



TRANSPERFECT

This is to certify that the following is, to the best of my knowledge and belief, a true and accurate translation into ENGLISH of the attached document(s) relating to:

JPA_2002370557(D1)

written in English.

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

I declare under penalty of perjury under the laws of the United States of America that the foregoing is true and accurate.

Caroline Mikumo Lee

Sworn to before me this
Tuesday, October 06, 2015

Signature, Notary Public



Stamp, Notary Public

LANGUAGE AND TECHNOLOGY SOLUTIONS FOR GLOBAL BUSINESS

THREE PARK AVENUE, 39TH FLOOR, NEW YORK, NY 10016 | T 212.689.5555 | F 212.689.1059 | WWW.TRANSPERFECT.COM
OFFICES IN 90 CITIES WORLDWIDE

2002-370557
(P2002-370557A)

(43) Publication date: December 24, 2002 (12.24.2002)

| (51) Int. Cl. ⁷ | Identification codes | FI | Theme codes (reference) |
|----------------------------|----------------------|-------------|-------------------------|
| B60K 17/344 | | B60K 17/344 | D 3D036 |
| 17/04 | | 17/04 | Z 3D039 |
| 23/08 | | 23/08 | C 3D043 |

Request for examination: Not yet requested Number of claims: 3 OL (Total of 10 pages)

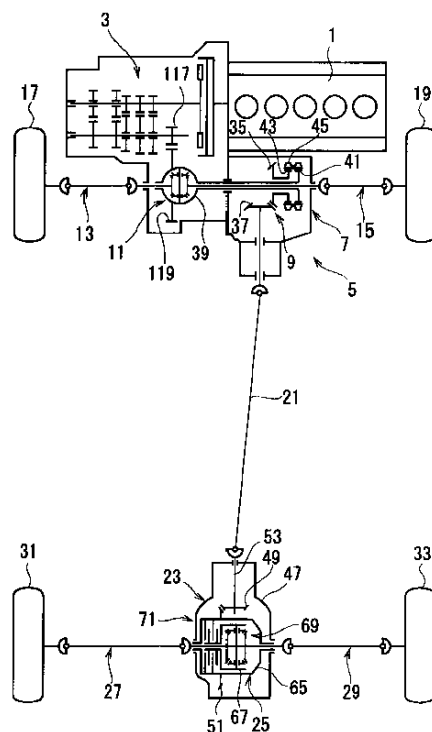
| | | | |
|-------------------------|--|----------------|--|
| (21) Application number | Japanese Patent Application 2001-182357 (P2001-182357) | (71) Applicant | 000225050 Tochigi Fuji Industrial Co., Ltd. 2388 Omiya-cho, Tochigi-shi, Tochigi-ken |
| (22) Filing date | June 15, 2001 (6.15.2001) | (72) Inventor | TERAOKA, Masao c/o Tochigi Fuji Industrial Co., Ltd., 2388 Omiya-cho, Tochigi-shi, Tochigi-ken |
| | | (74) Agent | 100083806 Patent Attorney MIYOSHI, Hidekazu (and 8 others) |

(54) [Title of the Invention] Four-wheel drive system

(57) [Abstract]

[Problem] To simplify the configuration while greatly reducing the drag torque of the coupling which is uncoupled during two-wheel drive travel.

[Solution] There is provided a transfer case 5 which transmits the drive force of an engine 1 to the front wheels and rear wheels; a two-four switching mechanism 7 which cuts the driving force from the transfer case 5 in a rear wheel 31, 33 side power transmission system which is disengaged when in two-wheel drive; a clutch mechanism 71 which is constructed using a wet multi-plate clutch and disconnects drag rotation of the rear wheels 31, 33; and a final speed reduction gear set 23 which reduces the speed of the driving force and transmits it to a rear differential 25, wherein the clutch mechanism 71 is arranged behind the final speed reduction gear set 23.



[SCOPE OF PATENT CLAIMS]

[Claim 1] A four-wheel drive system characterized in that it has a structure comprising a transfer case which transmits the driving force of a prime mover to the front wheel side and rear wheel side, further comprising a two-four switching mechanism which cuts the driving force from the transfer case in the front wheel side or rear wheel side power transmission system, which is disengaged when in two-wheel drive; a coupling which is constructed using a wet multi-plate clutch and disconnects rotation from the wheels during travel; and a final speed reduction mechanism which reduces the speed of the driving force and transmits it to a differential device, wherein said coupling is arranged between the final speed reduction mechanism and the wheels.

[Claim 2] A four-wheel drive system characterized in that, in the invention described in claim 1, said power transmission system comprises a differential device having an outer case which rotates upon input of driving force of a prime mover, and an inner case which is coaxially and rotatably supported inside the outer case and has inside it a differential mechanism which differentially distributes the driving force to left and right output shafts, said coupling being arranged between said outer case and inner case.

[Claim 3] A four-wheel drive system characterized in that, in the invention described in claim 1 or 2, the two-four switching mechanism is constructed using a dog clutch.

[Detailed description of the invention]

[0001]

[Technical field of the invention] This invention relates to a four-wheel drive system in which either the front or the rear wheels are disengaged when in two-wheel drive.

[0002]

[Prior art] FIG. 4 illustrates a conventional four-wheel drive system.

[0003] This four-wheel drive system comprises an engine 501, a transmission 503, a transfer case 505, a two-four switching mechanism 507 formed in a portion of the transfer case 505, a front differential 509 (a differential device which distributes the driving force of the engine to the left and right front wheels), front axles 511 and 513, left and right front wheels 515 and 517, rear wheel side propeller shaft 519, a coupling 521 constructed using a wet multi-plate clutch, a final speed reduction gear set 523, a rear differential 525 (a differential device which distributes the driving force of the engine to the left and right rear wheels), rear axles 527 and 529, left and right rear wheels 531 and 533, dog clutch 535 (axle disconnect) which is arranged so as to split the left rear axle 527, and the like.

[0004] Two-four switching mechanism 507 and dog clutch 535 are simultaneously coupled when switching from two-wheel drive state to four-wheel drive state, and are simultaneously uncoupled when switching from four-wheel drive state to two-wheel drive state.

[0005] Furthermore, engagement/disengagement of the coupling 521 is controlled in four-wheel drive state by an unillustrated controller, while in two-wheel drive state, the coupling 521 is uncoupled.

[0006] The driving force of the engine 501 is transmitted from the output gear 537 of the transmission 503 via ring gear 539 to the differential case 541 of the front differential 509, and is distributed from the front differential 509 via front axles 511, 513 to the left and right front wheels 515 and 517.

[0007] When the two-four switching mechanism 507 and dog clutch 535 are coupled, the driving force of the engine 501 is transmitted via differential case 541 and transfer case 505 (two-four switching mechanism 507) as well as propeller shaft 519 and coupling 521 to the final speed reduction gear set 523, and after undergoing speed reduction in the final speed reduction gear set 523, the driving force is transmitted from the rear differential 525 via rear axle 527 and dog clutch 535 to the left rear wheel 531, and is transmitted via rear axle 529 to the right rear wheel 533, whereby the vehicle assumes a four-wheel drive state. Here, engagement/disengagement of the coupling 521 is controlled by an unillustrated controller and controls the driving force going to the front wheel 515, 517 side and to the rear wheel 531, 533 side.

[0008] Furthermore, when the two-four switching mechanism 507, coupling 521 and dog clutch 535 are uncoupled, the rear wheel side power transmission system as described above is disengaged and the vehicle enters a front-wheel driven two-wheel drive state.

[0009] Here, uncoupling the two-four switching mechanism 507 causes the rotation of the power transmission system (especially the large mass propeller shaft 519) up to the input side plate (clutch plate) of the coupling 521 to stop.

[0010] Furthermore, due to the uncoupling of the dog clutch 535, the rotation (drag rotation) of the left rear wheel 531 during travel is disconnected from the rear differential 525, the drag rotation of the right rear wheel 533 is absorbed by the differential rotation of the rear differential 525, and rotation of the differential case 543 of the rear differential 525 stops, and thus, the rotation of the differential case 543 and final speed reduction gear set 523 and coupling 521 output side member (clutch plate) stops.

[0011] When rotation of the rear wheel side power transmission system is stopped in this manner, the wear, vibration, noise, etc. of the various parts of the rear wheel side power transmission system are reduced and fuel efficiency of the engine 501 improves.

[0012]

[Problem to be solved by the invention] However, since a wet multi-plate clutch is used for the coupling 521, even when it is uncoupled by the controller, if rotation is inputted into one side, the viscosity of the oil will generate drag torque between the clutch plates.

[0013] Thus, in the conventional four-wheel drive system described above, the two-four switching

mechanism 507 and dog clutch 535 are arranged to as to prevent input from the engine 501 side and input from the rear wheel 531, 533 side from being inputted into the coupling 521.

[0014] If there were no dog clutch 535, during two-wheel drive travel, the drag rotation of the rear wheels 531, 533 would be inputted through the differential case 543 of the rear differential 525 via the final speed reduction gear set 523 to the output side clutch plate of the coupling 521.

[0015] Furthermore, the input in this case passes through the final speed reduction gear set 523 in the opposite direction than normally and is subjected to speed increase, so the output side member of the coupling 521 rotates at an accordingly higher speed.

[0016] On the other hand, during two-wheel drive travel, with the uncoupling of the two-four switching mechanism 507, since the system up to the input side clutch plate of the coupling 521 is in a static state, large relative rotation and drag torque arise between the input side clutch plate and output side clutch plate of the coupling 521 due to drag rotation of the rear wheels 531, 533. As discussed above, this drag torque is amplified by the final speed reduction gear set 523.

