be assembled also by exchanging the left synchronous unit. This modularity enables the same basic construction in high-torque off-road vehicles with differential as can be employed in sports vehicles with two side shaft couplings 4 and axle drive without differential. The secondary axle drive unit is therefore built modular such that a frictionally engaged working coupling or a positively acting coupling can be used selectively as second coupling.

[0076] A drive train of a vehicle is described, comprising a permanently driven primary axle and a secondary axle connectable to the primary axle via switch-on device, in particular one or more positively acting synchronization units having a switch-on device.

[0077] A secondary axle drive unit for the drive train defined in the previous paragraph was likewise described, having a frictionally engaged acting first coupling and a second coupling, in particular a positive second coupling acting as synchronizing, via which the driven shafts cooperating with the secondary axle drive can be uncoupled from the secondary axle drive. This secondary axle drive unit is preferably built modular such that a frictionally engaged working coupling or a positively acting coupling can be selectively used as second coupling. Also, a housing for such a modular built secondary axle drive unit was described.

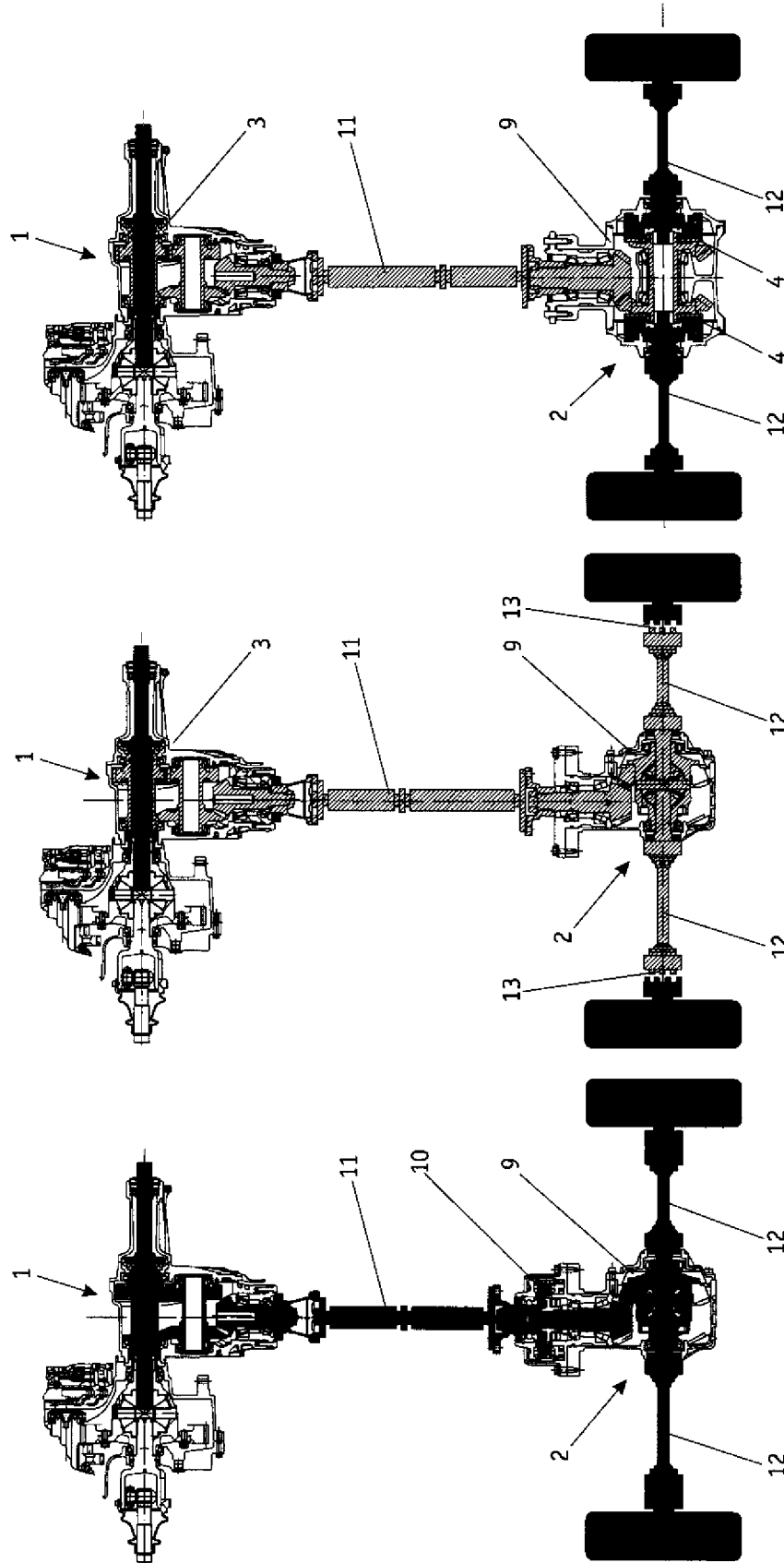


Fig. 3

Fig. 2

Fig. 1

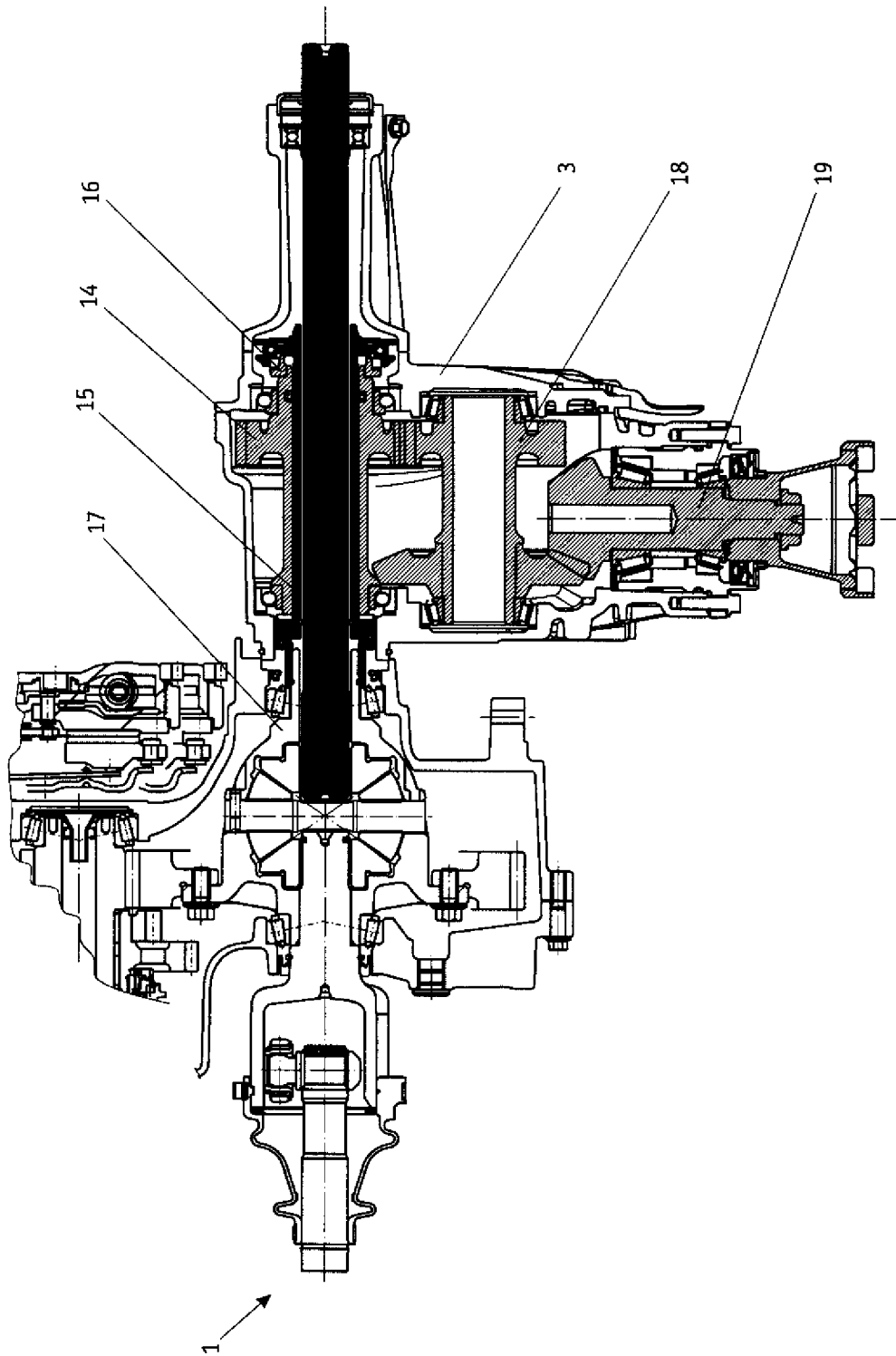


Fig. 4

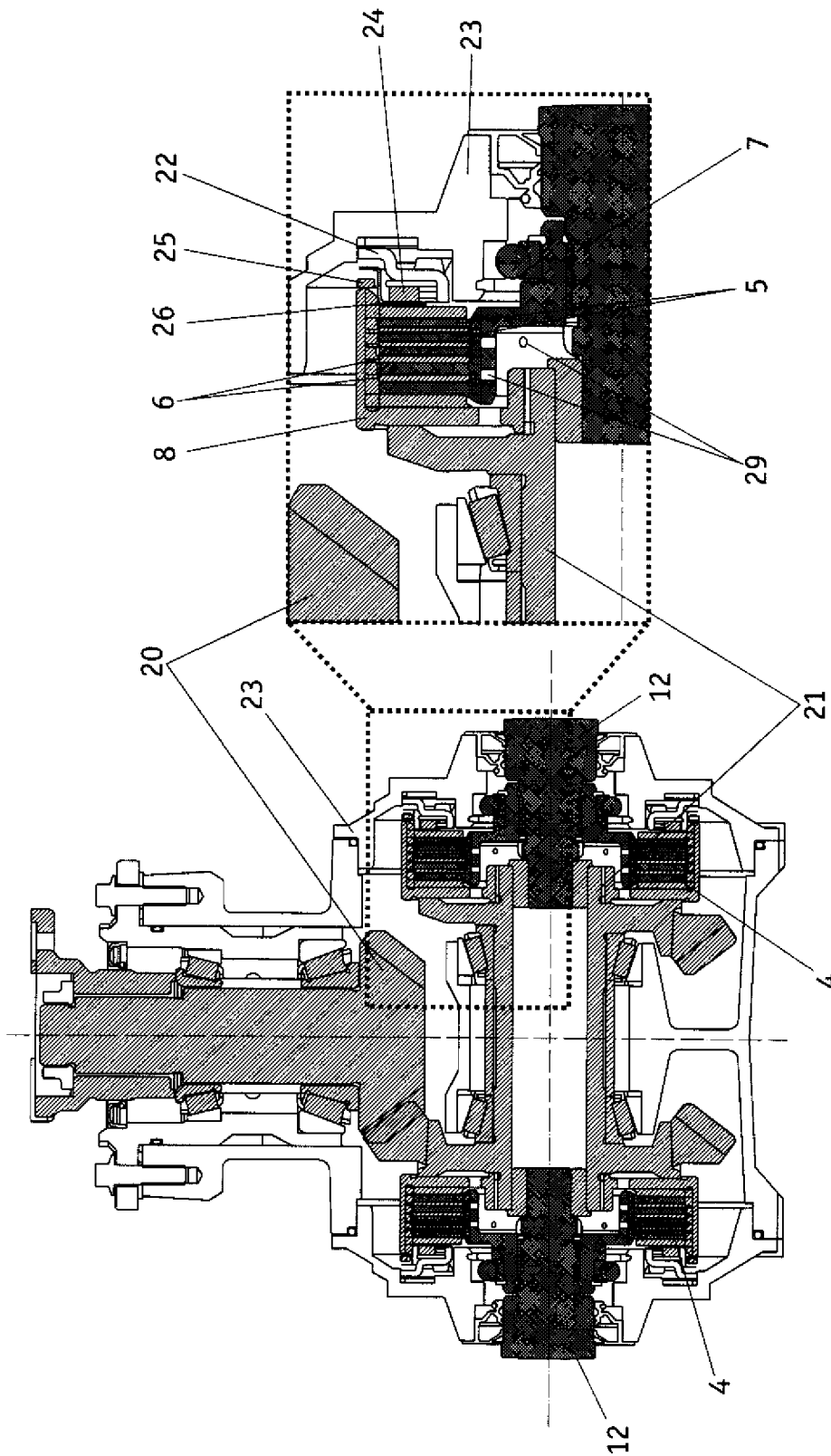


Fig. 5

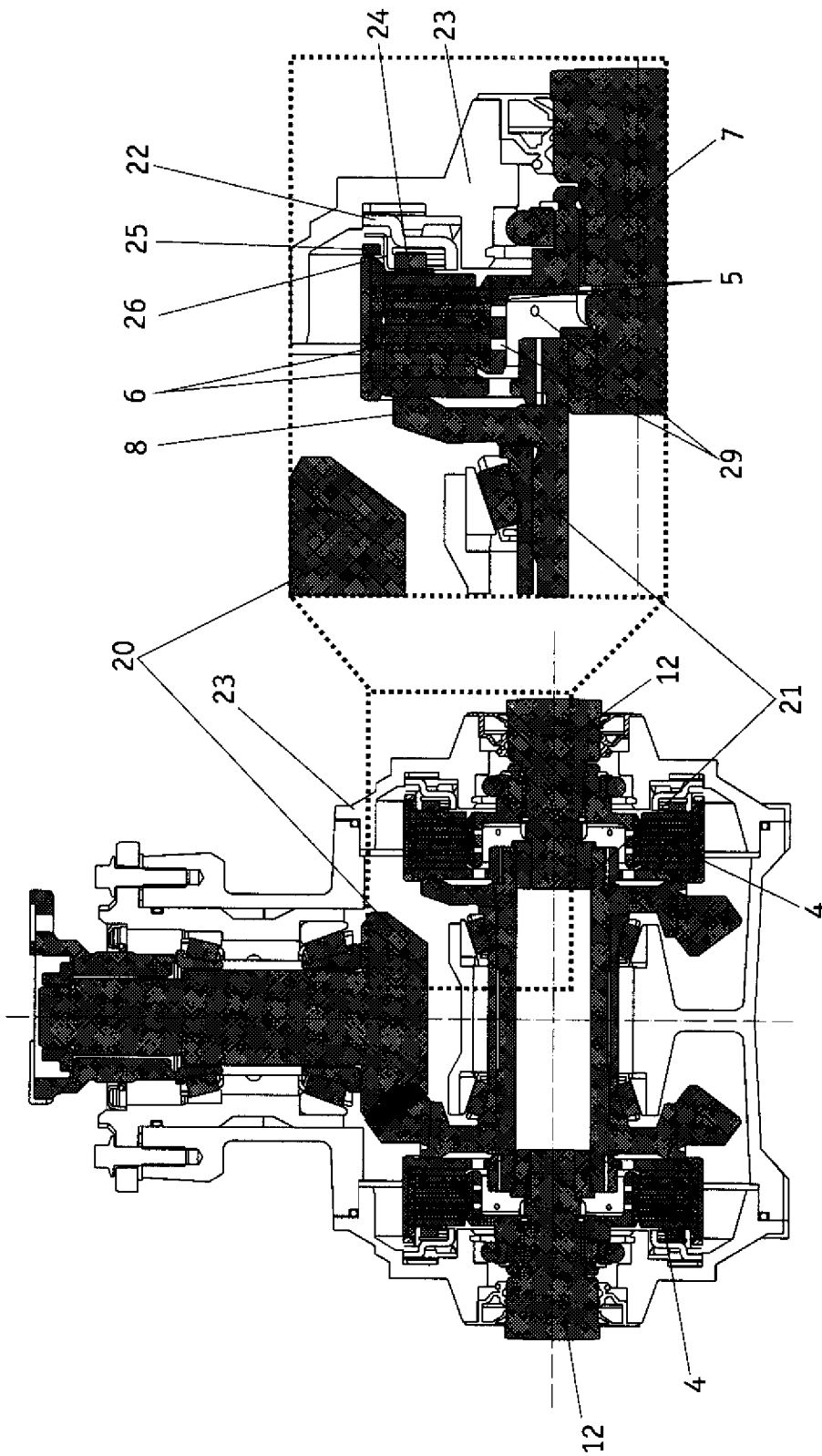


Fig. 6

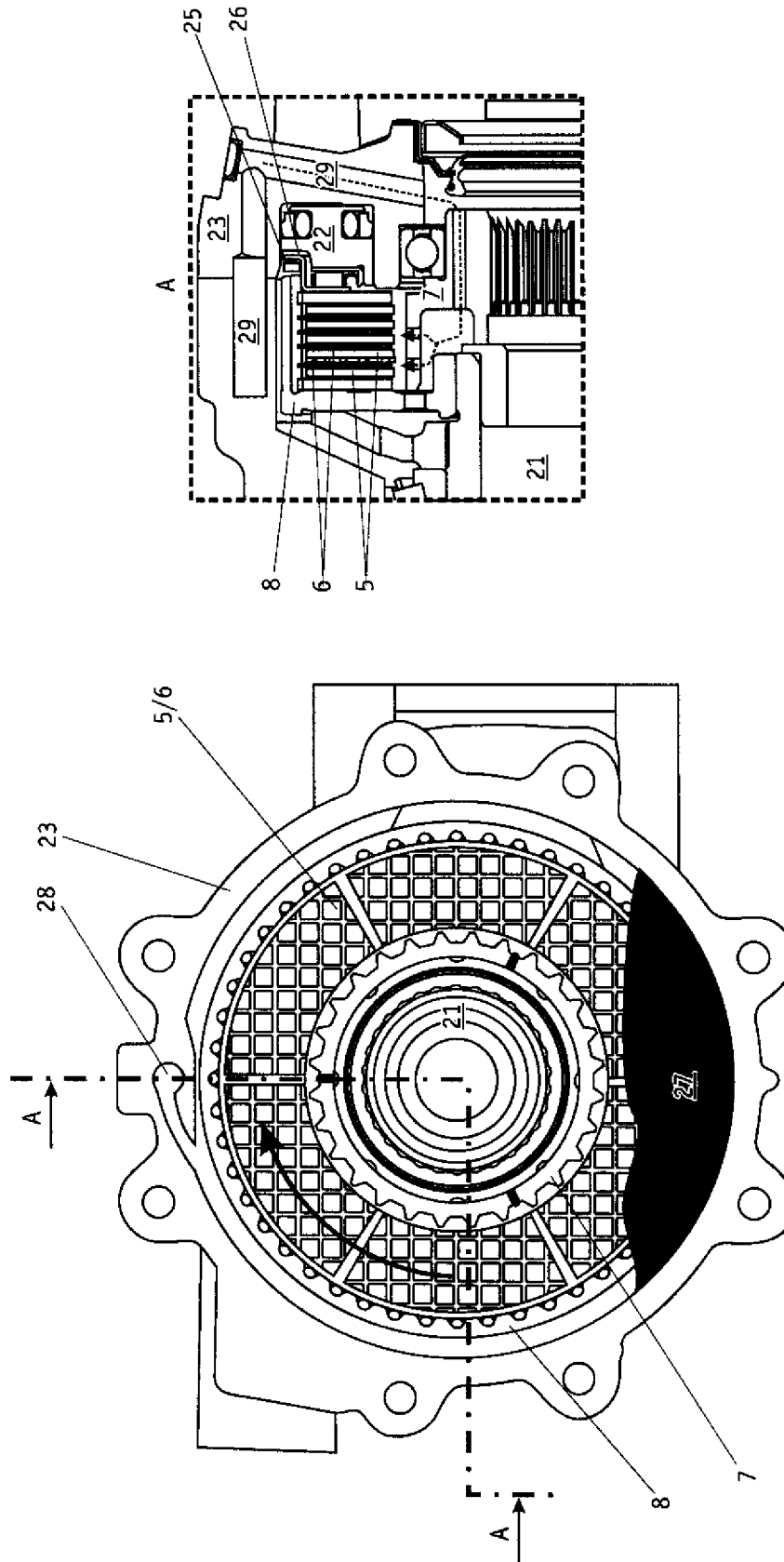


Fig. 7

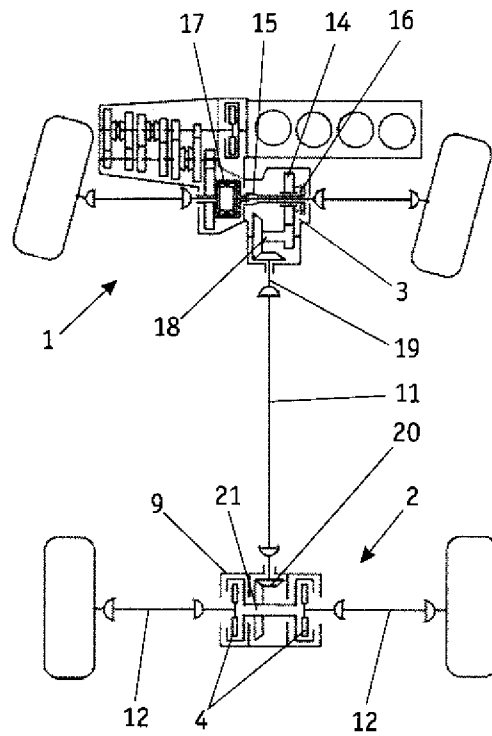


Fig. 8

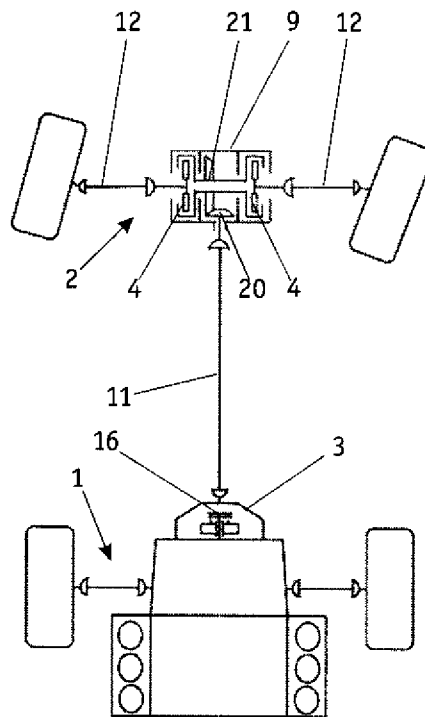


Fig. 10

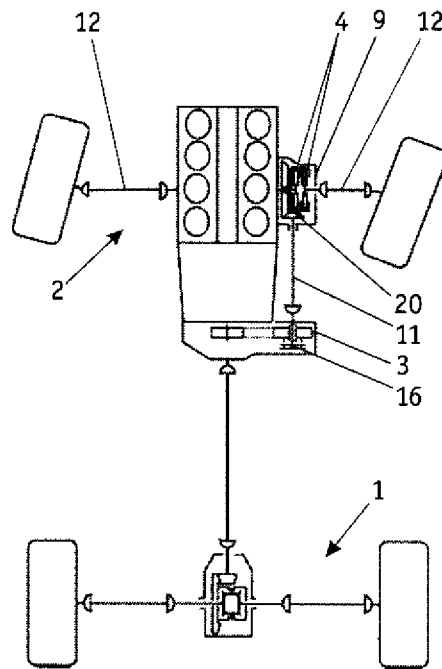


Fig. 9a

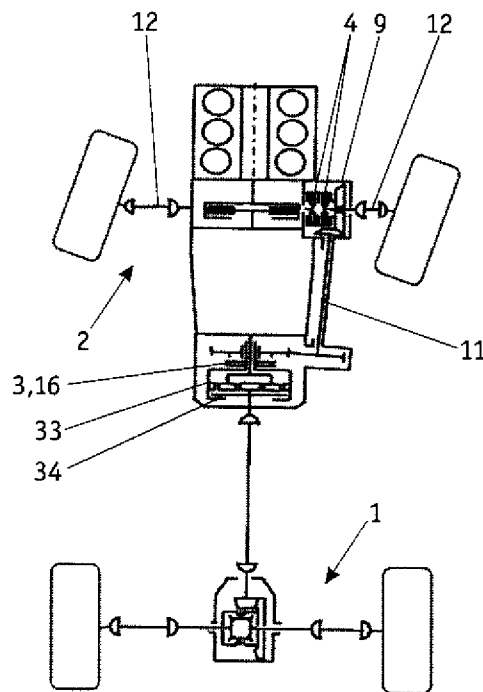


Fig. 9b

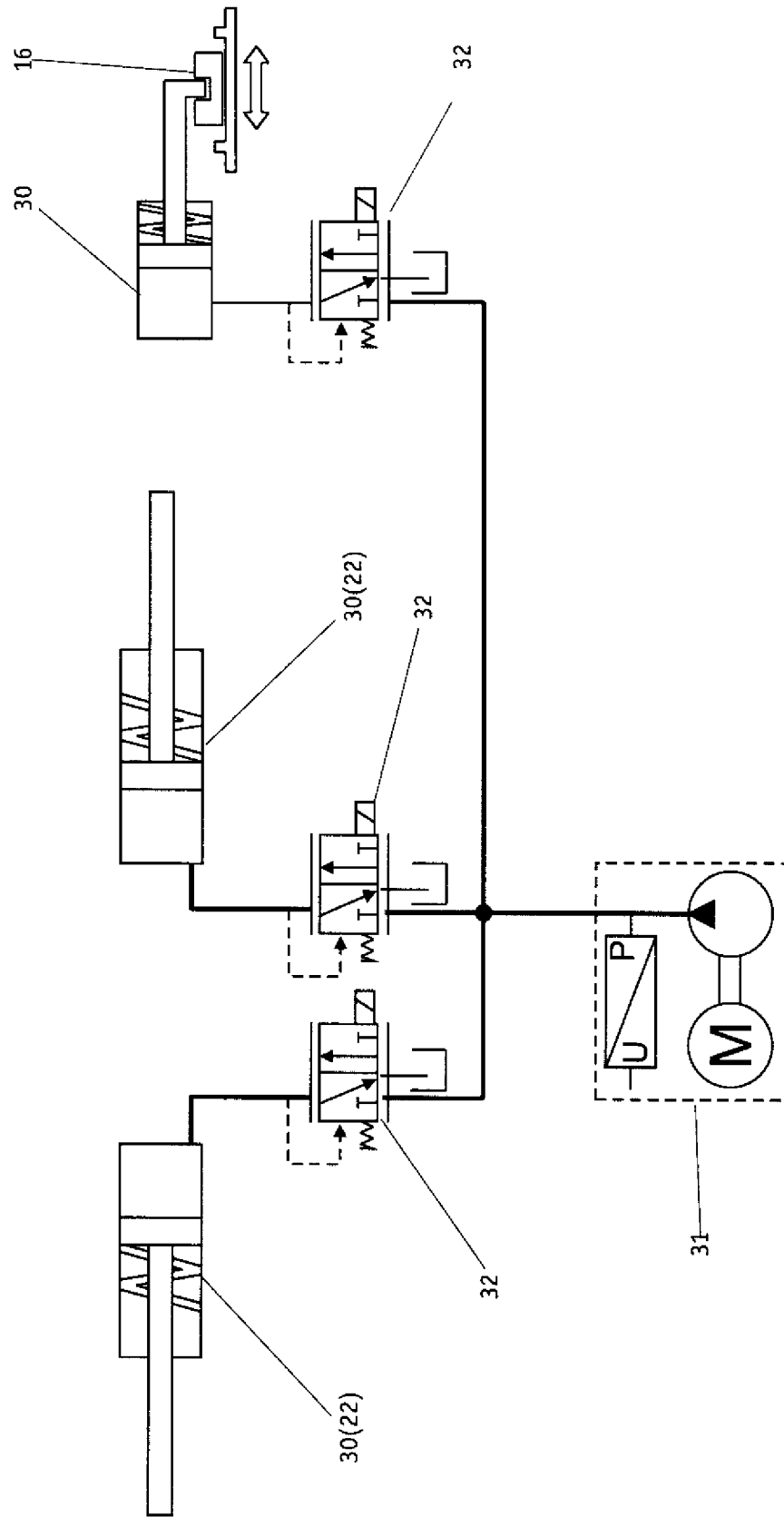


Fig. 11

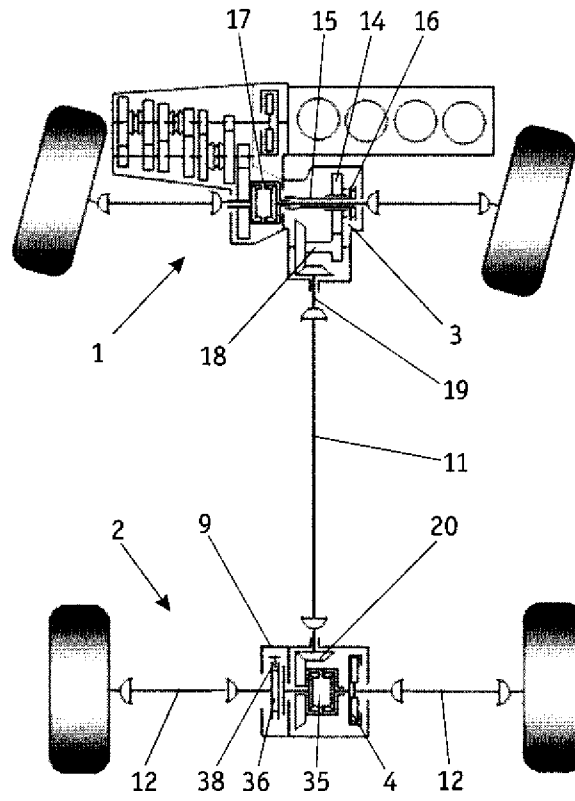


Fig. 12

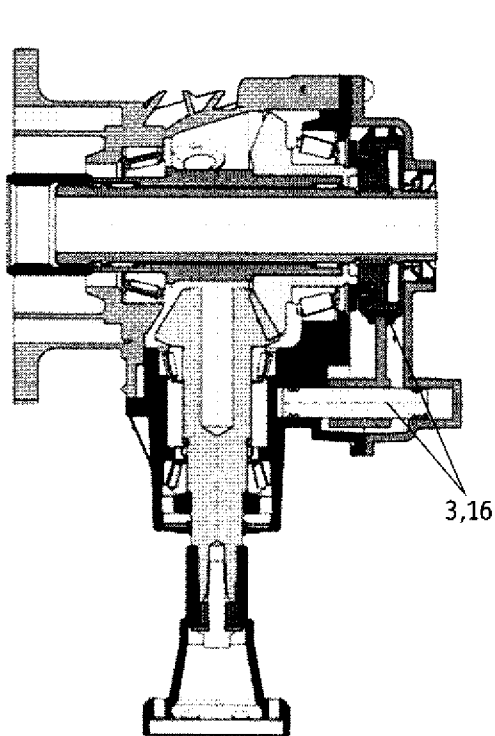


Fig. 13

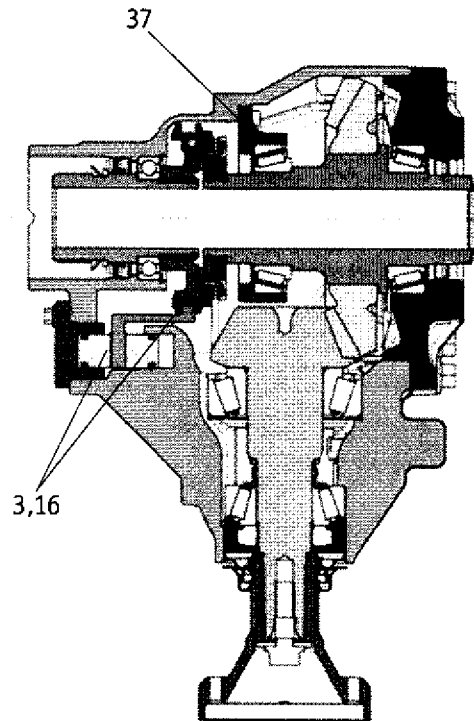


Fig. 14

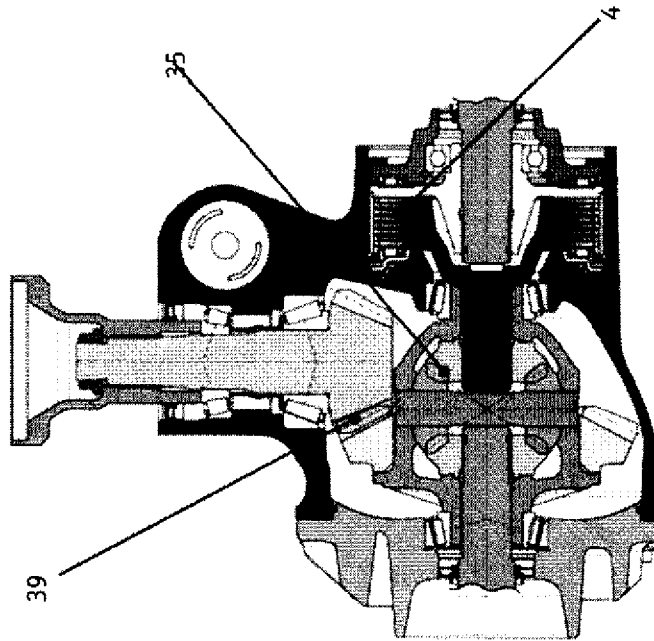


Fig. 16

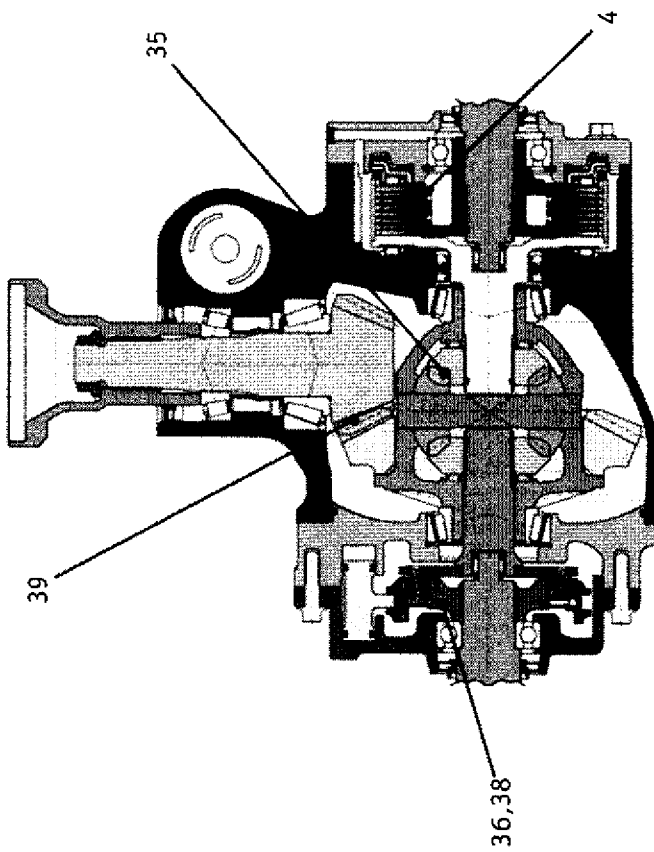


Fig. 15

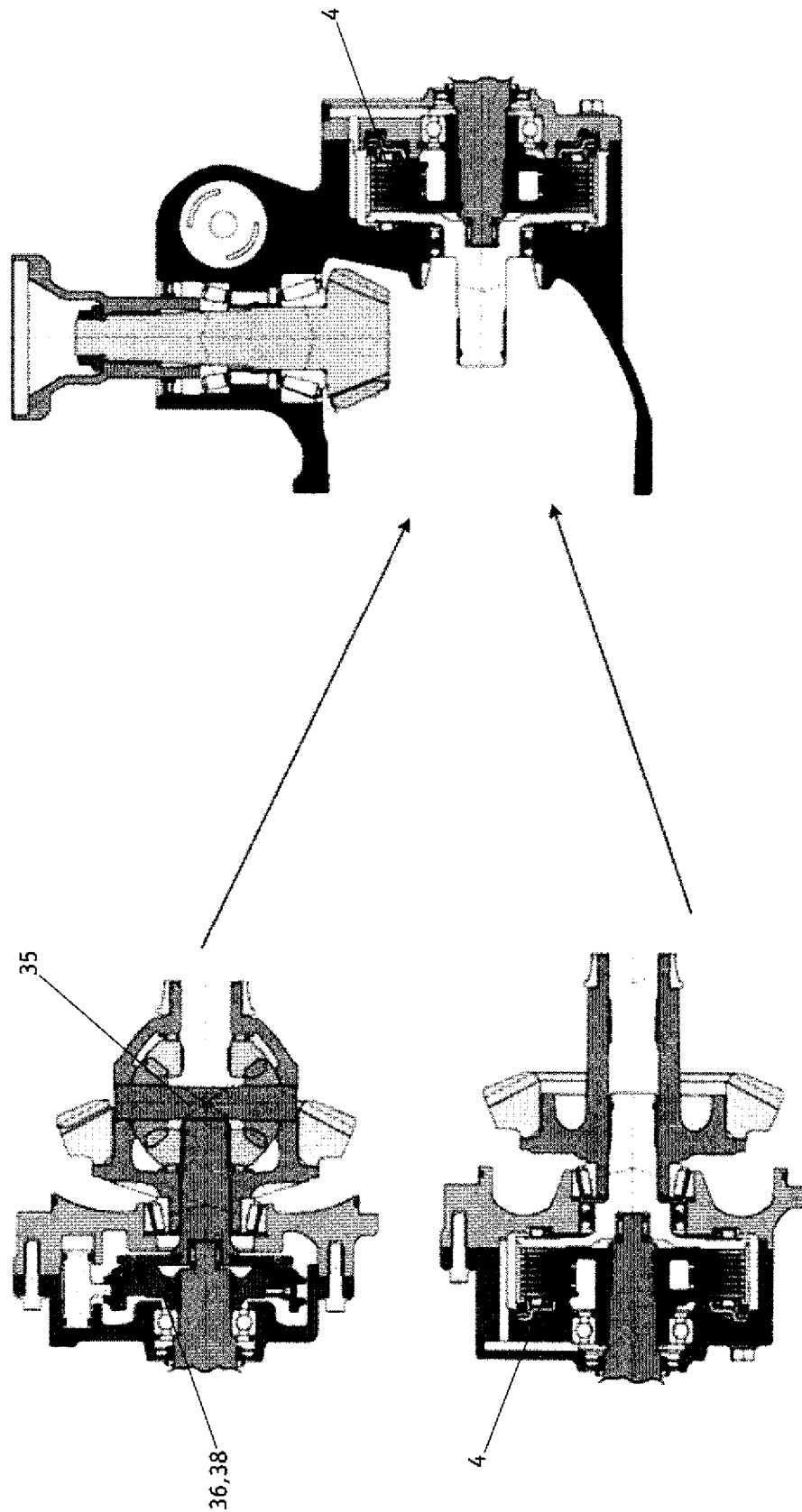


Fig. 17

Drive Train for a Vehicle with Connectable Secondary Axle

The invention relates to a drive train of a vehicle, comprising a primary axle permanently driven by a primary drive train and a secondary axle connectable to the primary axle by a switch-on device, which can be driven by a secondary drive train, whereby the switch-on device has a switch-on mechanism via which the secondary drive train can be integrated in the drive train transferring the overall drive output, and whereby the secondary drive train output is conveyed via side shaft couplings into side shafts of the secondary axle when the secondary axle is connected and is transferred to drive wheels of the secondary axle.

Drive trains of this type are known in automobile construction in particular as a manually connected four-wheel drive. Their purpose is to enable the driver to distribute the drive power to all drive wheels of the vehicle in specific operating situations.

On the one hand drive trains are known which enable the secondary axle to be switched on mostly exclusively when the vehicle is idling. These include in particular positively working, mechanical wheel hub circuits which can be coupled either expensively by hand or via switch and control units to be provided additionally in the vehicle. Also, the driver must switch the transfer gearbox over manually from single-axle drive to four-wheel drive. Switching during driving is mostly not an option due to unavailable speed synchronization of the positively engages power transmission elements or if so is possible only at minimal speeds. It can also be necessary when switching over from all-wheel drive to single-axle drive to first reverse a few meters to disengage the freewheeling mechanism. Such systems are used especially in off-road vehicles and are provided either factory-set or as a retrofit kit.

On the other hand there are drive trains also known which enable connection during travel. A connectable secondary axle is also designated as a “hang-on” axle. Here the secondary drive wheels are uncoupled from the vehicle drive by a coupling provided in the whole

drive train. Frictionally engaged couplings, which enable connecting of the secondary axle during travel, are used here in particular.

Drive trains with connectable secondary axles however introduce a series of disadvantages. First, care should be taken that the drive wheels of the primary axle and the drive wheels of the secondary axle in particular travel different trajectories when driving round curves, but also in other operational situations, which without a corresponding speed difference balance would lead to tensions in the drive train. In order to lower tensions caused by different drive wheel speeds on primary axle and secondary axle longitudinal equalization or respectively longitudinal differential is to be provided. Tensions caused by different drive wheel speeds of the drive wheels of the secondary axle are offset by a transverse equalization usually formed by transverse differential. Also, starting out from the regularly driven primary axle the secondary drive train output must be transmitted to the secondary axle, which usually happens via an angular gear and an intermediate shaft to which the transverse differential connects. As compared to a vehicle which is fitted exclusively with a permanently driven primary axle, these additional system components to be provided make the drive train clearly more complex in the structural aspect. Vehicle costs in development and construction are clearly higher as a result. The larger number of required components also makes such a drive train expensive and contributes to more weight, in turn resulting in increased fuel consumption.

In addition, countless factors diminish the net drive output actually available in operation, therefore that part of the overall drive-side available drive output, which actually can be utilized for propelling the vehicle, and also whenever the secondary axle not is connected. In this case the secondary axle drive train is interrupted at a point between the primary axle and the drive wheels by the switch-on device, such that no drive power is transmitted to the secondary axle drive wheels. The components of the secondary drive train however are still being driven either by the vehicle drive via the primary axle and/or by the secondary drive wheels or respectively dragged along passively, without transmitting drive power. This gives rise to friction losses (bearing friction, churning losses, friction of gearwheel

engagement, etc.) and the rotating masses of the secondary driven train components (differential, intermediate shaft, couplings, etc.) are to be accelerated or respectively retarded constantly with the vehicle during dynamic driving. This power loss contributes significantly to the fact that fuel consumption in a vehicle with connectable secondary axle even with uncoupled secondary axle is noticeably higher than in a vehicle having no drivable secondary axle. If it is also considered that the operating times in which the connectable secondary axle is actually integrated actively in the whole drive train constitute only a minimal portion of the total operating times of a vehicle with connectable secondary axle, it follows that a not inconsiderable quantity of fuel could be saved over the total operating period. Clients wanting a vehicle which provides a selectively connectable secondary axle must consider increased consumption however, even if they barely make use of connecting.

The aim of the invention is therefore to further develop a drive train of the type initially specified such that when the secondary axle is uncoupled, power loss is minimized. A further aim of the invention is to reduce the additional structural cost and the associated extra weight of a vehicle with connectable secondary axle, despite the possibility of longitudinal equalization between primary and secondary axle and the possibility of transverse equalization on the secondary axle. At the same time a drivable secondary axle should be provided which can be switched on automatically during travel, in particular also at higher speeds. Compared to manually connectable wheel hub couplings operating comfort and suitability for daily use in particular should be increased.

This task is solved according to the invention by the switch-on mechanism and/or the side shaft couplings having at least one frictionally engaged coupling and, when the secondary axle is uncoupled, the section of the secondary drive train located between the connection unit and the side shaft couplings is uncoupled both from the primary drive train, in particular from the primary axle, and from the secondary drive wheels.

When the secondary drive train is connected both the side shaft couplings and the switch-on device are coupled, enabling the secondary drive output flow from the primary axle to the secondary axle drive wheels. When the secondary drive train is disconnected both the side shaft couplings and the switch-on device are uncoupled, so that when the secondary axle is uncoupled the section of the secondary drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled both from the drive power and from the drive wheels of the secondary axle. At the same time the effort should be made to shut down as many components as possible. Other measures which reduce power loss are also significant.

This configuration of the drive train makes it possible to completely shut down a majority of the secondary drive train with the secondary axle uncoupled. The drive train components belonging to the shutdown section of the secondary axle drive train consequently cause no power loss. Frictionally engaged couplings are provided particularly to match the speed of both components of the secondary drive train uncoupled from the vehicle drive and from the drive wheels of the secondary axle prior to incorporating in the whole drive train at the speed of the non-uncoupled components of the drive train.

In a preferred embodiment it is provided that when the secondary axle is connected the side shaft couplings form drive output distribution without differential from the part of the secondary drive train located between the connection unit and the side shaft couplings to the drive wheels of the secondary axle similarly to transverse differential, therefore ensure transverse equalization in particular. Transmitting the secondary drive train output to the secondary axle therefore preferably occurs not via a conventional differential gearbox, but via a purely coupling-controlled axle drive without differential. In the process the side shafts are connected in each case via a side shaft coupling to the part of the secondary axle drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings. Since the side shaft couplings can be selected individually a defined skidding behavior can be depicted. The added advantage here is that not only transverse equalization but at the same time also longitudinal equalization can be guaranteed via the side shaft couplings. Consequently the

side shaft couplings form drive output distribution without differential between the primary axle and the secondary axle similarly to longitudinal differential when the secondary axle is connected. Separately provided longitudinal equalization, for example in the form of a regulated longitudinal differential, can be omitted.

With this type of axle drive without differential, in addition to simultaneous transverse and longitudinal equalization other functions are also conceivable, such as that of an active-yaw differential, in which a yawing moment can be produced specifically by the individual actuation of the couplings. Any limit values can also be shown by the individually adjustable side shaft couplings, so that the functions of limit differential can also be realized. Omitting a plurality of otherwise necessary drive train components (wheel hub switching, transverse and longitudinal differential) makes a cost-optimized and weight-optimized configuration of the drive train possible.

In a further preferred embodiment the switch-on device has a positively working power transmission gearbox, in particular an angular gear working via cogged wheels. At the same time it should be noted that this positively working gearbox can be switched so that the tight fit is nullified when the secondary axle is not connected and the section of the secondary drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled from the vehicle drive. The switch-on device is preferably arranged on the primary axle and the secondary drive train output is felt directly by a primary axle shaft preferably by the switch-on mechanism when the secondary drive train is connected. Primary axle shaft does not necessarily mean a side shaft of the primary axle. More decisive is the spatial and functional assignation of the primary axle shaft to the primary drive train. The primary axle drive shaft preferably rotates concentrically to the primary axle side shafts.

The positive power transmission gearbox must of course be synchronized for the switching procedures to be provided, therefore in particular the coupling or respectively uncoupling of the secondary drive train. Such speed synchronization can be readily guaranteed on the

one hand by means of gearbox synchronization familiar to the expert. The power transmission gearbox however is preferably synchronized by the side shaft couplings to create the tight fit. If the part of the secondary drive train located between the side shaft couplings and the switch-on device for transmitting part of the available overall drive output to the secondary axle were to be switched to the whole drive train, the secondary drive train, which is then powered by the drive wheels rolling way on the street, can be graduated to switching speed and thus speed synchronization can be executed by coupling the side shaft couplings. After the synchronization speed is reached the tight fit can be made by switch-on mechanism of the switch-on device. Even if conventional synchronization were not to be omitted despite such speed matching, synchronization can be supported by the frictionally engaged side shaft couplings being lightly closed prior to coupling of the secondary drive train. Synchronous forces accordingly drop out slightly. Components can be dimensioned for lesser loads, also an advantage for the lifetime of the components.

It can also be provided that the side shaft couplings are formed by a frictionally engaged multiple disc clutch, whereby the friction plates connected torque-proof to the secondary drive wheels cooperate with an inner plate carrier and the vehicle drive-side discs cooperate with an outer plate carrier. This configuration enables the particularly energy-efficient use of an on-demand lubricating of the clutch packs without additional, external oil supply. The clutch housing forms an oil sump filled with lubricating and cooling oil, in which the coupling discs plunge. If the outer plate carrier rotates it takes the oil along with it on its exterior and delivers it to an oil circuit. This oil supply output afflicted with power loss is canceled whenever the outer plate carrier does not rotate when the coupling is open. This is possible however only if the outer plate carrier forms part of the shut-down section of the secondary drive train.

Further characteristics and advantages of the invention will emerge from the independent claims and the following description of preferred embodiments by way of the diagrams, in which:

Figure 1 illustrates a first drive train with permanently driven primary axle and connectable secondary axle, the underlying functional principle of which is known from the prior art,

Figure 2 illustrates a second drive train with permanently driven primary axle and connectable secondary axle, the underlying functional principle of which is known from the prior art,

Figure 3 illustrates a drive train with permanently driven primary axle and connectable secondary axle, the section of the secondary drive train of which located between side shaft couplings and switch-on device is shut down,

Figure 4 illustrates a switch-on device of Figure 3 in detail,

Figure 5 illustrates a secondary axle drive without differential of Figure 3 with loosened side shaft couplings in detail,

Figure 6 illustrates a secondary axle drive without differential of Figure 3 with closed side shaft couplings in detail,

Figure 7 illustrates a cross-section through a side shaft coupling of an axle drive without differential with on-demand self-lubrication,

Figure 8 illustrates a first possible drive train concept (transversely inbuilt front motor with permanent front drive and connectable rear axle) in schematic illustration,

Figure 9a illustrates a second possible drive train concept (along inbuilt front motor with permanently driven rear axle and connectable front axle) in schematic illustration,

Figure 9b illustrates a drive train concept corresponding as far as possible to the drive train concept according to Figure 9b with a blockable center differential,

Figure 10 illustrates a third possible drive train concept (rear-mounted engine with permanently driven rear axle and connectable front axle) in schematic illustration,

Figure 11 illustrates a schematically illustrated hydraulic circuit for triggering the switching and adjusting elements of the drive train,

Figure 12 illustrates a drive train concept substantially corresponding to Figure 8, wherein a positively acting side shaft coupling is provided one-sided on the secondary axle,

Figure 13 illustrates a first depiction of a connection device provided on the primary axle with a synchronizing unit,

Figure 14 illustrates a second depiction of a connection device provided on the primary axle with a synchronizing unit,

Figure 15 illustrates an axle drive unit driving the secondary axle with a positively acting side shaft coupling for the left side shaft,

Figure 16 illustrates an axle drive unit driving the secondary axle, in which the a side shaft coupling is completely omitted on one side,

Figure 17 illustrates a graphic depiction of a modular construction realizing the invention, of a secondary axle drive unit.

Figure 1 shows a drive train of a vehicle, which is known from the prior art with respect to its functional principle. The primary axle 1 is permanently driven. A non-switchable angular gear branches part of the drive power off from the primary axle and supplies it to the secondary drive train serving to drive the secondary axle 2. Provided in front of the axle drive unit 9 is a hang-on coupling 10 which in the closed state connects an intermediate shaft 11 and the axle drive unit 9 non-positively and is thus able to convey the secondary drive train output as required to the axle drive unit 9. The axle drive unit 9 has a conventional structure and has a bevel gear differential to which the secondary side shafts 12 attach.

Figure 2 shows a drive train of a vehicle, the functional principle of which is likewise known from the prior art. In contrast to Figure 1 the axle drive unit 9 is not connected to the intermediate shaft 11 via a switchable coupling, but the intermediate shaft 11 is flange-mounted solidly on the axle drive unit 9. Positively working claw couplings 13 are provided on the wheel hubs to uncouple the drive wheels of the secondary axle 2 from the drive power, and these can be engaged either manually or by connection devices to be provided in addition, which is possible only stationary due to the lack of speed synchronization and the possibility of a speed alignment between the components to be engaged. In contrast to the angular gear of the drive train arranged on the primary axle 1 of Figure 1 the angular gear of the drive train of Figure 2 is configured as a switchable switch-on device 3, also designated as power take-off unit, PTU in short.

Both in the drive train of Figure 1 and the drive train of Figure 2 the secondary drive train is not integrated in the part of the drive train transmitting the overall drive output and thus transmits no drive power to the drive wheels of the secondary axle 2.

In the example of Figure 1 the dark-shaded secondary drive train components also rotate, as the components of the drive train, arranged on the vehicle drive side viewed from the hang-on coupling 10, are dragged along by the angular gear, whereas the secondary drive train components, arranged in the direction of the drive wheels of the secondary axle viewed from the hang-on coupling 10, are dragged along by the drive wheels rolling away on the roadbed.

In contrast to the drive train of Figure 1 a substantial section of the secondary drive train does not rotate at the same time in the drive train of Figure 2 (lightly shaded illustrated section), since the wheel hub couplings 13 are not engaged on the drive wheel side and the switch-on device 3 is not engaged on the vehicle drive side. The section of the secondary drive train arranged between these drive train components is therefore inoperative.

Figure 3 shows a drive train with permanently driven primary axle 1 and connectable secondary axle 2, the section of the secondary drive train of which located between side shaft couplings 4 and switch-on device 3 is inoperative. In contrast to the axle drive units 9 of Figure 1 and Figure 2 the axle drive unit 9 of Figure 3 is designed without differential. Here two frictionally engaged working side shaft couplings 4 transmit the secondary drive output to the side shafts 12 of the secondary axle 2. The drive torque and slippage to be transferred are freely adjusted by these freely adjustable side shaft couplings 4, such that with this axle drive functions of longitudinal differential and of active-yaw differential can be shown in addition to the functions of transverse differential. When compared to the axle drive units 9 of Figures 1 and 2 the axle drive unit 9 in Figure 3 is designed substantially less complex and clearly lighter in the structural sense. To shut down the secondary drive train the side shaft couplings 4 are opened and the secondary drive train is uncoupled from

the permanently driven part of the drive train via the switch-on device 3. Taken by itself, neither the side shaft couplings 4 nor the switch-on device 3 could execute the fundamental inventive idea; with respect to the invention rather they cooperate synergistically.

Computer comparison of the drive train concepts of Figures 1, 2 and 3 has shown that the power losses occurring in the overall drive trains when the secondary axle is switched off are clearly different. Whereas the power loss of the drive train of Figure 1 at 100 km/h is around 2.7 kW due to the plurality of rotating drive train components, in a drive train according to Figure 2 at the same speed it is around 0.08 kW only, therefore less than a thirtieth, but whereby the already specified disadvantages offer a considerable restriction of comfort and practicability for the latter drive train. The power loss occurring in the drive train of Figure 3 at 100 km/h was calculated with 0.31 kW and is thus only marginally above the power loss of the drive train of Figure 2, yet is around only a tenth of the power loss to be expected from the drive train of Figure 1, without the driver having to put up with losses in comfort and practicability.

Figure 4 shows the switch-on device 3 of Figure 3 in detail. This is a switchable angular gear, in which the tight fit occurs from a spur gear step 14 engaging with a connecting shaft 15, which is permanently driven by the drive basket 17 of the primary axle differential, by means of a switch-on mechanism, formed here by synchronizing 16. As is evident from Figure 4 when the secondary drive is switched off the spur gear step 14 does not rotate along with the permanently driven primary drive train. The coupling point between permanently driven primary drive train and connectable secondary drive train is therefore the synchronizing 16. When the secondary drive train is connected the spur gear step 14 transmits the secondary drive train output first via a transverse shaft 18 to a crown wheel which delivers the drive power in turn via a pinion shaft 19 to the intermediate shaft 11 and thus forwards it to the secondary axle.

Such a multi-level configuration of the forwarding of the secondary drive output flow is not mandatory. Other simplification steps can also be undertaken, for example by the

connecting shaft 14 providing no spur gear, but a crown wheel for directly forwarding the secondary drive output to the pinion shaft.

To support the synchronizing of spur gear step 14 and connecting shaft 15 it is provided that the side shaft couplings are switched prior to synchronizing of the shafts to bring the intermediate shaft 11 and thus also the spur gear shaft 14 up to speed. The switch-on mechanism is actuated preferably hydraulically, but naturally can also be actuated another way, for example pneumatically, by electric motor or electromagnetically.

It is of course also feasible to provide other positive or also non-positive connecting mechanisms in addition to the positively working synchronizing illustrated in Figure 4. A frictionally engaged coupling can also ensure the secondary drive output flow from the connecting shaft 15 to the spur gear step 14 in place of synchronizing. In this case positively working side shaft couplings could also be provided, whereby the advantages of a drive train without differential would be relinquished however. Nevertheless, there are cases where such a solution could be offered.

Figures 5 and 6 show the secondary axle drive without differential already described for Figure 3, whereby Figure 5 shows the state when the secondary axle is switched off and Figure 6 shows the state when the secondary axle is connected.

The drive sprocket 20 is connected torque-proof via a flange to the intermediate shaft and is engaged with a crown wheel. The crown wheel is connected solidly to a crown wheel carrier shaft 21. Its mounting in the axle drive housing guarantees that both the introduced torque and the gearing forces are absorbed. Outer plate carrier 8 of both couplings are connected torque-proof to the crown wheel carrier shaft 21. Positioned in between the outer plate carriers 8 and inner plate carrier 7 is a clutch pack of outer plates 6 and inner plates 5 of the side shaft couplings 4. The inner plate carrier 7 connected torque-proof to the inner plates is in turn connected to the side shaft 12 via a wedge gearing.

The clutch pack is compressed by a hydraulically actuated pressure piston 22 located in a lateral axle drive housing cover 23 and the coupling is closed, so that when the secondary axle is connected (hang-on mode) the drive power is generated via the clutch pack to the drive wheels. Arranged between clutch pack and pressure piston 22 is a thrust bearing 24 which guarantees the speed equalization between the standing pressure piston 22 and the rotating clutch pack.

Figure 5 illustrates that in the switched-off mode only a few components of the rear axle rotate and the losses are kept to a minimum. When the secondary drive (Figure 5 opened coupling) is switched off only the inner plate carrier 7 with the inner plates 5 connected thereto rotate from the coupling packet, and a few bearing components. The outer plate carrier 8 with the outer plates 6 and the pressure piston 22 are stationary. This is particularly advantageous, since the complete thrust bearing 24 likewise stalls due to this arrangement. The purpose of the ondular washer 25, which is supported between the outer plate carrier 8 and a Z disc 26 of the thrust bearing 24, is to press the clutch pack apart into the non-pressurized state so as to cause least possible friction. By comparison, with the coupling closed, all components of the rear axle (cogging, coupling and thrust bearing) rotate, as follows from a comparison of Figures 5 and 6, in which in each case the idling rear axle components are illustrated singly hatched and the rotating rear axle components are cross-hatched.

A further aspect minimizing the power loss in the secondary drive train and contributing to the inventive idea is on-demand oiling of the side shaft couplings or respectively the clutch pack, illustrated in Figure 7. If the side shaft coupling 4 is closed, outer plate carrier 8 rotates and with its outer side scoops oil from an oil sump 27, which is formed in Figure 7 from the coupling housing, thus delivering oil to the oil trap 28. From there the oil reaches the inner plate carrier via the oil line bores 29 and is distributed radially outwards by centrifugal force. This lubrication serves to lubricate and cool the clutch pack. If the side shaft coupling however is opened and the secondary drive train is switched off, such that the coupling has no cooling and lubricating requirement, the outer plate carrier is stationary

and there is consequently no oil supplied, which likewise contributes to a diminishing of power losses when the secondary drive train is uncoupled.

With the side shaft couplings 4 power loss can also be saved by the friction plates of the side shaft couplings 4 being configured differently, depending on whether they are outer plates 8 or inner plates 7. The inner plates 7, therefore the friction plates, which, as previously described, are preferably connected torque-proof to the side shafts 12 of the secondary axle 2 and accordingly revolve permanently, can be configured as blank steel discs with a relatively low-friction surface. If these rotate during travel with constant contact with cooling and lubricating oil, they cause only minor friction losses. But the outer plates 8, which are preferably idle anyway when the secondary axle drive train is disconnected, can present the actual friction lining and channeling delivering lubricating and cooling oil arranged herein or separately.

In a schematic illustration Figures 8, 9a, 9b and 10 show possible drive concepts, in which the principle of the invention is embodied, whereby the invention is understandably not restricted to the three illustrated drive concepts.

Figure 8 shows a drive train with transversely integrated front motor and permanent front drive (primary drive train with primary axle 1) and a secondary axle 2 connectable via a switch-on device 3, which are connected to one another via an intermediate shaft 11 (secondary drive train), as a possible drive train concept. The secondary axle drive, therefore the drive of the secondary side shafts 12, is achieved by side shaft couplings 4 without differential. Figure 8 corresponds to the drive train already shown in Figure 3.

Figures 9a and 9b show as second possible drive train concept a drive train with a longitudinally inbuilt front motor and permanently driven rear axle as primary axle 1. The front axle with the secondary side shafts 12 can be connected to the primary drive train as secondary axle 2 as required via the switch-on device 3, the intermediate shaft 11 and the side shaft couplings 4.

In Figure 9b there is the special case where an additional center differential 33 is provided. This can inter alia for den Fall, that the synchronizing 16 opened is and thus no drive power is transmitted to the intermediate shaft 11, be blocked by a coupling 34, so that no differential function is fulfilled, but revolves as block and drives the primary axle 1 as loss-free as possible. If connection is made via the switch-on device 3 and the synchronizing 16 of the secondary drive train, the intermediate shaft 11 is also driven by the beveloid gearing and, as described earlier, the drive power is transmitted via the side shaft couplings 4 to the side shafts 12 of the secondary axle. The coupling 34 can in this case be opened so that the center differential 33 functions as open differential and assumes a longitudinal equalization function. Alternatively, the center differential also can be omitted, whereby the side shaft couplings 4 must then take over longitudinal equalization. It is also possible of course to block the planetary gear of the center differential 33 using the switch-on mechanism 3.

Figure 10 shows a drive train with rear-mounted engine. As in Figures 9a and 9b the rear axle here too is the permanently driven axle and thus the primary axle 1. The intermediate shaft 11 is flange-mounted on a switch-on device 3 arranged on the rear axle drive and transmits the secondary drive train output as required via the front axle drive without differential having side shaft couplings 4. The front axle forms the secondary axle 2 with the secondary side shafts 12.

Common to all drive concepts illustrated in Figures 8, 9a, 9b and 10 is that the part of the secondary axle drive train located between the switch-on device 3 and the side shaft couplings 4 stands completely idle when the secondary drive is switched off and thus causes no power loss.

Figure 11 shows a schematic overview of a possible hydraulic circuit configuration. The side shaft couplings and/or the switch-on mechanism 3 of the switch-on device are preferably supplied by a hydraulic unit 31 regulated according to requirements with pressurized oil, with which the pressure piston 22 in Figures 5 and 6 is activated. In so

doing, the hydraulic unit 31 provides system pressure which is oriented to the highest momentarily required pressure. The currently required pressure is adjusted in the side shaft couplings via the pressure-reduction valves 32. Also, the secondary drive train is connected via a pressure-reduction valve 32 by the switch-on mechanism of the switch-on device. As soon as the switch-on mechanism has connected the secondary drive train and transmission of the secondary drive output is ensured, the switch pressure acting on the switch-on mechanism can be relieved again.

The hydraulic actuation schematically illustrated in Figure 11 can understandably also be executed in other ways. Synergies result for example from using double coupling gears. The hydraulic actuator of the switch-on device and/or the side shaft couplings can be operated directly by the hydraulics of the double coupling gear in spatial proximity to the double coupling gear. In the event where both the switch-on device and the side shaft couplings are arranged near the gearbox, the hydraulic unit 31 can even be dispensed with completely. The pressure-reduction valves can then be integrated in the double coupling gear.

The above-described invention is based on a so-called hang-on four-wheel drive. In contrast to the permanent four-wheel drive with the hang-on system the second axle is actively connected as required via a coupling. Evaluations of load spectrum data show that the hang-on systems have only minor “active time slices” in the vehicle cycle. The invention utilizes the non-active time slices to eliminate the power losses of the revolving drive components through complete shutdown of the four-wheel drive train.

As mentioned, the invention is described within the scope of a drive train concept, wherein switching off the all-wheel drive is done at the rear axle via both couplings. The drive train to the rear axle gearbox is uncoupled at the PTU (power take off unit) via a switch-on device 3 which preferably has synchronizing 16.

The disadvantage inter alia of the design shown in Figure 8 however is that with particularly high-torque off-road vehicles the torque is transmitted only via the exclusively frictionally engaged acting side shaft couplings 4 to the wheels of the secondary axle. Transmission of the drive torque exclusively via the frictionally engaged side shaft couplings is a disadvantage for particularly high-torque off-road vehicles, since this can result in substantial heat generation due to friction losses in the coupling packet. A positively working differential on the other hand works quasi loss-free and is accordingly best suited to high-torque vehicles.

Figure 12 shows a configuration adapted for high-torque vehicles of the above-described invention, which provides a shutoff system for shutting off the secondary axle 2 with a positively acting secondary axle differential 35, a positively acting lateral side shaft coupling 36 and with an additional switching element for this coupling with secondary axle synchronizing 38. The switching element or respectively the secondary axle synchronizing 38 should be able to engage and disengage the positively acting coupling 36.

As already described, the shutoff at the PTU is done advantageously for comfort reasons via synchronizing 16 of a switch-on device 3. Placing the switch-on device 3 together with synchronizing 16 to the left of the crown wheel can be managed relatively easily, as Figure 13 shows in detail. But the disadvantage of placing it in this position is that the structural space requirement on the PTU diminishes considerably.

It is therefore proposed to place the synchronizing within the available PTU housing, as Figure 14 illustrates. For this, the left crown wheel bearing is fixed in the housing by a separate end shield 37. This end shield 37 is attached to the PTU housing using screws or other suitable fasteners to mount the synchronizing.

The synchronizing is preferably placed between the crown wheel shaft and the drive shaft. As is evident from Figure 14, the synchronizing unit 16 and the associated wiring fit in the

available sleeve curve of the PTU. The advantage of this for the client is that the PTU which can be switched off fits in the available package.

Provided on the rear axle to the left next to the secondary axle differential 35 is a positively acting side shaft coupling 36 which is connected via a switching element to a secondary axle synchronizing 38 (Figure 15). Located to the right next to the secondary axle differential is a frictionally engaged acting side shaft coupling 4. The coupling takes on a double function.

In the activated four-wheel drive train, enclosing all synchronizings 16, 38, the side shaft coupling 4 works as a hang-on system, in which the torque is transmitted in doses to the wheels. If the coupling is open no torque is transmitted to the wheels, since the differential can revolve freely in the axle body and is not supported. In the deactivated four-wheel drive train, therefore in the secondary axle 2 not integrated in the drive power transmission, the left synchronizing 38 is opened so that both side shafts 12 and therefore also the wheels have no connection to the rear axle components. This state has a particularly consumption-reducing effect, since the axle components do not rotate and thus generate no losses, in particular also if the frictionally engaged side shaft coupling 4 illustrated in Figure 15 is opened at the same time.

In a further modification it is proposed on costing grounds to dispense with the additional shutoff on the rear axle (Figure 16). In contrast to the solution according to Figure 15, in which all parts of the axle are idle in the switched-off mode, the pinions of the secondary axle differential 35 still rotate, since separation of the left side shaft from the balancing wheel set is missing by the lack of synchronizing or respectively coupling and these therefore also rotate. As compared to the solution in Figure 15 a minor consumption disadvantage is to be expected by this circumstance. This disadvantage is countered by the lower expenditure.

The advantage is that the manufacturer or respectively the client can choose between the more preferably consumption-optimized solution or a more preferably cost-optimized solution. Connecting the all-wheel drive during travel should also happen in μ -jump or respectively μ -split conditions without loss of comfort and not be perceived as disruptive by the driver. The use of both synchronizing on the rear axle (secondary axle synchronization 38) and synchronization 16 on the PTU acts advantageously for the connecting speed. This connection is described herein below for the drive train shown in Figure 12.

With connecting during travel the secondary axle synchronization 38 on the rear axle is first closed and thus the differential wheels are accelerated to speed. Next the side shaft coupling 4 is closed. The complete rear axle and the intermediate shaft 11 configured as a cardan shaft and the disconnected part of the PTU are thus accelerated via the wheels. As a last resort, the synchronous unit 16 is set on the PTU and the traction to the gearbox is established. The advantage of this switching sequence is that the complete drive train is accelerated by the rear wheels and the side shaft coupling 4. In particular it is gradually accelerated, so that synchronizings are relieved, since the mass of the components, to be accelerated for the purpose of speed adjustment, remains comparatively low.

In the case of a connection under μ -jump conditions - the front wheels spin and the rear axle is stationary - the synchronizing 16 is first connected to the PTU and the drive train as far as the rear axle is accelerated. Next the secondary axle synchronization 38 is laid on the rear axle and the connection is made to the left rear wheel. The drive torque can be delivered incrementally to the rear wheels with subsequent connection of the frictionally engaged side shaft coupling 4. The same advantages as described earlier for connecting during travel can also be realized.

Figure 17 shows a modular axle construction, in which a secondary axle with two side shaft couplings 4 can easily be assembled also by exchanging the left synchronous unit. This modularity enables the same basic construction in high-torque off-road vehicles with

differential as can be employed in sports vehicles with two side shaft couplings 4 and axle drive without differential. The secondary axle drive unit is therefore built modular such that a frictionally engaged working coupling or a positively acting coupling can be used selectively as second coupling.

A drive train of a vehicle is described, comprising a permanently driven primary axle and a secondary axle connectable to the primary axle via switch-on device, in particular one or more positively acting synchronization units having a switch-on device.

A secondary axle drive unit for the drive train defined in the previous paragraph was likewise described, having a frictionally engaged acting first coupling and a second coupling, in particular a positive second coupling acting as synchronizing, via which the driven shafts cooperating with the secondary axle drive can be uncoupled from the secondary axle drive. This secondary axle drive unit is preferably built modular such that a frictionally engaged working coupling or a positively acting coupling can be selectively used as second coupling. Also, a housing for such a modular built secondary axle drive unit was described.

Claims

1. A drive train of a vehicle, comprising a primary axle (1) permanently driven via a primary drive train and a secondary axle (2) connectable to the primary axle via a switch-on device (3), whereby the switch-on device (3) has a switch-on mechanism, via which the secondary drive train can be integrated in the drive train transferring the overall drive output, and whereby when the secondary axle (2) is connected the secondary drive train output is conveyed via side shaft couplings (4, 36) in side shafts (12) of the secondary axle (2) and is transmitted to drive wheels of the secondary axle (2), characterized in that the switch-on mechanism and/or the side shaft couplings (4, 36) have at least one frictionally engaged coupling and when the secondary axle (2) is connected the section of the secondary drive train located between the switch-on device (3) and the side shaft couplings (4, 36) is uncoupled both from the primary drive train, in particular from the primary axle (1), and from the secondary drive wheels.
2. The drive train as claimed in Claim 1, characterized in that when the secondary axle (2) is connected the side shaft couplings (4) form drive output distribution without differential between the drive wheels of the secondary axle guaranteeing transverse equalization similar to transverse differential.
3. The drive train as claimed in either of the preceding claims, characterized in that when the secondary axle (2) is connected the side shaft couplings (4) forms a drive output distribution without differential between the primary axle (1) and the secondary axle (2), guaranteeing longitudinal equalization similar to longitudinal differential.
4. The drive train as claimed in any one of the preceding claims, characterized in that the switch-on device (3) has a positively working power transmission gearbox, in particular an angular gear working via cogged wheels.

5. The drive train as claimed in any one of the preceding claims, characterized in that the switch-on device (3) is arranged on the primary axle (1) and the secondary drive train output is felt by the switch-on mechanism when the secondary drive train is connected directly by a primary axle shaft.

6. The drive train as claimed in Claim 4 or Claim 5 in conjunction with Claim 4, characterized in that the speed synchronization (16) in the switch-on mechanism of the power transmission gear is undertaken or at least supported to produce the tight fit by the side shaft couplings (4, 36).

7. The drive train as claimed in any one of the preceding claims, characterized in that the side shaft couplings (4) are formed by a frictionally engaged multiple disc clutch, whereby the friction plates connected to the secondary drive wheels cooperate torque-proof as inner plates (5) with an inner plate carrier (7) and the vehicle drive-side friction plates cooperate with an outer plate carrier (8) as outer plates (6).

8. The drive train as claimed in the preceding claim, characterized in that the outer plate carrier (8) supplies oil for cooling and/or lubrication of the friction plates when the secondary axle (2) is switched on.

9. The drive train as claimed in any one of the preceding claims, characterized in that the side shaft couplings (4, 36) comprise a first, frictionally engaged acting side shaft coupling (4) for a first side shaft and a second, positively acting side shaft coupling (36) for a second side shaft.

10. The drive train as claimed in the preceding claims, characterized in that secondary axle synchronizing (38) is provided for switching the positively acting side shaft coupling (36).

11. The drive train as claimed in the preceding claim, characterized in that a positively acting differential gearbox (35) is provided for transmitting the drive power to the side shafts (12) of the secondary axle (2).

12. The drive train as claimed in any one of the preceding claims, characterized in that the axle drive unit (9) of the secondary axle is constructed modular such that a frictionally engaged working coupling or a positively acting coupling can be used selectively as a second coupling.

Abstract

The invention relates to a drive train of a vehicle, comprising a permanently driven primary axle and a secondary axle connectable to the primary axle via a switch-on device with a switch-on mechanism, whereby the secondary drive train output via side shaft couplings is transferred to the drive wheels of the secondary axle.

A disadvantage to these drive trains is that also when the secondary axles are not connected their components are dragged along by the vehicle drive or by the drive wheels rolling away on the roadway, causing power losses. Complete shutdown of the secondary drive train to date is executed only by manually switchable wheel hub couplings which are however a disadvantage with respect to ease of use and practicability.

Because the switch-on mechanism and/or the side shaft couplings have frictionally engaged couplings, it can be that when the secondary axle is uncoupled the section of the secondary drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled both from the primary axle and from the secondary drive wheels, such that there is no more power loss in this secondary drive train section, whereby connecting the secondary drive train during travel is possible all the same and losses in comfort and practicability do not have to be tolerated.

Legend

- 1 primary axle
- 2 secondary axle
- 3 switch-on device
- 4 side shaft couplings
- 5 inner plates
- 6 outer plates
- 7 inner plate carrier
- 8 outer plate carrier
- 9 axle drive unit
- 10 hang-on coupling
- 11 intermediate shaft
- 12 secondary side shaft
- 13 wheel hub coupling
- 14 spur gear step
- 15 connection shaft
- 16 synchronizing
- 17 drive basket (primary axle differential)
- 18 transverse shaft
- 19 pinion shaft
- 20 drive sprocket
- 21 crown wheel carrier shaft
- 22 pressure piston
- 23 drive housing cover
- 24 thrust bearing
- 25 ondular washer
- 26 Z disc
- 27 oil sump
- 28 oil trap
- 29 oil line bore
- 30 actuator
- 31 hydraulic unit
- 32 pressure-reduction valve
- 33 center differential
- 34 coupling
- 35 secondary axle differential
- 36 side shaft coupling (positive)
- 37 end shield
- 38 secondary axle synchronizing
- 39 hypoid wheel set

Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug mit zuschaltbarer Sekundärachse

Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine über einen Primärantriebsstrang permanent angetriebene Primärachse und eine der Primärachse über eine Zuschaltvorrichtung zuschaltbare, von einem Sekundärantriebsstrang antreibbare Sekundärachse, wobei die Zuschaltvorrichtung einen Zuschaltmechanismus aufweist, über den der Sekundärantriebsstrang in den die Gesamtantriebsleistung übertragenden Antriebsstrang integrierbar ist, und wobei bei zugeschalteter Sekundärachse die Sekundärachsleistung über Seitenwellenkupplungen in Seitenwellen der Sekundärachse eingeleitet und auf Antriebsräder der Sekundärachse übertragen ist.

Antriebsstränge dieser Art sind im Kraftfahrzeugbau insbesondere als manuell zuschaltbarer Allradantrieb bekannt. Sie dienen dazu, dem Fahrer in bestimmten Betriebssituationen die Möglichkeit zu geben, die Antriebsleistung auf alle Antriebsräder des Fahrzeugs zu verteilen.

Bekannt sind einerseits Antriebsstränge, die die Zuschaltung der Sekundärachse meist ausschließlich dann erlauben, wenn das Fahrzeug steht. Hierzu gehören insbesondere formschlüssig arbeitende, mechanische Radnabenschaltungen, die entweder aufwendig von Hand oder über zusätzlich im Fahrzeug vorzusehende Schalt- und Steuereinheiten eingekuppelt werden. Außerdem muss der Fahrer das Verteilergetriebe manuell von Einachsantrieb auf Allradantrieb umschalten. Das Schalten während der Fahrt ist aufgrund fehlender Drehzahlsynchronisation der formschlüssig ineinander greifenden Kraftübertragungselemente meist ausgeschlossen oder wenn dann nur bei geringen Geschwindigkeiten möglich. Ferner kann es bei einem Umschalten von Allrad- auf Einachsantrieb notwendig sein, zunächst einige Meter rückwärts zu fahren, um eine Entsperrung der Freilaufeinrichtung zu erreichen. Solche Systeme kommen vor allem bei geländegängigen Fahrzeugen zum Einsatz und sind entweder werkseitig vorgesehen oder als Nachrüstsatz erhältlich.

Andererseits sind auch Antriebsstränge bekannt, die eine Zuschaltung während der Fahrt ermöglichen. Eine zuschaltbare Sekundärachse wird auch als „Hang-On“ Achse bezeichnet. Hierbei werden über eine im Gesamtantriebsstrang vorgesehene Kupplung die Sekundärantriebs-

räder vom Fahrzeugantrieb abgekoppelt. Es kommen dabei insbesondere reibschlüssige Kuppungen zum Einsatz, die ein Zuschalten der Sekundärachse während der Fahrt ermöglichen.

Antriebsstränge mit zuschaltbaren Sekundärachsen bringen allerdings eine Reihe von Nachteilen mit sich. Zunächst ist zu beachten, dass die Antriebsräder der Primärachse und die Antriebsräder der Sekundärachse insbesondere bei Kurvenfahrten, aber auch in anderen Betriebssituationen, unterschiedliche Wege zurücklegen, was ohne einen entsprechenden Drehzahl Differenz ausgleich zu Verspannungen im Antriebsstrang führen würde. Um Verspannungen, die durch unterschiedliche Antriebsraddrehzahlen an Primärachse und Sekundärachse hervorgerufen werden, abzubauen, ist ein Längsausgleich bzw. Längsdifferential vorzusehen. Verspannungen, die durch unterschiedliche Antriebsraddrehzahlen der Antriebsräder der Sekundärachse hervorgerufen werden, werden durch einen Querausgleich, der üblicher Weise durch ein Querdifferential gebildet wird, ausgeglichen. Außerdem muss die Sekundärachs antriebsleistung ausgehend von der regulär angetriebenen Primärachse auf die Sekundärachse übertragen werden, was üblicher Weise über ein Winkelgetriebe und eine Zwischenwelle, an die sich das Querdifferential anschließt, geschieht. Diese gegenüber einem Fahrzeug, das ausschließlich mit einer permanent angetriebenen Primärachse ausgestattet ist, vorzusehenden zusätzlichen Systemkomponenten machen den Antriebsstrang in konstruktiver Hinsicht deutlich komplexer. In der Folge sind die Kosten des Fahrzeugs in der Entwicklung und Konstruktion merklich höher. Auch die größere Anzahl an benötigten Bauteilen macht einen solchen Antriebsstrang teuer und trägt zu einem Mehrgewicht bei, das wiederum zu einem Kraftstoff mehrverbrauch führt.

Darüber hinaus verringern zahlreiche Faktoren die im Betrieb tatsächlich zur Verfügung stehende Nettoantriebsleistung, also den Teil der antriebsseitig zur Verfügung gestellten Gesamtantriebsleistung, der tatsächlich zum Vortrieb des Fahrzeugs nutzbar ist, und zwar auch dann, wenn die Sekundärachse nicht zugeschaltet ist. In diesem Fall ist der Sekundärachs antriebsstrang an einer Stelle zwischen der Primärachse und den Antriebsrädern über die Zuschalt einrichtung unterbrochen, so dass keine Antriebsleistung auf die Sekundärachs antriebsräder übertragen wird. Die Komponenten des Sekundär antriebsstrangs werden allerdings nach wie vor entweder durch den Fahrzeugantrieb über die Primärachse und/oder durch die Sekundärachs antriebsräder angetrieben bzw. passiv mitgeschleppt, ohne dabei Antriebsleistung zu übertragen. Dadurch treten Reibungsverluste (Lagerreibung, Panschverluste, Reibung von

Zahnradeingriffen, usw.) auf und die rotierenden Massen der Sekundärabtriebsstrangkomponenten (Differential, Zwischenwelle, Kupplungen, usw.) sind bei dynamischer Fahrt ständig mit dem Fahrzeug zu beschleunigen bzw. zu verzögern. Diese Verlustleistung trägt maßgeblich dazu bei, dass der Kraftstoffverbrauch bei einem Fahrzeug mit zuschaltbarer Sekundärachse selbst bei entkoppelter Sekundärachse merklich höher ist als bei einem Kraftfahrzeug, das keine antreibbare Sekundärachse aufweist. Zieht man außerdem in Betracht, dass die Betriebszeiten, in denen die zuschaltbare Sekundärachse tatsächlich in den Gesamtantriebsstrang aktiv eingebunden ist, nur einen sehr geringen Anteil der Gesamtbetriebszeiten eines Fahrzeugs mit zuschaltbarer Sekundärachse ausmachen, lässt sich schlussfolgern, dass über die Gesamtbetriebszeit hinweg eine nicht unerhebliche Menge an Kraftstoff eingespart werden könnte. Kunden, die ein Fahrzeug wünschen, dass eine wahlweise zuschaltbare Sekundärachse vorsieht, müssen den Mehrverbrauch allerdings in Kauf nehmen, selbst wenn sie von der Zuschaltung kaum Gebrauch machen.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, ein Antriebsstrang der eingangs genannten Art derart weiterzuentwickeln, dass bei entkoppelter Sekundärachse die Verlustleistung minimiert ist. Eine weitere Aufgabe der Erfindung besteht darin, den konstruktiven Mehraufwand und das damit einhergehende Mehrgewicht eines Fahrzeugs mit zuschaltbarer Sekundärachse trotz der Möglichkeit eines Längsausgleichs zwischen Primär- und Sekundärachse und der Möglichkeit eines Querausgleichs an der Sekundärachse zu reduzieren. Dabei soll eine antreibbare Sekundärachse vorgesehen werden, die während der Fahrt, insbesondere auch bei höheren Geschwindigkeiten, automatisiert zuschaltbar ist. Gegenüber den manuell zuschaltbaren Radnabenkupplungen sollen insbesondere Bedienungskomfort und Alltagstauglichkeit erhöht werden.

Diese Aufgabe wird nach der Erfindung dadurch gelöst, dass der Zuschaltmechanismus und/oder die Seitenwellenkupplungen zumindest eine reibschlüssige Kupplung aufweisen und bei entkoppelter Sekundärachse der zwischen der Zuschalteinheit und den Seitenwellenkupplungen befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs sowohl von dem Primärantriebsstrang, insbesondere von der Primärachse, als auch von den Sekundärantriebsrädern entkoppelt ist.

Beim Zuschalten des Sekundärantriebsstrangs werden sowohl die Seitenwellenkupplungen als auch die Zuschalteinrichtung eingekuppelt, was den Sekundärantriebsleistungsfluss von der

Primärachse zu den Sekundärachsantriebsrädern ermöglicht. Beim Entkoppeln des Sekundärantriebsstrangs werden sowohl die Seitenwellenkupplungen als auch die Zuschalteinrichtung entkoppelt, so dass bei entkoppelter Sekundärachse der zwischen der Zuschalteinrichtung und den Seitenwellenkupplungen befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs sowohl von der Antriebsleistung als auch von den Antriebsrädern der Sekundärachse entkoppelt ist. Dabei sollte angestrebt werden, möglichst viele Komponenten stillzulegen. Auch andere Maßnahmen, die die Verlustleistung reduzieren, sind sinnvoll.

Durch diese Ausgestaltung des Antriebsstrangs ist es möglich, einen Großteil des Sekundärantriebsstrangs bei abgekoppelter Sekundärachse vollständig still zu legen. Die zu dem stillgelegten Abschnitt des Sekundärachsantriebsstrangs gehörenden Antriebsstrangkomponenten verursachen in der Folge keine Verlustleistung. Reibschlüssige Kupplungen sind vorgesehen, um insbesondere die Drehzahl der sowohl vom Fahrzeugantrieb als auch von den Antriebsrädern der Sekundärachse entkoppelten Komponenten des Sekundärantriebsstrangs vor dem Eingliedern in den Gesamtantriebsstrang an die Drehzahl der nicht entkoppelten Komponenten des Antriebsstrangs anzugleichen.

In einer bevorzugten Ausführungsform ist vorgesehen, dass die Seitenwellenkupplungen bei zugeschalteter Sekundärachse eine differentiallose Antriebsleistungsverteilung von dem zwischen der Zuschalteinheit und den Seitenwellenkupplungen befindlichen Teil des Sekundärantriebsstrangs auf die Antriebsräder der Sekundärachse nach Art eines Querdifferentials ausbilden, also insbesondere einen Querausgleich gewährleisten. Die Übertragung der Sekundärachsantriebsleistung auf die Sekundärachse findet also bevorzugt nicht über ein herkömmliches Differentialgetriebe statt, sondern über einen differentiallosen, rein kupplungsgesteuerten Achsantrieb. Die Seitenwellen sind dabei über jeweils eine Seitenwellenkupplung mit dem zwischen der Zuschalteinrichtung und den Seitenwellenkupplungen befindlichen Teil des Sekundärachsantriebsstrangs verbunden. Da die Seitenwellenkupplungen individuell ansteuerbar sind, lässt sich ein definiertes Schlupfverhalten abbilden. Dies hat den weiteren Vorteil, dass über die Seitenwellenkupplungen nicht nur ein Querausgleich, sondern zugleich auch ein Längsausgleich gewährleistet werden kann. Somit bilden die Seitenwellenkupplungen bei zugeschalteter Sekundärachse eine differentiallose Antriebsleistungsverteilung zwischen der Primärachse und der Sekundärachse nach Art eines Längsdifferentials aus. Ein gesondert vorzu-

sehender Längsausgleich, zum Beispiel in Form eines geregelten Längsdifferentials, kann entfallen.

Mit einem solchen differentiallosen Achsantrieb lassen sich neben einem gleichzeitigen Quer- und Längsausgleich auch weitere Funktionen abbilden, wie etwa die eines Active-Yaw Differentials, bei dem über die individuelle Ansteuerung der Kupplungen gezielt ein Giermoment erzeugt werden kann. Über die individuell regelbaren Seitenwellenkupplungen lassen sich außerdem beliebige Sperrwerte abbilden, so dass auch die Funktionen eines Sperrdifferentials realisierbar sind. Durch das Wegfallen einer Vielzahl von ansonsten notwendigen Antriebsstrangkomponenten (Radnabenschaltung, Quer- und Längsdifferential) ist eine kosten- und gewichtsoptimierte Ausgestaltung des Antriebsstrangs möglich.

In einer weiter bevorzugten Ausführungsform weist die Zuschalteinrichtung ein formschlüssig arbeitendes Kraftübertragungsgetriebe, insbesondere ein über Zahnräder arbeitendes Winkelgetriebe, auf. Dabei ist darauf zu achten, dass dieses formschlüssig arbeitende Getriebe geschaltet werden kann, so dass der Formschluss bei nicht zugeschalteter Sekundärachse aufgehoben ist und der zwischen der Zuschalteinrichtung und den Seitenwellenkupplungen befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs vom Fahrzeugantrieb entkoppelt ist. Die Zuschalteinrichtung ist bevorzugt an der Primärachse angeordnet und die Sekundärachsleistung ist dabei bevorzugt durch den Zuschaltmechanismus bei zugeschaltetem Sekundärantriebsstrang unmittelbar von einer Primärachswelle abgegriffen. Mit Primärachswelle ist nicht notwendiger Weise eine Seitenwelle der Primärachse gemeint. Entscheidend ist vielmehr die räumliche und funktionale Zuordnung der Primärachswelle zum Primärantriebsstrang. Bevorzugt rotiert die Primärachsleistungswelle konzentrisch zu den Primärachsseitenwellen.

Das formschlüssige Kraftübertragungsgetriebe muss selbstverständlich für die vorzusehenden Schaltvorgänge, also insbesondere das Ein- bzw. Auskuppeln des Sekundärantriebsstrangs, synchronisiert werden. Eine solche Drehzahlsynchronisation kann einerseits mittels einer dem Fachmann ohne weiteres geläufigen Getriebesynchronisation gewährleistet werden. Bevorzugt wird das Kraftübertragungsgetriebe zum Herstellen des Formschlusses allerdings über die Seitenwellenkupplungen synchronisiert. Soll der zwischen den Seitenwellenkupplungen und der Zuschalteinrichtung befindliche Teil des Sekundärantriebsstrangs zur Übertragung eines Teils der zur Verfügung stehende Gesamtantriebsleistung auf die Sekundärachse dem Gesamtan-

triebsstrang zugeschaltet werden, so lässt sich durch Einkuppeln der Seitenwellenkupplungen der Sekundärtriebsstrang, der dann von den auf der Straße abrollenden Antriebsrädern angetrieben ist, auf Schaltdrehzahl schleppen und somit eine Drehzahlsynchronisation vornehmen. Nach Erreichen der Synchronisationsdrehzahl lässt sich der Formschluss über den Zuschaltmechanismus der Zuschalteinrichtung herstellen. Selbst wenn trotz einer solchen Drehzahlangleichung auf eine herkömmliche Synchronisation nicht verzichtet werden soll, so kann dadurch, dass vor der Ankopplung des Sekundärtriebsstrangs die reibschlüssigen Seitenwellenkupplungen leicht geschlossen werden, die Synchronisation unterstützt werden. Die Synchronkräfte fallen dadurch gering aus. Die Bauteile können für geringere Belastungen ausgelegt werden, was auch der Lebensdauer der Bauteile zu Gute kommt.

Weiter kann vorgesehen sein, dass die Seitenwellenkupplungen von einer reibschlüssigen Lamellenkupplung gebildet sind, wobei die mit den Sekundärtriebsrädern drehfest verbundenen Reiblamellen mit einem Innenlamellenträger und die fahrzeugantriebsseitigen Lamellen mit einem Außenlamellenträger zusammenwirken. Diese Ausgestaltung ermöglicht den besonders energieeffizienten Einsatz einer bedarfsgesteuerten Beölung der Lamellenpakete ohne zusätzliche, externe Ölförderung. Das Lamellengehäuse bildet dabei einen mit Schmier- und Kühllöl befüllten Ölsumpf, in den die Kupplungslamellen eintauchen. Rotiert der Außenlamellenträger, so nimmt dieser an seiner Außenseite das Öl mit und führt es einem Ölkreislauf zu. Diese mit Verlustleistung behaftete Ölförderleistung entfällt dann, wenn der Außenlamellenträger bei geöffneter Kupplung nicht rotiert. Dies ist allerdings nur möglich, wenn der Außenlamellenträger Teil des abschaltbaren Abschnitts des Sekundärtriebsstrangs bildet.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele anhand der Zeichnungen.