[0017] Since the power transmission system upstream of the coupling 521 rotates due to this drag torque, there is the concern that it may affect wear, vibration, noise, etc. of the various parts as well as affecting fuel efficiency due to energy loss.

[0018] Furthermore, heating of oil due to drag torque is also accelerated by the speed increase effect of the final speed reduction gear set 523, so there is the concern that degradation of the oil will be accelerated and its service life will be shortened.

[0019] Thus, to prevent this, a dog clutch 535 is provided, but the number of components and weight increase as a result, leading to higher cost.

[0020] There are also four-wheel drive systems in which the configuration is simplified by omitting the two-four switching mechanism and disconnecting the drag rotation of the wheels by means of a clutch mechanism arranged on the input side or output side of the differential device (for example, a configuration omitting the two-four switching mechanism 507 from the four-wheel drive system described above), but in this sort of four-wheel drive system, even if the drag rotation of the rear wheels is disconnected by the clutch mechanism, the coupling will rotate due to the driving force of the engine, so drag torque will arise in the coupling part and the problems described above may occur.

[0021] Thus, it is an object of the present invention to provide a four-wheel drive system with a simple configuration which greatly reduces the effect of drag torque of the coupling which is decoupled in two-wheel drive state.

[0022]

[Means for solving the problem] The four-wheel drive system described in claim 1 is characterized in that it has a structure comprising a transfer case which

transmits the driving force of a prime mover to the front wheel side and rear wheel side, further comprising a two-four switching mechanism which cuts the driving force from the transfer case in the front wheel or rear wheel power transmission system, which is disengaged when in two-wheel drive; a coupling which is constructed using a wet multi-plate clutch and disconnects rotation from the wheels during travel; and a final speed reduction mechanism which reduces the speed of the driving force and transmits it to a differential device, wherein said coupling is arranged between the final speed reduction mechanism and the wheels.

[0023] The two-four switching mechanism is coupled when switching from two-wheel drive state to four-wheel drive state, at which time the engagement/disengagement of the coupling is controlled by a controller or the like. Moreover, when switching from four-wheel drive state to two-wheel drive state, the two-four switching mechanism and coupling are uncoupled.

[0024] Therefore, when the two-four switching mechanism and the coupling are coupled, the driving force of the prime mover is transmitted from the transfer case and two-four switching mechanism to the final speed reduction mechanism and subjected to speed reduction, after which it is distributed from the coupling via the differential device to the left and right wheel sides, and the vehicle enters a four-wheel drive state.

[0025] Furthermore, when the two-four switching mechanism and coupling are uncoupled, the wheels on the disengagement side described above are disengaged and the vehicle enters a two-wheel drive state.

[0026] Here, the rotation of the power transmission system (especially the large mass propeller shaft) stops from the two-four switching mechanism up to the input side clutch plate of the coupling, and drag rotation of the wheels is disconnected by the coupling, so the power transmission system of the disengagement side wheels ceases to rotate, reducing wear, vibration, noise, etc. of the parts of this power transmission system and improving fuel efficiency of the prime mover.

[0027] Moreover, in the four-wheel drive system of the present invention, since the coupling is arranged between the final speed reduction mechanism and the wheels (behind the final speed reduction mechanism), unlike in the prior art example, drag rotation of the wheels is inputted into the coupling without undergoing speed increase by the final speed reduction mechanism.

[0028] Here, assuming (i) is the speed reduction ratio of the final speed reduction mechanism, the drag torque (energy loss) of oil arising in a coupling using a wet multi-plate clutch will be reduced in the case of the present invention, where the coupling is arranged behind the final speed reduction mechanism, to $1/(i \times i)$ of the prior art example, in which the coupling is arranged before the final speed reduction mechanism.

[0029] Generally, the speed reduction ratio (i) of the final speed reduction mechanism is 3-4, so assuming the speed reduction ratio (i) is 3, the drag torque in the present invention will be reduced to 1/9 of the drag torque of the prior art example, and assuming the speed reduction ratio (i) is 4, the drag torque will be reduced to 1/16.

[0030] For these reasons, the four-wheel drive system of the present invention can maintain a high effect of reducing wear, vibration and noise of the power transmission system parts on the disengaged wheel side and improving fuel efficiency.

[0031] Furthermore, the four-wheel drive system of the present invention, which allows the drag torque to be reduced simply by providing a coupling, has a simpler configuration and reduces the number of parts, weight and cost as compared to the prior art example, which requires a dog clutch 535 in addition to the coupling 521 in order to reduce drag torque.

[0032] Furthermore, in a conventional four-wheel drive system without a two-four switching mechanism, the drag torque arising in the coupling which receives the driving force of the prime mover is extremely large, compared to which the drag torque arising in the four-wheel drive system of the present invention is much smaller.

[0033] Furthermore, due to the reduction in drag torque, heating of the oil is reduced accordingly, so degradation is kept low and service life is extended.

[0034] Furthermore, unlike a dog clutch, a coupling constructed using a wet multi-plate clutch does not require a synchronizer mechanism, eliminating the need to allow for the volume of the synchronizer mechanism.

[0035] The invention described in claim 2 is a four-wheel drive system as described in claim 1, characterized in that said power transmission system comprises a differential device having an outer case which rotates upon input of driving force of a prime mover, and an inner case which is coaxially and rotatably supported inside the outer case and has inside it a differential mechanism which differentially distributes the driving force to left and right output shafts, said coupling being arranged between said outer case and inner case.

[0036] By means of this, it is possible to arrange the coupling in a differential carrier which supports the differential device, so that lubrication of the wet multi-plate clutch is easy and durability of the clutch plates can be improved, as well as achieving greater compactness of the whole device as compared to ones where the coupling is provided separately, which can be advantageously made use of in terms of the vehicle mounting layout characteristics.

[0037] The invention described in claim 3 is a four-wheel drive system as described in claim 1 or 2, characterized in that the two-four switching mechanism is constructed using a dog clutch, which allows the same function and effect to be achieved as with the configuration of claim 1; additionally, since the dog

clutch used in the two-four switching mechanism, unlike a friction clutch such as a multi-plate clutch, does not produce drag torque, it is especially well suited for the present invention, the object of which is to reduce drag torque.

[0038]

[Embodiments of the invention] [First embodiment] FIG. 1 and FIG. 2 will be used to describe a four-wheel drive system (first embodiment of the present invention).

[0039] The four-wheel drive system of the first embodiment comprises the characteristics of claims 1, 2 and 3, and FIG. 1 illustrates a four-wheel drive vehicle using this four-wheel drive system. Furthermore, in the following description, the left and right directions are the left and right directions of this four-wheel drive vehicle (FIG. 1) and the left and right directions in FIG. 2, and the top of FIG. 2 is the front of this four-wheel drive vehicle. Parts not assigned a reference symbol are not shown in the drawings.

[0040] As shown in FIG. 1, this four-wheel drive vehicle comprises a transverse engine 1 (prime mover), a transmission 3, a transfer case 5, a two-four switching mechanism 7 (dog clutch) and direction changing gear set 9 which form a part of the transfer case 5, a front differential 11, front axles 13 and 15, left and right front wheels 17 and 19, rear wheel side propeller shaft 21, final speed reduction gear set 23 (final speed reduction mechanism), rear differential 25 (differential device), rear axles 27 and 29, left and right rear wheels 31 and 33 (wheels disengaged when in two-wheel drive), etc.

[0041] The direction changing gear set 9 forms parts of the rear wheel side power transmission system and consists of intermeshing transverse and longitudinal bevel gears 35, 37, whereby the transmitted driving force of the engine is converted in direction by the direction changing gear set 9 and transmitted toward the rear wheels.

[0042] Furthermore, two-four switching mechanism 7 comprises a gear 41 coupled to differential case 39 of front differential 11, a gear 43 coupled to transverse bevel gear 35, a coupling sleeve 45 which is operated by moving between a coupling position in which it meshes with and couples gears 41 and 43 and an uncoupling position in which these are uncoupled, and the like.

[0043] When the two-four switching mechanism 7 is coupled, the driving force of the engine 1 is transmitted to the rear wheel side power transmission system, and when it is uncoupled, the rear wheel side power transmission system is disengaged.

[0044] FIG. 2 illustrates the final speed reduction gear set 23, rear differential 25, etc., which are sequentially housed in differential carrier 47.

[0045] The final speed reduction gear set 23 comprises a drive pinion gear 49 and ring gear 51, which are intermeshing bevel gears.

[0046] Drive pinion gear 49 is integrally formed on the rear end of drive pinion shaft 53, and drive pinion shaft

53 is supported on differential carrier 47 by means of thrust bearings 55, 57.

[0047] Furthermore, drive pinion shaft 53 protrudes forward from the differential carrier 47 and is coupled to propeller shaft 21 by means of a joint and a flange 61 secured to the front end by means of a nut 59. A seal 62 is arranged between the drive pinion shaft 53 and differential carrier 47 to prevent oil leakage.

[0048] Ring gear 51 is secured to outer case 65 of rear differential 25 by means of bolt 63.

[0049] The final speed reduction gear set 23 reduces the speed of the transmitted driving force of engine 1 and at the same time changes its direction and transmits it to the outer case 65 (rear differential 25).

[0050] The rear differential 25 comprises outer case 65, inner case 67, bevel gear type differential mechanism 69, clutch mechanism 71 (coupling constructed using a wet multi-plate clutch), etc.

[0051] The outer case 65 is supported on differential carrier 47 by means of thrust bearings 73, 75, and the inner case 67 is rotatably supported on the inner circumference of outer case 69.

[0052] Differential mechanism 69 comprises a pinion gear 79 supported on a pinion shaft 77, and output-side side gears 81, 83 which mesh with pinion gear 79 from the left and right.

[0053] Pinion shaft 77 engages through-hole 85 of inner case 5 and is retained by means of spring pin 87.

[0054] Left and right rear axles 27, 29 are spline-coupled to side gears 37, 39 respectively.

[0055] Clutch mechanism 71 comprises outer case 65, inner case 67, main clutch 89 (wet multi-plate clutch), ball cam 91, pressure plate 93, cam ring 95, pilot clutch 97 (wet multi-plate clutch), armature 99, electromagnet 101, a controller, etc.

[0056] Main clutch 89 is arranged between outer case 65 and inner case 67.

[0057] Ball cam 91 is arranged between pressure plate 93 and cam ring 95, and cam ring 95 is arranged rotatably.

[0058] Pressure plate 93, which is spline-coupled by its inner circumference to inner case 67, receives the thrust force of ball cam 91, pushing the main clutch 89 against and engaging it with the inner case 67.

[0059] The pilot clutch 97 is arranged between the outer case 65 and cam ring 95, and the armature 99 is arranged between the pressure plate 93 and pilot clutch 97.

[0060] Rotor 103, which is the left side wall of outer case 65, is made from a magnetic material, and core 105 of electromagnet 101 is inserted across a suitable air gap into an annular recess 107 formed in the rotor 103, and is supported on the rotor 103 by means of a double side sealed ball bearing 109. Furthermore, core 103 is coupled via supporting member 111 to the differential carrier 47 side and is prevented from rotating.

[0061] Lead wire 113 of electromagnet 101 is brought outside the differential carrier 47 through a grommet and is connected to an unillustrated controller.

[0062] The magnetic circuit of electromagnet 101 is comprised of rotor 103, pilot clutch 97 and armature 99.

[0063] The controller performs excitation of electromagnet 101, control of excitation current, stopping of excitation, etc.

[0064] When electromagnet 101 is excited, a magnetic flux loop 115 is formed in the aforementioned magnetic circuit, the armature 99 is attracted and the pilot clutch 97 is pressed and engaged between it and the rotor 103, generating pilot torque.

[0065] When pilot torque is generated, transmission torque is applied from cam ring 95, coupled to outer case 65 via pilot clutch 97, and from inner case 67 side pressure plate 93, to ball cam 91, the pressure plate 93 moves to the right under the generated cam thrust, and presses against and engages the main clutch 89.

[0066] When the clutch mechanism 71 is coupled in this manner, the driving force of the engine 1 is transmitted from outer case 65 to inner case 67 (differential mechanism 69) and is distributed through pinion shaft 77, pinion gear 79 and side gears 81, 83 to left and right rear wheels 31, 33, and the vehicle enters a four-wheel drive state.

[0067] When the excitation current of the electromagnet 101 is controlled at this time, a change occurs in the sliding of the pilot clutch 97, the cam thrust force of the ball cam 91 changes, the pressure of the main clutch 89 changes, and the magnitude of the driving force sent to the rear wheels 31, 33 changes, thus making it possible to control the driving force distribution ratio between the front and rear wheels.

[0068] For example, if this sort of control of driving force distribution ratio is performed during turning travel, it becomes possible to greatly improve the steerability, stability, etc. of the vehicle.

[0069] Furthermore, if the coupling force of the clutch mechanism 71 (main clutch 89) is adjusted through excitation current control of the electromagnet 101, the force of rotational constraint between the front and rear wheels will change, making it possible to improve the turning characteristics and turn-in ability of the vehicle.

[0070] When excitation of the electromagnet 101 is stopped, the pilot clutch 97 is released, the cam thrust force of the ball cam 91 disappears, the main clutch 89 is released, the clutch mechanism 71 is uncoupled, the system from the inner case 67 to the rear wheels 31, 33 enters a state of free rotation and the vehicle enters a front-wheel driven two-wheel drive state.

[0071] In this way, the four-wheel drive system of the first embodiment is composed of transfer case 5 (two-four switching mechanism 7), final speed reduction gear set 23, clutch mechanism 71, rear differential 25, etc.

[0072] The controller simultaneously couples the two-four switching mechanism 7 and clutch mechanism 71 when switching from two-wheel drive state to four-wheel drive state and simultaneously uncouples them when switching from four-wheel drive state to two-wheel drive state.

[0073] The driving force of the engine 1 is transmitted from the output gear 117 of transmission 3 via ring gear 119 to differential case 39 of front differential 11, and is distributed from the front differential 11 via front axles 13, 15 to the left and right front wheels 17, 19.

[0074] In four-wheel drive state, as described above, the two-four switching mechanism 7 and clutch mechanism 71 are coupled, and the driving force of the engine 1 is transmitted through differential case 39, transfer case 5 (two-four switching mechanism 7 and direction changing gear set 9) and propeller shaft 21 to final speed reduction gear set 23 and is subjected to speed reduction, after which it is transmitted via clutch mechanism 71 to rear differential 25 and is further distributed through pinion shaft 77 and pinion gear 79 to side gears 81, 83 and is transmitted via rear axles 27, 29 to left and right rear wheels 31, 33.

[0075] Furthermore, in two-wheel drive state, as described above, the two-four switching mechanism 7 and clutch mechanism 71 are uncoupled and the rear wheel side power transmission system is disengaged.

[0076] Here, due to uncoupling of the two-four switching mechanism 7, rotation of the power transmission system (especially the large mass propeller shaft 21) stops from the two-four switching mechanism 7 to outer case 65, which is the input side member of the clutch mechanism 71, and to the outer plates 121, 123 of the main clutch 89 and pilot clutch 97.

[0077] Moreover, since the clutch mechanism 71 is uncoupled, rotation from the differential mechanism 69 to the inner case 67 and the inner plates 125, 127 (clutch plates) of the main clutch 89 and pilot clutch 97 due to drag rotation of the rear wheels 31, 33 is disconnected from the aforementioned outer plates 121, 123 (clutch plates).

[0078] In this way, the rotation of the power transmission system from the two-four switching mechanism 7 to the outer plates 121, 123 of the clutch mechanism 71 stops, the wear, vibration, noise, etc. of the parts of this power transmission system are reduced, and fuel efficiency of the engine 1 improves.

[0079] An oil reservoir is formed in the differential carrier 47 to lubricate and cool the meshing parts of the drive pinion gear 49 and ring gear 51, the thrust bearings 55 and 57, etc.

[0080] Furthermore, as shown in FIG. 2, an opening 129 is formed in the outer case 65. Moreover, helical oil grooves are formed on the inner circumference of the left and right bosses 131, 133 of the outer case 65.

[0081] The oil from the oil reservoir flows in and out of the outer case 65 through this opening 129 and oil grooves, and oil which has flowed in lubricates and cools the sliding area between the inner circumference of the outer case 65 and the outer circumference of the inner case 67, and the plates 121, 125, 123 and 127 of the main clutch 89 and pilot clutch 97, and also lubricates and cools the meshing parts of the gears 79,

81, 83 of the differential mechanism 69, the ball cam 91, etc.

[0082] By arranging the clutch mechanism 71 behind the final speed reduction gear set 23 as described above, unlike in the prior art example, the drag rotation of the rear wheels 31, 33 is not subjected to speed increase by the final speed reduction gear set 23.

[0083] Assuming (i) is the speed reduction ratio of the speed reduction mechanism, the drag torque (energy loss) of oil generated in the clutch located behind the speed reduction mechanism as in the case of clutch mechanism 71 is reduced to $1/(i \times i)$ of a clutch located in front of the speed reduction mechanism as in the prior art example.

[0084] Generally, the speed reduction ratio (i) of the final speed reduction gear set 23 is 3–4, so assuming the speed reduction ratio (i) is 3, the drag torque generated in the clutch mechanism 71 will be reduced to 1/9 of the prior art example, and assuming the speed reduction ratio (i) is 4, the drag torque will be reduced to 1/16.

[0085] As a result, drag rotation of the rear wheels 31, 33 is nearly completely disconnected by means of the clutch mechanism 71, and thus the static state of the rear wheel side power transmission system in two-wheel drive state is not impaired and it becomes possible to maintain a high effect of reducing wear, vibration and noise of the rear wheel side power transmission system and to increase fuel efficiency by reducing energy loss.

[0086] Furthermore, as regards the drag torque generated in the pilot clutch 97, even after switching to two-wheel drive state, the drag torque of the rear wheels 31, 33 is transmitted to the ball cam 91 and generates cam thrust force, so coupling force remains in the main clutch 89 (clutch mechanism 71) and there is the concern that it may not be possible to fully place the vehicle into two-wheel drive state, but in the four-wheel drive system of the first embodiment, as described above, the drag torque generated in the pilot clutch 97 also becomes very small, so it becomes possible to place the vehicle fully into a two-wheel drive state, making it possible to maintain a high effect of lowering wear, vibration and noise of the rear wheel side power transmission system, increase the fuel efficiency, and obtain the intended turning characteristics, turn-in ability and the like during two-wheel drive travel.

[0087] The four-wheel drive system of the first embodiment is configured in this manner.

[0088] This four-wheel drive system markedly reduces the drag torque generated in the clutch mechanism 71 as compared to the prior art example by arranging the clutch mechanism 71 behind the final speed reduction gear set 23, making it possible to maintain a high effect of reducing wear, vibration and noise of the various parts of the rear wheel power transmission system, which is the disengagement side, and to reduce energy loss and improve fuel efficiency.

[0089] Furthermore, this four-wheel drive system which allows drag torque to be reduced simply by means of clutch mechanism 71 has a simpler configuration and reduce number of parts, weight and cost as compared to the prior art example which required a dog clutch 535 besides the coupling 521 in order to reduce drag torque.