In den Zeichnungen zeigt:

Fig. 1 einen ersten Antriebsstrang mit permanent angetriebener Primärachse und zuschaltbarer Sekundärachse, dessen zu Grunde liegendes Funktionsprinzip aus dem Stand der Technik bekannt ist,

- Fig. 2 einen zweiten Antriebsstrang mit permanent angetriebener Primärachse und zuschaltbarer Sekundärachse, dessen zu Grunde liegendes Funktionsprinzip aus dem Stand der Technik bekannt ist,
- Fig. 3 einen Antriebsstrang mit permanent angetriebener Primärachse und zuschaltbarer Sekundärachse, dessen zwischen Seitenwellenkupplungen und Zuschaltseinrichtung liegender Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs stillgelegt ist,
- Fig. 4 eine Zuschaltseinrichtung aus Fig. 3 im Detail,
- Fig. 5 einen differentiallosen Sekundärachsantrieb aus Fig. 3 mit gelösten Seitenwellenkupplungen im Detail,
- Fig. 6 einen differentiallosen Sekundärachsantrieb aus Fig. 3 mit geschlossenen Seitenwellenkupplungen im Detail,
- Fig. 7 einen Querschnitt durch eine Seitenwellenkupplung eines differentiallosen Achsantriebs mit selbsttätiger Bedarfsbeölung,
- Fig. 8 ein erstes mögliches Antriebsstrangkzept (quer eingebauter Frontmotor mit permanentem Frontantrieb und zuschaltbarer Hinterachse) in schematischer Darstellung,
- Fig. 9a ein zweites mögliches Antriebsstrangkzept (längs eingebauter Frontmotor mit permanent angetriebener Hinterachse und zuschaltbarer Vorderachse) in schematischer Darstellung,
- Fig. 9b ein dem Antriebsstrangkzept gemäß Figur 9b weitestgehend entsprechendes Antriebsstrangkzept mit einem blockierbaren Mittendifferential,
- Fig. 10 ein drittes mögliches Antriebsstrangkzept (Heckmotor mit permanent angetriebener Hinterachse und zuschaltbarer Vorderachse) in schematischer Darstellung,
- Fig. 11 einen schematisch dargestellten Hydraulikkreis zur Ansteuerung der Schalt- und Regelemente des Antriebsstrangs,
- Fig. 12 ein Figur 8 im Wesentlichen entsprechendes Antriebsstrangkzept, wobei an der Sekundärachse einseitig eine formschlüssig wirkende Seitenwellenkupplung vorgesehen ist,
- Fig. 13 eine erste Darstellung einer an der Primärachse vorgesehenen Zuschaltseinrichtung mit einer Synchronisationseinheit,
- Fig. 14 eine zweite Darstellung einer an der Primärachse vorgesehenen Zuschaltseinrichtung mit einer Synchronisationseinrichtung,

- Fig. 15 eine die Sekundärachse antreibende Achsantriebseinheit mit einer formschlüssig wirkenden Seitenwellenkupplung für die linke Seitenwelle,
- Fig. 16 eine die Sekundärachse antreibende Achsantriebseinheit, bei der auf einer Seite ganz auf eine Seitenwellenkupplung verzichtet ist, und
- Fig. 17 eine bildhafte Darstellung einer die Erfindung verwirklichenden Modulbauweise einer Sekundärachsantriebseinheit.

In Figur 1 ist ein Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs gezeigt, der hinsichtlich seines Funktionsprinzips aus dem Stand der Technik bekannt ist. Die Primärachse 1 ist permanent angetrieben. Ein nicht schaltbares Winkelgetriebe zweigt einen Teil der Antriebsleistung von der Primärachse ab und leitet sie in den Sekundärantriebsstrang, der zum Antrieb der Sekundärachse 2 dient, ein. Vor der Achsantriebseinheit 9 ist eine Hang-On Kupplung 10 vorgesehen, die im geschlossenen Zustand eine Zwischenwelle 11 und die Achsantriebseinheit 9 kraftschlüssig koppelt und so die Sekundärachsantriebsleistung bei Bedarf in die Achsantriebseinheit 9 einzuleiten vermag. Die Achsantriebseinheit 9 ist von einem herkömmlichen Aufbau und weist ein Kegelraddifferential auf, an das sich die Sekundärachsseitenwellen 12 anschließen.

Figur 2 zeigt einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, dessen Funktionsprinzip ebenfalls aus dem Stand der Technik bekannt ist. Im Gegensatz zu Figur 1 ist die Achsantriebseinheit 9 nicht über eine schaltbare Kupplung mit der Zwischenwelle 11 verbunden, sondern die Zwischenwelle 11 ist fest an der Achsantriebseinheit 9 angeflanscht. Um die Antriebsräder der Sekundärachse 2 von der Antriebsleistung zu entkoppeln, sind formschlüssig arbeitende Klauenkupplungen 13 an den Radnaben vorgesehen, die entweder aufwendig von Hand oder durch zusätzlich vorzusehende Zuschaltvorrichtungen in Eingriff gebracht werden können, was aufgrund des Fehlens einer Drehzahlsynchronisation sowie einer Möglichkeit eines Drehzahlabgleichs zwischen den in Eingriff zu bringenden Bauteilen nur im Stand möglich ist. Im Gegensatz zu dem an der Primärachse 1 angeordneten Winkelgetriebe des Antriebsstrangs aus Figur 1 ist das Winkelgetriebe des Antriebsstrangs aus Figur 2 als schaltbare Zuschalteinrichtung 3 ausgebildet, die auch als Power-Take-Off Unit, kurz PTU, bezeichnet wird.

Sowohl beim Antriebsstrang aus Figur 1 als auch beim Antriebsstrang aus Figur 2 ist der Sekundärantriebsstrang nicht in den die Gesamtantriebsleistung übertragenen Teil des Antriebs-

strangs integriert und überträgt somit keine Antriebsleistung auf die Antriebsräder der Sekundärachse 2.

Im Beispiel aus Figur 1 rotieren trotzdem die schwarz gekennzeichneten Sekundärantriebsstrangkomponenten mit, denn die Komponenten des Antriebsstrangs, die aus Sicht der der Hang-On Kupplung 10 fahrzeugantriebsseitig angeordnet sind, werden über das Winkelgetriebe geschleppt, während die Sekundärantriebsstrangkomponenten, die aus Sicht der Hang-On Kupplung 10 in Richtung der Antriebsräder der Sekundärachse angeordnet sind, von den auf der Fahrbahn abrollenden Antriebsrädern geschleppt werden.

Im Gegensatz zu dem Antriebsstrang aus Figur 1 rotiert bei dem Antriebsstrang aus Figur 2 ein wesentlicher Abschnitt des Sekundärantriebstrangs nicht mit (einfach schraffiert dargestellter Abschnitt), da antriebsradseitig die Radnabenkupplungen 13 und fahrzeugantriebsseitig die Zuschalteneinrichtung 3 nicht in Eingriff stehen. Der zwischen diesen Antriebstrangkomponenten angeordnete Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs ist also stillgelegt.

Figur 3 zeigt einen Antriebsstrang mit permanent angetriebener Primärachse 1 und zuschaltbarer Sekundärachse 2, dessen zwischen Seitenwellenkupplungen 4 und Zuschalteneinrichtung 3 liegender Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs stillgelegt ist. Im Gegensatz zu den Achsantriebseinheiten 9 aus Figur 1 und Figur 2 ist die Achsantriebseinheit 9 aus Figur 3 differentiallos ausgebildet. Hier übertragen zwei reibschlüssig arbeitende Seitenwellenkupplungen 4 die Sekundärantriebsleistung auf die Seitenwellen 12 der Sekundärachse 2. Über diese frei regelbaren Seitenwellenkupplungen 4 lässt sich das zu übertragende Antriebsmoment und der Schlupf frei einstellen, so dass sich mit diesem Achsantrieb neben den Funktionen eines Querdifferentials auch Funktionen eines Längsdifferentials und eines Active-Yaw Differentials abbilden lassen. Die Achsantriebseinheit 9 in Figur 3 ist im Vergleich zu den Achsantriebseinheiten 9 aus den Figuren 1 und 2 in konstruktiver Hinsicht wesentlich weniger komplex ausgebildet und deutlich leichter. Zum Stilllegen des Sekundärantriebsstrangs werden die Seitenwellenkupplungen 4 geöffnet und der Sekundärantriebsstrang über die Zuschalteneinrichtung 3 von dem permanent angetriebenen Teil des Antriebsstrangs abgekoppelt. Weder die Seitenwellenkupplungen 4 noch die Zuschalteneinrichtung 3 könnten für sich genommen den erfindungsgemäßen Grundgedanken verwirklichen, im Hinblick auf die Erfindung wirken sie vielmehr in einer synergetischen Weise zusammen.

Ein rechnerischer Vergleich der Antriebsstrangkonzeppte aus den Figuren 1, 2 und 3 hat gezeigt, dass die in den Gesamtantriebssträngen bei abgeschalteter Sekundärachse auftretenden Verlustleistungen deutlich unterschiedlich sind. Während durch die Vielzahl der rotierenden Antriebsstrangkonzepenten die Verlustleistung des Antriebsstrangs aus Figur 1 bei 100 km/h etwa 2,7 kW beträgt, so beträgt sie bei einem Antriebsstrang gemäß Figur 2 bei der selben Geschwindigkeit nur etwa 0,08 kW, also weniger als ein Dreißigstel, wobei aber bei dem letztgenannten Antriebsstrang die bereits aufgeführten Nachteile eine erhebliche Einschränkung an Komfort und Praktikabilität mit sich bringen. Die im Antriebsstrang von Figur 3 bei 100 km/h auftretende Verlustleistung wurde mit 0,31 kW errechnet und liegt damit nur unwesentlich über der Verlustleistung des Antriebsstrangs aus Figur 2, beträgt aber immerhin nur etwa ein Zehntel der Verlustleistung, die beim Antriebsstrang aus Figur 1 zu erwarten ist, ohne dass der Fahrer dabei Komfort- und Praktikabilitätseinbußen hinnehmen müsste.

Figur 4 zeigt die Zuschalteneinrichtung 3 aus Figur 3 im Detail. Es handelt sich um ein schaltbares Winkelgetriebe, bei dem der Formschluss dadurch erfolgt, dass eine Stirnradstufe 14 mit einer Verbindungswelle 15, die vom Antriebskorb 17 des Primärachsdifferentials permanent angetrieben ist, mit Hilfe eines Zuschaltmechanismus, der hier von einer Synchronisierung 16 gebildet ist, in Eingriff gebracht wird. Wie aus der Figur 4 ersichtlich, rotiert bei abgeschaltetem Sekundärantrieb die Stirnradstufe 14 nicht mit dem permanent angetriebenen Primärantriebsstrang mit. Der Koppelpunkt zwischen permanent angetriebenem Primärantriebsstrang und zuschaltbarem Sekundärantriebsstrang ist also die Synchronisierung 16. Bei zugeschaltetem Sekundärantriebsstrang überträgt die Stirnradstufe 14 die Sekundärachsanztriebsleistung zunächst über eine Querwelle 18 auf ein Tellerrad, das die Antriebsleistung wiederum über eine Ritzelwelle 19 in die Zwischenwelle 11 einleitet und somit zur Sekundärachse weiterleitet.

Eine solche mehrstufige Ausführung der Weiterleitung des Sekundärantriebsleistungsflusses ist nicht zwingend erforderlich. Es können auch weitere Vereinfachungen vorgenommen werden, beispielsweise dadurch, dass schon die Verbindungswelle 14 kein Stirnrad, sondern direkt ein Tellerrad zur Weiterleitung der Sekundärantriebsleistung in die Ritzelwelle vorsieht.

Um die Synchronisierung von Stirnradstufe 14 und Verbindungswelle 15 zu unterstützen, ist vorgesehen, dass die Seitenwellekupplungen vor dem Synchronisieren der Wellen geschaltet werden, um die Zwischenwelle 11 und somit auch die Stirnradwelle 14 auf Drehzahl zu bringen.

Die Betätigung des Zuschaltmechanismus erfolgt vorzugsweise hydraulisch, kann aber selbstverständlich auch auf andere Weise, zum Beispiel pneumatisch, elektromotorisch oder elektromagnetisch, erfolgen.

Neben der in Figur 4 dargestellten formschlüssig arbeitenden Synchronisierung ist es selbstverständlich auch denkbar, andere formschlüssige oder auch kraftschlüssige Zuschaltmechanismen vorzusehen. So kann an Stelle der Synchronisierung auch eine reibschlüssige Kupplung den Sekundärantriebsleistungsfluss von der Verbindungswelle 15 auf die Stirnradstufe 14 gewährleisten. In diesem Fall könnten außerdem formschlüssig arbeitende Seitenwellenkupplungen vorgesehen sein, wodurch allerdings die Vorteile eines differentiallosen Antriebsstrangs aufgegeben werden würden. Trotzdem sind durchaus Fälle denkbar, in denen sich eine solche Lösung anbieten könnte.

Figuren 5 und 6 zeigen den schon für Figur 3 beschriebenen differentiallosen Sekundärachsantrieb, wobei Figur 5 den Zustand bei abgeschalteter Sekundärachse und Figur 6 den Zustand bei zugeschalteter Sekundärachse zeigen.

Das Antriebsritzel 20 ist über einen Flansch mit der Zwischenwelle drehfest verbunden und mit einem Tellerrad im Eingriff. Das Tellerrad ist mit einer Tellerradträgerwelle 21 fest verbunden. Deren Lagerung im Achsantriebsgehäuse gewährleistet, dass sowohl das eingeleitete Drehmoment als auch die Verzahnungskräfte aufgenommen werden. Außenlamellenträger 8 der beiden Kupplungen sind mit der Tellerradträgerwelle 21 drehfest verbunden. Zwischen den Außenlamellenträgern 8 und Innenlamellenträger 7 ist ein Lamellenpaket aus Außenlamellen 6 und Innenlamellen 5 der Seitenwellenkupplungen 4 platziert. Der mit den Innenlamellen drehfest verbundene Innenlamellenträger 7 ist wiederum über eine Keilverzahnung mit der Seitenwelle 12 verbunden.

Über einen hydraulisch betätigten Druckkolben 22, der sich in einem seitlichen Achsantriebsgehäusedeckel 23 befindet, wird das Lamellenpaket zusammengepresst und die Kupplung geschlossen, so dass bei zugeschalteter Sekundärachse (Hang-On Betrieb) die Antriebsleistung über das Lamellenpaket zu den Antriebsrädern erfolgt. Zwischen Lamellenpaket und Druckkolben 22 ist ein Drucklager 24 angeordnet, welches den Drehzahlausgleich zwischen dem stehenden Druckkolben 22 und dem rotierenden Lamellenpaket gewährleistet.

Figur 5 verdeutlicht, dass im abgeschalteten Modus nur wenige Bauteile der Hinterachse rotieren und die Verluste gering gehalten werden. Bei abgeschaltetem Sekundärtrieb (Figur 5-geöffnete Kupplung) drehen vom Kupplungspaket lediglich der Innenlamellenträger 7 mit den damit verbundenen Innenlamellen 5, sowie einige Lagerkomponenten. Der Außenlamellenträger 8 mit den Außenlamellen 6 und der Druckkolben 22 stehen. Dies ist besonders vorteilhaft, da durch die Anordnung das komplette Drucklager 24 ebenfalls zum Stillstand kommt. Die Wellfeder 25, die sich zwischen dem Außenlamellenträger 8 und einer Z-Scheibe 26 des Drucklagers 24 abstützt, dient dazu, das Lamellenpaket im nicht druckbeaufschlagten Zustand auseinander zu drücken, um möglichst wenig Reibung entstehen zu lassen. Bei geschlossener Kupplung drehen hingegen alle Komponenten der Hinterachse (Verzahnung, Kupplung und Drucklager), wie aus einem Vergleich der Figuren 5 und 6, in denen jeweils die stillstehenden Hinterachskomponenten einfach schraffiert und die rotierenden Hinterachskomponenten kreuzschraffiert dargestellt sind, hervorgeht.

Ein weiterer Aspekt, der die Verlustleistung im Sekundärtriebsstrang minimiert und zum Erfindungsgedanken beiträgt, ist eine Bedarfsbeölung der Seitenwellenkupplungen bzw. der Lamellenpakete, die in Figur 7 dargestellt ist. Ist die Seitenwellenkupplung 4 geschlossen, rotiert der Außenlamellenträger 8 und schöpft mit seiner Außenseite Öl aus einem Ölsumpf 27, der in Figur 7 von dem Kupplungsgehäuse gebildet ist. Hierdurch wird das Öl in die Ölfangtasche 28 gefördert. Von dort aus gelangt das Öl über die Ölleitbohrungen 29 in den Innenlamellenträger und wird von der Fliehkraft radial nach außen verteilt. Diese Beölung dient zur Schmierung und Kühlung des Lamellenpakets. Ist die Seitenwellenkupplung jedoch geöffnet und der Sekundärtriebsstrang abgeschaltet, so dass die Kupplung keinen Kühl- und Schmierbedarf hat, steht der Außenlamellenträger und es wird folglich auch kein Öl gefördert, was ebenfalls zur Verringerung der Verlustleistungen bei entkoppeltem Sekundärtriebsstrang beiträgt.

Bei den Seitenwellenkupplungen 4 kann ferner Verlustleistung dadurch eingespart werden, dass die Reiblamellen der Seitenwellenkupplungen 4 je nachdem, ob es sich um Außenlamellen 8 oder Innenlamellen 7 handelt, unterschiedlich ausgestaltet werden. So können die Innenlamellen 7, also die Reiblamellen, die, wie vorstehend beschrieben wurde, bevorzugt drehfest mit den Seitenwellen 12 der Sekundärachse 2 verbunden sind und sich daher permanent drehen, als blanke Stahlscheiben mit verhältnismäßig reibungsarmer Oberfläche ausgestaltet

sein. Rotieren diese während der Fahrt mit ständigem Kontakt zum Kühl- und Schmieröl, verursachen sie so nur geringe Reibungsverluste. Die Außenlamellen 8 hingegen, die bei abgeschaltetem Sekundärachs-antriebsstrang ohnehin bevorzugt stillstehen, können den eigentlichen Reibbelag und eine hierin oder gesondert angeordnete Schmier- und Kühllöl fördernde Benutung aufweisen.

Figuren 8, 9a, 9b und 10 zeigen in einer schematischen Darstellung mögliche Antriebskonzepte, bei denen das Prinzip der Erfindung verwirklicht ist, wobei die Erfindung selbstverständlich nicht auf die drei dargestellten Antriebskonzepte beschränkt ist.

In Figur 8 ist als ein mögliches Antriebsstrangkzept ein Antriebsstrang mit quer eingebautem Frontmotor und permanentem Frontantrieb (Primärantriebsstrang mit Primärachse 1) und einer über eine Zuschalteneinrichtung 3 zuschaltbaren Sekundärachse 2, die über eine Zwischenwelle 11 miteinander verbunden sind (Sekundärantriebsstrang), gezeigt. Der Sekundärachs-antrieb, also der Antrieb der Sekundärachsseitenwellen 12, wird über Seitenwellenkupplungen 4 differentiallos erreicht. Figur 8 entspricht dem schon in Figur 3 gezeigten Antriebsstrang.

Figuren 9a und 9b zeigen als zweites mögliches Antriebsstrangkzept einen Antriebsstrang mit längs eingebautem Frontmotor und permanent angetriebener Hinterachse als Primärachse 1. Die Vorderachse mit den Sekundärachsseitenwellen 12 kann als Sekundärachse 2 bei Bedarf über die Zuschalteneinrichtung 3, die Zwischenwelle 11 und die Seitewellenkupplungen 4 dem Primärantriebsstrang zugeschaltet werden.

Bei Figur 9b liegt die Besonderheit vor, dass ein zusätzliches Mittendifferential 33 vorgesehen ist. Dieses kann unter anderem für den Fall, dass die Synchronisierung 16 geöffnet ist und somit keine Antriebsleistung auf die Zwischenwelle 11 übertragen wird, über eine Kupplung 34 geblockt werden, so dass es keine Differentialfunktion erfüllt sondern als Block umläuft und die Primärachse 1 weitestgehend verlustfrei antreibt. Wird über die Zuschalteneinrichtung 3 und die Synchronisierung 16 der Sekundärantriebsstrang zugeschaltet, wird die Zwischenwelle 11 über die Beveloidverzahnung mit angetrieben und die Antriebsleistung wird, wie zuvor beschrieben, über die Seitenwellenkupplungen 4 auf die Seitenwellen 12 der Sekundärachse übertragen. Die Kupplung 34 kann in diesem Fall geöffnet werden, so dass das Mittendifferenti-

al 33 als offenes Differential fungiert und eine Längsausgleichsfunktion übernimmt. Alternativ kann das Mittendifferential auch wegfallen, wobei die Seitenwellenkupplungen 4 dann den Längsausgleich mit übernehmen müssen. Es ist selbstverständlich auch möglich, mit der Zuschalteinrichtung 3 den Planetensatz des Mittendifferentials 33 zu verblocken.

Figur 10 zeigt einen Antriebsstrang mit Heckmotor. Wie in Figuren 9a und 9b ist auch hier die Hinterachse die permanent angetriebene Achse und somit die Primärachse 1. Die Zwischenwelle 11 ist an eine an dem Hinterachsantrieb angeordnete Zuschalteinrichtung 3 angeflanscht und überträgt die Sekundärachsleistungsleistung bei Bedarf über den Seitenwellenkupplungen 4 aufweisenden und somit differentiallosen Vorderachsantrieb. Die Vorderachse bildet die Sekundärachse 2 mit den Sekundärachsseitenwellen 12.

Allen in den Figuren 8, 9a, 9b und 10 dargestellten Antriebskonzepten ist gemein, dass der Teil des Sekundärachsleistungsstrangs, der zwischen der Zuschalteinrichtung 3 und den Seitenwellenkupplungen 4 liegt, bei abgeschaltetem Sekundärantrieb vollständig stillsteht und somit keiner Verlustleistung verursacht.

Figur 11 zeigt eine schematische Übersicht über eine mögliche hydraulische Schaltungsanordnung. Die Seitenwellenkupplungen und/oder der Zuschaltmechanismus der Zuschalteinrichtung 3 werden bevorzugt über eine bedarfsgeregelte Hydraulikeinheit 31 mit Drucköl versorgt, mit dem der Druckkolben 22 aus Figur 5 und 6 betätigt wird. Hierbei stellt die Hydraulikeinheit 31 einen Systemdruck zur Verfügung, welcher sich an dem höchsten momentan benötigten Druck orientiert. Über die Druckminderventile 32 wird der aktuell benötigte Druck in den Seitenwellenkupplungen eingeregelt. Auch das Zuschalten des Sekundärantriebsstrangs über den Zuschaltmechanismus der Zuschalteinrichtung erfolgt über ein Druckminderventil 32. Sobald der Zuschaltmechanismus den Sekundärantriebsstrang zugeschaltet hat und die Übertragung der Sekundärantriebsleistung sichergestellt ist, kann der auf den Zuschaltmechanismus wirkende Schalldruck wieder abgebaut werden.

Die in Figur 11 schematisch dargestellte hydraulische Aktuierung kann selbstverständlich auch auf andere Weise erfolgen. So ergeben sich beispielsweise Synergien bei der Verwendung von Doppelkupplungsgetrieben. Die hydraulische Betätigungseinrichtung der Zuschalteinrichtung und/oder der Seitewellenkupplungen kann bei räumlicher Nähe zum Doppelkupplungsgetriebe

direkt von der Hydraulik des Doppelkupplungsgetriebes bedient werden. In dem Fall, dass sowohl die Zuschalteneinrichtung als auch die Seitenwellenkupplungen getriebe-nah angeordnet sind, kann die Hydraulikeinheit 31 sogar komplett entfallen. Die Druckminderventile können dann im Doppelkupplungsgetriebe integriert sein.

Die vorstehend beschriebene Erfindung basiert auf einem sogenannten Hang-On Allradkonzept. Im Gegensatz zum permanenten Allrad wird beim Hang-On System die zweite Achse bei Bedarf über eine Kupplung aktiv zugeschaltet. Auswertungen von Lastkollektivdaten zeigen, dass die Hang-On Systeme nur geringe „aktive Zeitanteile“ im Fahrzeugzyklus aufweisen. Die Erfindung nutzt die nicht aktiven Zeitanteile, um durch eine komplette Abschaltung des Allradantriebsstrangs die Leistungsverluste der drehenden Antriebskomponenten zu eliminieren.

Vorstehend ist die Erfindung im Rahmen eines Antriebsstrangkonzepthes beschrieben, bei dem die Allradabschaltung an der Hinterachse über die beiden Kupplungen realisiert wird. An der PTU (Power Take Off Unit) wird über eine Zuschalteneinrichtung 3, die vorzugsweise eine Synchronisierung 16 aufweist, der Antriebsstrang zum Hinterachsgetriebe entkoppelt.

Die unter anderem in Figur 8 gezeigte Ausführung hat allerdings den Nachteil, dass bei besonders drehmomentstarken Geländefahrzeugen das Drehmoment nur über die ausschließlich reibschlüssig wirkenden Seitenwellenkupplungen 4 zu den Rädern der Sekundärachse übertragen wird. Für besonders drehmomentstarke Geländefahrzeuge ist die Übertragung der Antriebsmomente ausschließlich über die reibschlüssigen Seitenwellenkupplungen von Nachteil, da es aufgrund der Reibverluste im Kupplungspaket zu einer starken Wärmeentwicklung kommen kann. Ein formschlüssig arbeitendes Differential arbeitet dagegen quasi verlustfrei und ist daher für Drehmomentstarke Fahrzeuge am besten geeignet.

Die Figur 12 zeigt eine für drehmomentstarke Fahrzeuge angepasste Ausführung der zuvor beschriebenen Erfindung, die ein Abschaltssystem zur Abschaltung der Sekundärachse 2 mit formschlüssig wirkendem Sekundärachsdifferential 35, einer formschlüssig wirkenden seitlichen Seitenwellenkupplung 36 und mit einem zusätzlichen Schaltelement für diese Kupplung mit einer Sekundärachssynchronisierung 38 vorsieht. Das Schaltelement bzw. die Sekundärachssynchronisierung 38 sollte die formschlüssig wirkende Kupplung 36 in und außer Eingriff bringen können.

Die Abschaltung an der PTU wird, wie bereits beschrieben, aus Komfortgründen vorteilhaft über eine Synchronisierung 16 einer Zuschaltseinrichtung 3 realisiert. Die Unterbringung der der Zuschaltseinrichtung 3 samt Synchronisierung 16 links vom Tellerrad lässt sich relativ einfach realisieren, wie Figur 13 im Detail zeigt. Die Platzierung an dieser Stelle hat aber den Nachteil, dass der Bauraumbedarf an der PTU erheblich zunimmt.

Es wird daher vorgeschlagen, die Synchronisierung innerhalb des vorhandenen PTU-Gehäuses zu platzieren, wie Figur 14 illustriert. Hierzu wird das linke Tellerradlager über ein separates Lagerschild 37 im Gehäuse fixiert. Um die Synchronisierung zu montieren, wird dieses Lagerschild 37 mittels Schrauben oder sonstigen geeigneten Befestigungsmitteln mit dem PTU Gehäuse verbunden.

Die Synchronisierung wird bevorzugt zwischen der Tellerradwelle und der Antriebswelle platziert. Wie in Figur 14 ersichtlich, passt die Synchronisierungseinheit 16 sowie die dazugehörige Schaltung in die vorhandene Hüllkurve der PTU. Dies hat für den Kunden den Vorteil, dass die abschaltbare PTU ins vorhandene Package passt.

An der Hinterachse ist links neben dem Sekundärachsdifferential 35 eine formschlüssig wirkende Seitenwellenkupplung 36 vorgesehen, die über ein Schaltelement mit einer Sekundärachssynchronisierung 38 geschaltet wird (Figur 15). Rechts neben dem Sekundärachsdifferential befindet sich eine reibschlüssig wirkende Seitenwellenkupplung 4. Die Kupplung übernimmt dabei eine Doppelfunktion.

Im aktivierten Allradstrang, in dem alle Synchronisierungen 16, 38 geschlossen sind, arbeitet die Seitenwellenkupplung 4 als Hang-On System, bei dem das Drehmoment dosiert zu den Rädern übertragen wird. Ist die Kupplung offen, wird kein Drehmoment zu den Rädern übertragen, da das Differential im Achskörper frei drehen kann und nicht abgestützt wird. Im deaktivierten Allradstrang, also bei nicht in die Antriebsleistungsübertragung eingebundener Sekundärachse 2, wird die linke Synchronisierung 38 geöffnet, so dass beide Seitenwellen 12 und somit auch die Räder keine Verbindung zu den Hinterachskomponenten haben. Dieser Zustand wirkt sich besonders verbrauchsmindernd aus, da die Achskomponenten nicht rotieren und somit keine Verluste erzeugen, insbesondere wenn auch die in Figur 15 dargestellte reibschlüssige Seitenwellenkupplung 4 gleichzeitig geöffnet ist.

In einer weiteren Abwandlung wird vorgeschlagen, aus Kostengründen auf die zusätzliche Abschaltung an der Hinterachse zu verzichten (Figur 16). Im Gegensatz zur Lösung gemäß Figur 15, bei der im abgeschalteten Modus alle Teile der Achse stillstehen, drehen sich hierbei noch die Ausgleichsräder des Sekundärachsdifferentials 35, da die Trennung der linken Seitenwelle von Ausgleichsradatz durch das Fehlen der Synchronisierung bzw. Kupplung fehlt und diese daher mitrotieren. Durch diesen Umstand ist ein geringer Verbrauchsnechtel gegenüber der Lösung in Figur 15 zu erwarten. Diesem Nachteil steht aber der geringere Kostenaufwand gegenüber. Das hat den Vorteil, dass der Hersteller bzw. der Kunde zwischen der eher verbrauchsoptimierten oder einer eher kostenoptimierten Lösung wählen kann.

Die Allradzuschaltung während der Fahrt sollte auch bei μ -Sprung bzw. μ -Split Bedingungen ohne Komforteinbußen von staten gehen und nicht als störend vom Fahrer wahrgenommen werden. Die Verwendung von sowohl einer Synchronisierung an der Hinterachse (Sekundärachssynchronisation 38) als auch einer Synchronisation 16 an der PTU wirkt sich vorteilhaft auf die Zuschaltgeschwindigkeit aus. Diese Zuschaltung wird im Folgenden für den in Figur 12 gezeigten Antriebsstrang beschrieben.

Bei einer Zuschaltung während der Fahrt wird zuerst die Sekundärachssynchronisation 38 an der Hinterachse geschlossen und somit die Differentialräder auf Drehzahl beschleunigt. Danach wird die Seitenwellenkupplung 4 geschlossen. Somit werden über die Räder die komplette Hinterachse sowie die als Kardanwelle ausgebildete Zwischenwelle 11 und der abgekoppelte Teil der PTU beschleunigt. Als letztes wird die Synchroneneinheit 16 an der PTU eingelegt und der Kraftschluss zum Getriebe ist hergestellt. Diese Schaltsequenz hat den Vorteil, dass über die Hinterräder und die Seitenwellenkupplung 4 der komplette Antriebsstrang beschleunigt wird. Insbesondere wird er nach und nach beschleunigt, so dass die Synchronisierungen entlastet werden, da die Masse der Bauteile, die zwecks einer Drehzahlangleichung zu beschleunigen sind, verhältnismäßig gering bleibt.

Bei einer Zuschaltung bei μ -Sprung Bedingungen - die Vorderräder drehen durch und die Hinterachse steht - wird zuerst die Synchronisierung 16 an der PTU geschlossen und der Antriebsstrang bis hin zur Hinterachse wird beschleunigt. Danach wird die Sekundärachssynchronisation 38 an der Hinterachse eingelegt und die Verbindung zum linken Hinterrad hergestellt. Mit anschließender Zuschaltung der reibschlüssigen Seitenwellenkupplung 4 kann das Antriebs-

drehmoment dosiert zu den Hinterrädern geleitet werden. Auch hierdurch lassen sich die gleichen wie vorstehend zur Zuschaltung während der Fahrt beschriebenen Vorteile realisieren.

In Figur 17 wird ein modularer Achsaufbau gezeigt, bei dem durch Austausch der linken Synchroneinheit auch eine Sekundärachse mit zwei Seitenwellenkupplungen 4 auf einfache Weise realisierbar ist. Diese Modularität ermöglicht es, dass derselbe Grundachsaufbau bei Drehmomentstarken Geländefahrzeugen mit Differential ebenso eingesetzt werden kann wie bei sportiven Fahrzeugen mit zwei Seitenwellenkupplungen 4 und differentiallosem Achsantrieb. Die Sekundärachs Antriebseinheit ist also derart modular aufgebaut, dass als zweite Kupplung wahlweise eine Reibschlüssig arbeitende Kupplung oder eine formschlüssig wirkende Kupplung einsetzbar ist.

Es ist ein Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs beschrieben worden, umfassend eine permanent angetriebene Primärachse und eine der Primärachse über eine Zuschalteinrichtung, insbesondere eine oder mehrere formschlüssig wirkende Synchronisationseinheiten aufweisende Zuschalteinrichtung, zuschaltbare Sekundärachse.

Ebenfalls beschrieben wurde eine Sekundärachs Antriebseinheit für den im vorstehenden Absatz definierten Antriebsstrang, aufweisend eine reibschlüssig wirkende erste Kupplung und eine zweite Kupplung, insbesondere eine als Synchronisierung wirkende formschlüssige zweite Kupplung, über die die mit dem Sekundärachs Antrieb zusammenwirkenden Abtriebswellen von der dem Sekundärachs Antrieb entkoppelbar sind. Diese Sekundärachs Antriebseinheit ist bevorzugt derart modular aufgebaut, dass als zweite Kupplung wahlweise eine reibschlüssig arbeitende Kupplung oder eine formschlüssig wirkende Kupplung einsetzbar ist. Außerdem wurde ein Gehäuse für eine solche modular aufgebaute Sekundärachs Antriebseinheit beschrieben.

Patentansprüche

1. Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine über einen Primärantriebsstrang permanent angetriebene Primärachse (1) und eine der Primärachse über eine Zuschalteneinrichtung (3) zuschaltbare Sekundärachse (2), wobei die Zuschalteneinrichtung (3) einen Zuschaltmechanismus aufweist, über den der Sekundärantriebsstrang in den die Gesamtantriebsleistung übertragenden Antriebsstrang integrierbar ist, und wobei bei zugeschalteter Sekundärachse (2) die Sekundärachsleistung über Seitenwellenkupplungen (4, 36) in Seitenwellen (12) der Sekundärachse (2) eingeleitet und auf Antriebsräder der Sekundärachse (2) übertragen ist,

dadurch gekennzeichnet, dass

der Zuschaltmechanismus und/oder die Seitenwellenkupplungen (4, 36) zumindest eine reibschlüssige Kupplung aufweisen und bei entkoppelter Sekundärachse (2) der zwischen der Zuschalteneinrichtung (3) und den Seitenwellenkupplungen (4, 36) befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs sowohl von dem Primärantriebsstrang, insbesondere von der Primärachse (1), als auch von den Sekundärantriebsrädern entkoppelt ist.

2. Antriebsstrang nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Seitenwellenkupplungen (4) bei zugeschalteter Sekundärachse (2) eine differentiallose Antriebsleistungsverteilung zwischen den Antriebsrädern der Sekundärachse unter Gewährleistung eines Querausgleichs nach Art eines Querdifferentials ausbilden.
3. Antriebsstrang nach einem der beiden vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Seitenwellenkupplungen (4) bei zugeschalteter Sekundärachse (2) eine differentiallose Antriebsleistungsverteilung zwischen der Primärachse (1) und der Sekundärachse (2) unter Gewährleistung eines Längsausgleichs nach Art eines Längsdifferentials ausbilden.

4. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zuschalteneinrichtung (3) ein formschlüssig arbeitendes Kraftübertragungsgetriebe, insbesondere ein über Zahnräder arbeitendes Winkelgetriebe, aufweist.
5. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zuschalteneinrichtung (3) an der Primärachse (1) angeordnet ist und die Sekundärachsantriebsleistung durch den Zuschaltmechanismus bei zugeschaltetem Sekundär-antriebsstrang unmittelbar von einer Primärachswelle abgriffen ist.
6. Antriebsstrang nach Anspruch 4 oder Anspruch 5 in Verbindung mit Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet, dass** das eine Drehzahlsynchronisation (16) im Zuschaltmechanismus des Kraftübertragungsgetriebes zum Herstellen des Formschlusses über die Seitenwellenkupplungen (4, 36) vorgenommen oder zumindest unterstützt ist.
7. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Seitenwellenkupplungen (4) von einer reibschlüssigen Lamellenkupplung gebildet sind, wobei die mit den Sekundärantriebsrädern drehfest verbundenen Reiblamellen als Innenlamellen (5) mit einem Innenlamellenträger (7) und die fahrzeugantriebsseitigen Reiblamellen als Außenlamellen (6) mit einem Außenlamellenträger (8) zusammenwirken.
8. Antriebstrang nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** der Außenlamellenträger (8) bei zugeschalteter Sekundärachse (2) Öl zur Kühlung und/oder Schmierung der Reiblamellen fördert.
9. Antriebstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Seitenwellenkupplungen (4, 36) eine erste, reibschlüssig wirkende Seitenwellenkupplung (4) für eine ersten Seitenwelle und eine zweite, formschlüssig wirkende Seitenwellenkupplung (36) für eine zweite Seitenwelle umfassen.
10. Antriebstrang nach dem vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Schaltung der formschlüssig wirkenden Seitenwellenkupplung (36) eine Sekundärachs-synchronisierung (38) vorgesehen ist.

11. Antriebsstrang nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet, dass** zur Übertragung der Antriebsleistung auf die Seitenwellen (12) der Sekundärachse (2) ein formschlüssig wirkendes Differentialgetriebe (35) vorgesehen ist.
12. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Achsantriebseinheit (9) der Sekundärachse derart modular aufgebaut ist, dass als zweite Kupplung wahlweise eine reibschlüssig arbeitende Kupplung oder eine formschlüssig wirkende Kupplung einsetzbar ist.

Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft einen Antriebstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine permanent angetriebene Primärachse und eine der Primärachse über eine Zuschaltseinrichtung mit einem Zuschaltmechanismus zuschaltbare Sekundärachse, wobei die Sekundärachsanantriebsleistung über Seitenwellenkupplungen auf die Antriebsräder der Sekundärachse übertragen ist.

Nachteilig an diesen Antriebssträngen ist, dass auch bei nicht zugeschalteter Sekundärachse deren Komponenten von dem Fahrzeugantrieb oder den auf der Fahrbahn abrollenden Antriebsrädern mitgeschleppt werden, was Verlustleistungen mit sich bringt. Ein vollständiges Stilllegen des Sekundärantriebsstrangs wird bisher nur über manuelle schaltbare Radnabenkupplungen realisiert, die allerdings hinsichtlich des Bedienungskomforts und ihrer Praktikabilität nachteilig sind.

Dadurch, dass der Zuschaltmechanismus und/oder die Seitenwellenkupplungen reibschlüssige Kupplungen aufweisen, kann erreicht werden, dass bei entkoppelter Sekundärachse der zwischen der Zuschaltseinrichtung und den Seitenwellenkupplungen befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs sowohl von der Primärachse als auch von den Sekundärantriebsrädern entkoppelt ist, so dass keine Verlustleistung in diesem Sekundärantriebsstrangsabschnitt mehr auftritt, wobei trotzdem das Zuschalten des Sekundärantriebstrangs während der Fahrt möglich ist und Einbußen bei Komfort und die Praktikabilität nicht hingenommen werden müssen.

Bezugszeichenliste

1	Primärachse
2	Sekundärachse
3	Zuschalteinrichtung
4	Seitenwellenkupplungen
5	Innenlamellen
6	Außenlamellen
7	Innenlamellenträger
8	Außenlamellenträger
9	Achsantriebseinheit
10	Hang-On Kupplung
11	Zwischenwelle
12	Sekundärachsseitenwelle
13	Radnabenkupplung
14	Stirnradstufe
15	Verbindungswelle
16	Synchronisierung
17	Antriebskorb (Primärachsdifferential)
18	Querwelle
19	Ritzelwelle
20	Antriebsritzel
21	Tellerradträgerwelle
22	Druckkolben
23	Antriebsgehäusedeckel
24	Drucklager
25	Wellfeder
26	Z-Scheibe
27	Ölsumpf
28	Ölfangtasche
29	Ölleitbohrung
30	Aktuator
31	Hydraulikeinheit
32	Druckminderventil

- 33 Mittendifferential
- 34 Kupplung
- 35 Sekundärachsdifferential
- 36 Seitenwellenkupplung (formschlüssig)
- 37 Lagerschild
- 38 Sekundärachssynchronisierung
- 39 Hypoid-Radsatz

Electronic Patent Application Fee Transmittal

Application Number:				
Filing Date:				
Title of Invention:	DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE			
First Named Inventor/Applicant Name:	Werner Hoffman			
Filer:	Kit M. Stetina/Nicolle Roberts			
Attorney Docket Number:	BUNGA-017US			
Filed as Large Entity				
Utility under 35 USC 111(a) Filing Fees				
Description	Fee Code	Quantity	Amount	Sub-Total in USD(\$)
Basic Filing:				
Utility application filing	1011	1	330	330
Utility Search Fee	1111	1	540	540
Utility Examination Fee	1311	1	220	220
Pages:				
Claims:				
Miscellaneous-Filing:				
Petition:				
Patent-Appeals-and-Interference:				

Description	Fee Code	Quantity	Amount	Sub-Total in USD(\$)
Post-Allowance-and-Post-Issuance:				
Extension-of-Time:				
Miscellaneous:				
Total in USD (\$)				1090

Electronic Acknowledgement Receipt

EFS ID:	5254879
Application Number:	12433672
International Application Number:	
Confirmation Number:	9564
Title of Invention:	DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE
First Named Inventor/Applicant Name:	Werner Hoffman
Customer Number:	07663
Filer:	Kit M. Stetina/Nicolle Roberts
Filer Authorized By:	Kit M. Stetina
Attorney Docket Number:	BUNGA-017US
Receipt Date:	30-APR-2009
Filing Date:	
Time Stamp:	18:32:15
Application Type:	Utility under 35 USC 111(a)

Payment information:

Submitted with Payment	yes
Payment Type	Credit Card
Payment was successfully received in RAM	\$ 1090
RAM confirmation Number	4668
Deposit Account	194330
Authorized User	STETINA,KIT M.

The Director of the USPTO is hereby authorized to charge indicated fees and credit any overpayment as follows:

Charge any Additional Fees required under 37 C.F.R. Section 1.21 (Miscellaneous fees and charges)

File Listing:					
Document Number	Document Description	File Name	File Size(Bytes)/ Message Digest	Multi Part /.zip	Pages (if appl.)
1		PreliminaryAmendment.pdf	52642 ab19afc0416c8d279341d475f714cb2424208bbf	yes	6
	Multipart Description/PDF files in .zip description				
	Document Description		Start	End	
	Preliminary Amendment		1	1	
	Specification		2	2	
	Claims		3	5	
	Applicant Arguments/Remarks Made in an Amendment		6	6	
Warnings:					
Information:					
2	Specification	SubstituteSpecMarked.pdf	97789 2d7cf3b3fb46cf7c765c5753e391466ef96333d3	no	18
Warnings:					
Information:					
3	Specification	SubstituteSpecClean.pdf	91149 e8d9b2cf176b387fe5a54ca7e7dc78f9cbf5a67f	no	17
Warnings:					
Information:					
4		FormalDocs.pdf	5459075 4be3d8854e9ab6ad8702212eac70291abed3eebd	yes	12
	Multipart Description/PDF files in .zip description				
	Document Description		Start	End	
	Oath or Declaration filed		1	5	
	Miscellaneous Incoming Letter		6	10	
	Power of Attorney		11	11	
	Assignee showing of ownership per 37 CFR 3.73(b).		12	12	
Warnings:					
Information:					
Page 104 of 311					
GKN 2023					

5	Drawings-only black and white line drawings	Drawings.pdf	397466	no	11
			da109483c0d24382ee6edf2f57f1deef32f9a6bc		
Warnings:					
Information:					
6	Translation of Foreign Priority Documents	ApplicationTranslation.pdf	105023	no	24
			9c3d8e5fdc9fcbadc8414ffab231478d17c8d10b		
Warnings:					
Information:					
7		PatentAppGerman2PTO.pdf	339824	yes	24
			3500cccd8a6cd6e27d781b1277d0cd5f6014746d		
	Multipart Description/PDF files in .zip description				
	Document Description		Start	End	
	Specification - Not in English		1	18	
	Claims		19	21	
	Abstract		22	22	
	Specification		23	24	
Warnings:					
Information:					
8	Fee Worksheet (PTO-875)	fee-info.pdf	33090	no	2
			6a281f73597e873193dc8f54b9b5559ae06678ad		
Warnings:					
Information:					
Total Files Size (in bytes):			6576058		

This Acknowledgement Receipt evidences receipt on the noted date by the USPTO of the indicated documents, characterized by the applicant, and including page counts, where applicable. It serves as evidence of receipt similar to a Post Card, as described in MPEP 503.

New Applications Under 35 U.S.C. 111

If a new application is being filed and the application includes the necessary components for a filing date (see 37 CFR 1.53(b)-(d) and MPEP 506), a Filing Receipt (37 CFR 1.54) will be issued in due course and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the filing date of the application.

National Stage of an International Application under 35 U.S.C. 371

If a timely submission to enter the national stage of an international application is compliant with the conditions of 35 U.S.C. 371 and other applicable requirements a Form PCT/DO/EO/903 indicating acceptance of the application as a national stage submission under 35 U.S.C. 371 will be issued in addition to the Filing Receipt, in due course.

New International Application Filed with the USPTO as a Receiving Office

If a new international application is being filed and the international application includes the necessary components for an international filing date (see PCT Article 11 and MPEP 1810), a Notification of the International Application Number and of the International Filing Date (Form PCT/RO/105) will be issued in due course, subject to prescriptions concerning national security, and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the international filing date of the application.

ASSIGNMENT OF APPLICATION	Docket Number BUNGA-017US
Whereas, I, <u>Michael Hoeck</u>, hereafter referred to as Assignor, have invented certain new and useful improvements in <u>DRIVE TRAIN OF A MOTOR VEHICLE WITH A CONNECTABLE SECONDARY AXIS</u> for which an application for a United States Patent was filed on or about the date of this assignment. Whereas, <u>GETRAG Driveline Systems, GmbH of Cologne, Germany</u> herein referred to as "Assignee" whose mailing address is <u>Scarletallee 2, Cologne, Germany 50735</u> is desirous of acquiring the entire right, title and interest in the same; Now, therefore, in consideration of the sum of One dollars (\$1.00), the receipt whereof is acknowledged, and other good and valuable consideration, I, the applicant, by these presents do sell, assign and transfer unto said Assignee the full and exclusive right to the said improvement in the United States, and by these presents do hereby sell, assign, transfer and set over, unto Assignee, its successors, legal representatives and assigns, Assignor's entire right, title and interest in, to and under said improvements, and said application and all divisions, renewals, continuations, and continuations-in-part thereof, and all United States Letters patent which may be granted thereon and all reissues and extensions thereof, and all applications for Letters Patent which may hereafter be filed for said improvements in any country or countries foreign to the United States, including the full right to claim for any such application the priority benefits of the International Convention for the Protection of Industrial Property and other priority-conferring treaties, and all Letters Patent which may be granted for said improvements in any country or countries foreign to the United States and all extensions, divisions, continuations, continuations-in-part, renewals and reissues thereof; and Assignor hereby authorizes and requests the Commissioner of Patents and Trademarks of the United States, and any official of any country or countries foreign to the United States, whose duty it is to issue patents on applications as aforesaid, to issue all Letters Patent for said improvements to said Assignee, its successors, legal representatives and assigns, in accordance with the terms of this instrument; I hereby authorize and request the Commissioner of Patents and Trademarks to issue said United States Patent to said Assignee, of the entire right, title, and interest in and to the same, for his sole use and behoof; and for the use and behoof of his legal representatives, to the full end of the term for which said Patent may be granted, as fully and entirely as the same would have been held by me had this assignment and sale not been made. Executed this <u>20</u> day of <u>April</u>, 20<u>09</u>, at <u>Cologne</u>. By: <u></u> Michael Hoeck ~ Total of <u>1</u> forms are submitted.	

ASSIGNMENT OF APPLICATION	Docket Number BUNGA-017US
Whereas, I, <u>Matthias Adelt</u>, hereafter referred to as Assignor, have invented certain new and useful improvements in <u>DRIVE TRAIN OF A MOTOR VEHICLE WITH A CONNECTABLE SECONDARY AXIS</u> for which an application for a United States Patent was filed on or about the date of this assignment. Whereas, <u>GETRAG Driveline Systems, GmbH of Cologne, Germany</u> herein referred to as "Assignee" whose mailing address is <u>Scarletallee 2, Cologne, Germany 50735</u> is desirous of acquiring the entire right, title and interest in the same; Now, therefore, in consideration of the sum of One dollars (\$1.00), the receipt whereof is acknowledged, and other good and valuable consideration, I, the applicant, by these presents do sell, assign and transfer unto said Assignee the full and exclusive right to the said improvement in the United States, and by these presents do hereby sell, assign, transfer and set over, unto Assignee, its successors, legal representatives and assigns, Assignor's entire right, title and interest in, to and under said improvements, and said application and all divisions, renewals, continuations, and continuations-in-part thereof, and all United States Letters patent which may be granted thereon and all reissues and extensions thereof, and all applications for Letters Patent which may hereafter be filed for said improvements in any country or countries foreign to the United States, including the full right to claim for any such application the priority benefits of the International Convention for the Protection of Industrial Property and other priority-conferring treaties, and all Letters Patent which may be granted for said improvements in any country or countries foreign to the United States and all extensions, divisions, continuations, continuations-in-part, renewals and reissues thereof; and Assignor hereby authorizes and requests the Commissioner of Patents and Trademarks of the United States, and any official of any country or countries foreign to the United States, whose duty it is to issue patents on applications as aforesaid, to issue all Letters Patent for said improvements to said Assignee, its successors, legal representatives and assigns, in accordance with the terms of this instrument; I hereby authorize and request the Commissioner of Patents and Trademarks to issue said United States Patent to said Assignee, of the entire right, title, and interest in and to the same, for his sole use and behoof; and for the use and behoof of his legal representatives, to the full end of the term for which said Patent may be granted, as fully and entirely as the same would have been held by me had this assignment and sale not been made. Executed this <u>20</u> day of <u>April</u>, 20<u>09</u>, at <u>Cologne</u> By:  <u>Matthias Adelt</u>	
- Total of <u>1</u> forms are submitted.	

ASSIGNMENT OF APPLICATION

Docket Number
BUNGA-017US

Whereas, I, Jan Potulski, hereafter referred to as Assignor, have invented certain new and useful improvements in DRIVE TRAIN OF A MOTOR VEHICLE WITH A CONNECTABLE SECONDARY AXIS for which an application for a United States Patent was filed on or about the date of this assignment.

Whereas, GETRAG Driveline Systems, GmbH of Cologne, Germany herein referred to as "Assignee" whose mailing address is Scarletallee 2, Cologne, Germany 50735 is desirous of acquiring the entire right, title and interest in the same;

Now, therefore, in consideration of the sum of One dollars (\$1.00), the receipt whereof is acknowledged, and other good and valuable consideration, I, the applicant, by these presents do sell, assign and transfer unto said Assignee the full and exclusive right to the said improvement in the United States, and by these presents do hereby sell, assign, transfer and set over, unto Assignee, its successors, legal representatives and assigns, Assignor's entire right, title and interest in, to and under said improvements, and said application and all divisions, renewals, continuations, and continuations-in-part thereof, and all United States Letters patent which may be granted thereon and all reissues and extensions thereof, and all applications for Letters Patent which may hereafter be filed for said improvements in any country or countries foreign to the United States, including the full right to claim for any such application the priority benefits of the International Convention for the Protection of Industrial Property and other priority-conferring treaties, and all Letters Patent which may be granted for said improvements in any country or countries foreign to the United States and all extensions, divisions, continuations, continuations-in-part, renewals and reissues thereof; and Assignor hereby authorizes and requests the Commissioner of Patents and Trademarks of the United States, and any official of any country or countries foreign to the United States, whose duty it is to issue patents on applications as aforesaid, to issue all Letters Patent for said improvements to said Assignee, its successors, legal representatives and assigns, in accordance with the terms of this instrument; I hereby authorize and request the Commissioner of Patents and Trademarks to issue said United States Patent to said Assignee, of the entire right, title, and interest in and to the same, for his sole use and behoof; and for the use and behoof of his legal representatives, to the full end of the term for which said Patent may be granted, as fully and entirely as the same would have been held by me had this assignment and sale not been made.

Executed this 14 day of April, 2009, at Cologne.

By: 
Jan Potulski

- Total of 1 forms are submitted.

ASSIGNMENT OF APPLICATION	Docket Number BUNGA-017US

Whereas, I, **Hans-Peter Nett**, hereafter referred to as Assignor, have invented certain new and useful improvements in **DRIVE TRAIN OF A MOTOR VEHICLE WITH A CONNECTABLE SECONDARY AXIS** for which an application for a United States Patent was filed on or about the date of this assignment.

Whereas, **GETRAG Driveline Systems, GmbH of Cologne, Germany** herein referred to as "Assignee" whose mailing address is **Scarletallee 2, Cologne, Germany 50735** is desirous of acquiring the entire right, title and interest in the same;

Now, therefore, in consideration of the sum of One dollars (\$1.00), the receipt whereof is acknowledged, and other good and valuable consideration, I, the applicant, by these presents do sell, assign and transfer unto said Assignee the full and exclusive right to the said improvement in the United States, and by these presents do hereby sell, assign, transfer and set over, unto Assignee, its successors, legal representatives and assigns, Assignor's entire right, title and interest in, to and under said improvements, and said application and all divisions, renewals, continuations, and continuations-in-part thereof, and all United States Letters patent which may be granted thereon and all reissues and extensions thereof, and all applications for Letters Patent which may hereafter be filed for said improvements in any country or countries foreign to the United States, including the full right to claim for any such application the priority benefits of the International Convention for the Protection of Industrial Property and other priority-conferring treaties, and all Letters Patent which may be granted for said improvements in any country or countries foreign to the United States and all extensions, divisions, continuations, continuations-in-part, renewals and reissues thereof; and Assignor hereby authorizes and requests the Commissioner of Patents and Trademarks of the United States, and any official of any country or countries foreign to the United States, whose duty it is to issue patents on applications as aforesaid, to issue all Letters Patent for said improvements to said Assignee, its successors, legal representatives and assigns, in accordance with the terms of this instrument; I hereby authorize and request the Commissioner of Patents and Trademarks to issue said United States Patent to said Assignee, of the entire right, title, and interest in and to the same, for his sole use and behoof; and for the use and behoof of his legal representatives, to the full end of the term for which said Patent may be granted, as fully and entirely as the same would have been held by me had this assignment and sale not been made.

Executed this 20 day of April, 2003, at Cologne

By: 
Hans-Peter Nett

~ Total of 1 forms are submitted.

ASSIGNMENT OF APPLICATION

Docket Number
BUNGA-017US

Whereas, I, Werner Hoffmann, hereafter referred to as Assignor, have invented certain new and useful improvements in DRIVE TRAIN OF A MOTOR VEHICLE WITH A CONNECTABLE SECONDARY AXIS for which an application for a United States Patent was filed on or about the date of this assignment.

Whereas, GETRAG Driveline Systems, GmbH of Cologne, Germany herein referred to as "Assignee" whose mailing address is Scarletallee 2, Cologne, Germany 50735 is desirous of acquiring the entire right, title and interest in the same;

Now, therefore, in consideration of the sum of One dollars (\$1.00), the receipt whereof is acknowledged, and other good and valuable consideration, I, the applicant, by these presents do sell, assign and transfer unto said Assignee the full and exclusive right to the said improvement in the United States, and by these presents do hereby sell, assign, transfer and set over, unto Assignee, its successors, legal representatives and assigns, Assignor's entire right, title and interest in, to and under said improvements, and said application and all divisions, renewals, continuations, and continuations-in-part thereof, and all United States Letters patent which may be granted thereon and all reissues and extensions thereof, and all applications for Letters Patent which may hereafter be filed for said improvements in any country or countries foreign to the United States, including the full right to claim for any such application the priority benefits of the International Convention for the Protection of Industrial Property and other priority-conferring treaties, and all Letters Patent which may be granted for said improvements in any country or countries foreign to the United States and all extensions, divisions, continuations, continuations-in-part, renewals and reissues thereof; and Assignor hereby authorizes and requests the Commissioner of Patents and Trademarks of the United States, and any official of any country or countries foreign to the United States, whose duty it is to issue patents on applications as aforesaid, to issue all Letters Patent for said improvements to said Assignee, its successors, legal representatives and assigns, in accordance with the terms of this instrument; I hereby authorize and request the Commissioner of Patents and Trademarks to issue said United States Patent to said Assignee, of the entire right, title, and interest in and to the same, for his sole use and behoof; and for the use and behoof of his legal representatives, to the full end of the term for which said Patent may be granted, as fully and entirely as the same would have been held by me had this assignment and sale not been made.

Executed this 14 day of April, 20 03, at Cologne

By: 
Werner Hoffmann

- Total of 1 forms are submitted.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

POWER OF ATTORNEY and CORRESPONDENCE ADDRESS INDICATION FORM	Application Number	Unknown
	Filing Date	Herewith
	First Named Inventor	Werner Hoffmann
	Title	Drive Train of a Motor Vehicle ...
	Art Unit	Unknown
	Examiner Name	Unknown
	Attorney Docket Number	BUNGA-017US

I hereby revoke all previous powers of attorney given in the above-identified application.

I hereby appoint:

☒ Practitioners associated with the Customer Number:

007663

OR

☐ Practitioner(s) named below:

Name	Registration Number

as my/our attorney(s) or agent(s) to prosecute the application identified above, and to transact all business in the United States Patent and Trademark Office connected therewith.

Please recognize or change the correspondence address for the above-identified application to:

☒ The address associated with the above-mentioned Customer Number:

OR

☐ The address associated with Customer Number:

OR

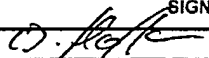
☒ Firm or Individual Name	ATTN: KIT M. STETINA/STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER			
Address	75 Enterprise, Suite 250			
City	Aliso Viejo	State	California	Zip 92656
Country	United States			
Telephone	(949) 855-1246	Email	patent@stetinalaw.com	

I am the:

☐ Applicant/Inventor.

☒ Assignee of record of the entire interest. See 37 CFR 3.71.
Statement under 37 CFR 3.73(b) is enclosed. (Form PTO/SB/96)

SIGNATURE of Applicant or Assignee of Record

Signature		Date	14.4.09
Name	Hoffmann Werner	Telephone	(949) 855-1246
Title and Company	Managing Director, GETRAG Driveline Systems, GmbH		

NOTE: Signatures of all the inventors or assignees of record of the entire interest or their representative(s) are required. Submit multiple forms if more than one signature is required, see below.

☒ *Total of 1 forms are submitted.

This collection of information is required by 37 CFR 1.31, 1.32 and 1.33. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.11 and 1.14. This collection is estimated to take 3 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

STATEMENT UNDER 37 CFR 3.73(b)

Applicant/Patent Owner: Werner Hoffmann, et al.

Application No./Patent No.: Unknown Filed/Issue Date: Herewith

Entitled: DRIVE TRAIN OF A MOTOR VEHICLE WITH A CONNECTABLE SECONDARY AXIS

GETRAG Driveline Systems, GmbH, a German Limited Liability Company
(Name of Assignee) (Type of Assignee, e.g., corporation, partnership, university, government agency, etc.)

states that it is:

1. ☒ the assignee of the entire right, title, and interest; or
2. ☐ an assignee of less than the entire right, title and interest
(The extent (by percentage) of its ownership interest is _____ %)

in the patent application/patent identified above by virtue of either:

A. ☒ An assignment from the inventor(s) of the patent application/patent identified above. The assignment was recorded in the United States Patent and Trademark Office at Reel _____, Frame _____, or for which a copy thereof is attached.

OR

B. ☐ A chain of title from the inventor(s), of the patent application/patent identified above, to the current assignee as follows:

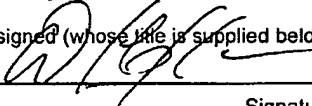
1. From: _____ To: _____
The document was recorded in the United States Patent and Trademark Office at
Reel _____, Frame _____, or for which a copy thereof is attached.
2. From: _____ To: _____
The document was recorded in the United States Patent and Trademark Office at
Reel _____, Frame _____, or for which a copy thereof is attached.
3. From: _____ To: _____
The document was recorded in the United States Patent and Trademark Office at
Reel _____, Frame _____, or for which a copy thereof is attached.

☐ Additional documents in the chain of title are listed on a supplemental sheet.

☒ As required by 37 CFR 3.73(b)(1)(i), the documentary evidence of the chain of title from the original owner to the assignee was, or concurrently is being, submitted for recordation pursuant to 37 CFR 3.11.

[NOTE: A separate copy (i.e., a true copy of the original assignment document(s)) must be submitted to Assignment Division in accordance with 37 CFR Part 3, to record the assignment in the records of the USPTO. See MPEP 302.08]

The undersigned (whose title is supplied below) is authorized to act on behalf of the assignee.


Signature
Werner Hoffmann
Printed or Typed Name
Managing Director
Title

14.4.09
Date
949-855-1246
Telephone Number

This collection of information is required by 37 CFR 3.73(b). The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.11 and 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.

Doc Code: OATH

PTO/SB/01 (05-08)

Approved for use through 06/30/2010. OMB 0651-0032

U.S. Patent and Trademark Office; U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it contains a valid OMB control number.

DECLARATION FOR UTILITY OR DESIGN PATENT APPLICATION (37 CFR 1.63) ☒ Declaration Submitted With Initial Filing OR ☐ Declaration Submitted after Initial Filing (surcharge (37 CFR 1.16 (f)) required)	Attorney Docket Number	BUNGA-017US
	First Named Inventor	Werner Hoffmann
	COMPLETE IF KNOWN	
	Application Number	Unknown
	Filing Date	Herewith
	Art Unit	Unknown
	Examiner Name	Unknown

I hereby declare that: (1) Each inventor's residence, mailing address, and citizenship are as stated below next to their name; and (2) I believe the inventor(s) named below to be the original and first inventor(s) of the subject matter which is claimed and for which a patent is sought on the invention entitled:

DRIVE TRAIN OF A MOTOR VEHICLE WITH A CONNECTABLE SECONDARY AXIS

(Title of the Invention)

the application of which

☒ is attached hereto
OR

☐ was filed on (MM/DD/YYYY) [] as United States Application Number or PCT International

Application Number [] and was amended on (MM/DD/YYYY) [] (if applicable).

I hereby state that I have reviewed and understand the contents of the above identified application, including the claims, as amended by any amendment specifically referred to above.

I acknowledge the duty to disclose information which is material to patentability as defined in 37 CFR 1.56, including for continuation-in-part applications, material information which became available between the filing date of the prior application and the national or PCT international filing date of the continuation-in-part application.

Authorization To Permit Access To Application by Participating Offices

☐ If checked, the undersigned hereby grants the USPTO authority to provide the European Patent Office (EPO), the Japan Patent Office (JPO), and any other intellectual property offices in which a foreign application claiming priority to the above-identified application is filed access to the above-identified patent application. See 37 CFR 1.14(c) and (h). This box should not be checked if the applicant does not wish the EPO, JPO, or other intellectual property office in which a foreign application claiming priority to the above-identified application is filed to have access to the application.

In accordance with 37 CFR 1.14(h)(3), access will be provided to a copy of the application-as-filed with respect to: 1) the above-identified application, 2) any foreign application to which the above-identified application claims priority under 35 USC 119(a)-(d) if a copy of the foreign application that satisfies the certified copy requirement of 37 CFR 1.55 has been filed in the above-identified US application, and 3) any U.S. application from which benefit is sought in the above-identified application.

In accordance with 37 CFR 1.14(c), access may be provided to information concerning the date of filing the Authorization to Permit Access to Application by Participating Offices.

[Page 1 of 3]

This collection of Information is required by 35 U.S.C. 115 and 37 CFR 1.63. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.11 and 1.14. This collection is estimated to take 21 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.

DECLARATION — Utility or Design Patent Application

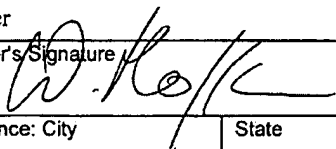
Claim of Foreign Priority Benefits

I hereby claim foreign priority benefits under 35 U.S.C. 119(a)-(d) or (f), or 365(b) of any foreign application(s) for patent, inventor's or plant breeder's rights certificate(s), or 365(a) of any PCT international application which designated at least one country other than the United States of America, listed below and have also identified below, by checking the box, any foreign application for patent, inventor's or plant breeder's rights certificate(s), or any PCT international application having a filing date before that of the application on which priority is claimed.

Prior Foreign Application Number(s)	Country	Foreign Filing Date (MM/DD/YYYY)	Priority Not Claimed	Certified Copy Attached?	
				YES	NO
10 2008 002 844.4	GERMANY	05/06/2008	☐	☐	☒
10 2008 057 272.1	GERMANY	11/13/2008	☐	☐	☐
			☐	☐	☐
			☐	☐	☐

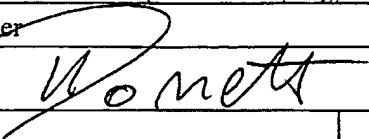
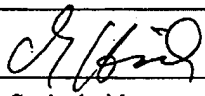
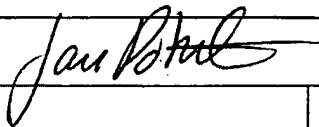
☐ Additional foreign application numbers are listed on a supplemental priority data sheet PTO/SB/02B attached hereto.

DECLARATION — Utility or Design Patent Application

Direct all correspondence to:	☒ The address associated with Customer Number:	007663	OR	☐ Correspondence address below
Name ATTN: KIT M. STETINA				
Address				
City		State		ZIP
Country	Telephone		Email	
WARNING: Petitioner/applicant is cautioned to avoid submitting personal information in documents filed in a patent application that may contribute to identity theft. Personal information such as social security numbers, bank account numbers, or credit card numbers (other than a check or credit card authorization form PTO-2038 submitted for payment purposes) is never required by the USPTO to support a petition or an application. If this type of personal information is included in documents submitted to the USPTO, petitioners/applicants should consider redacting such personal information from the documents before submitting them to the USPTO. Petitioner/applicant is advised that the record of a patent application is available to the public after publication of the application (unless a non-publication request in compliance with 37 CFR 1.213(a) is made in the application) or issuance of a patent. Furthermore, the record from an abandoned application may also be available to the public if the application is referenced in a published application or an issued patent (see 37 CFR 1.14). Checks and credit card authorization forms PTO-2038 submitted for payment purposes are not retained in the application file and therefore are not publicly available. Petitioner/applicant is advised that documents which form the record of a patent application (such as the PTO/SB/01) are placed into the Privacy Act system of records DEPARTMENT OF COMMERCE, COMMERCE-PAT-7, System name: <i>Patent Application Files</i>. Documents not retained in an application file (such as the PTO-2038) are placed into the Privacy Act system of COMMERCE/PAT-TM-10, System name: <i>Deposit Accounts and Electronic Funds Transfer Profiles</i>. 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 18 U.S.C. 1001 and that such willful false statements may jeopardize the validity of the application or any patent issued thereon.				
NAME OF SOLE OR FIRST INVENTOR:		☐ A petition has been filed for this unsigned inventor		
Given Name (first and middle (if any))		Family Name or Surname		
Werner		Hoffmann		
Inventor's Signature 			Date 20.4.08	
Residence: City	State	Country	Citizenship	
Siegburg		Germany	Germany	
Mailing Address Hauptstr 104b				
City	State	Zip	Country	
Siegburg		53721	Germany	
☒ Additional inventors or a legal representative are being named on the 2 supplemental sheet(s) PTO/SB/02A or 02LR attached hereto.				

[Page 3 of 3]

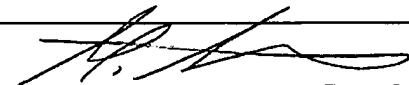
DECLARATION	ADDITIONAL INVENTOR(S) Supplemental Sheet
Page <u>1</u> of <u>0</u>	

Name of Additional Joint Inventor, if any:		☐ A petition has been filed for this unsigned inventor	
Given Name (first and middle (if any))		Family Name or Surname	
Hans-Peter		Nett	
Inventor's Signature 		Date <u>20.4.08</u>	
Adenau Residence: City	State	Germany Country	Germany Citizenship
Zum Eckernbaum 14 Mailing Address			
Adenau City	State	53518 Zip	Germany Country
Name of Additional Joint Inventor, if any:		☐ A petition has been filed for this unsigned inventor	
Given Name (first and middle (if any))		Family Name or Surname	
Michael		Hoeck	
Inventor's Signature 		Date <u>20.4.08</u>	
Neunkirchen-Seelscheid Residence: City	State	Germany Country	Germany Citizenship
Maerzweiher 11 Mailing Address			
Neunkirchen-Seelscheid City	State	53819 Zip	Germany Country
Name of Additional Joint Inventor, if any:		☐ A petition has been filed for this unsigned inventor	
Given Name (first and middle (if any))		Family Name or Surname	
Jan		Potulski	
Inventor's Signature 		Date <u>20.4.08</u>	
Cologne Residence: City	State	Germany Country	Germany Citizenship
Lokomotivstr. 12 Mailing Address			
Cologne City	State	50733 Zip	Germany Country

This collection of information is required by 35 U.S.C. 115 and 37 CFR 1.63. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.11 and 1.14. This collection is estimated to take 21 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 (1-800-786-9199) and select option 2.

DECLARATION**ADDITIONAL INVENTOR(S)**
Supplemental SheetPage 1 of 0

Name of Additional Joint Inventor, if any:		☐ A petition has been filed for this unsigned inventor	
Given Name (first and middle (if any))		Family Name or Surname	
Matthias		Adelt	
Inventor's Signature 		Date <u>20.4.09</u>	
Bochum Residence: City	State	Germany Country	Germany Citizenship
Bleckstr 26 Mailing Address			
Bochum City	State	44807 Zip	Germany Country
Name of Additional Joint Inventor, if any:		☐ A petition has been filed for this unsigned inventor	
Given Name (first and middle (if any))		Family Name or Surname	
Inventor's Signature		Date	
Residence: City	State	Country	Citizenship
Mailing Address			
City	State	Zip	Country
Name of Additional Joint Inventor, if any:		☐ A petition has been filed for this unsigned inventor	
Given Name (first and middle (if any))		Family Name or Surname	
Inventor's Signature		Date	
Residence: City	State	Country	Citizenship
Mailing Address			
City	State	Zip	Country

This collection of information is required by 35 U.S.C. 115 and 37 CFR 1.63. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.11 and 1.14. This collection is estimated to take 21 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 (1-800-786-9199) and select option 2.

Filing Date: 04/30/09

Approved for use through 7/31/2006. OMB 0651-0032

U.S. Patent and Trademark Office; U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

PATENT APPLICATION FEE DETERMINATION RECORD					Application or Docket Number	
Substitute for Form PTO-875					12/433,672	
APPLICATION AS FILED – PART I						
(Column 1)		(Column 2)		SMALL ENTITY		OR
OTHER THAN SMALL ENTITY						
FOR	NUMBER FILED	NUMBER EXTRA	RATE (\$)	FEE (\$)	RATE (\$)	FEE (\$)
BASIC FEE (37 CFR 1.16(a), (b), or (c))	N/A	N/A	N/A		N/A	330
SEARCH FEE (37 CFR 1.16(k), (l), or (m))	N/A	N/A	N/A		N/A	540
EXAMINATION FEE (37 CFR 1.16(o), (p), or (q))	N/A	N/A	N/A		N/A	220
TOTAL CLAIMS (37 CFR 1.16(j))	12	minus 20 =	x\$26		x\$52	
INDEPENDENT CLAIMS (37 CFR 1.16(h))	1	minus 3 = *	x\$110		x\$220	
APPLICATION SIZE FEE (37 CFR 1.16(s))			If the specification and drawings exceed 100 sheets of paper, the application size fee due is \$260 (\$130 for small entity) for each additional 50 sheets or fraction thereof. See 35 U.S.C. 41(a)(1)(G) and 37 CFR			
MULTIPLE DEPENDENT CLAIM PRESENT (37 CFR 1.16(j))			195		390	
			TOTAL		TOTAL	1090
* If the difference in column 1 is less than zero, enter "0" in column 2.						
APPLICATION AS AMENDED – PART II						
(Column 1)		(Column 2)		(Column 3)		
SMALL ENTITY		OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)			
X =		X =				
X =		X =				
N/A		N/A				
TOTAL ADD'T FEE		TOTAL ADD'T FEE				
(Column 1)		(Column 2)		(Column 3)		
SMALL ENTITY		OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)			
X =		X =				
X =		X =				
N/A		N/A				
TOTAL ADD'T FEE		TOTAL ADD'T FEE				

* If the entry in column 1 is less than the entry in column 2, write "0" in column 3.

** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 20, enter "20".

*** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 3, enter "3".

The "Highest Number Previously Paid For" (Total or Independent) is the highest number found in the appropriate box in column 1.

This collection of information is required by 37 CFR 1.16. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

PATENT APPLICATION FEE DETERMINATION RECORD Substitute for Form PTO-875					Application or Docket Number 12/433,672		Filing Date 04/30/2009		☐ To be Mailed	
APPLICATION AS FILED – PART I										
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY ☐ OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
FOR	NUMBER FILED	NUMBER EXTRA	RATE (\$)	FEE (\$)	OR	RATE (\$)	FEE (\$)			
☐ BASIC FEE (37 CFR 1.16(a), (b), or (c))	N/A	N/A	N/A			N/A				
☐ SEARCH FEE (37 CFR 1.16(k), (l), or (m))	N/A	N/A	N/A			N/A				
☐ EXAMINATION FEE (37 CFR 1.16(o), (p), or (q))	N/A	N/A	N/A			N/A				
TOTAL CLAIMS (37 CFR 1.16(j))	minus 20 =	*	X \$	=	OR	X \$	=			
INDEPENDENT CLAIMS (37 CFR 1.16(h))	minus 3 =	*	X \$	=		X \$	=			
☐ APPLICATION SIZE FEE (37 CFR 1.16(s))	If the specification and drawings exceed 100 sheets of paper, the application size fee due is \$250 (\$125 for small entity) for each additional 50 sheets or fraction thereof. See 35 U.S.C. 41(a)(1)(G) and 37 CFR 1.16(s).									
☐ MULTIPLE DEPENDENT CLAIM PRESENT (37 CFR 1.16(j))										
			TOTAL			TOTAL				
APPLICATION AS AMENDED – PART II										
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
AMENDMENT	04/30/2009	CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT	HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	OR	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	
Total (37 CFR 1.16(i))	* 12	Minus	** 20	= 0	X \$	=	OR	X \$52=	0	
Independent (37 CFR 1.16(h))	* 1	Minus	***3	= 0	X \$	=	OR	X \$220=	0	
☐ Application Size Fee (37 CFR 1.16(s))										
☐ FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(j))							OR			
					TOTAL ADD'L FEE		OR	TOTAL ADD'L FEE	0	
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
AMENDMENT		CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT	HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	OR	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	
Total (37 CFR 1.16(i))	*	Minus	**	=	X \$	=	OR	X \$	=	
Independent (37 CFR 1.16(h))	*	Minus	***	=	X \$	=	OR	X \$	=	
☐ Application Size Fee (37 CFR 1.16(s))										
☐ FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(j))							OR			
					TOTAL ADD'L FEE		OR	TOTAL ADD'L FEE		
* If the entry in column 1 is less than the entry in column 2, write "0" in column 3. ** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 20, enter "20". *** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 3, enter "3". The "Highest Number Previously Paid For" (Total or Independent) is the highest number found in the appropriate box in column 1.										

Legal Instrument Examiner:
/CARMEN WILLIAMS/

This collection of information is required by 37 CFR 1.16. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. **SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.**

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

PATENT APPLICATION FEE DETERMINATION RECORD Substitute for Form PTO-875					Application or Docket Number 12/433,672		Filing Date 04/30/2009		☐ To be Mailed	
APPLICATION AS FILED – PART I										
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY ☐ OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
FOR	NUMBER FILED	NUMBER EXTRA	RATE (\$)	FEE (\$)	OR	RATE (\$)	FEE (\$)			
☐ BASIC FEE (37 CFR 1.16(a), (b), or (c))	N/A	N/A	N/A			N/A				
☐ SEARCH FEE (37 CFR 1.16(k), (l), or (m))	N/A	N/A	N/A			N/A				
☐ EXAMINATION FEE (37 CFR 1.16(o), (p), or (q))	N/A	N/A	N/A			N/A				
TOTAL CLAIMS (37 CFR 1.16(j))	minus 20 =	*	X \$	=		X \$	=			
INDEPENDENT CLAIMS (37 CFR 1.16(h))	minus 3 =	*	X \$	=		X \$	=			
☐ APPLICATION SIZE FEE (37 CFR 1.16(s))	If the specification and drawings exceed 100 sheets of paper, the application size fee due is \$250 (\$125 for small entity) for each additional 50 sheets or fraction thereof. See 35 U.S.C. 41(a)(1)(G) and 37 CFR 1.16(s).									
☐ MULTIPLE DEPENDENT CLAIM PRESENT (37 CFR 1.16(j))										
			TOTAL			TOTAL				
* If the difference in column 1 is less than zero, enter "0" in column 2.										
APPLICATION AS AMENDED – PART II										
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
AMENDMENT	04/30/2009	CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT	MINUS	HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	OR	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)
	Total (37 CFR 1.16(i))	* 12	Minus	** 20	= 0	X \$	=		X \$52=	0
	Independent (37 CFR 1.16(h))	* 1	Minus	*** 3	= 0	X \$	=		X \$220=	0
☐ Application Size Fee (37 CFR 1.16(s))										
☐ FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(j))										
						TOTAL ADD'L FEE			TOTAL ADD'L FEE	0
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
AMENDMENT		CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT	MINUS	HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	OR	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)
	Total (37 CFR 1.16(i))	*	Minus	**	=	X \$	=		X \$	=
	Independent (37 CFR 1.16(h))	*	Minus	***	=	X \$	=		X \$	=
☐ Application Size Fee (37 CFR 1.16(s))										
☐ FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(j))										
						TOTAL ADD'L FEE			TOTAL ADD'L FEE	
* If the entry in column 1 is less than the entry in column 2, write "0" in column 3. ** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 20, enter "20". *** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 3, enter "3". The "Highest Number Previously Paid For" (Total or Independent) is the highest number found in the appropriate box in column 1.										

Legal Instrument Examiner:
/CARMEN WILLIAMS/

This collection of information is required by 37 CFR 1.16. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. **SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.**

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

PATENT APPLICATION FEE DETERMINATION RECORD Substitute for Form PTO-875					Application or Docket Number 12/433,672		Filing Date 04/30/2009		☐ To be Mailed	
APPLICATION AS FILED – PART I										
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY ☐ OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
FOR	NUMBER FILED	NUMBER EXTRA	RATE (\$)	FEE (\$)	OR	RATE (\$)	FEE (\$)			
☐ BASIC FEE (37 CFR 1.16(a), (b), or (c))	N/A	N/A	N/A			N/A				
☐ SEARCH FEE (37 CFR 1.16(k), (l), or (m))	N/A	N/A	N/A			N/A				
☐ EXAMINATION FEE (37 CFR 1.16(o), (p), or (q))	N/A	N/A	N/A			N/A				
TOTAL CLAIMS (37 CFR 1.16(j))	minus 20 =	*	X \$	=		X \$	=			
INDEPENDENT CLAIMS (37 CFR 1.16(h))	minus 3 =	*	X \$	=		X \$	=			
☐ APPLICATION SIZE FEE (37 CFR 1.16(s))	If the specification and drawings exceed 100 sheets of paper, the application size fee due is \$250 (\$125 for small entity) for each additional 50 sheets or fraction thereof. See 35 U.S.C. 41(a)(1)(G) and 37 CFR 1.16(s).									
☐ MULTIPLE DEPENDENT CLAIM PRESENT (37 CFR 1.16(j))										
			TOTAL			TOTAL				
* If the difference in column 1 is less than zero, enter "0" in column 2.										
APPLICATION AS AMENDED – PART II										
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
AMENDMENT	04/30/2009	CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT	HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	OR	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	
Total (37 CFR 1.16(i))	* 12	Minus	** 20	= 0	X \$	=		X \$	= 0	
Independent (37 CFR 1.16(h))	* 1	Minus	*** 3	= 0	X \$	=		X \$	= 0	
☐ Application Size Fee (37 CFR 1.16(s))										
☐ FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(j))										
					TOTAL ADD'L FEE			TOTAL ADD'L FEE	0	
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY OR		OTHER THAN SMALL ENTITY		
AMENDMENT	04/30/2009	CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT	HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	OR	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	
Total (37 CFR 1.16(i))	*	Minus	**	=	X \$	=		X \$	=	
Independent (37 CFR 1.16(h))	*	Minus	***	=	X \$	=		X \$	=	
☐ Application Size Fee (37 CFR 1.16(s))										
☐ FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(j))										
					TOTAL ADD'L FEE			TOTAL ADD'L FEE		
* If the entry in column 1 is less than the entry in column 2, write "0" in column 3. ** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 20, enter "20". *** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 3, enter "3". The "Highest Number Previously Paid For" (Total or Independent) is the highest number found in the appropriate box in column 1.										

Legal Instrument Examiner:
/CARMEN WILLIAMS/

This collection of information is required by 37 CFR 1.16. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. **SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.**

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

APPLICATION NUMBER	FILING or 371(c) DATE	GRP ART UNIT	FIL FEE REC'D	ATTY. DOCKET NO	TOT CLAIMS	IND CLAIMS
12/433,672	04/30/2009	3655	1090	BUNGA-017US	12	1

CONFIRMATION NO. 9564

7663
STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 ENTERPRISE, SUITE 250
ALISO VIEJO, CA 92656

FILING RECEIPT



OC000000035967669

Date Mailed: 05/15/2009

Receipt is acknowledged of this non-provisional patent application. The application will be taken up for examination in due course. Applicant will be notified as to the results of the examination. Any correspondence concerning the application must include the following identification information: the U.S. APPLICATION NUMBER, FILING DATE, NAME OF APPLICANT, and TITLE OF INVENTION. Fees transmitted by check or draft are subject to collection. Please verify the accuracy of the data presented on this receipt. **If an error is noted on this Filing Receipt, please submit a written request for a Filing Receipt Correction. Please provide a copy of this Filing Receipt with the changes noted thereon. If you received a "Notice to File Missing Parts" for this application, please submit any corrections to this Filing Receipt with your reply to the Notice. When the USPTO processes the reply to the Notice, the USPTO will generate another Filing Receipt incorporating the requested corrections**

Applicant(s)

Werner Hoffmann, Siegburg, GERMANY;
Hans-Peter Nett, Adenau, GERMANY;
Michael Hoeck, Neunkirchen-Seelscheid, GERMANY;
Jan Potulski, Cologne, GERMANY;
Matthias Adelt, Bochum, GERMANY;

Power of Attorney: The patent practitioners associated with Customer Number 007663

Domestic Priority data as claimed by applicant

Foreign Applications

GERMANY 10 2008 002 844.4 05/06/2008
GERMANY 10 2008 057 272.1 11/13/2008

If Required, Foreign Filing License Granted: 05/13/2009

The country code and number of your priority application, to be used for filing abroad under the Paris Convention, is **US 12/433,672**

Projected Publication Date: To Be Determined - pending completion of Corrected Papers

Non-Publication Request: No

Early Publication Request: No

Title

DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE

Preliminary Class

475

PROTECTING YOUR INVENTION OUTSIDE THE UNITED STATES

Since the rights granted by a U.S. patent extend only throughout the territory of the United States and have no effect in a foreign country, an inventor who wishes patent protection in another country must apply for a patent in a specific country or in regional patent offices. Applicants may wish to consider the filing of an international application under the Patent Cooperation Treaty (PCT). An international (PCT) application generally has the same effect as a regular national patent application in each PCT-member country. The PCT process **simplifies** the filing of patent applications on the same invention in member countries, but **does not result** in a grant of "an international patent" and does not eliminate the need of applicants to file additional documents and fees in countries where patent protection is desired.

Almost every country has its own patent law, and a person desiring a patent in a particular country must make an application for patent in that country in accordance with its particular laws. Since the laws of many countries differ in various respects from the patent law of the United States, applicants are advised to seek guidance from specific foreign countries to ensure that patent rights are not lost prematurely.

Applicants also are advised that in the case of inventions made in the United States, the Director of the USPTO must issue a license before applicants can apply for a patent in a foreign country. The filing of a U.S. patent application serves as a request for a foreign filing license. The application's filing receipt contains further information and guidance as to the status of applicant's license for foreign filing.

Applicants may wish to consult the USPTO booklet, "General Information Concerning Patents" (specifically, the section entitled "Treaties and Foreign Patents") for more information on timeframes and deadlines for filing foreign patent applications. The guide is available either by contacting the USPTO Contact Center at 800-786-9199, or it can be viewed on the USPTO website at <http://www.uspto.gov/web/offices/pac/doc/general/index.html>.

For information on preventing theft of your intellectual property (patents, trademarks and copyrights), you may wish to consult the U.S. Government website, <http://www.stopfakes.gov>. Part of a Department of Commerce initiative, this website includes self-help "toolkits" giving innovators guidance on how to protect intellectual property in specific countries such as China, Korea and Mexico. For questions regarding patent enforcement issues, applicants may call the U.S. Government hotline at 1-866-999-HALT (1-866-999-4158).

LICENSE FOR FOREIGN FILING UNDER**Title 35, United States Code, Section 184****Title 37, Code of Federal Regulations, 5.11 & 5.15****GRANTED**

The applicant has been granted a license under 35 U.S.C. 184, if the phrase "IF REQUIRED, FOREIGN FILING LICENSE GRANTED" followed by a date appears on this form. Such licenses are issued in all applications where the conditions for issuance of a license have been met, regardless of whether or not a license may be required as

page 2 of 3

set forth in 37 CFR 5.15. The scope and limitations of this license are set forth in 37 CFR 5.15(a) unless an earlier license has been issued under 37 CFR 5.15(b). The license is subject to revocation upon written notification. The date indicated is the effective date of the license, unless an earlier license of similar scope has been granted under 37 CFR 5.13 or 5.14.

This license is to be retained by the licensee and may be used at any time on or after the effective date thereof unless it is revoked. This license is automatically transferred to any related applications(s) filed under 37 CFR 1.53(d). This license is not retroactive.

The grant of a license does not in any way lessen the responsibility of a licensee for the security of the subject matter as imposed by any Government contract or the provisions of existing laws relating to espionage and the national security or the export of technical data. Licensees should apprise themselves of current regulations especially with respect to certain countries, of other agencies, particularly the Office of Defense Trade Controls, Department of State (with respect to Arms, Munitions and Implements of War (22 CFR 121-128)); the Bureau of Industry and Security, Department of Commerce (15 CFR parts 730-774); the Office of Foreign Assets Control, Department of Treasury (31 CFR Parts 500+) and the Department of Energy.

NOT GRANTED

No license under 35 U.S.C. 184 has been granted at this time, if the phrase "IF REQUIRED, FOREIGN FILING LICENSE GRANTED" DOES NOT appear on this form. Applicant may still petition for a license under 37 CFR 5.12, if a license is desired before the expiration of 6 months from the filing date of the application. If 6 months has lapsed from the filing date of this application and the licensee has not received any indication of a secrecy order under 35 U.S.C. 181, the licensee may foreign file the application pursuant to 37 CFR 5.15(b).



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

APPLICATION NUMBER	FILING OR 371(C) DATE	FIRST NAMED APPLICANT	ATTY. DOCKET NO./TITLE
12/433,672	04/30/2009	Werner Hoffmann	BUNGA-017US

CONFIRMATION NO. 9564

FORMALITIES LETTER



OC000000035967670

7663

STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 ENTERPRISE, SUITE 250
ALISO VIEJO, CA 92656

Date Mailed: 05/15/2009

NOTICE TO FILE CORRECTED APPLICATION PAPERS

Filing Date Granted

An application number and filing date have been accorded to this application. The application is informal since it does not comply with the regulations for the reason(s) indicated below. Applicant is given TWO MONTHS from the date of this Notice within which to correct the informalities indicated below. Extensions of time may be obtained by filing a petition accompanied by the extension fee under the provisions of 37 CFR 1.136(a).

The required item(s) identified below must be timely submitted to avoid abandonment:

- Replacement drawings in compliance with 37 CFR 1.84 and 37 CFR 1.121(d) are required. The drawings submitted are not acceptable because:
 - The drawings submitted to the Office are not electronically reproducible because portions of figures 1-7, 13-17 are missing and/or blurry.

Applicant is cautioned that correction of the above items may cause the specification and drawings page count to exceed 100 pages. If the specification and drawings exceed 100 pages, applicant will need to submit the required application size fee.

Replies should be mailed to:

Mail Stop Missing Parts
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria VA 22313-1450

Registered users of EFS-Web may alternatively submit their reply to this notice via EFS-Web.
<https://sportal.uspto.gov/authenticate/AuthenticateUserLocalEPF.html>

For more information about EFS-Web please call the USPTO Electronic Business Center at **1-866-217-9197** or visit our website at <http://www.uspto.gov/ebc>.

If you are not using EFS-Web to submit your reply, you must include a copy of this notice.

/lchau/

Office of Data Management, Application Assistance Unit (571) 272-4000, or (571) 272-4200, or 1-888-786-0101



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

APPLICATION NUMBER	FILING OR 371(C) DATE	FIRST NAMED APPLICANT	ATTY. DOCKET NO./TITLE
12/433,672	04/30/2009	Werner Hoffmann	BUNGA-017US

CONFIRMATION NO. 9564

POA ACCEPTANCE LETTER

7663
STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 ENTERPRISE, SUITE 250
ALISO VIEJO, CA 92656



Date Mailed: 05/15/2009

NOTICE OF ACCEPTANCE OF POWER OF ATTORNEY

This is in response to the Power of Attorney filed 04/30/2009.

The Power of Attorney in this application is accepted. Correspondence in this application will be mailed to the above address as provided by 37 CFR 1.33.

/ttran/

Office of Data Management, Application Assistance Unit (571) 272-4000, or (571) 272-4200, or 1-888-786-0101

Application No.: 12/433,672
Response to Notice to File Corrected Application Papers
Attorney Docket: BUNGA-017US

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicants:	Werner Hoffmann	)	Confirmation No.	9564
		)		
Serial No.:	12/433,672	)	Art Unit:	3655
		)		
Filed:	April 30, 2009	)	Examiner:	Unknown
		)		
For:	DRIVE TRAIN OF A MOTOR	)		
	VEHICLE WITH A	)		
	CONNECTABLE SECONDARY	)		
	AXIS	)		

RESPONSE TO NOTICE TO FILE CORRECTED APPLICATION PAPERS

Mail Stop Missing Parts
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Dear Sir/Madame:

In response to the Notice to File Corrected Application Papers of May 15, 2009, please amend the above-identified application as follows:

Amendments to the Drawings begin on page 2; and

Remarks begin on page 3.

Application No.: 12/433,672
Response to Notice to File Corrected Application Papers
Attorney Docket: BUNGA-017US

Amendments to the Drawings:

Please consider the replacement drawings of Figures 1-17 which are submitted herewith in order to clarify the invention.

The submitted replacement drawings are believed to be in accordance with 37 CFR § 1.84 and 37 CFR § 1.121(d).

REMARKS

The foregoing amendments are responsive to the Notice to File Corrected Application Papers ("Notice") of May 15, 2009. The Notice indicated that the originally submitted drawings were not acceptable because they are not electronically reproducible since portions of the figures are missing and/or blurry.

By this Response, Applicant submits replacement drawings which are believed to more clearly depict the figures. As such, the replacement drawings are believed to be in accordance with 37 CFR § 1.84 and 37 CFR 1.121(d).

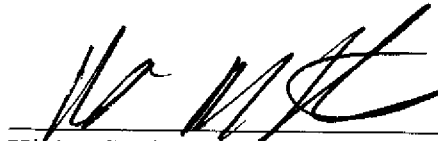
Applicant submits that all of the objections stated in the Notice have been addressed.

If any additional fee is required, please charge Deposit Account Number 19-4330.