[0090] Moreover, since the drag torque is greatly reduced, heating of the clutch mechanism 71 (main clutch 89 and pilot clutch 97) is also reduced accordingly, and thus degradation of oil can be kept low and its service life can be extended.

[0091] Furthermore, clutch mechanism 71, constructed using pilot clutch 97 and main clutch 89, which is a wet multi-plate clutch, does not require a synchronizer mechanism and eliminates the need to allow for the volume of the synchronizer mechanism.

[0092] Moreover, since the clutch mechanism 71 is arranged inside the differential carrier 47, it is easy to lubricate the inner plates 125, 127 and outer plates 121, 123, making it possible to improve durability, as well as achieving greater compactness of the whole device as compared to when the clutch mechanism 71 is provided separately, which can be advantageously made use of in terms of the vehicle mounting layout characteristics.

[0093] Furthermore, the dog clutch used in the two-four switching mechanism 7 is especially well suited for this four-wheel drive system, the object of which is to reduce drag torque.

[0094] [Second embodiment] A four-wheel drive system (second embodiment of the present invention) will be described by means of FIG. 3.

[0095] The four-wheel drive system of the second embodiment comprises the characteristics of claims 1 and 3; FIG. 3 illustrates a four-wheel drive vehicle using this four-wheel drive system. Furthermore, in the following description, the left and right directions are the left and right directions of this four-wheel drive vehicle (FIG. 3), and parts not assigned a reference symbol are not shown in the drawings.

[0096] Below, parts with the same function as in the four-wheel drive system of the first embodiment will be assigned the same reference symbols and cited, and the points of difference will be described.

[0097] The four-wheel drive vehicle using the four-wheel drive system of the second embodiment comprises an engine 1, a transmission 3, a transfer case 5, a two-four switching mechanism 7 and direction changing gear set 9 which form part of the transfer case 5, a front differential 11, front axles 13 and 15, left and right front wheels 17 and 19, rear wheel side propeller shaft 21, final speed reduction gear set 23, rear differential 201 (differential device), rear axles 27 and 29, left and right rear wheels 31 and 33, clutch mechanism 203 (coupling constructed using a wet multi-plate clutch), etc.

[0098] Rear differential 201 comprises a differential case 205 and bevel gear type differential mechanism 69.

[0099] Ring gear 51 of final speed reduction gear set 23 is secured to differential case 205, and pinion shaft 77 of differential mechanism 69 is coupled to differential case 205.

[0100] Furthermore, clutch mechanism 203 comprises rotary case 207, inner shaft 209, main clutch 89, ball cam 91, pressure plate 93, cam ring 95, pilot clutch 97, armature 99, electromagnet 101, a controller, etc.

[0101] Clutch mechanism 203 is arranged so as to split the left rear axle 27, rotary case 207 is coupled to the right rear axle 27, and inner shaft 209 is coupled to left rear wheel 27.

[0102] Main clutch 89 is arranged between rotary case 207 and inner shaft 209. Pressure plate 93 is spline-coupled by its inner circumference to inner shaft 209 and presses the rotary case 207 against and binds it to the main clutch 89 upon receiving thrust force of ball cam 91.

[0103] Cam ring 95 is arranged so as to be rotatable relative to the outer circumference of inner shaft 209. Pilot clutch 97 is arranged between rotary case 207 and cam ring 95.

[0104] Armature 99 is arranged between pressure plate 93 and pilot clutch 97.

[0105] The controller performs excitation of electromagnet 101, control of excitation current and stopping of excitation.

[0106] When electromagnet 101 is excited, the armature 99 is attracted and pilot clutch 97 is engaged, ball cam 91 is actuated, engaging the main clutch 89, the clutch mechanism 203 is coupled, and relative rotation of rear axles 27, 27 is locked.

[0107] Here, by controlling the excitation current of the electromagnet 101, relative rotation of the rear axles 27, 27 becomes possible due to sliding occurring in the main clutch 89.

[0108] Furthermore, when excitation of electromagnet 101 is stopped, pilot clutch 97 is released, cam thrust force of ball cam 91 disappears, main clutch 89 is released, clutch mechanism 203 is uncoupled, and relative rotation of rear axles 27, 27 becomes free.

[0109] The four-wheel drive system of the second embodiment is composed of transfer case 5 (two-four switching mechanism 7), final speed reduction gear set 23, rear differential 201, clutch mechanism 203, etc.

[0110] The controller simultaneously couples the two-four switching mechanism 7 and clutch mechanism 203 when switching from two-wheel drive state to four-wheel drive state and simultaneously uncouples them when switching from four-wheel drive state to two-wheel drive state.

[0111] The driving force of the engine 1 is transmitted from transmission 3 to front differential 11 and is distributed from the front differential 11 via front axles 13, 15 to the left and right front wheels 17, 19.

[0112] In four-wheel drive state, the two-four switching mechanism 7 and clutch mechanism 203 are coupled, and the driving force of the engine 1 is transmitted through transfer case 5 (two-four switching mechanism 7 and direction changing gear set 9) and

propeller shaft 21 to final speed reduction gear set 23 and is subjected to speed reduction, after which it is transmitted to rear differential 201 and is transmitted from the rear differential 201 via rear axle 27, clutch mechanism 203 and rear axle 27 to the left rear wheel 31, and is further transmitted via rear axle 29 to the right rear wheel 33.

[0113] Furthermore, when the rear axles 27, 27 are made relatively rotatable through excitation current control of electromagnet 101, it is possible to control the driving force distribution ratio between the front and rear wheels accompanying differential rotation of the rear differential 201 (differential mechanism 69) and to change the force of rotational constraint between the front and rear wheels.

[0114] For example, if control of driving force distribution ratio between the front and rear wheels is performed during turning travel, it becomes possible to greatly improve the steerability, stability, etc. of the vehicle.

[0115] Furthermore, the turning characteristics and turn-in ability of the vehicle can be improved by changing the rotational constraint force between the front and rear wheels.

[0116] Furthermore, in two-wheel drive state, as described above, the two-four switching mechanism 7 and clutch mechanism 71 are uncoupled, so the rear wheel side power transmission system is disengaged and the vehicle enters a front wheel drive state.

[0117] Here, due to uncoupling of the two-four switching mechanism 7, rotation of the rear wheel side power transmission system from the rear differential 201 to the differential case 205 stops.

[0118] Furthermore, drag rotation of the left rear wheel 31 is disconnected from the rear differential 25 through decoupling of the clutch mechanism 203, drag rotation of the right rear wheel 33 is absorbed through differential rotation of differential mechanism 69, and rotation of differential case 205 stops.

[0119] When the clutch mechanism 203 is uncoupled in this way, the drag rotation of the rear wheels 31, 33 is disconnected from differential case 205 and is prevented from being transmitted to the rear wheel side power transmission system, so that the static state of the rear wheel side power transmission system is not impaired.

[0120] Since the rear wheel side power transmission system is maintained in a static state, a high effect of reducing wear, vibration, noise, etc. of the various parts of the rear wheel side power transmission system and of improving fuel efficiency is maintained.

[0121] The four-wheel drive system of the second embodiment is configured in this manner, and with this four-wheel drive system, an effect equivalent to the four-wheel drive system of the first embodiment can be obtained.

[0122]

[Effect of the invention] In the four-wheel drive system of claim 1, by arranging the coupling which is decoupled in two-wheel drive state behind the final

speed reduction mechanism, the drag torque (energy loss) due to oil viscosity is markedly reduced as compared to the prior art example, thus making it possible to maintain a high effect of reducing wear, vibration and noise of the parts of the disengaged wheel side power transmission system and to reduce energy loss and improve fuel efficiency.

[0123] Furthermore, drag torque can be reduced simply by arranging the coupling behind the final speed reduction mechanism, thus making the configuration simpler than in the prior art and reducing the number of parts, weight and cost.

[0124] Furthermore, since the drag torque is lower, there is less heating of the coupling, degradation of oil is kept low, and its service life is extended.

[0125] Moreover, a coupling constructed using a wet multi-plate clutch does not require a synchronizer mechanism, eliminating the need to allow for the volume of the synchronizer mechanism.

[0126] The four-wheel drive system described in claim 2 can achieve an equivalent effect to the configuration of claim 1.

[0127] Furthermore, the coupling can be arranged inside the differential carrier which supports the differential device, so that lubrication of the wet multi-plate clutch is easy and durability of the clutch plates can be improved, as well as achieving greater compactness of the whole device as compared to ones where the coupling is provided separately, which can be advantageously made use of in terms of the vehicle mounting layout characteristics.

[0128] The four-wheel drive system described in claim 3 can achieve an equivalent effect to the configuration of claim 1 or claim 2, and in addition, the dog clutch, which does not generate drag torque in the two-four switching mechanism, is especially well suited for the present invention, the object of which is to reduce drag torque.

[Brief description of the drawings]

[FIG. 1] is a skeleton diagram of a first embodiment.

[FIG. 2] is a cross-sectional view illustrating the main parts of the first embodiment.

[FIG. 3] is a skeleton diagram of a second embodiment.

[FIG. 4] is a skeleton diagram of a prior art example.

[Description of reference symbols]

5 Transfer case

7 Two-four switching mechanism (dog clutch)

23 Final speed reduction gear set (final speed reduction mechanism)

25 Rear differential (differential device)

31, 33 Rear wheels (wheels disengaged in two-wheel drive)

65 Outer case

67 Inner case

69 Differential mechanism

71 Clutch mechanism (coupling constructed using a wet multi-plate clutch)

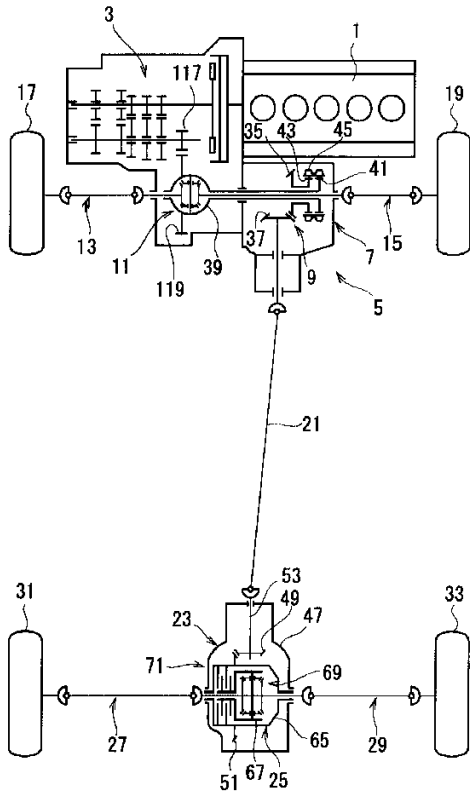
89 Main clutch (wet multi-plate clutch)

97 Pilot clutch (wet multi-plate clutch)

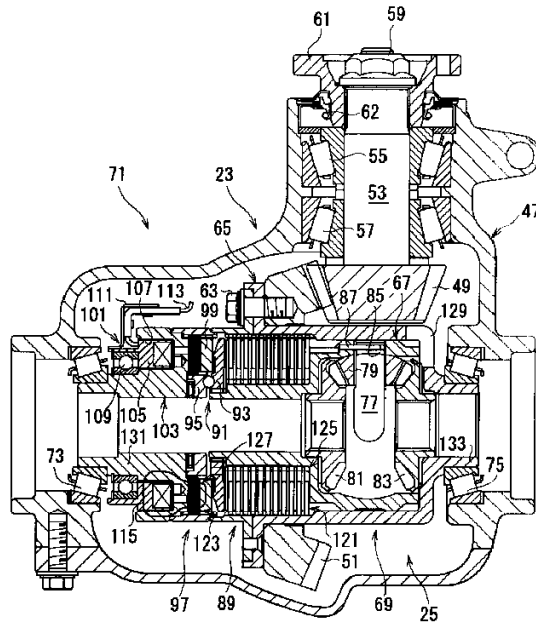
201 Rear differential (differential device)

203 Clutch mechanism (coupling constructed
using a wet multi-plate clutch)

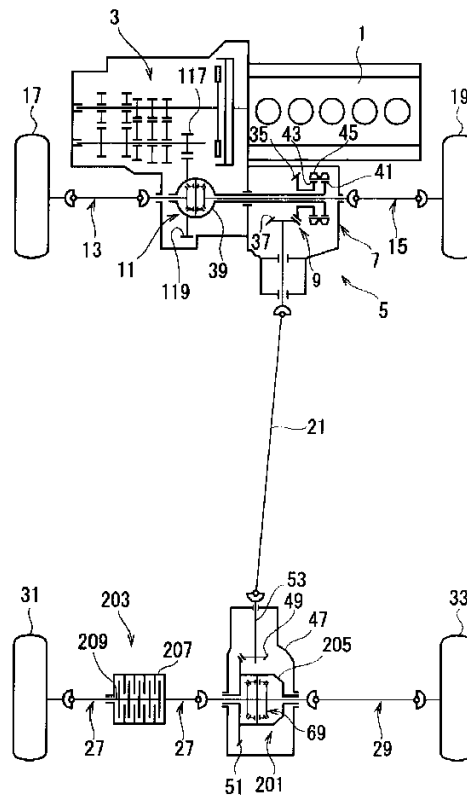
[FIG. 1]



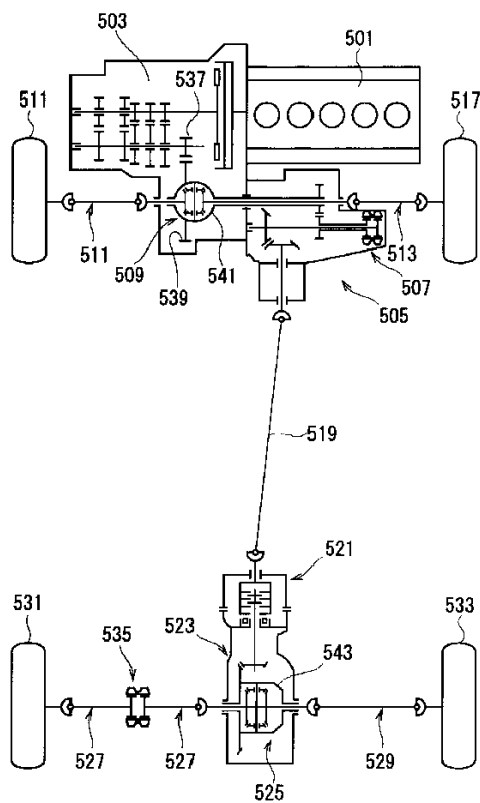
[FIG. 2]



[FIG. 3]



[FIG. 4]



Continuation of front page

F-terms (reference)

3D036 GA14 GA16 GA23 GB03 GB04
GB05 GC03 GD08 GF05 GF10
GH17 GI26 GJ17
3D039 AA03 AA25
3D043 AA08 AB17 EA03 EA18 EB07
EB12

(51) Int.Cl.⁷

識別記号

F I

ターマート* (参考)

B 6 0 K 17/344

B 6 0 K 17/344

D 3 D 0 3 6

17/04

17/04

Z 3 D 0 3 9

23/08

23/08

C 3 D 0 4 3

審査請求 未請求 請求項の数 3 O L (全 10 頁)

(21) 出願番号

特願2001-182357 (P2001-182357)

(22) 出願日

平成13年6月15日 (2001. 6. 15)

(71) 出願人 000225050

栃木富士産業株式会社

栃木県栃木市大宮町2388番地

(72) 発明者 寺岡 正夫

栃木県栃木市大宮町2388番地 栃木富士産

業株式会社内

(74) 代理人 100083806

弁理士 三好 秀和 (外 8 名)

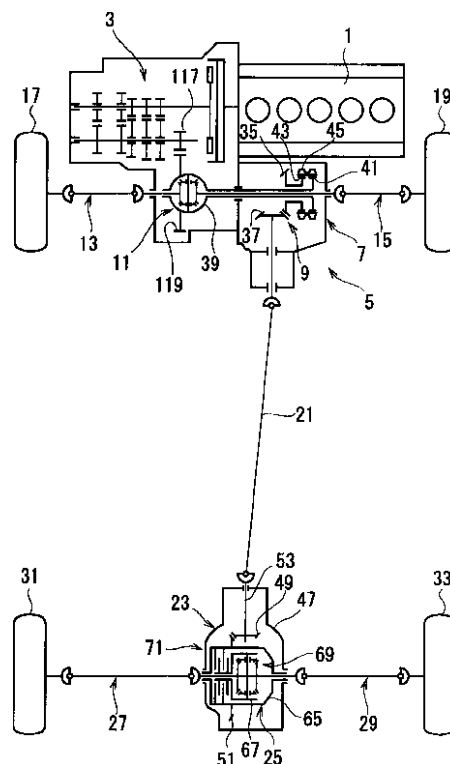
最終頁に続く

(54) 【発明の名称】 4輪駆動システム

(57) 【要約】

【課題】 2輪駆動走行時に開放されるカップリングのドラグトルクを大幅に低減させながら、構成を簡単にする。

【解決手段】 エンジン 1 の駆動力を前輪側と後輪側に伝達するトランスファ 5 と、2輪駆動時に切り離される後輪 3 1, 3 3 側の動力伝達系において、トランスファ 5 からの駆動力を切断する 2 - 4 切替機構 7 と、湿式多板クラッチを用いて構成され、後輪 3 1, 3 3 の連れ廻りを遮断するクラッチ機構 7 1 と、駆動力を減速してリヤデフ 2 5 に伝達する終減速ギア組 2 3 を備え、クラッチ機構 7 1 を終減速ギア組 2 3 の後段に配置した。



【特許請求の範囲】

【請求項 1】 原動機の駆動力を前輪側と後輪側に伝達するトランスファを備えると共に、

2 輪駆動時に切り離される前輪側または後輪側の動力伝達系に、トランスファからの駆動力を切断する 2 - 4 切替機構と、湿式多板クラッチを用いて構成され、走行に伴う車輪からの回転を遮断するカップリングと、駆動力を減速してデファレンシャル装置に伝達する終減速機構を備えた構造であって、

前記カップリングを、終減速機構と車輪との間に配置したことを特徴とする 4 輪駆動システム。

【請求項 2】 請求項 1 に記載された発明であって、前記動力伝達系に、原動機の駆動力が入力して回転するアウターケースと、駆動力を左右の出力軸に差動分配する差動機構を内部に有し、アウターケース内に同軸に回転可能に支持されたインナーケースとを有するデファレンシャル装置を備え、前記カップリングが、前記アウターケースとインナーケースとの間に配置されていることを特徴とする 4 輪駆動システム。

【請求項 3】 請求項 1 または請求項 2 に記載された発明であって、2 - 4 切替機構が、噛み合いクラッチを用いて構成されていることを特徴とする 4 輪駆動システム。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】この発明は、2 輪駆動時に前後輪の一方を切り離す 4 輪駆動システムに関する。