Respectfully submitted,

Date: 7/13/09

By:



Kit M. Stetina

Customer No.: 007663

Registration No. 29,445

STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER

75 Enterprise, Suite 250

Aliso Viejo, California 92656

Telephone: (949) 855-1246

Fax: (949) 855-6371

KMS/MJZ

S:\Client Documents\BUNGA\017US\Replacement Drawing Response.doc

REPLACEMENT DRAWING

1/13

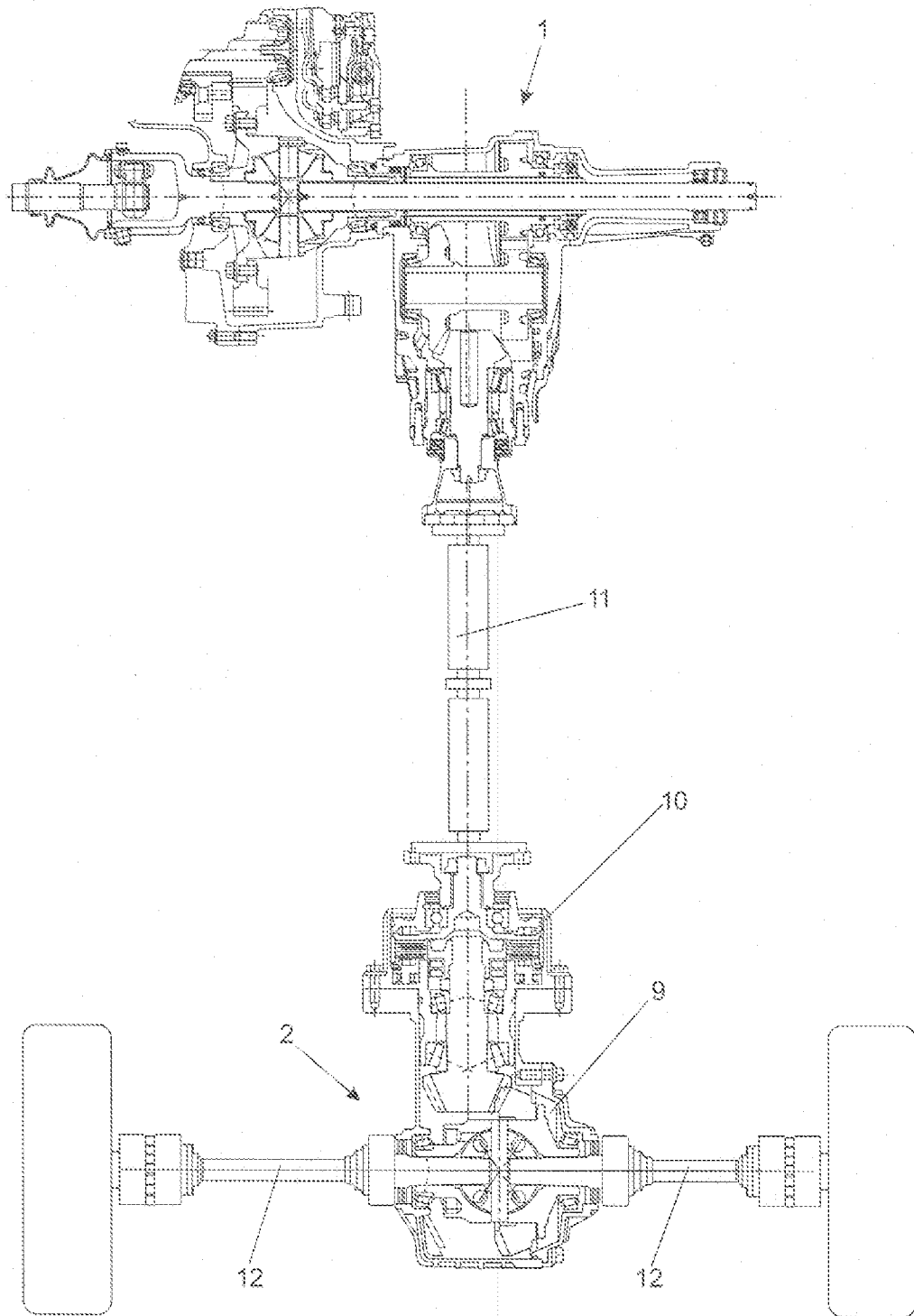


FIG. 1

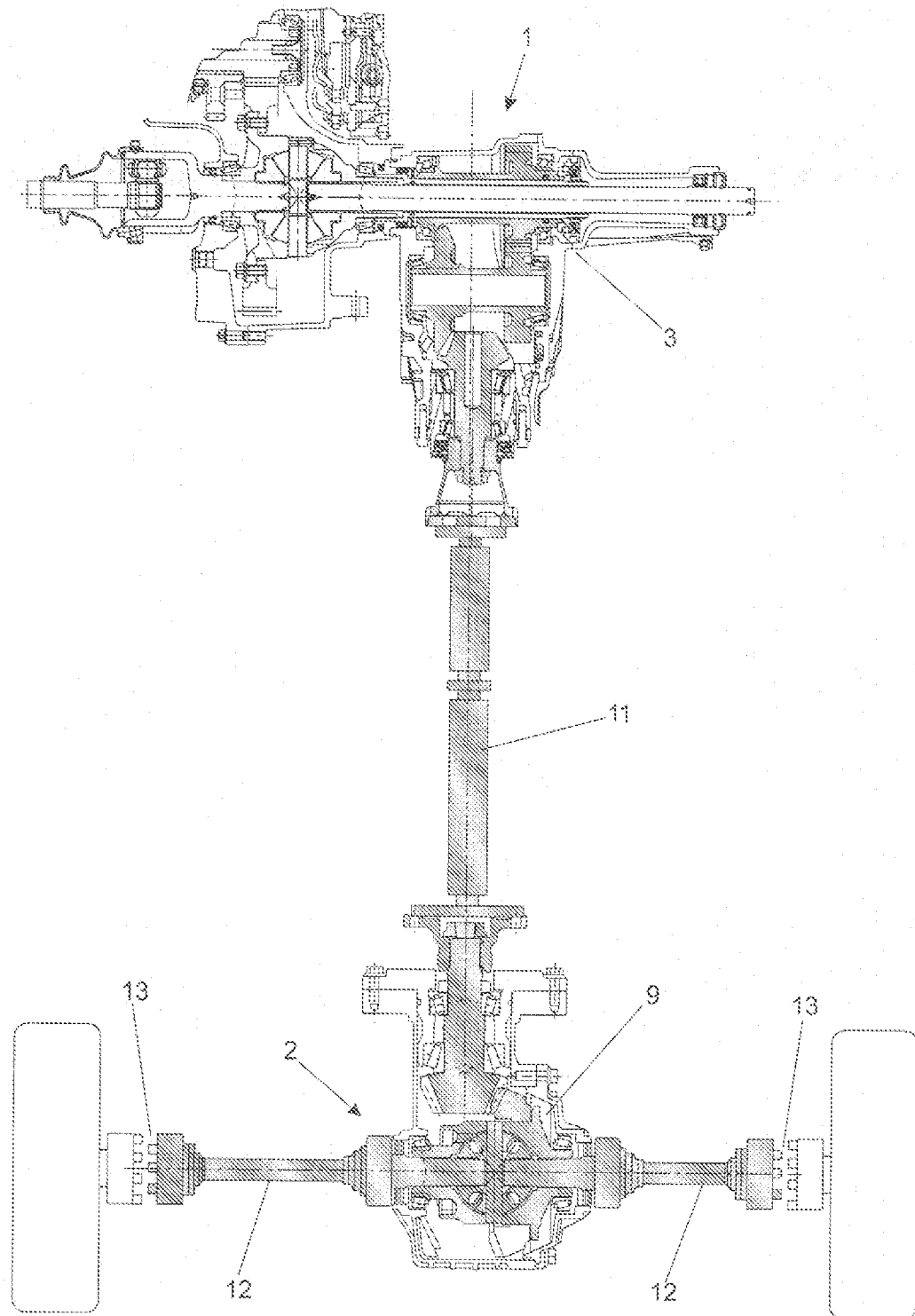


FIG. 2

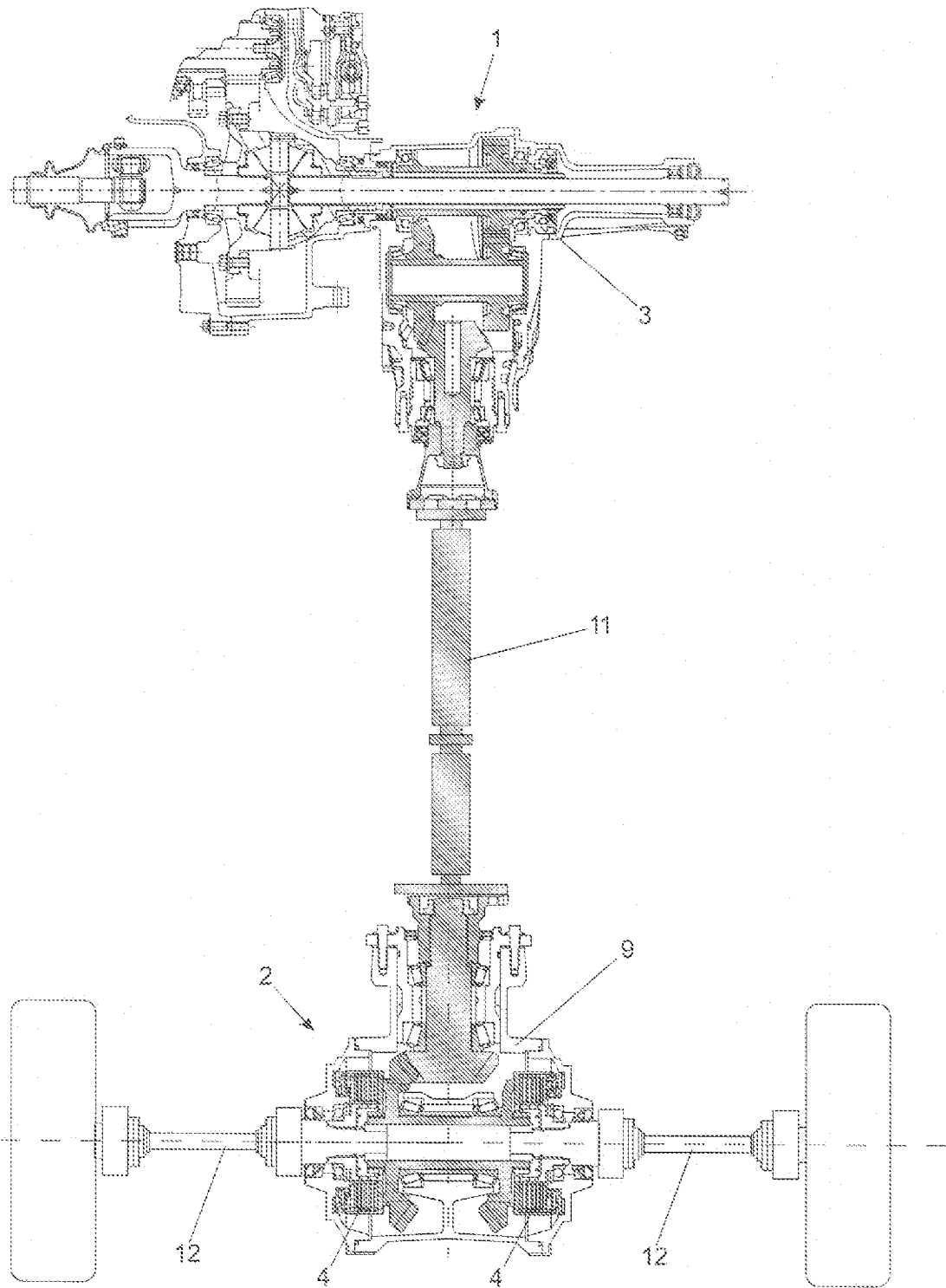


FIG. 3

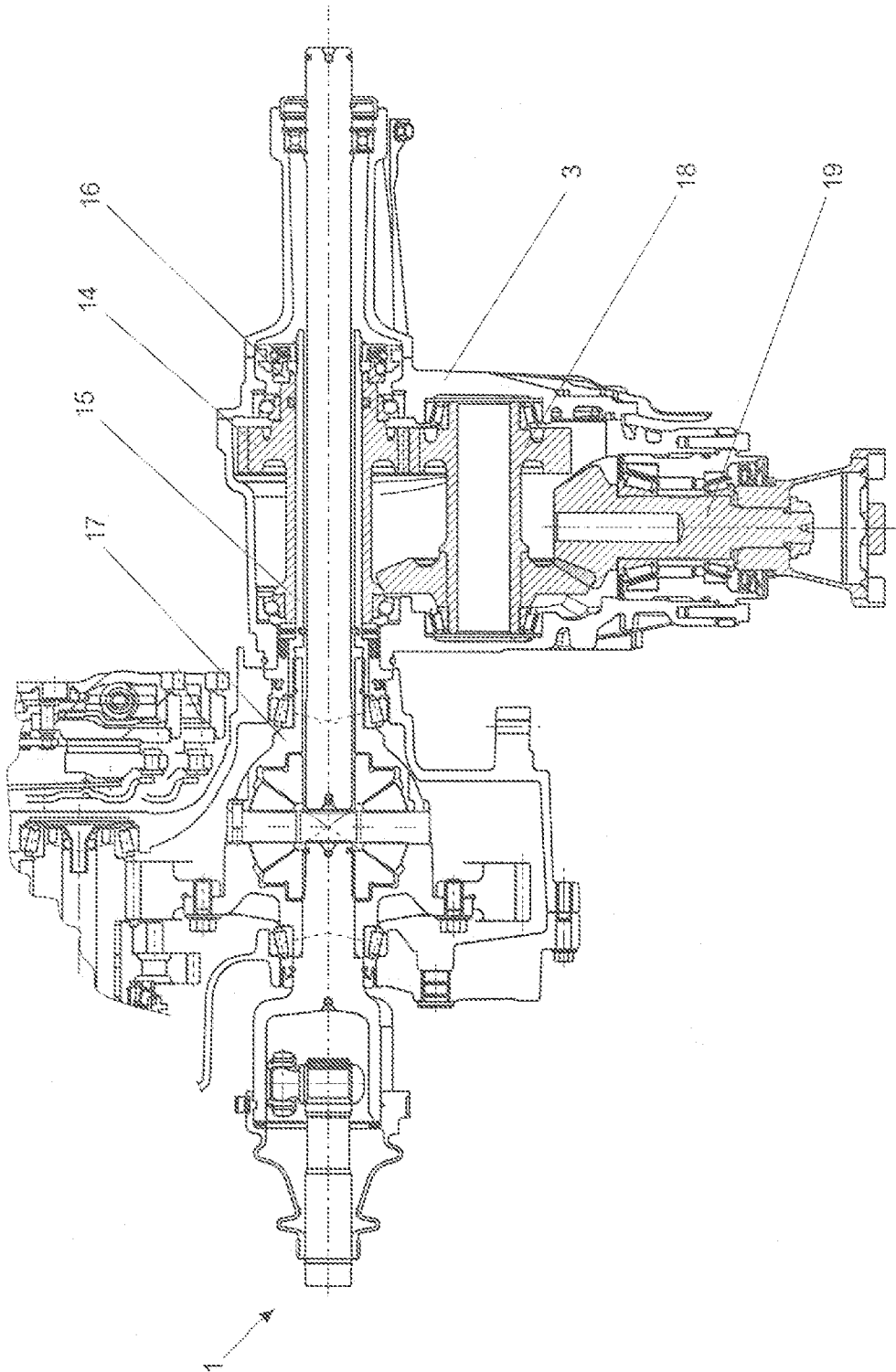


FIG. 4

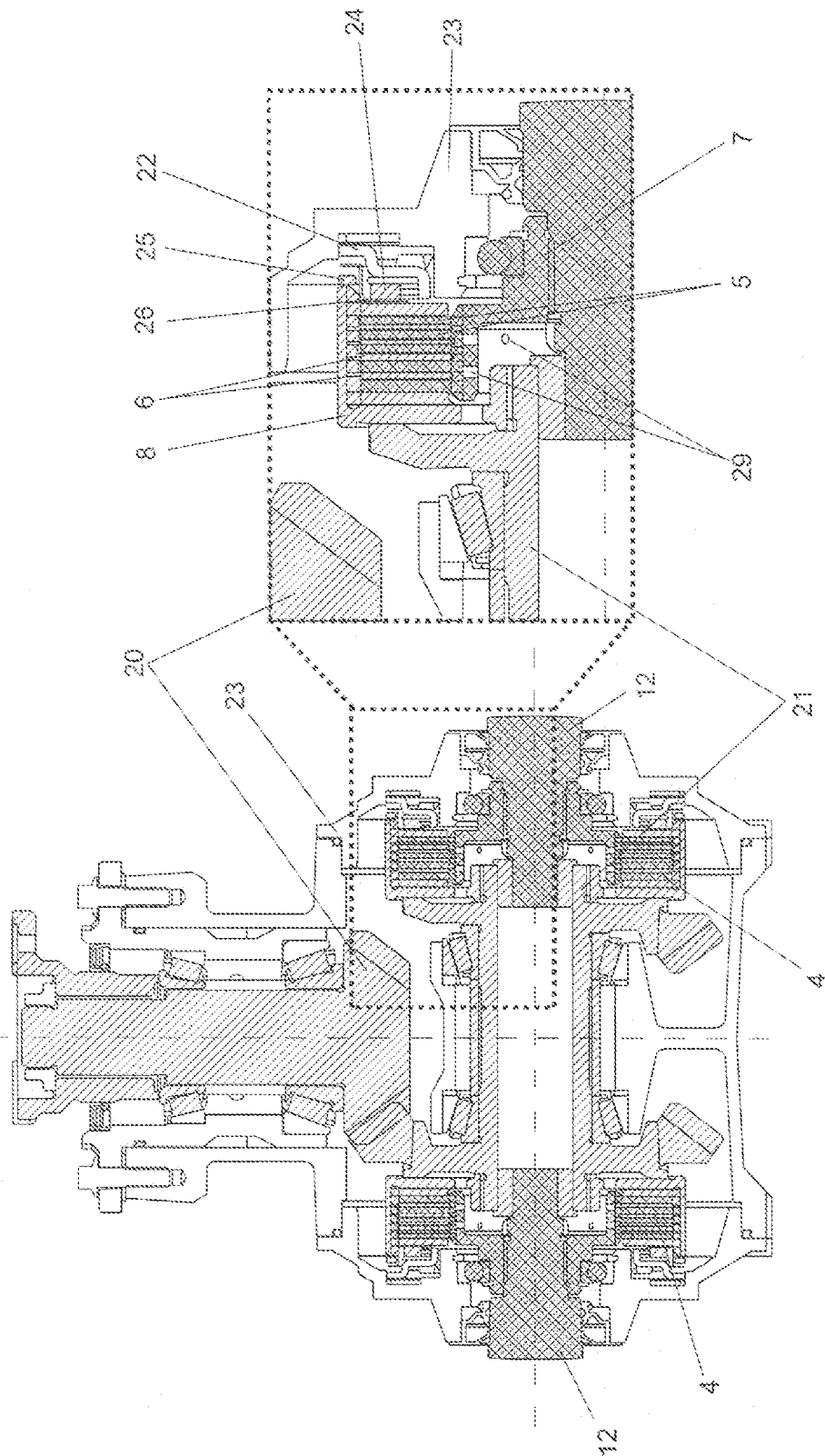


FIG. 5

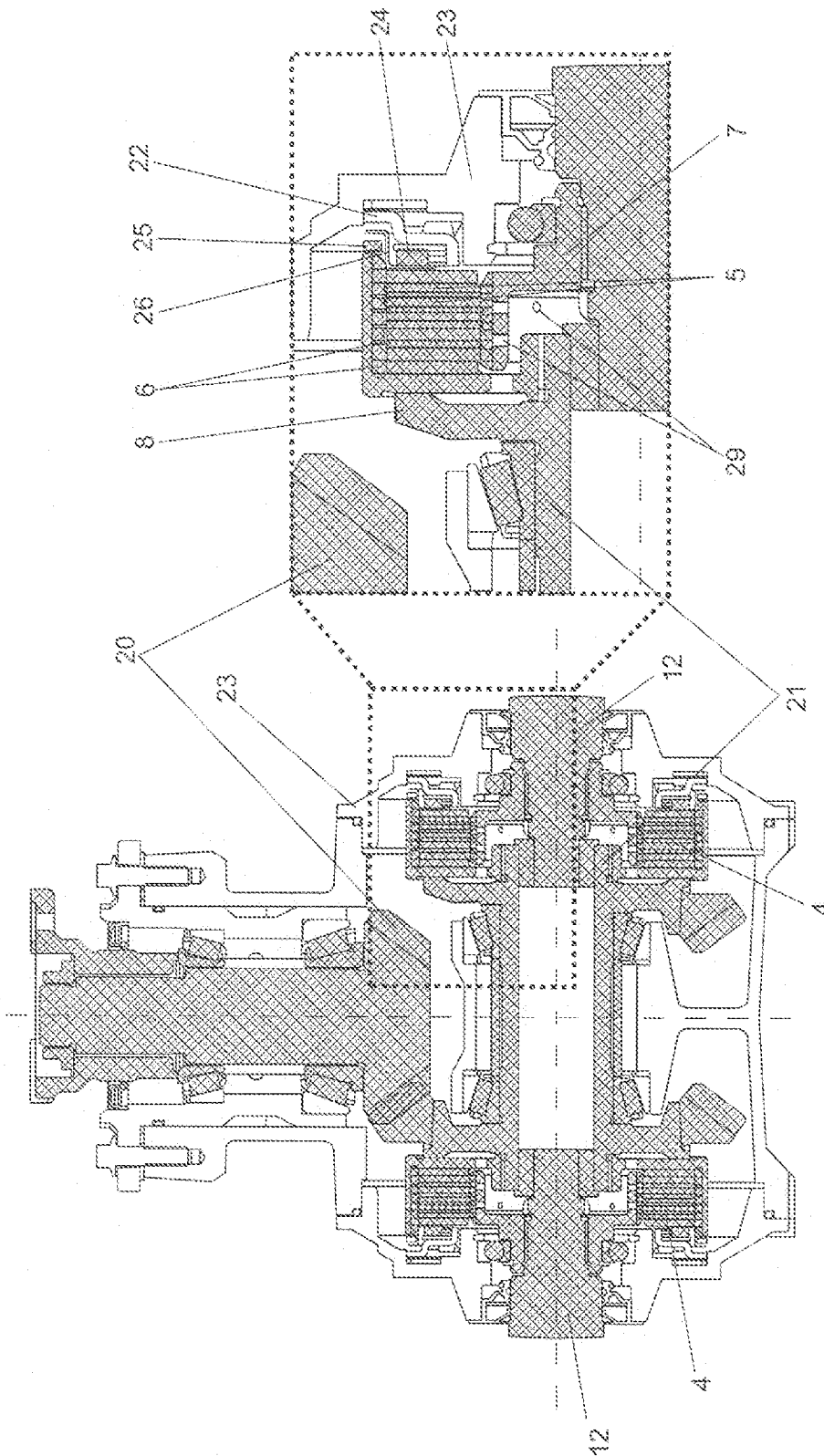


FIG. 6

7/13

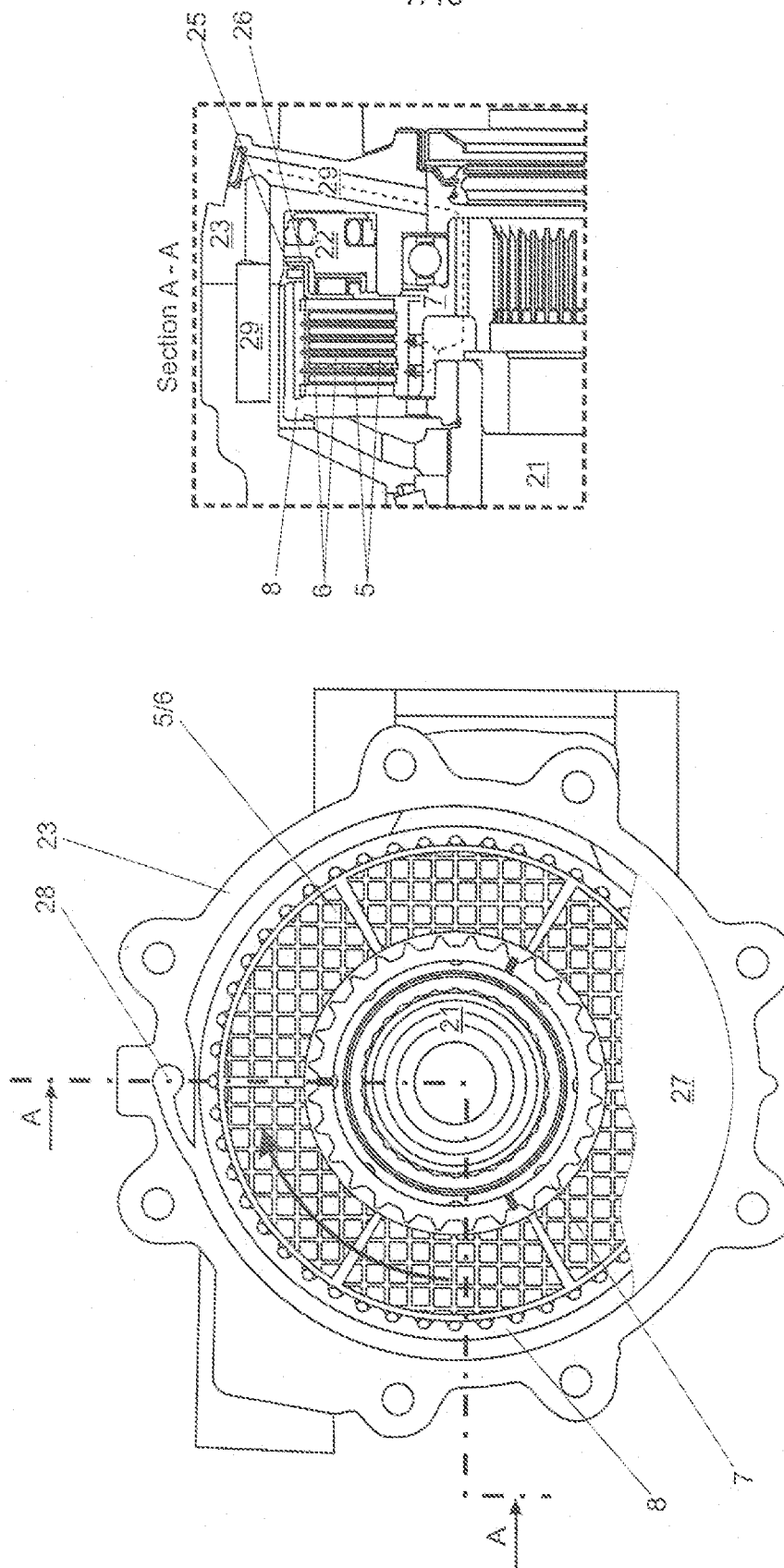


FIG. 7

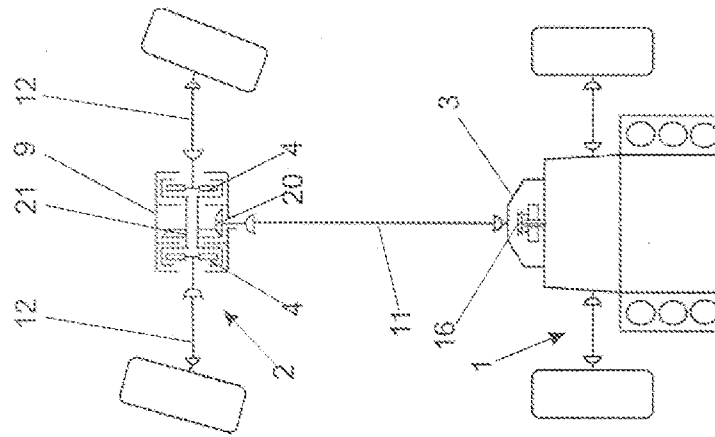


FIG. 10

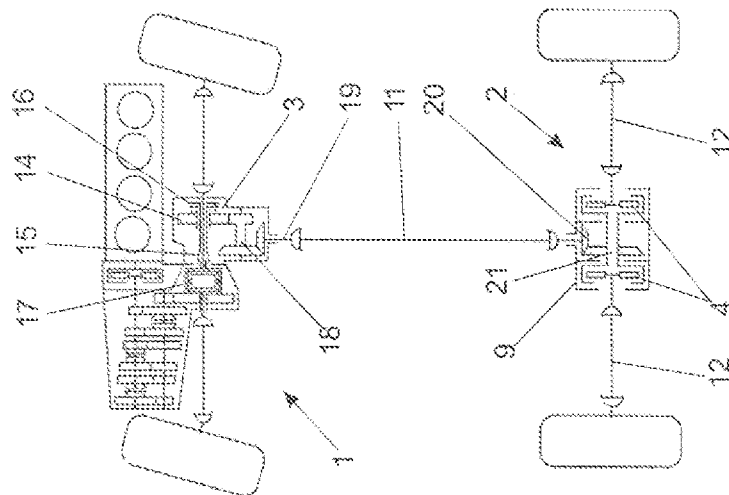


FIG. 8

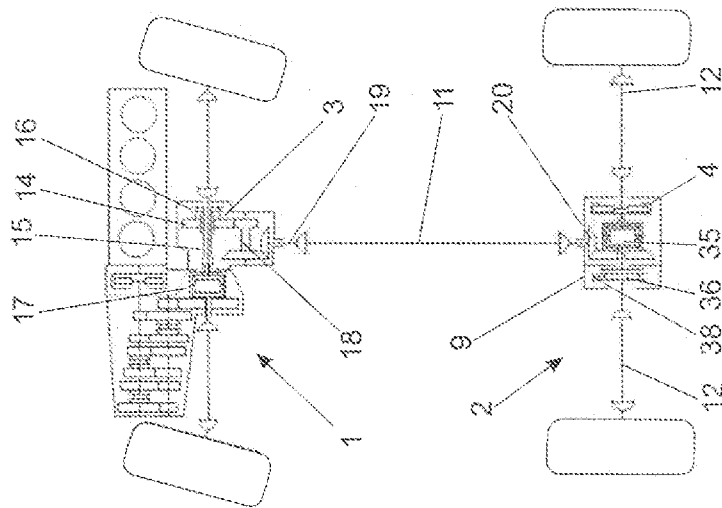


FIG. 12

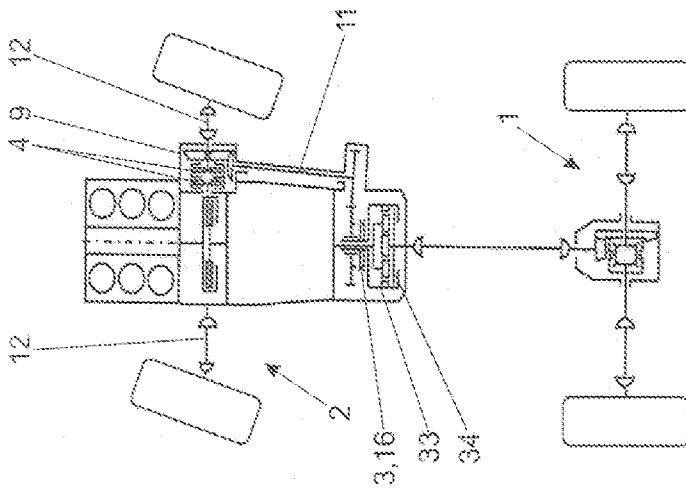


FIG. 9b

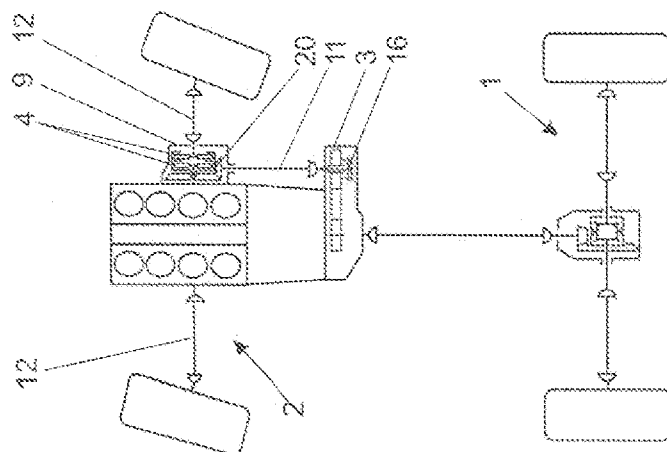


FIG. 9a

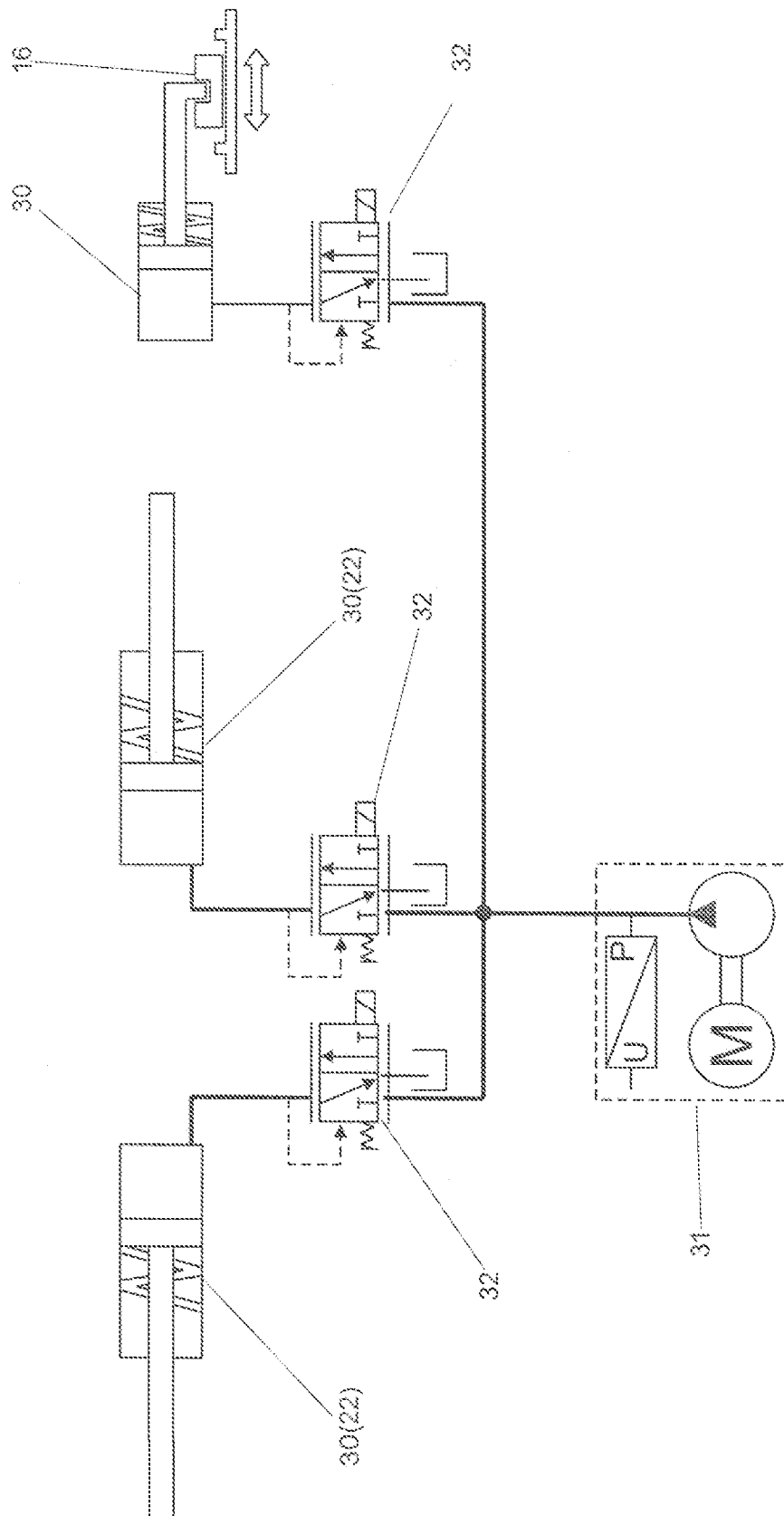


FIG. 11

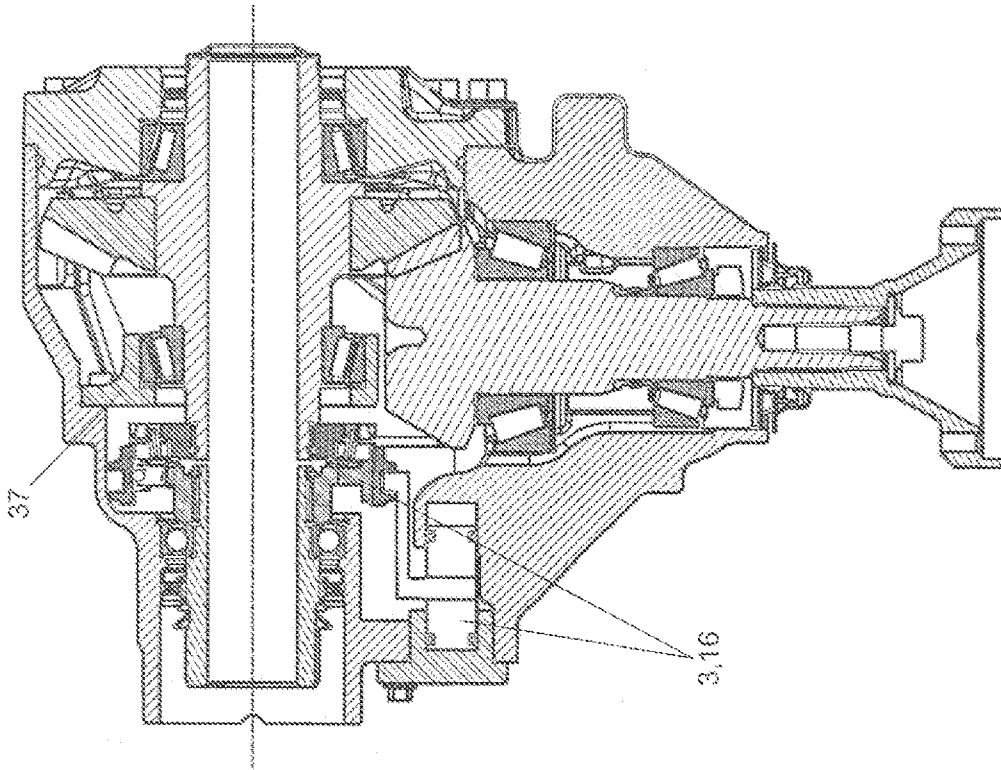


FIG. 14

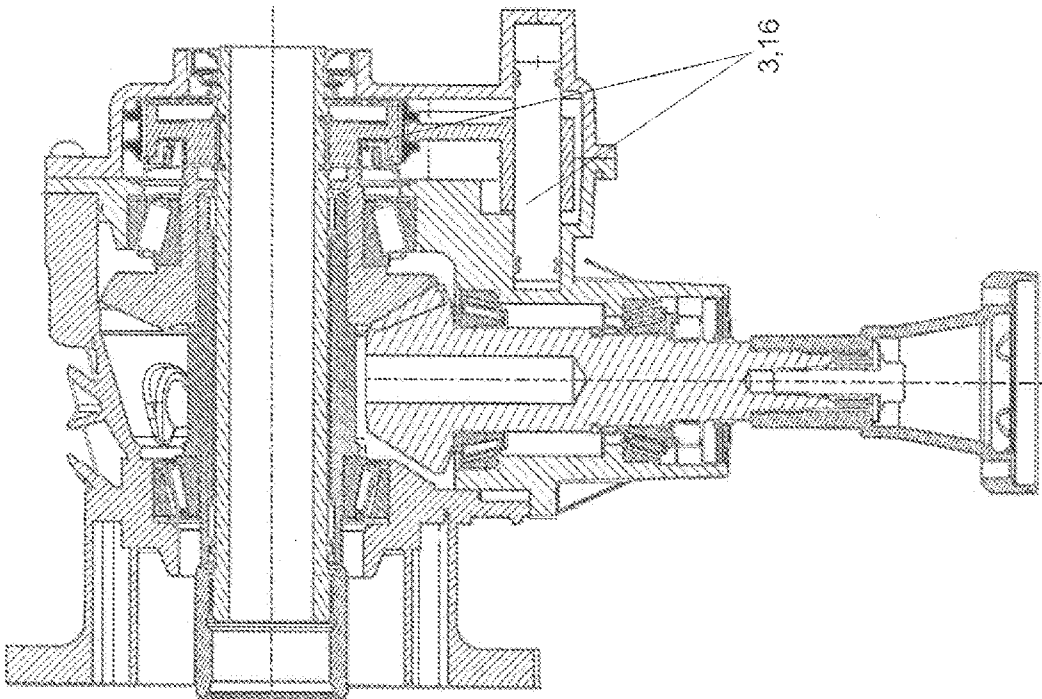


FIG. 13

12/13

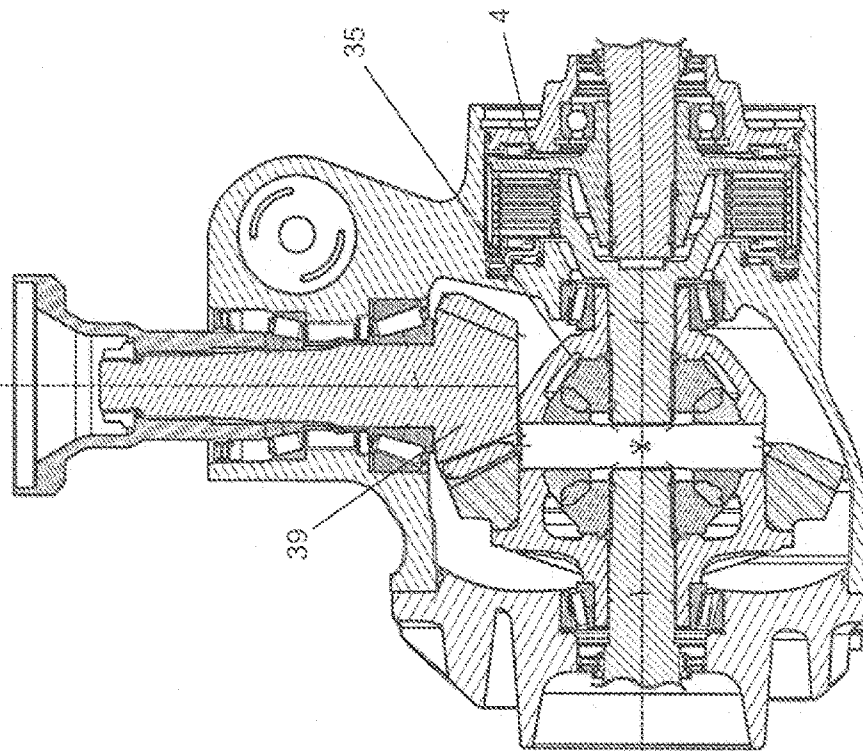


FIG. 16

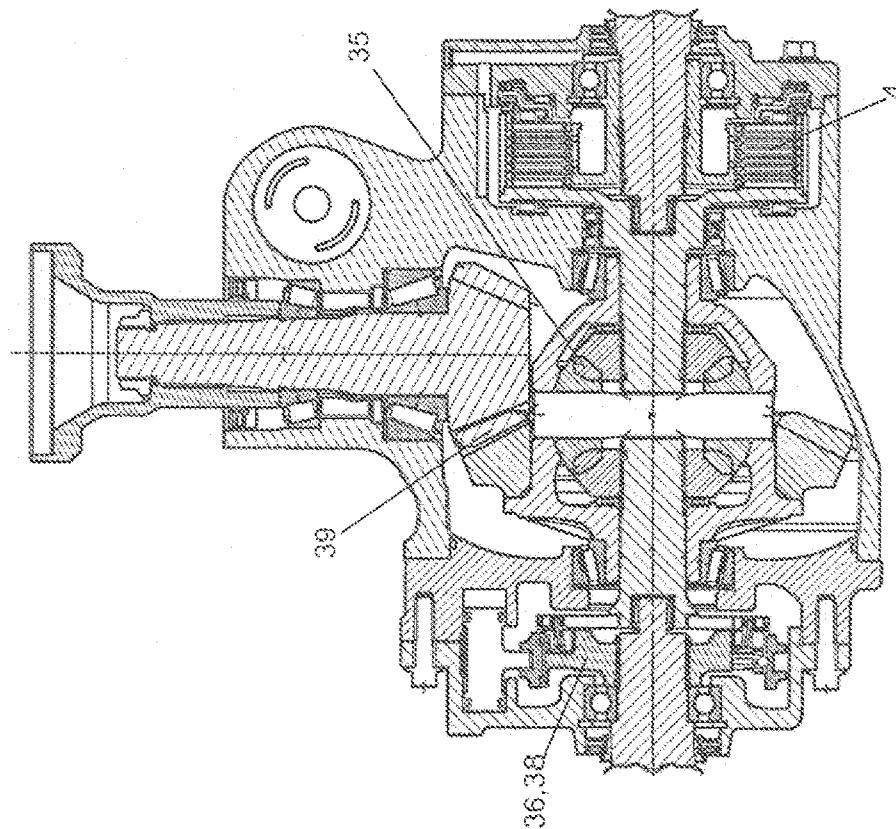
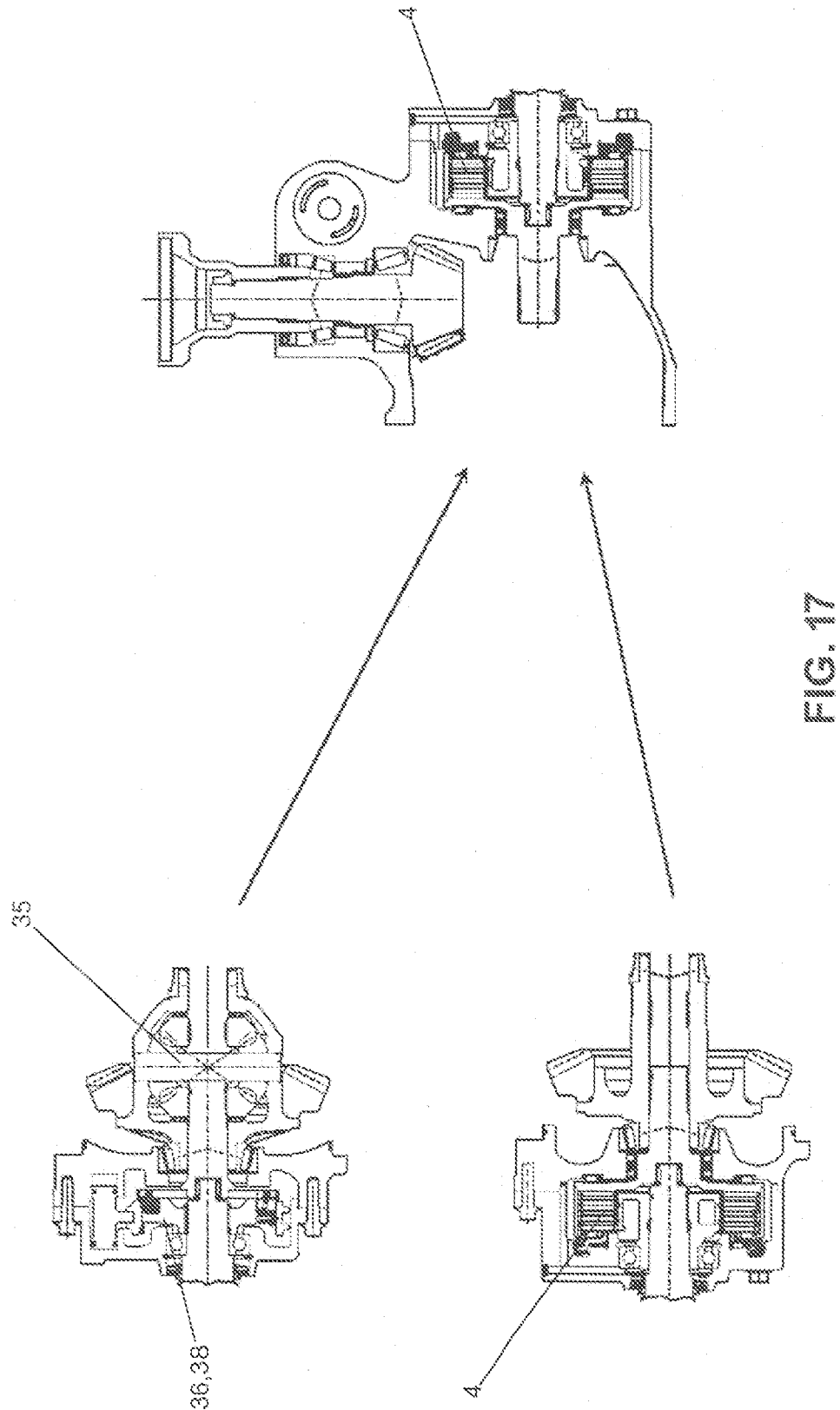


FIG. 15



Electronic Acknowledgement Receipt

EFS ID:	5692759
Application Number:	12433672
International Application Number:	
Confirmation Number:	9564
Title of Invention:	DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE
First Named Inventor/Applicant Name:	Werner Hoffmann
Customer Number:	07663
Filer:	Kit M. Stetina/Nicolle Roberts
Filer Authorized By:	Kit M. Stetina
Attorney Docket Number:	BUNGA-017US
Receipt Date:	14-JUL-2009
Filing Date:	30-APR-2009
Time Stamp:	12:30:50
Application Type:	Utility under 35 USC 111(a)

Payment information:

Submitted with Payment	no

File Listing:

Document Number	Document Description	File Name	File Size(Bytes)/ Message Digest	Multi Part /.zip	Pages (if appl.)
1	Miscellaneous Incoming Letter	ReplacementDrawingResponse.pdf	44176 31a981e76f090e95a8163808b6952dc92853ef80	no	3

Warnings:

Information:

2	Drawings-only black and white line drawings	BUNGA017USr1REPLACEMENT.pdf	6718558 39dd96ae06e1f6a8a3aad84c36cd92dca6dfeaae	no	13
Warnings:					
Information:					
Total Files Size (in bytes):				6762734	
This Acknowledgement Receipt evidences receipt on the noted date by the USPTO of the indicated documents, characterized by the applicant, and including page counts, where applicable. It serves as evidence of receipt similar to a Post Card, as described in MPEP 503. <u>New Applications Under 35 U.S.C. 111</u> If a new application is being filed and the application includes the necessary components for a filing date (see 37 CFR 1.53(b)-(d) and MPEP 506), a Filing Receipt (37 CFR 1.54) will be issued in due course and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the filing date of the application. <u>National Stage of an International Application under 35 U.S.C. 371</u> If a timely submission to enter the national stage of an international application is compliant with the conditions of 35 U.S.C. 371 and other applicable requirements a Form PCT/DO/EO/903 indicating acceptance of the application as a national stage submission under 35 U.S.C. 371 will be issued in addition to the Filing Receipt, in due course. <u>New International Application Filed with the USPTO as a Receiving Office</u> If a new international application is being filed and the international application includes the necessary components for an international filing date (see PCT Article 11 and MPEP 1810), a Notification of the International Application Number and of the International Filing Date (Form PCT/RO/105) will be issued in due course, subject to prescriptions concerning national security, and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the international filing date of the application.					

SCORE Placeholder Sheet for IFW Content

Application Number: 12433672 Document Date: 7/14/2009

The presence of this form in the IFW record indicates that the following document type was received in electronic format on the date identified above. This content is stored in the SCORE database.

- Drawings – Other than Black and White Line Drawings

Since this was an electronic submission, there is no physical artifact folder, no artifact folder is recorded in PALM, and no paper documents or physical media exist. The TIFF images in the IFW record were created from the original documents that are stored in SCORE.

To access the documents in the SCORE database, refer to instructions developed by SIRA.

At the time of document entry (noted above):

- Examiners may access SCORE content via the eDAN interface.
- Other USPTO employees can bookmark the current SCORE URL (<http://es/ScoreAccessWeb/>).
- External customers may access SCORE content via the Public and Private PAIR interfaces.

Form Revision Date: February 8, 2006



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

APPLICATION NUMBER	FILING or 371(c) DATE	GRP ART UNIT	FIL FEE REC'D	ATTY. DOCKET NO	TOT CLAIMS	IND CLAIMS
12/433,672	04/30/2009	3655	1090	BUNGA-017US	12	1

CONFIRMATION NO. 9564

7663
STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 ENTERPRISE, SUITE 250
ALISO VIEJO, CA 92656

UPDATED FILING RECEIPT



Date Mailed: 07/24/2009

Receipt is acknowledged of this non-provisional patent application. The application will be taken up for examination in due course. Applicant will be notified as to the results of the examination. Any correspondence concerning the application must include the following identification information: the U.S. APPLICATION NUMBER, FILING DATE, NAME OF APPLICANT, and TITLE OF INVENTION. Fees transmitted by check or draft are subject to collection. Please verify the accuracy of the data presented on this receipt. **If an error is noted on this Filing Receipt, please submit a written request for a Filing Receipt Correction. Please provide a copy of this Filing Receipt with the changes noted thereon. If you received a "Notice to File Missing Parts" for this application, please submit any corrections to this Filing Receipt with your reply to the Notice. When the USPTO processes the reply to the Notice, the USPTO will generate another Filing Receipt incorporating the requested corrections**

Applicant(s)

Werner Hoffmann, Siegburg, GERMANY;
Hans-Peter Nett, Adenau, GERMANY;
Michael Hoeck, Neunkirchen-Seelscheid, GERMANY;
Jan Potulski, Cologne, GERMANY;
Matthias Adelt, Bochum, GERMANY;

Power of Attorney: The patent practitioners associated with Customer Number 007663

Domestic Priority data as claimed by applicant

Foreign Applications

GERMANY 10 2008 002 844.4 05/06/2008
GERMANY 10 2008 057 272.1 11/13/2008

If Required, Foreign Filing License Granted: 05/13/2009

The country code and number of your priority application, to be used for filing abroad under the Paris Convention, is **US 12/433,672**

Projected Publication Date: 11/12/2009

Non-Publication Request: No

Early Publication Request: No

Title

DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE

Preliminary Class

475

PROTECTING YOUR INVENTION OUTSIDE THE UNITED STATES

Since the rights granted by a U.S. patent extend only throughout the territory of the United States and have no effect in a foreign country, an inventor who wishes patent protection in another country must apply for a patent in a specific country or in regional patent offices. Applicants may wish to consider the filing of an international application under the Patent Cooperation Treaty (PCT). An international (PCT) application generally has the same effect as a regular national patent application in each PCT-member country. The PCT process **simplifies** the filing of patent applications on the same invention in member countries, but **does not result** in a grant of "an international patent" and does not eliminate the need of applicants to file additional documents and fees in countries where patent protection is desired.

Almost every country has its own patent law, and a person desiring a patent in a particular country must make an application for patent in that country in accordance with its particular laws. Since the laws of many countries differ in various respects from the patent law of the United States, applicants are advised to seek guidance from specific foreign countries to ensure that patent rights are not lost prematurely.

Applicants also are advised that in the case of inventions made in the United States, the Director of the USPTO must issue a license before applicants can apply for a patent in a foreign country. The filing of a U.S. patent application serves as a request for a foreign filing license. The application's filing receipt contains further information and guidance as to the status of applicant's license for foreign filing.

Applicants may wish to consult the USPTO booklet, "General Information Concerning Patents" (specifically, the section entitled "Treaties and Foreign Patents") for more information on timeframes and deadlines for filing foreign patent applications. The guide is available either by contacting the USPTO Contact Center at 800-786-9199, or it can be viewed on the USPTO website at <http://www.uspto.gov/web/offices/pac/doc/general/index.html>.

For information on preventing theft of your intellectual property (patents, trademarks and copyrights), you may wish to consult the U.S. Government website, <http://www.stopfakes.gov>. Part of a Department of Commerce initiative, this website includes self-help "toolkits" giving innovators guidance on how to protect intellectual property in specific countries such as China, Korea and Mexico. For questions regarding patent enforcement issues, applicants may call the U.S. Government hotline at 1-866-999-HALT (1-866-999-4158).

LICENSE FOR FOREIGN FILING UNDER**Title 35, United States Code, Section 184****Title 37, Code of Federal Regulations, 5.11 & 5.15****GRANTED**

The applicant has been granted a license under 35 U.S.C. 184, if the phrase "IF REQUIRED, FOREIGN FILING LICENSE GRANTED" followed by a date appears on this form. Such licenses are issued in all applications where the conditions for issuance of a license have been met, regardless of whether or not a license may be required as

page 2 of 3

set forth in 37 CFR 5.15. The scope and limitations of this license are set forth in 37 CFR 5.15(a) unless an earlier license has been issued under 37 CFR 5.15(b). The license is subject to revocation upon written notification. The date indicated is the effective date of the license, unless an earlier license of similar scope has been granted under 37 CFR 5.13 or 5.14.

This license is to be retained by the licensee and may be used at any time on or after the effective date thereof unless it is revoked. This license is automatically transferred to any related applications(s) filed under 37 CFR 1.53(d). This license is not retroactive.

The grant of a license does not in any way lessen the responsibility of a licensee for the security of the subject matter as imposed by any Government contract or the provisions of existing laws relating to espionage and the national security or the export of technical data. Licensees should apprise themselves of current regulations especially with respect to certain countries, of other agencies, particularly the Office of Defense Trade Controls, Department of State (with respect to Arms, Munitions and Implements of War (22 CFR 121-128)); the Bureau of Industry and Security, Department of Commerce (15 CFR parts 730-774); the Office of Foreign Assets Control, Department of Treasury (31 CFR Parts 500+) and the Department of Energy.

NOT GRANTED

No license under 35 U.S.C. 184 has been granted at this time, if the phrase "IF REQUIRED, FOREIGN FILING LICENSE GRANTED" DOES NOT appear on this form. Applicant may still petition for a license under 37 CFR 5.12, if a license is desired before the expiration of 6 months from the filing date of the application. If 6 months has lapsed from the filing date of this application and the licensee has not received any indication of a secrecy order under 35 U.S.C. 181, the licensee may foreign file the application pursuant to 37 CFR 5.15(b).

INFORMATION DISCLOSURE STATEMENT BY APPLICANT (Not for submission under 37 CFR 1.99)	Application Number		12433672	
	Filing Date		2009-04-30	
	First Named Inventor	Werner Hoffman		
	Art Unit	3655		
	Examiner Name	Unknown		
	Attorney Docket Number	BUNGA-017US		

U.S.PATENTS							Remove
Examiner Initial*	Cite No	Patent Number	Kind Code ¹	Issue Date	Name of Patentee or Applicant of cited Document	Pages,Columns,Lines where Relevant Passages or Relevant Figures Appear	
	1						

If you wish to add additional U.S. Patent citation information please click the Add button.

Add

U.S.PATENT APPLICATION PUBLICATIONS							Remove
Examiner Initial*	Cite No	Publication Number	Kind Code ¹	Publication Date	Name of Patentee or Applicant of cited Document	Pages,Columns,Lines where Relevant Passages or Relevant Figures Appear	
	1	20060163018		2006-07-27	Ekonen, et al.		
	2	20040106487		2004-06-03	Mori, et al.		

If you wish to add additional U.S. Published Application citation information please click the Add button.

Add

FOREIGN PATENT DOCUMENTS								Remove
Examiner Initial*	Cite No	Foreign Document Number ³	Country Code ²	Kind Code ⁴	Publication Date	Name of Patentee or Applicant of cited Document	Pages,Columns,Lines where Relevant Passages or Relevant Figures Appear	T ⁵
	1	DE102004015304	DE		2004-10-21	Teraoka		☐
	2	DE19800328	DE		1998-07-23	Kuroda, et al.		☐

INFORMATION DISCLOSURE STATEMENT BY APPLICANT (Not for submission under 37 CFR 1.99)	Application Number		12433672
	Filing Date		2009-04-30
	First Named Inventor	Werner Hoffman	
	Art Unit	3655	
	Examiner Name	Unknown	
	Attorney Docket Number	BUNGA-017US	

If you wish to add additional Foreign Patent Document citation information please click the Add button

NON-PATENT LITERATURE DOCUMENTS

Examiner Initials*	Cite No	Include name of the author (in CAPITAL LETTERS), title of the article (when appropriate), title of the item (book, magazine, journal, serial, symposium, catalog, etc), date, pages(s), volume-issue number(s), publisher, city and/or country where published.	T ⁵
	1		☐

If you wish to add additional non-patent literature document citation information please click the Add button

EXAMINER SIGNATURE

Examiner Signature		Date Considered	

*EXAMINER: Initial if reference considered, whether or not citation is in conformance with MPEP 609. Draw line through a citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to applicant.

¹ See Kind Codes of USPTO Patent Documents at www.USPTO.GOV or MPEP 901.04. ² Enter office that issued the document, by the two-letter code (WIPO Standard ST.3). ³ For Japanese patent documents, the indication of the year of the reign of the Emperor must precede the serial number of the patent document. ⁴ Kind of document by the appropriate symbols as indicated on the document under WIPO Standard ST.16 if possible. ⁵ Applicant is to place a check mark here if English language translation is attached.

**INFORMATION DISCLOSURE
STATEMENT BY APPLICANT**
(Not for submission under 37 CFR 1.99)

Application Number	12433672
Filing Date	2009-04-30
First Named Inventor	Werner Hoffman
Art Unit	3655
Examiner Name	Unknown
Attorney Docket Number	BUNGA-017US

CERTIFICATION STATEMENT

Please see 37 CFR 1.97 and 1.98 to make the appropriate selection(s):

- ☒ That each item of information contained in the information disclosure statement was first cited in any communication from a foreign patent office in a counterpart foreign application not more than three months prior to the filing of the information disclosure statement. See 37 CFR 1.97(e)(1).

OR

- ☐ That no item of information contained in the information disclosure statement was cited in a communication from a foreign patent office in a counterpart foreign application, and, to the knowledge of the person signing the certification after making reasonable inquiry, no item of information contained in the information disclosure statement was known to any individual designated in 37 CFR 1.56(c) more than three months prior to the filing of the information disclosure statement. See 37 CFR 1.97(e)(2).

- ☐ See attached certification statement.
- ☐ Fee set forth in 37 CFR 1.17 (p) has been submitted herewith.
- ☐ None

SIGNATURE

A signature of the applicant or representative is required in accordance with CFR 1.33, 10.18. Please see CFR 1.4(d) for the form of the signature.

Signature	/kms/	Date (YYYY-MM-DD)	2009-10-08
Name/Print	Kit M. Stetina	Registration Number	29445

This collection of information is required by 37 CFR 1.97 and 1.98. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 1 hour to complete, including gathering, preparing and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. **SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.**

Privacy Act Statement

The Privacy Act of 1974 (P.L. 93-579) requires that you be given certain information in connection with your submission of the attached form related to a patent application or patent. Accordingly, pursuant to the requirements of the Act, please be advised that: (1) the general authority for the collection of this information is 35 U.S.C. 2(b)(2); (2) furnishing of the information solicited is voluntary; and (3) the principal purpose for which the information is used by the U.S. Patent and Trademark Office is to process and/or examine your submission related to a patent application or patent. If you do not furnish the requested information, the U.S. Patent and Trademark Office may not be able to process and/or examine your submission, which may result in termination of proceedings or abandonment of the application or expiration of the patent.

The information provided by you in this form will be subject to the following routine uses:

1. The information on this form will be treated confidentially to the extent allowed under the Freedom of Information Act (5 U.S.C. 552) and the Privacy Act (5 U.S.C. 552a). Records from this system of records may be disclosed to the Department of Justice to determine whether the Freedom of Information Act requires disclosure of these records.
2. A record from this system of records may be disclosed, as a routine use, in the course of presenting evidence to a court, magistrate, or administrative tribunal, including disclosures to opposing counsel in the course of settlement negotiations.
3. A record in this system of records may be disclosed, as a routine use, to a Member of Congress submitting a request involving an individual, to whom the record pertains, when the individual has requested assistance from the Member with respect to the subject matter of the record.
4. A record in this system of records may be disclosed, as a routine use, to a contractor of the Agency having need for the information in order to perform a contract. Recipients of information shall be required to comply with the requirements of the Privacy Act of 1974, as amended, pursuant to 5 U.S.C. 552a(m).
5. A record related to an International Application filed under the Patent Cooperation Treaty in this system of records may be disclosed, as a routine use, to the International Bureau of the World Intellectual Property Organization, pursuant to the Patent Cooperation Treaty.
6. A record in this system of records may be disclosed, as a routine use, to another federal agency for purposes of National Security review (35 U.S.C. 181) and for review pursuant to the Atomic Energy Act (42 U.S.C. 218(c)).
7. A record from this system of records may be disclosed, as a routine use, to the Administrator, General Services, or his/her designee, during an inspection of records conducted by GSA as part of that agency's responsibility to recommend improvements in records management practices and programs, under authority of 44 U.S.C. 2904 and 2906. Such disclosure shall be made in accordance with the GSA regulations governing inspection of records for this purpose, and any other relevant (i.e., GSA or Commerce) directive. Such disclosure shall not be used to make determinations about individuals.
8. A record from this system of records may be disclosed, as a routine use, to the public after either publication of the application pursuant to 35 U.S.C. 122(b) or issuance of a patent pursuant to 35 U.S.C. 151. Further, a record may be disclosed, subject to the limitations of 37 CFR 1.14, as a routine use, to the public if the record was filed in an application which became abandoned or in which the proceedings were terminated and which application is referenced by either a published application, an application open to public inspections or an issued patent.
9. A record from this system of records may be disclosed, as a routine use, to a Federal, State, or local law enforcement agency, if the USPTO becomes aware of a violation or potential violation of law or regulation.



(19)
Bundesrepublik Deutschland
Deutsches Patent- und Markenamt

(10) **DE 10 2004 015 304 A1** 2004.10.21

(12)

Offenlegungsschrift

(21) Aktenzeichen: **10 2004 015 304.3**

(22) Anmeldetag: **29.03.2004**

(43) Offenlegungstag: **21.10.2004**

(51) Int Cl.⁷: **F16D 23/12**

(30) Unionspriorität:

P 2003/093887 31.03.2003 JP

P 2003/093886 31.03.2003 JP

P 2003/385838 14.11.2003 JP

(74) Vertreter:

v. Bezold & Sozien, 80799 München

(72) Erfinder:

Teraoka, Masao, Tochigi, JP

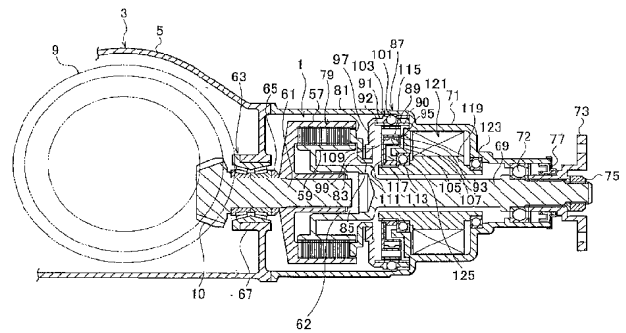
(71) Anmelder:

Tochigi Fuji Sangyo K.K., Tochigi, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

(54) Bezeichnung: **Drehmomentübertragungskupplung**

(57) Zusammenfassung: Zur Bildung einer kompakten Drehmomentübertragungskupplung schafft die Erfindung eine Drehmomentübertragungskupplung (1) mit Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern (57, 59), die zur Durchführung einer Eingangs-Ausgangs-Drehmomentübertragung drehbar gelagert sind, einem zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern vorgesehenen Reibeingriffsabschnitt (79) zur Drehmomentübertragung zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern durch Bildung eines Reibeingriffs, einem Kompressionsgliedersatz (87), der ein Paar Glieder (89, 91) hat, welche eine Relativdrehung durchführen können, und der infolge der Relativdrehung zwischen den Gliedern einen Druck erzeugt, der einen Reibeingriff des Reibeingriffsabschnitts zur Folge hat, und mit einem Drehaktuator (121), welcher beiden Gliedern des Kompressionsgliedersatzes einen Eingriffsdrehantrieb durchführen lässt, welcher die Relativdrehung verursacht.



Beschreibung**HINTERGRUND DER ERFINDUNG****1. Gebiet der Erfindung**

[0001] Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf eine Drehmomentübertragungskupplung für ein Kraftfahrzeug.

Stand der Technik

[0002] Herkömmliche Drehmomentübertragungskupplungen enthalten eine Drehmomentübertragungskupplung, die beispielsweise eine Übertragungseinrichtung aufweist, wie in der offengelegten japanischen Patentanmeldung Nr. 2715340 beschrieben.

[0003] Die Übertragungseinrichtung weist eine Drehmomentübertragungskupplung auf. Die Drehmomentübertragungskupplung beinhaltet einen Kupplungskäfig und eine Buchse. Zwischen dem Kupplungskäfig und der Buchse ist eine Reibungskupplung vorgesehen. Die Reibungskupplung weist äußere Platten und innere Platten auf. Die äußeren Platten greifen am Kupplungskäfig an, die inneren Platten an der Buchse.

[0004] Gegen die Reibungskupplung liegt ein Kompressionsring an. Der Kompressionsring greift in der Drehrichtung in ein Übertragungsgehäuse ein und ist längs der Rotationsmittelachse beweglich. Gegenüber vom Kompressionsring befindet sich ein Tragring. Zwischen dem Tragring und dem Kompressionsring ist ein Nockenmechanismus vorgesehen.

[0005] In den Tragring greift ein Zahnrad ein. Das Zahnrad ist mit einer Welle gemeinsam drehbar gekuppelt. Die Welle ist über ein weiteres Zahnrad und ein Ritzel mit einer Antriebswelle eines Servomotors gekuppelt und ist gemeinsam mit dieser drehbar.

[0006] Mit dem Kupplungskäfig ist eine Ausgangswelle gekuppelt, um ein Drehmoment an die Seite der Hinterräder zu liefern. Die Ausgangswelle ist mitdrehbar mit der Eingangswelle gekuppelt. Der Eingangswelle wird von einer Maschine ein Drehmoment in Form einer Eingangsdrehbewegung zugeführt.

[0007] Bei dieser Konstruktion wird das Drehmoment von der Maschine auf die Eingangswelle übertragen. Das übertragene Drehmoment wird, wie es ist, über die Ausgangswelle an die Seite der Hinterräder weitergeleitet. Bei Eingriff der Reibungskupplung wird andererseits das Drehmoment an die Seite der Vorderräder übertragen.

[0008] Der Eingriff der Reibungskupplung erfolgt durch Antrieb des Servomotors. Wird der Servomotor

angetrieben, dann wird das Ritzel mit der Antriebswelle des Servomotors gedreht, und das Zahnrad wird über das andere Zahnrad und die Welle gedreht. Bei dieser Drehung wird der Tragring innerhalb eines Bereichs von 180° gedreht und dreht sich dabei relativ zum Kompressionsring. Die Relativdrehung lässt den Nockenmechanismus arbeiten, und ein Druck auf diesen verursacht eine Bewegung des Kompressionsrings auf die Reibungskupplung zu. Diese Bewegung führt zum Eingriff der Reibungskupplung.

[0009] Die oben beschriebene Konstruktion hat jedoch einen großen Verlangsamungs(decelerating)mechanismus, welcher den Tragring, das Zahnrad, das andere Zahnrad und das Ritzel benutzt, so dass es schwierig ist, ihn in dem engen Raum in der Übertragungsvorrichtung unterzubringen.

Aufgabenstellung**ZUSAMMENFASSUNG DER ERFINDUNG**

[0010] Eine Aufgabe der Erfindung liegt in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung, welche sich kompakt bilden lässt.

[0011] Ein erster Gesichtspunkt der Erfindung liegt in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung mit Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern, die für die Eingangs-Ausgangs-Übertragung des Drehmoments drehbar gelagert sind; einem zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern vorgesehenen Reibeingriffsabschnitt zur Durchführung der Drehmomentübertragung zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern bei Einschaltung des Reibeingriffs; einem Kompressionsgliedersatz, der ein Paar von Gliedern umfasst, die eine Relativdrehung ausführen können und der durch die Relativdrehung zwischen den Gliedern einen Druck erzeugt, durch den der Reibeingriffsabschnitt in Reibeingriff kommt; und einem Drehaktuator, welcher bewirkt, dass die beiden Glieder des Kompressionsgliedersatzes einen Eingriffsdrehungsantrieb ausführen, wodurch die Relativdrehung ausgeführt wird.

[0012] Demgemäß wird das Paar Glieder durch Antreiben des Drehaktuators betätigt, um die Relativdrehung durchzuführen. Die Relativdrehung des Gliederpaares lässt den Kompressionsgliedersatz den Druck erzeugen. Der Reibeingriffsabschnitt wird mit diesem Druck beaufschlagt und ermöglicht dadurch die Drehmomentübertragung, die zwischen den Eingangs-Ausgangs-Rotationsgliedern entsprechend einer Eingriffskraft des Reibeingriffsabschnitts ausgeführt werden soll.

[0013] Weil somit der Rotationsantrieb des Drehaktuators für die Umwandlung in eine Kompressionskraft stark verlangsamt (decelerated) werden kann, kann ein Verlangsamungsmechanismus, der Drehak-

tuator und dgl. miniaturisiert werden. Daher kann die Konstruktion kompakt ausgeführt werden.

[0014] Ein zweiter Gesichtspunkt der Erfindung liegt in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung mit Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern zur Durchführung einer Eingangs-Ausgangs-Drehmomentübertragung; einem zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern vorgesehenen Reibeingriffsabschnitt zur Durchführung der Drehmomentübertragung zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern durch Reibeingriffsaktivierung; einem Kompressionszahnradatz mit einem Paar Zahnrädern, einem mit diesen kämmenden Planetenrad und einem das Planetenrad tragenden Planetenträger, der eine durch Drehantrieb erzeugte Eingangsbewegung in eine Kompressionskraft in Richtung längs der Rotationsachse umwandelt, indem irgendeines von dem Paar Zahnrädern, dem Planetenrad oder dem Planetenträger drehfest gehalten wird, irgendein anderes dieser Teile drehangetrieben wird und dieses andere die Relativdrehung durchführt, um auf diese Weise den Reibeingriffsabschnitt den Reibeingriff ausführen zu lassen, und ein Drehaktor übt einen Drehantrieb aus, und weil die Zahnradverhältnisse oder Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad sich voneinander unterscheiden, tritt die Relativdrehung auf.

[0015] Da die Zahnradverhältnisse oder Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad unterschiedlich voneinander eingestellt sind, kann demgemäß bei Ausführung des Drehantriebs mit dem Drehaktor das eine Paar Zahnräder so betätigt werden, dass die Relativdrehung mit einer niedrigen Geschwindigkeit bezüglich des anderen des Zahnradpaares erfolgt. Alternativ kann der Planetenträger so betrieben werden, dass er die Relativdrehung mit einer niedrigen Geschwindigkeit gegenüber einem des Paares Zahnräder ausführt. Bei der Relativdrehung mit niedriger Geschwindigkeit kann eine durch den Rotationsantrieb erzeugte Eingangsbewegung in eine Kompressionskraft in Richtung längs der Rotationsachse umgewandelt werden, und der Reibeingriffsabschnitt kann in Reibeingriff treten.

[0016] Gemäß der Konstruktion mit einem Paar Zahnräder und einem mit diesen kämmenden Planetenrad, wobei das Zahnradverhältnis oder die Eingriffsradien zwischen dem Paar Einzelzahnrädern und dem Planetenrad unterschiedlich voneinander gewählt sind, kann somit der Drehantrieb des Drehaktors stark verlangsamt werden, um in die Kompressionskraft umgewandelt zu werden. Der Verlangsamungsmechanismus, der Drehaktor und dgl. können miniaturisiert werden, so dass die Konstruktion kompakt ausgeführt werden kann.

[0017] Demgemäß kann sie in einem kleinen Raum

sehr leicht untergebracht werden. Weil außerdem der Drehaktor miniaturisiert werden kann, lässt sich auch eine Gewichtsreduzierung der Drehmomentübertragungskupplung realisieren. Weil weiterhin der Drehantrieb des Drehaktors stark verlangsamt werden kann, um in eine Kompressionskraft umgewandelt zu werden, kann der Reibeingriffsabschnitt leicht und genau für den Reibeingriff justiert werden.

[0018] Gemäß einem dritten Gesichtspunkt der Erfindung ist eine Drehmomentübertragungskupplung diejenige gemäß dem zweiten Gesichtspunkt derart, dass der Drehaktor den Drehantrieb des Planetenträgers bewirkt; eines der Zahnräder des Paares drehfest gehalten wird; ein Nockenmechanismus sich zwischen dem Paar Zahnräder zur Erzeugung eines Druckes infolge der Relativdrehung der Räder befindet; und die Übersetzungsverhältnisse zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad sich voneinander unterscheiden.

[0019] Wenn also das Planetenrad durch den Drehantrieb des Drehaktors über den Planetenträger angetrieben wird, um sich zu drehen, dann führt es bezüglich des Paares Zahnräder eine Eingriffsrotation aus. Wegen des Unterschieds der Zahnradverhältnisse führt in diesem Fall das andere Zahnrad des Paares die Relativdrehung mit einer niedrigen Geschwindigkeit gegenüber dem anderen Zahnrad des Paares aus, welches in einer Trägerkörperseite gehalten wird. Bei der Relativdrehung erzeugt der Nockenmechanismus zwischen dem Paar Zahnräder einen Druck. Der Druck ermöglicht, dass der Reibeingriffsabschnitt zusammengedrückt wird, so dass er in Reibeingriff treten kann. Daher kann der Reibeingriffsabschnitt betrieben werden, um einen sicheren Reibeingriff auszuführen.

[0020] Ein vierter Gesichtspunkt der Erfindung liegt in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung, welche die Drehmomentübertragungskupplung nach dem zweiten Gesichtspunkt derart ist, dass der Drehaktor den Drehantrieb eines der Zahnräder des Paares bewirkt; der Planetenträger drehfest gehalten ist; ein Nockenmechanismus sich zwischen dem Paar Zahnräder zur Erzeugung eines Druckes infolge der Relativdrehung zwischen den Rädern befindet; und die Zahnradverhältnisse oder Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad unterschiedlich voneinander sind.

[0021] Wenn also eines der Zahnräder des Paares vom Rotationsantrieb des Drehaktors in Drehung versetzt wird, dann führt das vom Planetenträger getragene Planetenrad eine Drehung aus, und das andere Zahnrad des Paares führt eine Relativdrehung mit einer niedrigen Geschwindigkeit gegenüber dem einen Zahnrad des Paares aus. Bei der Relativdrehung erzeugt der Nockenmechanismus einen Druck.

Der Druck ermöglicht, dass der Reibeingriffsabschnitt zusammengedrückt wird, so dass er in Reibeingriff treten kann.

[0022] Weiterhin kann der Planetenträger als einfache Struktur und noch kompakter gebaut werden.

[0023] Gemäß einem fünften Gesichtspunkt der Erfindung wird eine Drehmomentübertragungskupplung gemäß dem zweiten Gesichtspunkt derart geschaffen, dass der Drehaktor den Drehantrieb eines Zahnrades des Paares bewirkt; das andere Zahnrad des Paares drehfest gehalten ist; ein Nockenmechanismus sich zwischen dem Zahnradpaar und dem Planetenträger zur Erzeugung eines Drucks infolge der Drehbewegung befindet; und die Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad sich voneinander unterscheiden.

[0024] Wenn also eines der Zahnräder des Paares vom Drehantrieb des Drehaktors in Drehbewegung versetzt wird, dreht sich das Planetenrad zwischen den Zahnrädern, um eine Drehung auszuführen. Bei der Drehung wird der Planetenträger stark verlangsamt, um eine Relativdrehung mit einer niedrigen Geschwindigkeit gegenüber dem anderen Zahnrad des Paares auszuführen. Bei der Relativdrehung kann der Nockenmechanismus einen Druck erzeugen, durch welchen der Reibeingriffsabschnitt zusammengedrückt werden kann und damit in Reibeingriff tritt.

[0025] Weiterhin kann ein Zahnrad des Paares integral auf dem Drehaktor ausgebildet sein, und das andere kann integral auf Seiten des Tragkörperseites, etwa einem Gehäuse, angeordnet sein. Daher kann die Anzahl von Bauteilen verringert werden und die Konstruktion noch kompakter ausgeführt werden.

[0026] Gemäß einem sechsten Gesichtspunkt der Erfindung wird eine Drehmomentübertragungskupplung nach einem der Gesichtspunkte zwei bis fünf geschaffen, bei welcher der Planetenträger so gehalten wird, dass er eine Konstant-Winkel-Relativdrehung ausführen kann; zwischen dem Planetenträger und einer Tragkörperseite ein Pressglied vorgesehen ist, um mit einer Drückkraft eine Drehung des Planetenträgers zu behindern, welche sich zur Zeit des Drehantriebs durch den Drehaktor in derselben Richtung dreht; die Drehmomentübertragungskupplung hat ferner eine Verschiebungsdetektoreinrichtung, welche die Größe einer Verschiebung feststellt, wenn der Planetenträger beim Widerstand gegen das Pressglied eine Drehungsverschiebung ausführt; und entsprechend der festgestellten Verschiebungsgröße übt der Reibeingriffsabschnitt eine Eingriffskraft aus.

[0027] Daher kann der Vorgang wie eine Feineingriffseinstellung des Reibeingriffsabschnitts genau ausgeführt werden.

[0028] Gemäß einem siebten Gesichtspunkt der Erfindung wird eine Drehmomentübertragungskupplung geschaffen mit Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern, die in Bezug auf eine Tragkörperseite drehbar gelagert sind, um eine Eingangs-Ausgangs-Übertragung von Drehmoment durchzuführen; mit einem zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern vorgesehenen Reibungseingriffsabschnitt zur Drehmomentübertragung zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern durch Reibeingriffsaktivierung; mit einem Kompressionsgliedersatz, der ein Paar Glieder enthält, die in der Lage sind, eine Relativdrehung durchzuführen und das durch die Relativdrehung zwischen den Gliedern einen Druck erzeugt, um auf diese Weise den Reibeingriffsabschnitt in Reibeingriff zu bringen; und mit einem Drehaktor, welcher mindestens eines der Glieder des Kompressionsgliedersatzes einen Drehantrieb ausführen lässt, um auf diese Weise die Relativdrehung zu bewirken, wobei das eine tragkörperseitige Glied des Gliederpaares in Richtung längs der Rotationsachse gehalten ist; und Druck auf das andere Glied als eine Reaktionskraft gegenüber der Tragkörperseite ausgeübt wird, um so den Reibeingriff zu bewirken.

[0029] Der von dem Kompressionsgliedersatz erzeugte Druck kann so sicher in der Tragseite aufgenommen werden, ohne dass Spezialglieder benötigt würden, und die Reaktionskraft kann sicher auf das andere Glied ausgeübt werden. Genauer gesagt, weil keine Spezialglieder zur Aufnahme des Druckes erforderlich sind, kann der Reibeingriff des Reibeingriffsabschnitts zufriedenstellend erfolgen. Gleichzeitig kann einem Gewichtsanstieg begegnet werden, und die Unterbringung kann sogar in einem engen Raum erfolgen.

[0030] Gemäß einem achten Gesichtspunkt der Erfindung wird eine Drehmomentübertragungskupplung nach dem siebten Gesichtspunkt geschaffen, bei welcher der Kompressionsgliedersatz ein Paar Zahnräder, ein mit diesen kämmendes Planetenrad und einen das Planetenrad tragenden Planetenträger aufweist, wobei die Zahnradverhältnisse oder Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad unterschiedlich voneinander sind; eine durch Drehantrieb erzeugte Eingangsbevewegung wird in eine Kompressionskraft in Richtung längs der Rotationsachse umgewandelt und bewirkt damit, dass der Reibeingriffsabschnitt in Reibeingriff gerät, wobei ein Zahnrad des Zahnradpaares oder das Planetenrad oder der Planetenträger drehfest gehalten wird und irgendein anderes dieser Teile einen Drehantrieb erhält.

[0031] Wenn also der Drehantrieb mit dem Drehaktor erfolgt, dann kann das eine Zahnrad des Paares bei niedriger Geschwindigkeit in eine Relativdrehung in Bezug auf das andere Zahnrad des Paares versetzt werden, oder der Planetenträger kann in

eine Relativedrehung mit niedriger Geschwindigkeit in Bezug auf das eine der Zahnräder des Paares versetzt werden. Bei der Relativedrehung mit niedrigerer Geschwindigkeit kann die vom Drehantrieb erzeugte Eingangsgröße in eine Kompressionskraft in Richtung längs der Rotationsachse umgewandelt werden und der Reibeingriffsabschnitt kann in Reibeingriff treten.

[0032] Bei der Konstruktion mit dem Paar Zahnrädern und dem mit diesen kämmenden Planetenrad, wobei das Zahnradverhältnis oder die Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad unterschiedlich voneinander gewählt sind, kann also ein Drehantrieb des Drehaktuators stark verlangsamt werden, um in die Kompressionskraft umgewandelt zu werden. Der Verlangsamungsmechanismus, der Drehaktor und dgl. können als solche miniaturisiert werden, und daher kann die Konstruktion kompakt ausgebildet werden.

[0033] Demgemäß kann sie sehr leicht sogar in einen kleinen Raum eingebaut werden. Weil außerdem der Rotationsaktor miniaturisiert werden kann, lässt sich auch eine Gewichtsreduzierung erreichen. Da der Drehantrieb des Drehaktuators stark verlangsamt werden kann, um in eine Kompressionskraft umgewandelt zu werden, kann außerdem der Reibeingriff des Reibeingriffsabschnitts leicht und genau justiert werden.

[0034] Gemäß einem neunten Gesichtspunkt der Erfindung wird eine Drehmomentübertragungskupplung nach dem achten Gesichtspunkt geschaffen, bei welcher der Drehaktor den Drehantrieb des Planetenträgers durchführt; das eine Zahnrad des Zahnradpaares ist drehfest in Richtung längs der Rotationsachse gehalten; ein Nockenmechanismus befindet sich zwischen dem Paar von Zahnrädern; und die Zahnradverhältnisse zwischen den einzelnen Zahnrädern und dem Planetenrad sind unterschiedlich voneinander.

[0035] Wenn also das Planetenrad so betrieben wird, dass es vom Drehantrieb des Drehaktuators über dem Planetenträger in Drehung versetzt wird, dann führt das Planetenrad eine Eingriffsdrehung bezüglich des Zahnradpaares aus. Wegen der unterschiedlichen Zahnradverhältnisse führt in diesem Fall das andere Zahnrad des Paares von Zahnrädern mit niedriger Geschwindigkeit die Relativedrehung gegenüber dem einen Zahnrad des Paares aus, das auf Seiten der Tragkörperseite gelagert ist. Bei der Relativedrehung erzeugt der Nockenmechanismus zwischen dem Zahnradpaar einen Druck. Der Druck wird auf das eine Zahnrad ausgeübt und vom anderen Zahnrad in der Tragkörperseitsseite aufgenommen. Als eine Reaktionskraft des Druckes wird auf das andere Zahnrad eine Kraft ausgeübt. Durch die Ausübung dieser Kraft wird das andere Zahnrad bewegt,

so dass der Reibeingriffsabschnitt zusammenge-drückt werden und in Reibeingriff treten kann. Daher kann der Reibeingriffsabschnitt im Sinne eines sicheren Reibeingriffs betrieben werden.

[0036] Ein zehnter Gesichtspunkt der Erfindung besteht in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung gemäß dem achten Gesichtspunkt, bei welcher der Drehaktor den Drehantrieb von einem Zahnrad des Paares bewirkt; der Planetenträger in der Tragkörperseite drehfest gehalten ist; sich zwischen dem Paar Zahnrädern ein Nockenmechanismus befindet; und das eine Zahnrad des Paares ist in der Tragkörperseite in Richtung längs der Drehachse gehalten; und die Zahnradverhältnisse oder Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad sich voneinander unterscheiden.

[0037] Wenn also das eine Zahnrad des Paares durch den Drehantrieb des Drehaktuators in Drehung versetzt wird, führt das vom Planetenträger getragene Planetenrad eine Drehung aus und das andere Zahnrad des Paares führt mit niedriger Geschwindigkeit die Relativedrehung in Bezug auf das eine Zahnrad des Paares aus. Bei dieser Relativedrehung erzeugt der Nockenmechanismus einen Druck. Der Druck wirkt auf das eine Zahnrad, und dieses eine Zahnrad wird von der Tragkörperseite aufgenommen. Als Reaktionskraft des Druckes wird auf das andere Zahnrad eine Kraft ausgeübt. Durch die Ausübung dieser Kraft wird das andere Zahnrad bewegt, so dass der Reibungseingriffsabschnitt zusammenge-drückt werden kann und dabei in Reibeingriff gerät. Daher kann der Reibeingriffsabschnitt im Sinne eines sicheren Reibeingriffes betrieben werden.

[0038] Weiterhin kann der Planetenträger einfach ausgeführt und noch kompakter gebaut werden.

[0039] Ein elfter Gesichtspunkt der Erfindung liegt in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung gemäß dem achten Gesichtspunkt, bei welcher der Drehaktor den Drehantrieb eines Zahnrades des Paares ausführt; das andere Zahnrad des Paares drehfest von der Tragkörperseite gehalten ist; zwischen Tragkörperseite und Planetenträger sich ein Nockenmechanismus befindet; und die Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad unterschiedlich voneinander sind.

[0040] Wenn also das eine Zahnrad des Paares durch den Drehantrieb des Drehaktuators in Drehung versetzt wird, dreht sich das Planetenrad zwischen dem Zahnradpaar, um eine Umdrehung auszuführen. Bei dieser Umdrehung wird der Planetenträger stark verlangsamt und führt eine Relativedrehung mit niedriger Geschwindigkeit in Bezug auf das andere Zahnrad des Paares aus. Bei dieser Relativedrehung erzeugt der Nockenmechanismus einen Druck. Der Druck auf der Tragkörperseite aufgenommen, und

als Reaktionskraft auf den Druck wird eine Kraft auf den Planetenträger ausgeübt. Durch die Ausübung dieser Kraft wird der Planetenträger bewegt, so dass der Reibeingriffsabschnitt zusammengedrückt werden kann und somit in Reibeingriff tritt.

[0041] Daher kann der Reibeingriffsabschnitt im Sinne eines sicheren Reibeingriffs betrieben werden.

[0042] Außerdem kann das eine Zahnrad des Paares in den Drehaktor integriert werden, und das andere Zahnrad kann in die Tragkörperseite integriert werden. Somit lässt sich die Anzahl von Komponenten reduzieren und die Konstruktion kann noch kompakter werden.

[0043] Ein zwölfter Gesichtspunkt der Erfindung liegt in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung gemäß einem der ersten, zweiten oder siebten Gesichtspunkte, wobei der Drehaktor und der Reibungseingriffsabschnitt mit ihren Rotationsachsen miteinander ausgerichtet sind.

[0044] Damit ist der Gesamtgewichtsausgleich ausgezeichnet, und Fahrzeugkörpervibrationen und dgl. lassen sich verhindern.

[0045] Ein dreizehnter Gesichtspunkt der Erfindung liegt in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung nach dem zwölften Gesichtspunkt, wobei zwischen dem Reibeingriffsabschnitt und dem Kompressionsgliedersatz ein Pressglied vorgesehen ist, das den Druck vom Kompressionsgliedersatz aufnimmt, um den Reibeingriff zu bewirken.

[0046] Damit lässt sich ein Anwachsen der Größe in diametraler Richtung verhindern. Das Pressglied kann den Druck vom Kompressionsgliedersatz aufnehmen und genau und weich auf den Reibeingriffsabschnitt übertragen, um den Reibeingriff zu bewirken. Damit lässt sich der Reibeingriff leicht und akkurat kontrollieren.

[0047] Ein vierzehnter Gesichtspunkt der Erfindung liegt in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung mit drehbar gelagerten Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern zur Durchführung der Eingangs-Ausgangs-Übertragung; einer zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern vorgesehenen Reibungskupplung zur Drehmomentübertragung zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern entsprechend einer Eingriffskraft; einem Kompressionszahnradatz, welcher ein Paar von Zahnrädern aufweist, die zu einer Relativdrehung in der Lage sind, und der infolge der Relativdrehung zwischen den Zahnrädern einen Druck erzeugt, mit Hilfe dessen die Reibungskupplung in Reibeingriff tritt; und mit einem Drehaktor, der eine gegenüber der Richtung längs der Rotationsachse des Kompressionszahnradatzes schräg angeordnete Antriebsachse und ein Paar

Antriebszahnäder aufweist, die auf der Drehantriebsachse festsitzen und einzeln mit dem Paar von Zahnrädern in Eingriff stehen; wobei die Eingriffsradien oder Geschwindigkeitsverringerungsverhältnisse der Eingriffe zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und den einzelnen Antriebszahnädern unterschiedlich voneinander sind.