【0002】

【従来の技術】図 4 は、従来の 4 輪駆動システムを示している。

【0003】この 4 輪駆動システムは、エンジン 501、トランスミッション 503、トランスファ 505、トランスファ 505 の一部に構成された 2 - 4 切替機構 507、フロントデフ 509（エンジンの駆動力を左右の前輪に分配するデファレンシャル装置）、前車軸 511、513、左右の前輪 515、517、後輪側のプロペラシャフト 519、湿式の多板クラッチを用いて構成されたカップリング 521、終減速ギア組 523、リヤデフ 525（エンジンの駆動力を左右の後輪に分配するデファレンシャル装置）、後車軸 527、529、左右の後輪 531、533、左の後車軸 527 を分断して配置された噛み合いクラッチ 535（アクスル・ディスコネクト）などから構成されている。

【0004】2 - 4 切替機構 507 と噛み合いクラッチ 535 は、2 輪駆動状態から 4 輪駆動状態に切り換えるとき同時に連結され、また、4 輪駆動状態から 2 輪駆動状態に切り換えるとき同時に連結が解除される。

【0005】また、カップリング 521 は図外のコントローラによって、4 輪駆動状態では断続制御され、2 輪駆動状態では連結が解除される。

【0006】エンジン 501 の駆動力は、トランスミッション 503 の出力ギア 537 からリングギア 539 を介してフロントデフ 509 のデフケース 541 に伝達され、フロントデフ 509 から前車軸 511、513 を介して左右の前輪 515、517 に分配される。

【0007】2 - 4 切替機構 507 と噛み合いクラッチ 535 がそれぞれ連結されると、エンジン 501 の駆動力は、デフケース 541 とトランスファ 505（2 - 4 切替機構 507）とプロペラシャフト 519 とカップリング 521 を介して終減速ギア組 523 に伝達され、終減速ギア組 523 で減速された後、リヤデフ 525 から後車軸 527 と噛み合いクラッチ 535 を介して左の後輪 531 に伝達されると共に、後車軸 529 を介して右の後輪 533 に伝達され、車両は 4 輪駆動状態になる。このときカップリング 521 は図外のコントローラによって断続制御され前輪 515、517 側と後輪 531、533 側への駆動力を制御している。

【0008】また、2 - 4 切替機構 507 とカップリング 521 と噛み合いクラッチ 535 の連結がそれぞれ解除されると、上記のような後輪側動力伝達系が切り離されて車両は前輪駆動の 2 輪駆動状態になる。

【0009】このとき、2 - 4 切替機構 507 の連結を解除したことによって、カップリング 521 の入力側部材（クラッチ板）までの動力伝達系（特に、質量の大きいプロペラシャフト 519）の回転が停止する。

【0010】また、噛み合いクラッチ 535 の連結を解除したことによって走行に伴う左後輪 531 の回転（連れ廻り回転）がリヤデフ 525 から遮断されると共に、右後輪 533 の連れ廻り回転がリヤデフ 525 の差動回転によって吸収され、リヤデフ 525 のデフケース 543 の回転が停止するから、デフケース 543 と終減速ギア組 523 とカップリング 521 の出力側部材（クラッチ板）の回転が停止する。

【0011】このように後輪側動力伝達系の回転を停止させると、後輪側動力伝達系各部の磨耗、振動、騒音などが低減されると共に、エンジン 501 の燃費が向上する。

【0012】

【発明が解決しようとする課題】ところで、カップリング 521 には、湿式の多板クラッチが用いられているため、コントローラでその連結が解除されていても、一方に回転が入力されるとオイルの粘性によってクラッチ板の間にドラグトルク（引き摺りトルク）が生じてしまう。

【0013】そのため前記従来の 4 輪駆動システムでは、2 - 4 切替機構 507 と噛み合いクラッチ 535 を配置して、エンジン 501 側からの入力及び後輪 531、533 側からの入力がカップリング 521 に入力しないようにしてある。

【0014】もし、噛み合いクラッチ 535 を持たない

と、2輪駆動走行時に後輪531、533の連れ廻り回転がリヤデフ525のデフケース543から終減速ギア組523を介してカップリング521の出力側クラッチ板に入力してしまう。

【0015】また、この場合の入力は終減速ギア組523を通常時とは反対方向に通過して増速されるから、カップリング521の出力側部材はそれだけ高速で回転することになる。

【0016】一方、2輪駆動走行中は、2-4切替機構507の連結解除に伴ってカップリング521の入力側クラッチ板までが静止状態にあるから、後輪531、533の連れ廻り回転によってカップリング521の入力側クラッチ板と出力側クラッチ板の間で大きな相対回転及びドラグトルクが生じてしまう。前述のように、このドラグトルクは終減速ギア組523によって増幅されている。

【0017】このドラグトルクによってカップリング521の上流側の動力伝達系が回転するから、各部の磨耗、振動、騒音などに影響を与えると共に、エネルギーロスにより燃費にも影響を与えてしまう恐れがある。

【0018】また、ドラグトルクによるオイルの発熱も終減速ギア組523の増速作用によって促進されるから、オイルの劣化が速まり、寿命が短くなる恐れがある。

【0019】そこで、このようなことを防止するために、噛み合いクラッチ535が配置されているが、それだけ部品点数と重量が増加し、コスト高になっている。

【0020】また、2-4切替機構を省いて構成を簡単にし、車輪の連れ廻り回転をデファレンシャル装置の入力側または出力側に配置したクラッチ機構で遮断するように構成された4輪駆動システム（例えば、上記の4輪駆動システムから2-4切替機構507を省いた構成）もあるが、このような4輪駆動システムでは、後輪の連れ廻り回転をクラッチ機構で遮断しても、エンジンの駆動力によってカップリングが回転するから、カップリング部分にドラグトルクが生じてしまい、前述したような問題が発生する恐れがある。

【0021】そこで、この発明は、2輪駆動状態で連結が解除されるカップリングの引きずりトルクの影響が大幅に低減されると共に、構成が簡単な4輪駆動システムの提供を目的とする。

【0022】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載の4輪駆動システムは、原動機の駆動力を前輪側と後輪側に伝達するトランスファを備えると共に、2輪駆動時に切り離される前輪または後輪の動力伝達系に、トランスファからの駆動力を切断する2-4切替機構と、湿式多板クラッチを用いて構成され、走行に伴う車輪からの回転を遮断するカップリングと、駆動力を減速してデファレンシャル装置に伝達する終減速機構を備えた構造であって、

前記カップリングを、終減速機構と車輪との間に配置したことを特徴としている。

【0023】2-4切替機構は、2輪駆動状態から4輪駆動状態への切り換え時に連結され、このときカップリングはコントローラ等によって断続制御される。一方、4輪駆動状態から2輪駆動状態への切り換え時には2-4切替機構とカップリングは連結を解除される。

【0024】従って、2-4切替機構とカップリングをそれぞれ連結すると、原動機の駆動力はトランスファと2-4切替機構から終減速機構に伝達されて減速された後、カップリングからデファレンシャル装置を介して左右の車輪側に配分され、車両は4輪駆動状態になる。

【0025】また、2-4切替機構とカップリングの連結をそれぞれ解除すると、上記の切り離し側の車輪が切り離されて車両は2輪駆動状態になる。

【0026】このとき、2-4切替機構からカップリングの入力側クラッチ板までの動力伝達系（特に、質量の大きいプロペラシャフト）の回転が停止すると共に、車輪の連れ廻り回転がカップリングによって遮断されるから、切り離し側車輪の動力伝達系が回転を停止し、この動力伝達系各部の磨耗、振動、騒音などが低減すると共に、原動機の燃費が向上する。

【0027】さらに、本発明の4輪駆動システムでは、カップリングを終減速機構と車輪との間（終減速機構の後段）に配置したことにより、従来例と異なって、車輪の連れ廻り回転は終減速機構によって増速されずにカップリングに入力する。

【0028】ここで、終減速機構の減速比を（ i ）とすると、湿式多板クラッチを用いたカップリングで発生するオイルのドラグトルク（エネルギーロス）は、カップリングを終減速機構の後段に配置した本発明の場合、カップリングを終減速機構の前段に配置した従来例の $1/(i \times i)$ に減少する。

【0029】一般に、終減速機構の減速比（ i ）は3～4であり、減速比（ i ）を3とすると、本発明でのドラグトルクは従来例でのドラグトルクの $1/9$ に減少し、減速比（ i ）を4とすると、ドラグトルクは $1/16$ にまで減少する。

【0030】このような理由によって、本発明の4輪駆動システムでは、切り離し側車輪の動力伝達系各部の磨耗、振動、騒音の低減効果と、燃費の向上効果が高く保つことができる。

【0031】また、カップリングの配置だけでドラグトルクを低減することができる本発明の4輪駆動システムは、ドラグトルクを低くするためにカップリング521に加えて噛み合いクラッチ535が必要な従来例と較べて、構成が簡単になり、部品点数と重量とコストが低減される。

【0032】また、2-4切替機構を省いた従来の4輪駆動システムでは、原動機の駆動力を受けるカップリン

グで発生するドラグトルクは極めて大きいから、これと較べて、本発明の 4 輪駆動システムで発生するドラグトルクは遙かに小さい。

【0033】また、ドラグトルクが小さくなったことによって、オイルの発熱もそれだけ少なくなり、劣化が低く抑えられて、寿命が伸びる。

【0034】また、湿式多板クラッチを用いて構成したカップリングは、噛み合いクラッチと異なって、シンクロ機構が不要であり、シンクロ機構の容量に対する配慮からも解放される。