[0048] Demnach wird die Drehantriebswelle gedreht durch Antreiben des Drehaktors, und das Zahnradpaar rotiert zusammen damit über das Paar Antriebszahnäder. Da die Eingriffsradien oder die Geschwindigkeitsverringerungsverhältnisse verschieden voneinander sind, drehen sich die Zahnräder des Paares zu dieser Zeit zusammen miteinander und führen die Relativdrehung aus. Diese Relativdrehung zwischen den Zahnrädern des Paares führt dazu, dass der Kompressionszahnradatz Druck erzeugt. Der Druck führt zum Eingriff des Reibeingriffs-gliedes und lässt damit die Drehmomentübertragung zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern stattfinden entsprechend der Eingriffskraft des Reibeingriffsgliedes.

[0049] Da die Drehantriebswelle des Drehaktors schräg zur Richtung der Rotationsachse des Kompressionszahnradatzes steht, können Anordnung und Schrägwinkel des Drehaktors willkürlich festgesetzt werden, so dass man größere Freiheit beim Entwurf hat.

[0050] Wegen dieser größeren Konstruktionsfreiheit können die Teile der Antriebszahnäder sehr dicht bei dem Kompressionszahnradatz bezüglich des Drehaktors angeordnet werden. Daher kann der Kompressionszahnradatz miniaturisiert werden, so dass die Gesamtkonstruktion noch kompakter ausgebildet und das Gewicht noch weiter reduziert werden kann.

[0051] Weil weiterhin die Eingriffsradien oder die Geschwindigkeitsherabsetzungsverhältnisse unterschiedlich voneinander eingestellt sind, kann der Drehantrieb des Drehaktors das Zahnradpaar die Relativdrehung wesentlich herabgesetzt ausführen lassen. Deshalb können der Drehaktor und der Kompressionsgetriebeatz kompakt ausgeführt werden, und man kann eine Gewichtsverringerung erreichen.

[0052] Gemäß einem fünfzehnten Gesichtspunkt der Erfindung wird eine Drehmomentübertragungskupplung nach dem vierzehnten Gesichtspunkt geschaffen, bei welcher der Kompressionszahnradatz einen zwischen den Zahnrädern angeordneten Nockenmechanismus aufweist, welcher durch Ingangsetzen der Relativdrehung den Druck entstehen lässt.

[0053] Daher kann der Druck für den Eingriff der

Reibungskupplung durch die Relativdrehung zwischen dem Zahnradpaar sicher erzeugt werden.

[0054] Gemäß einem sechzehnten Gesichtspunkt der Erfindung wird eine Drehmomentübertragungskupplung nach dem vierzehnten Gesichtspunkt geschaffen, bei dem eines der Zahnräder von hinten (a rear thereof) in einer Tragkörperseite in Richtung längs der Rotationsachse gelagert ist; und das andere der Zahnräder der Seite des Reibeingriffsgliedes gegenüberliegt; und der Eingriff erfolgt durch Bewegen des anderen Zahnrades entsprechend dem Druck auf das Reibeingriffsglied zu und Halten des einen Zahnrades des Paares in der Tragkörperseite.

[0055] Dementsprechend wird der Druck des Kompressionszahnradatzes von dem einen Zahnrad zur Tragkörperseite übertragen, und die resultierende Reaktionskraft wird auf das andere Zahnrad übertragen, so dass die Reibungskupplung sicher eingreifen kann.

[0056] Ein siebzehnter Gesichtspunkt der Erfindung besteht in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung nach dem vierzehnten Gesichtspunkt, wobei mindestens ein Zahnrad des Zahnradpaares und das Paar Antriebszahnräder aus Kronenrändern gebildet ist; und wobei die Eingriffsradien des Paares Zahnräder und der Antriebszahnräder unterschiedlich voneinander sind.

[0057] Demgemäß kann die Drehantriebswelle des Drehaktors einfach schräg zur Richtung längs der Rotationsachse des Kompressionszahnradatzes angeordnet werden.

[0058] Ein achtzehnter Gesichtspunkt der Erfindung besteht in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung nach dem vierzehnten Gesichtspunkt, bei welchem das Zahnradpaar und das Paar Antriebszahnräder durch gekreuzte Zahnräder und Kegelräder gebildet werden; und die Geschwindigkeitsherabsetzungsverhältnisse des Zahnradpaares und des Paares Antriebszahnräder sind unterschiedlich voneinander.

[0059] Damit kann die Drehantriebswelle des Drehaktors problemlos schräg zur Längsrichtung der Rotationsachse des Kompressionszahnradatzes angeordnet werden.

[0060] Ein neunzehnter Gesichtspunkt der Erfindung besteht in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung nach dem vierzehnten Gesichtspunkt, bei welcher eines der Eingangs-Ausgangs-Drehglieder ein Kupplungsgehäuse ist und das andere eine Kupplungsnahe, die innerhalb des Umfangs des Kupplungsgehäuses angeordnet ist; zwischen Kupplungsgehäuse und Kupplungsnahe eine Reibungskupplung vorgesehen ist; ein der Reibungs-

kupplung in Richtung längs der Rotationsachse gegenüberliegendes Kompressionsglied in einem Endteil zwischen Kupplungsgehäuse und Kupplungsnahe vorgesehen ist, und das Kompressionsglied durch den Druck des Kompressionszahnradatzes zusammengedrückt wird.

[0061] Damit kann die Reibungskupplung sicher in Eingriff gelangen. Der Eingriff der Reibungskupplung erlaubt eine sichere Übertragung zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungsnahe.

[0062] Ein zwanzigster Gesichtspunkt der Erfindung liegt in der Schaffung einer Drehmomentübertragungskupplung nach einem der ersten, zweiten, siebten oder vierzehnten Gesichtspunkte, wobei die Drehmomentübertragungskupplung an der Ausgangsseite einer Wandlereinrichtung, der Eingangsseite eines rückwärtigen Differentials, einer Kardanwelle zwischen der Wandlereinrichtung und dem hinterem Differential, einer Vorderradantriebswelle; und einer Hinterradantriebswelle eines vierradangetriebenen Fahrzeugs vorgesehen sein kann.

[0063] Demgemäß kann die Drehmomentübertragung über irgendeine der Drehmomentübertragungskupplungen genau erfolgen.

KURZBESCHREIBUNG DER ZEICHNUNGEN

[0064] Fig. 1 zeigt eine schematische Draufsicht eines vierradangetriebenen Fahrzeugs (4WD-Fahrzeug), welche die Anordnung der Drehmomentübertragungskupplung gemäß einer ersten Ausführungsform der Erfindung veranschaulicht;

[0065] Fig. 2 zeigt einen Vertikalschnitt durch die erste Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0066] Fig. 3 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine zweite Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0067] Fig. 4 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine dritte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0068] Fig. 5 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine vierte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0069] Fig. 6 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine gegenüber der vierten Ausführungsform abgewandelte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0070] Fig. 7 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine fünfte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0071] Fig. 8 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine sechste Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0072] Fig. 9 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine siebte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0073] Fig. 10 zeigt eine schematische Draufsicht auf ein 4WD-Fahrzeug zur Veranschaulichung der Anordnung einer Drehmomentübertragungskupplung gemäß einer achten Ausführungsform der Erfindung;

[0074] Fig. 11 zeigt eine schematische Draufsicht auf ein 4WD-Fahrzeug zur Veranschaulichung der Anordnung einer Drehmomentübertragungskupplung gemäß einer neunten Ausführungsform der Erfindung;

[0075] Fig. 12 zeigt einen vertikalen Schnitt durch die neunte Ausführungsform der Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0076] Fig. 13 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine zehnte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0077] Fig. 14 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine elfte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0078] Fig. 15 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine zwölfte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen;

[0079] Fig. 16 zeigt einen Schnitt durch die Versatz-Detektoreinrichtung gemäß einer dreizehnten Ausführungsform mit peripheren Teilen;

[0080] Fig. 17 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung gemäß einer vierzehnten Ausführungsform mit peripheren Teilen; und

[0081] Fig. 18 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine fünfzehnte Ausführungsform einer Drehmomentübertragungskupplung mit peripheren Teilen.

DETAILLIERTE BESCHREIBUNG DER AUSFÜHRUNGSFORMEN

[0082] Fig. 1 zeigt eine schematische Draufsicht auf ein vierradgetriebenes Fahrzeug (4WD-Fahrzeug) zur Veranschaulichung der Anordnung der Drehmomentübertragungskupplung nach einer ersten Ausführungsform der Erfindung.

[0083] Eine Drehmomentübertragungskupplung 1 hat ein Kupplungsgehäuse 71. Das Kupplungsge-

häuse 71 ist an einer rückwärtigen Ausgangsseite einer Übertragungseinrichtung 3 an einem Übertragungsgehäuse befestigt. Das Übertragungsgehäuse 5 ist an der Seite eines Fahrzeugkörpers montiert und dient damit als eine Tragkörperseite. Drehbar im Übertragungsgehäuse 5 ist eine Übertragungswelle 7 gelagert. Die Übertragungswelle 7 hat ein Kegelrad 9 und ein Stirnrad 11. Das Kegelrad 9 greift in ein Ritzel 10 ein, welches einstückig an einer Ausgangswelle 61 der Übertragungsvorrichtung 3 sitzt. Das Stirnrad 11 greift in ein Stirnrad 17 ein, welches mit einem Differentialgehäuse 15 eines Frontdifferentials 13 verbunden ist und sich zusammen mit diesem dreht.

[0084] Das Frontdifferential 13 hat ein Glockenrad 23, dem ein Eingangsdrehmoment vom Motor 19 über ein Getriebe 21 zugeführt wird. Mit dem Frontdifferential 13 sind über rechte und linke Antriebswellen 25 bzw. 27 rechte bzw. linke Vorderräder 29 und 31 mitdrehend gekuppelt.

[0085] Die Drehmomentübertragungskupplung 1 hat eine Ausgangswelle 69, die mit einer Kardanwelle 35 über ein homokinetisches Universalgelenk 33 verbunden ist. Die Kardanwelle 35 ist über ein homokinetisches Universalgelenk 37 mit einer Antriebsritzelwelle 39 verbunden. Die Antriebsritzelwelle 39 hat ein Antriebsritzelzahnrad 41. Das Antriebsritzelzahnrad 41 greift in ein Glockenrad 45 eines rückwärtigen Differentials 43 ein. Das rückwärtige Differential 43 ist drehbar in einem Differentialgehäuse 47 gelagert und ist mit dem linken und rechten Hinterrad 53 bzw. 55 über eine linke bzw. rechte Antriebswelle 49 bzw. 51 zur gemeinsamen Drehung mit diesen gekuppelt.

[0086] Die Konstruktion ist derart, dass bei Zuführung des Drehmomentes zum Glockenrad 23 des Frontdifferentials 13 vom Motor 19 über das Getriebe 21 dieses Drehmoment über die betreffenden Beschleunigungswellen 25 und 27 zum linken und rechten Vorderrad 29 und 31 übertragen wird. Andererseits wird das Drehmoment über das Differentialgehäuse 15, die Stirnräder 17 und 11, die Übertragungswelle 7, das Kegelrad 9, das Ritzel 10 und die Ausgangswelle 61 zur Drehmomentübertragungskupplung 1 übertragen.

[0087] Das Drehmoment wird von der Drehmomentübertragungskupplung 1 zum Glockenrad 45 des rückwärtigen Differentials 43 über die Ausgangswelle 49, das homokinetische Universalgelenk 33, die Kardanwelle 35, das homokinetische Universalgelenk 37, die Antriebsritzelwelle 39 und das Antriebsritzelzahnrad 41 übertragen. Außerdem wird das Drehmoment vom rückwärtigen Differential 43 über die jeweiligen Antriebswellen 49 und 51 zum rechten und linken Hinterrad 53 und 55 übertragen.

[0088] Wenn also die Drehmomentübertragungskupplung 1 gerade ein Drehmoment überträgt, dann

drehen sich die Vorderräder **29** und **31** sowie die Hinterräder **53** und **55**, so dass das Fahrzeug mit Vierradantrieb (4WD) fährt. Befindet sich die Drehmomentübertragungskupplung **1** nicht in einem Drehmomentübertragungszustand, dann kann das Fahrzeug als zweiradgetriebenes Fahrzeug (2WD) mit angetriebenen Vorderrädern **29** und **31** fahren.

[0089] Die Konstruktion der Drehmomentkupplung ist mit weiteren Einzelheiten in **Fig. 2** gezeigt. **Fig. 2** ist ein Vertikalschnitt durch die Drehmomentkupplung **1** nebst Randteilen.

[0090] Die Drehmomentübertragungskupplung **1** hat ein Kupplungsgehäuse **57** und eine Kupplungsnabe **59**. Gemäß der Erfindung dient das Kupplungsgehäuse **57** als Eingangsrehglied und steht über eine Keilverbindung in Eingriff mit der Ausgangswelle **61** der Übertragungsvorrichtung **3**. Auf der Ausgangswelle **61** sitzt ein Sprengling **62**. Auf der Ausgangswelle **61** ist ein Einheitslager **63** mit einer Mutter **65** fixiert. Das Kupplungsgehäuse **57** ist zwischen dem Sprengling **62** und der Mutter **65** axial auf der Ausgangswelle **61** positioniert. Das Einheitslager **63** ist an einem Tragteil **67** des Übertragungsgehäuses **5** montiert, beispielsweise durch Bolzenbefestigung lösbar angebracht.

[0091] Bei der hier beschriebenen Ausführungsform dient die Kupplungsnabe **59** als Ausgangsdrehteil und ist einstückig mit der Ausgangswelle **69** ausgebildet. Die Ausgangswelle **69** ist drehbar im Gehäuse **71** gelagert, das mit einem Lager **72** zusammen mit dem Übertragungsgehäuse **5** als Tragkörperseite dient. Das Gehäuse **71** ist mit beispielsweise Schrauben und Muttern am Übertragungsgehäuse **5** befestigt.

[0092] Am äußeren Endteil der Ausgangswelle **69** sitzt mittels einer Keilverbindung ein Kupplungsflansch **73**. Der Kupplungsflansch **73** ist mit einer Mutter **75** an der Ausgangswelle befestigt, um nicht abzufallen. Zwischen dem Kupplungsflansch **73** und dem Gehäuse **71** ist eine Dichtung **77** vorgesehen. Der Kupplungsflansch **73** ist mit dem homokinetischen Universalgelenk **33** verbunden.

[0093] Eine als Reibeingriffsabschnitt dienende Mehrscheibenreibungskupplung **79** ist zwischen dem Kupplungsgehäuse **57** und der Kupplungsnabe **59** angeordnet. Die Mehrscheibenreibungskupplung **79** hat äußere und innere Platten. Die äußeren Platten greifen in das Kupplungsgehäuse **57** ein, die inneren Platten in die Kupplungsnabe **59**. Ein Reibeingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79** erlaubt eine Drehmomentübertragung zwischen dem Kupplungsgehäuse **57** und der Kupplungsnabe **59**.

[0094] Ein Pressglied **81** sitzt gegenüber einem Endteil zwischen dem Kupplungsgehäuse **57** und der

Kupplungsnabe **59**. Ein Druckaufnahmeabschnitt **83** ist einstückig am inneren Umfang des Pressgliedes **81** vorgesehen. Am Innenumfang des Druckaufnahmeabschnitts **53** ist umfänglich ein Lagervorsprungsabschnitt **85** vorgesehen.

[0095] Neben dem Pressglied **81** ist ein Kompressionszahnradatz **87** vorgesehen, der als Kompressionsgliedersatz dient. Der Kompressionszahnradatz **87** hat ein Paar Zahnräder **89** und **91**, die als Paar von einer Relativdrehung durchführenden Gliedern dienen, ein Planetenrad **93**, welches mit den Zahnrädern **89** und **91** kämmt, und einen Planetenträger **95**, welcher das Planetenrad **93** trägt.

[0096] Bei der Erfindung wird eines der Teile, die das Paar Zahnräder **89** und **91**, das Planetenrad **93** und den Planetenträger **95** umfassen, durch das Gehäuse **71** gelagert, während ein anderes Teil drehangetrieben wird und das dritte relativ rotiert. Damit wird eine durch den Drehantrieb erzeugte Eingangsbewegung in eine Druckkraft in Richtung längs der Rotationsachse umgewandelt, so dass die Mehrscheibenreibungskupplung **79** in Reibeingriff kommt.

[0097] Bei der hier beschriebenen Erfindung ist das Zahnrad **89**, welches ein Zahnrad des Zahnradpaares ist, drehfest im Gehäuse **71** gehalten. Das heißt, das Zahnrad **89** ist ringförmig ausgebildet, wobei seine äußere Umfangsfläche drehfest mit einer inneren Umfangsfläche des Gehäuses **71** verkeilt ist. Bei dieser Konstruktion fällt eine rückseitige Oberfläche des Zahnrades **89** mit dem Gehäuse **71** in Richtung längs der Rotationsachse zusammen. Daher wird das Zahnrad **89** längs der Rotationsachse in der Tragkörperseite gehalten.

[0098] Das Zahnrad **91** ist gegenüber dem Zahnrad **89** drehbar gelagert. Ein Kompressionsabschnitt **97** ist einstückig mit dem Zahnrad **91** radial umlaufend vorgesehen. Der Kompressionsabschnitt **97** ist drehbar um die umlaufene äußere Oberfläche des Tragvorsprungsabschnitts **85** gelagert. Zwischen dem Kompressionsabschnitt **97** und dem Druckaufnahmeabschnitt **83** sitzt ein Nadellager **99**.

[0099] Zwischen dem Paar Zahnräder **89** und **91** befindet sich ein Nockenmechanismus **103** mit einer Kugel **101**. Die Kugel **101** ist gegenüber Nockenflächen, welche individuell in den Zahnrädern **89** und **91** ausgebildet sind, angeordnet. An den inneren Umfangsflächen der jeweiligen Zahnräder **89** und **91** befinden sich Zahnteile **90** bzw. **92**. Der Zahnteil **90** hat eine etwas andere Anzahl von Zähnen als der Zahnteil **92**.

[0100] Das Planetenrad **93** hat radial einen umlaufenden konkaven Teil **105**. Das Planetenrad **93** hat vordere und hintere Zahnteile **107** und **109** längs der Rotationsachse durch den sandwichartig dazwi-

schenliegenden konkaven Teil **105**. Der Zahnteil **107** auf der einen Seite kämmt mit dem Zahnteil **90** des Zahnrades **89**, und der Zahnteil **109** auf der anderen Seite kämmt mit dem Zahnteil **92** des Zahnrades **91** auf der anderen Seite. Der konkave Teil **105** ist so angeordnet, dass er die Kugel **101** nicht berührt.

[0101] Die Übersetzungsverhältnisse zwischen dem Zahnrad **89** und dem Planetenrad **93** sowie zwischen dem Zahnrad **91** und dem Planetenrad **93** sind etwas unterschiedlich voneinander bemessen entsprechend der unterschiedlichen Zähnezahlen des Zahnabschnittes **90** und des Zahnabschnittes **92**.

[0102] Das Planetenrad **93** ist im Planetenträger **95** gelagert und ist drehbar. Der Planetenträger **95** hat Trägerplatten **111** und **113**. Die Trägerplatte **111** und **113** sind mit einem Trägerstift **115** versehen. Das Planetenrad **93** ist durch den Trägerstift **115** drehbar gelagert ist.

[0103] Die Trägerplatten **111** und **113** sind an der Außenumfangsseite eines Rings **117** befestigt, beispielsweise durch Verschweißen. Der Ring **117** steht in Keileingriff mit einem Endteil einer hohlen drehbaren Antriebswelle **119**. Die Antriebswelle **119** ist eine Ausgangswelle eines Elektromotors **121**, der als Drehakuator dient. Die drehbare Antriebswelle **119** ist mit abgedichteten Lagern **123** und **125** im Gehäuse **71** drehbar gelagert. Auf diese Weise sind der Elektromotor **121** und die Mehrscheibenreibungskupplung **79** axial miteinander ausgerichtet. Der Elektromotor **121** ist innen in das Gehäuse **71** eingebaut und wird damit stabil gehalten.

[0104] Bei dieser Konstruktion bildet der Elektromotor **121** einen hermetischen Raum mit dem Gehäuse **71**, die drehbare Antriebswelle **119** dient als Ausgangswelle, und die abgedichteten Lager **123** und **125** befinden sich dazwischen. Das Gehäuse **71** hat einen (nicht dargestellten) Entlüfter.

[0105] Wenn die Mehrscheibenreibungskupplung **79** sich nicht in Eingriff befindet, dann drehen sich das Kupplungsgehäuse **57** und die Kupplungsnahe **59** gegeneinander. Dabei wird selbst wenn ein von Seiten des Motors **19** zum Ritzel **10** übertragenes Drehmoment über die Ausgangswelle **61** als Eingangsgröße auf das Kupplungsgehäuse **57** übertragen wird, kein Drehmoment auf die Seite der Kupplungsnahe **59** übertragen. Daher befindet sich die Drehmomentübertragungskupplung **1** im Zustand der Nichtübertragung von Drehmoment, so dass das Fahrzeug im Zweiradantrieb (2WD) mit angetriebenen Vorderrädern **29** und **31** fahren kann, wie oben beschrieben.

[0106] Wenn der Elektromotor **121** einen Drehantrieb liefert, wird Drehmoment des Elektromotors **121** über die Drehantriebswelle **119** auf den Ring **117**

übertragen, wodurch der integrale Planetenträger **95** integral gedreht wird. Beim Drehen des Planetenträgers **95** beginnt das Planetenrad **93** sich über den Trägerstift **115** um die in der Mitte befindliche Rotationsachse der Drehantriebswelle **119** zu drehen. Mit dem Drehen des Planetenrades **95** dreht sich das Planetenrad **93** in Eingriff mit den Zahnradern **89** und **91** und rotiert auf seiner Achse.

[0107] Bei dieser Konstruktion ist das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Zahnrad **89** und dem Planetenrad **93** etwas anders als das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Zahnrad **91** und dem Planetenrad **93**, und das Zahnrad **89** ist drehfest bezüglich des Gehäuses **71** gelagert. Somit dreht sich also das Zahnrad **91** mit niedriger Geschwindigkeit gegenüber dem Zahnrad **89**. Bei dieser Relativdrehung wird eine von der Drehantriebswelle **119** auf das Zahnrad **91** übertragene Drehbewegung stark verlangsamt. Diese Relativdrehung bewirkt, dass die Nockenoberflächen der Zahnräder **89** und **91** über die Kugel **101** laufen und der Nockenmechanismus **103** dann einen Druck erzeugt.

[0108] Während der Druck wirkt, wird das Zahnrad **89** auf der einen Seite von der Wand des Gehäuses **71** gehalten, wobei eine Kraft als Reaktionskraft des Druckes auf das Zahnrad **91** ausgeübt wird. Die Ausübung der Kraft bewegt das Zahnrad **91**, wobei der mit dem Zahnrad **91** integrale Kompressionsabschnitt **87** den Druckaufnahmeabschnitt **83** über das Nadellager **99** in Richtung längs der Drehachse drückt.

[0109] Infolge dieser Kompression erhält das Pressglied **81** einen Druck als eine Kompressionskraft und bewegt sich in derselben Richtung, um einen Eingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79** zwischen Pressglied **81** und Kupplungsgehäuse **57** zu bewirken. Die Mehrscheibenreibungskupplung **79** übt eine Reibeingriffskraft entsprechend der Kompressionskraft des Pressgliedes **81** aus, so dass zwischen dem Kupplungsgehäuse **57** und der Kupplungsnahe **59** eine Drehmomentübertragung stattfindet.

[0110] Bei der obigen Betriebsweise wird das von der Ausgangswelle **61** der Übertragungsvorrichtung **3** übertragene Drehmoment vom Kupplungsgehäuse **57** über die Mehrscheibenreibungskupplung **79** auf die Kupplungsnahe **59** übertragen. Demgemäß wird das Drehmoment von der Kupplungsnahe **59** zur Ausgangswelle **69** übertragen und dann von der Ausgangswelle **69** zu den Hinterrädern **53** und **54**, wie oben erläutert. Dies ermöglicht ein Fahren im 4WD-Zustand mit angetriebenen Vorderrädern **29** und **31** sowie Hinterrädern **53** und **55**.

[0111] Eine von der Drehantriebswelle **119** zum Zahnrad **91** übertragene Drehung wird durch die Relativdrehung des Zahnrades **91** gegenüber dem

Zahnrad **89** mit dem Planetenrad **93** stark verlangsamt, so dass die Mehrscheibenreibungskupplung **79** so ausgebildet werden kann, dass sie den Eingriff sicher durchführt, und der Elektromotor **121** kann miniaturisiert und kompakt gebaut werden.

[0112] Da der Elektromotor **121** miniaturisiert werden und die Konstruktion kompakt gebaut werden kann, lässt sich eine Gewichtsverringerung der Drehmomentübertragungskupplung **1** erreichen. Wegen der Gesamtminiaturisierung kann sie sehr einfach in einem engen Raum, wie etwa demjenigen der Übertragungsvorrichtung untergebracht werden.

[0113] Durch Einstellung der Antriebskraft des Elektromotors **121** kann die Kompressionskraft der Mehrscheibenreibungskupplung **79** eingestellt werden, und die Drehmomentübertragung zu den Hinterrädern **53** und **55** kann genau eingestellt werden. In diesem Fall wird die von der Drehantriebswelle **119** auf das Zahnrad **91** übertragene Drehbewegung durch die Relativdrehung des Zahnrades **91** gegenüber dem Zahnrad **89** mit dem Planetenrad **93** stark verlangsamt. Das Zahnrad **91** dreht sich also gegenüber dem Zahnrad **89** mit sehr niedriger Geschwindigkeit verglichen mit dem Drehantrieb des Elektromotors **121** und erlaubt damit eine genaue und einfache Justierung des Reibeingriffs der Mehrscheibenreibungskupplung. Daher kann die Drehmomenteinstellung nach Wunsch und leicht entsprechend den Autofahrbedingungen erfolgen, wie Anfahren, Kurvenfahren, Straßenfahren und Geländefahren.

[0114] Wie oben beschrieben, kann gemäß der Erfindung der durch den Kompressionszahnradatz **87** erzeugte Druck sicher von der Wand im Gehäuse **71** aufgenommen werden, ohne dass spezielle Glieder benötigt würden, und die Reaktionskraft auf den Druck lässt sich sicher übertragen und auf das Zahnrad **91** ausüben. Genauer gesagt, weil keine Spezialglieder zur Aufnahme des Druckes benötigt werden, kann der Eingriff für den Reibeingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79** ausreichend gemacht werden. Außerdem kann diese Konstruktion einen Gewichtsanstieg verhindern und lässt sich im engen Raum ohne nennenswerte Schwierigkeiten unterbringen.

[0115] Weil bei dieser Anordnung das Pressglied **81** zwischen der Mehrscheibenreibungskupplung **79** und dem Kompressionszahnradatz **87** liegt, kann verhindert werden, dass die Drehmomentübertragungskupplung **1** in diametraler Richtung ihres Umfanges in Größe zunimmt.

[0116] Außerdem sind das Pressglied **81**, die Mehrscheibenreibungskupplung **79** und der Kompressionszahnradatz **87** geradlinig miteinander ausgerichtet, das heißt, dass das Pressglied **81** Druck von dem Kompressionszahnradatz **87** aufnehmen und genau

und weich als Kompressionskraft an die Mehrscheibenreibungskupplung **79** weiterleiten kann, um den Reibeingriff zu veranlassen. Damit lässt sich der Reibeingriff leicht und genau kontrollieren.

[0117] Fig. 3 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1A** mit Randteilen gemäß einer zweiten Ausführungsform. Die Grundkonstruktion ist ähnlich wie bei der ersten Ausführungsform, und die Beschreibung erfolgt unter Verwendung der gleichen Nummern für Konstruktionsteile entsprechend der ersten Ausführungsform.

[0118] Bei der Drehmomentübertragungskupplung **1A** gemäß dieser Ausführungsform ist ein Zahnrad **89A** eines Kompressionszahnradatzes **87A** integral mit einem Ring **117A** ausgebildet. Zwischen dem Zahnrad **89A** und dem Gehäuse **71A** befindet sich ein Nadellager **127**. Bei dieser Konstruktion ist das Zahnrad **89A**, welches eines der Zahnräder des Paares **89A**, **91A** ist, im Gehäuse **71A** in Richtung längs der Rotationsachse gelagert.

[0119] Das Zahnrad **89A** und das Zahnrad **91A** sind entlang der Rotationsachse angeordnet. Ein Nockenmechanismus **103A** mit einer Kugel **101** befindet sich zwischen dem Paar Zahnrädern **89A** und **91A**. Zahnteile **90A** und **92A** der betreffenden Zahnräder **89A** und **91A** sind so ausgebildet, dass sie sich in der Zahl der Zähne leicht unterscheiden und in den Zahnteil **129** des Planetenrades **89A** eingreifen.

[0120] Ein Planetenträger **95A** wird aus einem Trägerstift **115A** und dem Gehäuse **71A** gebildet. Der Trägerstift **115A** ist mit dem Gehäuse **71A** verschraubt. Damit sitzt der Planetenträger **85A** drehfest in der Tragkörperseitsseite. Das Planetenrad **93A** ist drehbar zwischen dem Trägerstift **115A** und dem Gehäuse **71A** gelagert. Eine Mehrzahl von Planetenrädern **93A**, die jeweils vom Trägerstift **115A** gehalten werden, ist in Umfangsrichtung der Zahnräder **89A** und **91A** in vorbestimmten Abständen vorgesehen.

[0121] Bei Drehantrieb durch den Elektromotor **121** wird das Zahnrad **89A** auf der einen Seite mit der Antriebsdrehachse **119** integral in Drehung versetzt. Wird das Zahnrad **89A** in Drehung versetzt, dann beginnt das mit ihm kämmende Planetenrad **93A** sich zu drehen, und das mit dem Planetenrad **93A** kämmende Zahnrad **91A** dreht sich zusammen mit ihm. Das heißt, dass die Zahnräder **89A** und **91A** zusammen rotieren.

[0122] Das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Planetenrad **93A** und dem Zahnrad **89A** ist etwas unterschiedlich gegenüber dem Übersetzungsverhältnis zwischen dem Planetenrad **93A** und dem Zahnrad **91A** gewählt, wie oben beschrieben. Bei seiner Drehung mit dem Zahnrad **89A** dreht sich also das Zahnrad **91A** mit einer niedrigen Geschwindigkeit ge-

genüber dem Zahnrad **89A**. Diese Relativedrehung lässt den Nockenmechanismus **103A** ähnlich wie oben beschrieben reagieren und Druck erzeugen.

[0123] Das Zahnrad **89A**, auf dessen eine Seite der Druck ausgeübt wird, wird im Gehäuse **71A** vom Nadelager **127** abgefangen. Daher wird als Reaktionskraft auf diesen Druck eine Kraft auf das Zahnrad **91A** ausgeübt, so dass sich dieses auf den Druckaufnahmeabschnitt **83** zu bewegt. Diese Bewegung erlaubt einen Reibeingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **89** mit dem Pressglied **81**, wie oben beschrieben.

[0124] Somit sind bei dieser Ausführungsform dieselben Wirkungen im Betrieb wie bei der ersten Ausführungsform zu beobachten.

[0125] Weiterhin kann der Planetenträger **95A** aus den Trägerstiften **115A** und dem Gehäuse **71** einfach aufgebaut werden, und die Gesamtkonstruktion lässt sich kompakt bauen. Weiterhin kann eine Gewichtsreduzierung der Drehmomentübertragungskupplung **1A** erreicht werden.

[0126] Fig. 4 ist ein Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1B** mit Randteilen gemäß einer dritten Ausführungsform. Die vorliegende Ausführungsform hat eine Grundkonstruktion ähnlich wie die zweite Ausführungsform, und die Beschreibung erfolgt unter Verwendung derselben Zahlen für Konstruktionsteile entsprechend der zweiten Ausführungsform.

[0127] Bei der Drehmomentübertragungskupplung **1B** wird die gleiche Zähnezahl für den Zahnteil **90B** und den Zahnteil **92B** eines entsprechenden Zahnrades **89B** und Zahnrades **91B** des Kompressionszahnradatzes **87B** gewählt. Die Zahnteile **107B** und **109B** des Planetenrades **93B** sind beispielsweise jeweils als Kronenrad ausgebildet. Der Außenumfangsdurchmesser des Zahnteils **109B** ist größer gewählt als der Außenumfangsdurchmesser des Zahnteils **107B**.

[0128] Ein Trägerstift **115A** eines Planetenträgers **95B** ist mit Schrauben mit einer Neigung zum Gehäuse **71B** befestigt. In diesem Zustand kämmen die Zahnteile **107B** und **109B** des Planetengetriebes **93B** mit dem Zahnteil **90B** bzw. dem Zahnteil **92B**.

[0129] Bei der vorliegenden Ausführungsform sind somit die Eingriffsradialen zwischen dem Paar Zahnrad **89A** und **91B** und dem Planetenrad **93B** verschieden voneinander.

[0130] Die Wirkungen sind bei dieser Ausführungsform im wesentlichen dieselben wie bei der zweiten Ausführungsform. Im einzelnen gilt, wenn das Zahnrad **89B** drehangetrieben wird, beginnt das Planeten-

rad **93B** sich zu drehen, und das Zahnrad **91B** dreht sich zusammen mit dem Zahnrad **89B** und führt gleichzeitig eine Drehung relativ zum Zahnrad **89B** mit niedriger Geschwindigkeit entsprechend dem Unterschied der Eingriffsradialen aus. Daher erfolgt der Reibeingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79** in ähnlicher Weise wie oben beschrieben. Demzufolge können auch bei dieser Ausführungsform im wesentlichen die gleichen Betriebseffekte wie bei der zweiten Ausführungsform beobachtet werden.

[0131] Fig. 5 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1C** mit Randteilen gemäß einer vierten Ausführungsform. Bei dieser Ausführungsform ist die Grundkonstruktion ähnlich wie bei der ersten Ausführungsform, und bei der Beschreibung werden die gleichen Bezugsziffern für Konstruktionsteile entsprechend denjenigen der ersten Ausführungsform benutzt.

[0132] Bei der Drehmomentübertragungskupplung **1C** gemäß dieser Ausführungsform ist ein Zahnrad **89C** eines Kompressionszahnradatzes **87C** einstückig an einem Endteil einer Drehantriebswelle **119C** vorgesehen. Bei dieser Konstruktion versetzt also ein Elektromotor **121** ein Zahnrad **89C** eines Paares von Zahnradern **89C** und **91C** in Drehung.

[0133] Das andere Zahnrad **91C** des Zahnradpaares sitzt integral im Gehäuse **71C** und wird von der Tragkörperseite drehfest gehalten.

[0134] Ein Planetenträger **95C** hat Trägerplatten **111C** und **113C**. An den Trägerplatten **111C** und **113C** ist ein Trägerstift **115C** befestigt. Auf dem Trägerstift **115C** ist ein Planetenrad **93C** drehbar gelagert.

[0135] Ein Nockenmechanismus **103C** mit einer Kugel **101** befindet sich zwischen dem Gehäuse **71C** und der Trägerplatte **113C**. Die Kugel **101** ist gegenüber einer Nockenfläche angeordnet, die an einer Innenwand des Gehäuses **71C** ausgebildet ist, und einer in der Seitenwand der Trägerplatte **113C** ausgebildeten Nockenfläche.

[0136] Wie oben beschrieben, ist das Zahnrad **91C** integral im Gehäuse **71C** ausgebildet, und die Trägerplatte **113C** befindet sich zwischen dem Gehäuse **71C** und der Trägerplatte **113C**. Die Konstruktion ist so ausgeführt, dass der Nockenmechanismus **103C** sich zwischen dem anderen Zahnrad **91C** des Zahnradpaares und einem Planetenträger **75C** befindet.

[0137] Die Teilung der jeweiligen Zahnteile **90C** und **92C** des Paares Zahnrad **89C** und **91C** ist unterschiedlich voneinander gewählt, spezieller ist die Teilung des Zahnteils **92C** größer. Wenn der Zahnteil **129C** des Planetenrades **93C** in Eingriff mit den Zahnteilen **90C** und **92C** steht, dann sind die Ein-

griffsradien zwischen dem Paar Zahnräder **89C** und **91C** und dem Planetenrad **93C** verschieden voneinander.

[0138] Beim Drehantrieb durch den Elektromotor **121** wird das Zahnrad **89C** integral in Drehung versetzt. Bei Drehantrieb des Zahnrades **89C** beginnt sich das Planetenrad **93C** im Eingriff mit dem Paar Zahnrädern **89C** und **91C** zu drehen. Weil die Eingriffsradien zwischen dem Zahnradpaar **89C** und **91C** und dem Planetenrad **93C** unterschiedlich voneinander sind, dreht sich das Planetenrad **93C** zu dieser Zeit mit niedriger Geschwindigkeit mit der Rotationsachse der in der Mitte befindlichen Drehantriebswelle **119C**. Bei der Drehung dreht sich der Planetenträger **95C** gegenüber dem Gehäuse **71C** auf dem Zahnrad **91C** über den Trägerstift **115C** mit niedriger Geschwindigkeit. Somit wird der Drehantrieb des Elektromotors **121** stark herabgesetzt. Diese Relativedrehung treibt den Nockenmechanismus **103** an, der dadurch Druck erzeugt. Der Druck wird dann im Gehäuse **71C** aufgenommen, wobei eine als Reaktionskraft auf den Druck auftretende Kraft auf die Trägerplatte **113C** einwirkt und über den Trägerstift **115C** auf die Trägerplatte **111C** übertragen wird, der Planetenträger **95C** wird dabei insgesamt gegen das Pressglied **81** bewegt. Die Bewegung des Pressgliedes **81** erlaubt den Eingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79**.

[0139] Damit kann diese Ausführungsform im wesentlichen dieselbe Betriebsweise wie die erste Ausführungsform zeigen.

[0140] Weiterhin ist das Zahnrad **89C** integral mit dem Elektromotor **121** ausgeführt, und das Zahnrad **91C** ist integral mit dem Gehäuse **71C**, so dass die Anzahl der Komponenten reduziert werden kann und die Konstruktion somit noch kompakter ausgeführt werden kann.

[0141] Fig. 6 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1D** mit Randteilen gemäß einer Abwandlung der vierten Ausführungsform.

[0142] Bei der Drehmomentübertragungskupplung **1D** ist die Grundkonstruktion der vierten Ausführungsform so eingerichtet, dass in dem Übertragungsgehäuse **5** eine in das Gehäuse **71C** vorragende Buchse **131** vorgesehen ist und zwischen dieser Buchse **131** und einem Vorsprungsteil **133** im Kupplungsgehäuse **57** eine Dichtung **135** vorgesehen ist.

[0143] Bei dieser Ausführungsform kann die Dichtung **135** zwischen dem Übertragungsgehäuse **5** und dem Gehäuse **71C** abdichten, und man kann in der Übertragungsvorrichtung **3** und der Drehmomentübertragungskupplung **1D** individuell geeignete Schmieröltypen verwenden.

[0144] Die Eingangs-Ausgangs-Beziehung kann nach Belieben eingestellt werden, und die Konstruktion kann so ausgeführt werden, dass das Kupplungsgehäuse **57** als Ausgangsglied und die Kupplungsnabe **59** als Eingangsglied benutzt wird.

[0145] Fig. 7 zeigt einen Schnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1E** mit Randteilen gemäß einer fünften Ausführungsform. Wie bei der ersten Ausführungsform ist die Grundkonstruktion die gleiche, wie sie in der Schemaansicht nach Fig. 1 gezeigt ist, und die Beschreibung erfolgt unter Verwendung der gleichen Bezugsziffern für Konstruktionsteile entsprechend denjenigen in der fünften Ausführungsform. Bei dieser Ausführungsform wird eine Drehmomentübertragungskupplung **1E** anstelle der Drehmomentübertragungskupplung **1** der ersten Ausführungsform verwendet, und eine Ausgangswelle **267** ersetzt die Ausgangswelle **61** der ersten Ausführungsform, eine Ausgangswelle **261** ersetzt die Ausgangswelle **69** der ersten Ausführungsform, und ein Kupplungsgehäuse **265** ersetzt das Gehäuse **71** der ersten Ausführungsform.

[0146] Ein Kupplungsgehäuse **257** dient als Ausgangsglied und ist integral mit der Ausgangswelle **261** ausgebildet. Die Ausgangswelle **261** ist drehbar im Kupplungsgehäuse **265** mit Hilfe eines Lagers **263** oder dgl. gelagert. Das Kupplungsgehäuse **265** ist abnehmbar am Übertragungsgehäuse **5** angebracht unter Verwendung beispielsweise von Schrauben und Muttern.

[0147] Bei dieser Ausführungsform dient eine Kupplungsnabe **259** als Eingangsglied und ist an der Innenumfangsseite des Kupplungsgehäuses **257** angeordnet. Die Kupplungsnabe **259** ist mit der Ausgangswelle **267** verkeilt, die ein Ritzel **10** hat. Eine Seite der Kupplungsnabe **259** stößt gegen eine Mutter **269**, und die andere Seite wird mit Hilfe eines Klemmrings **271** positioniert.

[0148] Mit der Mutter **269** ist ein Einheitslager **273** auf der Ausgangswelle **267** befestigt und bildet eine Vorlast. Das Einheitslager **273** ist an einem Vorsprungsteil **272** des Übertragungsgehäuses **5** montiert. Ein Endteil **275** der Ausgangswelle **267** sitzt drehbar gelagert mittels eines Metallagers **278** in einer Haltebohrung **277**, die in einem Endteil der Ausgangswelle **261** ausgebildet ist, über welche das Drehmoment an die Hinterradseite abgegeben wird.

[0149] Demgemäß wird die Kupplungsnabe **259** vom Übertragungsgehäuse **5** (Tragkörperseitesseite) über die Ausgangswelle **267** und das Einheitslager **273** drehbar gelagert. Gleichzeitig ist die Kupplungsnabe **259** über den Endteil **275**, die Lagerbohrung **277**, die Ausgangswelle **261** und das Lager **263** am Gehäuse **265** gelagert.

[0150] Eine Mehrscheibenreibungskupplung **79**, die als Reibungskupplung dient, ist zwischen dem Kupplungsgehäuse **257** und der Kupplungsnahe **259** angeordnet.

[0151] Ein Pressglied **281** ist an einem Ende zwischen dem Kupplungsgehäuse **257** und der Kupplungsnahe **259** angeordnet. Das Pressglied **281** ist ringförmig und sitzt an einem Ende der Mehrscheibenreibungskupplung **79** als Gegenstück in Längsrichtung der Rotationsachse. Das Pressglied **281** ist mit dem Kupplungsgehäuse **257** und der Kupplungsnahe **259** verkeilt. Bei dieser Konstruktion ist das Pressglied **281** auf Seiten der Mehrscheibenreibungskupplung **79** vorgesehen und drückt gegen diese, um einen Reibeingriff durch Bewegung zur Mehrscheibenreibungskupplung **79** zu bewirken.

[0152] Zwischen dem Pressglied **281** und dem Übertragungsgehäuse **5** ist ein Kompressionszahnrad **283** vorgesehen, der ein Paar gegeneinander verdrehbare Zahnräder hat und zur Erzeugung eines Druckes durch Relativdrehung zwischen den Zahnrädern benutzt wird, um die Mehrscheibenreibungskupplung **79** in Eingriff zu bringen.

[0153] Der Kompressionszahnrad **283** sitzt an einer Außenumfangsfläche eines Tragzylinderteils **287**, der an einer Außenfläche **285** des Übertragungsgehäuses **5** angeordnet ist und radial an einer Außenumfangsseite außerhalb des Vorsprungsteils **272** rotieren kann. Mit dem Tragzylinderteil **287** und der Außenfläche **285** wird ein Tragteil zum Tragen des Kompressionszahnrad **283** gebildet. Speziell wird der Kompressionszahnrad **283** in Eingriff mit einem Außenumfang des Tragzylinderteils **287** getragen und befindet sich gegenüber der Außenoberfläche **285** und dem Pressglied **281**.

[0154] Der Kompressionszahnrad **283** hat ein Basiszahnrad **289** und ein bewegliches Zahnrad **291**, welche als das oben beschriebene Zahnradpaar dienen. Das Basiszahnrad **289** und das bewegliche Zahnrad **291** sind drehbar an der Außenumfangsfläche des Tragzylinderteils **287** gelagert.

[0155] Das Basiszahnrad **289** ist so konstruiert, dass seine Rückfläche von der Außenfläche **285** des Übertragungsgehäuses **5** in Richtung längs der Rotationsachse über ein Nadellager **2105** gelagert ist. Das bewegliche Zahnrad **291** liegt über ein Nadellager **2107** dem Pressglied **281** gegenüber.

[0156] Das Basiszahnrad **289** hat eine Basiszahnradplatte **293** und eine an deren Außenumfang vorgesehene Verzahnung **295**. Das bewegliche Zahnrad **291** hat eine bewegliche Zahnradplatte **297** und eine auf deren Außenumfang bewegliche Verzahnung **299**.

[0157] Das Basiszahnrad **289** und das bewegliche Zahnrad **291** sind einzeln so ausgebildet, dass ihre Außenumfangsdurchmesser unterschiedlich voneinander sind. Bei der hier beschriebenen Ausführungsform hat das bewegliche Zahnrad **291** einen größeren Außenumfangsdurchmesser als das Basiszahnrad **289**. Jedoch kann die Beziehung zwischen den Durchmessern vom Basiszahnrad **289** und beweglichem Zahnrad **291** vergleichsweise auch umgekehrt sein.

[0158] Zwischen dem Basiszahnrad **289** und dem beweglichen Zahnrad **291** ist ein Nockenmechanismus **2101** vorgesehen. Der Nockenmechanismus **2101** weist eine Kugel **2103** auf. Die Kugel **2103** ist zwischen Nockenflächen angeordnet, die auf der Basiszahnradplatte **293** und der Platte **297** des beweglichen Zahnrads gebildet werden. Bei dieser Konstruktion verdrehen sich das Basiszahnrad **289** und das bewegliche Zahnrad **291** gegeneinander, und die Nockenflächen laufen über die Kugel **2103**, wobei zwischen Basiszahnrad **289** und beweglichem Zahnrad **291** ein Druck erzeugt wird.

[0159] Das Übertragungsgehäuse **5** ist mit einem Aktuatortragteil **2109** versehen. An dem Aktuatortragteil **2109** ist ein als Drehaktuator dienender Elektromotor **2111** befestigt. Eine Drehantriebswelle **2113** des Elektromotors **2111** ist schräg gegenüber der Längsrotationsachse des Kompressionszahnrad **283** angeordnet.

[0160] Ein Vorderende **2115** der Drehantriebswelle **2113** ist drehbar in einer im Übertragungsgehäuse **5** ausgebildeten Lagerbohrung **2117** gelagert. Auf der Drehantriebswelle **2113** ist ein Paar Antriebszahnrad in Form eines Antriebszahnrad **2119** für das Basiszahnrad und eines Antriebszahnrad **2121** für das bewegliche Zahnrad befestigt. Diese beiden Antriebszahnrad **2119** und **2121** für das Basiszahnrad bzw. das bewegliche Zahnrad sind individuell als Spurzahnrad mit gleichen Durchmessern und Daten ausgeführt.

[0161] Das Antriebszahnrad **2119** für das Basiszahnrad und das Antriebszahnrad **2121** für das bewegliche Zahnrad greifen schräg in die Verzahnungen **295** bzw. **299** ein, welche diese Eingriffe erlauben.

[0162] Die einzelnen Eingriffe zwischen dem Paar Zahnrädern und ihren Antriebszahnrädern sowie die Eingriffsradien unterscheiden sich voneinander. Genauer gesagt ist der Eingriffsradius zwischen dem Basiszahnrad **289** und seinem Antriebszahnrad **2119** kleiner als der Eingriffsradius zwischen dem beweglichen Zahnrad **291** und dessen Antriebszahnrad **2121**, welcher relativ größer ist.

[0163] Befindet sich die Mehrscheibenreibungs-

kupplung **79** nicht in Eingriff, dann kann eine Relativdrehung zwischen dem Kupplungsgehäuse **257** und der Kupplungsnahe **259** stattfinden. Selbst wenn, wie oben beschrieben, in diesem Falle ein von Seiten des Motors **19** zum Ritzel **10** übertragenes Drehmoment über die Ausgangswelle **267** auf die Kupplungsnahe **259** gelangt, wird das Drehmoment nicht auf das Kupplungsgehäuse **257** übertragen. Die Drehmomentübertragungskupplung **1E** befindet sich also in dem Zustand der Nichtübertragung, so dass das Fahrzeug im 2WD-Zustand mit angetriebenen Vorderrädern **29** und **31** fahren kann, wie oben beschrieben.

[0164] Bei einem Drehantrieb seitens des Elektromotors **2111** drehen sich das Antriebszahnrad **2119** für das Basiszahnrad und das Antriebszahnrad **2121** für das bewegliche Zahnrad zusammen mit der Drehantriebswelle **2113**. Diese Drehung bewirkt ein Drehen des mit seinem Antriebszahnrad **2119** verzahnten Basiszahnrades **289** und des mit seinem Antriebszahnrad **2121** kämmenden beweglichen Zahnrades **291**.

[0165] Wegen der unterschiedlichen Eingriffsradien auf Seiten des Zahnrades **289** und des beweglichen Zahnrades **291**, die sich in gleicher Richtung drehen, tritt hierbei eine kleine Relativdrehung auf, welche dazu führt, dass die Nockenoberflächen des Basiszahnrades **289** und des beweglichen Zahnrades **291** über die Kugel **2103** gleiten. Weil in diesem Fall das Basiszahnrad **289** über das Nadellager **2105** gegen die Außenfläche **285** des Übertragungsgehäuses **5** drückt, übt der vom Nockenmechanismus **2101** erzeugte Druck eine Reaktionskraft auf das bewegliche Zahnrad **291** aus, wodurch dieses gegen das Pressglied **281** gedrückt wird.

[0166] Bei der Bewegung des beweglichen Zahnrades **291** erhält das Pressglied **281** den Druck als eine Kompressionskraft über das Nagellager **2107** und bewirkt einen Eingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79** in dem Raum zwischen Pressglied **281** und Kupplungsgehäuse **257**. Die Mehrscheibenreibungskupplung **79** übt eine Reibungseingriffskraft entsprechend der Druckkraft des Pressgliedes **281** aus und bewirkt damit eine Drehmomentübertragung von der Kupplungsnahe **259** auf das Kupplungsgehäuse **257**. Das heißt, dass die Drehmomentübertragungskupplung **1E** in den Drehmomentübertragungszustand gelangt.

[0167] Damit wird das von der Ausgangswelle **267** der Übertragungsvorrichtung **3** übertragene Drehmoment von der Kupplungsnahe **259** über die Mehrscheibenreibungskupplung **79** auf das Kupplungsgehäuse **257** übertragen, und das Drehmoment wird von der Ausgangswelle **261** auf die beidseitigen Hinterräder **53** und **55** abgegeben, wie oben beschrieben. Dies ermöglicht ein Fahren im 4WD-Zustand mit

angetriebenen Vorderrädern **29** und **31** sowie Hinterrädern **53** und **55**.

[0168] Die Drehmomentübertragung zu den Hinterrädern **53** und **55** kann leicht über eine Justierung der Drehtriebskraft des Elektromotors **2111**, wie oben beschrieben, eingestellt werden. Damit kann die Drehmomentübertragung willkürlich entsprechend den Fahrbedingungen des Fahrzeugs eingestellt werden, wie Anfahren, Kurvenfahren, Straßenfahren und Geländefahren.

[0169] Weil das Basiszahnrad **289** und das bewegliche Zahnrad **291** eine allmähliche langsame Relativdrehung gegeneinander ausführen, während sie sich in gleicher Richtung drehen, kann auch der durch den Nockenmechanismus **2101** übertragene Druck in kleinen Schritten variiert werden. Die Eingriffskraft der Mehrscheibenreibungskupplung **79** kann im Zusammenwirken mit dem Pressglied **281** leicht und genau eingestellt werden.

[0170] Wie bereits gesagt wurde, verläuft die Drehtriebsachse **2113** des Elektromotors **2111** schräg in Bezug auf die Richtung der Rotationsachse des Kompressionszahnradatzes **283**. Daher kann die Position und der Schrägwinkel des Elektromotors **2111** willkürlich gewählt werden, und dies bedeutet mehr Freiheit bei dem Entwurf.

[0171] Infolge dieser größeren Konstruktionsfreiheit können die Teile des Antriebszahnades **2119** für das Basiszahnrad und des Antriebszahnades **2121** für das bewegliche Zahnrad sehr nahe beim Kompressionszahnradatz **283** angeordnet werden. Dieser Kompressionszahnradatz **283** kann für sich hinsichtlich seines Außenumfangsdurchmessers miniaturisiert werden, so dass die Gesamtkonstruktion noch kompakter ausgeführt werden kann und damit eine Gewichtsverminderung der Drehmomentübertragungskupplung **1E** erreicht werden kann.

[0172] Weiterhin sind die Eingriffsradien zwischen Basiszahnrad **289** und seinem Antriebszahnrad **2119** sowie zwischen dem beweglichen Zahnrad **291** und seinem Antriebszahnrad **2121** verschieden voneinander. Demgemäß kann der Drehantrieb des Elektromotors **2111** stark verlangsamt werden, um die Relativdrehung zwischen dem Paar Basiszahnrad **283** und beweglichem Zahnrad **291** zu bewirken. Somit kann der Elektromotor **2111** und der Kompressionszahnradatz **283** kompakt ausgebildet werden, und es kann eine Gewichtsreduzierung erreicht werden.

[0173] Der Kompressionszahnradatz **283** enthält den Nockenmechanismus **2101**, und damit kann der Druck infolge der Relativdrehung zwischen Basiszahnrad **289** und beweglichem Zahnrad **291** einen sicheren Eingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79** garantieren.

[0174] Der Druck des Kompressionszahnradatzes **283** wird vom Basiszahnrad **289** auf die Außenfläche **285** des Übertragungsgehäuses **5** übertragen, und die dabei auftretende Reaktionskraft wird dann auf das bewegliche Zahnrad **291** übertragen. Auf diese Weise kann die Mehrscheibenreibungskupplung **79** sicher eingreifen.

[0175] Weil das Basiszahnrad **289** und das bewegliche Zahnrad **291** einzeln als Kronenräder ausgebildet sind, kann die Drehantriebswelle **2113** des Elektromotors **2111** ohne weiteres schräg gegenüber der Längsrotationsachse des Kompressionszahnradatzes **283** angeordnet werden.

[0176] Weil außerdem bei dieser Ausführungsform die Drehmomentübertragungskupplung **1E** an der Außenseite der Übertragungsvorrichtung **3** montiert ist, stehen der Montageplanung keine besonderen Schwierigkeiten entgegen.

[0177] Fig. 8 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1F** mit Randteilen gemäß einer sechsten Ausführungsform. Die Grundkonstruktion ist die gleiche wie bei der fünften Ausführungsform und die Beschreibung erfolgt unter Verwendung derselben Bezugszahlen für Konstruktionsteile entsprechend denjenigen der fünften Ausführungsform.

[0178] Bei der erfindungsgemäßen Drehmomentübertragungskupplung **1F** sind ein Basiszahnrad **289A** und ein bewegliches Zahnrad **291A** mit ihren zugehörigen Antriebszahnradern **2119A** bzw. **2121A** als gekreuzte Zahnräder konstruiert. Das heißt, dass beispielsweise Spiralverzahnungen **2123** und **2125** an den Außenumfängen der Basiszahnradplatte **293** bzw. der Platte **297** des beweglichen Zahnrades vorgesehen sind.

[0179] Das Antriebszahnrad **2119A** für das Basiszahnrad und das Antriebszahnrad **2121A** für das bewegliche Zahnrad sitzen auf der Drehantriebswelle **2113** des Elektromotors **2111** und sind beide beispielsweise mit Spiralverzahnung ausgeführt.

[0180] Die die Drehzahl herabsetzenden Übersetzungsverhältnisse zwischen Basiszahnrad **289A** und seinem Antriebszahnrad **2119A** sowie zwischen beweglichem Zahnrad **291A** und seinem Antriebszahnrad **2121A** sind leicht unterschiedlich voneinander gewählt.

[0181] Bei einem Drehantrieb seitens des Elektromotors **2111**, wenn dessen Drehantriebswelle **2113** das Antriebszahnrad **2119A** für das Basiszahnrad und das Antriebszahnrad **2121A** für das bewegliche Zahnrad dreht, dann drehen sich das Basiszahnrad **289A** und das bewegliche Zahnrad **291A** zusammen. Hierbei tritt eine langsame Relativedrehung zwischen

Basiszahnrad **289A** und beweglichem Zahnrad **291A**, und der Nockenmechanismus **2101** erzeugt einen Druck, so dass die Mehrscheibenreibungskupplung **79** in Eingriff tritt, wie es im oben beschriebenen Fall war.

[0182] Daher treten auch bei dieser Ausführungsform im wesentlichen dieselben Effekte im Betrieb auf, wie sie bei der fünften Ausführungsform auftreten können. Weil gekreuzte Zahnräder benutzt werden, kann außerdem auch bei dieser Ausführungsform die Drehung des Elektromotors **2111** sicher über das Basiszahnrad **289A** und das bewegliche Zahnrad **291A** übertragen werden, und man kann eine noch genauere Einstellung erreichen.

[0183] Fig. 9 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1G** mit Randteilen entsprechend einer siebten Ausführungsform. Die Grundkonstruktion ist die gleiche wie die fünfte Ausführungsform, und die Beschreibung erfolgt unter Verwendung der gleichen Bezugszahlen für Konstruktionsteile, welche denjenigen bei der fünften Ausführungsform entsprechen.

[0184] Bei der Drehmomentübertragungskupplung **1G** sind ein Basiszahnrad **289B** und ein bewegliches Zahnrad **291B** sowie zugehörige Antriebsräder **2119B** bzw. **2121B** als Kegelhäder ausgebildet, das heißt, dass an den Außenumfängen der Basiszahnradplatte **293** und der Platte **297** des beweglichen Zahnrades eines Kompressionszahnradatzes **283B** Kegelverzahnungen **2127** bzw. **2129** vorgesehen sind.

[0185] Das Antriebszahnrad **2119B** für das Basiszahnrad und das Antriebszahnrad **2121B** für das bewegliche Zahnrad sind individuell als Kegelhäder ausgebildet und auf der Drehantriebsachse **2113** befestigt.

[0186] Die drehzahlvermindernden Übersetzungsverhältnisse zwischen Basiszahnrad **289B** und seinem Antriebszahnrad **2119B** sowie zwischen dem beweglichen Zahnrad **291B** und seinem Antriebszahnrad **2121B** sind leicht unterschiedlich voneinander gewählt.

[0187] Bei einem Drehantrieb durch den Elektromotor **2111**, wenn das Antriebszahnrad **2119B** für das Basiszahnrad und das Antriebszahnrad **2121B** für das bewegliche Zahnrad durch die Drehantriebswelle **2113** gedreht werden, dann drehen sich das Basiszahnrad **289B** und das bewegliche Zahnrad **291B** gemeinsam. Mit der gemeinsamen Drehung drehen sich das Basiszahnrad **289B** und das bewegliche Zahnrad **291B**, wobei eine langsame Relativedrehung zwischen ihnen auftritt. Der Nockenmechanismus **2101** erzeugt Druck, so dass die Mehrscheibenreibungskupplung **79** eingreifen kann, wie dies oben be-

schrieben ist.

[0188] Damit treten auch bei dieser Ausführungsform im wesentlichen dieselben Wirkungen im Betrieb auf, wie sie sich auch bei der fünften Ausführungsform zeigen. Weil außerdem das Basiszahnrad **289B** und das bewegliche Zahnrad **291B** sowie ihre zugehörigen Antriebszahnäder **2119B** bzw. **2121B** als Kegelräder ausgebildet sind, kann die Drehantriebskraft des Elektromotors **2111** sicher auf das Basiszahnrad **289B** und das bewegliche Zahnrad **291B** übertragen werden.

[0189] Bei den fünften bis siebten Ausführungsformen sind die Außenumfangsdurchmesser des Basiszahnades **289**, **289A**, **289B** und des beweglichen Zahnades **291**, **291A**, **291B** unterschiedlich voneinander gewählt. Jedoch kann die Konstruktion auch derart sein, dass das Basiszahnrad **289**, **289A**, **289B** und das bewegliche Zahnrad **291**, **291A**, **291B** als Spurräder mit demselben Durchmesser ausgebildet sind und das Antriebszahnrad **2119**, **2119A**, **2119B** für, das Basiszahnrad als Kronenzahnrad mit relativ kleinem Durchmesser ausgebildet ist und das Antriebszahnrad **2121**, **2121A**, **2121B** für das bewegliche Zahnrad als Kronenzahnrad mit relativ großem Durchmesser ausgebildet ist. Alternativ kann die Konstruktion auch so gewählt werden, dass sowohl das Basiszahnrad **289**, **289A**, **289B** als auch das bewegliche Zahnrad **291**, **291A**, **291B** und das Antriebszahnrad **2119**, **2119A**, **2119B** für das Basiszahnrad und der Elektromotor **121** mit Kronenverzahnung ausgeführt sind, so dass die Eingriffsradien voneinander unterschiedlich sind.

[0190] Bezüglich der Anordnung ist jede der oben beschriebenen Drehmomentübertragungskupplungen **1A**, **1B**, **1C**, **1D**, **1E**, **1F** und **1G** nicht auf eine Montage an der Ausgangsseite der Übertragungsvorrichtung **3** beschränkt. Die Anordnung jeder der Drehmomentübertragungskupplungen kann geeignet gewählt werden, wie im Falle jeder der in **Fig. 1** gezeigten Drehmomentübertragungskupplungen **1H**, **1I**, **1J**, **1K**, **1L**, **1M**, **1X** und **1Y**.

[0191] Die Drehmomentübertragungskupplung **1H** ist in der Kardanwelle **35** angeordnet und kann Drehmoment auf die Hinterräder **53** und **55** übertragen, ähnlich wie es oben beschrieben wurde. Ist die Drehmomentübertragungskupplung **1H** in einem Zustand gebracht, in welchem sie kein Drehmoment überträgt, dann wird die Drehung nicht von den Hinterrädern **53** und **55** auf beispielsweise das homokinetische Universalgelenk **33** oder die Ausgangswelle **61** oder **267** übertragen, die sich stromaufwärts von der Drehmomentübertragungskupplung **1H** befinden, so dass ein Energieverlust vermieden werden kann.

[0192] Die Drehmomentübertragungskupplungen **1I** und **1J** sitzen in den Antriebswellen **49** und **51**. Die

Drehmomentübertragungskupplung **1I** oder **1J** kann auch nur in einer Antriebswelle vorgesehen sein. Im Fall, wo die Drehmomentübertragungskupplung **1I** oder **1J** somit in der Antriebswelle **49** und **51** angeordnet ist, wird bei nicht-drehmomentübertragender Kupplung **1I** oder **1J** die Drehung nicht vom Hinterrad **53** oder **55** auf das hintere Differential **43** übertragen, so dass der Verlust im 2WD-Zustand noch weiter verringert werden kann.

[0193] Die Drehmomentübertragungskupplungen **1K** und **1L** sind in den Antriebswellen **25** und **27** jeweils für die Vorderräder **29** und **31** angeordnet. Die Funktionen der Drehmomentübertragungskupplungen **1K** und **1L** sind im wesentlichen die gleichen wie bei den Drehmomentübertragungskupplungen **1I** und **1J**.

[0194] Die Drehmomentübertragungskupplung **1M** ist in der Antriebsritzelwelle **39** angeordnet und sitzt im Differentialträger **47** des hinteren Differentials **43**.

[0195] Die Drehmomentübertragungskupplung **1X** ist in einer Trennkupplung vorgesehen zwischen dem Ausgang des als Antriebsmotor dienenden Motors **19** und dem Getriebe **21**.

[0196] Die Drehmomentübertragungskupplung **1Y** ist als Differential mit Schlupfbegrenzung im hinteren Differential **43** vorgesehen.

[0197] **Fig. 10** zeigt eine schematische Draufsicht auf ein 4WD-Fahrzeug und veranschaulicht die Anordnung einer Drehmomentübertragungskupplung gemäß einer achten Ausführungsform. Die Beschreibung benutzt die gleichen Bezugszahlen für Konstruktionselemente, die denjenigen der **Fig. 1** entsprechen.

[0198] Bei dieser Anordnung ist in der Übertragungsvorrichtung **3A** eine Drehmomentübertragungskupplung **1N** vorgesehen, und hierbei ist die Ausgangswelle **61** oder die Ausgangswelle **267**, die in den **Fig. 2** bis **9** gezeigt ist, so angeordnet, dass sie das vom Getriebe **21** in **Fig. 10** übertragene Drehmoment liefert. Die Welle **61** oder **267** ist mit der Kardanwelle **35** über ein homokinetisches Universalgelenk **33** gekuppelt.

[0199] Integral in der Ausgangswelle **61** oder **267** ist ein Zahnrad **141** vorgesehen. Eine Kette **147** läuft um ein auf einer Übertragungswelle **143** sitzendes Zahnrad **145** und das Zahnrad **141**. Die Übertragungswelle **143** ist über eine Kardanwelle **149** mit einer Übertragungswelle **151** verbunden. Ein auf der Übertragungswelle **151** sitzendes Ritzel **153** kämmt mit einem Tellerrad **23** eines vorderen Differentials **13**.

[0200] Einerseits erfolgt unter Eingriffssteuerung der Mehrscheibenreibungskupplung **79** eine Dreh-

momentübertragung zur Kardanwelle **35** über die Mehrscheibenreibungskupplung **79**. Andererseits kann ein Eingangsdrehmoment in einem Online-Zustand vom Getriebe **21** über das Zahnrad **141**, die Kette **147**, das Zahnrad **145**, die rückwärtige Übertragungswelle **143**, die Kardanwelle **149**, die Übertragungswelle **151**, das Ritzel **153** und das Tellerrad **23** auf das vordere Differential **13** übertragen werden.

[0201] Bei Durchführung einer Eingriffssteuerung der Mehrscheibenreibungskupplung **79** der Drehmomentübertragungskupplung **1N** entsprechend dem Fahrzustand lässt sich eine Drehmomentverteilung auf die Hinterräder **53** und **55** steuern je nach Fahrzustand des Fahrzeugs, und die Drehmomentübertragung kann in einem Online-Zustand zu den Vorderrädern **29** und **31** erfolgen. Damit kann ein 2WD-Betrieb und ein akkurater 4WD-Betrieb durchgeführt werden.

[0202] Eine Drehmomentübertragungskupplung kann, vorgesehen durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1P**, mit der Übertragungswelle **143** gebildet werden. In diesem Fall ist das Zahnrad **145** in einem Kupplungsgehäuse **57** oder **257** vorgesehen, wie es die **Fig. 2** bis **9** zeigen, und die Ausgangswelle **61** oder **267** wird als Übertragungswelle **143** benutzt. Die Ausgangswelle **69** oder **261** ist so gegenüber dem Übertragungsgehäuse **5** gelagert, dass sie drehbar ist.

[0203] Durch Steuerung des Eingriffs der Mehrscheibenreibungskupplung **79** der Drehmomentübertragungskupplung **1P** entsprechend dem Fahrzustand eines Fahrzeugs kann die Drehmomentverteilung zu den Vorderrädern **29** und **31** je nach Fahrzustand gesteuert werden und in einem Online-Zustand zu den Hinterrädern **53** und **55** erfolgen. Damit lässt sich ein 2WD-Betrieb und ein echter 4WD-Betrieb realisieren.

[0204] **Fig. 11** zeigt eine schematische Draufsicht auf ein 4WD-Fahrzeug unter Veranschaulichung der Anordnung der Drehmomentübertragungskupplung gemäß einer neunten Ausführungsform. **Fig. 12** zeigt einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1Q** mit peripheren Teilen gemäß der neunten Ausführungsform. Die Grundkonstruktion dieser Ausführungsform ist ähnlich wie bei der zweiten Ausführungsform, und die Beschreibung erfolgt unter Verwendung gleicher Bezugszahlen für Konstruktionsteile, welche denjenigen der **Fig. 3** entsprechen.

[0205] Die Drehmomentübertragungskupplung **1Q** gemäß dieser Ausführungsform ist an einem rückwärtigen Differential **43Q** montiert. Die Drehmomentübertragungskupplung **1Q** ist in einem Gehäuse **71Q** untergebracht, das als Tragkörperseite dient. Das Gehäuse **71Q** ist mit Schraubbolzen **154** an einem

Differentialträger **47Q** befestigt, der zusammen mit dem Gehäuse **71Q** in der Tragkörperseite vorgesehen ist. Ein Antriebsritzel **41** einer Antriebsritzelwelle **39** dient als Drehwelle der Drehmomentübertragungskupplung und kämmt mit einem Tellerrad **45** des rückwärtigen Differentials **43Q**. Eine Ausgangswelle **69** der Drehmomentübertragungskupplung **1Q** ist mit einem Kupplungsflansch **73** mit einem homokinetischen Universalgelenk **37** verbunden. Ein Elektromotor **121** sitzt im Gehäuse **71Q** auf der in Fahrtrichtung vorderen Seite der Drehmomentübertragungskupplung **1Q**, so dass eine Verbesserung der Kühlwirkung erhalten wird.

[0206] Die Mehrscheibenreibungskupplung **79** nach dieser Ausführungsform sitzt außerhalb des Umfangs von Lagern **155** und **157**, in welchen die Antriebsritzelwelle **39** gelagert ist.

[0207] Näher erläutert ist eine Vertikalwand **159** einer als Eingangsdrehglied dienenden Kupplungsnahe **59Q** zur Ausgangswelle **69** hin geschlossen und sitzt damit an einem Endteil der Kupplungsnahe **59Q**. Ein innerer Zylinderteil **161** ist integral an einer inneren Umfangsseite eines Kupplungsgehäuses **57Q** vorgesehen und dient als Ausgangsdrehglied. Eine vertikale Wand **163** ist am inneren Endteil des inneren Zylinderteils **161** angeordnet. Ein innerer Umfangsteil **165** der Vertikalwand **163** ist mit einem Endteil der Antriebsritzelwelle **39** verkeilt. Ein Lagerteil **67Q** ist am Differentialträger **47Q** vorgesehen und ragt von diesem weg zu einer inneren Umfangsseite des inneren Zylinderteils **161** und trägt die Lager **155** und **157**. In diesen ist die Antriebsritzelwelle **39** drehbar gegenüber dem Lagerteil **67Q** gelagert. Außerdem ist ein Lager **166** zwischen der Ausgangswelle **69** und dem Innenumfangsteil **165** des Kupplungsgehäuses **57Q** vorgesehen, womit sich eine gegenseitige Lagerung ergibt.

[0208] Bei dieser Ausführungsform kann zusätzlich zu den betrieblichen Wirkungen der zweiten Ausführungsform die Lagerbreite für die Antriebsritzelwelle **39** vergrößert werden, um die Antriebsritzelwelle **39** im Lagerteil **67Q** sicher abzustützen. Außerdem kann, weil der Lagerteil **67Q** sich in der inneren Umfangsseite des inneren Zylinderteils **161** befindet, der Innenraum effektiv ausgenutzt werden, und damit kann die Gesamtkonstruktion kompakt ausgebildet werden.

[0209] **Fig. 13** zeigt einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1R** mit peripheren Teilen gemäß einer zehnten Ausführungsform. Die Grundkonstruktion dieser Ausführungsform ist ähnlich derjenigen der neunten gemäß **Fig. 12**, und die Beschreibung erfolgt unter Verwendung der gleichen Bezugszahlen für entsprechende Bauteile wie in **Fig. 12**.

[0210] Bei dieser Ausführungsform befindet sich ein Ölkanal **167** zwischen einem die Lager **155** und **157** haltenden Lagerteil **67R** und einem Differentialträger **47R**. Der Ölkanal **167** reicht von einer Seite zur anderen Seite des Lagerteils **67R**, um Schmieröl zum Lager **155** zu bringen. Über einem Außenumfang des Lagerteils **67R** ist ein Aufbauteil **169** vorgesehen. Der Ölkanal **167** ist in dem Aufbauteil **169** ausgebildet, um eine Durchgangsbohrung mit einer Neigung zu bilden, welche vom Inneren des Differentialträgers **47R** zu einer Endfläche **171** des Aufbauteils **169** abwärts verläuft. Die Endfläche **171** liegt an einem Seitenende eines Außenumfangs des Lagers **155**, dessen Außenumfang in diesem Teil frei liegt. Eine Außenfläche des Aufbauteils **169** ist mit einer Neigung ausgebildet, welche der Neigung des Ölkanals **167** entspricht. Entsprechend dieser Neigung wird auch ein innerer Zylinderteil **161R** eines Kupplungsgehäuses **57R** in Kegelform gebildet. In dem Differentialträger **47R** ist eine Führungswand **173** mit einem Endteil des Ölkanals **167** gebildet. Die Führungswand **173** setzt sich zu einer Seitenwand des Ölkanals fort.

[0211] Bei Dreheingriff des Ritzels **41** mit dem Tellerrad **45** wird im Differentialträger **47R** herumspritzendes Getriebeöl durch die Seitenwand **173** geführt und erreicht den Ölkanal **167**, oder es erreicht ihn unmittelbar. Das Getriebeöl im Ölkanal **167** fließt längs der Neigung des Ölkanals **167** zur Außenumfangsfläche des Lagers **155**, und das Lager **155** wird vom Getriebeöl ausreichend geschmiert.

[0212] Außer den Betriebswirkungen der neunten Ausführungsform kann selbst dann, wenn der Lagerteil **67R** lang ausgebildet wird, um die Lagerauflagerfläche zu vergrößern, das Lager **155** ausreichend mit Getriebeöl geschmiert werden.

[0213] Fig. 14 zeigt einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1S** mit peripheren Teilen gemäß einer elften Ausführungsform, deren Grundkonstruktion ähnlich wie die der zehnten Ausführungsform nach Fig. 13 ist, und die Beschreibung erfolgt unter Verwendung der gleichen Bezugsziffern für Bauteile, welche denjenigen nach Fig. 13 entsprechen.

[0214] Bei dieser Ausführungsform sind ein Lagerteil **67S** und ein Aufbauteil **169S** etwas länger gebildet als ein Lager **155**, um in Richtung längs der Rotationsachse zu verlaufen. Ein abgedichteter Gleitring **175** liegt gegenüber einem inneren Umfangsende eines Lagerteils **67S**. Zwischen dem Lagerteil **67S** und dem abgedichteten Gleitring **175** ist eine Dichtung **177** vorgesehen. Der abgedichtete Gleitring **175** sitzt unter Abdichtung zwischen einer Mutter **65** und dem inneren Laufring des Lagers **155**. Bei der so gebildeten Konstruktion ist ein Ölkanal **167S** so weit verlängert, dass er die Außenumfangsfläche des Lagers **155** oder einen Teil zwischen dem inneren und äußer-

ren Laufring des Lagers **155** erreicht.

[0215] Bei dieser Ausführungsform ist ein Elektromotor **1215** lang ausgebildet, und ein Zahnrad **89A** eines Kompressionszahnradatzes **87A** ist integral an einem Endteil einer Drehantriebswelle **1195** vorgesehen.

[0216] Bei dieser Ausführungsform fließt herumspritzendes, den Ölkanal **167S** erreichendes Getriebeöl längs einer Neigung des Ölkanals **167S** zum Außenumfang des Lagers **155**. Von dort fließt es zum Teil zwischen dem inneren und äußeren Laufring, und so wird das Lager **155** sicher geschmiert. Beim Schmieren des Lagers **155** überfließendes Öl fließt an einer inneren Umfangsseite des Lagerteils **67S** und kann in den Differentialträger **47S** zurückfließen und dabei das Lager **157** auf der anderen Seite schmieren. Die Mehrscheibenreibungskupplung **79** wird von der Dichtung **177** von der Seite des Lagers **155** geteilt, so dass Öl wie Automatikgetriebeöl, welches sich von dem Getriebeöl unterscheidet, hier benutzt werden kann. Die Benutzung des Automatikgetriebeöls ermöglicht eine genaue Schmierung von Komponenten wie der Mehrscheibenreibungskupplung **79** unabhängig von Komponenten wie das Lager **155**.

[0217] Außer den Betriebswirkungen der zehnten Ausführungsform kann demnach das Lager **155** sicherer geschmiert werden, wobei das Lager **155** und die Mehrscheibenreibungskupplung **79** individuell mit geeigneten Ölen sicherer und besser geschmiert werden können.

[0218] Da der Elektromotor **1215** lang ausgebildet ist, kann der Außenumfangsdurchmesser verringert werden.

[0219] Fig. 15 und 16 zeigen eine zwölfte Ausführungsform der Erfindung. Speziell zeigt Fig. 15 einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1T** mit peripheren Teilen und Fig. 16 eine Schnittansicht der Verschiebungsdetektoreinrichtung mit peripheren Teilen. Die Grundkonstruktion dieser Ausführungsform ist ähnlich derjenigen der zehnten Ausführungsform gemäß Fig. 13, und in der Beschreibung werden die gleichen Bezugsziffern für Konstruktionsteile benutzt, welchen denjenigen der Fig. 13 entsprechen.

[0220] Bei dieser Ausführungsform ist ein Verschiebungssensor **179** vorgesehen, welcher als Verschiebungsdetektoreinrichtung dient, die die Eingriffskraft der Mehrscheibenreibungskupplung **79** ermittelt.

[0221] Im einzelnen ist ein Planetenträger **181** zur Lagerung eines Planetenrades **93A** im Gehäuse **71T** gelagert, der in der Lage ist, eine Konstantwinkel-Relativdrehung auszuführen. Der Planetenträger **181** ist

aus einem Paar Trägerplatten **183** und **185** und einem Trägerstift **187** aufgebaut. Die Trägerplatte **185** ist in Richtung längs der Rotationsachse mit Hilfe eines Anschlags **188** an der Innenfläche des Gehäuses **71T** positioniert.

[0222] Gemäß **Fig. 16** ist zwischen dem Planetenträger **181** und dem Gehäuse **71T** eine Zylinderfeder **189** vorgesehen, welche als Druckmittel dient. Im einzelnen ist in den Trägerplatten **183**, **185** des Planetenträgers **181** ein Ausschnitt **191** vorgesehen, gegenüber diesem im Gehäuse **71T** eine Federkammer **193** ausgebildet ist. Die Zylinderfeder **189** liegt zwischen dem Ausschnitt **191** und der Federkammer **193**. Daher erzeugt die Feder **189** eine Druckkraft, welche einem Drehen des Planetenträgers **181** entgegenwirkt, der sich in derselben Richtung dreht, wenn ein Rotationsantrieb durch den Elektromotor **121** erfolgt.

[0223] Am Außenumfang mindestens einer der Trägerplatten **183** und **185** befindet sich ein konvexer Teil **195**, der in einen im Gehäuse **71T** ausgebildeten konkaven Teil **197** eingreift. Der konvexe Teil **195** kann sich in dem konkaven Teil **197** gegenüber diesem in Drehrichtung der Trägerplatten **183** und **185** bewegen und der Planetenträger **181** ist im Gehäuse **71T** so gelagert, dass er eine Relativdrehung mit konstantem Winkel ausführen kann.

[0224] Der Verschiebungssensor **179** ist in einem vorbestimmten Teil an der Außenseite des Gehäuses **71T** angeordnet und mit dem konvexen Teil **195** über ein Verbindungsglied **199** verbunden. Bei Bewegung des konvexen Teils **195** erhält der Verschiebungssensor **179** damit als Eingangsgröße die Verschiebungsgröße der Bewegung über das Verbindungsglied **199**, und die Verschiebungsgröße der Drehung der Trägerplatte **183**, **185** kann festgestellt werden.

[0225] Bei einem Drehantrieb seitens des Elektromotors **121** wird das Zahnrad **89A** auf der einen Seite über die Drehantriebswelle **119** integral drehangetrieben. Wenn das Zahnrad **89A** drehend angetrieben wird, beginnt das damit in Eingriff stehende Planetenrad **93A** sich zu drehen, und das mit dem Planetenrad **93A** in Eingriff stehende Zahnrad **91A** dreht sich mit ihm. Somit drehen sich die Zahnräder **89A** und **91A** zusammen.

[0226] Das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Planetenrad **93A** und dem Zahnrad **89A** ist etwas unterschiedlich vom Übersetzungsverhältnis zwischen dem Planetenrad **93A** und dem Zahnrad **91A** eingestellt. Bei Drehung des Zahnrades **89A** führt demgemäß das Zahnrad **91A** eine Relativdrehung mit geringer Geschwindigkeit gegenüber dem Zahnrad **89A** aus, und diese Relativdrehung lässt den Nockenmechanismus **103A** ähnlich wie oben arbeiten und Druck erzeugen, so dass die Mehrscheibenreibungs-

kupplung **79** in Eingriff gerät.

[0227] Bei Eingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79** wirkt auf das Zahnrad **91A** eine einer Drehung entgegenwirkende Kraft ein, die proportional zur Eingriffskraft ist. Diese der Drehung entgegenwirkende Kraft bewirkt die Übertragung einer zur Eingriffskraft proportionalen Drehkraft auf die Trägerplatten **183** und **185** über den Trägerstift **187** infolge einer durch die Drehung des Planetenrades **93A** bewirkten Drehung. Diese Drehkraft bewirkt dann, dass die Trägerplatten **193** und **195** eine Relativdrehung gegenüber dem Gehäuse **71T** gegen den Widerstand der Druckkraft der Feder **179** ausführen. Dies führt zu einer Relativdrehung des konvexen Teils **195** im konkaven Teil **197**, und diese Relativdrehung wird als Eingangsgröße dem Verschiebungssensor **179** über das Verbindungsglied **199** zugeführt, so dass eine zur Eingriffskraft proportionale Verschiebung festgestellt werden kann.

[0228] Diese festgestellte Verschiebung wird als Eingangsgröße auf ein Steuergerät gegeben, und über vorbestimmte Operationen ergibt sich eine Eingriffskraft der Mehrscheibenreibungskupplung **79**. Dies ermöglicht ein Verfahren wie eine genaue Durchführung einer Feineingriffseinstellung der Mehrscheibenreibungskupplung.

[0229] Damit zeigt auch diese Ausführungsform Betriebseigenschaften wie die zehnte Ausführungsform, und man kann eine akkurate Feineingriffseinstellung der Mehrscheibenreibungskupplung **79** erreichen.

[0230] **Fig. 17** zeigt eine vierzehnte Ausführungsform der Erfindung, speziell zeigt die Figur einen Vertikalschnitt durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1U** mit Randteilen. Die Grundkonstruktion dieser Ausführungsform ist ähnlich wie die der zehnten Ausführungsform gemäß **Fig. 13**, und in der Beschreibung werden dieselben Bezugsziffern für Konstruktionsteile verwendet, wie in **Fig. 13**.

[0231] Bei dieser Ausführungsform befindet sich ein Elektromotor **121U** außerhalb eines Kupplungsgehäuses **71U**.

[0232] Im Gehäuse **71U** ist ein abgesetzter Teil **203** vorgesehen. Der Elektromotor **121U** ist angeordnet, indem er in einem Außenumfangsraum untergebracht ist, der durch den abgesetzten Teil **203** gebildet ist. Durch einen vertikalen Wandteil **205** des Gehäuses **71U** ist eine Drehantriebswelle **119U** drehbar gelagert. Auf einer Drehantriebswelle **119U** sitzt im Gehäuse **71U** ein Antriebszahnrad **207**. Das Antriebszahnrad **207** kämmt mit einem Zahnrad **89A** des Kompressionszahnradatzes **87**.

[0233] Das Zahnrad **89A** hat einen integralen Ring **117U**, welcher in einem Lager **125U** drehbar gelagert

ist.

[0234] Wird der Elektromotor **121U** angetrieben, dann kann das Zahnrad **89A** des Kompressionszahnradatzes **87A** über die Drehantriebswelle **119U** und das Antriebszahnrad **207** gedreht werden. Damit lässt sich der Eingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79** ähnlich wie bei der zehnten Ausführungsform einstellen.

[0235] Somit treten auch bei dieser Ausführungsform im Betrieb im wesentlichen dieselben Wirkungen wie bei der siebzehnten Ausführungsform auf, und das Gehäuse **71U** kann noch kompakter ausgebildet werden.

[0236] Fig. 18 zeigt eine fünfzehnte Ausführungsform der Erfindung in Form eines Vertikalschnittes durch eine Drehmomentübertragungskupplung **1V** mit Randteilen. Die Grundkonstruktion dieser Ausführungsform ist ähnlich wie der neunten Ausführungsform nach Fig. 12, und die Beschreibung erfolgt anhand der gleichen Bezugswerte für Konstruktionselemente wie bei Fig. 12.

[0237] Diese Ausführungsform ist so gebaut, dass eine Mehrscheibenreibungskupplung **79V** und ein Elektromotor **121V** gegenüber der sechsten Ausführungsform vertauscht angeordnet sind. Der Elektromotor **121V** sitzt in einem Gehäuse **71W**, das mit dem Differentialträger **47V** gekuppelt ist, und befindet sich an den Außenumfangsseiten der Lager **155** und **157**.

[0238] Am Differentialträger **47V** ist ein Lagerteil **67V** vorgesehen. Das Lagerteil **67V** ragt in einer Innenumfangsseite des Gehäuses **71W** zur Seite des Gehäuses **71V** hin. Die Lager **155** und **157** sitzen in einem Lagerteil **67V**. In ihnen ist eine Antriebsritzelwelle **39** gelagert, so dass sie sich gegenüber dem Lagerteil **67V** drehen kann.

[0239] Eine Drehantriebswelle **119V** ist über Lager **209** und **211** am Außenumfang des Lagerteils **67V** gelagert. Der Innenring des Lagers **211** liegt am Differentialträger **47V** in Längsrichtung der Rotationsachse an.

[0240] Ein Zahnrad **89A** eines Kompressionszahnradatzes **87A** ist mit der Drehantriebswelle **119V** verkeilt. Der Differentialträger **47V**, das Gehäuse **71W** und das Gehäuse **71V** sind unter Verwendung (nicht dargestellter) Bolzen zu einem Teil zusammengeschraubt.

[0241] Ein Kupplungsgehäuse **57V** der Drehmomentübertragungskupplung **1V** ist als Eingangsrehglied einteilig mit einer Drehwelle **69** ausgebildet, und eine Kupplungsnahe **59V** ist als Ausgangsdrehglied mit einer Antriebsritzelwelle **39** verkeilt.

[0242] Bei Drehantrieb seitens des Elektromotors **121V** wird das Zahnrad **89A** auf der einen Seite über die Drehantriebswelle **119V** integral angetrieben. Bei Drehantrieb des Zahnrades **89A** beginnt das mit diesem in Eingriff stehende Planetenrad **83A** sich zu drehen, und zusammen mit diesem dreht sich das mit ihm kämmende Zahnrad **91A**. Das heißt, dass die Zahnräder **89A** und **91A** sich zusammen drehen.

[0243] Das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Planetenrad **93A** und dem Zahnrad **89A** ist etwas anders gewählt als das Übersetzungsverhältnis zwischen dem Planetenrad **93A** und dem Zahnrad **91A**. Bei Drehen des Zahnrades **89A** dreht sich daher das Zahnrad **91A** mit niedriger Geschwindigkeit gegenüber dem Zahnrad **89A** und diese Relativdrehung lässt den Nockenmechanismus **103A** ähnlich wie oben arbeiten und einen Druck erzeugen.

[0244] Das Zahnrad **89A** ist auf Seiten des Differentialträgers **47V** in Richtung längs der Drehachse über die Drehantriebswelle **119V** und das Lager **211** gelagert. Der Druck wird vom Differentialträger **47V** aufgenommen, und als Reaktionskraft auf den Druck bewegt sich das Zahnrad **91A** auf einen Druckaufnahmeabschnitt **83** zu. Diese Bewegung erlaubt einen Reibeingriff der Mehrscheibenreibungskupplung **79** mit dem Pressglied **81**, wie oben beschrieben. Zwischen der Ausgangswelle **69** und der Antriebsritzelwelle **39** befindet sich ein Nadellager **40** und sorgt unmittelbar für eine gegenseitige Lagerung.

[0245] Diese Ausführungsform zeigt somit dieselben Wirkungen im Betrieb wie die neunte Ausführungsform. Außerdem kann bei ihr der Lagersitz der Antriebsritzelwelle **39** vergrößert werden, um diese sicherer in einem Lagerteil **67V** zu lagern. Weil der Lagerteil **67V** sich innerhalb des Innenumfangs des Elektromotors **121V** befindet, wird der innere Raum effektiv ausgenutzt, und damit kann die Gesamtkonstruktion kompakter ausgebildet werden.

[0246] Der Reibeingriffsabschnitt kann von der Art sein, welche durch Eingriff gerade eine Reibeingriffskraft erzeugt, so dass keine Einschränkung auf die Mehrscheibenreibungskupplung **79** vorliegt, sondern beispielsweise kann dafür auch eine Kegelskupplung vorgesehen werden.

[0247] Hinsichtlich der räumlichen Anordnung ist jede der Drehmomentübertragungskupplungen **1Q**, **1R**, **1S**, **1T**, **1U** und **1V** nicht darauf beschränkt, auf Seiten des rückwärtigen Differentials **43** vorgesehen zu werden, sondern die Anordnung kann auch wie bei jeder der Drehmomentübertragungskupplungen **1**, **1A**, **1B**, **1C**, **1D**, **1E**, **1F**, **1G**, **1H**, **1I**, **1K**, **1L**, **1M**, **1X** und **1Y** geeignet gewählt werden. In diesem Fall erfolgt die Kupplung der einzelnen Achsen mit geeigneten Abwandlungen wie bei jeder der Drehmomentübertragungskupplungen **1**, **1A**, **1B**, **1C** und **1D**.

Patentansprüche

1. Drehmomentübertragungskupplung, die umfasst:

- drehbar gelagerte Eingangs-Ausgangs-Drehglieder zur Drehmomentübertragung vom Eingang zum Ausgang;
- eine zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern vorgesehene Reibeingriffsabschnitt zur Drehmomentübertragung zwischen den Eingangs-Ausgangs-Drehgliedern durch Ausübung eines Reibeingriffs;
- einen Kompressionsgliedersatz, der ein Paar gegeneinander verdrehbare Glieder enthält und durch die Relativdrehung zwischen den Gliedern einen Druck erzeugt, um durch den Reibeingriffsabschnitt zu veranlassen, in Reibeingriff zu treten; und
- einen Drehaktuator, welcher die beiden Glieder des Kompressionsgliedersatzes zur Auslösung der Relativdrehung einen Eingriffsdrehantrieb ausführen lässt.

2. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 1, bei welcher

der Kompressionsgliedersatz ein Kompressionszahnradatz ist, der ein Paar Zahnräder als das Paar Glieder, ein mit den Zahnrädern kämmendes Planetenrad und einen Planetenträger zur Lagerung des Planetenrades aufweist, und der eine durch Drehantrieb erzeugte Eingangsgröße in eine Kompressionskraft in Richtung längs der Rotationsachse umwandelt und dadurch den Reibeingriffsabschnitt zur Ausübung des Reibeingriffs bringt, wobei die Zahnradverhältnisse oder Eingriffsradien zwischen dem Paar individueller Zahnräder und dem Planetenrad unterschiedlich voneinander sind; wobei eines der Teile, die das Paar Zahnräder, das Planetenrad oder den Planetenträger umfassen, drehfest gelagert ist und irgendein anderes dieser Teile drehbar angetrieben wird und das andere von ihnen die Drehbewegung durchführt, und der Drehaktuator den Drehantrieb durchführt.

3. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 2, bei welcher

- der Drehaktuator den Drehantrieb des Planetenträgers durchführt;
- ein Zahnrad des Zahnradpaares drehfest gelagert ist;
- ein Nockenmechanismus zwischen dem Paar von Zahnrädern angeordnet ist; und
- die Zahnradverhältnisse zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad verschieden voneinander sind.

4. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 2, bei welcher

- der Drehaktuator den Drehantrieb eines Zahnrades des Paares von Zahnrädern durchführt;
- der Planetenträger drehfest gelagert ist;

- ein Nockenmechanismus zwischen dem Paar von Zahnrädern angeordnet ist; und
- die Zahnradverhältnisse oder Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad verschieden voneinander sind.

5. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 2, bei welcher

- der Drehaktuator den Drehantrieb eines Zahnrades des Paares von Zahnrädern durchführt;
- das andere Zahnrad des Paares drehfest gelagert ist;
- ein Nockenmechanismus zwischen dem anderen Zahnrad des Paares und dem Planetenträger angeordnet ist; und
- die Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad verschieden voneinander sind.

6. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 2, bei welcher

- der Planetenträger so gelagert ist, dass er eine Konstantwinkel-Relativdrehung ausführen kann;
- ein Pressglied zwischen dem Planetenträger und einer Tragkörperseite vorgesehen ist, um mit einer Druckkraft einer Drehung des Planetenträgers entgegenzuwirken, welcher sich zur Zeit des Drehantriebs durch den Drehaktuator in derselben Richtung dreht;
- die Drehantriebskupplung weiterhin eine Verschiebungsdetektoreinrichtung enthält, welche eine Verschiebungsgröße ermittelt, wenn der Planetenträger entgegen dem Widerstand des Pressgliedes eine Drehverschiebung durchführt;
- und entsprechend der festgestellten Verschiebungsgröße eine Eingriffskraft des Reibeingriffsabschnittes erhalten wird.

7. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 3, bei welcher

- der Planetenträger so gelagert ist, dass er eine Konstantwinkel-Drehbewegung durchführen kann;
- ein Pressglied zwischen Planetenträger und einer Tragkörperseite vorgesehen ist, um mit einer Druckkraft einer Drehung des Planetenträgers entgegenzuwirken, welcher sich zur Zeit des Drehantriebs seitens des Drehaktuators in derselben Richtung dreht;
- die Drehmomentübertragungskupplung ferner eine Verschiebungsdetektoreinrichtung enthält, welche eine Verschiebungsgröße feststellt, wenn der Planetenträger gegen den Widerstand des Pressgliedes eine Drehverschiebung durchführt;
- und entsprechend der festgestellten Verschiebungsgröße eine Eingriffskraft des Reibeingriffsabschnittes erhalten wird.

8. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 4, bei welcher

- der Planetenträger so gelagert ist, dass er eine Konstantwinkel-Relativdrehung durchführen kann;
- ein Pressglied zwischen dem Planetenträger und

einer Tragkörperseite vorgesehen ist, um mit einer Druckkraft einem Drehen des Planetenträgers entgegenzuwirken, welcher sich zur Zeit des Drehantriebs seitens des Drehaktuators in derselben Richtung dreht;

- die Drehmomentübertragungskupplung ferner eine Verschiebungsdetektoreinrichtung aufweist, welche eine Verschiebungsgröße feststellt, wenn der Planetenträger gegen den Widerstand des Pressgliedes eine Drehverschiebung durchführt; und
- entsprechend der festgestellten Verschiebungsgröße eine Eingriffskraft des Reibeingriffsabschnittes erhalten wird.

9. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 5, bei welcher

- der Planetenträger so gelagert ist, dass er eine Konstantwinkel-Relativdrehung ausführen kann;
- ein Pressglied zwischen dem Planetenträger und einer Tragkörperseite vorgesehen ist, um mit einer Druckkraft einem Drehen des Planetenträgers entgegenzuwirken, der sich zur Seite des Drehantriebs seitens des Drehaktuators in derselben Richtung dreht;
- die Drehmomentübertragungskupplung ferner eine Verschiebungsdetektoreinrichtung aufweist, welche eine Verschiebungsgröße feststellt, wenn der Planetenträger gegen den Widerstand des Pressgliedes eine Drehverschiebung ausführt; und
- entsprechend der festgestellten Verschiebungsgröße eine Eingriffskraft des Reibeingriffsabschnittes erhalten wird.

10. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 1, bei welcher

- ein Glied des Gliederpaares in der Tragkörperseite in Richtung längs der Rotationsachse gelagert ist; und
- auf das andere Glied als Reaktionskraft ein Druck bezüglich der Tragkörperseite ausgeübt wird, wodurch der Reibeingriff erfolgt.

11. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 10, bei welcher

- der Kompressionszahnradatz ein Paar von Zahnradern, ein mit diesen kämmendes Planetenrad und einen Planetenträger zur Lagerung des Planetenrades aufweist, wobei eine durch Drehantrieb erzeugte Eingangsgröße in eine Druckkraft in Richtung längs der Rotationsachse umgewandelt wird, was den Reibeingriffsabschnitt in Reibeingriff bringt, wobei eines der Teile, die das Zahnradpaar, das Planetenrad oder den Planetenträger umfassen, drehfest gelagert ist und ein anderes dieser Teile drehangetrieben wird und das andere davon die Relativdrehung ausführt; und
- das Zahnradverhältnis oder die Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad verschieden voneinander sind.

12. Drehmomentübertragungskupplung nach An-

spruch 11, bei welcher

- der Drehaktor einen Drehantrieb des Planetenträgers bewirkt;
- ein Zahnrad des Zahnradpaares in der Tragkörperseite drehfest und in Richtung längs der Rotationsachse gelagert ist;
- ein Nockenmechanismus zwischen dem Paar von Zahnradern angeordnet ist; und
- die Zahnradverhältnisse zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad verschieden voneinander sind.

13. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 11, bei welcher

- der Drehaktor den Drehantrieb eines Zahnrades des Paares bewirkt;
- der Planetenträger drehfest in der Tragkörperseite gelagert ist;
- ein Nockenmechanismus zwischen dem Paar Zahnradern angeordnet ist; und
- das eine Zahnrad des Paares von Zahnradern in der Tragkörperseite in Richtung längs der Rotationsachse gelagert ist; und
- das Zahnradverhältnis oder die Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad verschieden voneinander sind.

14. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 11, bei welcher

- der Drehaktor den Drehantrieb eines Zahnrades des Paares von Zahnradern bewirkt;
- das andere Zahnrad des Paares von Zahnradern drehfest in der Tragkörperseite gelagert ist;
- ein Nockenmechanismus zwischen dem Tragkörper und dem Planetenträger vorgesehen ist; und
- die Eingriffsradien zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und dem Planetenrad verschieden voneinander sind.

15. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 1, bei welcher die Drehachsen des Drehaktuators und des Reibeingriffsabschnittes miteinander ausgerichtet sind.

16. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 2, bei welcher die Drehachsen des Drehaktuators und des Reibeingriffsabschnittes miteinander ausgerichtet sind.

17. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 3, bei welcher die Drehachsen des Drehaktuators und des Reibeingriffsabschnittes miteinander ausgerichtet sind.

18. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 4, bei welcher die Drehachsen des Drehaktuators und des Reibeingriffsabschnittes miteinander ausgerichtet sind.

19. Drehmomentübertragungskupplung nach An-

spruch 5, bei welcher die Drehachsen des Drehaktors und des Reibeingriffsabschnittes miteinander ausgerichtet sind.

20. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 6, bei welcher die Drehachsen des Drehaktors und des Reibeingriffsabschnittes miteinander ausgerichtet sind.

21. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 7, bei welcher die Drehachsen des Drehaktors und des Reibeingriffsabschnittes miteinander ausgerichtet sind.

22. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 8, bei welcher die Drehachsen des Drehaktors und des Reibeingriffsabschnittes miteinander ausgerichtet sind.

23. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 9, bei welcher die Drehachsen des Drehaktors und des Reibeingriffsabschnittes miteinander ausgerichtet sind.

24. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 15, bei welcher zwischen dem Reibeingriffsabschnitt und dem Kompressionsgliedersatz ein Pressglied vorgesehen ist, das den Druck vom Kompressionsgliedersatz aufnimmt um den Reibeingriff zu bewirken.

25. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 1, bei welcher

- der Kompressionsgliedersatz ein Kompressionsgliedersatz ist, bei dem ein Paar von Zahnrädern als das Paar von Gliedern dient,
- der Drehaktor eine Drehantriebswelle enthält, welche gegenüber der Richtung längs der Rotationsachse des Kompressionszahnradatzes geneigt ist, und ein Paar Antriebszahnäder an der Drehantriebswelle befestigt ist und mit dem Paar Zahnräder kämmt; und
- die Eingriffsradien oder Drehzahlreduziervhältnisse der Eingriffe zwischen dem Paar einzelner Zahnräder und den einzelnen Antriebszahnädern verschieden voneinander sind.

26. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 25, bei welcher das zwischen den Zahnrädern des Satzes angeordnete Kompressionszahnrad einen Nockenmechanismus aufweist, welcher durch Auftreten der Relativdrehung die Erzeugung des Druckes veranlasst.

27. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 25, bei welcher eines der Zahnräder in einer Tragkörperseite in Richtung längs der Rotationsachse gelagert ist,

- das andere der Zahnräder der Seite des Reibeingriffsgliedes gegenüber sitzt; und

- der Eingriff durch Bewegung des anderen Zahnra des in Richtung auf das Reibeingriffsglied entsprechend dem Druck erfolgt und das eine Zahnrad des Paares in der Tragkörperseite gelagert ist.

28. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 26, bei welcher eines der Zahnräder in einer Tragkörperseite in Richtung längs der Rotationsachse gelagert ist, das andere der Zahnräder der Seite des Reibeingriffsgliedes gegenüber liegt; der Reibeingriff durch Bewegung des anderen Zahnra des auf das Reibeingriffsglied zu entsprechend dem Druck erfolgt und das andere Zahnrad des Paares in der Tragkörperseite gelagert ist.

29. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 25, bei welcher wenigstens eines von dem Zahnradpaar und dem Antriebszahnradpaar durch Kronenzahnräder gebildet wird; und die Eingriffsradien des Paares von Zahnrädern und Antriebszahnädern unterschiedlich voneinander sind.

30. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 26, bei welcher wenigstens eines von dem Zahnradpaar und dem Antriebszahnradpaar durch Kronenzahnräder gebildet wird; und die Eingriffsradien des Paares von Zahnrädern und Antriebszahnädern voneinander verschieden sind.

31. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 27, bei welcher wenigstens eines von dem Zahnradpaar und dem Antriebszahnradpaar durch Kronenzahnräder gebildet wird; und die Eingriffsradien des Paares von Zahnrädern und Antriebszahnädern voneinander verschieden sind.

32. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 25, bei welcher das Paar von Zahnrädern und das Paar von Antriebszahnädern als gekreuzte Zahnräder oder Kegelzahnäder ausgebildet sind; und die Drehzahlreduktionsverhältnisse des Paares von Zahnrädern und Antriebszahnädern voneinander verschieden sind.

33. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 26, bei welcher das Paar von Zahnrädern und das Paar von Antriebszahnädern als gekreuzte Zahnräder oder Kegelzahnäder ausgebildet sind; und die Drehzahlreduktionsverhältnisse des Paares von Zahnrädern und Antriebszahnädern voneinander verschieden sind.

34. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 27, bei welcher das Paar von Zahnrädern und das Paar von Antriebszahnädern als gekreuzte Zahnräder oder Kegelzahnäder ausgebildet sind; und die Drehzahlreduktionsverhältnisse des Paares von

Zahnradern und Antriebszahnradern voneinander verschieden sind.

35. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 25, bei welcher

- eines der Eingangs-Ausgangs-Drehglieder ein Kupplungsgehäuse ist und das andere eine Kupplungs-nabe, die innumfangsseitig des Kupplungsgehäuses angeordnet ist;
- das Reibeingriffsglied zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe vorgesehen ist;
- ein Kompressionsglied, welches dem Reibeingriffsglied in Richtung längs der Rotationsachse gegenüber liegt, in einem Endteil zwischen Kupplungsgehäuse und Kupplungs-nabe angeordnet ist; und
- das Kompressionsglied durch den Druck des Kompressionszahnradatzes zusammengedrückt wird.

36. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 26, bei welcher

- eines der Eingangs-Ausgangs-Drehglieder ein Kupplungsgehäuse und das andere eine Kupplungs-nabe ist, die innumfangsseitig des Kupplungsgehäuses angeordnet ist;
- das Reibeingriffsglied zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe angeordnet ist;
- ein Kompressionsglied, welches dem Reibeingriffsglied in Richtung längs der Rotationsachse gegenüber liegt, an einem Endteil zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe angeordnet ist; und
- das Kompressionsglied durch den Druck des Kompressionszahnradatzes zusammengedrückt wird.

37. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 27, bei welcher eines der Eingangs-Ausgangs-Drehglieder ein Kupplungsgehäuse ist und das andere eine Kupplungs-nabe, die innumfangsseitig des Kupplungsgehäuses angeordnet ist;

- das Reibeingriffsglied zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe vorgesehen ist;
- ein Kompressionsglied, welches dem Reibeingriffsglied in Richtung längs der Rotationsachse gegenüber liegt, an einem Endteil zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe angeordnet ist; und
- das Kompressionsglied durch den Druck des Kompressionszahnradatzes zusammengedrückt wird.

38. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 29, bei welcher

- eines der Eingangs-Ausgangs-Drehglieder ein Kupplungsgehäuse ist und das andere eine Kupplungs-nabe, die innumfangsseitig des Kupplungsgehäuses angeordnet ist;
- das Reibeingriffsglied zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe angeordnet ist;
- ein Kompressionsglied, das dem Reibeingriffsglied in Richtung längs der Rotationsachse gegenüber liegt, an einem Endteil zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe angeordnet ist; und
- das Kompressionsglied durch den Druck des Kom-

pressionszahnradatzes zusammengedrückt wird.

39. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 32, bei welcher

- eines der Eingangs-Ausgangs-Drehglieder ein Kupplungsgehäuse ist und das andere eine Kupplungs-nabe, die innumfangsseitig des Kupplungsgehäuses angeordnet ist;
- das Reibeingriffsglied zwischen Kupplungsgehäuse und Kupplungs-nabe angeordnet ist;
- ein Kompressionsglied, welches dem Reibeingriffsglied in Richtung längs der Rotationsachse gegenüber liegt, in einem Endteil zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe angeordnet ist; und
- das Kompressionsglied durch den Druck des Kompressionszahnradatzes zusammengedrückt wird.

40. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 33, bei welcher

- eines der Eingangs-Ausgangs-Drehglieder ein Kupplungsgehäuse ist und das andere eine Kupplungs-nabe, die innumfangsseitig des Kupplungsgehäuses angeordnet ist;
- das Reibeingriffsglied zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe angeordnet ist;
- ein dem Reibeingriffsglied in Richtung längs der Rotationsachse gegenüberliegendes Kompressionsglied in einem Endteil zwischen Kupplungsgehäuse und Kupplungs-nabe angeordnet ist; und
- das Kompressionsglied durch den Druck des Kompressionszahnradatzes zusammengedrückt wird.

41. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 34, bei welcher

- eines der Eingangs-Ausgangs-Drehglieder ein Kupplungsgehäuse ist und das andere eine Kupplungs-nabe, welche innumfangsseitig des Kupplungsgehäuses angeordnet ist;
- das Reibeingriffsglied zwischen dem Kupplungsgehäuse und der Kupplungs-nabe angeordnet ist;
- ein dem Reibeingriffsglied in Richtung längs der Rotationsachse gegenüberliegendes Kompressionsglied in einem Endteil zwischen Kupplungsgehäuse und Kupplungs-nabe angeordnet ist; und
- das Kompressionsglied durch den Druck des Kompressionszahnradatzes zusammengedrückt wird.

42. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 1, bei welcher die Drehmomentübertragungs-

kupplung an der Ausgangsseite einer Übertragungsvorrichtung, an der Eingangsseite eines hinteren Differentials, an einer Kardanwelle zwischen der Übertragungsvorrichtung und dem hinteren Differential, an einer Vorderradantriebswelle oder an einer Hinterradantriebswelle eines vierradgetriebenen Fahrzeugs angeordnet ist.

43. Drehmomentübertragungskupplung nach Anspruch 2, welche an der Ausgangsseite einer Über-

tragungsvorrichtung, an der Eingangsseite eines hin-

teren Differentials, an einer Kardanwelle zwischen Übertragungsvorrichtung und hinteren Differential, an einer Vorderradantriebswelle oder an einer Hinterradantriebswelle eines vierradgetriebenen Fahrzeugs angeordnet ist.

Es folgen 18 Blatt Zeichnungen

Anhängende Zeichnungen

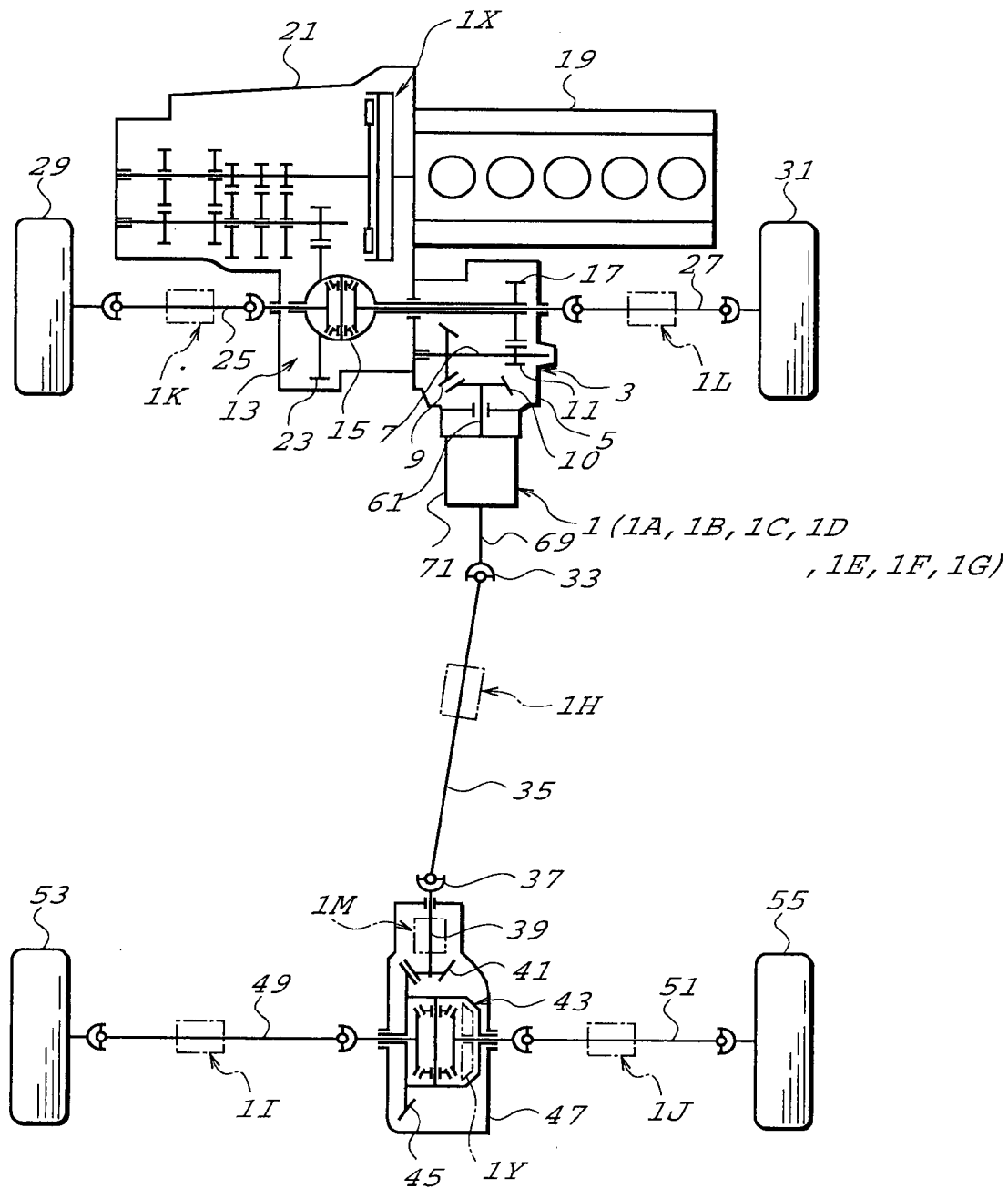


Fig.1

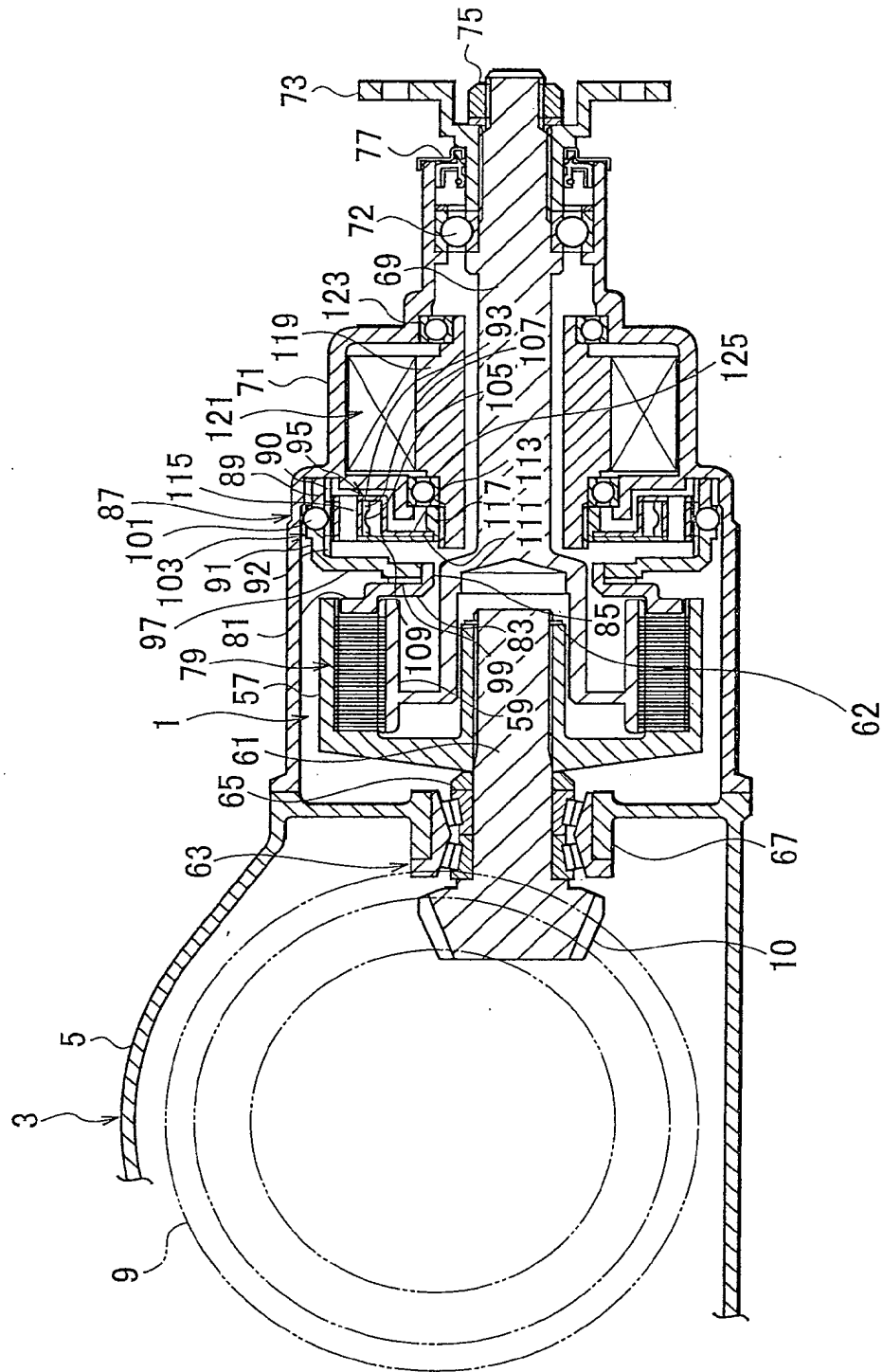


Fig. 2

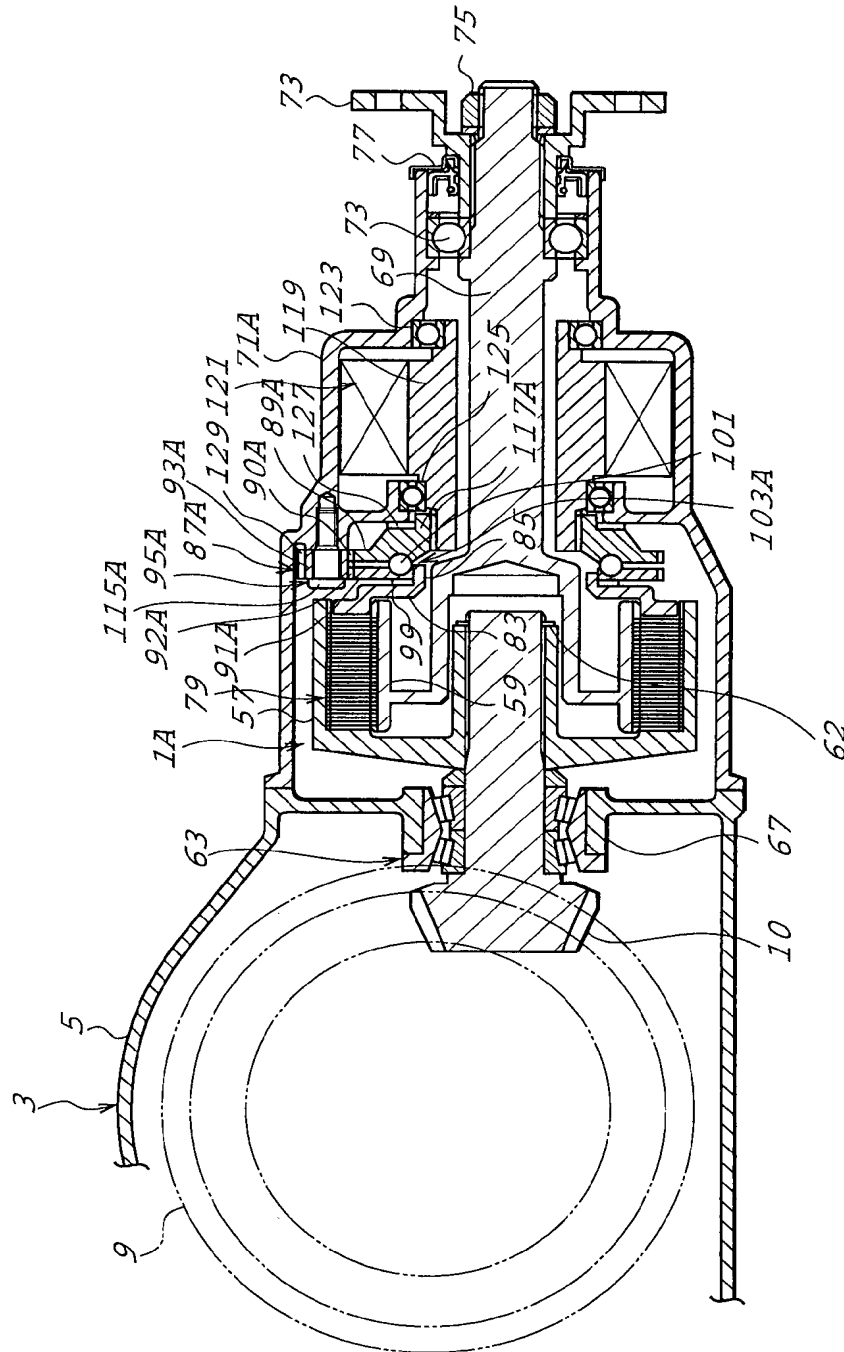


Fig. 3

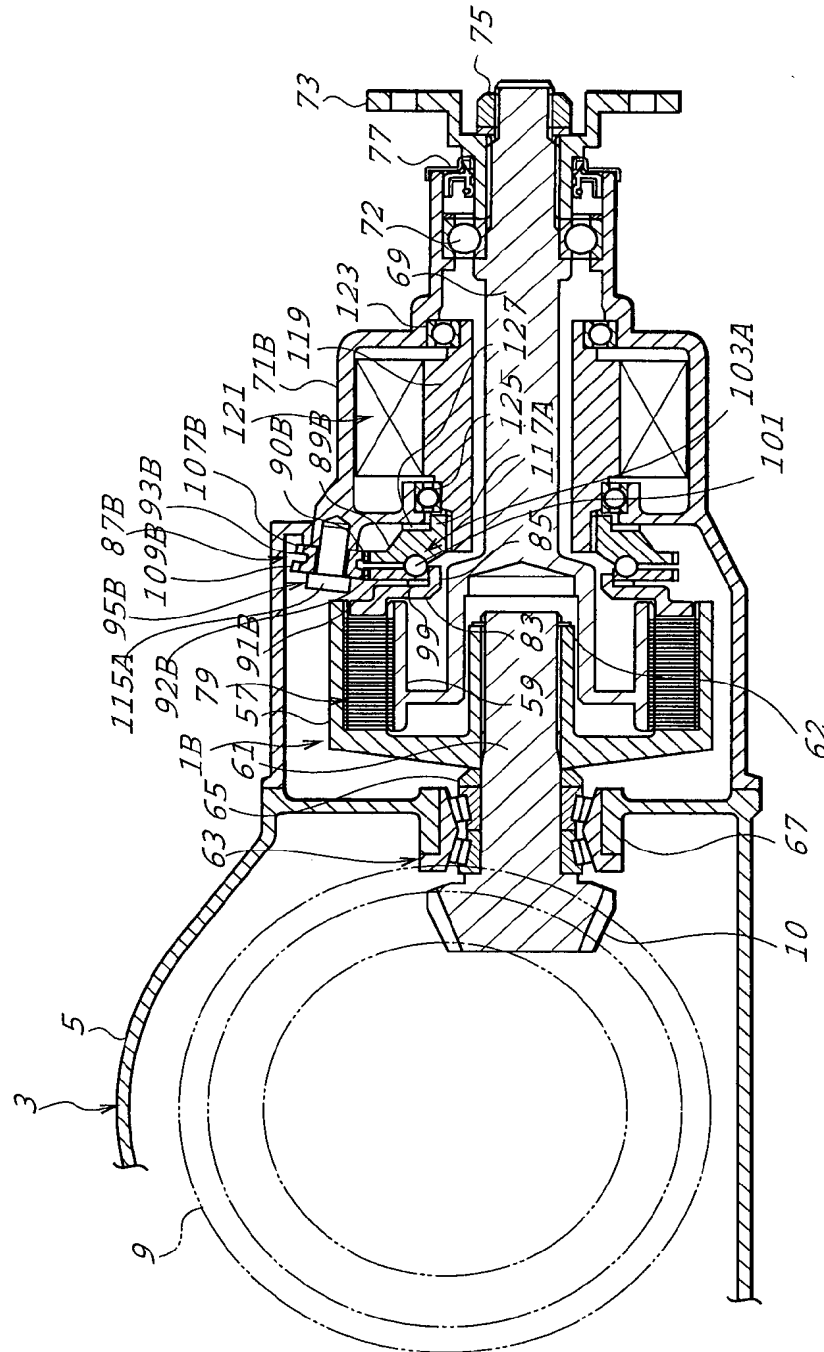


Fig. 4

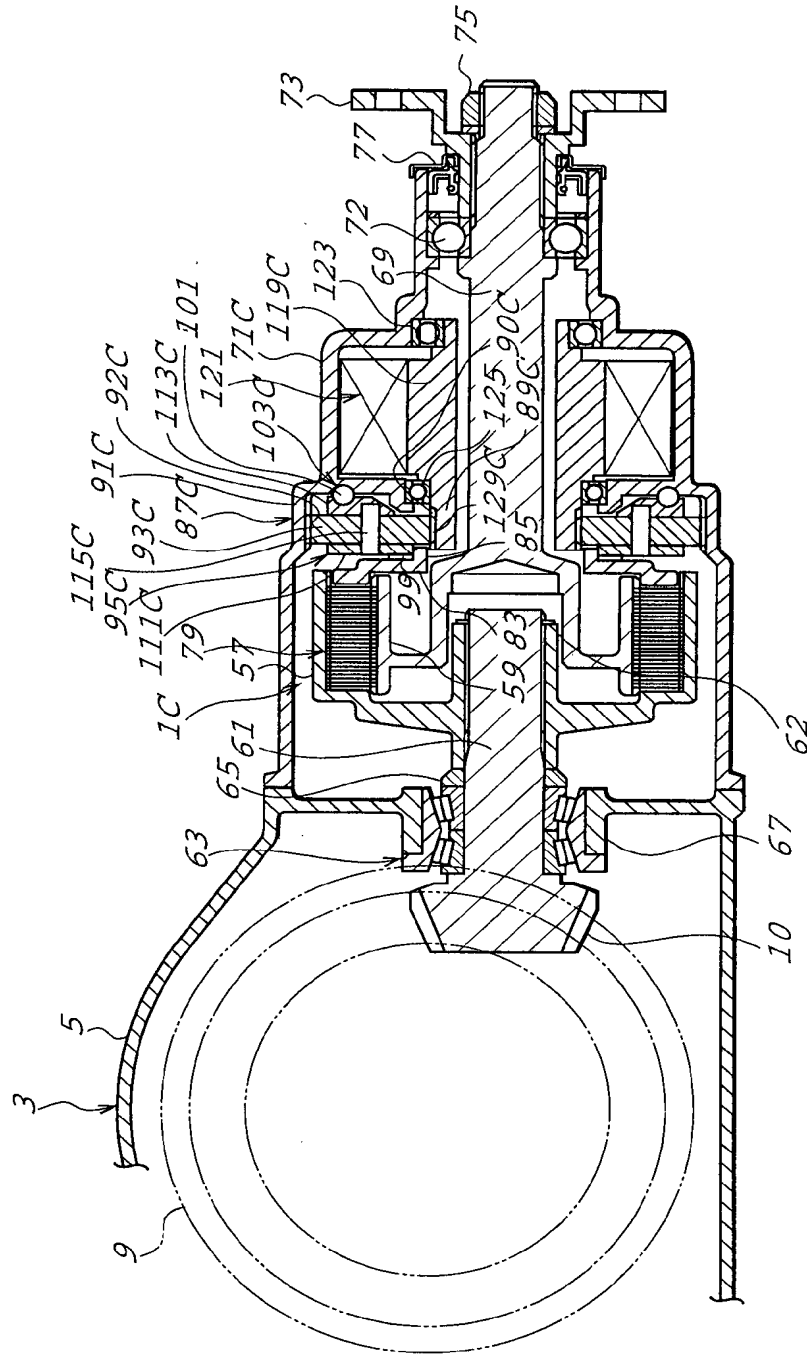


Fig.5

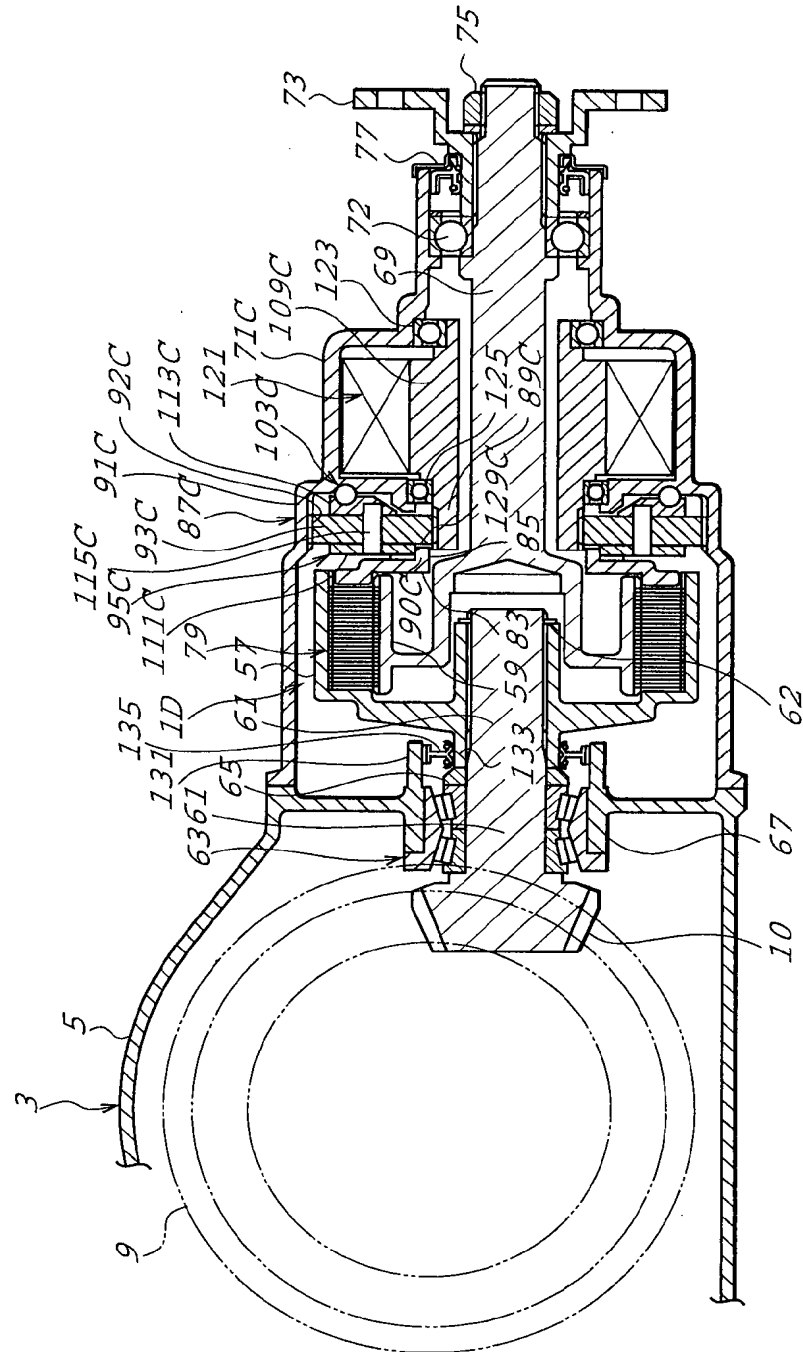


Fig.6

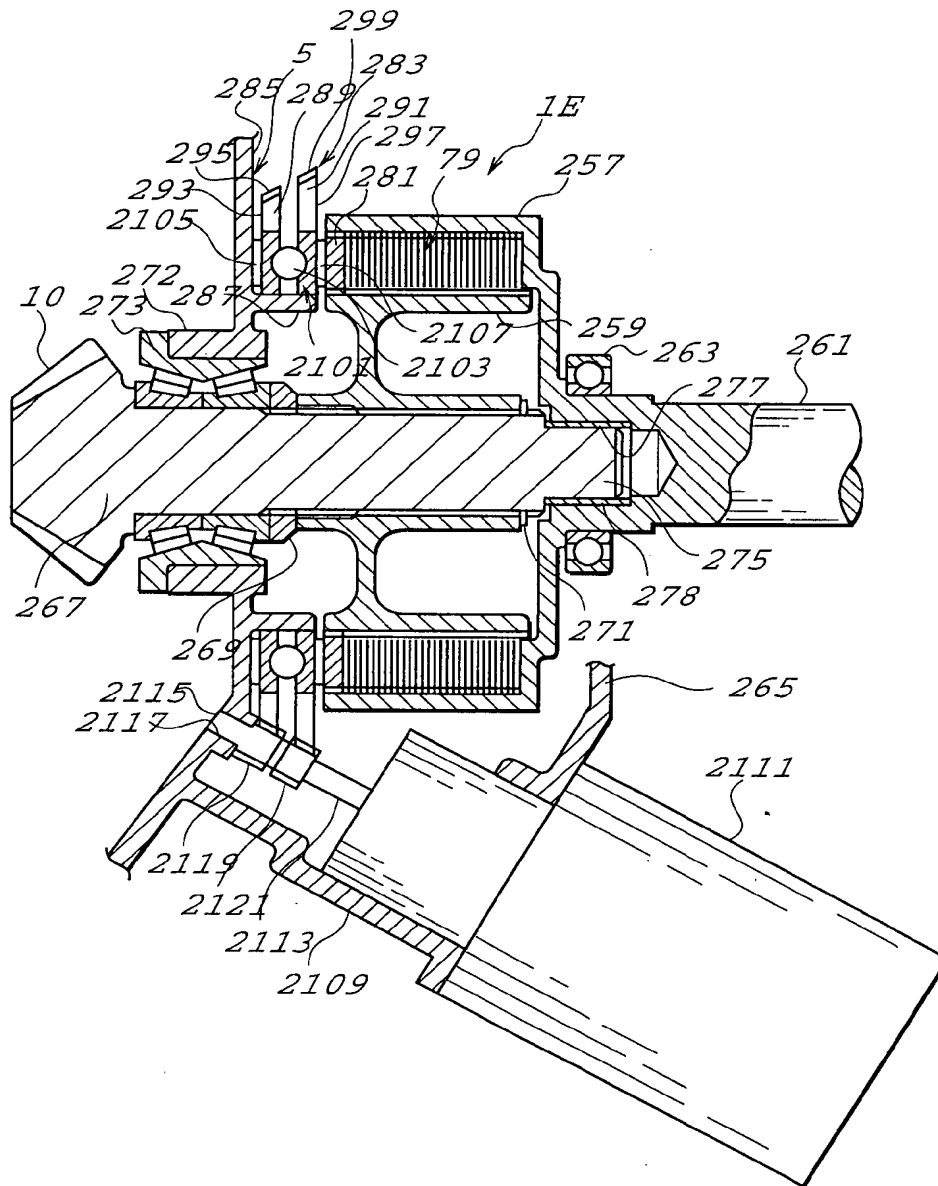


Fig.7

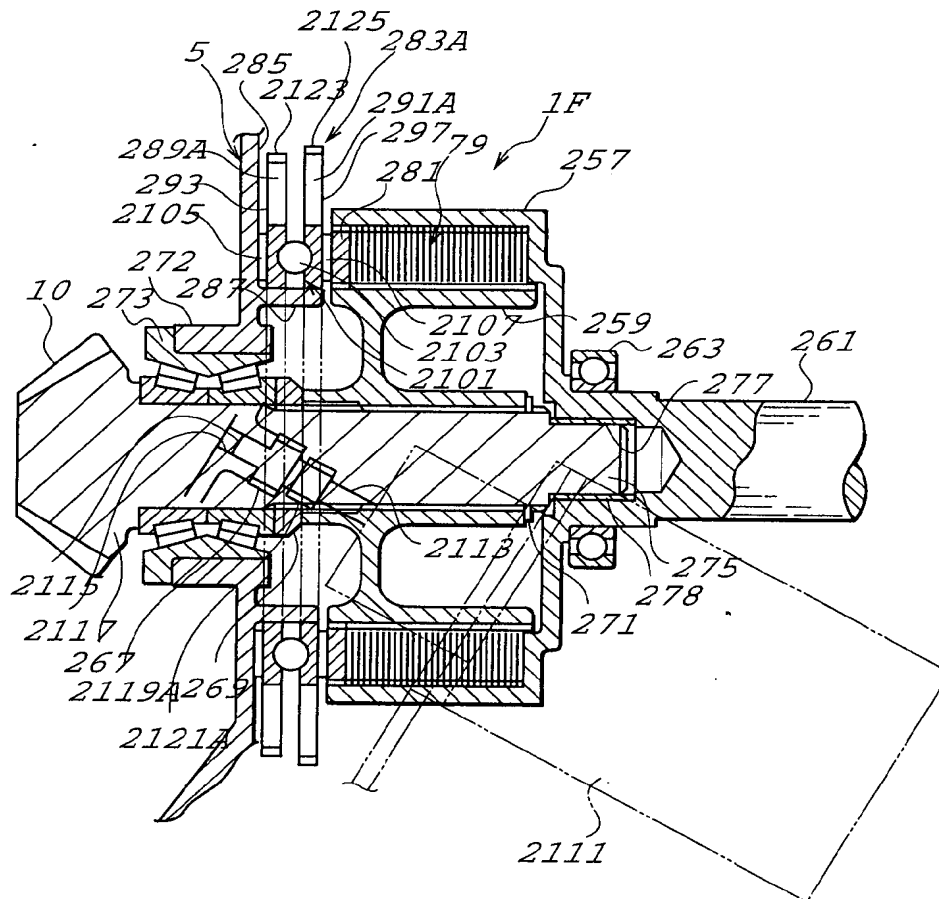


Fig.8

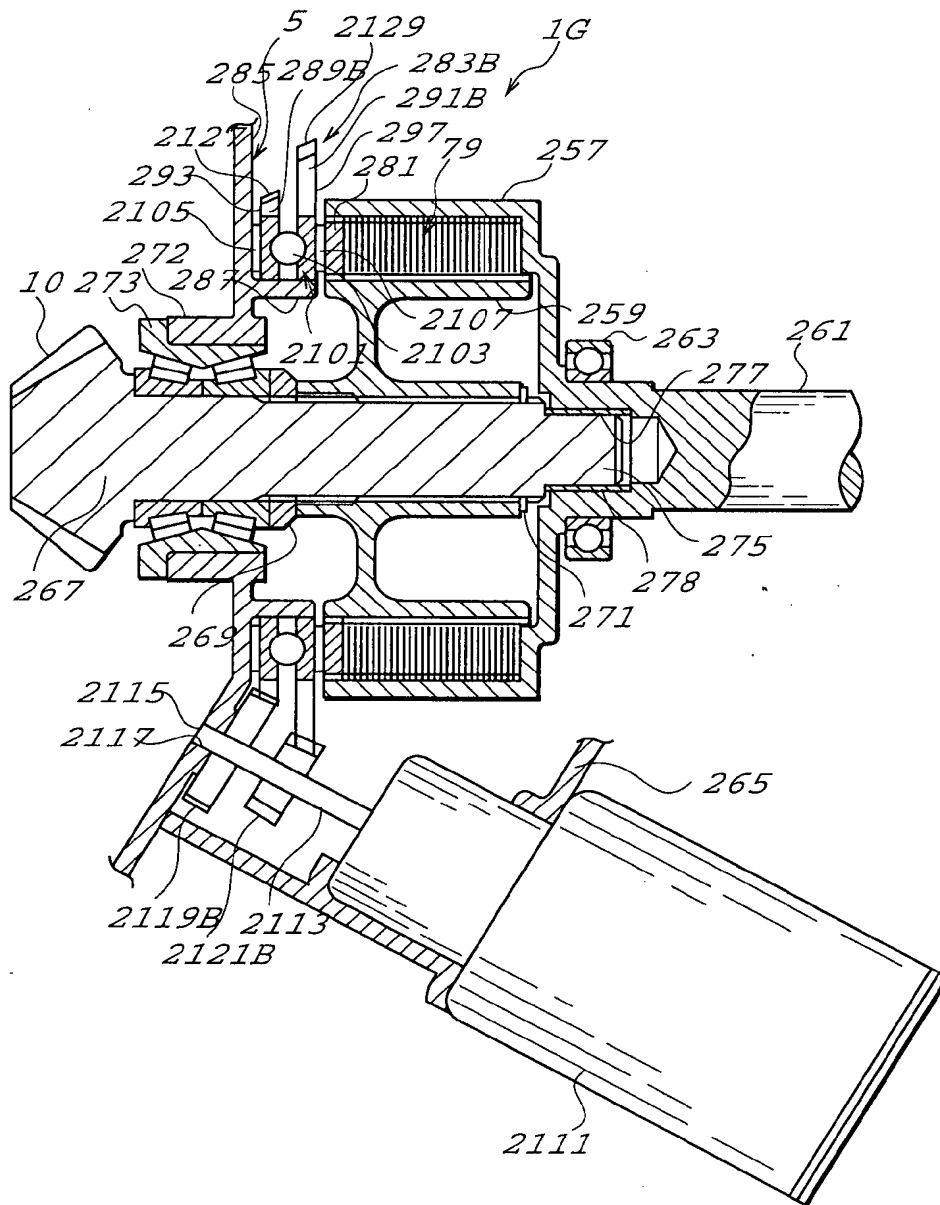


Fig.9

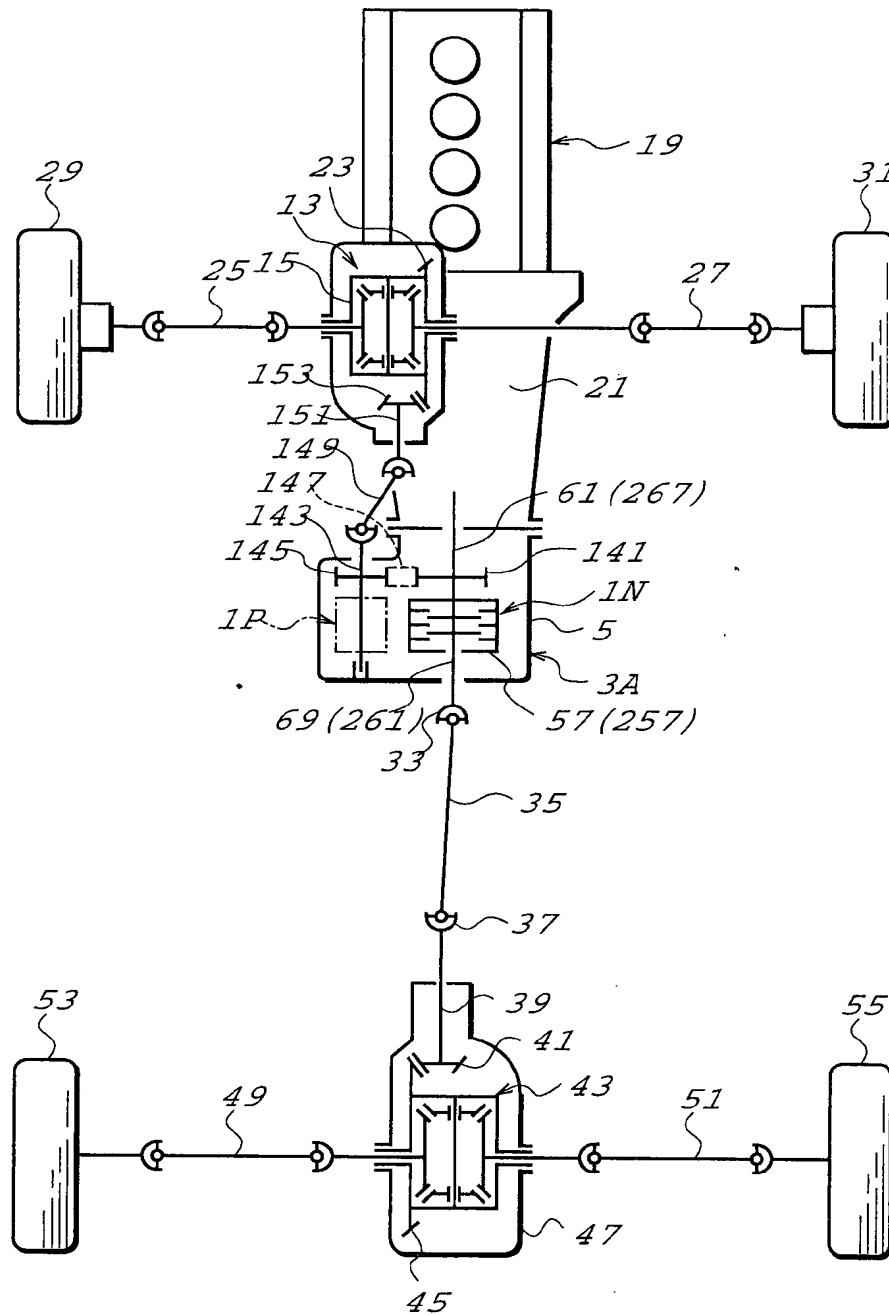


Fig.10

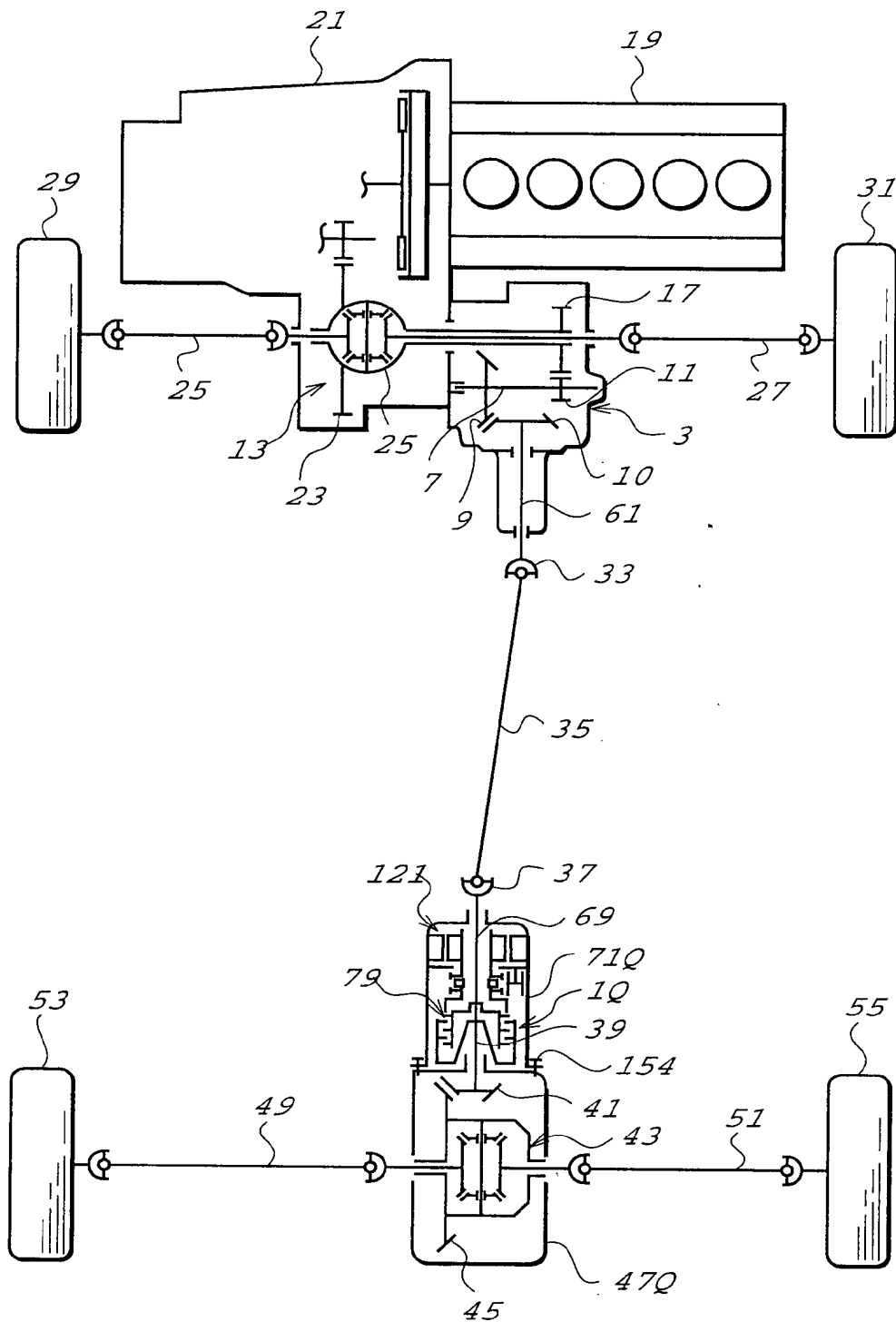


Fig. 11

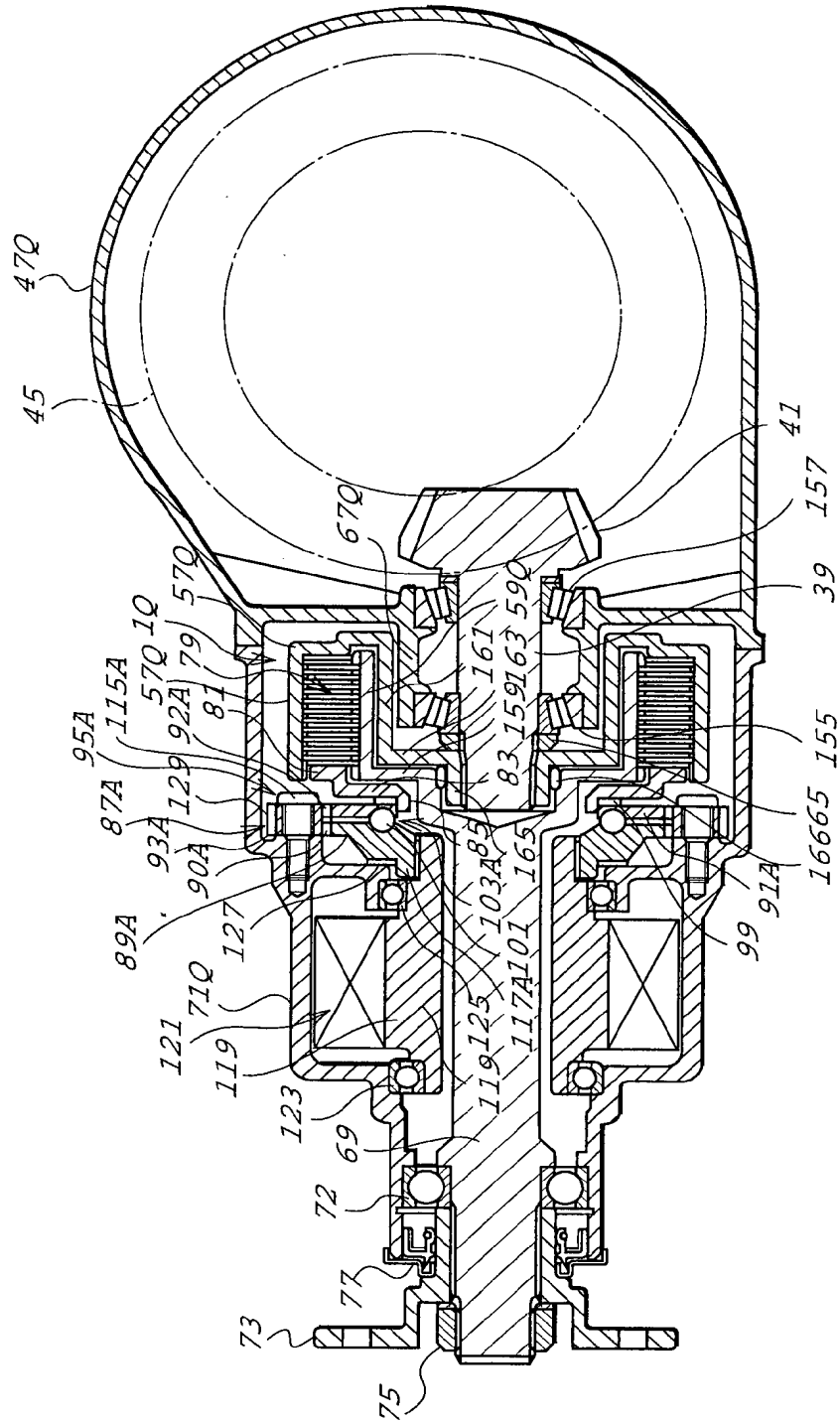


Fig.12

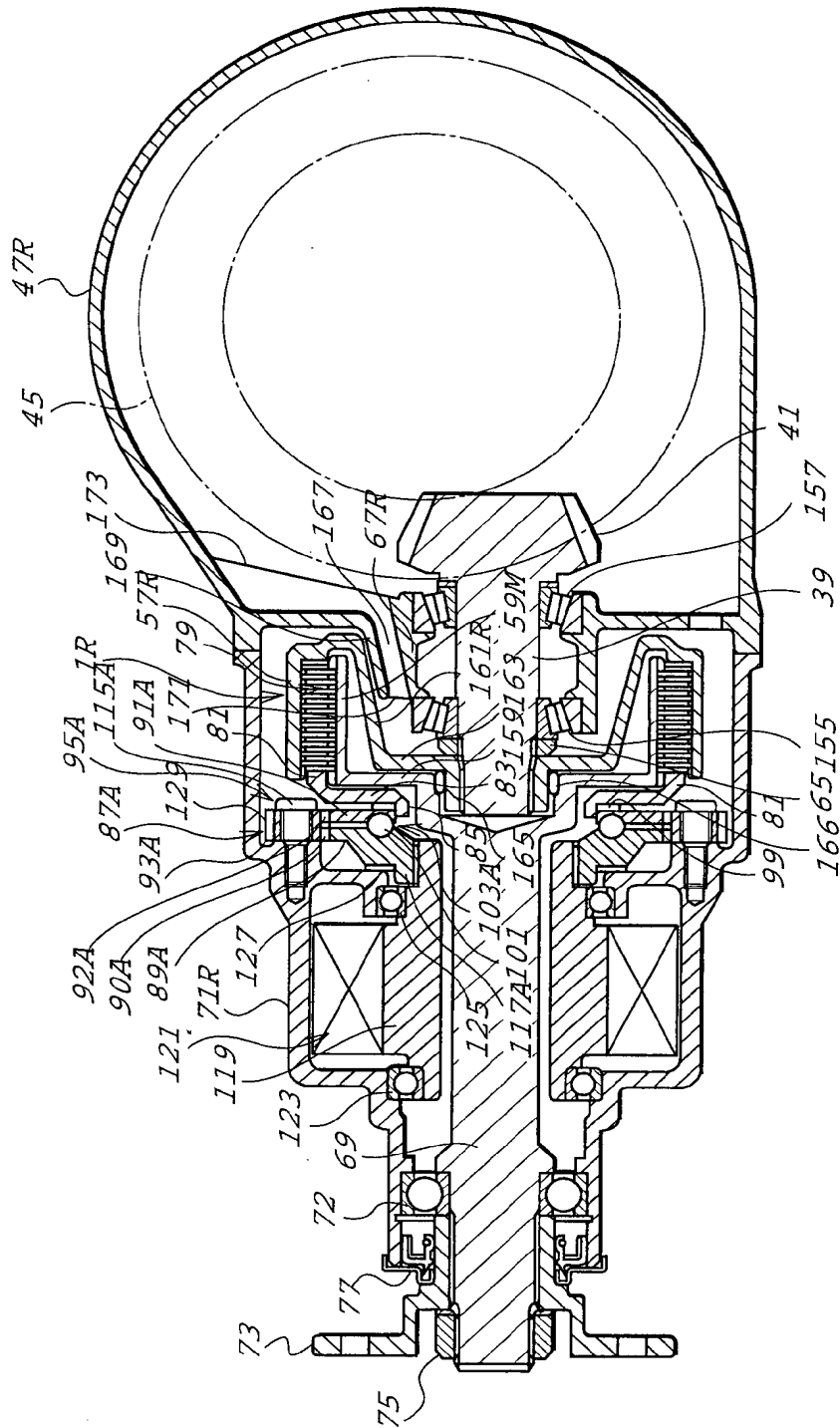


Fig.13

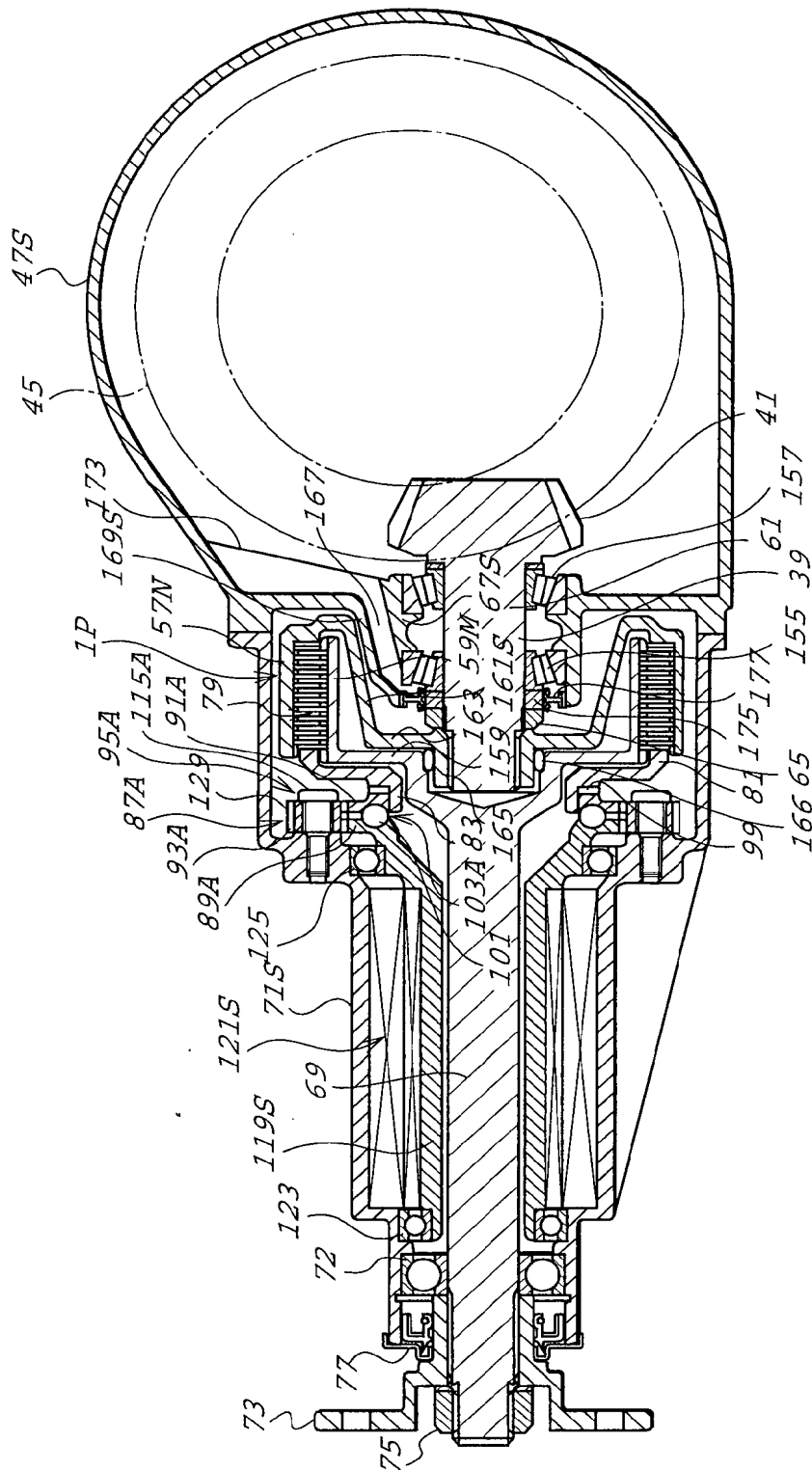


Fig.14

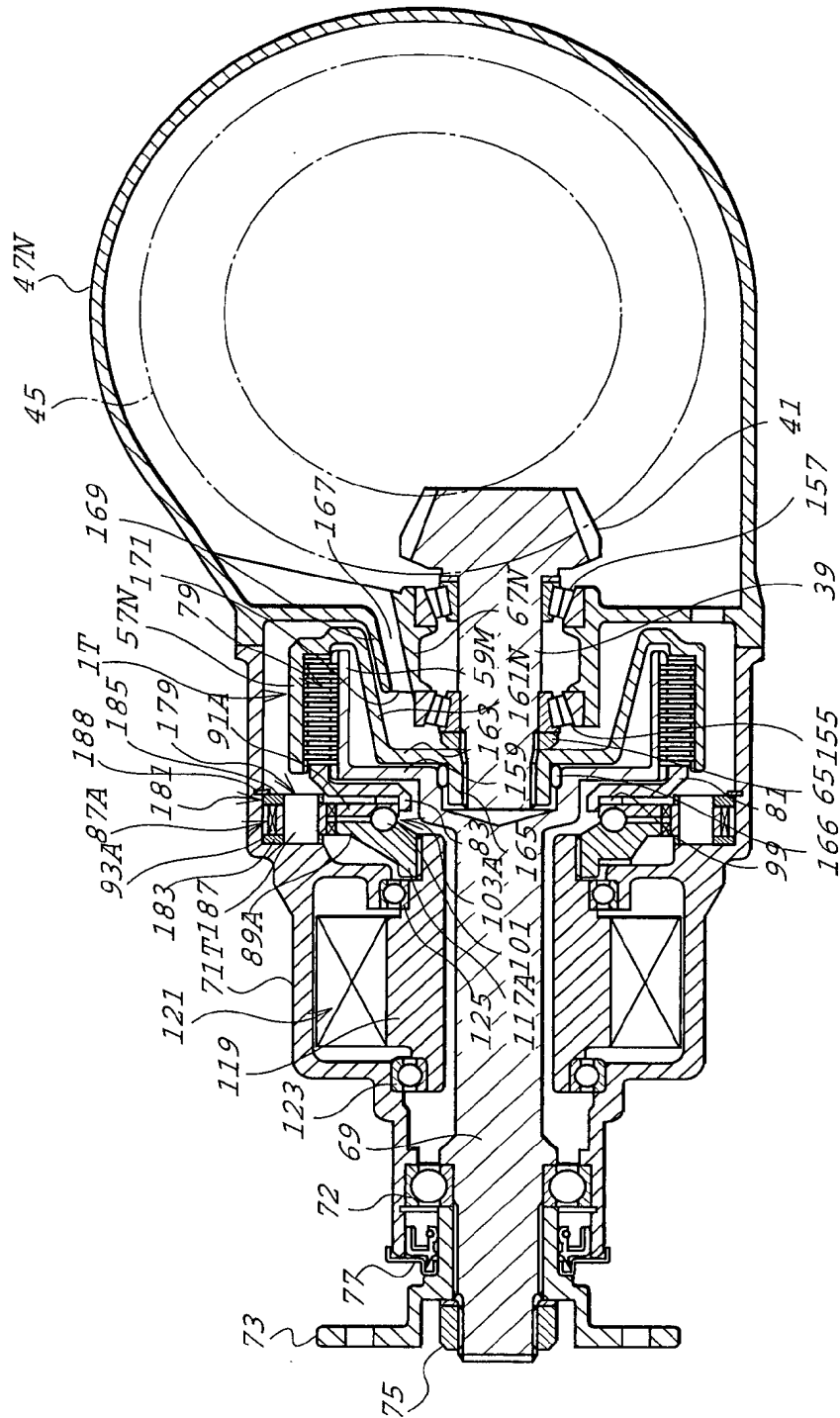


Fig. 15

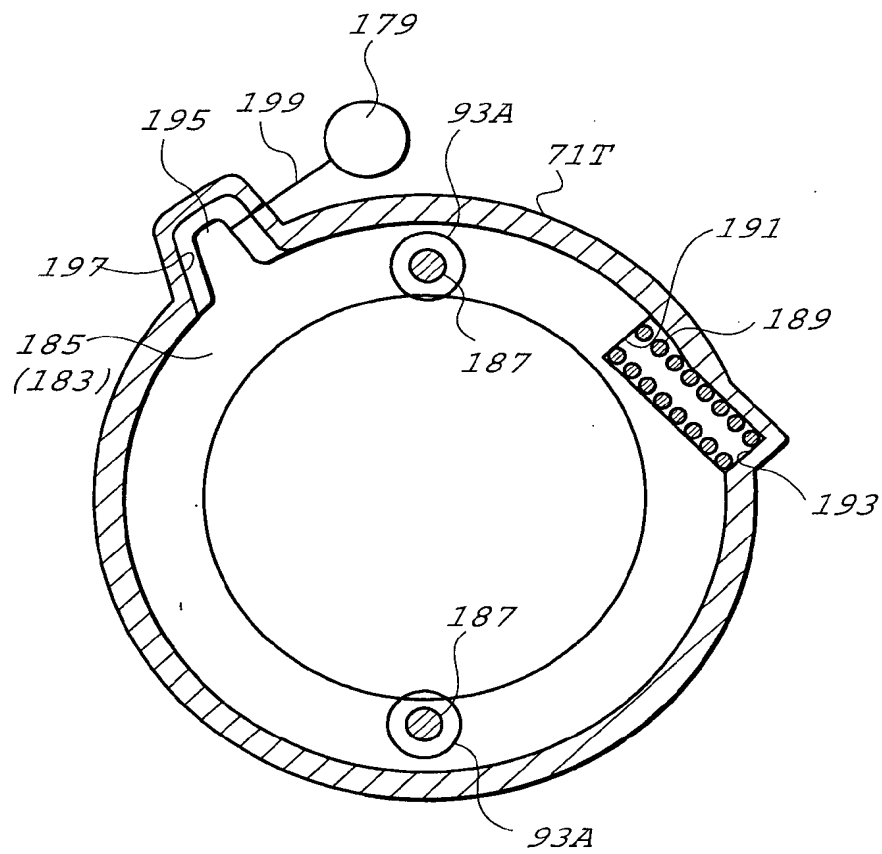
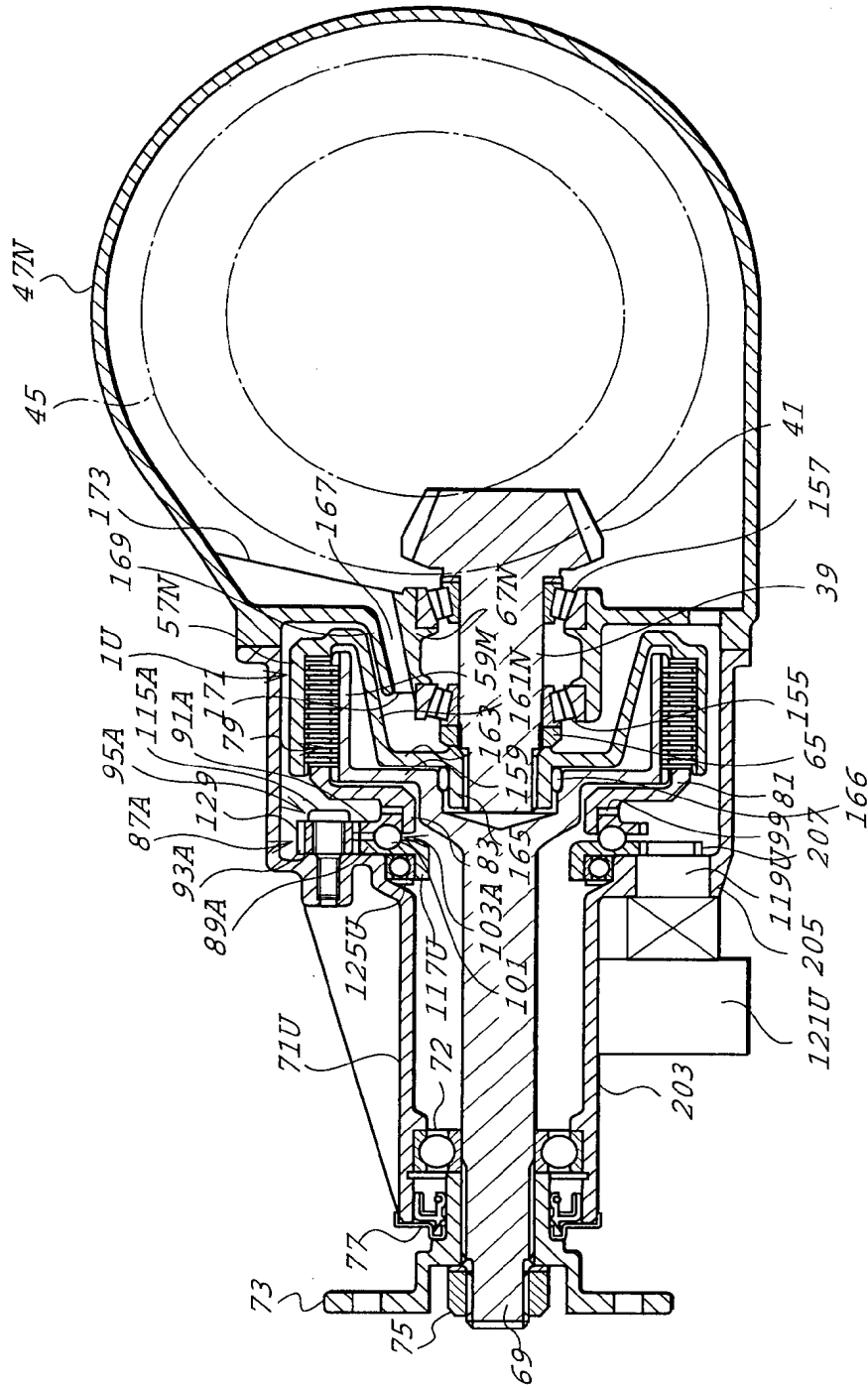


Fig.16



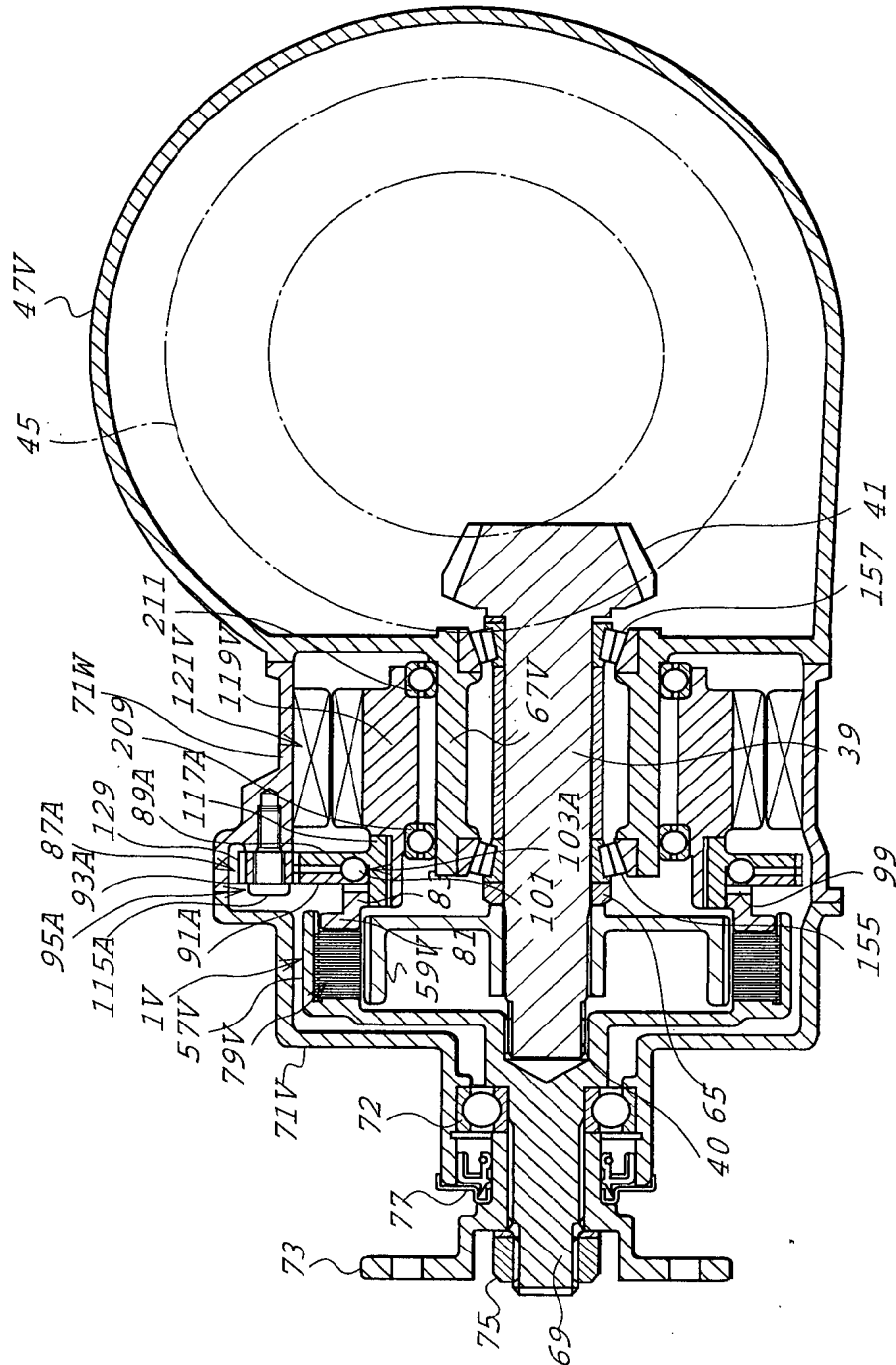


Fig.18

Torque transmission coupling

Publication number: DE102004015304 (A1)

Publication date: 2004-10-21

Inventor(s): TERAOKA MASAO [JP]

Applicant(s): TOCHIGI FUJI SANGYO KK [JP]

Classification:

- **international:** **B60K6/26; B60K6/405; B60K6/52; B60K17/344; B60K23/08; B60K37/06; B60K5/04; B60K6/00; B60K17/344; B60K23/08; B60K37/04; B60K5/00; (IPC1-7): F16D23/12**

- **European:** B60K6/52; B60K6/26; B60K6/405; B60K17/344; B60K23/08B; F16H57/04

Application number: DE200410015304 20040329

Priority number(s): JP20030093887 20030331; JP20030093886 20030331; JP20030385838 20031114

Also published as:

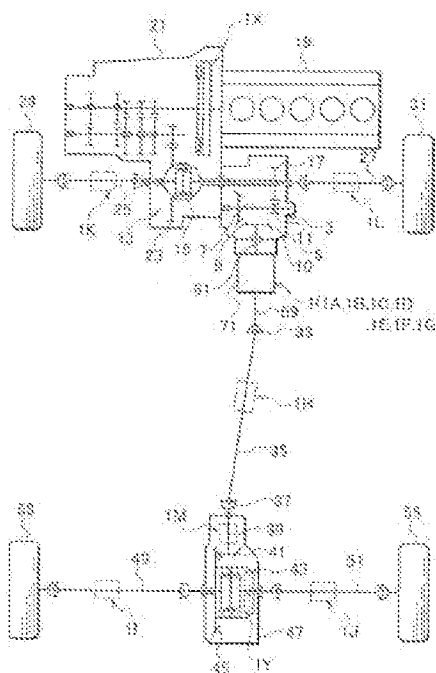
 US2004192487 (A1)

 US7216751 (B2)

Abstract not available for DE 102004015304 (A1)

Abstract of corresponding document: **US 2004192487 (A1)**

In order to form a torque transmission coupling to be compact, the present invention provides a torque transmission coupling (1) comprising input-output rotary members (57, 59) rotatably supported to perform input-output transmission of torque; a frictional engagement section (79) provided between the input-output rotary members to perform torque transmission between the input-output rotary members by enforcing frictional engagement; a compression member set (87) that comprises a pair of members (89, 91) capable of performing relative rotation and that generates thrust through the relative rotation between the members to thereby cause the frictional engagement section to perform the frictional engagement; and a rotary actuator (121) that causes both of the members of the compression member set to perform engagement-rotational driving whereby to cause the relative rotation.



Data supplied from the **esp@cenet** database — Worldwide



19 BUNDESREPUBLIK
DEUTSCHLAND



DEUTSCHES
PATENTAMT

12 Offenlegungsschrift
10 DE 198 00 328 A 1

51 Int. Cl.⁶:
B 60 K 17/34

21 Aktenzeichen: 198 00 328.5
22 Anmeldetag: 7. 1. 98
43 Offenlegungstag: 23. 7. 98

DE 198 00 328 A 1

30 Unionspriorität:
9-004861 14. 01. 97 JP
71 Anmelder:
Honda Giken Kogyo K.K., Tokio/Tokyo, JP
74 Vertreter:
H. Weickmann und Kollegen, 81679 München

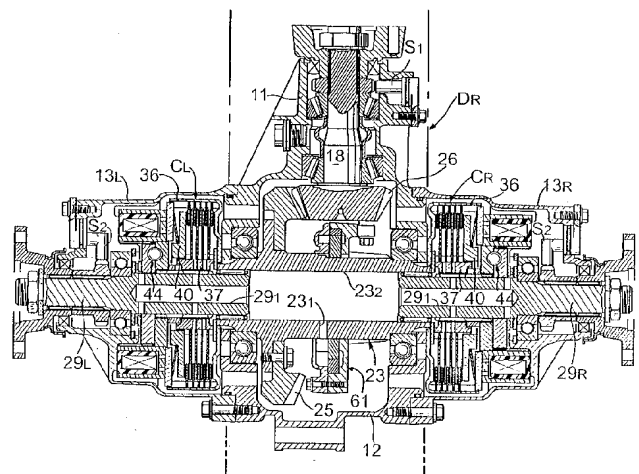
72 Erfinder:
Kuroda, Koji, Wako, Saitama, JP; Yakou, Takayuki,
Wako, Saitama, JP; Kobayashi, Kazunori, Wako,
Saitama, JP; Suetake, Kazuyuki, Wako, Saitama, JP

Die folgenden Angaben sind den vom Anmelder eingereichten Unterlagen entnommen

Prüfungsantrag gem. § 44 PatG ist gestellt

54 Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug

57 Ein Kraftübertragungssystem weist eine Eingangswelle (18), ein angetriebenes Kegelrad (26), ein Mitlaufkegelrad (25) und eine Kupplungsantriebswelle (23) auf, die in längsgeteilten Mittengehäusen (11, 12) aufgenommen sind. Linke und rechte elektromagnetische Kupplungen (C_L, C_R), welche mit der Kupplungsantriebswelle (23) verbunden sind, sind in linken und rechten Seitengehäusen (13_L, 13_R) aufgenommen, die mit den Mittengehäusen (11, 12) verbunden sind, so daß eine Antriebskraft von der Eingangswelle (18) auf linke und rechte Räder durch ein Paar von Kegelrädern (25, 26) und linke und rechte Kupplungen (C_L, C_R) übertragen wird. Die Wartung der Kupplungen (C_L, C_R) kann leicht durchgeführt werden, und die Überprüfung und Regulierung der Kämmzustände der Kegelräder (25, 26) können leicht durchgeführt werden.



DE 198 00 328 A 1

Die vorliegende Erfindung bezieht sich auf ein Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug, welches dazu ausgestaltet ist, eine Antriebskraft von einer Eingangswelle über linke und rechte Kupplungen auf Räder zu übertragen, und insbesondere betrifft die Erfindung eine Struktur des Gehäuses desselben.

Das Gehäuse eines Kraftübertragungssystems ist im allgemeinen in einer Trennebene, die durch eine vertikale, die Eingangswelle enthaltende Ebene vorgesehen ist, in zwei Abschnitte unterteilt: ein linkes Gehäuse und ein rechtes Gehäuse.

Wenn jedoch das Gehäusemittel seitlich in zwei Abschnitte unterteilt ist, dann besteht ein Problem darin, daß ein angetriebenes Kegelrad und ein Mitlaufkegelrad, welche in einem zentralen Abschnitt des Gehäusemittels angeordnet sind, das Warten der linken und rechten Kupplungen behindern. Zusätzlich ist die Überprüfung und Regulierung der Kämzustände des angetriebenen Kegelrads und des Mitlaufkegelrads schwierig.

Daher ist es eine Aufgabe der vorliegenden Erfindung, ein Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug vorzusehen, in welchem das Warten der Kupplungen leicht durchgeführt werden kann, und bei welchem ferner die Überprüfung und Regulierung der Kämzustände des angetriebenen Kegelrads und des Mitlaufkegelrads leicht durchgeführt werden können.

Um die vorangehende Aufgabe zu lösen, ist gemäß einem ersten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung ein Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug vorgesehen, welches dazu ausgebildet ist, eine Antriebskraft von einer Eingangswelle, die durch eine Maschine angetrieben ist, auf eine bezüglich einer Fahrzeugkarosserie quer oder seitlich angeordnete Kupplungsantriebswelle durch ein angetriebenes Kegelrad und ein Mitlaufkegelrad zu übertragen, und die Antriebskraft von der Kupplungsantriebswelle durch linke und rechte Kupplungen auf linke und rechte Räder zu übertragen, wobei die Kegelräder in einem Mittengehäuse aufgenommen sind, und wobei die linken und rechten Kupplungen in einem linken Seitengehäuse bzw. einem rechten Seitengehäuse aufgenommen sind, die mit einer linken bzw. einer rechten Seite des Mittengehäuses gekoppelt sind.

Bei einer derartigen Anordnung kann die Wartung der Kupplungen leicht durchgeführt werden, ohne durch die Kegelräder behindert zu werden, indem das linke und das rechte Seitengehäuse von dem Mittengehäuse entfernt wird.

Gemäß einem zweiten Aspekt und Merkmal der vorliegenden Erfindung, ist zusätzlich zu dem ersten Aspekt das Mittengehäuse längs-zweigeteilt.

Durch eine derartige Anordnung kann die Überprüfung und Regulierung der Kämzustände des Antriebskegelrads und des Mitlaufkegelrads leicht durch längsweises Auseinandernehmen der Mittengehäuse durchgeführt werden.

Die vorangehenden Ziele, Merkmale und Vorteile der Erfindung werden aus der folgenden Beschreibung der bevorzugten Ausführungsform bei Betrachtung in Verbindung mit den beiliegenden Zeichnungen augenscheinlich.

Die Fig. 1 bis 10 stellen eine bevorzugte beispielhafte Ausführungsform der vorliegenden Erfindung dar.

Fig. 1 ist die Darstellung einer Gesamtanordnung eines Vierradantriebsfahrzeugs;

Fig. 2 ist eine Draufsicht des gesamten hinteren Differentials;

Fig. 3 ist eine vergrößerte Ansicht eines Teils des in Fig. 2 gezeigten Differentials;

Fig. 4 ist eine vergrößerte Ansicht eines Teils des in Fig. 2 gezeigten Differentials;

Fig. 5 ist eine vergrößerte Ansicht eines Teils des in Fig. 2 gezeigten Differentials;

Fig. 6 ist eine vergrößerte Schnittansicht entlang einer Linie 6-6 in Fig. 4;

Fig. 7 ist eine vergrößerte Ansicht eines wesentlichen in Fig. 4 gezeigten Teils;

Fig. 8 ist eine Schnittansicht entlang einer Linie 8-8 in Fig. 3;

Fig. 9 ist eine Schnittansicht entlang einer Linie 9-9 in Fig. 8; und

Fig. 10 ist ein Graph, welcher die Beziehung zwischen der Fahrzeuggeschwindigkeit und dem maximal übertragenen Drehmoment der Kupplung darstellt.

Eine bevorzugte beispielhafte Ausführungsform der Erfindung wird nun mit Bezug auf die beiliegenden Zeichnungen beschrieben.

Wenn man sich der Fig. 1 zuwendet, so umfaßt ein Vierradantriebsfahrzeug V eine Maschine E, die an einem vorderen Teil einer Fahrzeugkarosserie quer angebracht ist, ein Getriebe M, welches mit der Maschine E integral vorgesehen ist, ein vorderes Differential D_F , welches das Getriebe M mit Antriebswellen 1_L und 1_R von linken und rechten Vorderrädern W_{FL} bzw. W_{FR} verbindet, ein Übertragungsgehäuse T, welche das vordere Differential D_F mit einer Antriebswelle 2 verbindet, und ein hinteres Differential D_R , welches die Antriebswelle 2 mit Antriebswellen 3_L und 3_R des linken und des rechten Hinterrads W_{RL} bzw. W_{RR} verbindet. Das hintere Differential D_R ist dazu ausgebildet, die Übertragung einer Antriebskraft auf die Antriebswellen 3_L und 3_R der Hinterräder W_{RL} und W_{RR} zu steuern. Wenn die Übertragung der Antriebskraft gestoppt wird, dann wird das Fahrzeug in einen Vorderradantriebszustand gebracht, in welchem lediglich die Vorderräder W_{FL} und W_{FR} angetrieben werden, und wenn die Antriebskraft übertragen wird, dann wird das Fahrzeug in einen Vierradantriebszustand gebracht, in welchem sowohl die Vorderräder W_{FL} und W_{FR} als auch die Hinterräder W_{RL} und W_{RR} angetrieben werden. Ferner ist im Vierradantriebszustand das hintere Differential D_R dazu in der Lage, die Verteilung der Antriebskraft auf das linke und das rechte Hinterrad W_{RL} und W_{RR} in jeglichem Verhältnis oder Ausmaß zu steuern.