【0035】請求項 2 に記載の発明は、請求項 1 に記載された 4 輪駆動システムであって、前記動力伝達系に、原動機の駆動力が入力して回転するアウターケースと、駆動力を左右の出力軸に差動分配する差動機構を内部に有し、アウターケース内に同軸に回転可能に支持されたインナーケースとを有するデファレンシャル装置を備え、前記カップリングが、前記アウターケースとインナーケースとの間に配置されていることを特徴としている。

【0036】これにより、前記カップリングをデファレンシャル装置を支持するデフキャリア内に配置することができるので、湿式多板クラッチの潤滑が容易で、クラッチ板の耐久性を向上することができると共に、別途カップリングを設けたものに比べ装置全体の小型化が図れ、車載レイアウト性に有利とすることができる。

【0037】請求項 3 に記載の発明は、請求項 1 または請求項 2 に記載された 4 輪駆動システムであって、2 - 4 切替機構が、噛み合いクラッチを用いて構成されていることを特徴としており、請求項 1 の構成と同等の作用・効果を得ることができるのに加え、2 - 4 切替機構に用いた噛み合いクラッチは、多板クラッチのような摩擦クラッチと異なって、ドラグトルクが発生しないから、ドラグトルクを低減することが目的の本発明には特に好適である。

【0038】

【発明の実施の形態】[第 1 実施形態] 図 1 と図 2 によって 4 輪駆動システム（本発明の第 1 実施形態）の説明をする。

【0039】第 1 実施形態の 4 輪駆動システムは請求項 1, 2, 3 の特徴を備えており、図 1 はこの 4 輪駆動システムを用いた 4 輪駆動車を示している。また、以下の説明の中で、左右の方向はこの 4 輪駆動車（図 1）及び図 2 での左右の方向であり、図 2 の上方はこの 4 輪駆動車の前方である。なお、符号を与えていない部材等は図示されていない。

【0040】図 1 のように、この 4 輪駆動車は、横置きエンジン 1（原動機）及びトランスミッション 3、トランスファ 5、トランスファ 5 の一部を構成する 2 - 4 切替機構 7（噛み合いクラッチ）及び方向変換ギヤ組 9、フロントデフ 11、前車軸 13, 15、左右の前輪

17, 19、後輪側のプロペラシャフト 21、終減速ギア組 23（終減速機構）、リヤデフ 25（デファレンシャル装置）、後車軸 27, 29、左右の後輪 31, 33（2 輪駆動時に切り離される車輪）などから構成されている。

【0041】方向変換ギヤ組 9 は、後輪側動力伝達系の一部を構成しており、互いに噛み合った横置きと縦置きの各ベベルギア 35, 37 から構成され、伝達されたエンジンの駆動力は方向変換ギヤ組 9 によって方向を変換され、後輪側に伝達される。

【0042】また、2 - 4 切替機構 7 は、フロントデフ 11 のデフケース 39 に連結されたギア 41、横置きのベベルギア 35 に連結されたギア 43、各ギア 41, 43 と噛み合っこれらを連結する連結位置及びこの連結が解除される連結解除位置の間を移動操作されるカップリングスリーブ 45 などから構成されている。

【0043】2 - 4 切替機構 7 が連結されると後輪側動力伝達系にエンジン 1 の駆動力が伝達され、連結が解除されると後輪側動力伝達系が切り離される。

【0044】図 2 は、終減速ギア組 23 とリヤデフ 25 などを示しており、これらはこの順序でデフキャリア 47 に収容されている。

【0045】終減速ギア組 23 は、互いに噛み合ったベベルギアであるドライブピニオンギヤ 49 とリングギア 51 から構成されている。

【0046】ドライブピニオンギヤ 49 はドライブピニオンシャフト 53 の後端に一体形成されており、ドライブピニオンシャフト 53 はスラストベアリング 55, 57 によってデフキャリア 47 に支承されている。

【0047】また、ドライブピニオンシャフト 53 はデフキャリア 47 から前方に突き出しており、ナット 59 によって前端に固定されたフランジ 61 と継ぎ手を介してプロペラシャフト 21 に連結されている。ドライブピニオンシャフト 53 とデフキャリア 47 との間にはシール 62 が配置され、オイル漏れを防止している。

【0048】リングギア 51 はボルト 63 によってリヤデフ 25 のアウターケース 65 に固定されている。

【0049】終減速ギア組 23 は伝達されたエンジン 1 の駆動力を減速しながら方向を変換してアウターケース 65（リヤデフ 25）に伝達する。

【0050】リヤデフ 25 は、アウターケース 65、インナーケース 67、ベベルギア式の差動機構 69、クラッチ機構 71（湿式多板クラッチを用いて構成されたカップリング）などから構成されている。

【0051】アウターケース 65 はスラストベアリング 73, 75 によってデフキャリア 47 に支承されており、インナーケース 67 はアウターケース 69 の内周で回転自在に支承されている。

【0052】差動機構 69 は、ピニオンシャフト 77 上に支承されたピニオンギヤ 79、左右からピニオンギヤ

79と噛み合った出力側のサイドギア81, 83から構成されている。

【0053】ピニオンシャフト77はインナーケース5の貫通孔85に係合し、スプリングピン87によって抜け止めされている。

【0054】各サイドギア37, 39には左右の後車軸27, 29がそれぞれスプライン連結されている。

【0055】クラッチ機構71は、アウターケース65、インナーケース67、メインクラッチ89（湿式の多板クラッチ）、ボールカム91、プレッシャープレート93、カムリング95、パイロットクラッチ97（湿式の多板クラッチ）、アーマチャ99、電磁石101、コントローラなどから構成されている。

【0056】メインクラッチ89は、アウターケース65とインナーケース67との間に配置されている。

【0057】ボールカム91は、プレッシャープレート93とカムリング95との間に配置されており、カムリング95は、回転自在に配置されている。

【0058】プレッシャープレート93は、内周をインナーケース67にスプライン連結されており、ボールカム91のスラスト力を受けてメインクラッチ89をインナーケース67に押し締結させる。

【0059】パイロットクラッチ97は、アウターケース65とカムリング95との間に配置されており、アーマチャ99は、プレッシャープレート93とパイロットクラッチ97との間に配置されている。

【0060】アウターケース65の左側壁であるロータ103は磁性材料で作られており、電磁石101のコア105は、ロータ103に形成されたリング状の凹部107に適度なエアギャップを介して貫入していると共に、両側シール型のボールベアリング109によってロータ103上に支承されている。また、コア103は支持部材111を介してデフキャリア47側に連結され、回り止めされている。

【0061】電磁石101のリード線113はグロメットを通してデフキャリア47の外部に引き出され、図外のコントローラに接続されている。

【0062】ロータ103とパイロットクラッチ97とアーマチャ99によって電磁石101の磁路が構成されている。

【0063】コントローラは、電磁石101の励磁、励磁電流の制御、励磁停止などを行う。

【0064】電磁石101が励磁されると、上記の磁路に磁束ループ115が形成されてアーマチャ99が吸引され、ロータ103との間でパイロットクラッチ97を押圧して締結させ、パイロットトルクを発生させる。

【0065】パイロットトルクが発生すると、パイロットクラッチ97を介してアウターケース65に連結されたカムリング95と、インナーケース67側のプレッシャープレート93からボールカム91に伝達トルクが掛

かり、発生したカムスラスト力を受けてプレッシャープレート93が右方に移動し、メインクラッチ89を押圧して締結させる。

【0066】こうしてクラッチ機構71が連結されると、エンジン1の駆動力はアウターケース65からインナーケース67（差動機構69）に伝達され、ピニオンシャフト77、ピニオンギア79、サイドギア81, 83から左右の後輪31, 33側に配分され、車両は4輪駆動状態になる。

【0067】このとき、電磁石101の励磁電流を制御すると、パイロットクラッチ97の滑りに変化が生じてボールカム91のカムスラスト力が変わり、メインクラッチ89の押圧力が変化して後輪31, 33に送られる駆動力の大きさが変わるから、前後輪間の駆動力配分比を制御することができる。

【0068】例えば、旋回走行中にこのような駆動力配分比の制御を行うと、車両の操縦性や安定性などを大きく向上させることができる。

【0069】また、電磁石101の励磁電流制御によって、クラッチ機構71（メインクラッチ89）の連結力を調整すれば、前後輪間の回転拘束力が変わり、車両の旋回性や回頭性を向上させることができる。

【0070】電磁石101の励磁を停止すると、パイロットクラッチ97が開放されてボールカム91のカムスラスト力が消失し、メインクラッチ89が開放されてクラッチ機構71の連結が解除され、インナーケース67から後輪31, 33までがフリー回転状態になり、車両は前輪駆動の2輪駆動状態になる。

【0071】このように、トランスファ5（2-4切替機構7）と終減速ギア組23とクラッチ機構71とリヤデフ25などによって第1実施形態の4輪駆動システムが構成されている。

【0072】コントローラは、2輪駆動状態から4輪駆動状態への切り換え時に2-4切替機構7とクラッチ機構71を同時に連結し、4輪駆動状態から2輪駆動状態への切り換え時に同時に連結を解除する。

【0073】エンジン1の駆動力は、トランスミッション3の出力ギア117からリングギア119を介してフロントデフ11のデフケース39に伝達され、フロントデフ11から前車軸13, 15を介して左右の前輪17, 19に配分される。

【0074】4輪駆動状態では、上記のように、2-4切替機構7とクラッチ機構71がそれぞれ連結され、エンジン1の駆動力は、デフケース39とトランスファ5（2-4切替機構7と方向変換ギア組9）とプロペラシャフト21から終減速ギア組23に伝達されて減速された後、クラッチ機構71を介してリヤデフ25に伝達され、さらに、ピニオンシャフト77とピニオンギア79からサイドギア81, 83に配分され、後車軸27, 29を介して左右の後輪31, 33に伝達される。