Mit einer elektronischen Steuer/Regel-Einheit U sind ein Vorderraddrehzahlsensor S_1 zum Erfassen einer Vorderraddrehzahl, beruhend auf einer Umdrehungsgeschwindigkeit der Antriebswelle 2, ein Paar von Hinterraddrehzahlsensoren S_2 , S_2 zum Erfassen von Drehzahlen der Hinterräder, beruhend auf Umdrehungsgeschwindigkeiten der linken und der rechten Antriebswelle 3_L und 3_R der Hinterräder W_{RL} und W_{RR} , ein Lenkwinkelsensor S_3 zum Erfassen eines Lenkwinkels eines Lenkrads 4, ein Gierraten- oder Giergeschwindigkeitssensor S_4 zum Erfassen einer Gierrate oder Giergeschwindigkeit der Fahrzeugkarosserie, ein Querschleunigungssensor S_5 zum Erfassen einer Querschleunigung der Fahrzeugkarosserie und ein Differentialsperrschalter S_6 zum Sperren des hinteren Differentials D_R verbunden. Die elektronische Steuer/Regel-Einheit U steuert/regelt linke und rechte Kupplungen C_L und C_R (welche nachfolgend beschrieben werden), welche im hinteren Differential D_R angeordnet sind, beruhend auf Signalen von den Sensoren S_1 bis S_5 und dem Differentialsperrschalter S_6 .

Die Struktur des hinteren Differentials D_R wird mit Bezug auf die Fig. 2 bis 9 beschrieben. Das hintere Differential D_R weist eine in Querrichtung im wesentlichen symmetrische Struktur auf, und daher wird hinsichtlich der in Querrichtung symmetrischen Abschnitte einer (der linke) von linkem und rechtem Teil beschrieben und die doppelte Beschreibung des anderen Teils ist weggelassen.

Das hintere Differential D_R umfaßt ein Gehäuse, welches in ein vorderes Mittengehäuse **11**, ein hinteres Mittengehäuse **12**, das mit einer hinteren Oberfläche des vorderen Mittengehäuses **11** durch eine Mehrzahl von Bolzen **14** (siehe **Fig. 8**) verbunden ist, ein linkes Seitengehäuse **13_L**, das mit linken Seiten der Mittengehäuse **11** und **12** durch eine Mehrzahl von Bolzen **15** verbunden ist, und ein rechtes Seitengehäuse **13_R** unterteilt ist, das mit den rechten Seiten der Mittengehäuse **11** und **12** durch eine Mehrzahl von Bolzen **15** verbunden ist.

Eine Eingangswelle **18** ist in dem vorderen Mittengehäuse **13** durch ein Paar von sich verjüngend ausgebildeten Wälzkörperlagern oder Walzenlagern **16** und **17** getragen, und ist an ihrem vorderen Ende mit einem hinteren Ende der Antriebswelle **2** (siehe **Fig. 1**) durch eine Kopplung **19** gekoppelt. Der Vorderraddrehzahlsensor S_1 , welcher einem an der Eingangswelle **18** festgelegten Rotor **20** zum Erfassen einer Drehzahl der Eingangswelle **18** gegenüberliegend angeordnet ist, ist an dem vorderen Mittengehäuse **11** durch einen Bolzen **21** festgelegt. Eine hohle Kupplungsantriebswelle **23** ist an ihren entgegengesetzten Enden in dem vorderen Mittengehäuse **11** und dem hinteren Mittengehäuse **12** durch ein Paar von Kugellagern **22**, **22** getragen, und ein angetriebenes Kegelrad (Antriebskegelrad) **26**, das integral an einem hinteren Ende der Eingangswelle **18** ausgebildet ist, ist in Kämmeingriff mit einem Mitlaufkegelrad (Abtriebskegelrad) **25**, das an der Kupplungsantriebswelle **23** durch einen Bolzen **24** festgelegt ist. Die Eingangswelle **18** und die Kupplungsantriebswelle **23** liegen in bezüglich einander versetzten Orten und sind nicht in der gleichen Ebene. Daher werden das Mitlaufkegelrad **25** und das Antriebskegelrad **26**, welche von einem Hypoidtyp sind, verwendet.

Eine linke Ausgangswelle **29_L** ist coaxial innerhalb der Kupplungsantriebswelle **23** durch ein Kugellager **27** getragen, welches am linken Seitengehäuse **13_L** angebracht ist, sowie durch ein Nadellager **28**, welches an einem linken Ende der Kupplungsantriebswelle **23** angebracht ist. Ein rechtes Ende der linken Antriebswelle **3_L** (siehe **Fig. 1**) ist mit einem linken Ende der linken Ausgangswelle **29_L**, das aus dem linken Seitengehäuse **13_L** hervorsticht, durch eine Kopplung **30** gekoppelt. Der Hinterraddrehzahlsensor S_2 , welcher einem an der linken Ausgangswelle **29_L** festgelegten Rotor **31** zum Erfassen einer Umdrehungsgeschwindigkeit der linken Ausgangswelle **29_L** gegenüberliegt, ist an dem linken Seitengehäuse **13_L** durch einen Bolzen **32** festgelegt.

Die linke elektromagnetische Kupplung C_L , welche in dem linken Seitengehäuse **13_L** aufgenommen ist, umfaßt ein äußeres Kupplungselement **36**, das durch Nutverzahnung oder Axialverzahnung mit dem linken Ende der Kupplungsantriebswelle **23** verbunden ist, ein inneres Kupplungselement **37**, das durch Nutverzahnung oder Axialverzahnung mit einem rechten Ende der linken Ausgangswelle **29_L** verbunden ist, eine Mehrzahl von Kupplungsscheiben **38**, welche axial verschiebbar, jedoch nicht drehbar, an einem Innenumfang des äußeren Kupplungselements **36** getragen sind, eine Mehrzahl von Kupplungsplatten **39**, welche axial verschiebbar, jedoch nicht drehbar an dem Außenumfang des inneren Kupplungselements **37** getragen sind und alternierend den Kupplungsscheiben **38** überlagert, d. h. zwischen diesen angeordnet sind, und einen Kupplungskolben **40**, welcher axial verschiebbar an dem Außenumfang, d. h. einer Außenumfangsfläche, des inneren Kupplungselements **37** getragen ist, um die Kupplungsscheiben **38** und die Kupplungsplatten **39** in engen Kontakt miteinander zu bringen.

Ein Kugelnockenmechanismus **44** ist an dem Außenumfang der linken Ausgangswelle **29_L** vorgesehen und umfaßt

ein stationäres Nockenelement **41**, ein bewegbares Nockenelement **42** und eine Mehrzahl von Kugeln **43**. Eine linke Seite des stationären Nockenelements **41** liegt einer rechten Seite des Kugellagers **27** gegenüber, wobei ein Axiallager **45** zwischen diesen angeordnet ist, und eine rechte Seite des bewegbaren Nockenelements **42** liegt einer linken Seite des inneren Kupplungselements **37** gegenüber, wobei eine Feder **46** zwischen diesen angeordnet ist, sowie einer linken Seite des Kupplungskolbens **40**, wobei ein kleiner Zwischenraum zwischen diesen gebildet ist. Eine Außenumfangsfläche des stationären Nockenelements **41** ist bei **48** durch Axialverzahnung oder Nutverzahnung mit einer Innenumfangsfläche eines Spulengehäuses **47** verbunden, welches nachfolgend beschrieben wird, und eine Innenumfangsfläche des bewegbaren Nockenelements **42** ist durch Nutverzahnung oder Axialverzahnung bei **49** mit einer Außenumfangsfläche der linken Ausgangswelle **29_L** verbunden.

Wie man in **Fig. 6** in Verbindung mit den anderen Figuren leicht erkennen kann, sind dreieckige Nockennuten **41₁** und **42₁** mit vorbestimmtem Abstand in gegenüberliegenden Oberflächen der Nockenelemente **41** und **42** des Kugelnockenmechanismus **44** ausgebildet, und die Kugeln **43** sind zwischen den sich einander gegenüberliegenden Nockennuten **41₁** und **42₁** angeordnet.

Wie man in **Fig. 7** erkennt, ist ein Solenoid **50** radial außerhalb des Kugelnockenmechanismus **44** angeordnet und umfaßt eine ringförmige Spule **52**, welche mit isolierendem Material **51** bedeckt ist, sowie ein ringförmiges Spulengehäuse **47**, welches eine Innenumfangsfläche, eine Außenumfangsfläche und eine rechte Seite der Spule **52** bedeckt, und einen ringförmigen Anker **54**, welcher an einer rechten Seite des Spulengehäuses **47** angeordnet ist. Die Spule **52** ist an dem linken Seitengehäuse **13_L** durch ein nicht gezeigtes Mittel festgelegt, und das Spulengehäuse **47** ist zur Drehung um die linke Ausgangswelle **29_L** durch den Kugelnockenmechanismus **44** getragen. Ein Außenumfang des Ankers **54** ist durch Nutverzahnung oder Axialverzahnung bei **55** mit dem äußeren Kupplungselement **36** gekoppelt, und eine rechte Seite des Ankers **54** liegt der linken Seite des Kupplungskolbens **40** unter Zwischenlagerung einer Belleville-Feder **56** gegenüber.

Ein linkes Ende (ein dem Anker **54** entgegengesetztes Ende) des Spulengehäuses **47** steht nach links um einen Abstand L über das linke Ende der Spule **52** hervor, wodurch ein geschlossener magnetischer Kreislauf, welcher durch die fette Linie gezeigt ist, leicht gebildet werden kann, um die magnetische Flußdichte zum Vergrößern der anziehenden Kraft des Ankers **54** zu erhöhen, im Vergleich zu dem Fall, in dem das linke Ende des Spulengehäuses **47** an einem Ort rechts vom linken Ende der Spule **52** endet. Zwischenräume α , α sind zwischen der Spule **52**, welche am linken Seitengehäuse **13_L** festgelegt ist, und dem Spulengehäuse **47**, welches bezüglich der Spule **52** gedreht wird, gebildet; durch Minimierung der Größe der Zwischenräume α , α kann jedoch die magnetische Flußdichte weiter erhöht werden. Ferner kann durch Ausgestaltung der Spule **52**, des Spulengehäuses **47** und des Ankers **54** aus Materialien mit relativ hoher magnetischer Permeabilität, wie z. B. Silicium, einem Permalloymaterial o. dgl., der magnetisch geschlossene Kreislauf vollständig geschlossen werden, um jegliche Flußleckage zu irgendeinem anderen Element zu vermeiden.

Ein Zwischenraum β ist zwischen einer Außenumfangsfläche des bewegbaren Nockenelements **42** und der Innenumfangsfläche des Spulengehäuses **47** gebildet, und ein Zwischenraum γ ist zwischen einer Innenumfangsfläche des stationären Nockenelements **41** und der Außenumfangsfläche der linken Ausgangswelle **29_L** gebildet. Diese Zwi-

schenräume β und γ ermöglichen, daß die Größe des aus dem geschlossenen magnetischen Kreislauf durch das stationäre und das bewegbare Nockenelement **41** und **42** zur linken Ausgangswelle **29_L** herausfließenden magnetischen Flusses minimiert wird, wodurch die Anziehungskraft des Ankers **54** vergrößert wird und der Verbrauch elektrischer Energie durch die Spule **52** gesenkt wird.

Wie man in den **Fig. 8** und **9** erkennt, umfaßt eine in einem Innenraum des vorderen Mittengehäuses **11** und des hinteren Mittengehäuses **12** aufgenommene Ölpumpe **61** eine Trochoidpumpe und umfaßt ein Pumpengehäuse **63**, welches an einer Innenoberfläche des vorderen Mittengehäuses **11** durch Bolzen **62**, **62** festgelegt ist, eine Pumpenabdeckung **65**, welche mit dem Pumpengehäuse **63** durch Bolzen **64** gekoppelt ist, einen mit Innenverzahnung versehenen äußeren Rotor **66**, der drehbar im Pumpengehäuse **63** und der Pumpenabdeckung **65** aufgenommen ist, und einen mit Außenverzahnung versehenen inneren Rotor **67**, welcher an einem Außenumfang der Kupplungsantriebswelle **23** festgelegt ist und mit dem äußeren Rotor **66** kämmt.

Schmieröl ist in einem Raum zwischen dem vorderen und dem hinteren Mittengehäuse **11** und **12** gespeichert. Ein Ölfilter **70** ist in einem Öldurchlaß **69** angebracht, der sich von einer Einlaßöffnung **68** nach unten erstreckt, die unter dem Pumpengehäuse **63** und der Pumpenabdeckung **65** ausgebildet ist, und ist in das Öl eingetaucht. Eine Abgabeöffnung **71** ist oberhalb oder im oberen Bereich des Pumpengehäuses **63** und der Pumpenabdeckung **65** zur Verbindung mit einem in der Kupplungsantriebswelle **23** ausgebildeten Öldurchlaß **23₂** durch eine Ölbohrung **23₁** ausgebildet, die radial in der Kupplungsantriebswelle **23** vorgesehen ist. Der Innenraum in dem vorderen und dem hinteren Mittengehäuse **11** und **12** steht mit einem Innenraum des linken und des rechten Seitengehäuses **13_L** und **13_R** durch eine Mehrzahl von Durchgangsöffnungen **11₁** und **12₁** in Verbindung.

Ein rechtes Ende eines Öldurchlasses **29₁**, der axial in der linken Ausgangswelle **29_L** ausgebildet ist, steht mit einem linken Ende des Öldurchlasses **23₂** in Verbindung, der in der Kupplungsantriebswelle **23** ausgebildet ist.

Ölöffnungen oder Bohrungen **29₂** und **29₃**, welche sich radial von dem Öldurchlaß **29₁** erstrecken, sind in der linken Ausgangswelle **29_L** ausgebildet. Eine Ölbohrung **29₂** liegt einer Ölbohrung **37₁** gegenüber, die in dem inneren Kupplungselement **37** ausgebildet ist, und die andere Bohrung **29₃** liegt dem Axiallager **45** gegenüber, das zwischen dem Kugellager **27** und dem Kugelnockenmechanismus **44** angeordnet ist.

Der Betrieb der erfindungsgemäßen Ausgestaltungsform mit dem vorangehend beschriebenen Aufbau wird nachfolgend beschrieben.

Beim Starten des Fahrzeugs wird eine Antriebskraft von der Maschine **E** zunächst auf das linke und das rechte Vorderrad **W_{FL}** und **W_{FR}** durch das Getriebe **M**, das vordere Differential **D_F** und die Antriebswellen **1_L** und **1_R** übertragen. Die Antriebskraft von der Maschine **E** wird ebenso durch die Antriebswelle **2** auf das hintere Differential **D_R** übertragen, um die Eingangswelle **18**, das Antriebskegelrad **26**, das Mitlauf- oder Abtriebskegelrad **25** und die Kupplungsantriebswelle **23** zu drehen. Die linke und die rechte elektromagnetische Kupplung **C_L** und **C_R** sind jedoch jeweils in ihrem nicht eingerückten Zustand, und daher werden die Hinterräder **W_{RL}** und **W_{RR}** nicht angetrieben. Zu dieser Zeit werden die Drehzahlen der Vorderräder durch den Vorderraddrehzahlsensor **S₁** erfaßt, der an der Eingangswelle **18** des hinteren Differentials **D_R** angebracht ist, und die Drehzahlen der Hinterräder werden durch die Hinterraddrehzahlsensoren **S₂**, **S₂** erfaßt, die an der linken und der rechten Ausgangswelle **29_L** und **29_R** des hinteren Differentials

als **D_R** angebracht sind. Zu dem Zeitpunkt, zu dem die Antriebskraft auf die Vorderräder **W_{FL}** und **W_{FR}** übertragen worden ist, wird immer noch keine Antriebskraft auf die Hinterräder **W_{RL}** und **W_{RR}** übertragen, beruhend auf der Tatsache, daß die linke und die rechte elektromagnetische Kupplung **C_L** und **C_R** in ihren ausgerückten Zuständen sind. Daher wird zwischen den Vorderrädern **W_{FL}** und **W_{FR}** und den Hinterrädern **W_{RL}** und **W_{RR}** eine Differenzrotation erzeugt. Wenn die Differenzrotation zwischen den Vorderrädern **W_{FL}**, **W_{FR}** und den Hinterrädern **W_{RL}** und **W_{RR}** erfaßt wird, dann werden die linke und die rechte elektromagnetische Kupplung **C_L** und **C_R** in ihre eingerückten Zustände beruhend auf einem Signal von der elektromagnetischen Steuer/Regel-Einheit **U** gebracht, wodurch ermöglicht wird, daß die Drehung der Kupplungsantriebswelle **23** auf die Hinterräder **W_{RL}** und **W_{RR}** durch die linke und die rechte Ausgangswelle **29_L** und **29_R** und die linke und die rechte Antriebswelle **3_L** und **3_R** übertragen wird. Auf diese Art und Weise wird das Fahrzeug **V** in den Vierradantriebszustand gebracht.

Nachfolgend wird der Betrieb der elektromagnetischen Kupplungen **C_L** und **C_R** beispielsweise anhand der in **Fig. 4** gezeigten linken elektromagnetischen Kupplung **C_L** beschrieben. Wenn der Solenoid **50** in seinem nicht erregten Zustand ist, dann ist die Anziehungskraft des Ankers **54** auf das Spulengehäuse **47** freigegeben worden, und daher können sich das Spulengehäuse **47** und der Anker **54** bezüglich einander drehen. In diesem Zustand sind die Kupplungsantriebswelle **23**, das äußere Kupplungselement **36**, die Kupplungsscheiben **38** und der Anker **54** in ihren integrierten oder miteinander verbundenen Zuständen und die linke Ausgangswelle **29_L**, das innere Kupplungselement **37**, der Kupplungskolben **40**, der Kugelnockenmechanismus **44** und das Spulengehäuse **47** sind ebenso in ihren integrierten oder miteinander verbundenen Zuständen. Daher ist durch das Schlupfen zwischen dem Anker **54** und dem Kupplungsgeläuse **47** die Kraftübertragung von der Kupplungsantriebswelle **23** auf die linke Ausgangswelle **29_L** gestoppt worden.

Wenn die Spule **52** des Solenoiden **50** durch einen Befehl von der elektronischen Steuer/Regel-Einheit **U** erregt wird, dann wird der Anker **54** durch das Spulengehäuse **47** angezogen und somit mit diesem verbunden bzw. integriert. Als Ergebnis daraus wird die Drehung der Kupplungsantriebswelle **23** durch das äußere Kupplungselement **36**, den Anker **54** und das Spulengehäuse **47** auf das stationäre Nockenelement **41** des Kugelnockenmechanismus **44** übertragen, wodurch die Relativdrehung, welche durch Pfeile **A** und **B** in **Fig. 6** gezeigt ist, zwischen dem stationären Nockenelement **41**, das mit der Kupplungsantriebswelle **23** integriert bzw. verbunden ist, und dem bewegbaren Nockenelement **42** erzeugt wird, das mit der Ausgangswelle **29_L** integriert oder verbunden ist. Wenn das stationäre Nockenelement **41** und das bewegbare Nockenelement **42** bezüglich einander gedreht worden sind, dann wird das bewegbare Nockenelement **42** nach rechts von dem stationären Nockenelement **41** weg gegen die Vorspannkraft der Feder **46** durch eine durch die Nockennuten **41₁** und **42₁** von den Kugeln **23** aufgenommene Reaktionskraft bewegt und schiebt den Kupplungskolben **40** nach rechts, um die Kupplungsscheiben **38** und die Kupplungsplatten **39** in Eingriff miteinander zu bringen.

Somit wird das äußere Kupplungselement **36** direkt mit dem Kupplungselement **37** durch die Kupplungsscheiben **38** und die Kupplungsplatten **39** gekoppelt, und die linke elektromagnetische Kupplung **C_L** wird in den eingerückten Zustand gebracht, wodurch ermöglicht wird, daß die Drehung der Kupplungsantriebswelle **23** auf die linke Ausgangswelle **29_L** übertragen wird. Wenn die linke und die rechte elektromagnetische Kupplung **C_L** und **C_R** in der vorangehend be-

schriebenen Art und Weise in ihre eingerückten Zustände gebracht worden sind, dann werden das linke und das rechte Hinterrad W_{RL} und W_{RR} angetrieben. In dieser Art und Weise wird das Fahrzeug V in den Vierradantriebszustand gebracht.

Das hintere Differential D_R kann eine Differenz zwischen den Eingriffskräften der linken und der rechten elektromagnetischen Kupplung C_L und C_R durch Steuern/Regeln eines Wertes des den Spulen **52, 52** des linken und des rechten Solenoiden **50, 50** zugeführten elektrischen Stroms erzeugen, so daß das Drehmoment in beliebiger Weise auf das linke und das rechte Hinterrad W_{RL} , W_{RR} übertragen werden kann, wodurch die Lenkcharakteristik des Fahrzeugs gesteuert bzw. geregelt oder kontrolliert werden kann. Eine Referenzgierate oder Referenzgiergeschwindigkeit wird beruhend auf einem durch den Lenkwinkelsensor S_3 erfaßten Lenkwinkel, einer Fahrzeuggeschwindigkeit, die beruhend auf Ausgaben von dem Vorderraddrehzahlsensor S_1 und den Hinterraddrehzahlsensoren S_2 berechnet wird, und einer Querschleunigung berechnet, welche beispielsweise während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs V durch den Querschleunigungssensor S_5 erfaßt wird. Diese Referenzgiergeschwindigkeit wird mit einer Ist-Giergeschwindigkeit, die durch den Giergeschwindigkeitssensor S_4 erfaßt wird, verglichen. Wenn beruhend auf dem Vergleich das Fahrzeug eine Übersteuerungstendenz oder eine Untersteuerungstendenz aufweist, dann kann eine Steuerung/Regelung zum Beseitigen der Übersteuerungstendenz oder der Untersteuerungstendenz durchgeführt werden.

Insbesondere wenn das Fahrzeug die Übersteuerungstendenz aufweist, dann kann ein Giermoment erzeugt werden, welches verursacht, daß die Fahrzeugkarosserie bei Betrachtung während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs nach außen gedreht wird, um die Übersteuerungstendenz durch Erhöhen der Eingriffskraft der elektromagnetischen Kupplung C_L oder C_R an der Innenseite während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs und durch Verringern der Eingriffskraft der elektromagnetischen Kupplung C_L oder C_R an der Außenseite während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs zu beseitigen. Wenn das Fahrzeug die Untersteuerungstendenz aufweist, dann kann ein Giermoment erzeugt werden, welches verursacht, daß bei Betrachtung während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs die Fahrzeugkarosserie nach innen gedreht wird, um die Untersteuerungstendenz durch Verringern der Eingriffskraft der elektromagnetischen Kupplung C_L oder C_R an der Innenseite während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs und durch Vergrößern der Eingriffskraft der elektromagnetischen Kupplung C_L oder C_R an der Außenseite während des Kurvenfahrens des Fahrzeugs zu beseitigen.

Wenn ein Fahrer den Differentialsperrschalter S_6 betätigt, dann werden die linke und die rechte elektromagnetische Kupplung C_L und C_R in ihre eingerückten Zustände durch das maximal übertragene Drehmoment gebracht. Auf diese Art und Weise wird das Fahrzeug V in einen Vierradantriebszustand und einen Differentialsperrzustand gebracht, in welchem das linke und das rechte Hinterrad W_{RL} und W_{RR} integral oder fest miteinander gekoppelt sind, was dazu beitragen kann, die Vortriebskraft zu vergrößern, wenn das Fahrzeug auf einem schlüpfrigen Untergrund fährt.

Auf diese Art und Weise kann leicht und vermittelt einer einfachen Struktur zwischen dem Vierradantriebszustand und dem Frontantriebszustand umgeschaltet werden, bei welcher Struktur lediglich die beiden elektromagnetischen Kupplungen C_L und C_R bei dem hinteren Differential D_R vorgesehen sind. Ferner kann jede beliebige Antriebskraftverteilung auf das linke und das rechte Hinterrad W_{RL} und W_{RR} vorgesehen werden, und ein Differentialspermecha-

nismus kann vorgesehen werden.

Die geeignete Größe des maximalen übertragenen Drehmoments, welches durch das hintere Differential D_R auf die Hinterräder W_{RL} und W_{RR} übertragen wird, verändert sich in Abhängigkeit vom Reibungskoeffizienten einer Straßenoberfläche. Es ist wünschenswert, daß bei einer Straßenoberfläche mit geringerem Reibungskoeffizienten das maximal übertragene Drehmoment verringert wird und daß bei einer Straßenoberfläche mit größerem Reibungskoeffizienten das maximal übertragene Drehmoment vergrößert wird. Wenn das maximal übertragene Drehmoment gemäß dem folgenden Ausdruck eingestellt wird:
Drehmoment = Gewicht der oder an der Hinterradachse $\times$ Reibungskoeffizient der Straßenoberfläche $\times$ Reifenradius, dann kann ein maximal übertragenes Drehmoment erhalten werden, das für den Reibungskoeffizienten einer Straßenoberfläche geeignet ist.

Wenn das maximal übertragene Drehmoment auf einen größeren Wert eingestellt wird, so daß es für eine Straßenoberfläche mit höherem Reibungskoeffizienten, wie z. B. eine Asphalt-bedeckte Straße, geeignet ist, dann ist die erforderliche Kapazität oder Drehmomentübertragungskapazität der elektromagnetischen Kupplungen C_L und C_R erhöht, wodurch die Größe der elektromagnetischen Kupplungen C_L und C_R vergrößert wird. Ein maximales übertragenes Drehmoment, das für irgendeine von verschiedenen Straßenoberflächen mit verschiedenen Reibungskoeffizienten geeignet ist, kann jedoch durch Beschränken der Eingriffskraft der elektromagnetischen Kupplungen C_L und C_R auf einer Straßenoberfläche mit geringerem Reibungskoeffizienten, wie z. B. einer schneebedeckten Straße, erhalten werden. Wenn das maximal übertragene Drehmoment auf einen kleineren Wert gesetzt wird, so daß es für eine Straße mit geringerem Reibungskoeffizienten geeignet ist, dann kann die Größe der elektromagnetischen Kupplungen C_L und C_R verringert werden, und daher kann die Größe des hinteren Differentials D_R verringert werden. Auf einer Straße mit höherem Reibungskoeffizienten kann jedoch in einigen Fällen das maximal übertragene Drehmoment nicht ausreichend sein.

Durch Einstellen des maximal übertragenen Drehmoments, welches auf die Hinterräder W_{RL} und W_{RR} durch das hintere Differential D_R übertragen wird, derart, daß das maximal übertragene Drehmoment einen maximalen Wert annimmt, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit geringer ist, und das maximal übertragene Drehmoment mit Zunahme der Fahrzeuggeschwindigkeit verringert wird, wie in **Fig. 10** gezeigt, können die Größen der elektromagnetischen Kupplungen C_L und C_R , des angetriebenen Kegelrads **26** und des Mitlaufkegelrads **25** verringert werden, und die Haltbarkeit derselben kann erhöht werden. Die Leistung der Maschine E, welche durch das hintere Differential D_R auf die Hinterräder W_{RL} und W_{RR} übertragen wird, ist proportional zum Produkt des maximal übertragenen Drehmoments mit der Fahrzeuggeschwindigkeit. Wenn jedoch das maximal übertragene Drehmoment mit der Zunahme der Fahrzeuggeschwindigkeit abnimmt, dann ist es möglich, zu verhindern, daß die auf die Hinterräder W_{RL} und W_{RR} übertragene Leistung gemäß der Zunahme der Fahrzeuggeschwindigkeit zunimmt. Somit ist es, selbst wenn die Größen der elektromagnetischen Kupplungen C_L und C_R , des angetriebenen Kegelrads **26** und des Mitlaufkegelrads **25** verringert werden, möglich, eine Verringerung der Haltbarkeit aufgrund der Übertragung einer größeren Leistung, wenn die Fahrzeuggeschwindigkeit höher ist, zu vermeiden.

Wenn nun die Kupplungsantriebswelle **23** des hinteren Differentials D_R gedreht wird, dann werden der innere Rotor **67** und der äußere Rotor **66** der Ölpumpe **61**, die in dem vor-

deren und dem hinteren Mittengehäuse **11** und **12** angeordnet ist, gedreht, wodurch verursacht wird, daß in dem vorderen und dem hinteren Mittengehäuse **11** und **12** gespeichertes Öl von dem Ölfilter **70** über den Öldurchlaß **69** in die Einlaßöffnung **68** gezogen wird und von der Ausgabeöffnung **71** über die Ölbohrung oder Öffnung **23₁** in den in der Kupplungsantriebswelle **23** gebildeten Öldurchlaß **23₂** geleitet wird. Das aus dem Öldurchlaß **23₂** in der Kupplungsantriebswelle **23** in die Öldurchlässe **29₁**, **29₁** in der linken und der rechten Ausgangswelle **29_L** und **29_R** strömende Öl fließt durch die Ölöffnungen oder Bohrungen **29₂** und **29₃**, welche sich radial von den Öldurchlässen **29₁**, **29₁** weg erstrecken, zur Außenseite der Kupplungsantriebswelle **23**. Ein Teil dieses Öls läuft durch die Ölbohrungen oder Öffnungen **37₁**, welche in dem inneren Kupplungselement **37** gebildet sind, um die Kupplungsscheiben **38** und die Kupplungsplatten **39** zu schmieren und ein weiterer Teil des Öl schmiert die Kugellager **27**, **27**, die Nadellager **28**, **28**, die Kugelnockenmechanismen **44**, **44**, die Axiallager **45**, **45** usw. Nach der Durchführung des Schmiervorgangs wird das Öl aus dem linken und dem rechten Seitengehäuse **13_R** und **13_L** durch die Durchgangsöffnungen **11₁** und **12₁** in das vordere und das hintere Mittengehäuse **11** und **12** zurückgeführt.

Da die Ölpumpe **61** an dem Ort angeordnet ist, in welchem sie zwischen der linken und der rechten elektromagnetischen Kupplung **C_L** und **C_R** sandwichartig angeordnet ist, wie vorangehend beschrieben, kann die Länge der Öldurchlässe zum Zuführen des Öls von der Ölpumpe **61** zu den elektromagnetischen Kupplungen **C_L** und **C_R** minimiert werden. Ferner sind die Öldurchlässe **23₂** und **29₁**, **29₁** derart ausgebildet, daß sie sich durch das Innere der Kupplungsantriebswelle und der linken und der rechten Ausgangswelle **29_L** und **29_R** erstrecken, welche in Serie miteinander verbunden sind, so daß eine spezielle Leitung oder ein Leitungssystem nicht erforderlich ist und ferner der Strömungswiderstand für das Öl gesenkt wird.

Wenn das angetriebene Kegelrad **26** und das Mitlaufkegelrad **25** innerhalb des vorderen und des hinteren Mittengehäuses **11** und **12** angeordnet sind, dann wird ein Totraum erzeugt, der an zwei Seiten durch die Kegelräder **25** und **26** umgeben ist, eine Größenzunahme des vorderen und des hinteren Mittengehäuses **11** und **12** kann jedoch durch Anordnen der Ölpumpe **61** unter Verwendung des Totraums verhindert werden. Da insbesondere die Ölpumpe **61** die Trochoidpumpe umfaßt, deren innerer Rotor **67** an der Kupplungsantriebswelle **23** festgelegt ist, kann die Anordnung oder die Ausgestaltung der Ölpumpe **61** in dem oder für den Totraum vereinfacht werden. Ferner öffnet sich der Öldurchlaß **69**, der mit der Einlaßöffnung **68** der Ölpumpe **61** verbunden ist, direkt in die Böden oder Unterseiten des vorderen und des hinteren Mittengehäuses **11** und **12**, und daher ist es möglich, effektiv das Einschließen von Luft während des Neigens des Fahrzeugs **V** zu verhindern. Ferner weisen das Mitlaufkegelrad **25** und die Ölpumpe **61**, welche im Innenraum in dem vorderen und dem hinteren Mittengehäuse angeordnet sind, eine Funktion einer Ablenkplatte auf, und daher ist es möglich, die Erzeugung von Wellen an der Oberfläche zu verhindern, um dadurch den Einschluß von Luft effektiv zu verhindern.

Da das Gehäuse des hinteren Differentials **D_R** in vier Teile unterteilt ist: das vordere Mittengehäuse **11**, das hintere Mittengehäuse **12** und das linke und das rechte Seitengehäuse **13_L** und **13_R**, kann eine Überprüfung und Regulierung der Kämmzustände des angetriebenen Kegelrads **26** und des Mitlaufkegelrads **25**, welche in dem vorderen und dem hinteren Mittengehäuse **11** und **12** zusammengesetzt sind, leicht durch Entfernen des linken und des rechten Sei-

tengehäuses **13_L** und **13_R** und durch Trennen des hinteren Mittengehäuses **12** vom vorderen Mittengehäuse **11** durchgeführt werden. Ferner kann die Wartung der elektromagnetischen Kupplungen **C_L** und **C_R**, welche in dem linken und dem rechten Seitengehäuse **13_L** und **13_R** angeordnet sind, leicht dadurch durchgeführt werden, daß lediglich das linke und das rechte Seitengehäuse **13_L** und **13_R** entfernt werden. Ferner kann die Struktur einer zum Herstellen der Gehäuseteile bei einem Gießvorgang verwendeten Form im Vergleich zu einem Gehäuse, bei dem das Gehäuseteile in zwei Teile unterteilt ist, vereinfacht werden.

Obgleich die Ausgestaltungsform der vorliegenden Erfindung detailliert beschrieben worden ist, ist es selbstverständlich, daß die vorliegende Erfindung nicht auf die vorangehend beschriebene Ausgestaltungsform beschränkt ist und daß viele Modifikationen durchgeführt werden können, ohne vom Sinn und Umfang der in den Ansprüchen definierten Erfindung abzuweichen.

Beispielsweise können anstelle der Ausgestaltung der linken und rechten Kupplungen **C_L** und **C_R** als elektromagnetische Kupplungen diese als hydraulische Kupplungen ausgestaltet werden. Das angetriebene Kegelrad **26** und das Mitlaufkegelrad **25** sind nicht auf den Hypoidtyp beschränkt, bei welchem ihre Achsen sich nicht schneiden; sie können herkömmliche Kegelräder sein mit sich schneidenden Achsen. Das Kraftübertragungssystem oder Leistungsübertragungssystem der vorliegenden Erfindung ist nicht auf die Verwendung für ein Frontmotorfahrzeug beschränkt, sondern ist ferner auf ein Fahrzeug mit hinten liegender Maschine und ein Fahrzeug mit Mittelmotor anwendbar. Somit sind die Antriebsräder nicht auf die Vorderräder **W_{FL}** und **W_{FR}** beschränkt und können ebenso die Hinterräder **W_{RL}** und **W_{RR}** sein.

Ein Kraftübertragungssystem weist eine Eingangswelle (**18**), ein angetriebenes Kegelrad (**26**), ein Mitlaufkegelrad (**25**) und eine Kupplungsantriebswelle (**23**) auf, die in längsgeteilten Mittengehäusen (**11**, **12**) aufgenommen sind.

Linke und rechte elektromagnetische Kupplungen (**C_L**, **C_R**), welche mit der Kupplungsantriebswelle (**23**) verbunden sind, sind in linken und rechten Seitengehäusen (**13_L**, **13_R**) aufgenommen, die mit den Mittengehäusen (**11**, **12**) verbunden sind, so daß eine Antriebskraft von der Eingangswelle (**18**) auf linke und rechte Räder durch ein Paar von Kegelrädern (**25**, **26**) und linke und rechte Kupplungen (**C_L**, **C_R**) übertragen wird. Die Wartung der Kupplungen (**C_L**, **C_R**) kann leicht durchgeführt werden, und die Überprüfung und Regulierung der Kämmzustände der Kegelräder (**25**, **26**) können leicht durchgeführt werden.

Patentansprüche

1. Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug, welches dazu ausgebildet ist, eine Antriebskraft von einer Eingangswelle (**18**), welche durch eine Maschine (**M**) angetrieben ist, auf eine Kupplungsantriebswelle (**23**), welche bezüglich einer Fahrzeugkarosserie quer angeordnet ist, durch ein angetriebenes Kegelrad (**26**) und ein Mitlaufkegelrad (**25**) zu übertragen, und die Antriebskraft von der Kupplungsantriebswelle (**23**) auf ein linkes und ein rechtes Rad (**W_{RL}**, **W_{RR}**) durch linke und rechte Kupplungen (**C_L**, **C_R**) zu übertragen, worin das angetriebene Kegelrad (**26**) und das Mitlaufkegelrad (**25**) in einem Mittengehäuse (**11**, **12**) aufgenommen sind und worin die linken und rechten Kupplungen (**C_L**, **C_R**) in einem linken Seitengehäuse (**13_L**) bzw. einem rechten Seitengehäuse (**13_R**) aufgenommen sind, die mit einer linken bzw. einer rechten Seite des Mittengehäuses (**11**, **12**) gekoppelt sind.

2. Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug nach Anspruch 1, dadurch gekennzeichnet, daß das Mittengehäuse (**11**, **12**) längs-zweigeteilt ist.
3. Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug nach Anspruch 1 oder Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, 5
daß die linken und die rechten Kupplungen (C_L , C_R) elektromagnetische Kupplungen (C_L , C_R) umfassen.
4. Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug nach Anspruch 1 oder 2, dadurch gekennzeichnet, daß die linken und rechten Kupplungen (C_L , C_R) hydraulische 10
Kupplungen umfassen.
5. Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das angetriebene Kegelrad (**26**) und das Mitlaufkegelrad (**25**) Hypoid-Typ-Kegelräder umfassen, welche 15
jeweils Achsen aufweisen, die einander nicht schneiden.
6. Kraftübertragungssystem für ein Fahrzeug nach einem der Ansprüche 1 bis 4, dadurch gekennzeichnet, daß das angetriebene Kegelrad (**26**) und das Mitlaufkegelrad (**25**) einander schneidende Achsen aufweisen. 20

Hierzu 10 Seite(n) Zeichnungen

25

30

35

40

45

50

55

60

65

- Leerseite -

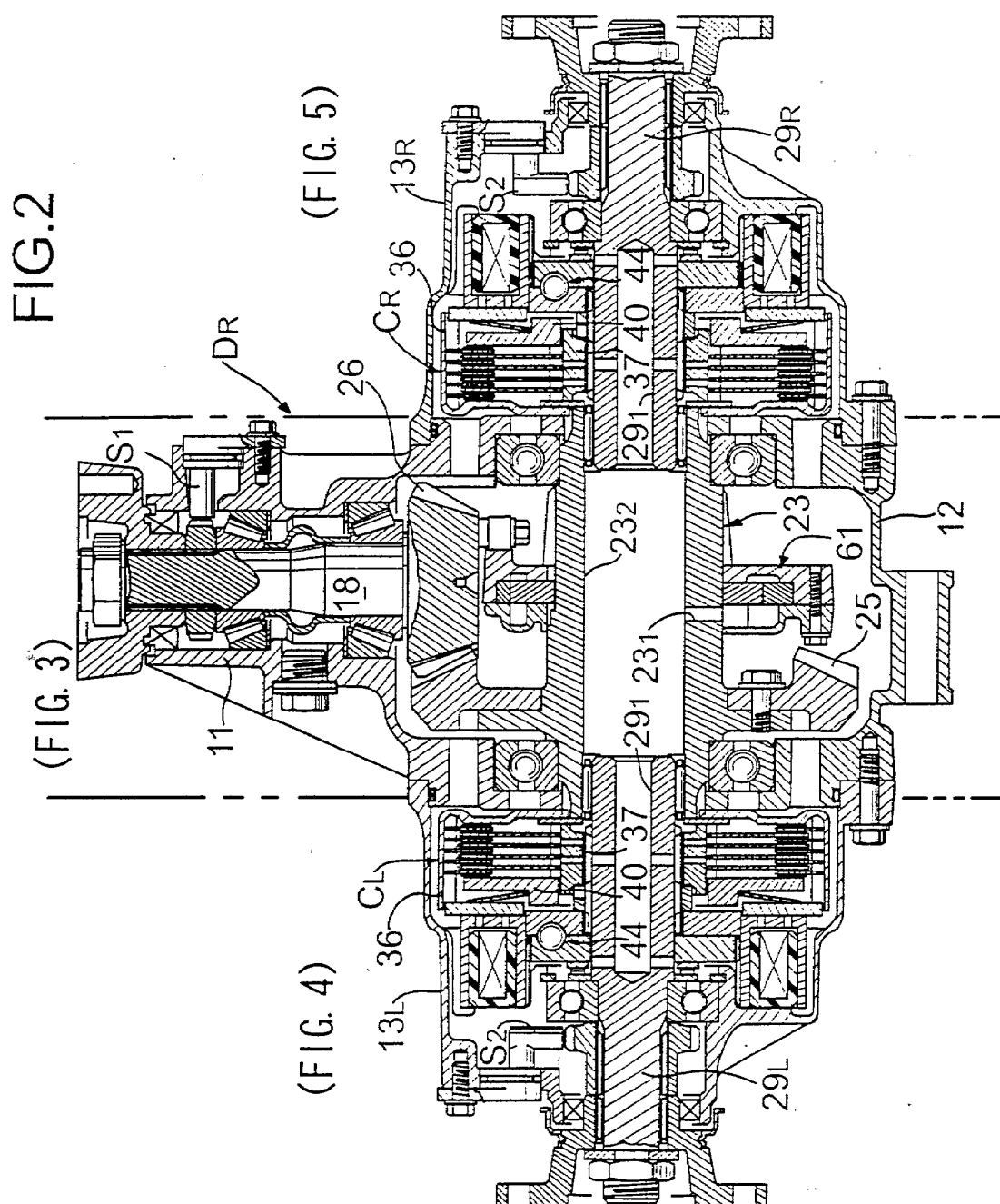


FIG.1

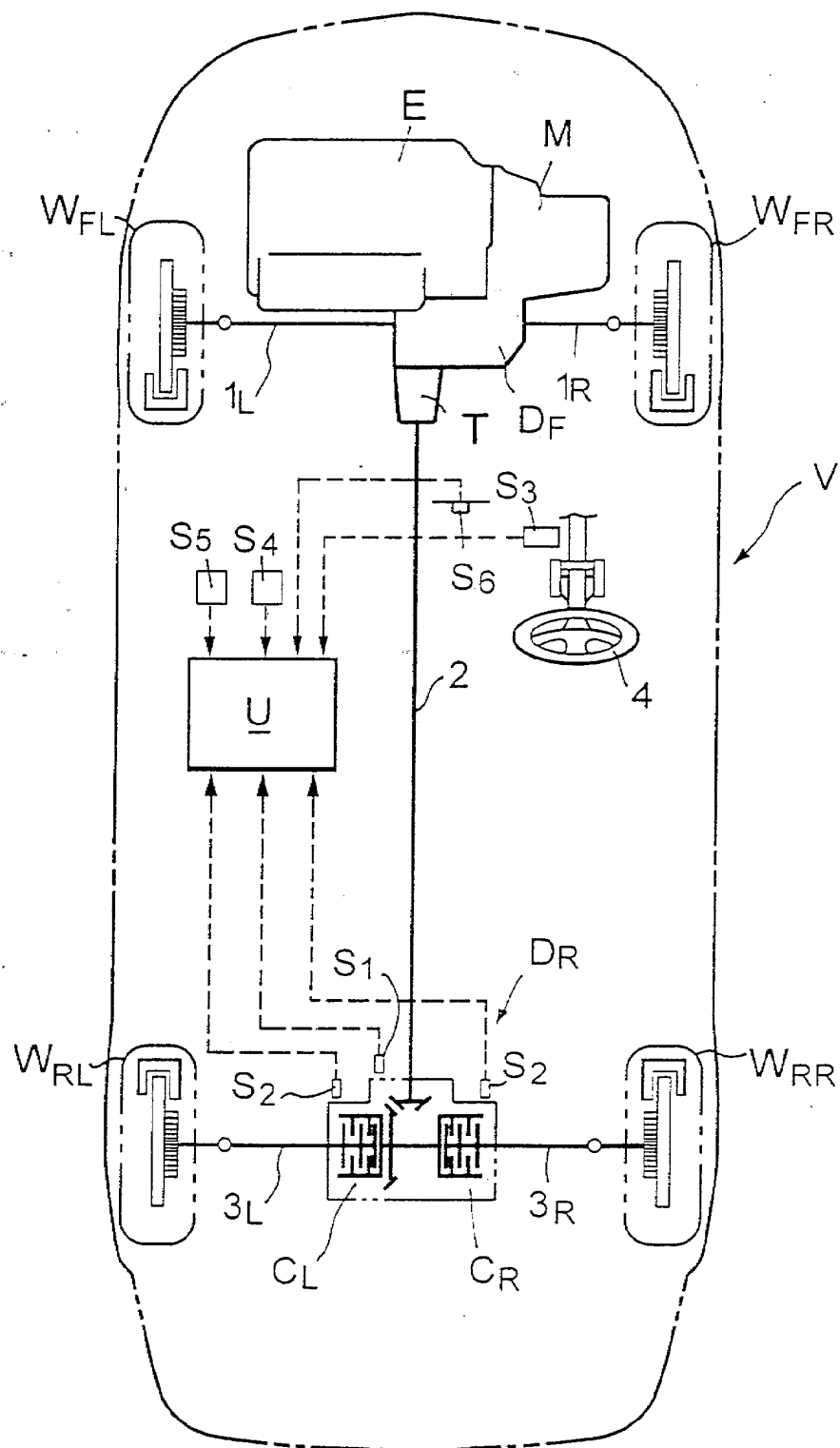
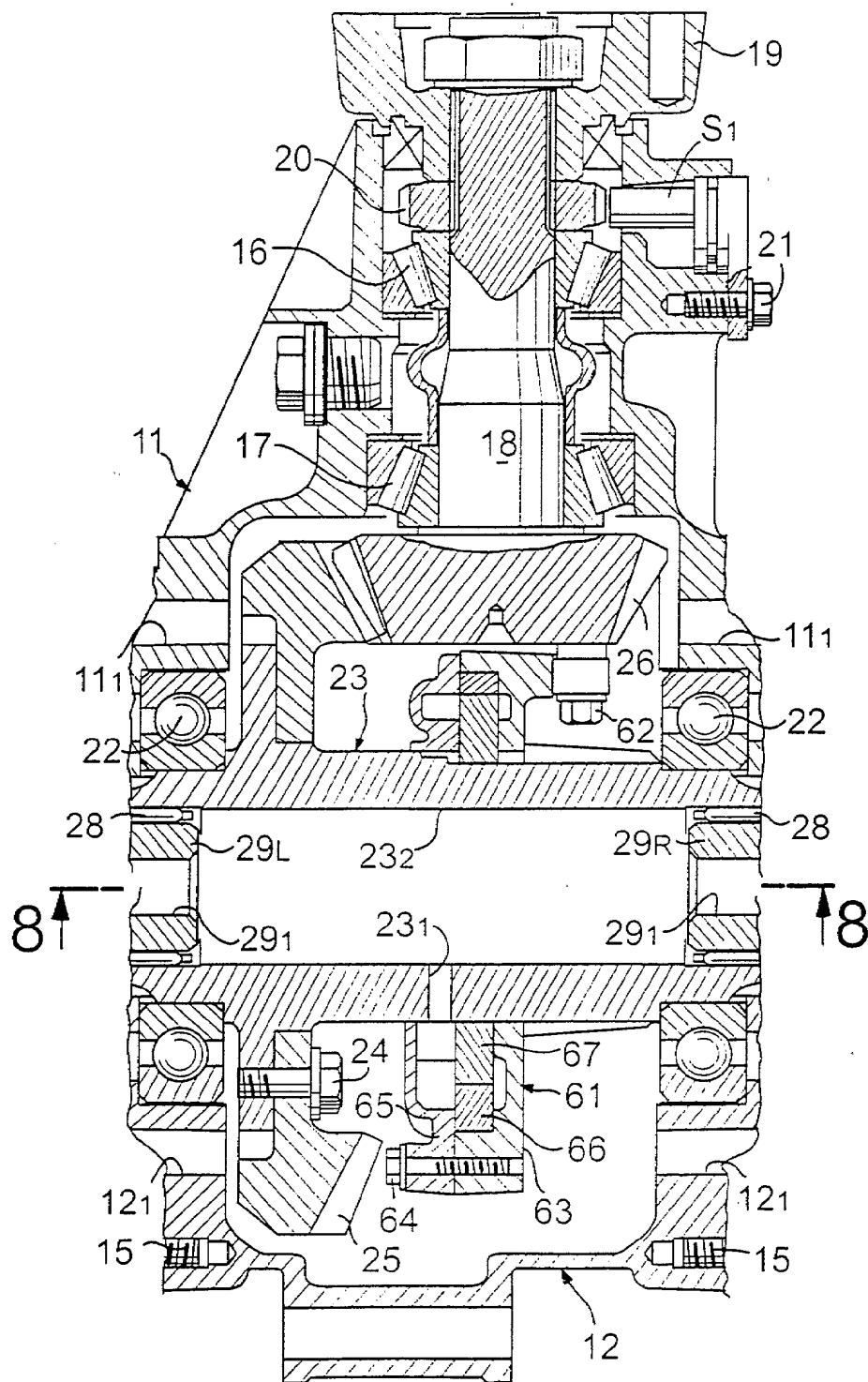
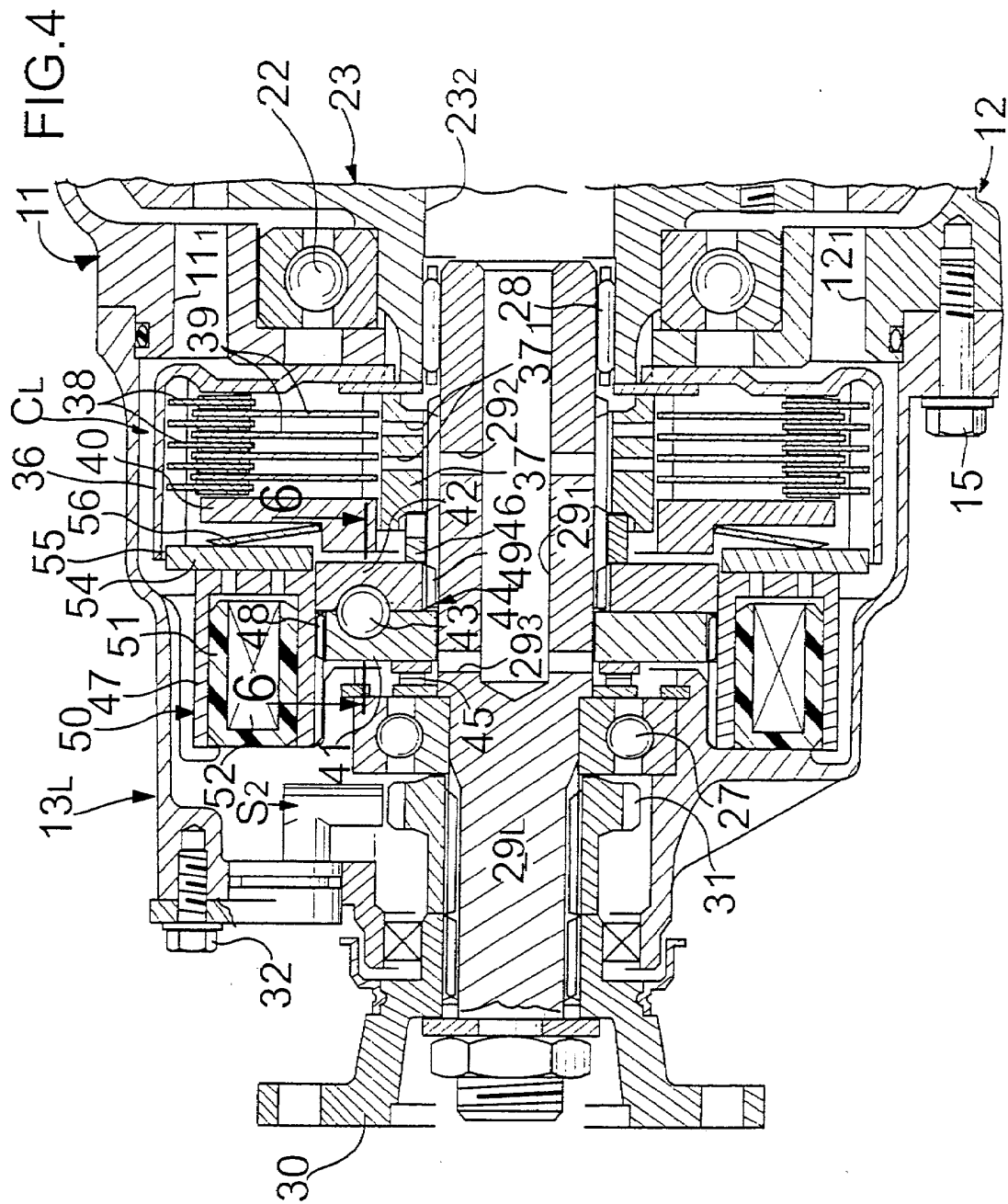


FIG.3





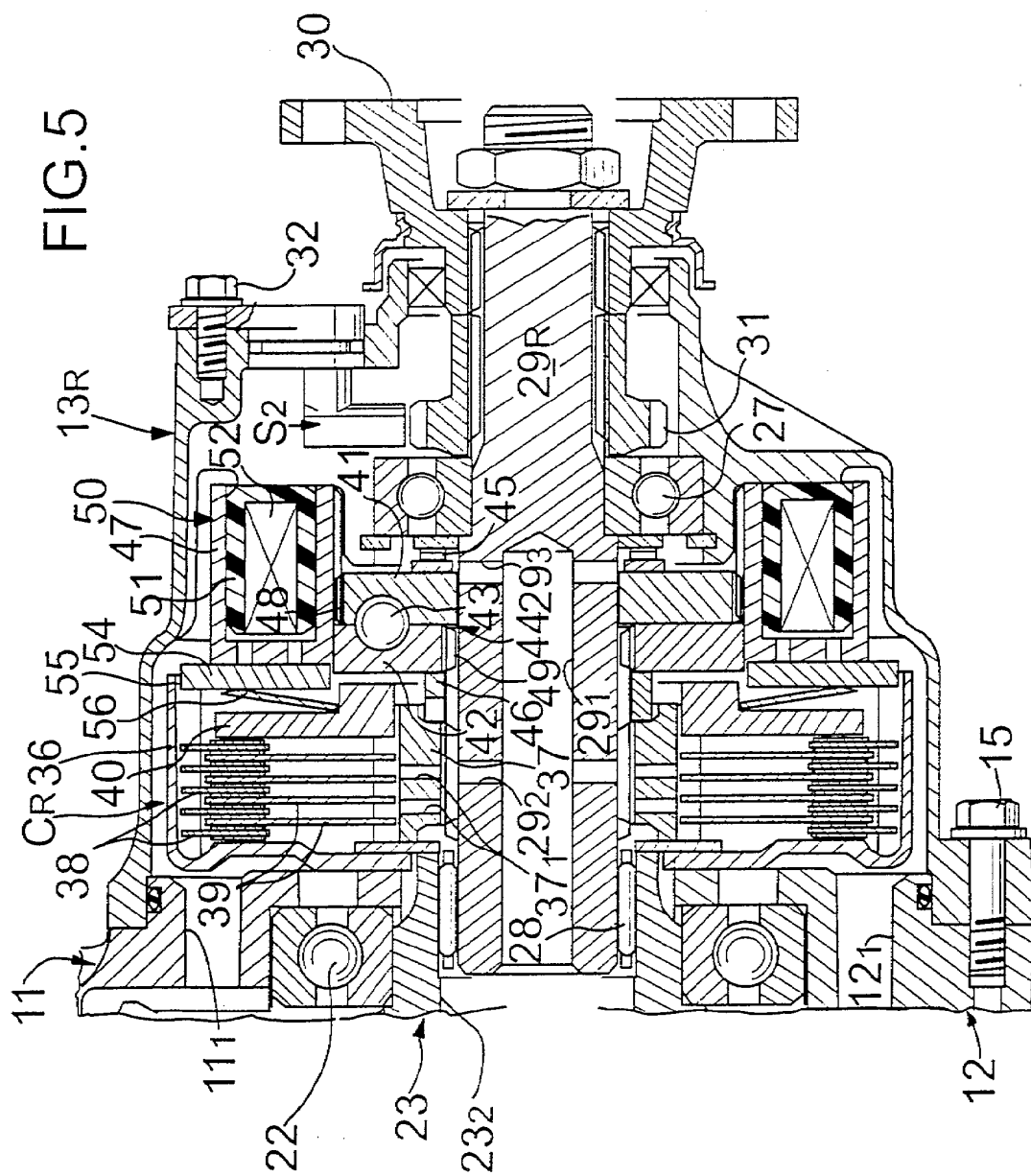


FIG.6

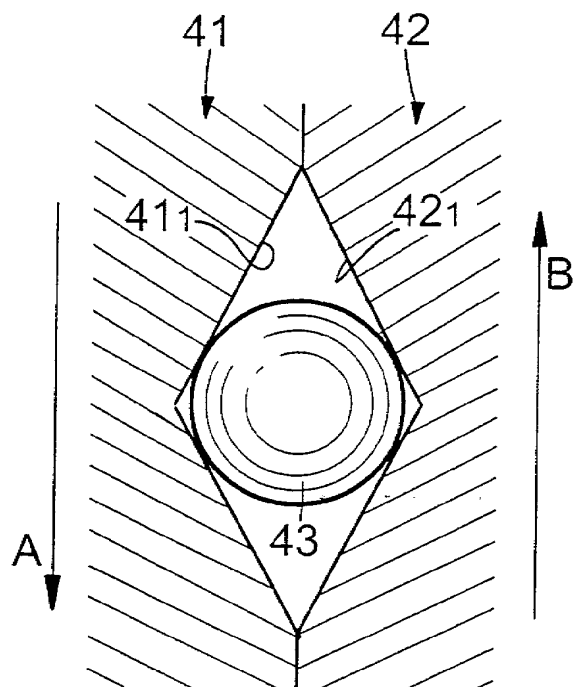
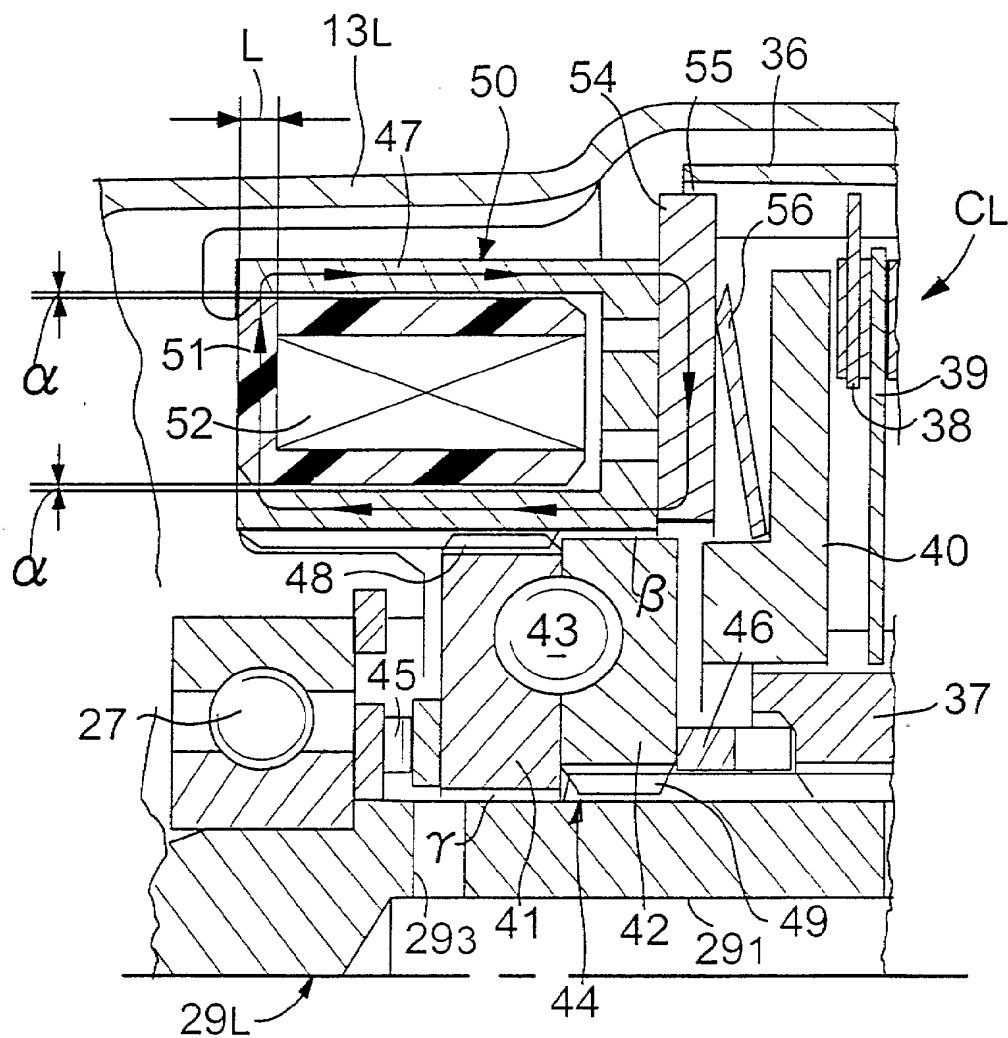


FIG.7



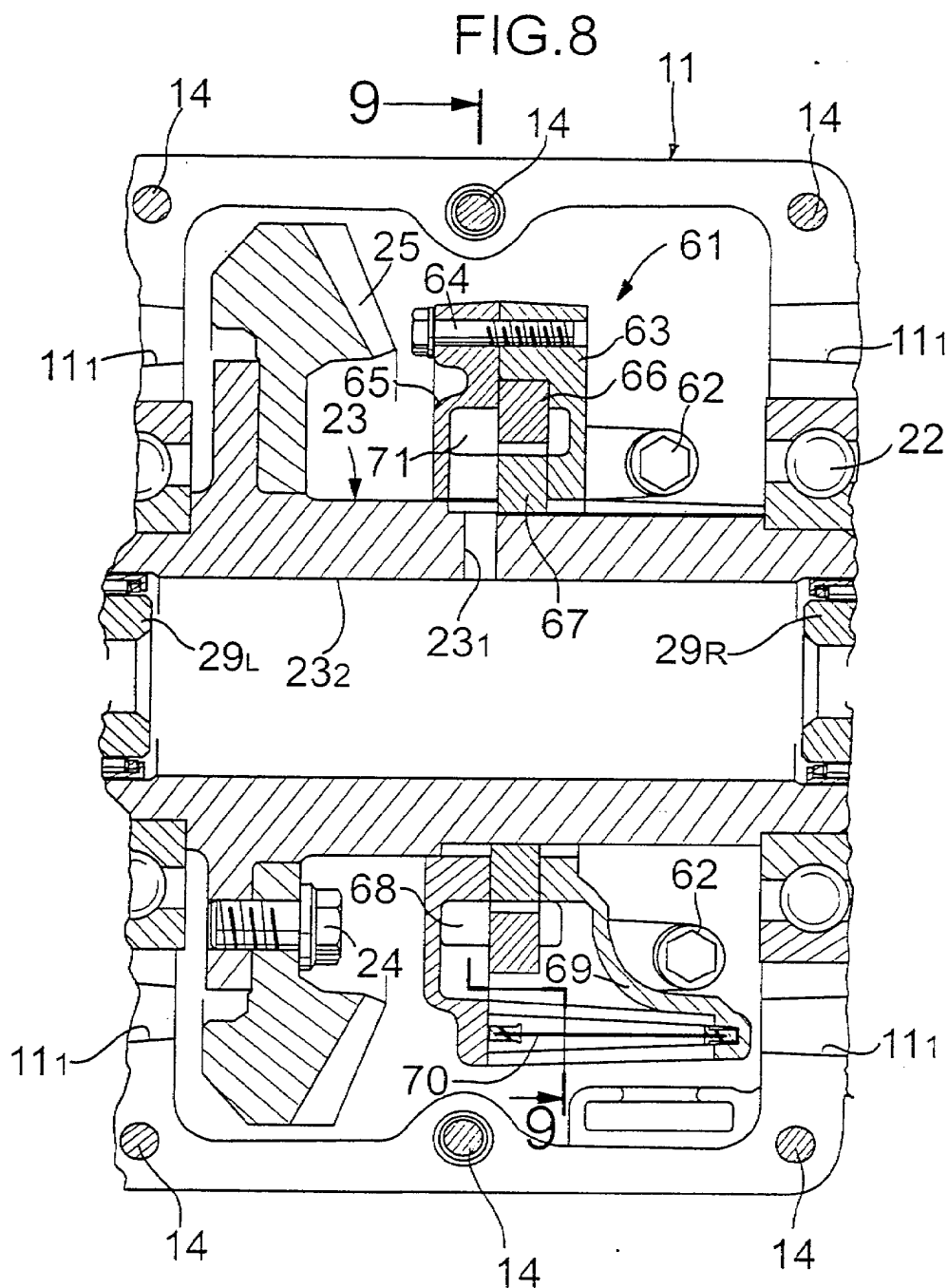


FIG.9

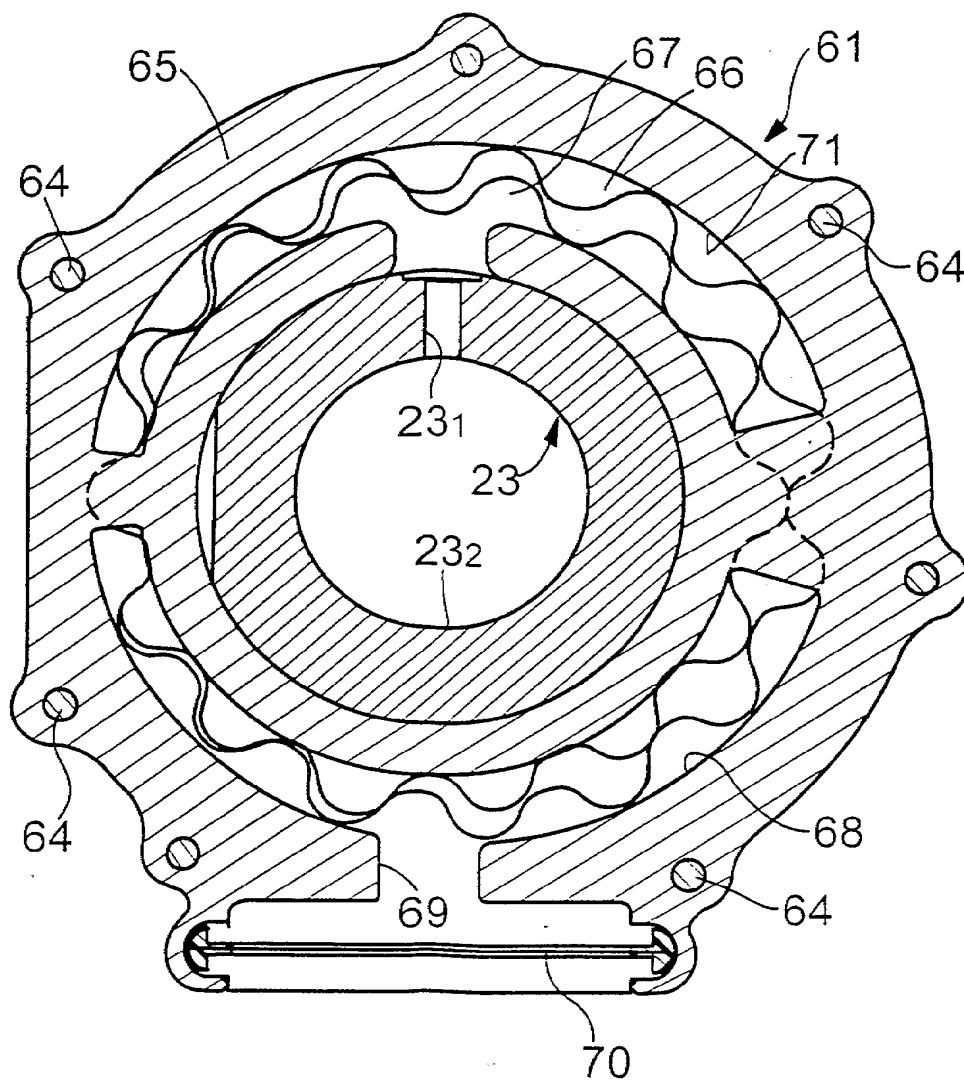


FIG.10



Power transmission system for vehicle with input shaft driven by vehicle engine**Publication number:** DE19800328 (A1)**Publication date:** 1998-07-23**Inventor(s):** KURODA KOJI [JP]; YAKOU TAKAYUKI [JP]; KOBAYASHI KAZUNORI [JP]; SUETAKE KAZUYUKI [JP]**Applicant(s):** HONDA MOTOR CO LTD [JP]**Classification:****- international:** *B60K23/04; B60K17/16; B60K17/35; B60K23/08; F16H48/08; F16H48/12; F16H48/22; B60K23/04; B60K17/16; B60K17/35; B60K23/08; F16H48/00; (IPC1-7): B60K17/34***- European:** B60K17/35; B60K23/08B**Application number:** DE19981000328 19980107**Priority number(s):** JP19970004861 19970114**Also published as:** DE19800328 (C2) JP10194003 (A) CA2226692 (A1) CA2226692 (C) US6070495 (A)**Abstract of DE 19800328 (A1)**

The system has an input shaft (18), a driven bevel gear (26), a follower bevel gear (25) and a coupling drive shaft (23), which are accommodated in longitudinal divided central housings (11,12). Left and right electromagnetic couplings (C-L, C-R) are connected with the coupling drive shaft (23). The couplings are accommodated in left and right side housings (13-L, 13-R), which are connected with the central housings (11,12) so that a driving force from the input shaft (18) is transmitted on left and right gears by the pair of bevel gears and the left and right couplings.

.....
Data supplied from the *esp@cenet* database — Worldwide

Electronic Acknowledgement Receipt

EFS ID:	6227439
Application Number:	12433672
International Application Number:	
Confirmation Number:	9564
Title of Invention:	DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE
First Named Inventor/Applicant Name:	Werner Hoffmann
Customer Number:	07663
Filer:	Kit M. Stetina/Nicolle Roberts
Filer Authorized By:	Kit M. Stetina
Attorney Docket Number:	BUNGA-017US
Receipt Date:	12-OCT-2009
Filing Date:	30-APR-2009
Time Stamp:	17:34:51
Application Type:	Utility under 35 USC 111(a)

Payment information:

Submitted with Payment	no

File Listing:

Document Number	Document Description	File Name	File Size(Bytes)/ Message Digest	Multi Part /.zip	Pages (if appl.)
1	Information Disclosure Statement (IDS) Filed (SB/08)	IDS.pdf	844380 4c8962450a0cdf239378e5c2131271753340ba01	no	4

Warnings:

Information:

2	Foreign Reference	DE102004015304A1.pdf	2837743	no	44
			49a4251c3eb8545c706e54a348dd9fbb96310025		
Warnings:					
Information:					
3	Foreign Reference	DE102004015304A1ABSTRACT.pdf	69755	no	1
			4535b99aa479fe8158781a03611c07178cd3fcb6		
Warnings:					
Information:					
4	Foreign Reference	DE19800328A1.pdf	1131067	no	18
			14c4e42612db4801e8139eb2383c3693d37dd99f		
Warnings:					
Information:					
5	Foreign Reference	DE19800328A1ABSTRACT.pdf	42838	no	1
			755c844c4bd65e083b5f39fc2cecb42594804d56		
Warnings:					
Information:					
Total Files Size (in bytes):			4925783		
This Acknowledgement Receipt evidences receipt on the noted date by the USPTO of the indicated documents, characterized by the applicant, and including page counts, where applicable. It serves as evidence of receipt similar to a Post Card, as described in MPEP 503. <u>New Applications Under 35 U.S.C. 111</u> If a new application is being filed and the application includes the necessary components for a filing date (see 37 CFR 1.53(b)-(d) and MPEP 506), a Filing Receipt (37 CFR 1.54) will be issued in due course and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the filing date of the application. <u>National Stage of an International Application under 35 U.S.C. 371</u> If a timely submission to enter the national stage of an international application is compliant with the conditions of 35 U.S.C. 371 and other applicable requirements a Form PCT/DO/EO/903 indicating acceptance of the application as a national stage submission under 35 U.S.C. 371 will be issued in addition to the Filing Receipt, in due course. <u>New International Application Filed with the USPTO as a Receiving Office</u> If a new international application is being filed and the international application includes the necessary components for an international filing date (see PCT Article 11 and MPEP 1810), a Notification of the International Application Number and of the International Filing Date (Form PCT/RO/105) will be issued in due course, subject to prescriptions concerning national security, and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the international filing date of the application.					



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

APPLICATION NUMBER	FILING OR 371(C) DATE	FIRST NAMED APPLICANT	ATTY. DOCKET NO./TITLE
12/433,672	04/30/2009	Werner Hoffmann	BUNGA-017US

CONFIRMATION NO. 9564

PUBLICATION NOTICE



OC000000038721854

7663
STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 ENTERPRISE, SUITE 250
ALISO VIEJO, CA 92656

Title:DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE

Publication No.US-2009-0277711-A1

Publication Date:11/12/2009

NOTICE OF PUBLICATION OF APPLICATION

The above-identified application will be electronically published as a patent application publication pursuant to 37 CFR 1.211, et seq. The patent application publication number and publication date are set forth above.

The publication may be accessed through the USPTO's publically available Searchable Databases via the Internet at www.uspto.gov. The direct link to access the publication is currently <http://www.uspto.gov/patft/>.

The publication process established by the Office does not provide for mailing a copy of the publication to applicant. A copy of the publication may be obtained from the Office upon payment of the appropriate fee set forth in 37 CFR 1.19(a)(1). Orders for copies of patent application publications are handled by the USPTO's Office of Public Records. The Office of Public Records can be reached by telephone at (703) 308-9726 or (800) 972-6382, by facsimile at (703) 305-8759, by mail addressed to the United States Patent and Trademark Office, Office of Public Records, Alexandria, VA 22313-1450 or via the Internet.

In addition, information on the status of the application, including the mailing date of Office actions and the dates of receipt of correspondence filed in the Office, may also be accessed via the Internet through the Patent Electronic Business Center at www.uspto.gov using the public side of the Patent Application Information and Retrieval (PAIR) system. The direct link to access this status information is currently <http://pair.uspto.gov/>. Prior to publication, such status information is confidential and may only be obtained by applicant using the private side of PAIR.

Further assistance in electronically accessing the publication, or about PAIR, is available by calling the Patent Electronic Business Center at 1-866-217-9197.

Office of Data Management, Application Assistance Unit (571) 272-4000, or (571) 272-4200, or 1-888-786-0101



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

APPLICATION NO.	FILING DATE	FIRST NAMED INVENTOR	ATTORNEY DOCKET NO.	CONFIRMATION NO.

12/433,672

04/30/2009

Werner Hoffmann

BUNGA-017US

9564

7663

7590

09/01/2011

STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER

75 ENTERPRISE, SUITE 250

ALISO VIEJO, CA 92656

EXAMINER

SCHARICH, MARC A

ART UNIT

PAPER NUMBER

3611

MAIL DATE

DELIVERY MODE

09/01/2011

PAPER

Please find below and/or attached an Office communication concerning this application or proceeding.

The time period for reply, if any, is set in the attached communication.

Office Action Summary	Application No. 12/433,672	Applicant(s) HOFFMANN ET AL.	
	Examiner MARC SCHARICH	Art Unit 3611	

-- The MAILING DATE of this communication appears on the cover sheet with the correspondence address --

Period for Reply

A SHORTENED STATUTORY PERIOD FOR REPLY IS SET TO EXPIRE 3 MONTH(S) OR THIRTY (30) DAYS, WHICHEVER IS LONGER, FROM THE MAILING DATE OF THIS COMMUNICATION.

- Extensions of time may be available under the provisions of 37 CFR 1.136(a). In no event, however, may a reply be timely filed after SIX (6) MONTHS from the mailing date of this communication.
- If NO period for reply is specified above, the maximum statutory period will apply and will expire SIX (6) MONTHS from the mailing date of this communication.
- Failure to reply within the set or extended period for reply will, by statute, cause the application to become ABANDONED (35 U.S.C. § 133). Any reply received by the Office later than three months after the mailing date of this communication, even if timely filed, may reduce any earned patent term adjustment. See 37 CFR 1.704(b).

Status

- 1) ☒ Responsive to communication(s) filed on 4/30/2009.
- 2a) ☐ This action is **FINAL**. 2b) ☒ This action is non-final.
- 3) ☐ Since this application is in condition for allowance except for formal matters, prosecution as to the merits is closed in accordance with the practice under *Ex parte Quayle*, 1935 C.D. 11, 453 O.G. 213.

Disposition of Claims

- 4) ☒ Claim(s) 1-12 is/are pending in the application.
- 4a) Of the above claim(s) _____ is/are withdrawn from consideration.
- 5) ☐ Claim(s) _____ is/are allowed.
- 6) ☒ Claim(s) 1-12 is/are rejected.
- 7) ☐ Claim(s) _____ is/are objected to.
- 8) ☐ Claim(s) _____ are subject to restriction and/or election requirement.

Application Papers

- 9) ☒ The specification is objected to by the Examiner.
- 10) ☒ The drawing(s) filed on 7/14/2009 is/are: a) ☐ accepted or b) ☒ objected to by the Examiner.
Applicant may not request that any objection to the drawing(s) be held in abeyance. See 37 CFR 1.85(a).
Replacement drawing sheet(s) including the correction is required if the drawing(s) is objected to. See 37 CFR 1.121(d).
- 11) ☐ The oath or declaration is objected to by the Examiner. Note the attached Office Action or form PTO-152.

Priority under 35 U.S.C. § 119

- 12) ☒ Acknowledgment is made of a claim for foreign priority under 35 U.S.C. § 119(a)-(d) or (f).
- a) ☐ All b) ☐ Some * c) ☒ None of:
1. ☒ Certified copies of the priority documents have been received.
2. ☐ Certified copies of the priority documents have been received in Application No. _____.
3. ☐ Copies of the certified copies of the priority documents have been received in this National Stage application from the International Bureau (PCT Rule 17.2(a)).

* See the attached detailed Office action for a list of the certified copies not received.

Attachment(s)

1) ☒ Notice of References Cited (PTO-892)	4) ☐ Interview Summary (PTO-413)
2) ☐ Notice of Draftperson's Patent Drawing Review (PTO-948)	Paper No(s)/Mail Date. _____
3) ☒ Information Disclosure Statement(s) (PTO/SB/08)	5) ☐ Notice of Informal Patent Application
Paper No(s)/Mail Date <u>10/12/2009</u>	6) ☐ Other: _____

DETAILED ACTION

Priority

1. Acknowledgment is made of applicant's claim for foreign priority based on application 10 2008 002 844.4 filed in Germany on May 6, 2008 and application 10 2008 057 272.1 filed in Germany on November 13, 2008. It is noted, however, that applicant *has not filed a certified copy* of the foreign German applications as required by 35 U.S.C. 119(b). Certified copies of the aforementioned foreign applications must be filed to obtain the claimed foreign priority.

Specification

2. The abstract of the disclosure is *objected to* because of the following matters: The abstract is composed of 3 separate paragraphs. The abstract should be a single paragraph (*no more than 150 words in length*) and should recite clear, concise language (*see line 3, for example, "the secondary drive train output" language is unclear*).

Additionally, the disclosure is *objected to* because of the following matters:

(Page 2, 4th Line): "engages" should be -- engaged --

(Page 7, Para [0028]): In the brief description for Figure 9b, it is recited "*according to Figure 9b*", which appears to be incorrect.

(Page 10, 8th and 9th Lines): "connecting shaft 14" should be -- connecting shaft 15 --

(Page 10, 13th Line): "spur gear shaft 14" should be -- spur gear step 14 --

Art Unit: 3611

(Page 12, Para [0053]): in order to resolve several informalities, the examiner *suggests* amending Para [0053] as follows:

-- [0053] With the side shaft couplings 4 power loss can also be saved by the friction plates of the side shaft couplings 4 being configured differently, depending on whether they are outer plates 6 8 or inner plates 5 7. The inner plates 5 7, therefore the friction plates, which, as previously described, are preferably connected torque-proof to the side shafts 12 of the secondary axle 2 and accordingly revolve permanently, can be configured as blank steel discs with a relatively low- friction surface. ~~If~~ if these rotate during travel with constant contact with cooling and lubricating oil, they cause only minor friction losses. But the outer plates 6 8, which are preferably idle anyway when the secondary axle drive train is disconnected, can present the actual friction lining and channeling delivering lubricating and cooling oil arranged herein or separately. --

Drawings

3. The drawings are *objected to* as failing to comply with 37 CFR 1.84(p)(5) because they include the following reference character(s) not mentioned in the description: “30” in Fig. 11 and “39” in Figs. 15 and 16.

Corrected drawing sheets in compliance with 37 CFR 1.121(d), or amendment to the specification to add the reference character(s) in the description in compliance with 37 CFR 1.121(b) are required in reply to the Office action to avoid abandonment of the application. Any amended replacement drawing sheet should include all of the figures appearing on the immediate prior version of the sheet, even if only one figure is being

Art Unit: 3611

amended. Each drawing sheet submitted after the filing date of an application must be labeled in the top margin as either "Replacement Sheet" or "New Sheet" pursuant to 37 CFR 1.121(d). If the changes are not accepted by the examiner, the applicant will be notified and informed of any required corrective action in the next Office action. The objection to the drawings will not be held in abeyance.

Claim Objections

4. **Claims 1 and 6** are *objected to* because of the following informalities:

Claim 1

(Line 6): "in side shafts" should be -- ~~in~~ on side shafts --

(Line 12): "the secondary drive wheels" should be -- the ~~secondary~~ drive wheels of the secondary axle --

Claim 6

(Line 3): "power transmission gear" should be -- power transmission gearbox --

Claim Rejections - 35 USC § 112

5. The following is a quotation of the second paragraph of 35 U.S.C. 112:

The specification shall conclude with one or more claims particularly pointing out and distinctly claiming the subject matter which the applicant regards as his invention.

Claims 1-12 are rejected under 35 U.S.C. 112, second paragraph, as being *indefinite for failing to particularly point out and distinctly claim the subject matter* which applicant regards as the invention. **The examiner notes that there are *several***

Art Unit: 3611

instances of indefinite claim language throughout the claims, which (like the entire present application) appears to be a crudely translated foreign document.

More specifically:

Claim 1

(Lines 3-4): it is recited “*via which the secondary drive train can be integrated in the drive train transferring the overall drive output*”. There is insufficient antecedent basis in the claim for “the secondary drive train” and “the overall drive output”. Furthermore, it is unclear what “drive train” is being referenced in line 4.

(Line 5): “*the secondary drive train output*” limitation lacks sufficient antecedent basis.

(Line 7): It is unclear what “*comprising*” is referring to. Lines 1-7 recite several structural and functional elements.

(Line 8): it is recited “*a switch-on mechanism*”, however, the limitation is already established in line 3, the additional recitation therefore being ambiguous.

(Line 10): “*the section*” limitation lacks sufficient antecedent basis.

(Lines 9-12): it is recited: “*and when the secondary axle is connected the section of the secondary drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled both from the primary drive train, in particular from the primary axle, and from the secondary drive wheels.*” Such a recitation is *structurally indefinite*. How is it physically possible that if the secondary axle is connected, the secondary drive train is essentially uncoupled? The written description and drawings disclose the *complete opposite*, that is, when the secondary axle is connected (*to the wheels connected thereto via the side shaft couplings*) the section of the secondary drive train located

Art Unit: 3611

between the switch-on device (3) and the side shaft couplings (14) is coupled for rotation (see Fig. 5).

Claim 2

(Lines 1-4): it is recited "*wherein the secondary axle is connected the side shaft couplings form drive output distribution without differential between the drive wheels of the secondary axle guaranteeing transverse equalization similar to transverse differential*" which is ambiguous, indefinite language.

Claim 3

(Lines 2-4): it is recited "*wherein the secondary axle is connected the side shaft couplings forms a drive output distribution without differential between the primary axle and the secondary axle, guaranteeing longitudinal equalization similar to longitudinal differential*" which is ambiguous, indefinite language.

Claim 5

(Lines 2-3): it is recited "*and the secondary drive train output is felt by the switch-on mechanism*" which is ambiguous, indefinite language.

Claim 6

(Line 2): "*the speed synchronization*" limitation lacks sufficient antecedent basis.

Art Unit: 3611

(Line 3): it is recited “*power transmission gear is undertaken or at least supported*” which is ambiguous, indefinite language.

(Lines 3-4): “*the tight fit*” limitation lacks sufficient antecedent basis.

Claim 7

(Line 3): “*the friction plates*” limitation lacks sufficient antecedent basis.

(Line 4): it is recited “*cooperate torque proof as inner plates*” which is ambiguous, indefinite language.

(Lines 4-5): “*the vehicle drive-side friction plates*” limitation lacks sufficient antecedent basis.

Claim 11

(Lines 2-3): “*the drive power*” limitation lacks sufficient antecedent basis.

Claim 12

(Line 2): “*the axle drive unit*” limitation lacks sufficient antecedent basis.

Claim Rejections - 35 USC § 102

6. The following is a quotation of the appropriate paragraphs of 35 U.S.C. 102 that form the basis for the rejections under this section made in this Office action:

A person shall be entitled to a patent unless –

(b) the invention was patented or described in a printed publication in this or a foreign country or in public use or on sale in this country, more than one year prior to the date of application for patent in the United States.

As best understood, claims 1-12 are rejected under 35 U.S.C. 102(b) as being anticipated by Porter, U.S. Patent Application Publication No. 2002/0144851.

Porter discloses a drive train (10) of a vehicle (Figs. 1-7) comprising *at least*: a primary axle [*formed by at least half-shafts*] (24) permanently driven via a primary drive train (14) and a secondary drive train (16) having a secondary axle [*formed by at least axle shafts*] (30) operably connectable to the primary drive train (14) and primary axle (24) via a switch-on device [*power takeoff unit (PTU)*] (26), thus the secondary drive train (16) can be integrated with the primary drive train (14) via the switch-on device (26), and whereby when the secondary axle (30) is connected [*via at least an overall drive axle assembly*] (34) (Fig. 2), drive output to the secondary drive train (16) is conveyed to side shaft couplings [*couplings within housing (40)*], on side shafts (58, 60) of the secondary axle (30), and is transmitted to drive wheels (32) of the secondary axle (30), wherein the side shaft couplings have at least one frictionally engaged coupling and when the secondary axle (30) is connected, a propeller shaft section (28) of the secondary drive train (16) located between the switch-on device (26) and the side shaft couplings is operably coupled to the primary axle (24) and to the secondary axle (30) to transfer the drive output; wherein the primary axle (24) is operably connected to a transmission gearbox [*transaxle*] (20); and wherein the frictionally engaged couplings operably connected to the side shaft couplings are formed by frictionally engaged multiple disc clutch packs (114, 250), and may be supplied oil for cooling from an oil sump [*via a pump, and chamber*] (Figs. 2 and 7), and when the multiple disc clutch packs (114, 250) are frictionally engaged, along with the switch-on device (26), the

Art Unit: 3611

primary drive train (14) and secondary drive train (16) may both simultaneously transfer the drive output to both front and rear drive wheels (22, 32) of the primary and secondary axles (24, 30), respectively.

Conclusion

7. The prior art made of record and not relied upon is considered pertinent to applicant's disclosure: the prior art cited on form PTO-892 generally relates to vehicle drive train systems for connecting and disconnecting (engaging and disengaging) a four-wheel drive mode of the vehicle.

Any inquiry concerning this communication or earlier communications from the examiner should be directed to MARC SCHARICH whose telephone number is (571) 272-3244. The examiner can normally be reached on M-F 8:30 a.m. - 5:00 p.m..

If attempts to reach the examiner by telephone are unsuccessful, the examiner's supervisor, Lesley Morris can be reached on (571) 272-6651. The fax phone number for the organization where this application or proceeding is assigned is 571-273-8300.

Information regarding the status of an application may be obtained from the Patent Application Information Retrieval (PAIR) system. Status information for published applications may be obtained from either Private PAIR or Public PAIR. Status information for unpublished applications is available through Private PAIR only. For more information about the PAIR system, see <http://pair-direct.uspto.gov>. Should you have questions on access to the Private PAIR system, contact the Electronic Business Center (EBC) at 866-217-9197 (toll-free). If you would like assistance from a

Art Unit: 3611

USPTO Customer Service Representative or access to the automated information system, call 800-786-9199 (IN USA OR CANADA) or 571-272-1000.

M.A.S. – 8/24/2011

/Marc A Scharich/
Patent Examiner
Art Unit 3611

/Tony H. Winner/
Primary Examiner, Art Unit 3611
August 27, 2011

Notice of References Cited	Application/Control No. 12/433,672		Applicant(s)/Patent Under Reexamination HOFFMANN ET AL.	
	Examiner MARC SCHARICH		Art Unit 3611	Page 1 of 1

U.S. PATENT DOCUMENTS

*		Document Number Country Code-Number-Kind Code	Date MM-YYYY	Name	Classification
*	A	US-2002/0144851	10-2002	Porter, Fred C.	180/247
*	B	US-6,296,590	10-2001	Gassmann, Theodore	475/231
*	C	US-6,837,817	01-2005	Mori et al.	475/142
*	D	US-7,111,716	09-2006	Ekonen et al.	192/20
	E	US-			
	F	US-			
	G	US-			
	H	US-			
	I	US-			
	J	US-			
	K	US-			
	L	US-			
	M	US-			

FOREIGN PATENT DOCUMENTS

*		Document Number Country Code-Number-Kind Code	Date MM-YYYY	Country	Name	Classification
	N					
	O					
	P					
	Q					
	R					
	S					
	T					

NON-PATENT DOCUMENTS

*		Include as applicable: Author, Title Date, Publisher, Edition or Volume, Pertinent Pages)
	U	
	V	
	W	
	X	

*A copy of this reference is not being furnished with this Office action. (See MPEP § 707.05(a).)
Dates in MM-YYYY format are publication dates. Classifications may be US or foreign.



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
 United States Patent and Trademark Office
 Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
 P.O. Box 1450
 Alexandria, Virginia 22313-1450
 www.uspto.gov

BIB DATA SHEET

CONFIRMATION NO. 9564

SERIAL NUMBER 12/433,672	FILING or 371(c) DATE 04/30/2009 RULE	CLASS 180	GROUP ART UNIT 3611	ATTORNEY DOCKET NO. BUNGA-017US		
APPLICANTS Werner Hoffmann, Siegburg, GERMANY; Hans-Peter Nett, Adenau, GERMANY; Michael Hoeck, Neunkirchen-Seelscheid, GERMANY; Jan Potulski, Cologne, GERMANY; Matthias Adelt, Bochum, GERMANY;						
** CONTINUING DATA ***** ** FOREIGN APPLICATIONS ***** GERMANY 10 2008 002 844.4 05/06/2008 GERMANY 10 2008 057 272.1 11/13/2008 ** IF REQUIRED, FOREIGN FILING LICENSE GRANTED ** 05/13/2009						
Foreign Priority claimed ☒ Yes ☐ No 35 USC 119(a-d) conditions met ☐ Yes ☒ No Verified and Acknowledged <u>/MARC A SCHARICH/</u> Examiner's Signature		☐ Met after Allowance Initials	STATE OR COUNTRY GERMANY	SHEETS DRAWINGS 11	TOTAL CLAIMS 12	INDEPENDENT CLAIMS 1
ADDRESS STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER 75 ENTERPRISE, SUITE 250 ALISO VIEJO, CA 92656 UNITED STATES						
TITLE DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE						
FILING FEE RECEIVED 1090	FEES: Authority has been given in Paper No. _____ to charge/credit DEPOSIT ACCOUNT No. _____ for following:			☐ All Fees ☐ 1.16 Fees (Filing) ☐ 1.17 Fees (Processing Ext. of time) ☐ 1.18 Fees (Issue) ☐ Other _____ ☐ Credit		

Search Notes 	Application/Control No. 12433672	Applicant(s)/Patent Under Reexamination HOFFMANN ET AL.
	Examiner MARC SCHARICH	Art Unit 3611

SEARCHED			
Class	Subclass	Date	Examiner
180	233	8/22/2011	M.A.S.
180	244	8/22/2011	M.A.S.
180	245	8/22/2011	M.A.S.
180	247	8/22/2011	M.A.S.
180	248	8/22/2011	M.A.S.
180	249	8/22/2011	M.A.S.
180	250	8/22/2011	M.A.S.

SEARCH NOTES		
Search Notes	Date	Examiner

INTERFERENCE SEARCH			
Class	Subclass	Date	Examiner

<i>Index of Claims</i> 	Application/Control No. 12433672	Applicant(s)/Patent Under Reexamination HOFFMANN ET AL.
	Examiner MARC SCHARICH	Art Unit 3611

✓	Rejected	-	Cancelled	N	Non-Elected	A	Appeal
=	Allowed	÷	Restricted	I	Interference	O	Objected

☐ Claims renumbered in the same order as presented by applicant		☐ CPA		☐ T.D.		☐ R.1.47			
CLAIM		DATE							
Final	Original	08/22/2011							
	1	✓							
	2	✓							
	3	✓							
	4	✓							
	5	✓							
	6	✓							
	7	✓							
	8	✓							
	9	✓							
	10	✓							
	11	✓							
	12	✓							

Receipt date: 10/12/2009

Doc code: IDS

Doc description: Information Disclosure Statement (IDS) Filed

12433672 - GAI: 3611

Approved for use through 07/31/2012. OMB 0651-0031

U.S. Patent and Trademark Office; U.S. DEPARTMENT OF COMMERCE

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it contains a valid OMB control number.

INFORMATION DISCLOSURE STATEMENT BY APPLICANT (Not for submission under 37 CFR 1.99)	Application Number		12433672
	Filing Date		2009-04-30
	First Named Inventor	Werner Hoffman	
	Art Unit	~~3655~~ 3611	
	Examiner Name	Unknown Marc A Scharich	
	Attorney Docket Number	BUNGA-017US	

U.S.PATENTS							Remove
Examiner Initial*	Cite No	Patent Number	Kind Code ¹	Issue Date	Name of Patentee or Applicant of cited Document	Pages,Columns,Lines where Relevant Passages or Relevant Figures Appear	
	1						

If you wish to add additional U.S. Patent citation information please click the Add button.

[Add](#)

U.S.PATENT APPLICATION PUBLICATIONS							Remove
Examiner Initial*	Cite No	Publication Number	Kind Code ¹	Publication Date	Name of Patentee or Applicant of cited Document	Pages,Columns,Lines where Relevant Passages or Relevant Figures Appear	
/MS/	1	20060163018		2006-07-27	Ekonen, et al.		
/MS/	2	20040106487		2004-06-03	Mori, et al.		

If you wish to add additional U.S. Published Application citation information please click the Add button.

[Add](#)

FOREIGN PATENT DOCUMENTS								Remove
Examiner Initial*	Cite No	Foreign Document Number ³	Country Code ²	Kind Code ⁴	Publication Date	Name of Patentee or Applicant of cited Document	Pages,Columns,Lines where Relevant Passages or Relevant Figures Appear	T ⁵
/MS/	1	DE102004015304	DE		2004-10-21	Teraoka		☐
/MS/	2	DE19800328	DE		1998-07-23	Kuroda, et al.		☐

Receipt date: 10/12/2009 INFORMATION DISCLOSURE STATEMENT BY APPLICANT (Not for submission under 37 CFR 1.99)	Application Number		12433672	12433672 - GAU: 3611
	Filing Date		2009-04-30	
	First Named Inventor	Werner Hoffman		
	Art Unit	~~3655~~ 3611		
	Examiner Name	~~Unknown~~ Marc A Scharich		
	Attorney Docket Number	BUNGA-017US		

If you wish to add additional Foreign Patent Document citation information please click the Add button				Add
NON-PATENT LITERATURE DOCUMENTS				Remove
Examiner Initials*	Cite No	Include name of the author (in CAPITAL LETTERS), title of the article (when appropriate), title of the item (book, magazine, journal, serial, symposium, catalog, etc), date, pages(s), volume-issue number(s), publisher, city and/or country where published.	T ⁵	
	1		☐	
If you wish to add additional non-patent literature document citation information please click the Add button				Add
EXAMINER SIGNATURE				
Examiner Signature	/Marc Scharich/		Date Considered	08/22/2011
*EXAMINER: Initial if reference considered, whether or not citation is in conformance with MPEP 609. Draw line through a citation if not in conformance and not considered. Include copy of this form with next communication to applicant.				
¹ See Kind Codes of USPTO Patent Documents at www.USPTO.GOV or MPEP 901.04. ² Enter office that issued the document, by the two-letter code (WIPO Standard ST.3). ³ For Japanese patent documents, the indication of the year of the reign of the Emperor must precede the serial number of the patent document. ⁴ Kind of document by the appropriate symbols as indicated on the document under WIPO Standard ST.16 if possible. ⁵ Applicant is to place a check mark here if English language translation is attached.				

Application No.: 12/433,672
Response to Office Action of September 1, 2011
Attorney Docket: BUNGA-017US

IN THE UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

Applicants:	Werner Hoffman	)	Confirmation No.	9564
		)		
Serial No.:	12/433,672	)	Art Unit:	3611
		)		
Filed:	April 30, 2009	)	Examiner:	Scharich,
		)		Marc A.
For:	DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE	)		
	WITH CONNECTABLE	)		
	SECONDARY AXLE	)		

RESPONSE TO OFFICE ACTION

Mail Stop Non-Fee Amendment
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, VA 22313-1450

Dear Sir:

In response to the Office Action of September 1, 2011, Applicant respectfully requests entry of the following amendments:

Application No.: 12/433,672

Response to Office Action of September 1, 2011

Attorney Docket: BUNGA-017US

Amendments to the drawings:

Applicant respectfully request entry of new Figure 16 which deletes reference numeral 39.

REMARKS

This is in response to the Office Action dated September 1, 2011.

I. SUMMARY OF OFFICE ACTION

In the Office Action, the Examiner requested Applicant to file a certified copy of the foreign German application. The abstract, disclosure, drawings and claims were objected to for various informalities. Claims 1-12 were rejected under 35 U.S.C. 112, second paragraph, as being indefinite for failing to particularly point out and distinctly claim the subject matter which Applicant regards as the invention. Claims 1-12 were rejected under 35 U.S.C. 102(b) as being anticipated by Porter (U.S. Patent Publication No. 2002/0144851).

II. APPLICANT'S RESPONSE

A. Priority Data

Applicant submits concurrently herewith a certified copy of the foreign German applications as Exhibit A.

B. Specification

Applicant has amended the abstract by deleting the second paragraph and by merging paragraphs one and two together. Applicant has also added verbiage regarding a shutdown section discussed below. The new amended abstract contains no more than 150 words and is a single paragraph.

Applicant has also incorporated all of the suggested amendments to the specification proposed by the Examiner in the Office Action.

For these reasons, Applicant respectfully submits that all of the objections to the specification have been overcome.

C. Drawings

Applicant has amended paragraph 61 of the instant specification to include reference to reference numeral 30. Moreover, Applicant submits concurrently herewith as Exhibit B a Replacement Sheet for Figures 15 and 16 which delete reference to numeral 39. Hence, the objections to the drawings have been overcome.

D. Claim Objections

In relation to Claim 1, extensive amendments to the claims have been made to address the issues identified by the Examiner in relation to the objection and the 35 U.S.C. 112 rejections. Moreover, Applicant has incorporated the Examiner's proposed amendments to line 12 of Claim 1. Moreover, Applicant has incorporated the suggestion of the Examiner in relation to Claim 6. For these reasons, Applicant respectfully submits that the objections to Claims 1 and 6 have been overcome.

E. Claim Rejections -- 35 U.S.C. 112, second paragraph

In the Office Action, the examiner identified numerous indefinite claim language in relation to Claim 1. Applicant has made extensive amendments to Claim 1 to address these issues.

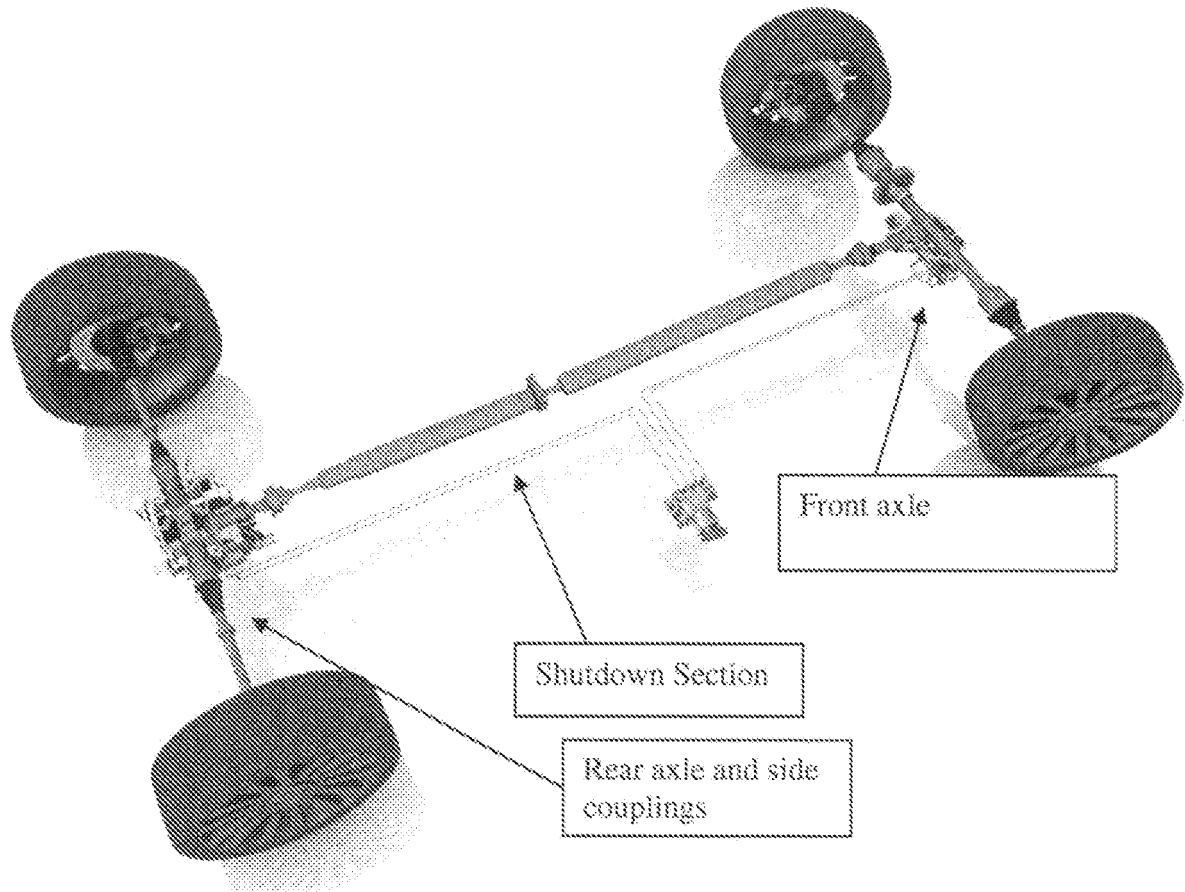
Applicant has also amended the dependent claims to address the issues identified by the Examiner.

For these reasons, Applicant respectfully submits that the rejection of Claims 1-12 under 35 U.S.C. 112, second paragraph has been overcome.

F. Claim Rejections -- 35 U.S.C. 102

In the Office Action, Claim 1 was rejected under 35 U.S.C. 102(b) as being anticipated by Porter. In response, Applicant has amended Claim 1 to make clear that a shutdown section of the secondary drive train is decoupled from the primary drive train and from the wheels of the secondary axle when the primary drive train does not provide power to the wheels of the secondary axle. In other words, when the vehicle is in two-wheel drive mode, the shutdown section does not rotate or move. Accordingly, when the vehicle is in two wheel drive mode, the shutdown section does not add to the friction lost and requires no power or braking force for rotational acceleration or deceleration when the vehicle is accelerating or decelerating. This benefit of the claimed invention is further explained in paragraphs 8 and 37-43 of the originally filed application.

Applicant respectfully directs the Examiner's attention to Exhibit C which is a publication of some of the inventors of the instant application. Although the publication is in the German language, the various figures therein are instructive. The following illustration is a cut out from the publication.



In this publication, the front and rear axles rotate. The shutdown section is the central shaft that connects the front and rear axles between the switch-on device and the side shaft couplings. In two wheel drive mode, only the wheels on the primary axle is provided with power to propel the vehicle forward. The shutdown section does not rotate or move. It does not impose a load on the system. No extra power or braking force is required to accelerate or decelerate the shutdown section during driving. The rear wheels are rolling on the ground and any components attached to the rear wheels are also still rotating up to the side shaft coupling. In four wheel drive mode, the shutdown section is not shut down but is rotating. Power is delivered to all four wheels through the central shaft.

In Porter, all components of the drive train are in motion at all times whenever the vehicle is moving regardless of whether the vehicle is in two wheel or four wheel drive mode. Figure 2 of Porter illustrates a drive axle assembly 34 of the secondary drive line shown in Figure 1. The drive axle assembly 34 is a standard differential gearing with

standard differential lock (i.e., coupling 62 operable only to limit intra-axle slip). In support thereof, Applicant respectfully directs the Examiner's attention to paragraph 19 of Porter's published application 2002/0144851. As understood, the coupling 62 (see Figure 2) is always engaged but allows for limited slip. In the event that the secondary drive line does not transmit any power to the wheels mounted to the axle side shafts 58 and 60 (see Figure 2; 58 and 60 are same as side shaft 30 in Figure 1), all components of the secondary drive line are, nonetheless, rotating. The reason is that the wheels that are connected to the side shaft 58 and 60 are rotating when the car is moving due to having contact with the road. The rotation of the wheels is therefore transferred to the drive axle assembly via the axle shafts 58, 60 via gears 244, 242, 256, 222, 220 into shaft 54, from there into outer drum 110 and outer clutch plates of clutch pad 114 (see Figure 3). When the vehicle is in two wheel drive mode, the secondary drive line is not in use to transmit any driving power. Nonetheless, all of its components up to the outer clutch plates of clutch pad 114 are still in motion when the wheels are in motion due to its permanent inter connection.

The same principle applies for the chain of components starting from the power take-off unit (PTU) 26 which drives prop shaft 28, which drives input shaft 42, which again drives the further components down the line up to the inner clutch plate and transfer clutch 76. In Porter, when the vehicle is in two-wheel drive mode and the secondary drive line is not transmitting any driving power to the wheels, the components of the secondary drive line are still rotating either by the wheels or via the PTU which connects the secondary drive line to the primary drive line. These rotating components cause lost of friction during rotational acceleration and deceleration during dynamic driving even when the vehicle is in two wheel drive mode.

For these reasons, Applicant respectfully submits that Porter does not disclose all of the limitations recited in Claim 1.

Moreover, there is no motivation to modify the Porter device to have a shutdown section. In Porter, the drive train system has a secondary drive line which is only connected to the primary drive line if the rotational speed occurs between shafts 42 and 54. Only when there is a rotational speed difference does toothed pump members 90, 92 generate oil pressure needed to close the clutch pack 114. This design requires that all components must rotate even if no driving power is being transmitted via the secondary drive line for proper

Application No.: 12/433,672

Response to Office Action of September 1, 2011

Attorney Docket: BUNGA-017US

functioning of the case pump member. As such, one of ordinary skill in the art would not modify the Porter reference or device to shut down parts of the secondary drive line since doing so would make the Porter reference inoperable for its intended purpose.

For the foregoing reasons, Applicant respectfully submits that the Porter reference does not disclose, suggest or make obvious the invention recited in Claim 1. Claim 1 is believed to be in condition for allowance.

The dependent claims of Claim 1 are also believed to be in condition for allowance for containing additional patentable subject matter and for being dependent upon Claim 1 which is also believed to be in condition for allowance.

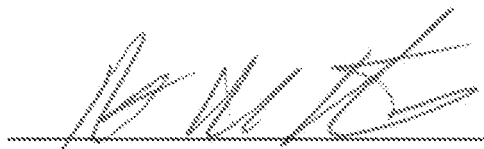
III. CONCLUSION

For the foregoing reasons, Applicant respectfully submits that all pending claims are believed to be in condition for allowance. An early notice of allowance is therefore respectfully requested. Should the Examiner have any suggestions for expediting allowance of the application, the Examiner is invited to contact Applicant's representative at the telephone number listed below.

If any additional fee is required, please charge Deposit Account Number 19-4330.

Respectfully submitted,

Date: 2/24/12

By: 

Kit M. Stetina

Registration No. 29,445

STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER

75 Enterprise, Suite 250

Aliso Viejo, California 92656

Telephone: (949) 855-1246

Fax: (949) 855-6371

KMS/JCY/nl

T:\Client Documents\BUNGA\017US\BUNGA-017US -RTOA 09-01-2011.doc

Exhibit A

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung DE 10 2008 002 844.4 über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 10 2008 002 844.4

Anmeldetag: 06. Mai 2008

Anmelder/Inhaber: GETRAG Driveline Systems GmbH, 50735 Köln/DE

Bezeichnung: Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug mit zuschaltbarer Sekundärachse

IPC: B 60 K 23/08

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der elektronisch übermittelten Daten dieser Patentanmeldung.

München, den 13. Mai 2009
Deutsches Patent- und Markenamt
Die Präsidentin
Im Auftrag

A handwritten signature in cursive script, appearing to read 'Niggebaum'.

Niggebaum

Antriebsstrang für ein Kraftfahrzeug mit zuschaltbarer Sekundärachse

Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine über einen Primärantriebsstrang permanent angetriebene Primärachse und eine der Primärachse über eine Zuschalteinrichtung zuschaltbare, von einem Sekundärantriebsstrang antreibbare Sekundärachse, wobei die Zuschalteinrichtung einen Zuschaltmechanismus aufweist, über den der Sekundärantriebsstrang in den die Gesamtantriebsleistung Übertragenden Antriebsstrang integrierbar ist, und wobei bei zugeschalteter Sekundärachse die Sekundärachsantriebsleistung über Seitenwellenkupplungen in Seitenwellen der Sekundärachse eingeleitet und auf Antriebsräder der Sekundärachse übertragen ist.

Antriebsstränge dieser Art sind im Kraftfahrzeugbau insbesondere als manuell zuschaltbarer Allradantrieb bekannt. Sie dienen dazu, dem Fahrer in bestimmten Betriebssituationen die Möglichkeit zu geben, die Antriebsleistung auf alle Antriebsräder des Fahrzeugs zu verteilen.

Bekannt sind einerseits Antriebsstränge, die die Zuschaltung der Sekundärachse meist ausschließlich dann erlauben, wenn das Fahrzeug steht. Hierzu gehören insbesondere formschlüssig arbeitende, mechanische Radnabenschaltungen, die entweder aufwendig von Hand oder über zusätzlich im Fahrzeug vorzusehende Schalt- und Steuereinheiten eingekuppelt werden. Außerdem muss der Fahrer das Verteilergetriebe manuell von Einachsantrieb auf Allradantrieb umschalten. Das Schalten während der Fahrt ist aufgrund fehlender Drehzahl synchronisation der formschlüssig ineinander greifenden Kraftübertragungselemente meist ausgeschlossen oder wenn dann nur bei geringen Geschwindigkeiten möglich. Ferner kann es bei einem Umschalten von Allrad- auf Einachsantrieb notwendig sein, zunächst einige Meter rückwärts zu fahren, um eine Entsperrung der Freilaufeinrichtung zu erreichen. Solche Systeme kommen vor allem bei geländegängigen Fahrzeugen zum Einsatz und sind entweder werksseitig vorgesehen oder als Nachrüstsatz erhältlich.

Andererseits sind auch Antriebsstränge bekannt, die eine Zuschaltung während der Fahrt ermöglichen. Eine zuschaltbare Sekundärachse wird auch als „Hang-On“ Achse bezeichnet. Hierbei werden über eine im Gesamtantriebsstrang vorgesehene Kupplung die Sekundärantriebsräder vom Fahrzeugantrieb abgekoppelt. Es kommen dabei insbesondere reibschlüssige Kupplungen zum Einsatz, die ein Zuschalten der Sekundärachse während der Fahrt ermöglichen.

Antriebsstränge mit zuschaltbaren Sekundärachsen bringen allerdings eine Reihe von Nachteilen mit sich. Zunächst ist zu beachten, dass die Antriebsräder der Primärachse und die Antriebsräder der Sekundärachse insbesondere bei Kurvenfahrten, aber auch in anderen Betriebssituationen, unterschiedliche Wege zurücklegen, was ohne einen entsprechenden Drehzahldifferenzausgleich zu Verspannungen im Antriebsstrang führen würde. Um Verspannungen, die durch unterschiedliche Antriebsraddrehzahlen an Primärachse und Sekundärachse hervorgerufen werden, abzubauen, ist ein Längsausgleich bzw. Längsdifferential vorzusehen. Verspannungen, die durch unterschiedliche Antriebsraddrehzahlen der Antriebsräder der Sekundärachse hervorgerufen werden, werden durch einen Querausgleich, der üblicher Weise durch ein Querdifferential gebildet wird, ausgeglichen. Außerdem muss die Sekundärachsantriebsleistung ausgehend von der regulär angetriebenen Primärachse auf die Sekundärachse übertragen werden, was üblicher Weise über ein Winkelgetriebe und eine Zwischenwelle, an die sich das Querdifferential anschließt, geschieht. Diese gegenüber einem Fahrzeug, das ausschließlich mit einer permanent angetriebenen Primärachse ausgestattet ist, vorzusehenden zusätzlichen Systemkomponenten machen den Antriebsstrang in konstruktiver Hinsicht deutlich komplexer. In der Folge sind die Kosten des Fahrzeugs in der Entwicklung und Konstruktion merklich höher. Auch die größere Anzahl an benötigten Bauteilen macht einen solchen Antriebsstrang teuer und trägt zu einem Mehrgewicht bei, das wiederum zu einem Kraftstoffmehrverbrauch führt.

Darüber hinaus verringern zahlreiche Faktoren die im Betrieb tatsächlich zur Verfügung stehende Nettoantriebsleistung, also den Teil der antriebsseitig zur Verfügung gestellten Gesamtantriebsleistung, der tatsächlich zum Vortrieb des Fahrzeugs nutzbar ist, und zwar auch dann, wenn die Sekundärachse nicht zugeschaltet ist. In diesem Fall ist der Sekundärachsantriebsstrang an einer Stelle zwischen der Primärachse und den Antriebsrädern über die Zuschaltelinrichtung unterbrochen, so dass keine Antriebsleistung auf die Sekundärachsantriebsräder übertragen wird. Die Komponenten des Sekundärantriebsstrangs werden allerdings nach wie vor entweder durch den Fahrzeugantrieb über die Primärachse und/oder durch die Antriebsräder angetrieben bzw. passiv mitgeschleppt, ohne dabei Antriebsleistung zu übertragen. Dadurch treten Reibungsverluste (Lagerreibung, Panschverluste, Reibung von Zahnradeingriffen, usw.) auf und die rotierenden Massen der Sekundärantriebsstrangkomponenten (Differential, Zwischenwelle, Kupplungen, usw.) sind bei dynamischer Fahrt ständig mit dem Fahrzeug zu beschleunigen bzw. zu verzögern. Diese Verlustleistung trägt maßgeblich dazu bei, dass der Kraftstoffverbrauch bei einem Fahrzeug mit zuschaltbarer Sekundärachse selbst bei entkoppelter Sekundärachse merklich höher ist als bei einem Kraftfahrzeug, das keine antreibbare Sekundärachse aufweist. Zieht man außerdem in Betracht, dass die Betriebszeiten, in denen die zuschaltbare Sekundärachse tatsächlich in den Gesamtantriebsstrang aktiv eingebunden ist, nur einen sehr geringen Anteil der Gesamtbetriebszeiten eines Fahrzeugs mit zuschaltbarer Sekundärachse ausmachen, lässt sich schlussfolgern, dass über die Gesamtbetriebszeit hinweg eine nicht unerhebliche Menge an Kraftstoff verschwendet werden könnte. Kunden, die ein Fahrzeug wünschen, das

zuschaltbare Sekundärachse vorsieht, müssen den Mehrverbrauch allerdings in Kauf nehmen, selbst wenn sie von der Zuschaltung kaum Gebrauch machen.

Aufgabe der Erfindung ist es daher, ein Antriebsstrang der eingangs genannten Art derart weiterzuentwickeln, dass bei entkoppelter Sekundärachse die Verlustleistung minimiert ist. Eine weitere Aufgabe der Erfindung besteht darin, den konstruktiven Mehraufwand und das damit einhergehende Mehrgewicht eines Fahrzeugs mit zuschaltbarer Sekundärachse trotz der Möglichkeit eines Längsausgleichs zwischen Primär- und Sekundärachse und der Möglichkeit eines Querausgleichs an der Sekundärachse zu reduzieren. Dabei soll eine antreibbare Sekundärachse vorgesehen werden, die während der Fahrt, insbesondere auch bei höheren Geschwindigkeiten, automatisiert zuschaltbar ist. Gegenüber den manuell zuschaltbaren Radnabenkupplungen sollen insbesondere Bedienungskomfort und Alltagstauglichkeit erhöht werden.

Diese Aufgabe wird nach der Erfindung dadurch gelöst, dass der Zuschaltmechanismus und/oder die Seitenwellenkupplungen zumindest eine reibschlüssige Kupplung aufweisen und bei entkoppelter Sekundärachse der zwischen der Zuschalteinheit und den Seitenwellenkupplungen befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs sowohl von dem Primärantriebsstrang, insbesondere von der Primärachse, als auch von den Sekundärantriebsrädern entkoppelt ist.

Beim Zuschalten des Sekundärantriebsstrangs werden sowohl die Seitenwellenkupplungen als auch die Zuschalteinrichtung eingekuppelt, was den Sekundärantriebsleistungsfluss von der Primärachse zu den Sekundärachsantriebsrädern ermöglicht. Beim Entkoppeln des Sekundärantriebsstrangs werden sowohl die Seitenwellenkupplungen als auch die Zuschalteinrichtung entkoppelt, so dass bei entkoppelter Sekundärachse der zwischen der Zuschalteinrichtung und den Seitenwellenkupplungen befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs sowohl von der Antriebsleistung als auch von den Antriebsrädern der Sekundärachse entkoppelt ist. Dabei sollte angestrebt werden, möglichst viele Komponenten stillzulegen. Auch andere Maßnahmen, die die Verlustleistung reduzieren, sind sinnvoll.

Durch diese Ausgestaltung des Antriebsstrangs ist es möglich, einen Großteil des Sekundärantriebsstrangs bei abgekoppelter Sekundärachse vollständig still zu legen. Die zu dem stillgelegten Abschnitt des Sekundärachsantriebsstrangs gehörenden Antriebsstrangkomponenten verursachen in der Folge keine Verlustleistung. Reibschlüssige Kupplungen sind vorgesehen, um insbesondere die Drehzahl der sowohl vom Fahrzeugantrieb als auch von den Antriebsrädern der Sekundärachse entkoppelten Komponenten des Sekundärantriebsstrangs vor dem Eingliedern in den Gesamtantriebsstrang an die Drehzahl der nicht entkoppelten Komponenten des Antriebsstrangs anzugleichen.

In einer bevorzugten Ausführungsform ist vorgesehen, dass die Seitenwellenkupplungen bei zugeschalteter Sekundärachse eine differentiallose Antriebsleistungsverteilung von dem zwischen der Zuschalteinheit und den Seitenwellenkupplungen befindlichen Teil des Sekundärantriebsstrangs auf die Antriebsräder der Sekundärachse nach Art eines Querdifferentials ausbilden, also insbesondere einen Querausgleich gewährleisten. Die Übertragung der Sekundärachsleistung auf die Sekundärachse findet also bevorzugt nicht über ein herkömmliches Differentialgetriebe statt, sondern über einen differentiallosen, rein kupplungssteuerten Achsantrieb. Die Seitenwellen sind dabei über jeweils eine Seitenwellenkupplung mit dem zwischen der Zuschalteinrichtung und den Seitenwellenkupplungen befindlichen Teil des Sekundärachsantriebsstrangs verbunden. Da die Seitenwellenkupplungen individuell ansteuerbar sind, lässt sich ein definiertes Schlupfverhalten abbilden. Dies hat den weiteren Vorteil, dass über die Seitenwellenkupplungen nicht nur ein Querausgleich, sondern zugleich auch ein Längsausgleich gewährleistet werden kann. Somit bilden die Seitenwellenkupplungen bei zugeschalteter Sekundärachse eine differentiallose Antriebsleistungsverteilung zwischen der Primärachse und der Sekundärachse nach Art eines Längsdifferentials aus. Ein gesondert vorzusehender Längsausgleich, zum Beispiel in Form eines geregelten Längsdifferentials, kann entfallen.

Mit einem solchen differentiallosen Achsantrieb lassen sich neben einem gleichzeitigen Quer- und Längsausgleich auch weitere Funktionen abbilden, wie etwa die eines Active-Yaw Differentials, bei dem über die individuelle Ansteuerung der Kupplungen gezielt ein Giermoment erzeugt werden kann. Über die individuell regelbaren Seitenwellenkupplungen lassen sich außerdem beliebige Sperrwerte abbilden, so dass auch die Funktionen eines Sperrdifferentials realisierbar sind. Durch das Wegfallen einer Vielzahl von ansonsten notwendigen Antriebsstrangkomponenten (Radnabenschaltung, Quer- und Längsdifferential) ist eine kosten- und gewichtsoptimierte Ausgestaltung des Antriebsstrangs möglich.

In einer weiter bevorzugten Ausführungsform weist die Zuschalteinrichtung ein formschlüssig arbeitendes Kraftübertragungsgetriebe, insbesondere ein über Zahnräder arbeitendes Winkelgetriebe, auf. Dabei ist darauf zu achten, dass dieses formschlüssig arbeitende Getriebe geschaltet werden kann, so dass der Formschluss bei nicht zugeschalteter Sekundärachse aufgehoben ist und der zwischen der Zuschalteinrichtung und den Seitenwellenkupplungen befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs vom Fahrzeugantrieb entkoppelt ist. Die Zuschalteinrichtung ist bevorzugt an der Primärachse angeordnet und die Sekundärachsleistung ist dabei bevorzugt durch den Zuschaltmechanismus bei zugeschaltetem Sekundärantriebsstrang unmittelbar von einer Primärachswelle abgegriffen. Mit Primärachswelle ist nicht notwendiger Weise eine Seitenwelle der Primärachse gemeint. Entscheidend ist vielmehr die räumliche und funktionale Zuordnung der Primärachswelle zum Primärantriebsstrang. Bevorzugt rotiert die Primärachsleistungswelle konzentrisch zu den Primärachsseitenwellen.

Das formschlüssige Kraftübertragungsgetriebe muss selbstverständlich für die vorzusehenden Schaltvorgänge, also insbesondere das Ein- bzw. Auskuppeln des Sekundärtriebsstrangs, synchronisiert werden. Eine solche Drehzahlsynchronisation kann einerseits mittels einer dem Fachmann ohne weiteres geläufigen Getriebesynchronisation gewährleistet werden. Bevorzugt wird das Kraftübertragungsgetriebe zum Herstellen des Formschlusses allerdings über die Seitenwellenkupplungen synchronisiert. Soll der zwischen den Seitenwellenkupplungen und der Zuschalteneinrichtung befindliche Teil des Sekundärtriebsstrangs zur Übertragung eines Teils der zur Verfügung stehende Gesamttriebsleistung auf die Sekundärachse dem Gesamttriebsstrang zugeschaltet werden, so lässt sich durch Einkuppeln der Seitenwellenkupplungen der Sekundärtriebsstrang, der dann von den auf der Straße abrollenden Antriebsrädern angetrieben ist, auf Schaltdrehzahl schleppen und somit eine Drehzahlsynchronisation vornehmen. Nach Erreichen der Synchronisationsdrehzahl lässt sich der Formschluss über den Zuschaltmechanismus der Zuschalteneinrichtung herstellen. Selbst wenn trotz einer solchen Drehzahlangleichung auf eine herkömmliche Synchronisation nicht verzichtet werden soll, so kann dadurch, dass vor der Ankopplung des Sekundärtriebsstrangs die reibschlüssigen Seitenwellenkupplungen leicht geschlossen werden, die Synchronisation unterstützt werden. Die Synchronkräfte fallen dadurch gering aus. Die Bauteile können für geringere Belastungen ausgelegt werden, was auch der Lebensdauer der Bauteile zu Gute kommt.

Weiter kann vorgesehen sein, dass die Seitenwellenkupplungen von einer reibschlüssigen Lamellenkupplung gebildet sind, wobei die mit den Sekundärtriebsrädern drehfest verbundenen Reiblamellen mit einem Innenlamellenträger und die fahrzeugantriebsseitigen Lamellen mit einem Außenlamellenträger zusammenwirken. Diese Ausgestaltung ermöglicht den besonders energieeffizienten Einsatz einer bedarfsge- steuerten Beölung der Lamellenpakete ohne zusätzliche, externe Ölförderung. Das Lamellengehäuse bildet dabei einen mit Schmier- und Kühlöl befüllten Ölsumpf, in den die Kupplungslamellen eintauchen. Rotiert der Außenlamellenträger, so nimmt dieser an seiner Außenseite das Öl mit und führt es einem Ölkreislauf zu. Diese mit Verlustleistung behaftete Ölförderleistung entfällt dann, wenn der Außenlamellenträger bei geöffneter Kupplung nicht rotiert. Dies ist allerdings nur möglich, wenn der Außenlamellenträger Teil des abschaltbaren Abschnitts des Sekundärtriebsstrangs bildet.

Weitere Merkmale und Vorteile der Erfindung ergeben sich aus den Unteransprüchen und aus der nachfolgenden Beschreibung bevorzugter Ausführungsbeispiele anhand der Zeichnungen.

In den Zeichnungen zeigt:

Fig. 1 einen ersten Antriebsstrang mit permanent angetriebener Primärachse und zuschaltbarer Sekundärachse, dessen zu Grunde liegendes Funktionsprinzip aus dem Stand der Technik bekannt ist.

- Fig. 2 einen zweiten Antriebsstrang mit permanent angetriebener Primärachse und zuschaltbarer Sekundärachse, dessen zu Grunde liegendes Funktionsprinzip aus dem Stand der Technik bekannt ist,
- Fig. 3 einen Antriebsstrang mit permanent angetriebener Primärachse und zuschaltbarer Sekundärachse, dessen zwischen Seitenwellenkupplungen und Zuschalteinrichtung liegender Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs stillgelegt ist,
- Fig. 4 eine Zuschalteinrichtung aus Fig. 3 im Detail,
- Fig. 5 einen differentiallosen Sekundärachs Antrieb aus Fig. 3 mit gelösten Seitenwellenkupplungen im Detail,
- Fig. 6 einen differentiallosen Sekundärachs Antrieb aus Fig. 3 mit geschlossenen Seitenwellenkupplungen im Detail,
- Fig. 7 einen Querschnitt durch eine Seitenwellenkupplung eines differentialloosen Achsantriebs mit selbsttätiger Bedarfsbeölung,
- Fig. 8 ein erstes mögliches Antriebsstrangkzept (quer eingebauter Frontmotor mit permanentem Frontantrieb und zuschaltbarer Hinterachse) in schematischer Darstellung,
- Fig. 9 ein zweites mögliches Antriebsstrangkzept (längs eingebauter Frontmotor mit permanent angetriebener Hinterachse und zuschaltbarer Vorderachse) in schematischer Darstellung,
- Fig. 10 ein drittes mögliches Antriebsstrangkzept (Heckmotor mit permanent angetriebener Hinterachse und zuschaltbarer Vorderachse) in schematischer Darstellung, und
- Fig. 11 einen schematisch dargestellten Hydraulikkreis zur Ansteuerung der Schalt- und Regelemente des Antriebsstrangs.

In Figur 1 ist ein Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs gezeigt, der hinsichtlich seines Funktionsprinzips aus dem Stand der Technik bekannt ist. Die Primärachse 1 ist permanent angetrieben. Ein nicht schaltbares Winkelgetriebe zweigt einen Teil der Antriebsleistung von der Primärachse ab und leitet sie in den Sekundärantriebsstrang, der zum Antrieb der Sekundärachse 2 dient, ein. Vor der Achsantriebseinheit 9 ist eine Hang-On Kupplung 10 vorgesehen, die im geschlossenen Zustand eine Zwischenwelle 11 und die Achsantriebseinheit 9 kraftschlüssig koppelt und so die Sekundärachs antriebsleistung bei Bedarf in die Achsantriebseinheit 9 einzuleiten vermag. Die Achsantriebseinheit 9 ist von einem herkömmlichen Aufbau und weist ein Kegelraddifferential auf, an das sich die Sekundärachsseitenwellen 12 anschließen.

Figur 2 zeigt einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, dessen Funktionsprinzip ebenfalls aus dem Stand der Technik bekannt ist. Im Gegensatz zu Figur 1 ist die Achsantriebseinheit 9 nicht über eine schaltbare Kupplung mit der Zwischenwelle 11 verbunden, sondern die Zwischenwelle 11 ist fest an der Achsantriebseinheit 9 angeflanscht. Um die Antriebsräder der Sekundärachse 2 von der Antriebsleistung zu entkoppeln,

sind formschlüssig arbeitende Klauenkupplungen 13 an den Radnaben vorgesehen, die entweder aufwendig von Hand oder durch zusätzlich vorzusehende Zuschaltvorrichtungen in Eingriff gebracht werden können, was aufgrund des Fehlens einer Drehzahlsynchronisation sowie einer Möglichkeit eines Drehzahlabgleichs zwischen den in Eingriff zu bringenden Bauteilen nur im Stand möglich ist. Im Gegensatz zu dem an der Primärachse 1 angeordneten Winkelgetriebe des Antriebsstrangs aus Figur 1 ist das Winkelgetriebe des Antriebsstrangs aus Figur 2 als schaltbare Zuschalteinrichtung 3 ausgebildet, die auch als Power-Take-Off Unit, kurz PTU, bezeichnet wird.

Sowohl beim Antriebsstrang aus Figur 1 als auch beim Antriebsstrang aus Figur 2 ist der Sekundärtriebsstrang nicht in den die Gesamtantriebsleistung übertragenen Teil des Antriebsstrangs integriert und überträgt somit keine Antriebsleistung auf die Antriebsräder der Sekundärachse 2.

Im Beispiel aus Figur 1 rotieren trotzdem die dunkel gekennzeichneten Sekundärtriebsstrangkomponenten mit, denn die Komponenten des Antriebsstrangs, die aus Sicht der der Hang-On Kupplung 10 fahrzeugantriebsseitig angeordnet sind, werden über das Winkelgetriebe geschleppt, während die Sekundärtriebsstrangkomponenten, die aus Sicht der Hang-On Kupplung 10 in Richtung der Antriebsräder der Sekundärachse angeordnet sind, werden von den auf der Fahrbahn abrollenden Antriebsrädern geschleppt.

Im Gegensatz zu dem Antriebsstrang aus Figur 1 rotiert bei dem Antriebsstrang aus Figur 2 ein wesentlicher Abschnitt des Sekundärtriebsstrangs nicht mit (hell dargestellter Abschnitt), da antriebsradseitig die Radnabenkupplungen 13 und fahrzeugantriebsseitig die Zuschalteinrichtung 3 nicht in Eingriff stehen. Der zwischen diesen Antriebstrangkomponenten angeordnete Abschnitt des Sekundärtriebsstrangs ist also stillgelegt.

Figur 3 zeigt einen Antriebsstrang mit permanent angetriebener Primärachse 1 und zuschaltbarer Sekundärachse 2, dessen zwischen Seitenwellenkupplungen 4 und Zuschalteinrichtung 3 liegender Abschnitt des Sekundärtriebsstrangs stillgelegt ist. Im Gegensatz zu den Achsantriebseinheiten 9 aus Figur 1 und Figur 2 ist die Achsantriebseinheit 9 aus Figur 3 differentiallos ausgebildet. Hier übertragen zwei reibschlüssig arbeitende Seitenwellenkupplungen 4 die Sekundärtriebsleistung auf die Seitenwellen 12 der Sekundärachse 2. Über diese frei regelbaren Seitenwellenkupplungen 4 lässt sich das zu übertragende Antriebsmoment und der Schlupf frei einstellen, so dass sich mit diesem Achsantrieb neben den Funktionen eines Querdifferentials auch Funktionen eines Längsdifferentials und eines Active-Yaw Differentials abbilden lassen. Die Achsantriebseinheit 9 in Figur 3 ist im Vergleich zu den Achsantriebseinheiten 9 aus den Figuren 1 und 2 in konstruktiver Hinsicht wesentlich weniger komplex ausgebildet und deutlich leichter. Zum Stilllegen des Sekundärtriebsstrangs werden die Seitenwellenkupplungen 4 geöffnet und der Sekundärtriebsstrang

sind formschlüssig arbeitende Klauenkupplungen 13 an den Radnaben vorgesehen, die entweder aufwendig von Hand oder durch zusätzlich vorzusehende Zuschaltvorrichtungen in Eingriff gebracht werden können, was aufgrund des Fehlens einer Drehzahl synchronisation sowie einer Möglichkeit eines Drehzahlabgleichs zwischen den in Eingriff zu bringenden Bauteilen nur im Stand möglich ist. Im Gegensatz zu dem an der Primärachse 1 angeordneten Winkelgetriebe des Antriebsstrangs aus Figur 1 ist das Winkelgetriebe des Antriebsstrangs aus Figur 2 als schaltbare Zuschalteinrichtung 3 ausgebildet, die auch als Power-Take-Off Unit, kurz PTU, bezeichnet wird.

Sowohl beim Antriebsstrang aus Figur 1 als auch beim Antriebsstrang aus Figur 2 ist der Sekundärtriebsstrang nicht in den die Gesamtantriebsleistung übertragenen Teil des Antriebsstrangs integriert und überträgt somit keine Antriebsleistung auf die Antriebsräder der Sekundärachse 2.

Im Beispiel aus Figur 1 rotieren trotzdem die dunkel gekennzeichneten Sekundärtriebsstrangkomponenten mit, denn die Komponenten des Antriebsstrangs, die aus Sicht der der Hang-On Kupplung 10 fahrzeugantriebsseitig angeordnet sind, werden über das Winkelgetriebe geschleppt, während die Sekundärtriebsstrangkomponenten, die aus Sicht der Hang-On Kupplung 10 in Richtung der Antriebsräder der Sekundärachse angeordnet sind, werden von den auf der Fahrbahn abrollenden Antriebsrädern geschleppt.

Im Gegensatz zu dem Antriebsstrang aus Figur 1 rotiert bei dem Antriebsstrang aus Figur 2 ein wesentlicher Abschnitt des Sekundärtriebsstrangs nicht mit (hell dargestellter Abschnitt), da antriebsradseitig die Radnabenkupplungen 13 und fahrzeugantriebsseitig die Zuschalteinrichtung 3 nicht in Eingriff stehen. Der zwischen diesen Antriebstrangkomponenten angeordnete Abschnitt des Sekundärtriebsstrangs ist also stillgelegt.

Figur 3 zeigt einen Antriebsstrang mit permanent angetriebener Primärachse 1 und zuschaltbarer Sekundärachse 2, dessen zwischen Seitenwellenkupplungen 4 und Zuschalteinrichtung 3 liegender Abschnitt des Sekundärtriebsstrangs stillgelegt ist. Im Gegensatz zu den Achsantriebseinheiten 9 aus Figur 1 und Figur 2 ist die Achsantriebseinheit 9 aus Figur 3 differentiallos ausgebildet. Hier übertragen zwei reibschlüssig arbeitende Seitenwellenkupplungen 4 die Sekundärtriebsleistung auf die Seitenwellen 12 der Sekundärachse 2. Über diese frei regelbaren Seitenwellenkupplungen 4 lässt sich das zu übertragende Antriebsmoment und der Schlupf frei einstellen, so dass sich mit diesem Achsantrieb neben den Funktionen eines Querdifferentials auch Funktionen eines Längsdifferentials und eines Active-Yaw Differentials abbilden lassen. Die Achsantriebseinheit 9 in Figur 3 ist im Vergleich zu den Achsantriebseinheiten 9 aus den Figuren 1 und 2 in konstruktiver Hinsicht wesentlich weniger komplex ausgebildet und deutlich leichter. Zum Stilllegen des Sekundärtriebsstrangs werden die Seitenwellenkupplungen 4 geöffnet und der Sekundärtriebsstrang

über die Zuschalteinrichtung 3 von dem permanent angetriebenen Teil des Antriebsstrangs abgekoppelt. Weder die Seitenwellenkupplungen 4 noch die Zuschalteinrichtung 3 könnten für sich genommen den erfindungsgemäßen Grundgedanken verwirklichen, im Hinblick auf die Erfindung wirken sie vielmehr in einer synergetischen Weise zusammen.

Ein rechnerischer Vergleich der Antriebsstrangkonzeppte aus den Figuren 1, 2 und 3 hat gezeigt, dass die in den Gesamtantriebssträngen bei abgeschalteter Sekundärachse auftretenden Verlustleistungen deutlich unterschiedlich sind. Während durch die Vielzahl der rotierenden Antriebsstrangkonzepenten die Verlustleistung des Antriebsstrangs aus Figur 1 bei 100 km/h etwa 2,7 kW beträgt, so beträgt sie bei einem Antriebsstrang gemäß Figur 2 bei der selben Geschwindigkeit nur etwa 0,08 kW, also weniger als ein Dreißigstel, wobei aber bei dem letztgenannten Antriebsstrang die bereits aufgeführten Nachteile eine erhebliche Einschränkung an Komfort und Praktikabilität mit sich bringen. Die im Antriebsstrang von Figur 3 bei 100 km/h auftretende Verlustleistung wurde mit 0,31 kW errechnet und liegt damit nur unwesentlich über der Verlustleistung des Antriebsstrangs aus Figur 2, beträgt aber immerhin nur etwa ein Zehntel der Verlustleistung, die beim Antriebsstrang aus Figur 1 zu erwarten ist, ohne dass der Fahrer dabei Komfort- und Praktikabilitätseinbußen hinnehmen müsste.

Figur 4 zeigt die Zuschalteinrichtung 3 aus Figur 3 im Detail. Es handelt sich um ein schaltbares Winkelgetriebe, bei dem der Formschluss dadurch erfolgt, dass eine Stirnradstufe 14 mit einer Verbindungswelle 15, die vom Antriebskorb 17 des Primärachsdifferentials permanent angetrieben ist, mit Hilfe eines Zuschaltmechanismus, der hier von einer Synchronisierung 16 gebildet ist, in Eingriff gebracht wird. Wie aus der Figur 4 ersichtlich, rotiert bei abgeschaltetem Sekundärantrieb die Stirnradstufe 14 nicht mit dem permanent angetriebenen Primärantriebsstrang mit. Der Koppelpunkt zwischen permanent angetriebenem Primärantriebsstrang und zuschaltbarem Sekundärantriebsstrang ist also die Synchronisierung 16. Bei zugeschaltetem Sekundärantriebsstrang überträgt die Stirnradstufe 14 die Sekundärachsantriebsleistung zunächst über eine Querwelle 18 auf ein Tellerrad, das die Antriebsleistung wiederum über eine Ritzelwelle 19 in die Zwischenwelle 11 einleitet und somit zur Sekundärachse weiterleitet.

Eine solche mehrstufige Ausführung der Weiterleitung des Sekundärantriebsleistungsflusses ist nicht zwingend erforderlich. Es können auch weitere Vereinfachungen vorgenommen werden, beispielsweise dadurch, dass schon die Verbindungswelle 14 kein Stirnrad, sondern direkt ein Tellerrad zur Weiterleitung der Sekundärantriebsleistung in die Ritzelwelle vorsieht.

Um die Synchronisierung von Stirnradstufe 14 und Verbindungswelle 15 zu unterstützen, ist vorgesehen, dass die Seitenwellenkupplungen vor dem Synchronisieren der Wellen geschaltet werden, um die Zwischen-

welle 11 und somit auch die Stirnradwelle 14 auf Drehzahl zu bringen. Die Betätigung des Zuschaltmechanismus erfolgt vorzugsweise hydraulisch, kann aber selbstverständlich auch auf andere Weise, zum Beispiel pneumatisch oder elektromagnetisch erfolgen.

Neben der in Figur 4 dargestellten formschlüssig arbeitenden Synchronisierung ist es selbstverständlich auch denkbar, andere formschlüssige oder auch kraftschlüssige Zuschaltmechanismen vorzusehen. So kann an Stelle der Synchronisierung auch eine reibschlüssige Kupplung den Sekundärantriebsleistungsfluss von der Verbindungswelle 15 auf die Stirnradstufe 14 gewährleisten. In diesem Fall könnten außerdem formschlüssig arbeitende Seitenwellenkupplungen vorgesehen sein, wodurch allerdings die Vorteile eines differentiallosen Antriebsstrangs aufgegeben werden würden. Trotzdem sind durchaus Fälle denkbar, in denen sich eine solche Lösung anbieten könnte.

Figuren 5 und 6 zeigen den schon für Figur 3 beschriebenen differentiallosen Sekundärachs Antrieb, wobei Figur 5 den Zustand bei abgeschalteter Sekundärachse und Figur 6 den Zustand bei zugeschalteter Sekundärachse zeigen.

Das Antriebsritzel 20 ist über einen Flansch mit der Zwischenwelle drehfest verbunden und mit einem Tellerrad im Eingriff. Das Tellerrad ist mit einer Tellerradträgerwelle 21 fest verbunden. Deren Lagerung im Achsantriebsgehäuse gewährleistet, dass sowohl das eingeleitete Drehmoment als auch die Verzahnungskräfte aufgenommen werden. Außenlamellenträger 8 der beiden Kupplungen sind mit der Tellerradträgerwelle 21 drehfest verbunden. Zwischen den Außenlamellenträgern 8 und Innenlamellenträger 7 ist ein Lamellenpaket aus Außenlamellen 6 und Innenlamellen 5 der Seitenwellenkupplungen 4 platziert. Der mit den Innenlamellen drehfest verbundene Innenlamellenträger 7 ist wiederum über eine Keilverzahnung mit der Seitenwelle 15 verbunden.

Über einen hydraulisch betätigten Druckkolben 22, der sich in einem seitlichen Achsantriebsgehäusedeckel 23 befindet, wird das Lamellenpaket zusammengepresst und die Kupplung geschlossen, so dass bei zugeschalteter Sekundärachse (Hang-On Betrieb) die Antriebsleistung über das Lamellenpaket zu den Antriebsrädern erfolgt. Zwischen Lamellenpaket und Druckkolben 22 ist ein Drucklager 24 angeordnet, welches den Drehzahlausgleich zwischen dem stehenden Druckkolben 22 und dem rotierenden Lamellenpaket gewährleistet.

Figur 5 verdeutlicht, dass im abgeschalteten Modus nur wenige Bauteile der Hinterachse rotieren und die Verluste gering gehalten werden. Bei abgeschaltetem Sekundärantrieb (Figur 5-geöffnete Kupplung) drehen vom Kupplungspaket lediglich der Innenlamellenträger 7 mit den damit verbundenen Innenlamellen 5,

sowie einige Lagerkomponenten. Der Außenlamellenträger 8 mit den Außenlamellen 6 und der Druckkolben 22 stehen. Dies ist besonders vorteilhaft, da durch die Anordnung das komplette Drucklager 24 ebenfalls zum Stillstand kommt. Die Wellfeder 25, die sich zwischen dem Außenlamellenträger 8 und einer Z-Scheibe 26 des Drucklagers 24 abstützt, dient dazu, das Lamellenpaket im nicht druckbeaufschlagten Zustand auseinander zu drücken, um möglichst wenig Reibung entstehen zu lassen. Bei geschlossener Kupplung drehen hingegen alle Komponenten der Hinterachse (Verzahnung, Kupplung und Drucklager), wie aus einem Vergleich der Figuren 5 und 6, in denen jeweils die stillstehenden Hinterachskomponenten hell und die rotierenden Hinterachskomponenten dunkel dargestellt sind, hervorgeht.

Ein weiterer Aspekt, der die Verlustleistung im Sekundärtriebsstrang minimiert und zum Erfindungsgedanken beiträgt, ist eine Bedarfsbeölung der Seitenwellenkupplungen bzw. der Lamellenpakete, die in Figur 7 dargestellt ist. Ist die Seitenwellenkupplung 4 geschlossen, rotiert der Außenlamellenträger 8 und schöpft mit seiner Außenseite Öl aus einem Ölsumpf 27, der in Figur 7 von dem Kupplungsgehäuse gebildet ist. Hierdurch wird das Öl in die Ölfangtasche 28 gefördert. Von dort aus gelangt das Öl über die Ölleitbohrungen 29 in den Innenlamellenträger und wird von der Fliehkraft radial nach außen verteilt. Diese Beölung dient zur Schmierung und Kühlung des Lamellenpakets. Ist die Seitenwellenkupplung jedoch geöffnet und der Sekundärtriebsstrang abgeschaltet, so dass die Kupplung keinen Kühl- und Schmierbedarf hat, steht der Außenlamellenträger und es wird folglich auch kein Öl gefördert, was ebenfalls zur Verringerung der Verlustleistungen bei entkoppeltem Sekundärtriebsstrang beiträgt.

Bei den Seitenwellenkupplungen 4 kann ferner Verlustleistung dadurch eingespart werden, dass die Reiblamellen der Seitenwellenkupplungen 4 je nachdem, ob es sich um Außenlamellen 8 oder Innenlamellen 7 handelt, unterschiedlich ausgestaltet werden. So können die Innenlamellen 7, also die Reiblamellen, die wie vorstehend beschrieben wurde, bevorzugt drehfest mit den Seitenwellen 12 der Sekundärachse 2 verbunden sind und sich daher permanent drehen, als blanke Stahlscheiben mit verhältnismäßig reibungsarmer Oberfläche ausgestaltet sein. Rotieren diese während der Fahrt mit ständigem Kontakt zum Kühl- und Schmieröl, verursachen sie so nur geringe Reibungsverluste. Die Außenlamellen 8 hingegen, die bei abgeschaltetem Sekundärachsantriebsstrang ohnehin bevorzugt stillstehen, können den eigentlichen Reibbelag und eine hierin oder gesondert angeordnete Schmier- und Kühlöl fördernde Benutung aufweisen.

Figuren 8, 9 und 10 zeigen in einer schematischen Darstellung mögliche Antriebskonzepte, bei denen das Prinzip der Erfindung verwirklicht ist, wobei die Erfindung selbstverständlich nicht auf die drei dargestellten Antriebskonzepte beschränkt ist.

In Figur 8 ist als ein mögliches Antriebsstrangkonzzept ein Antriebsstrang mit quer eingebautem Frontmotor und permanentem Frontantrieb (Primärantriebsstrang mit Primärachse 1) und einer über eine Zuschalt-einrichtung 3 zuschaltbaren Sekundärachse 2, die über eine Zwischenwelle 11 miteinander verbunden sind (Sekundärantriebsstrang), gezeigt. Der Sekundärachs-antrieb, also der Antrieb der Sekundärachsseitenwellen 12, wird über Seitenwellenkupplungen 4 differentiallos erreicht. Figur 8 entspricht dem schon in Figur 3 gezeigten Antriebsstrang.

Figur 9 zeigt als zweites mögliches Antriebsstrangkonzzept einen Antriebsstrang mit längs eingebautem Frontmotor und permanent angetriebener Hinterachse als Primärachse 1. Die Vorderachse mit den Sekundärachsseitenwellen 12 kann als Sekundärachse 2 bei Bedarf über die Zuschalt-einrichtung 3, die Zwischenwelle 11 und die Seitewellenkupplungen 4 dem Primärantriebsstrang zugeschaltet werden.

Figur 10 zeigt einen Antriebsstrang mit Heckmotor. Wie in Figur 9 ist auch hier die Hinterachse die permanent angetriebene Achse und somit die Primärachse 1. Die Zwischenwelle 11 ist an eine an dem Hinterachs-antrieb angeordnete Zuschalt-einrichtung 3 angeflanscht und überträgt die Sekundärachs-antriebsleistung bei Bedarf über den Seitenwellenkupplungen 4 aufweisenden und somit differentiallosen Vorderachs-antrieb. Die Vorderachse bildet die Sekundärachse 2 mit den Sekundärachsseitenwellen 12.

Allen in den Figuren 8, 9 und 10 dargestellten Antriebskonzepten ist gemein, dass der Teil des Sekundärachs-antriebsstrangs, der zwischen der Zuschalt-einrichtung 3 und den Seitenwellenkupplungen 4 liegt, bei abgeschaltetem Sekundärantrieb vollständig stillsteht und somit keiner Verlustleistung verursacht.

Figur 11 zeigt eine schematische Übersicht über eine mögliche hydraulische Schaltungsanordnung. Die Seitenwellenkupplungen und/oder der Zuschaltmechanismus der Zuschalt-einrichtung werden bevorzugt über einen bedarfsgeregelten hydraulischen Aktuator 30 mit Drucköl versorgt, mit dem der Druckkolben 22 aus Figur 5 und 6 betätigt wird. Hierbei stellt die Hydraulikeinheit 31 einen Systemdruck zur Verfügung, welcher sich an dem höchsten momentan benötigten Druck orientiert. Über die Druckminder-ventile 32 wird der aktuell benötigte Druck in den Seitenwellenkupplungen eingeregelt. Auch das Zuschalten des Sekundärantriebsstrangs über den Zuschaltmechanismus der Zuschalt-einrichtung erfolgt über ein Druckminder-ventil 32. Sobald der Zuschaltmechanismus den Sekundärantriebsstrang zugeschaltet hat und die Übertragung der Sekundärantriebsleistung sichergestellt ist, kann der auf den Zuschaltmechanismus wirkende Schalldruck wieder abgebaut werden.

Die in Figur 11 schematisch dargestellte hydraulische Aktuierung kann selbstverständlich auch auf andere Weise erfolgen. So ergeben sich beispielsweise Synergien bei der Verwendung von Doppelkupplungsgetrie-

ben. Die hydraulische Betätigungseinrichtung der Zuschalteinrichtung und/oder der Seitenwellenkupplungen kann bei räumlicher Nähe zum Doppelkupplungsgetriebe direkt von der Hydraulik des Doppelkupplungsgetriebes bedient werden. In dem Fall, dass sowohl die Zuschalteinrichtung als auch die Seitenwellenkupplungen getriebe nah angeordnet sind, kann die Hydraulikeinheit 31 sogar komplett entfallen. Die Druckminderventile können dann im Doppelkupplungsgetriebe integriert sein.

Bezugszeichenliste

1	Primärachse
2	Sekundärachse
3	Zuschalteinrichtung
4	Seitenwellenkupplungen
5	Innenlamellen
6	Außenlamellen
7	Innenlamellenträger
8	Außenlamellenträger
9	Achsantriebseinheit
10	Hang-On Kupplung
11	Zwischenwelle
12	Sekundärachsseitenwelle
13	Radnabenkupplung
14	Stirnradstufe
15	Verbindungswelle
16	Synchronisierung
17	Antriebskorb (Primärachsdifferential)
18	Querwelle
19	Ritzelwelle
20	Antriebsritzel
21	Teilerradträgerwelle
22	Druckkolben
23	Antriebsgehäusedeckel
24	Drucklager

- 25 Wellfeder
- 26 Z-Scheibe
- 27 Ölsumpf
- 28 Ölfangtasche
- 29 Ölleitbohrung
- 30 Aktuator
- 31 Hydraulikeinheit
- 32 Druckminderventil

Patentansprüche

1. Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine über einen Primärantriebsstrang permanent angetriebene Primärachse (1) und eine der Primärachse über eine Zuschalteinrichtung (3) zuschaltbare Sekundärachse (2), wobei die Zuschalteinrichtung (3) einen Zuschaltmechanismus aufweist, über den der Sekundärantriebsstrang in den die Gesamtantriebsleistung übertragenden Antriebsstrang integrierbar ist, und wobei bei zugeschalteter Sekundärachse (2) die Sekundärachsleistung über Seitenwellenkupplungen (4) in Seitenwellen (12) der Sekundärachse (2) eingeleitet und auf Antriebsräder der Sekundärachse (2) übertragen ist,

dadurch gekennzeichnet, dass

der Zuschaltmechanismus und/oder die Seitenwellenkupplungen (4) zumindest eine reibschlüssige Kupplung aufweisen und bei entkoppelter Sekundärachse (2) der zwischen der Zuschalteinrichtung (3) und den Seitenwellenkupplungen (4) befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs sowohl von dem Primärantriebsstrang, insbesondere von der Primärachse (1), als auch von den Sekundärantriebsrädern entkoppelt ist.

2. Antriebsstrang nach Anspruch 1, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Seitenwellenkupplungen (4) bei zugeschalteter Sekundärachse (2) eine differentiallose Antriebsleistungsverteilung zwischen den Antriebsrädern der Sekundärachse unter Gewährleistung eines Querausgleichs nach Art eines Querdifferentials ausbilden.

3. Antriebsstrang nach einem der beiden vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Seitenwellenkupplungen (4) bei zugeschalteter Sekundärachse (2) eine differentiallose Antriebsleistungsverteilung zwischen der Primärachse (1) und der Sekundärachse (2) unter Gewährleistung eines Längsausgleichs nach Art eines Längsdifferentials ausbilden.

4. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet, dass** die Zuschalteinrichtung (3) ein formschlüssig arbeitendes Kraftübertragungsgetriebe, insbesondere ein über Zahnräder arbeitendes Winkelgetriebe, aufweist.

5. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Zuschalteneinrichtung (3) an der Primärachse (1) angeordnet ist und die Sekundärachsantriebsleistung durch den Zuschaltmechanismus bei zugeschaltetem Sekundärantriebsstrang unmittelbar von einer Primärachswelle abgriffen ist.

6. Antriebsstrang nach Anspruch 4 oder Anspruch 5 in Verbindung mit Anspruch 4, **dadurch gekennzeichnet**, dass das eine Drehzahlsynchronisation (16) im Zuschaltmechanismus des Kraftübertragungsgetriebes zum Herstellen des Formschlusses über die Seitenwellenkupplungen (4) vorgenommen oder zumindest unterstützt ist.

7. Antriebsstrang nach einem der vorhergehenden Ansprüche, **dadurch gekennzeichnet**, dass die Seitenwellenkupplungen (4) von einer reibschlüssigen Lamellenkupplung gebildet sind, wobei die mit den Sekundärantriebsrädern drehfest verbundenen Reiblamellen als Innenlamellen (5) mit einem Innenlamellenträger (7) und die fahrzeugantriebsseitigen Reiblamellen als Außenlamellen (6) mit einem Außenlamellenträger (8) zusammenwirken.

8. Antriebsstrang nach dem vorhergehenden Anspruch, **dadurch gekennzeichnet**, dass der Außenlamellenträger (8) bei zugeschalteter Sekundärachse (2) Öl zur Kühlung und/oder Schmierung der Reiblamellen fördert.

Zusammenfassung

Die Erfindung betrifft einen Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine permanent angetriebene Primärachse und eine der Primärachse über eine Zuschaltvorrichtung mit einem Zuschaltmechanismus zuschaltbare Sekundärachse, wobei die Sekundärachsantriebsleistung über Seitenwellenkupplungen auf die Antriebsräder der Sekundärachse übertragen ist.

Nachteilig an diesen Antriebssträngen ist, dass auch bei nicht zugeschalteter Sekundärachse deren Komponenten von dem Fahrzeugantrieb oder den auf der Fahrbahn abrollenden Antriebsrädern mitgeschleppt werden, was Verlustleistungen mit sich bringt. Ein vollständiges Stilllegen des Sekundärantriebsstrangs wird bisher nur über manuelle schaltbare Radnabenkupplungen realisiert, die allerdings hinsichtlich des Bedienungskomforts und ihrer Praktikabilität nachteilig sind.

Dadurch, dass der Zuschaltmechanismus und/oder die Seitenwellenkupplungen reibschlüssige Kupplungen aufweisen, kann erreicht werden, dass bei entkoppelter Sekundärachse der zwischen der Zuschaltvorrichtung und den Seitenwellenkupplungen befindliche Abschnitt des Sekundärantriebsstrangs sowohl von der Primärachse als auch von den Sekundärantriebsrädern entkoppelt ist, so dass keine Verlustleistung in diesem Sekundärantriebsstrangsabschnitt mehr auftritt, wobei trotzdem das Zuschalten des Sekundärantriebsstrangs während der Fahrt möglich ist und Einbußen bei Komfort und die Praktikabilität nicht hingenommen werden müssen.

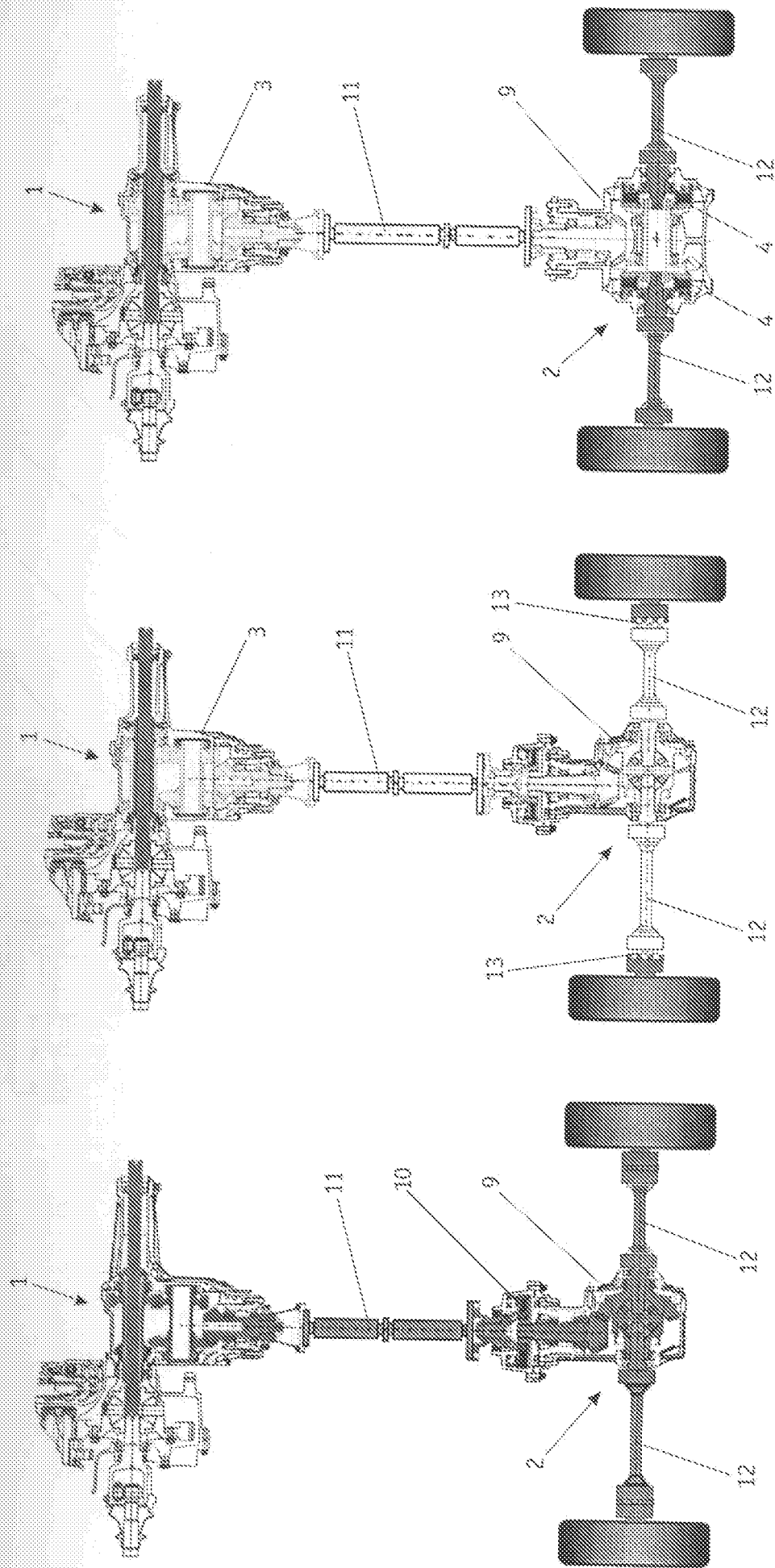


Fig. 1

Fig. 2
(Stand der Technik)

Fig. 3

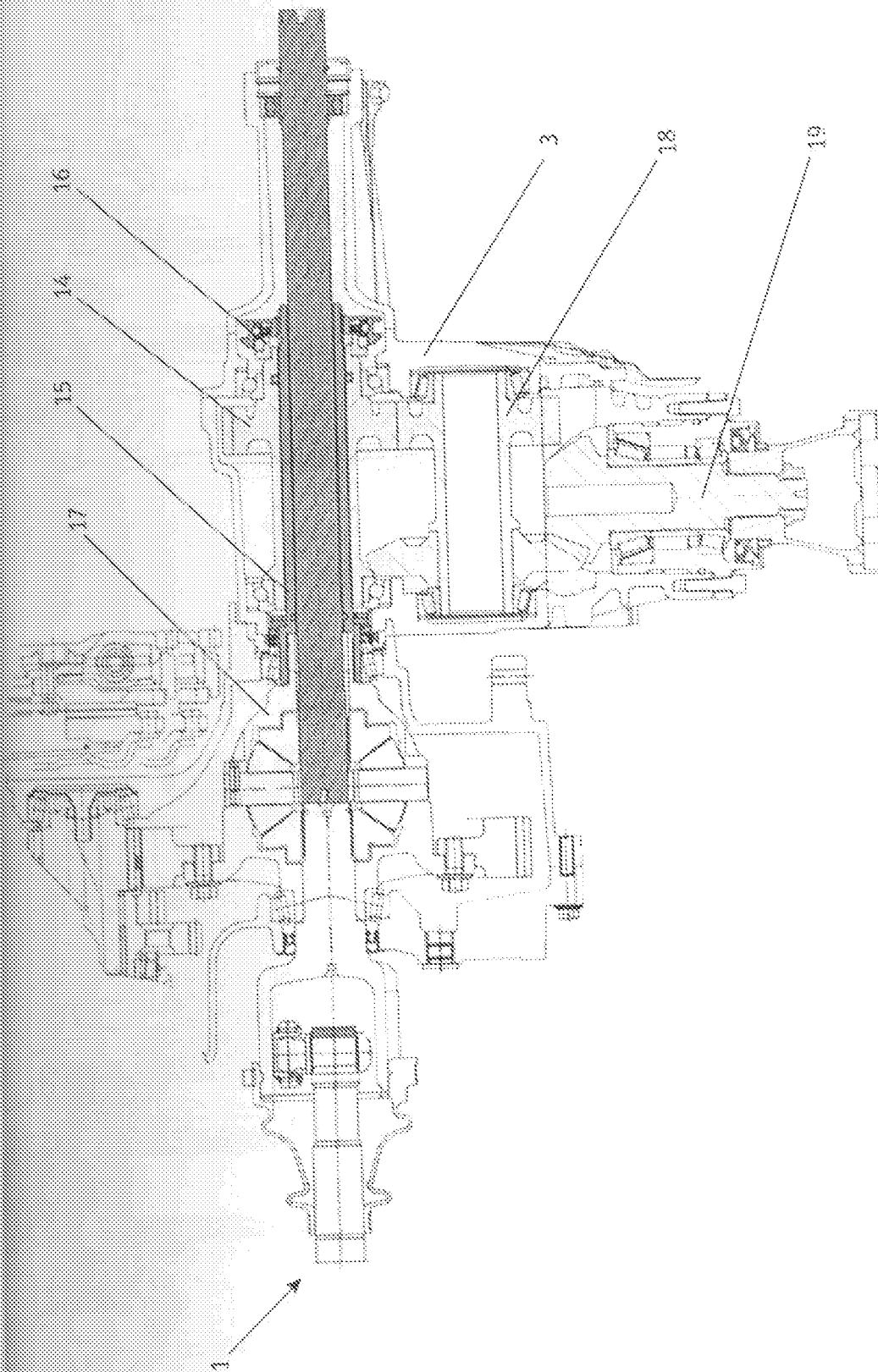


Fig. 4

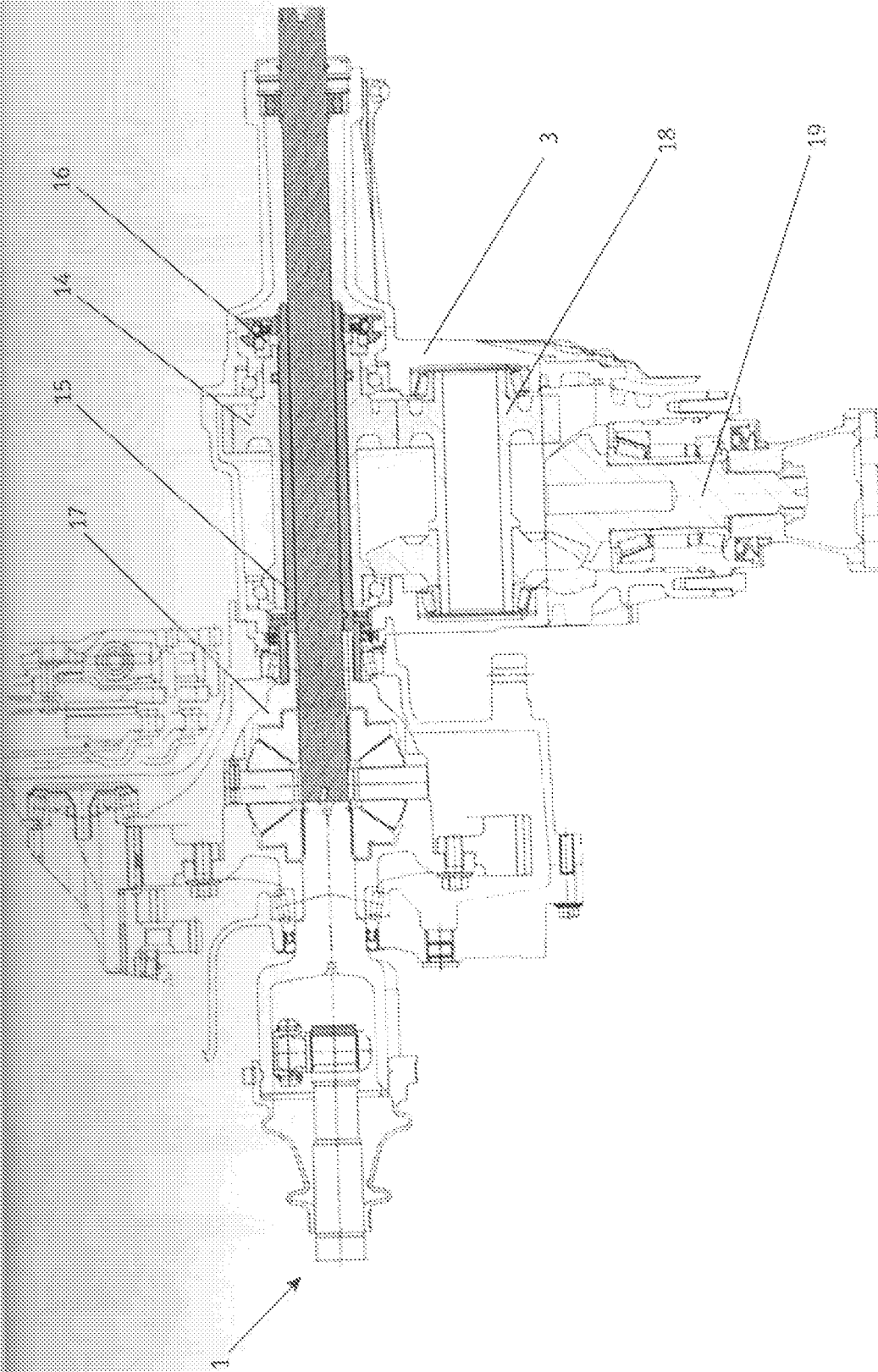


Fig. 4

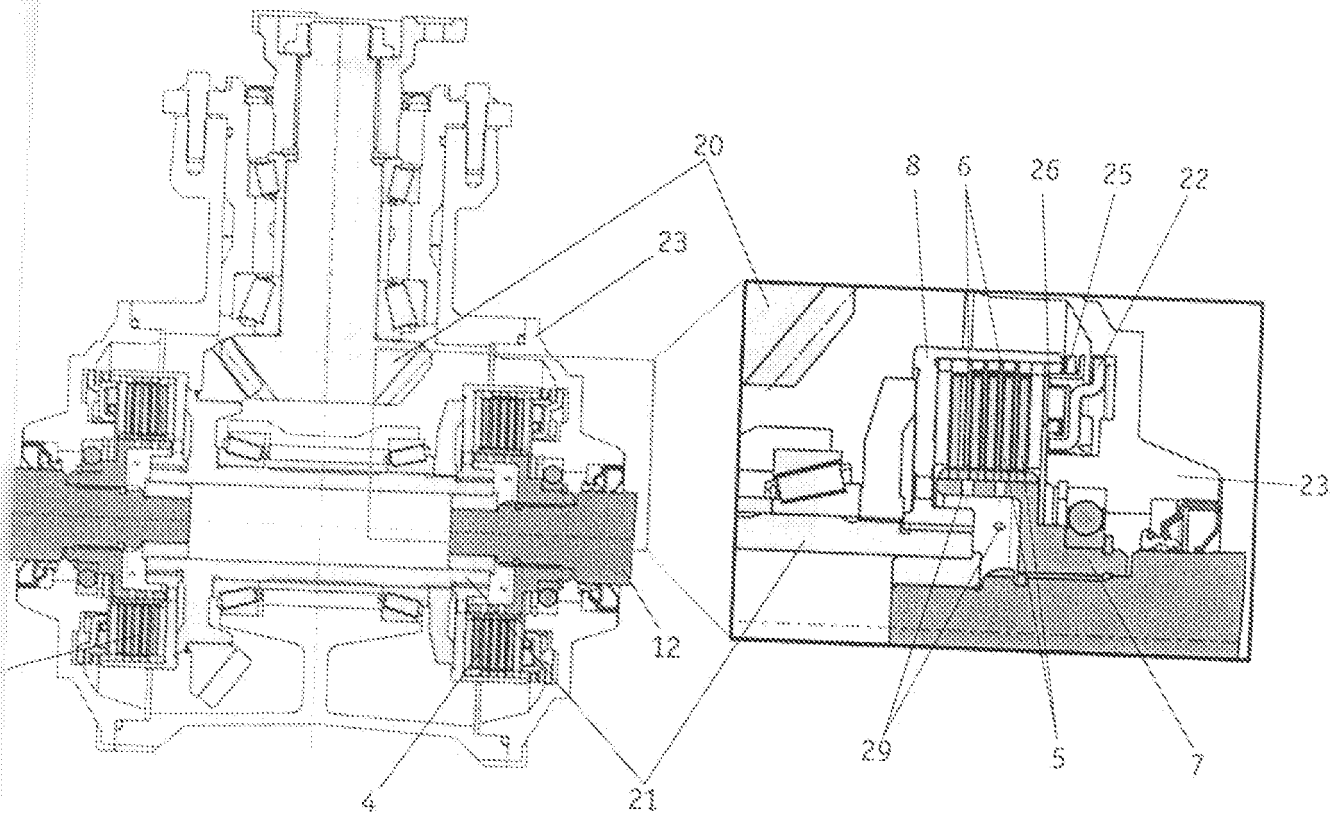


Fig. 5

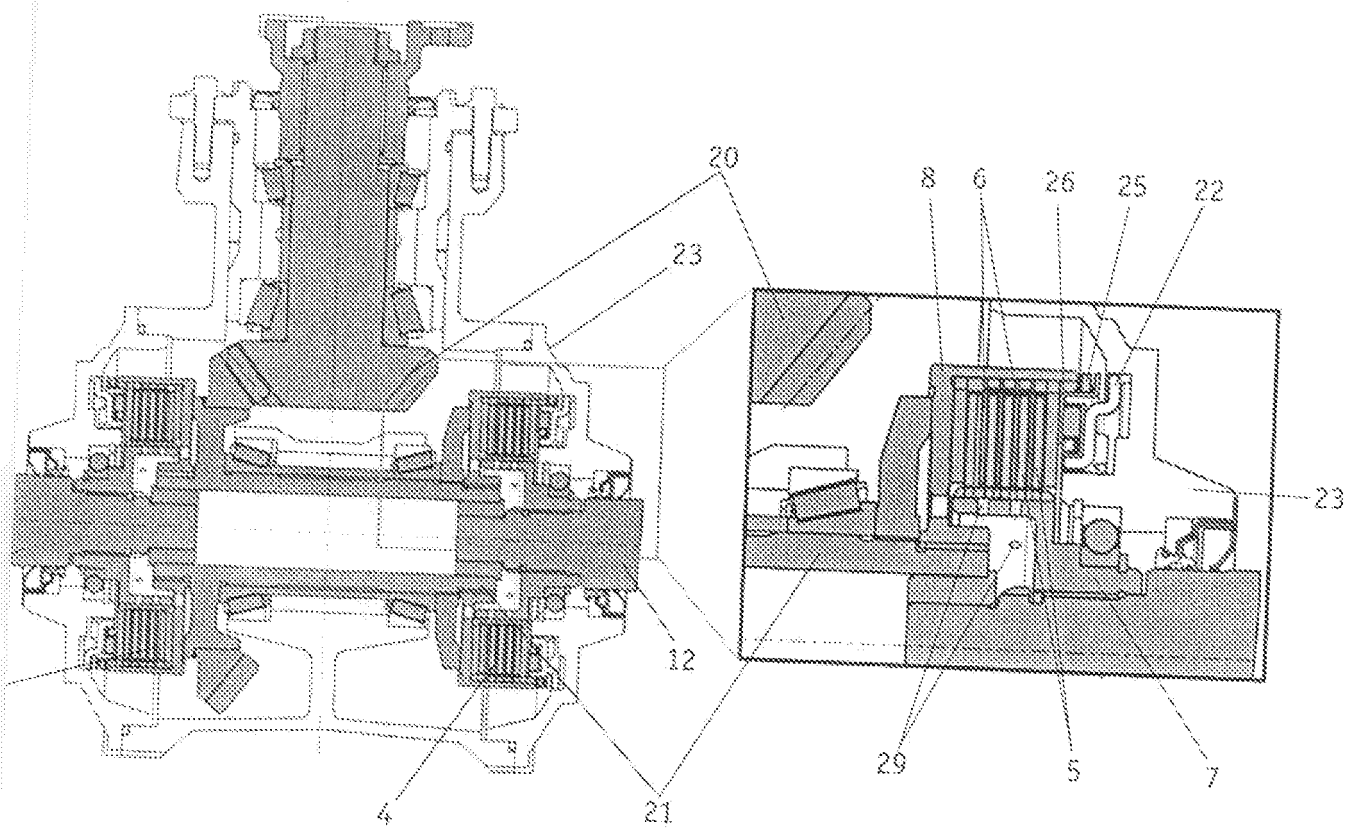


Fig. 6

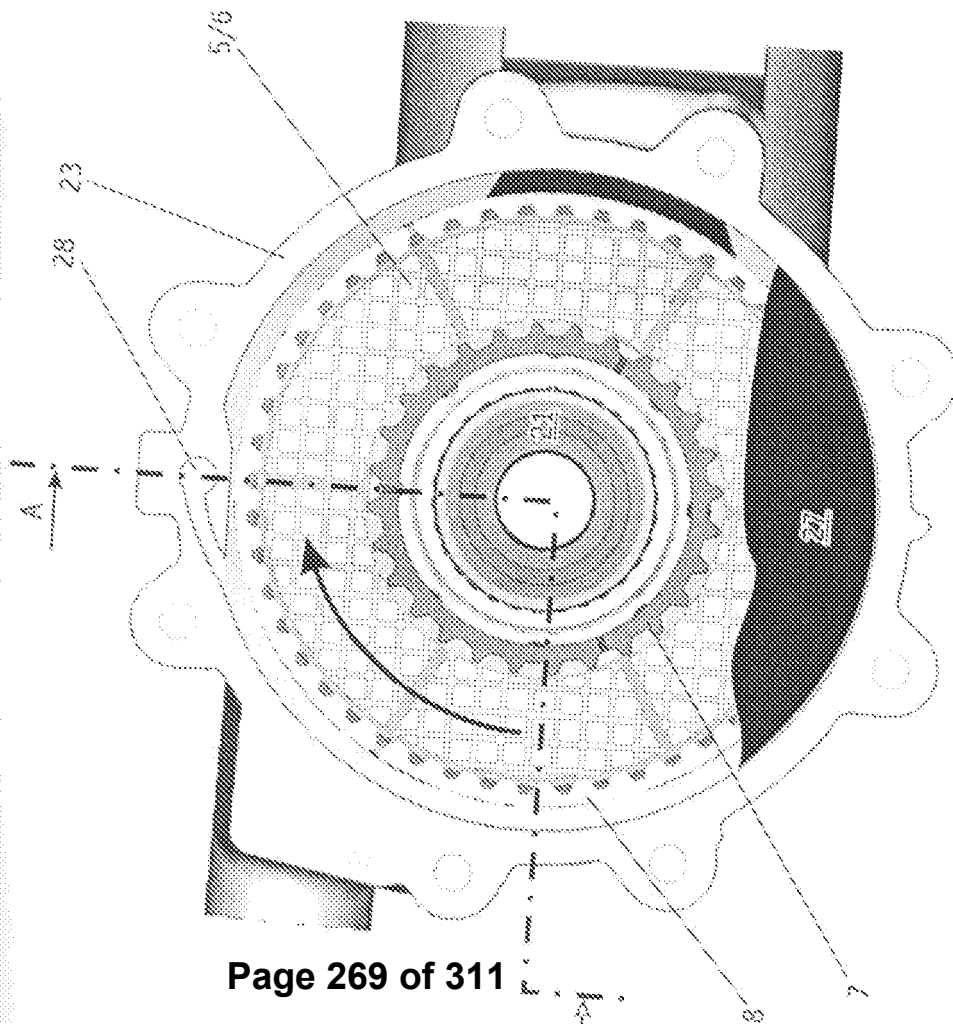


Fig. 7

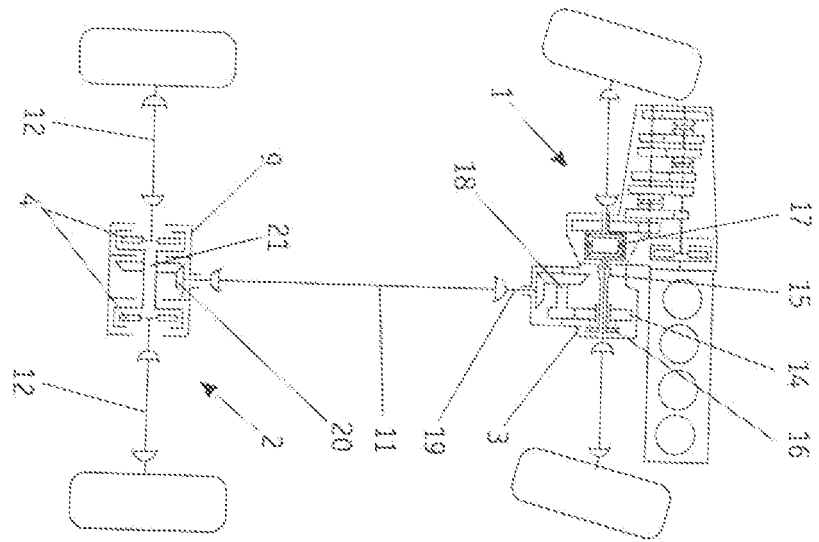


Fig. 8

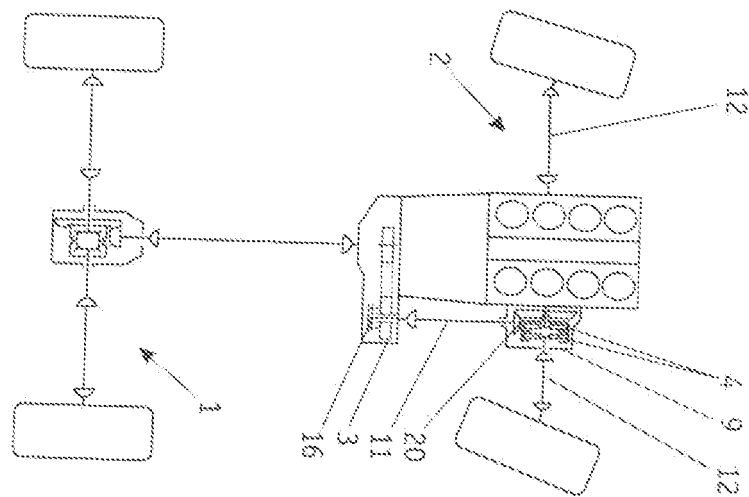


Fig. 9

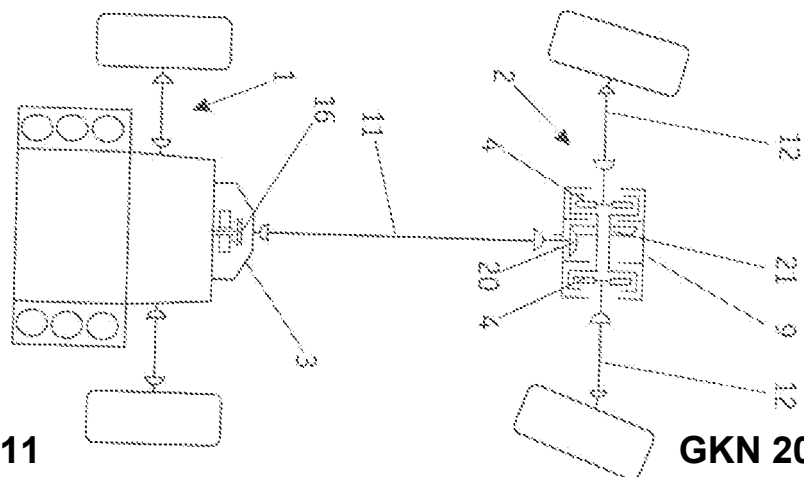


Fig. 10

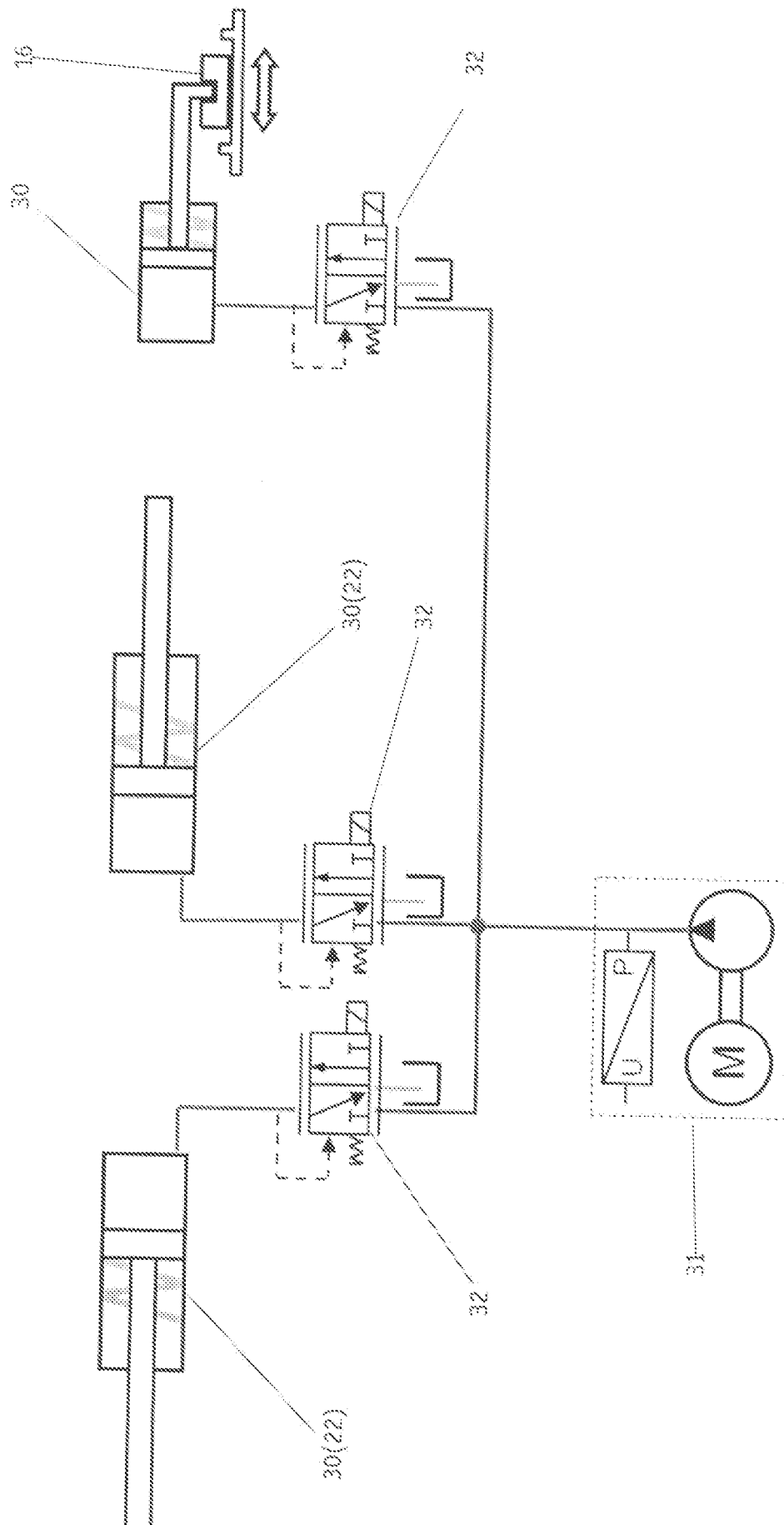


Fig. 11

BUNDESREPUBLIK DEUTSCHLAND



Prioritätsbescheinigung DE 10 2008 057 272.1 über die Einreichung einer Patentanmeldung

Aktenzeichen: 10 2008 057 272.1

Anmeldetag: 13. November 2008

Anmelder/Inhaber: GETRAG Driveline Systems GmbH, 50735 Köln/DE

Bezeichnung: Abschaltbarer Allradantrieb mit seitlicher Hang-On Kupplung

IPC: B 60 K 17/36, B 60 K 23/08

Die angehefteten Stücke sind eine richtige und genaue Wiedergabe der Teile der am 13. November 2008 eingereichten Unterlagen dieser Patentanmeldung unabhängig von gegebenenfalls durch das Kopierv Verfahren bedingten Farbabweichungen.

München, den 23. April 2009
Deutsches Patent- und Markenamt
Die Präsidentin
Im Auftrag

A handwritten signature in black ink, likely of the President of the German Patent and Trademark Office.

Abschaltbarer Allradantrieb mit seitlicher Hang On Kupplung

Hintergrund:

Die Erfindung basiert auf einem sogenannten Hang-On Allradkonzept wie es zum Beispiel beim Golf 4motion im Einsatz ist. Im Gegensatz zum permanenten Allrad (Audi), wird beim Hang-On System die zweite Achse bei Bedarf über eine Kupplung aktiv zugeschaltet. Auswertungen von Lastkollektivdaten zeigen, dass die Hang-On Systeme nur geringe „Aktive Zeitanteile“ im Fahrzeugzyklus aufweisen.

Die Erfindung nutzt diese nicht Aktiven Zeitanteile, um durch eine komplette Abschaltung des Allradantriebsstrangs die Leistungsverluste der drehenden Antriebskomponenten zu eliminieren.

In der Erfindung, die in der deutschen Patentanmeldung DE 10 2008 002 844.2 offenbart ist, wird ein System beschrieben, bei dem die Allradabschaltung an der Hinterachse über die beiden Kupplungen realisiert wird.

An der PTU (Power Take Off Unit) wird über ein Schaltelement vorzugsweise eine Synchronisierung, der Antriebsstrang zum Getriebe entkoppelt. (Siehe Bild 1 - Stand der Technik)

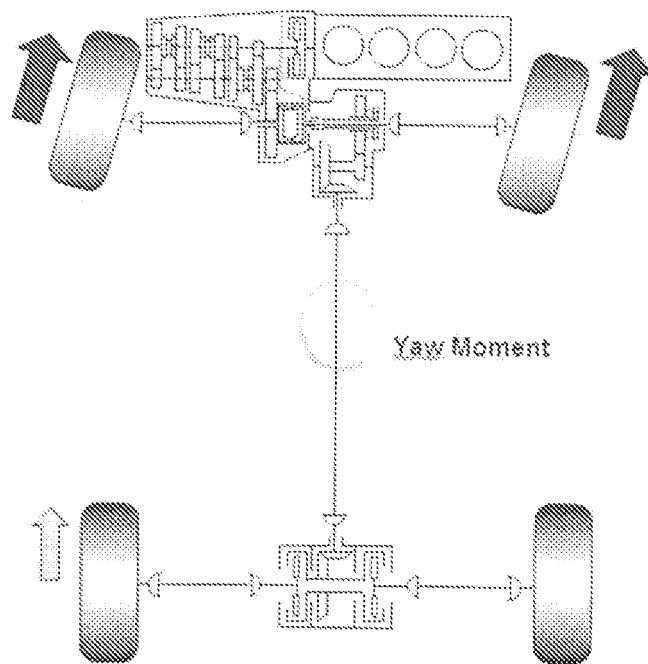


Bild 1 - Stand der Technik

Der in Bild 1 beschriebene Stand der Technik hat bei Nachteil, dass bei Drehmomentstarken Geländefahrzeugen das Drehmoment nur über die Kupplungen zu den Rädern übertragen wird. Für diese Anwendung ist die Übertragung über die Kupplungen von Nachteil, da aufgrund der Reibverluste im Kupplungspaket es zu einer starken Wärmeentwicklung

kommen kann. Ein Differential arbeitet quasi verlustfrei und ist daher für Drehmomentstarke Fahrzeuge am besten geeignet.

Erfindungsgemäß wird für Drehmomentstarke Fahrzeuge ein Abschaltsystem mit Differential und seitlicher Kupplung, insbesondere einer formschlüssig wirkenden seitlichen Kupplung, und mit Schaltelement vorgeschlagen vorgeschlagen. Das Schaltelement sollte die Kupplung in und außer Eingriff zu bringen vermögen (siehe Bild 2).

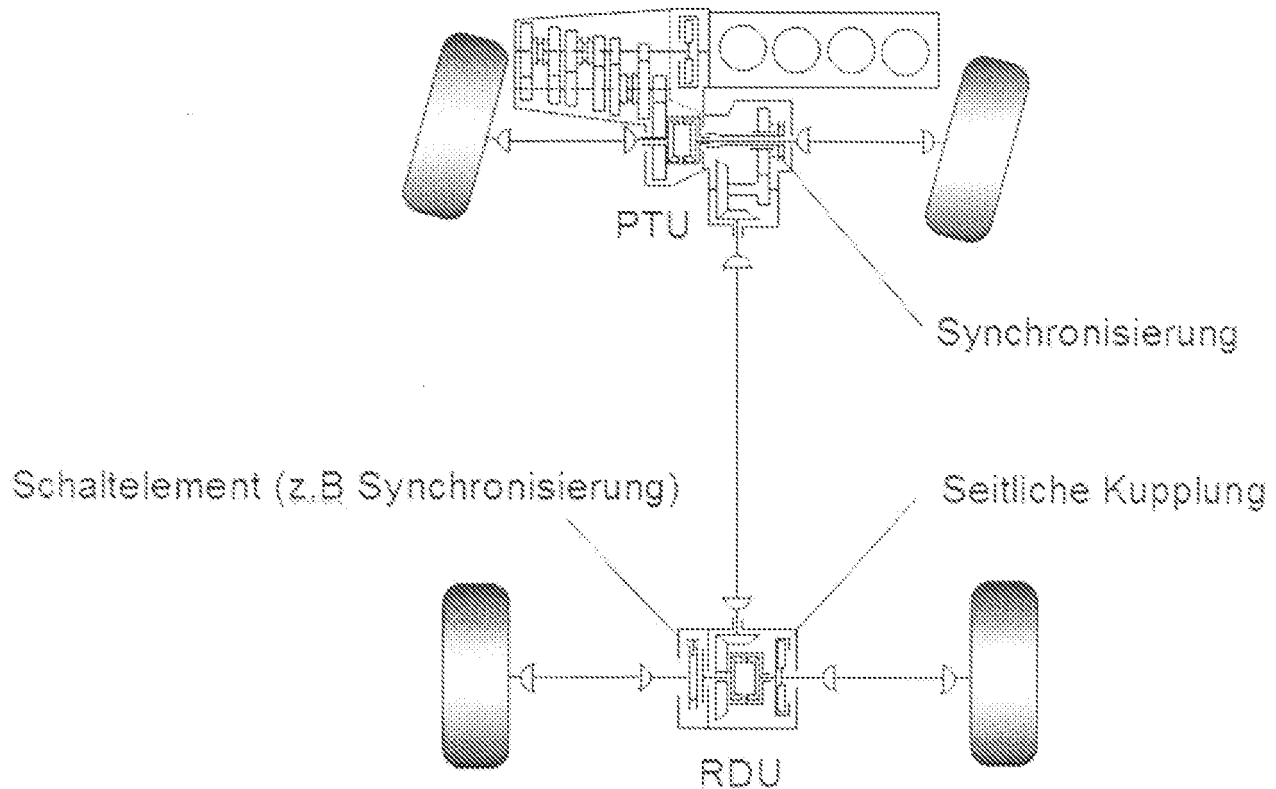


Bild 2

Die Abschaltung an der PTU wird aus Komfortgründen vorteilhaft über eine Synchronisierung realisiert. Die Unterbringung der Synchronisierungseinheit links vom Tellerrad lässt sich relativ einfach realisieren (Bild 3). Die Platzierung an dieser Stelle hat aber den Nachteil, dass der Bauraumbedarf an der PTU erheblich zunimmt.

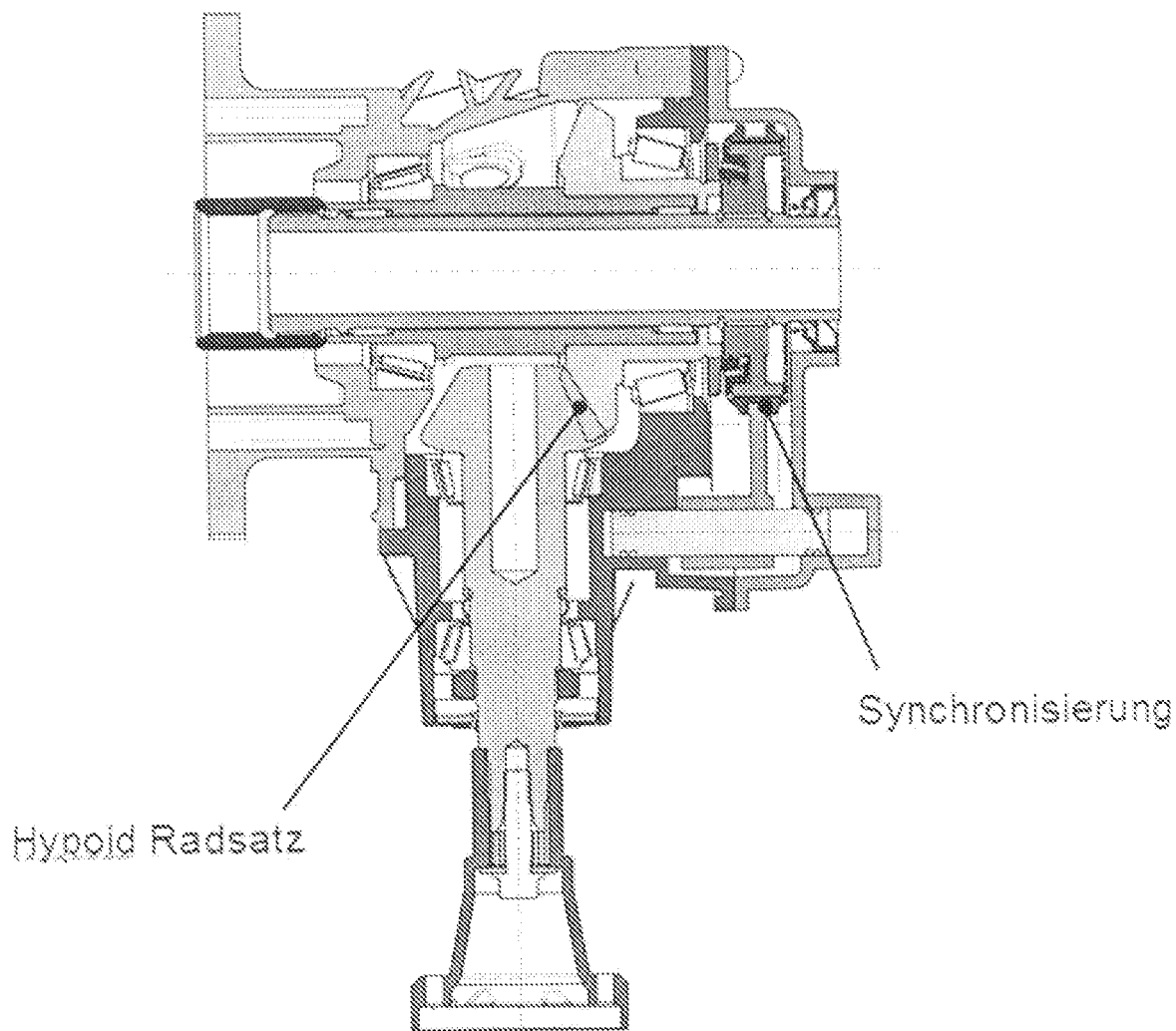


Bild 3

Erfindungsgemäß wird daher vorgeschlagen, die Synchronisierung innerhalb des vorhandenen PTU-Gehäuses zu platzieren (Bild 4). Hierzu wird das linke Telleradlager über ein separates Lagerschild im Gehäuse fixiert. Um die Synchronisierung zu montieren, wird dieses Lagerschild mittels Schrauben oder sonstigen geeigneten Befestigungsmitteln mit dem PTU Gehäuse verbunden.

Die Synchronisierung wird bevorzugt zwischen der Telleradwelle und der Antriebswelle platziert. Wie in Bild 4 ersichtlich, passt die Synchronisierungseinheit sowie die dazugehörige Schaltung in die vorhandene Hüllkurve der PTU. Dies hat für den Kunden den Vorteil, dass die abschaltbare PTU ins vorhandene Package passt.

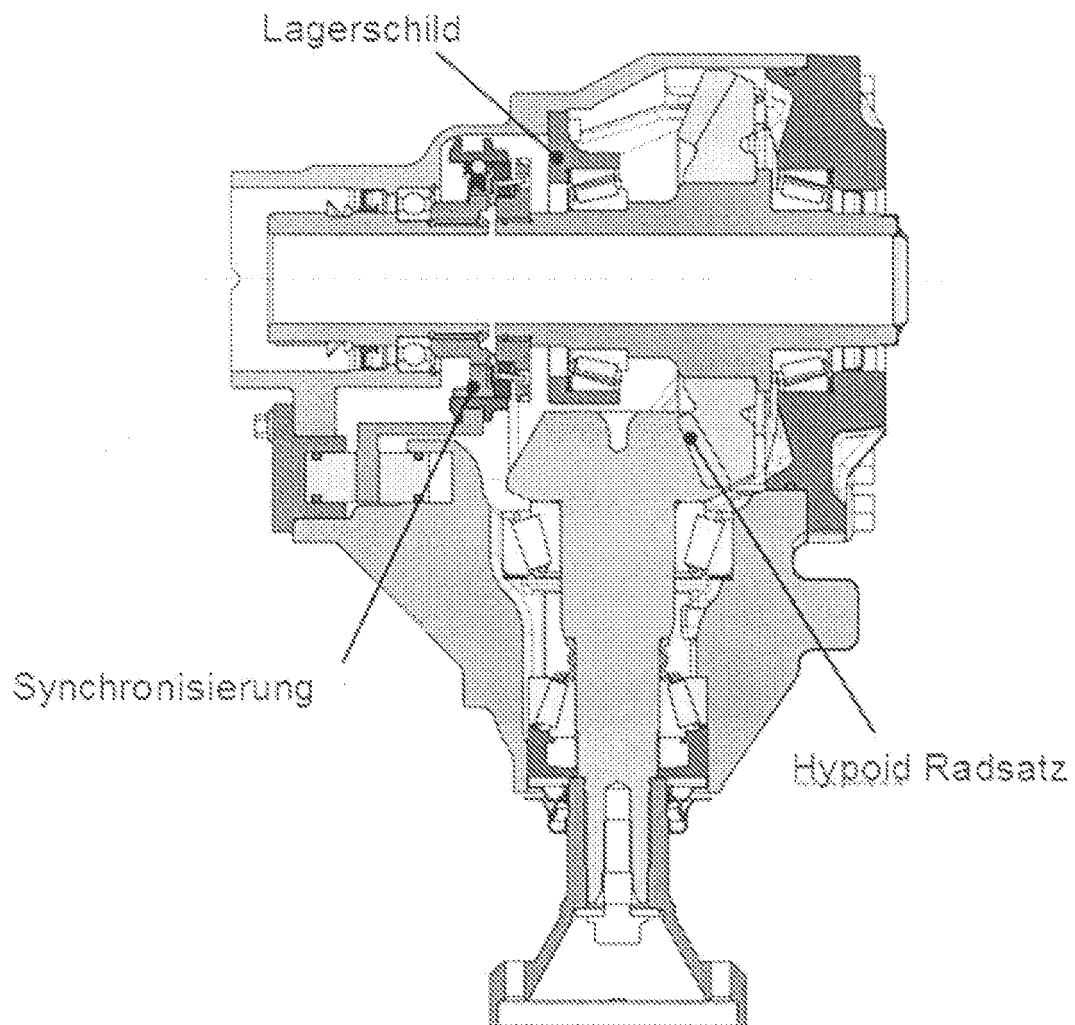


Bild 4

Erfindungsgemäß werden an der Hinterachse links und rechts neben dem Differential eine Kupplung sowie eine Synchronisierungseinheit platziert (Bild 5).

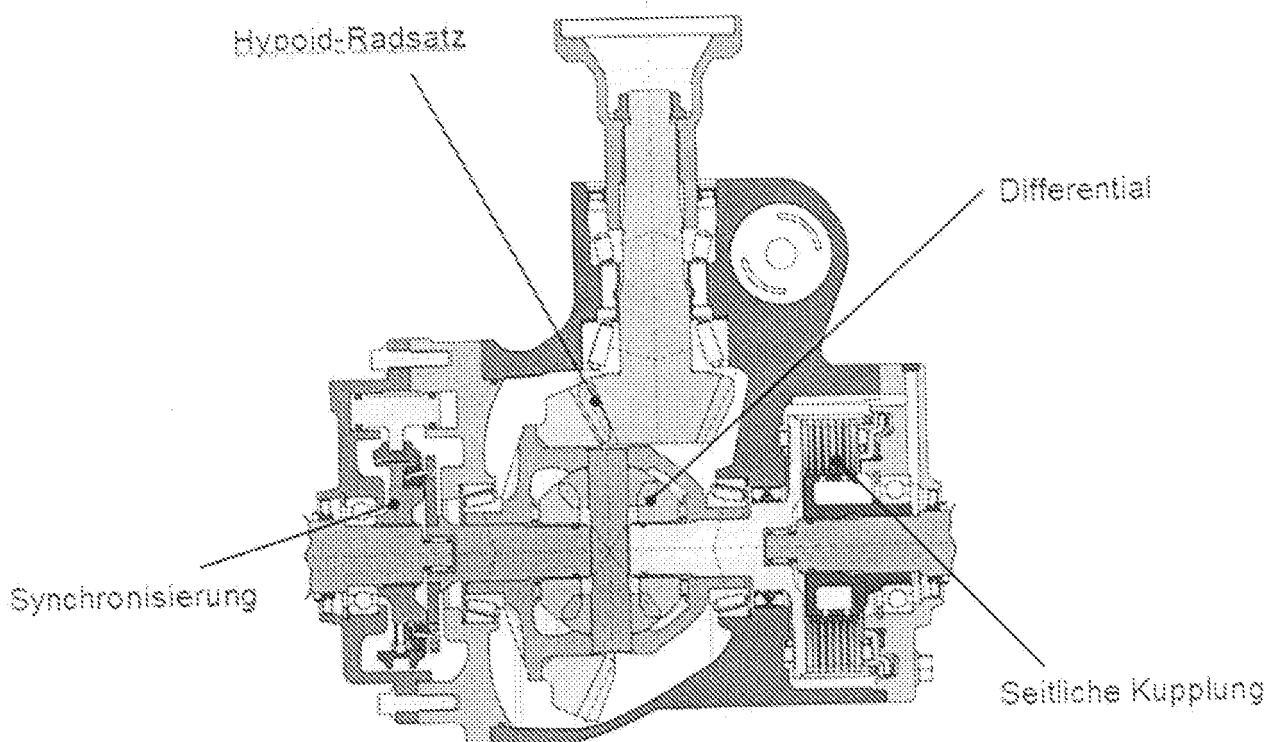


Bild 5

Die Kupplung übernimmt dabei eine Doppelfunktion.

- a) Im aktivierten Allradstrang (alle Synchronisierungen geschlossen) arbeitet die Kupplung als Hang-On System, bei dem das Drehmoment dosiert zu den Rädern übertragen wird. Ist die Kupplung offen, wird kein Drehmoment zu den Rädern übertragen, da das Differential im Achskörper frei drehen kann und nicht abgestützt wird.
- b) Im deaktivierten Allradstrang wird die linke Synchronisierung geöffnet, sodass beide Seitenwellen und somit auch die Räder keine Verbindung zu den Hinterachskomponenten haben. Dieser Zustand wirkt sich besonders verbrauchsmindernd aus, da die Achskomponenten nicht rotieren und somit keine Verluste erzeugen, insbesondere wenn auch die in Bild 5 dargestellte reibschlüssige Kupplung gleichzeitig geöffnet ist.

Erfindungsgemäß wird eine weitere Abwandlung vorgeschlagen, bei der aus Kostengründen auf die zusätzliche Abschaltung an der Hinterachse verzichtet wird. Bild 6

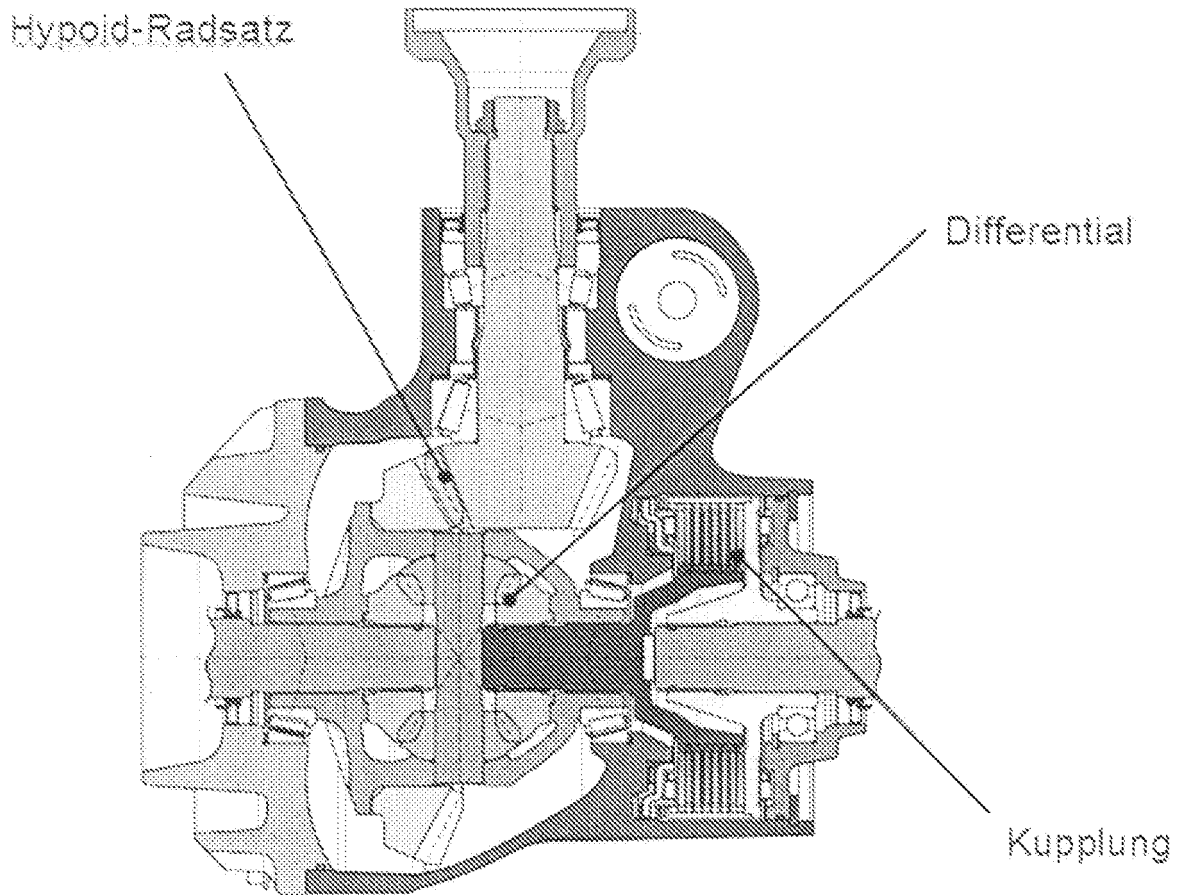


Bild 6

Im Gegensatz zur Lösung gemäß Bild 5 wo im abgeschalteten Modus alle Teile der Achse stillstehen, drehen sich hierbei noch die Ausgleichsräder des Differentials, da die Trennung der linken Seitenwelle von Ausgleichradsatz durch das Fehlen der Synchronisierung bzw. Kupplung fehlt und diese daher mitrotieren.

Durch diesen Umstand ist ein geringer Verbrauchsnachteil gegenüber der Lösung in Bild 5 zu erwarten. Diesem Nachteil steht aber der geringere Kostenaufwand entgegen. Das hat den Vorteil, dass der Hersteller bzw. der Kunde zwischen der eher verbrauchsoptimierten oder einer eher kostenoptimierten Lösung wählen kann.

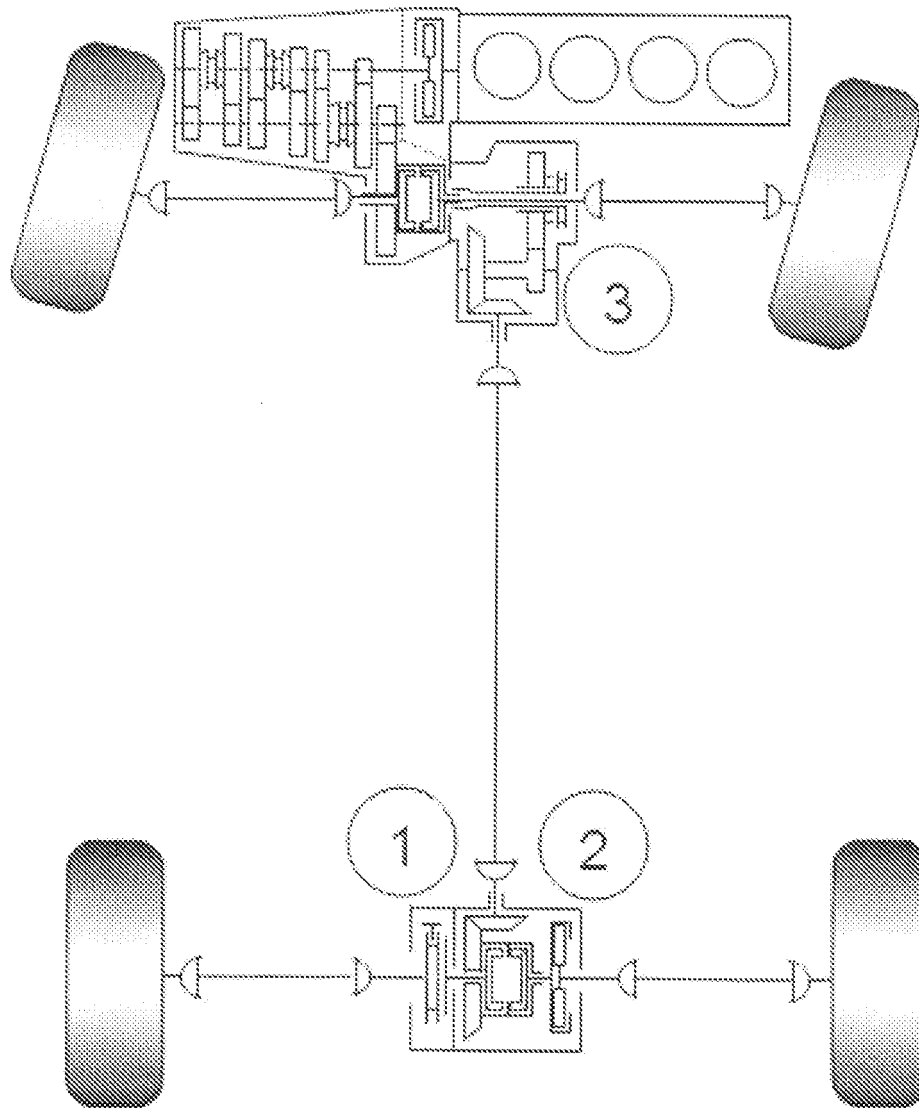
Erfindungsgemäß soll mit die Allradzuschaltung während der Fahrt auch bei μ -Sprung bzw. μ -Spüßbedingungen ohne Komfort Einbußen bzw. nicht als störend vom Fahrer wahrgenommen werden.

Die Verwendung von je einer Synchronisierung an der Hinterachse als auch an der PTU wirkt sich vorteilhaft auf die Zuschaltgeschwindigkeit aus und wird im Folgenden beschrieben.

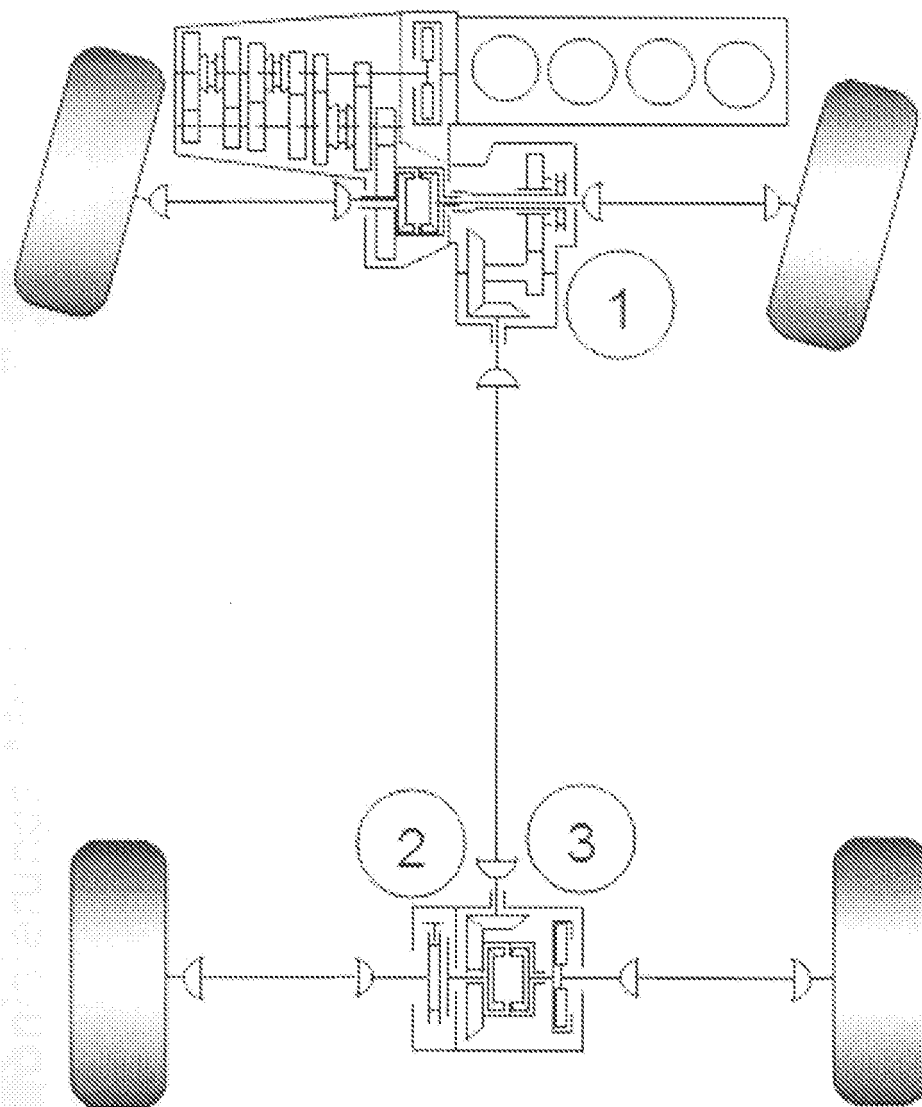
a) Zuschaltung während der Fahrt: Zuerst wird die Synchroneinheit an der Hinterachse (1) geschlossen und somit die Differentialräder auf Drehzahl beschleunigt. Danach wird die seitliche Kupplung geschlossen (2) und somit wird über die Räder die komplette Hinterachse sowie Kardanwelle und der abgekoppelte Teil der PTU beschleunigt.

Als letztes wird die Synchroneinheit an der PTU eingelegt (3) und der Kraftschluss zum Getriebe hergestellt. Diese Schaltsequenz hat den Vorteil, dass über die I

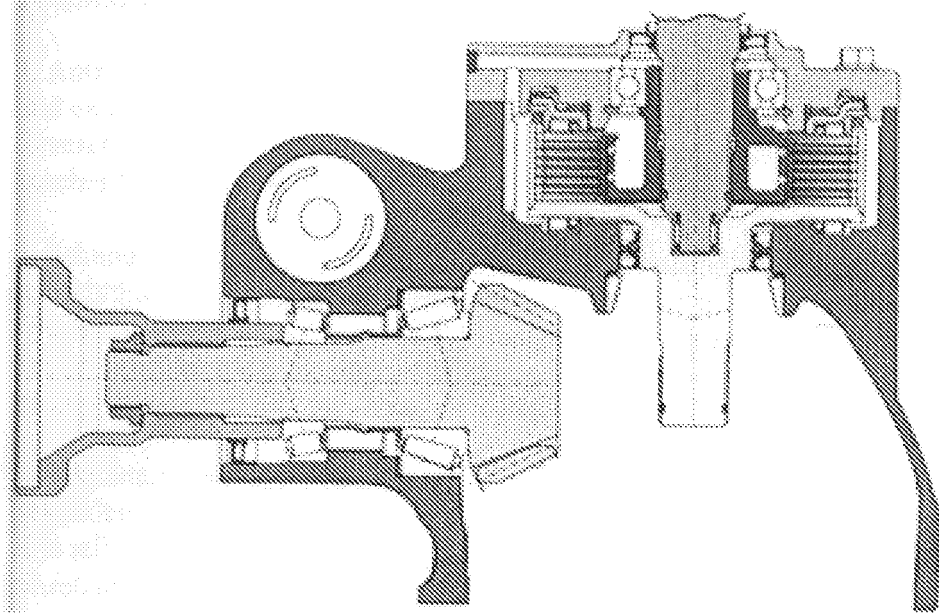
Kupplung der komplette Antriebsstrang beschleunigt wird. Insbesondere wird er nach und nach beschleunigt, so dass die Synchronisierungen 1 und 3 entlastet werden, da die Masse der Bauteile, die zwecks einer Drehzahlangleichung zu beschleunigen sind, verhältnismäßig gering bleibt.



b) Bei μ -Sprung, die Vorderräder drehen durch und die Hinterachse steht, wird die Synchronisierung an der PTU (1) geschlossen und der Antriebsstrang bis hin zur Hinterachse beschleunigt. Danach wird die Synchroneneinheit an der Hinterachse (2) eingelegt und die Verbindung zum linken Hinterrad hergestellt. Mit Zuschaltung der Kupplung (3) kann nun das Drehmoment zu den Hinterrädern geleitet werden. Auch hierdurch lassen sich die gleichen wie vorstehend unter a) beschriebenen Vorteile realisieren.



In Bild 7 wird ein modularer Achsaufbau beschrieben, bei dem durch Austausch der linken Synchroneinheit auch eine TWINSTER Achse auf einfache Weise realisierbar ist. Diese Modularität ermöglicht es, dass der Grundachsaufbau bei Drehmomentstarken Geländefahrzeugen mit Differential eingesetzt wird oder bei sportiven Fahrzeugen mit zwei Kupplungen verwendet werden kann. Letzteres ist bereits in der DE 10 2008



Synchronisierungs-Modul

TWINSTER®-Modul

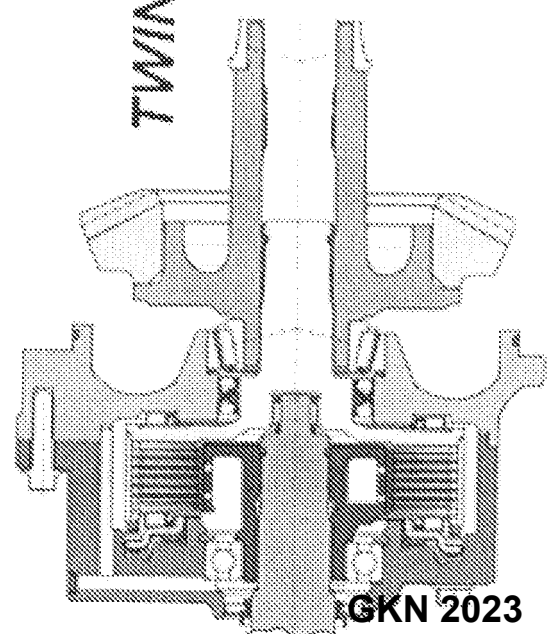
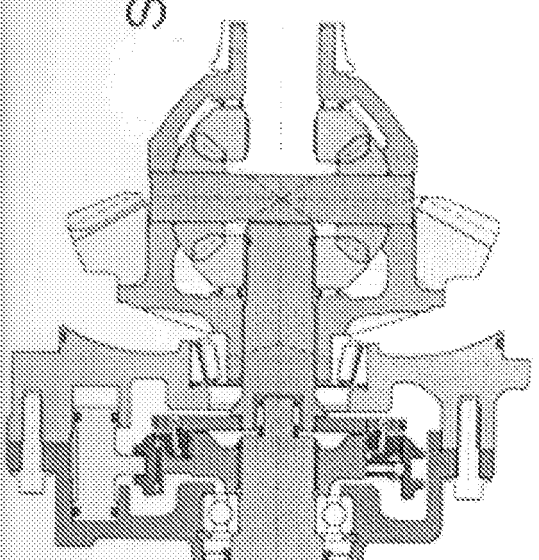


Bild 7

Patentanspruch

1. Antriebsstrang eines Kraftfahrzeugs, umfassend eine permanent angetriebene Primärachse und eine der Primärachse über eine Zuschalteneinrichtung, insbesondere eine oder mehrere formschlüssig wirkende Synchronisationseinheiten aufweisende Zuschalteneinrichtung, zuschaltbare Sekundärachse.
2. Sekundärachs-antriebseinheit für einen Antriebsstrang nach Anspruch 1, aufweisend eine reibschlüssig wirkende erste Kupplung und eine zweite Kupplung, insbesondere eine als Synchronisierung wirkende formschlüssige zweite Kupplung, über die die mit dem Sekundärachs-antrieb zusammenwirkenden Abtriebswellen von der dem Sekundärachs-antrieb entkoppelbar sind.
3. Sekundärachs-antriebseinheit nach Anspruch 2, dadurch gekennzeichnet, dass die Sekundärachs-antriebseinheit derart modular aufgebaut ist, dass als zweite Kupplung wahlweise eine reibschlüssig arbeitende Kupplung oder eine formschlüssig wirkende Kupplung einsetzbar ist.
4. Gehäuse für eine Sekundärachs-antriebseinheit nach Anspruch 3.

Exhibit B

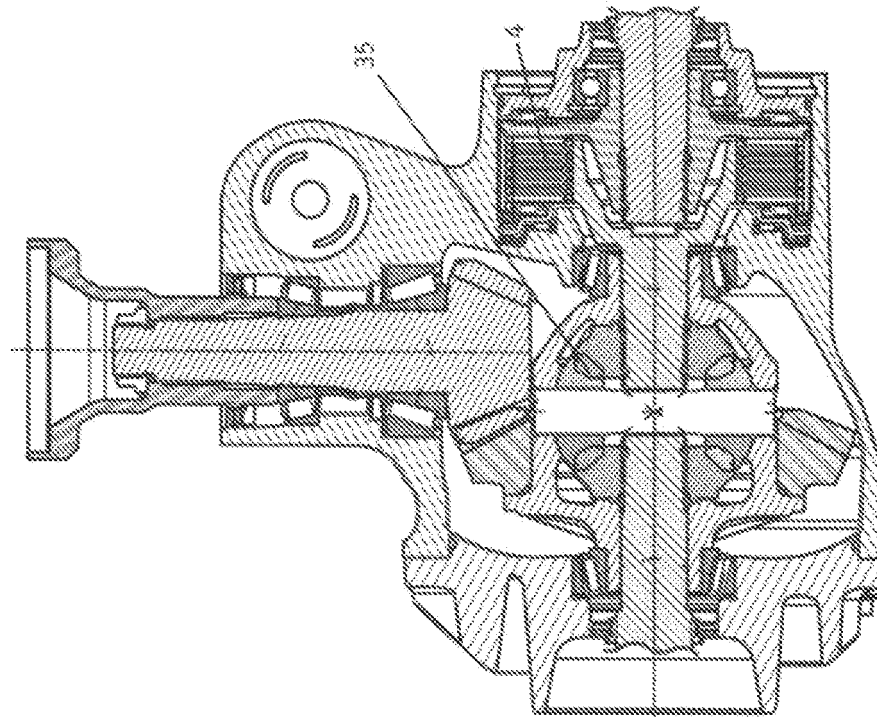


Fig. 16

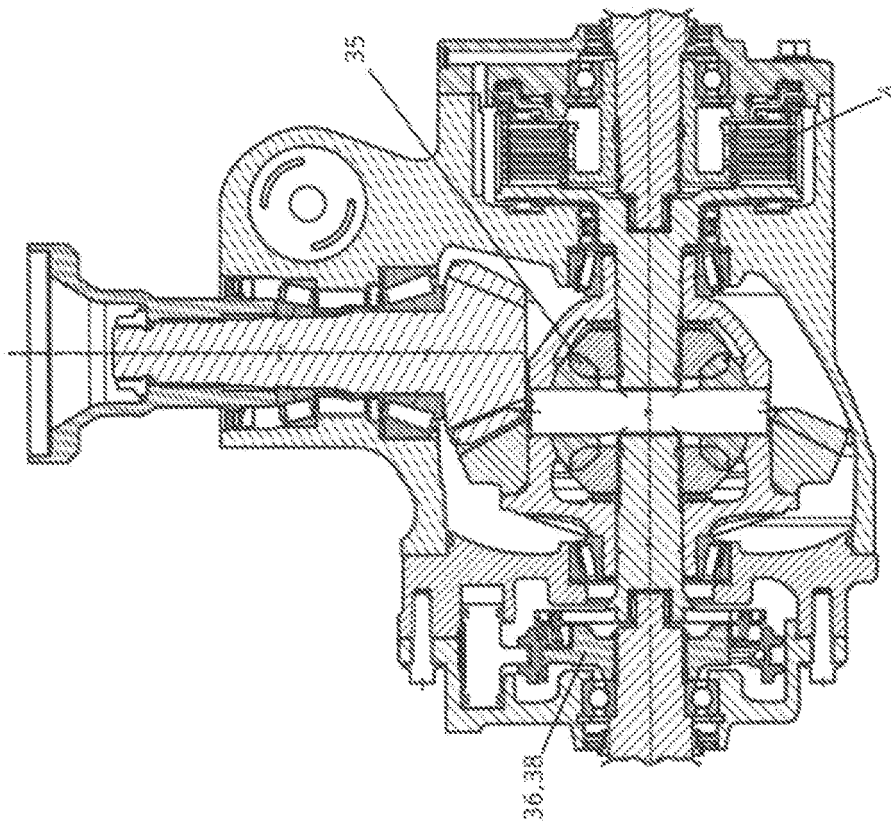


Fig. 15

Electronic Patent Application Fee Transmittal

Application Number:	12433672			
Filing Date:	30-Apr-2009			
Title of Invention:	DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE			
First Named Inventor/Applicant Name:	Werner Hoffmann			
Filer:	Kit M. Stetina/Nidia Linares			
Attorney Docket Number:	BUNGA-017US			
Filed as Large Entity				
Utility under 35 USC 111(a) Filing Fees				
Description	Fee Code	Quantity	Amount	Sub-Total in USD(\$)
Basic Filing:				
Pages:				
Claims:				
Miscellaneous-Filing:				
Petition:				
Patent-Appeals-and-Interference:				
Post-Allowance-and-Post-Issuance:				
Extension-of-Time:				
Extension - 3 months with \$0 paid	1253	1	1270	1270

Description	Fee Code	Quantity	Amount	Sub-Total in USD(\$)
Miscellaneous:				
Total in USD (\$)				1270

Electronic Acknowledgement Receipt

EFS ID:	12170173
Application Number:	12433672
International Application Number:	
Confirmation Number:	9564
Title of Invention:	DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE
First Named Inventor/Applicant Name:	Werner Hoffmann
Customer Number:	7663
Filer:	Kit M. Stetina/Nidia Linares
Filer Authorized By:	Kit M. Stetina
Attorney Docket Number:	BUNGA-017US
Receipt Date:	27-FEB-2012
Filing Date:	30-APR-2009
Time Stamp:	18:27:19
Application Type:	Utility under 35 USC 111(a)

Payment information:

Submitted with Payment	yes
Payment Type	Credit Card
Payment was successfully received in RAM	\$ 1270
RAM confirmation Number	8416
Deposit Account	194330
Authorized User	STETINA,KIT M.

The Director of the USPTO is hereby authorized to charge indicated fees and credit any overpayment as follows:

Charge any Additional Fees required under 37 C.F.R. Section 1.21 (Miscellaneous fees and charges)

File Listing:					
Document Number	Document Description	File Name	File Size(Bytes)/ Message Digest	Multi Part /.zip	Pages (if appl.)
1	Extension of Time	ExecutedExtOfTime3MO09012011.pdf	43472 21a414c3a574f8195943db320a70ff0b4a45d251	no	1
Warnings:					
Information:					
2	Amendment/Req. Reconsideration-After Non-Final Reject	ExecutedRTOA09012011.pdf	16070798 5d28fadf76b66ab4a5425b3d956c70b74260007c	no	59
Warnings:					
Information:					
3	Fee Worksheet (SB06)	fee-info.pdf	30648 3db4018a3c1354ced2ce4f49d918f624e57e7f25	no	2
Warnings:					
Information:					
Total Files Size (in bytes):			16144918		
This Acknowledgement Receipt evidences receipt on the noted date by the USPTO of the indicated documents, characterized by the applicant, and including page counts, where applicable. It serves as evidence of receipt similar to a Post Card, as described in MPEP 503. <u>New Applications Under 35 U.S.C. 111</u> If a new application is being filed and the application includes the necessary components for a filing date (see 37 CFR 1.53(b)-(d) and MPEP 506), a Filing Receipt (37 CFR 1.54) will be issued in due course and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the filing date of the application. <u>National Stage of an International Application under 35 U.S.C. 371</u> If a timely submission to enter the national stage of an international application is compliant with the conditions of 35 U.S.C. 371 and other applicable requirements a Form PCT/DO/EO/903 indicating acceptance of the application as a national stage submission under 35 U.S.C. 371 will be issued in addition to the Filing Receipt, in due course. <u>New International Application Filed with the USPTO as a Receiving Office</u> If a new international application is being filed and the international application includes the necessary components for an international filing date (see PCT Article 11 and MPEP 1810), a Notification of the International Application Number and of the International Filing Date (Form PCT/RO/105) will be issued in due course, subject to prescriptions concerning national security, and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the international filing date of the application.					

Under the paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

PETITION FOR EXTENSION OF TIME UNDER 37 CFR 1.136(a)	Docket Number (Optional) BUNGA-017US
Application Number 12/433,672	Filed April 30, 2009
For DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE	
Art Unit 3611	Examiner Scharich Marc A.

This is a request under the provisions of 37 CFR 1.136(a) to extend the period for filing a reply in the above identified application.

The requested extension and fee are as follows (check time period desired and enter the appropriate fee below):

	<u>Fee</u>	<u>Small Entity Fee</u>	
☐ One month (37 CFR 1.17(a)(1))	\$150	\$75	\$ _____
☐ Two months (37 CFR 1.17(a)(2))	\$560	\$280	\$ _____
☒ Three months (37 CFR 1.17(a)(3))	\$1270	\$635	\$ <u>1270</u>
☐ Four months (37 CFR 1.17(a)(4))	\$1980	\$990	\$ _____
☐ Five months (37 CFR 1.17(a)(5))	\$2690	\$1345	\$ _____

☐ Applicant claims small entity status. See 37 CFR 1.27.

☐ A check in the amount of the fee is enclosed.

☒ Payment by credit card. Form PTO-2038 is attached.

☐ The Director has already been authorized to charge fees in this application to a Deposit Account.

☐ The Director is hereby authorized to charge any fees which may be required, or credit any overpayment, to Deposit Account Number _____.

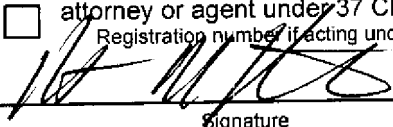
WARNING: Information on this form may become public. Credit card information should not be included on this form. Provide credit card information and authorization on PTO-2038.

I am the ☐ applicant/inventor.

☐ assignee of record of the entire interest. See 37 CFR 3.71.
Statement under 37 CFR 3.73(b) is enclosed (Form PTO/SB/96).

☐ attorney or agent of record. Registration Number 29,445

☐ attorney or agent under 37 CFR 1.34.
Registration number if acting under 37 CFR 1.34 _____



 Signature

2/27/12

 Date

Kit M. Stetina

 Typed or printed name

(949) 855-1246

 Telephone Number

NOTE: Signatures of all the inventors or assignees of record of the entire interest or their representative(s) are required. Submit multiple forms if more than one signature is required, see below.

☒ Total of 1 forms are submitted.

This collection of information is required by 37 CFR 1.136(a). The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.11 and 1.14. This collection is estimated to take 6 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. **SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.**

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

PATENT APPLICATION FEE DETERMINATION RECORD Substitute for Form PTO-875					Application or Docket Number 12/433,672		Filing Date 04/30/2009		☐ To be Mailed		
APPLICATION AS FILED – PART I											
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY ☐		OR		OTHER THAN SMALL ENTITY	
FOR		NUMBER FILED	NUMBER EXTRA		RATE (\$)	FEE (\$)	OR		RATE (\$)	FEE (\$)	
☐ BASIC FEE (37 CFR 1.16(a), (b), or (c))		N/A	N/A		N/A				N/A		
☐ SEARCH FEE (37 CFR 1.16(k), (l), or (m))		N/A	N/A		N/A				N/A		
☐ EXAMINATION FEE (37 CFR 1.16(o), (p), or (q))		N/A	N/A		N/A				N/A		
TOTAL CLAIMS (37 CFR 1.16(j))		minus 20 =	*		X \$ =		OR		X \$ =		
INDEPENDENT CLAIMS (37 CFR 1.16(h))		minus 3 =	*		X \$ =		OR		X \$ =		
☐ APPLICATION SIZE FEE (37 CFR 1.16(s))		If the specification and drawings exceed 100 sheets of paper, the application size fee due is \$250 (\$125 for small entity) for each additional 50 sheets or fraction thereof. See 35 U.S.C. 41(a)(1)(G) and 37 CFR 1.16(s).									
☐ MULTIPLE DEPENDENT CLAIM PRESENT (37 CFR 1.16(j))											
* If the difference in column 1 is less than zero, enter "0" in column 2.											
APPLICATION AS AMENDED – PART II											
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY		OR		OTHER THAN SMALL ENTITY	
AMENDMENT	02/27/2012	CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT		HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	OR		RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)
	Total (37 CFR 1.16(i))	* 12	Minus	** 20	= 0	X \$ =		OR		X \$60=	0
	Independent (37 CFR 1.16(h))	* 1	Minus	*** 3	= 0	X \$ =		OR		X \$250=	0
	☐ Application Size Fee (37 CFR 1.16(s))										
	☐ FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(j))										
	TOTAL ADD'L FEE										
(Column 1)			(Column 2)			SMALL ENTITY		OR		OTHER THAN SMALL ENTITY	
AMENDMENT		CLAIMS REMAINING AFTER AMENDMENT		HIGHEST NUMBER PREVIOUSLY PAID FOR	PRESENT EXTRA	RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)	OR		RATE (\$)	ADDITIONAL FEE (\$)
	Total (37 CFR 1.16(i))	*	Minus	**	=	X \$ =		OR		X \$ =	
	Independent (37 CFR 1.16(h))	*	Minus	***	=	X \$ =		OR		X \$ =	
	☐ Application Size Fee (37 CFR 1.16(s))										
	☐ FIRST PRESENTATION OF MULTIPLE DEPENDENT CLAIM (37 CFR 1.16(j))										
	TOTAL ADD'L FEE										
* If the entry in column 1 is less than the entry in column 2, write "0" in column 3. ** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 20, enter "20". *** If the "Highest Number Previously Paid For" IN THIS SPACE is less than 3, enter "3". The "Highest Number Previously Paid For" (Total or Independent) is the highest number found in the appropriate box in column 1.											

Legal Instrument Examiner:
/DENISE LILES/

This collection of information is required by 37 CFR 1.16. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. **SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, VA 22313-1450.**

If you need assistance in completing the form, call 1-800-PTO-9199 and select option 2.

Application No.: 12/433,672

Response to Office Action of September 1, 2011

Attorney Docket: BUNGA-017US

Amendment to the Specification:

Applicant respectfully requests entry of the following amendments to the specification.

[0005] On the one hand drive trains are known which enable the secondary axle to be switched on mostly exclusively when the vehicle is idling. These include in particular positively working, mechanical wheel hub circuits which can be coupled either expensively by hand or via switch and control units to be provided additionally in the vehicle. Also, the driver must switch the transfer gearbox over manually from single-axle drive to four-wheel drive. Switching during driving is mostly not an option due to unavailable speed synchronization of the positively engaged ~~engages~~ power transmission elements or if so is possible only at minimal speeds. It can also be necessary when switching over from all-wheel drive to single-axle drive to first reverse a few meters to disengage the freewheeling mechanism. Such systems are used especially in off-road vehicles and are provided either factory-set or as a retrofit kit.

[0028] Figure 9b illustrates a drive train concept corresponding as far as possible to the drive train concept according to Figure 9a ~~9b~~ with a blockable center differential;

[0045] Such a multi-level configuration of the forwarding of the secondary drive output flow is not mandatory. Other simplification steps can also be undertaken, for example by the connecting shaft 15 ~~[[14]]~~ providing no spur gear, but a crown wheel for directly forwarding the secondary drive output to the pinion shaft.

[0046] To support the synchronizing of spur gear step 14 and connecting shaft 15 it is provided that the side shaft couplings are switched prior to synchronizing of the shafts to bring the intermediate shaft 11 and thus also the spur gear step shaft ~~14~~ up to speed. The switch-on mechanism is actuated preferably hydraulically, but naturally can also be actuated another way, for example pneumatically, by electric motor or electromagnetically.

[0053] With the side shaft couplings 4 power loss can also be saved by the friction plates of the side shaft couplings 4 being configured differently, depending on whether they are outer plates 6 ~~[[8]]~~ or inner plates 5 ~~[[7.]]~~ The inner plates 7, therefore the friction plates, which, as previously described, are preferably connected torque-proof to the side shafts 12 of the secondary axle 2 and accordingly revolve permanently, can be configured as blank steel discs

Application No.: 12/433,672

Response to Office Action of September 1, 2011

Attorney Docket: BUNGA-017US

with a relatively low-friction surface. ~~It~~ If these rotate during travel with constant contact with cooling and lubricating oil, they cause only minor friction losses. But the outer plates 6 [[8]], which are preferably idle anyway when the secondary axle drive train is disconnected, can present the actual friction lining and channeling delivering lubricating and cooling oil arranged herein or separately.

[0061] The hydraulic actuation schematically illustrated in Figure 11 can understandably also executed be in other ways. Synergies result for example from using double coupling gears. The hydraulic actuator 30 of the switch-on device and/or the side shaft couplings can be operated directly by the hydraulics of the double coupling gear in spatial proximity to the double coupling gear. In the event where both the switch-on device and the side shaft couplings are arranged near the gearbox, the hydraulic unit 31 can even be dispensed with completely. The pressure-reduction valves can then be integrated in the double coupling gear.

Please amend the abstract as shown below:

~~The invention relates to a~~ A drive train of a vehicle is disclosed which comprises , comprising a permanently driven primary axle and a secondary axle connectable to the primary axle via a switch-on device with a switch-on mechanism, whereby the secondary drive train output via side shaft couplings is transferred to the drive wheels of the secondary axle. Because the switch-on mechanism and/or the side shaft couplings have frictionally engaged couplings, it can be that when the secondary axle is uncoupled, the shutdown section of the secondary drive train located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled both from the primary axle and from the secondary drive wheels, such that there is no more power loss in this shutdown section, whereby connecting the secondary drive train during travel is possible all the same and losses in comfort and practicability do not have to be tolerated.

~~A disadvantage to these drive trains is that also when the secondary axles are not connected their components are dragged along by the vehicle drive or by the drive wheels rolling away on the roadway, causing power losses. Complete shutdown of the secondary drive train to date is executed only by manually switchable wheel hub couplings which are however a disadvantage with respect to ease of use and practicability.~~

Application No.: 12/433,672

Response to Office Action of September 1, 2011

Attorney Docket: BUNGA-017US

~~Because the switch on mechanism and/or the side shaft couplings have frictionally engaged couplings, it can be that when the secondary axle is uncoupled the section of the secondary drive train located between the switch on device and the side shaft couplings is uncoupled both from the primary axle and from the secondary drive wheels, such that there is no more power loss in this secondary drive train section, whereby connecting the secondary drive train during travel is possible all the same and losses in comfort and practicability do not have to be tolerated.~~

1. (Currently Amended) A drive train of a vehicle, comprising a primary drive train and a secondary drive train, further comprising:

a primary axle which is permanently driven via the a primary drive train; and
a secondary axle as part of the secondary drive train;

wherein the secondary axle is connectable to the primary axle via a switch-on mechanism of a switch-on device, whereby the switch-on device has a switch-on mechanism, via which in order to allow the integration of the secondary drive train can be integrated into the drive train so that transferring the overall drive output, and whereby train power is transferred over both the primary axle and the secondary axle, and

wherein when the secondary axle is connected to the primary axle, the secondary drive train power output is conveyed via at least one side shaft couplings into side shafts of the secondary axle and is transmitted to drive wheels of the secondary axle, comprising: the secondary drive train having a shutdown section located between the switch-on device and the at least one side shaft coupling, whereby:

[[a]]the switch-on mechanism and/or the side shaft couplings comprise having at least one frictionally engaged coupling and when the secondary axle is disconnected from the primary axle in order to transfer the overall drive train power via the primary axle only, the shutdown section of the secondary drive train is decoupled located between the switch-on device and the side shaft couplings is uncoupled both from both the primary axle of the primary drive train, in particular from the primary axle, and from the secondary drive wheels of the secondary axle.

2. (Currently Amended) The drive train as claimed in Claim 1, having a side shaft coupling for each side shaft of the secondary axle and wherein when the secondary axle is connected to the primary axle, the side shaft couplings allow a driving power from drive output distribution without a differential gearing between the drive wheels of the secondary axle to ensure guaranteeing transverse compensation. equalization similar to transverse differential.

3. (Currently Amended) The drive train as claimed in Claim 1~~Claim 2~~, having a side shaft coupling for each side shaft of the secondary axle and wherein when the secondary axle is connected to the primary axle, the secondary axle is connected the side shaft couplings allow a drive power forms a drive output distribution without differential gearing between the primary axle and the secondary axle, ~~guaranteeing to ensure longitudinal compensation, equalization similar to longitudinal differential.~~

4. (Currently Amended) The drive train as claimed in claim 1~~Claim 3~~, wherein the switch-on device comprises ~~has~~ a positively working power transmission gearing~~gearbox~~, ~~in particular~~ having an angular gear working via cogged wheels.

5. (Currently Amended) The drive train as claimed in Claim 4, wherein the switch-on device is arranged on the primary axle and the secondary drive train output is, when the secondary drive train is connected to the primary axle, engaged to the primary drive train ~~felt by the switch-on mechanism, when the secondary drive train is connected directly by a primary axle shaft.~~

6. (Currently Amended) The drive train as claimed in Claim 5, wherein a the speed synchronization in the switch-on mechanism of the power transmission gearbox for the establishment of a positive lock is ~~undertaken or at least supported to produce the tight fit by the at least one~~ side shaft couplings.

7. (Currently Amended) The drive train as claimed in Claim 6, wherein the at least one side shaft couplings is are formed by a frictionally engaged multiple disc clutch, whereby the friction plates connected in a torque-proof way to the secondary drive wheels cooperate ~~torque-proof~~ as inner plates with an inner plate carrier and whereby the friction plates located on the vehicle drive train-side of the vehicle ~~friction plates~~ cooperate with an outer plate carrier as outer plates.

8. (Currently Amended) The drive train as claimed in Claim 7, wherein the outer plate carrier supplies oil for cooling and/or lubrication of the friction plates when the secondary axle is connected to the primary axle. ~~switched on~~.

9. (Previously Presented) The drive train as claimed in Claim 8, wherein the side shaft couplings comprise a first, frictionally engaged acting side shaft coupling for a first side shaft and a second, positively acting side shaft coupling for a second side shaft.

10. (Previously Presented) The drive train as claimed in Claim 9, wherein a secondary axle synchronizing is provided for switching the positively acting side shaft coupling.

11. (Currently Amended) The drive train as claimed in Claim 10, wherein a positively acting differential gearing gearbox is provided for transmitting the drive train power of the secondary drive train to the side shafts of the secondary axle.

12. (Currently Amended) The drive train as claimed in Claim 11, wherein an the axle drive unit of the secondary axle is constructed modular such that a frictionally engaged working coupling or a positively acting coupling can be used selectively as a second coupling.



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

NOTICE OF ALLOWANCE AND FEE(S) DUE

7663 7590 03/20/2012
STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 ENTERPRISE, SUITE 250
ALISO VIEJO, CA 92656

EXAMINER

SCHARICH, MARC A

ART UNIT

PAPER NUMBER

3611

DATE MAILED: 03/20/2012

APPLICATION NO.	FILING DATE	FIRST NAMED INVENTOR	ATTORNEY DOCKET NO.	CONFIRMATION NO.

12/433,672

04/30/2009

Werner Hoffmann

BUNGA-017US

9564

TITLE OF INVENTION: DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE

APPLN. TYPE	SMALL ENTITY	ISSUE FEE DUE	PUBLICATION FEE DUE	PREV. PAID ISSUE FEE	TOTAL FEE(S) DUE	DATE DUE
nonprovisional	NO	\$1740	\$300	\$0	\$2040	06/20/2012

THE APPLICATION IDENTIFIED ABOVE HAS BEEN EXAMINED AND IS ALLOWED FOR ISSUANCE AS A PATENT. PROSECUTION ON THE MERITS IS CLOSED. THIS NOTICE OF ALLOWANCE IS NOT A GRANT OF PATENT RIGHTS. THIS APPLICATION IS SUBJECT TO WITHDRAWAL FROM ISSUE AT THE INITIATIVE OF THE OFFICE OR UPON PETITION BY THE APPLICANT. SEE 37 CFR 1.313 AND MPEP 1308.

THE ISSUE FEE AND PUBLICATION FEE (IF REQUIRED) MUST BE PAID WITHIN THREE MONTHS FROM THE MAILING DATE OF THIS NOTICE OR THIS APPLICATION SHALL BE REGARDED AS ABANDONED. THIS STATUTORY PERIOD CANNOT BE EXTENDED. SEE 35 U.S.C. 151. THE ISSUE FEE DUE INDICATED ABOVE DOES NOT REFLECT A CREDIT FOR ANY PREVIOUSLY PAID ISSUE FEE IN THIS APPLICATION. IF AN ISSUE FEE HAS PREVIOUSLY BEEN PAID IN THIS APPLICATION (AS SHOWN ABOVE), THE RETURN OF PART B OF THIS FORM WILL BE CONSIDERED A REQUEST TO REAPPLY THE PREVIOUSLY PAID ISSUE FEE TOWARD THE ISSUE FEE NOW DUE.

HOW TO REPLY TO THIS NOTICE:

I. Review the SMALL ENTITY status shown above.

If the SMALL ENTITY is shown as YES, verify your current SMALL ENTITY status:

A. If the status is the same, pay the TOTAL FEE(S) DUE shown above.

B. If the status above is to be removed, check box 5b on Part B - Fee(s) Transmittal and pay the PUBLICATION FEE (if required) and twice the amount of the ISSUE FEE shown above, or

If the SMALL ENTITY is shown as NO:

A. Pay TOTAL FEE(S) DUE shown above, or

B. If applicant claimed SMALL ENTITY status before, or is now claiming SMALL ENTITY status, check box 5a on Part B - Fee(s) Transmittal and pay the PUBLICATION FEE (if required) and 1/2 the ISSUE FEE shown above.

II. PART B - FEE(S) TRANSMITTAL, or its equivalent, must be completed and returned to the United States Patent and Trademark Office (USPTO) with your ISSUE FEE and PUBLICATION FEE (if required). If you are charging the fee(s) to your deposit account, section "4b" of Part B - Fee(s) Transmittal should be completed and an extra copy of the form should be submitted. If an equivalent of Part B is filed, a request to reapply a previously paid issue fee must be clearly made, and delays in processing may occur due to the difficulty in recognizing the paper as an equivalent of Part B.

III. All communications regarding this application must give the application number. Please direct all communications prior to issuance to Mail Stop ISSUE FEE unless advised to the contrary.

IMPORTANT REMINDER: Utility patents issuing on applications filed on or after Dec. 12, 1980 may require payment of maintenance fees. It is patentee's responsibility to ensure timely payment of maintenance fees when due.

PART B - FEE(S) TRANSMITTAL

Complete and send this form, together with applicable fee(s), to: **Mail** **Mail Stop ISSUE FEE**
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
or Fax **(571)-273-2885**

INSTRUCTIONS: This form should be used for transmitting the ISSUE FEE and PUBLICATION FEE (if required). Blocks 1 through 5 should be completed where appropriate. All further correspondence including the Patent, advance orders and notification of maintenance fees will be mailed to the current correspondence address as indicated unless corrected below or directed otherwise in Block 1, by (a) specifying a new correspondence address; and/or (b) indicating a separate "FEE ADDRESS" for maintenance fee notifications.

CURRENT CORRESPONDENCE ADDRESS (Note: Use Block 1 for any change of address)

Note: A certificate of mailing can only be used for domestic mailings of the Fee(s) Transmittal. This certificate cannot be used for any other accompanying papers. Each additional paper, such as an assignment or formal drawing, must have its own certificate of mailing or transmission.

7663 7590 03/20/2012
STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 ENTERPRISE, SUITE 250
ALISO VIEJO, CA 92656

Certificate of Mailing or Transmission

I hereby certify that this Fee(s) Transmittal is being deposited with the United States Postal Service with sufficient postage for first class mail in an envelope addressed to the Mail Stop ISSUE FEE address above, or being facsimile transmitted to the USPTO (571) 273-2885, on the date indicated below.

(Depositor's name)
(Signature)
(Date)

APPLICATION NO.	FILING DATE	FIRST NAMED INVENTOR	ATTORNEY DOCKET NO.	CONFIRMATION NO.

12/433,672 04/30/2009 Werner Hoffmann BUNGA-017US 9564

TITLE OF INVENTION: DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE

APPLN. TYPE	SMALL ENTITY	ISSUE FEE DUE	PUBLICATION FEE DUE	PREV. PAID ISSUE FEE	TOTAL FEE(S) DUE	DATE DUE

nonprovisional NO \$1740 \$300 \$0 \$2040 06/20/2012

EXAMINER	ART UNIT	CLASS-SUBCLASS
SCHARICH, MARC A	3611	180-247000

1. Change of correspondence address or indication of "Fee Address" (37 CFR 1.363).

- ☐ Change of correspondence address (or Change of Correspondence Address form PTO/SB/122) attached.
☐ "Fee Address" indication (or "Fee Address" Indication form PTO/SB/47; Rev 03-02 or more recent) attached. **Use of a Customer Number is required.**

2. For printing on the patent front page, list

- (1) the names of up to 3 registered patent attorneys or agents OR, alternatively, 1 _____
(2) the name of a single firm (having as a member a registered attorney or agent) and the names of up to 2 registered patent attorneys or agents. If no name is listed, no name will be printed. 2 _____
3 _____

3. ASSIGNEE NAME AND RESIDENCE DATA TO BE PRINTED ON THE PATENT (print or type)

PLEASE NOTE: Unless an assignee is identified below, no assignee data will appear on the patent. If an assignee is identified below, the document has been filed for recordation as set forth in 37 CFR 3.11. Completion of this form is NOT a substitute for filing an assignment.

(A) NAME OF ASSIGNEE (B) RESIDENCE: (CITY and STATE OR COUNTRY)

Please check the appropriate assignee category or categories (will not be printed on the patent): ☐ Individual ☐ Corporation or other private group entity ☐ Government

4a. The following fee(s) are submitted:

- ☐ Issue Fee
☐ Publication Fee (No small entity discount permitted)
☐ Advance Order - # of Copies _____

4b. Payment of Fee(s); (Please first reapply any previously paid issue fee shown above)

- ☐ A check is enclosed.
☐ Payment by credit card. Form PTO-2038 is attached.
☐ The Director is hereby authorized to charge the required fee(s), any deficiency, or credit any overpayment, to Deposit Account Number _____ (enclose an extra copy of this form).

5. Change in Entity Status (from status indicated above)

- ☐ a. Applicant claims SMALL ENTITY status. See 37 CFR 1.27. ☐ b. Applicant is no longer claiming SMALL ENTITY status. See 37 CFR 1.27(g)(2).

NOTE: The Issue Fee and Publication Fee (if required) will not be accepted from anyone other than the applicant; a registered attorney or agent; or the assignee or other party in interest as shown by the records of the United States Patent and Trademark Office.

Authorized Signature _____

Date _____

Typed or printed name _____

Registration No. _____

This collection of information is required by 37 CFR 1.311. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

APPLICATION NO.	FILING DATE	FIRST NAMED INVENTOR	ATTORNEY DOCKET NO.	CONFIRMATION NO.
12/433,672	04/30/2009	Werner Hoffmann	BUNGA-017US	9564

7663	7590	03/20/2012
STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER		
75 ENTERPRISE, SUITE 250		
ALISO VIEJO, CA 92656		

EXAMINER	
SCHARICH, MARC A	

ART UNIT	PAPER NUMBER
3611	

DATE MAILED: 03/20/2012

Determination of Patent Term Adjustment under 35 U.S.C. 154 (b) (application filed on or after May 29, 2000)

The Patent Term Adjustment to date is 340 day(s). If the issue fee is paid on the date that is three months after the mailing date of this notice and the patent issues on the Tuesday before the date that is 28 weeks (six and a half months) after the mailing date of this notice, the Patent Term Adjustment will be 340 day(s).

If a Continued Prosecution Application (CPA) was filed in the above-identified application, the filing date that determines Patent Term Adjustment is the filing date of the most recent CPA.

Applicant will be able to obtain more detailed information by accessing the Patent Application Information Retrieval (PAIR) WEB site (<http://pair.uspto.gov>).

Any questions regarding the Patent Term Extension or Adjustment determination should be directed to the Office of Patent Legal Administration at (571)-272-7702. Questions relating to issue and publication fee payments should be directed to the Customer Service Center of the Office of Patent Publication at 1-(888)-786-0101 or (571)-272-4200.

Privacy Act Statement

The Privacy Act of 1974 (P.L. 93-579) requires that you be given certain information in connection with your submission of the attached form related to a patent application or patent. Accordingly, pursuant to the requirements of the Act, please be advised that: (1) the general authority for the collection of this information is 35 U.S.C. 2(b)(2); (2) furnishing of the information solicited is voluntary; and (3) the principal purpose for which the information is used by the U.S. Patent and Trademark Office is to process and/or examine your submission related to a patent application or patent. If you do not furnish the requested information, the U.S. Patent and Trademark Office may not be able to process and/or examine your submission, which may result in termination of proceedings or abandonment of the application or expiration of the patent.

The information provided by you in this form will be subject to the following routine uses:

1. The information on this form will be treated confidentially to the extent allowed under the Freedom of Information Act (5 U.S.C. 552) and the Privacy Act (5 U.S.C. 552a). Records from this system of records may be disclosed to the Department of Justice to determine whether disclosure of these records is required by the Freedom of Information Act.
2. A record from this system of records may be disclosed, as a routine use, in the course of presenting evidence to a court, magistrate, or administrative tribunal, including disclosures to opposing counsel in the course of settlement negotiations.
3. A record in this system of records may be disclosed, as a routine use, to a Member of Congress submitting a request involving an individual, to whom the record pertains, when the individual has requested assistance from the Member with respect to the subject matter of the record.
4. A record in this system of records may be disclosed, as a routine use, to a contractor of the Agency having need for the information in order to perform a contract. Recipients of information shall be required to comply with the requirements of the Privacy Act of 1974, as amended, pursuant to 5 U.S.C. 552a(m).
5. A record related to an International Application filed under the Patent Cooperation Treaty in this system of records may be disclosed, as a routine use, to the International Bureau of the World Intellectual Property Organization, pursuant to the Patent Cooperation Treaty.
6. A record in this system of records may be disclosed, as a routine use, to another federal agency for purposes of National Security review (35 U.S.C. 181) and for review pursuant to the Atomic Energy Act (42 U.S.C. 218(c)).
7. A record from this system of records may be disclosed, as a routine use, to the Administrator, General Services, or his/her designee, during an inspection of records conducted by GSA as part of that agency's responsibility to recommend improvements in records management practices and programs, under authority of 44 U.S.C. 2904 and 2906. Such disclosure shall be made in accordance with the GSA regulations governing inspection of records for this purpose, and any other relevant (i.e., GSA or Commerce) directive. Such disclosure shall not be used to make determinations about individuals.
8. A record from this system of records may be disclosed, as a routine use, to the public after either publication of the application pursuant to 35 U.S.C. 122(b) or issuance of a patent pursuant to 35 U.S.C. 151. Further, a record may be disclosed, subject to the limitations of 37 CFR 1.14, as a routine use, to the public if the record was filed in an application which became abandoned or in which the proceedings were terminated and which application is referenced by either a published application, an application open to public inspection or an issued patent.
9. A record from this system of records may be disclosed, as a routine use, to a Federal, State, or local law enforcement agency, if the USPTO becomes aware of a violation or potential violation of law or regulation.

Notice of Allowability	Application No.	Applicant(s)	
	12/433,672	HOFFMANN ET AL.	
	Examiner	Art Unit	
	MARC SCHARICH	3611	

-- The MAILING DATE of this communication appears on the cover sheet with the correspondence address--

All claims being allowable, PROSECUTION ON THE MERITS IS (OR REMAINS) CLOSED in this application. If not included herewith (or previously mailed), a Notice of Allowance (PTOL-85) or other appropriate communication will be mailed in due course. **THIS NOTICE OF ALLOWABILITY IS NOT A GRANT OF PATENT RIGHTS.** This application is subject to withdrawal from issue at the initiative of the Office or upon petition by the applicant. See 37 CFR 1.313 and MPEP 1308.

1. ☒ This communication is responsive to 2/27/2012.
2. ☐ An election was made by the applicant in response to a restriction requirement set forth during the interview on ____; the restriction requirement and election have been incorporated into this action.
3. ☒ The allowed claim(s) is/are 1-12.
4. ☒ Acknowledgment is made of a claim for foreign priority under 35 U.S.C. § 119(a)-(d) or (f).
 - a) ☒ All b) ☐ Some* c) ☐ None of the:
 1. ☒ Certified copies of the priority documents have been received.
 2. ☐ Certified copies of the priority documents have been received in Application No. ____.
 3. ☐ Copies of the certified copies of the priority documents have been received in this national stage application from the International Bureau (PCT Rule 17.2(a)).

* Certified copies not received: ____.

Applicant has THREE MONTHS FROM THE "MAILING DATE" of this communication to file a reply complying with the requirements noted below. Failure to timely comply will result in ABANDONMENT of this application.

THIS THREE-MONTH PERIOD IS NOT EXTENDABLE.

5. ☐ A SUBSTITUTE OATH OR DECLARATION must be submitted. Note the attached EXAMINER'S AMENDMENT or NOTICE OF INFORMAL PATENT APPLICATION (PTO-152) which gives reason(s) why the oath or declaration is deficient.
 6. ☐ CORRECTED DRAWINGS (as "replacement sheets") must be submitted.
 - (a) ☐ including changes required by the Notice of Draftsperson's Patent Drawing Review (PTO-948) attached
 - 1) ☐ hereto or 2) ☐ to Paper No./Mail Date ____.
 - (b) ☐ including changes required by the attached Examiner's Amendment / Comment or in the Office action of Paper No./Mail Date ____.
- Identifying indicia such as the application number (see 37 CFR 1.84(c)) should be written on the drawings in the front (not the back) of each sheet. Replacement sheet(s) should be labeled as such in the header according to 37 CFR 1.121(d).**
7. ☐ DEPOSIT OF and/or INFORMATION about the deposit of BIOLOGICAL MATERIAL must be submitted. Note the attached Examiner's comment regarding REQUIREMENT FOR THE DEPOSIT OF BIOLOGICAL MATERIAL.

Attachment(s)

1. ☐ Notice of References Cited (PTO-892)	5. ☐ Notice of Informal Patent Application
2. ☐ Notice of Draftsperson's Patent Drawing Review (PTO-948)	6. ☐ Interview Summary (PTO-413), Paper No./Mail Date ____.
3. ☐ Information Disclosure Statements (PTO/SB/08), Paper No./Mail Date ____	7. ☐ Examiner's Amendment/Comment
4. ☐ Examiner's Comment Regarding Requirement for Deposit of Biological Material	8. ☐ Examiner's Statement of Reasons for Allowance
	9. ☐ Other ____.

/Tony H. Winner/
Primary Examiner, Art Unit 3611

Search Notes 	Application/Control No. 12433672	Applicant(s)/Patent Under Reexamination HOFFMANN ET AL.
	Examiner MARC SCHARICH	Art Unit 3611

SEARCHED			
Class	Subclass	Date	Examiner

SEARCH NOTES		
Search Notes	Date	Examiner
Updated Previous	3/2/2012	M.A.S.

INTERFERENCE SEARCH			
Class	Subclass	Date	Examiner
	See Appended	3/2/2012	M.A.S.

<i>Index of Claims</i> 	Application/Control No. 12433672	Applicant(s)/Patent Under Reexamination HOFFMANN ET AL.
	Examiner MARC SCHARICH	Art Unit 3611

✓	Rejected
=	Allowed

-	Cancelled
÷	Restricted

N	Non-Elected
I	Interference

A	Appeal
O	Objected

☒ Claims renumbered in the same order as presented by applicant				☐ CPA		☐ T.D.		☐ R.1.47	
CLAIM		DATE							
Final	Original	08/22/2011	03/02/2012						
1	1	✓	=						
2	2	✓	=						
3	3	✓	=						
4	4	✓	=						
5	5	✓	=						
6	6	✓	=						
7	7	✓	=						
8	8	✓	=						
9	9	✓	=						
10	10	✓	=						
11	11	✓	=						
12	12	✓	=						

EAST Search History

EAST Search History (Interference)

Ref #	Hits	Search Query	DBs	Default Operator	Plurals	Time Stamp
L1	0	(drive adj train and axle and switch adj on adj mechanism and side adj shaft adj coupling and friction and shutdown adj section).clm.	US-PGPUB; USPAT; UPAD	OR	OFF	2012/03/02 19:15
L2	0	(drive adj train and axle and primary and secondary and switch and side adj shaft and coupling and friction and shutdown adj section).clm.	US-PGPUB; USPAT; UPAD	OR	OFF	2012/03/02 19:15
L3	1	(drive adj train and axle and primary and secondary and switch and side adj shaft and coupling and friction).clm.	US-PGPUB; USPAT; UPAD	OR	OFF	2012/03/02 19:15
L4	0	(drive near2 train and axle and switch and shaft and coupling and friction and shutdown and primary and secondary).clm.	US-PGPUB; USPAT; UPAD	OR	OFF	2012/03/02 19:17

3/ 2/ 2012 7:18:00 PM

C:\ Users\ mscharich\ Documents\ EAST\ Workspaces\ 12433,672_Hoffmann_Drive_Train_For_Vehicle_With_Connectable_Secondary_Axle.wsp

PART B - FEE(S) TRANSMITTAL

Complete and send this form, together with applicable fee(s), to: **Mail** Mail Stop ISSUE FEE
Commissioner for Patents
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
or Fax (571) 273-2885

INSTRUCTIONS: This form should be used for transmitting the ISSUE FEE and PUBLICATION FEE (if required). Blocks 1 through 5 should be completed where appropriate. All further correspondence including the Patent, advance orders and notification of maintenance fees will be mailed to the current correspondence address as indicated unless corrected below or directed otherwise in Block 1, by (a) specifying a new correspondence address; and/or (b) indicating a separate "FEE ADDRESS" for maintenance fee notifications.

CURRENT CORRESPONDENCE ADDRESS (Note: Use Block 1 for any change of address)

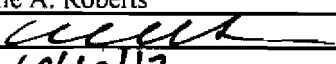
Note: A certificate of mailing can only be used for domestic mailings of the Fee(s) Transmittal. This certificate cannot be used for any other accompanying papers. Each additional paper, such as an assignment or formal drawing, must have its own certificate of mailing or transmission.

7663 7590 03/20/2012

STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 ENTERPRISE, SUITE 250
ALISO VIEJO, CA 92656

Certificate of Mailing or Transmission

I hereby certify that this Fee(s) Transmittal is being deposited with the United States Postal Service with sufficient postage for first class mail in an envelope addressed to the Mail Stop ISSUE FEE address above, or being facsimile transmitted to the USPTO (571) 273-2885, on the date indicated below.

Nicollc A. Roberts (Depositor's name)
 (Signature)
03/20/12 (Date)

APPLICATION NO.	FILING DATE	FIRST NAMED INVENTOR	ATTORNEY DOCKET NO.	CONFIRMATION NO.

12/433,672 04/30/2009 Werner Hoffmann BUNGA-017US 9564

TITLE OF INVENTION:

DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE

APPLN. TYPE	SMALL ENTITY	ISSUE FEE	PUBLICATION FEE	TOTAL FEE(S) DUE	DATE DUE

nonprovisional NO \$1740 \$300 \$2040 06/20/2012

EXAMINER	ART UNIT	CLASS-SUBCLASS

SCHARICH, MARC A 3611 180-247000

1. Change of correspondence address or indication of "Fee Address" (37 CFR 1.363).

- ☐ Change of correspondence address (or Change of Correspondence Address form PTO/SB/122) attached.
☐ "Fee Address" indication (or "Fee Address" Indication form PTO/SB/47; Rev 03-02 or more recent) attached. Use of a Customer Number is required.

2. For printing on the patent front page, list

- (1) the names of up to 3 registered patent attorneys or agents OR, alternatively,
(2) the name of a single firm (having as a member a registered attorney or agent) and the names of up to 2 registered patent attorneys or agents. If no name is listed, no name will be printed.

1 Stetina Brunda Garred & Brucker

2

3

3. ASSIGNEE NAME AND RESIDENCE DATA TO BE PRINTED ON THE PATENT (print or type)

PLEASE NOTE: Unless an assignee is identified below, no assignee data will appear on the patent. If an assignee is identified below, the document has been filed for recordation as set forth in 37 CFR 3.11. Completion of this form is NOT a substitute for filing an assignment.

(A) NAME OF ASSIGNEE

(B) RESIDENCE: (CITY and STATE OR COUNTRY)

GETRAG DRIVELINE SYSTEMS, GMBH COLOGNE, GERMANY

Please check the appropriate assignee category or categories (will not be printed on the patent): ☐ Individual ☒ Corporation or other private group entity ☐ Government

4a. The following fee(s) are enclosed:

- ☒ Issue Fee
☒ Publication Fee (No small entity discount permitted)
☒ Advance Order - # of Copies 10

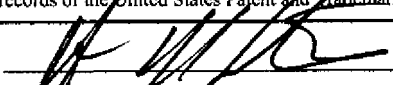
4b. Payment of Fee(s):

- ☐ A check in the amount of the fee(s) is enclosed.
☒ Payment by credit card. Form PTO-2038 is attached.
☒ The Director is hereby authorized by charge the required fee(s), or credit any overpayment, to Deposit Account Number 19-4330 (enclose an extra copy of this form).

5. Change in Entity Status (from status indicated above)

- ☐ a. Applicant claims SMALL ENTITY status. See 37 CFR 1.27. ☐ b. Applicant is no longer claiming SMALL ENTITY status. See 37 CFR 1.27(g)(2).

The Director of the USPTO is requested to apply the Issue Fee and Publication Fee (if any) or to re-apply any previously paid issue fee to the application identified above.
NOTE: The Issue Fee and Publication Fee (if required) will not be accepted from anyone other than the applicant, a registered attorney or agent, or the assignee or other party in interest as shown by the records of the United States Patent and Trademark Office.

Authorized Signature 

Date June 6, 2012

Typed or printed name Kit M. Stetina

Registration No. 29445

This collection of information is required by 37 CFR 1.311. The information is required to obtain or retain a benefit by the public which is to file (and by the USPTO to process) an application. Confidentiality is governed by 35 U.S.C. 122 and 37 CFR 1.14. This collection is estimated to take 12 minutes to complete, including gathering, preparing, and submitting the completed application form to the USPTO. Time will vary depending upon the individual case. Any comments on the amount of time you require to complete this form and/or suggestions for reducing this burden, should be sent to the Chief Information Officer, U.S. Patent and Trademark Office, U.S. Department of Commerce, P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450. DO NOT SEND FEES OR COMPLETED FORMS TO THIS ADDRESS. SEND TO: Commissioner for Patents, P.O. Box 1450, Alexandria, Virginia 22313-1450.

Under the Paperwork Reduction Act of 1995, no persons are required to respond to a collection of information unless it displays a valid OMB control number.

Electronic Patent Application Fee Transmittal

Application Number:	12433672			
Filing Date:	30-Apr-2009			
Title of Invention:	DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE			
First Named Inventor/Applicant Name:	Werner Hoffmann			
Filer:	Kit M. Stetina/Nicolle Roberts			
Attorney Docket Number:	BUNGA-017US			
Filed as Large Entity				
Utility under 35 USC 111(a) Filing Fees				
Description	Fee Code	Quantity	Amount	Sub-Total in USD(\$)
Basic Filing:				
Pages:				
Claims:				
Miscellaneous-Filing:				
Petition:				
Patent-Appeals-and-Interference:				
Post-Allowance-and-Post-Issuance:				
Utility Appl issue fee	1501	1	1740	1740
Publ. Fee- early, voluntary, or normal	1504	1	300	300

Description	Fee Code	Quantity	Amount	Sub-Total in USD(\$)
Extension-of-Time:				
Miscellaneous:				
Printed copy of patent - no color	8001	10	3	30
Total in USD (\$)				2070

Electronic Acknowledgement Receipt

EFS ID:	12942175
Application Number:	12433672
International Application Number:	
Confirmation Number:	9564
Title of Invention:	DRIVE TRAIN FOR A VEHICLE WITH CONNECTABLE SECONDARY AXLE
First Named Inventor/Applicant Name:	Werner Hoffmann
Customer Number:	7663
Filer:	Kit M. Stetina/Nicolle Roberts
Filer Authorized By:	Kit M. Stetina
Attorney Docket Number:	BUNGA-017US
Receipt Date:	06-JUN-2012
Filing Date:	30-APR-2009
Time Stamp:	14:41:00
Application Type:	Utility under 35 USC 111(a)

Payment information:

Submitted with Payment	yes
Payment Type	Credit Card
Payment was successfully received in RAM	\$ 2070
RAM confirmation Number	919
Deposit Account	194330
Authorized User	STETINA,KIT M.

The Director of the USPTO is hereby authorized to charge indicated fees and credit any overpayment as follows:

Charge any Additional Fees required under 37 C.F.R. Section 1.21 (Miscellaneous fees and charges)

File Listing:					
Document Number	Document Description	File Name	File Size(Bytes)/ Message Digest	Multi Part /.zip	Pages (if appl.)
1	Issue Fee Payment (PTO-85B)	IssueFees.pdf	36085 596844e92da596f34317e495a5e55bac5a56a07e	no	1
Warnings:					
Information:					
2	Fee Worksheet (SB06)	fee-info.pdf	33924 dcd2ed861ed1e580f363bb3b81011306f17bbbe2	no	2
Warnings:					
Information:					
Total Files Size (in bytes):			70009		
This Acknowledgement Receipt evidences receipt on the noted date by the USPTO of the indicated documents, characterized by the applicant, and including page counts, where applicable. It serves as evidence of receipt similar to a Post Card, as described in MPEP 503. <u>New Applications Under 35 U.S.C. 111</u> If a new application is being filed and the application includes the necessary components for a filing date (see 37 CFR 1.53(b)-(d) and MPEP 506), a Filing Receipt (37 CFR 1.54) will be issued in due course and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the filing date of the application. <u>National Stage of an International Application under 35 U.S.C. 371</u> If a timely submission to enter the national stage of an international application is compliant with the conditions of 35 U.S.C. 371 and other applicable requirements a Form PCT/DO/EO/903 indicating acceptance of the application as a national stage submission under 35 U.S.C. 371 will be issued in addition to the Filing Receipt, in due course. <u>New International Application Filed with the USPTO as a Receiving Office</u> If a new international application is being filed and the international application includes the necessary components for an international filing date (see PCT Article 11 and MPEP 1810), a Notification of the International Application Number and of the International Filing Date (Form PCT/RO/105) will be issued in due course, subject to prescriptions concerning national security, and the date shown on this Acknowledgement Receipt will establish the international filing date of the application.					



UNITED STATES PATENT AND TRADEMARK OFFICE

UNITED STATES DEPARTMENT OF COMMERCE
United States Patent and Trademark Office
Address: COMMISSIONER FOR PATENTS
P.O. Box 1450
Alexandria, Virginia 22313-1450
www.uspto.gov

APPLICATION NO.	ISSUE DATE	PATENT NO.	ATTORNEY DOCKET NO.	CONFIRMATION NO.
12/433,672	07/10/2012	8215440	BUNGA-017US	9564

7663 7590 06/20/2012
STETINA BRUNDA GARRED & BRUCKER
75 ENTERPRISE, SUITE 250
ALISO VIEJO, CA 92656

ISSUE NOTIFICATION

The projected patent number and issue date are specified above.

Determination of Patent Term Adjustment under 35 U.S.C. 154 (b) (application filed on or after May 29, 2000)

The Patent Term Adjustment is 411 day(s). Any patent to issue from the above-identified application will include an indication of the adjustment on the front page.

If a Continued Prosecution Application (CPA) was filed in the above-identified application, the filing date that determines Patent Term Adjustment is the filing date of the most recent CPA.

Applicant will be able to obtain more detailed information by accessing the Patent Application Information Retrieval (PAIR) WEB site (<http://pair.uspto.gov>).

Any questions regarding the Patent Term Extension or Adjustment determination should be directed to the Office of Patent Legal Administration at (571)-272-7702. Questions relating to issue and publication fee payments should be directed to the Application Assistance Unit (AAU) of the Office of Data Management (ODM) at (571)-272-4200.

APPLICANT(s) (Please see PAIR WEB site <http://pair.uspto.gov> for additional applicants):

Werner Hoffmann, Siegburg, GERMANY;
Hans-Peter Nett, Adenau, GERMANY;
Michael Hoeck, Neunkirchen-Seelscheid, GERMANY;
Jan Potulski, Cologne, GERMANY;
Matthias Adelt, Bochum, GERMANY;