【0075】また、2輪駆動状態では、上記のように、2-4切替機構7とクラッチ機構71の連結がそれぞれ解除され、後輪側動力伝達系が切り離される。

【0076】このとき、2-4切替機構7の連結解除によって、2-4切替機構7からクラッチ機構71の入力側部材であるアウターケース65とメインクラッチ89及びパイロットクラッチ97の各アウタープレート121、123までの動力伝達系（特に、質量の大きいプロペラシャフト21）が回転を停止する。

【0077】さらに、クラッチ機構71の連結が解除されるから、後輪31、33の連れ回りによる差動機構69とインナーケース67とメインクラッチ89及びパイロットクラッチ97の各インナープレート125、127（クラッチ板）までの回転が、上記のアウタープレート121、123（クラッチ板）から遮断される。

【0078】こうして、2-4切替機構7からクラッチ機構71のアウタープレート121、123までの動力伝達系が回転を停止し、この動力伝達系各部の磨耗、振動、騒音などが低減されると共に、エンジン1の燃費が向上する。

【0079】デフキャリア47にはオイル溜りが形成されており、ドライブピニオンギア49とリングギア51との噛み合い部と、スラストベアリング55、57などを潤滑・冷却している。

【0080】また、図2のように、アウターケース65には開口129が形成されている。さらに、アウターケース65の左右のボス部131、133内周には螺旋状のオイル溝が形成されている。

【0081】オイル溜りのオイルは、これらの開口129とオイル溝からアウターケース65に流出入し、流入したオイルは、アウターケース65内周とインナーケース67外周との摺動部、メインクラッチ89とパイロットクラッチ97の各プレート121、125、123、127を潤滑・冷却すると共に、差動機構69の各ギア79、81、83の噛み合い部、ボールカム91などを潤滑・冷却する。

【0082】前述のように、クラッチ機構71を終減速ギア組23の後段に配置したことにより、従来例と異なると、後輪31、33の連れ回り回転は終減速ギア組23によって増速されることがない。

【0083】減速機構の減速比を (i) とすると、クラッチ機構71のように減速機構の後段にあるクラッチで発生するオイルのドラグトルク（エネルギーロス）は、従来例のように減速機構の前段にあるクラッチの $1/(i \times i)$ に減少する。

【0084】一般に、終減速ギア組23の減速比 (i) は3~4であり、減速比 (i) を3とすると、クラッチ機構71で発生するドラグトルクは従来例の $1/9$ に減少し、減速比 (i) を4とすると、ドラグトルクは $1/16$ に減少する。

【0085】その結果、後輪31、33の連れ回りがクラッチ機構71によってほぼ完全に遮断されるから、2輪駆動状態で後輪側動力伝達系の静止状態が損なわることがなくなり、後輪側動力伝達系の磨耗、振動、騒音の低減効果を高く保つと共に、エネルギーロスを低減することによって燃費の向上することができる。

【0086】また、パイロットクラッチ97で生じるドラグトルクは、2輪駆動状態に切り換えた後でも、後輪31、33の連れ回りトルクをボールカム91に伝達してカムスラスト力を発生させるから、メインクラッチ89（クラッチ機構71）に連結力が残留し、車両を完全な2輪駆動状態にすることができなくなるおそれがあるが、第1実施形態の4輪駆動システムでは、前述のように、パイロットクラッチ97で発生するドラグトルクも極めて小さくなるから、車両を完全な2輪駆動状態にすることが可能になり、後輪側動力伝達系の磨耗、振動、騒音の低減効果が高く保ち、燃費を向上することができる。とと共に、2輪駆動走行時に意図した旋回性、回頭性などを得ることができる。

【0087】こうして、第1実施形態の4輪駆動システムが構成されている。

【0088】この4輪駆動システムは、クラッチ機構71を終減速ギア組23の後段に配置したことにより、従来例と較べて、クラッチ機構71で発生するドラグトルクが著しく低減されるから、切り離し側である後輪の動力伝達系各部の磨耗、振動、騒音の低減効果を高く保つと共に、エネルギーロスを低減し燃費を向上することができる。

【0089】また、クラッチ機構71だけでドラグトルクを低減することができるこの4輪駆動システムは、ドラグトルクを小さくするためにカップリング521の他に噛み合いクラッチ535が必要であった従来例と較べて、構成が簡単になり、部品点数と重量とコストが低減される。

【0090】また、ドラグトルクが大幅に低減されたことによって、クラッチ機構71（メインクラッチ89とパイロットクラッチ97）の発熱もそれだけ少なくなるから、オイルは、劣化が低く抑えられて寿命が伸ばすことができる。

【0091】また、湿式多板クラッチであるメインクラッチ89とパイロットクラッチ97を用いて構成したクラッチ機構71は、シンクロ機構が不要であり、シンクロ機構の容量に対する配慮からも解放される。

【0092】また、クラッチ機構71をデフキャリア47内に配置してあるので、インナープレート125、127及びアウタープレート121、123の潤滑が容易で、耐久性を向上することができると共に、別途クラッチ機構71を設けたものに比べて装置全体の小型化が図れ、車載レイアウト性で有利とすることができる。

【0093】また、2-4切替機構7に用いた噛み合い

クラッチは、ドラグトルクが発生しないから、ドラグトルクの低減を目的とするこの 4 輪駆動システムには特に好適である。

【0094】[第 2 実施形態] 図 3 によって 4 輪駆動システム(本発明の第 2 実施形態)の説明をする。

【0095】第 2 実施形態の 4 輪駆動システムは請求項 1, 3 の特徴を備えており、図 3 はこの 4 輪駆動システムを用いた 4 輪駆動車を示している。また、以下の説明の中で、左右の方向はこの 4 輪駆動車(図 3)での左右の方向であり、符号を与えていない部材等は図示されていない。

【0096】以下、第 1 実施形態の 4 輪駆動システムと同機能の部材には同一の符号を与えて引用しながら、相違点を説明する。

【0097】第 2 実施形態の 4 輪駆動システムを用いた 4 輪駆動車は、エンジン 1、トランスミッション 3、トランスファ 5、トランスファ 5 の一部を構成する 2 - 4 切替機構 7 及び方向変換ギヤ組 9、フロントデフ 11、前車軸 13, 15、左右の前輪 17, 19、後輪側のプロペラシャフト 21、終減速ギヤ組 23、リヤデフ 201(デファレンシャル装置)、後車軸 27, 29、左右の後輪 31, 33、クラッチ機構 203(湿式多板クラッチを用いて構成されたカップリング)などから構成されている。

【0098】リヤデフ 201 は、デフケース 205、ベベルギヤ式の差動機構 69 から構成されている。

【0099】終減速ギヤ組 23 のリングギヤ 51 はデフケース 205 に固定されており、差動機構 69 のピニオンシャフト 77 はデフケース 205 に連結されている。

【0100】また、クラッチ機構 203 は、回転ケース 207、インナーシャフト 209、メインクラッチ 89、ボールカム 91、プレッシャープレート 93、カムリング 95、パイロットクラッチ 97、アーマチャ 99、電磁石 101、コントローラなどから構成されている。

【0101】クラッチ機構 203 は左の後車軸 27 を分断して配置されており、回転ケース 207 は右の後車軸 27 に連結され、インナーシャフト 209 は左の後車軸 27 に連結されている。

【0102】メインクラッチ 89 は、回転ケース 207 とインナーシャフト 209 との間に配置されている。プレッシャープレート 93 は、内周をインナーシャフト 209 にスプライン連結されており、ボールカム 91 のスラスト力を受けてメインクラッチ 89 を回転ケース 207 に押圧し締結させる。

【0103】カムリング 95 は、インナーシャフト 209 の外周に相対回転自在に配置されている。パイロットクラッチ 97 は、回転ケース 207 とカムリング 95 との間に配置されている。

【0104】アーマチャ 99 は、プレッシャープレート

93 とパイロットクラッチ 97 との間に配置されている。

【0105】コントローラは、電磁石 101 の励磁と、励磁電流の制御、励磁停止を行う。

【0106】電磁石 101 が励磁されると、アーマチャ 99 が吸引されてパイロットクラッチ 97 が締結され、ボールカム 91 が作動してメインクラッチ 89 が締結され、クラッチ機構 203 が連結されて、後車軸 27, 27 の相対回転がロックされる。

10 【0107】このとき、電磁石 101 の励磁電流を制御すると、メインクラッチ 89 に生じる滑りだけ後車軸 27, 27 の相対回転が可能になる。

【0108】また、電磁石 101 の励磁を停止すると、パイロットクラッチ 97 が開放されてボールカム 91 のカムスラスト力が消失し、メインクラッチ 89 が開放されてクラッチ機構 203 の連結が解除され、後車軸 27, 27 の相対回転がフリーになる。

20 【0109】なお、トランスファ 5(2 - 4 切替機構 7)と終減速ギヤ組 23 とリヤデフ 201 とクラッチ機構 203 などによって第 2 実施形態の 4 輪駆動システムが構成されている。

【0110】コントローラは、2 輪駆動状態から 4 輪駆動状態への切り換え時に 2 - 4 切替機構 7 とクラッチ機構 203 を同時に連結し、4 輪駆動状態から 2 輪駆動状態への切り換え時に同時に連結を解除する。

【0111】エンジン 1 の駆動力は、トランスミッション 3 からフロントデフ 11 に伝達され、フロントデフ 11 から前車軸 13, 15 を介して左右の前輪 17, 19 に配分される。

30 【0112】4 輪駆動状態では、2 - 4 切替機構 7 とクラッチ機構 203 がそれぞれ連結され、エンジン 1 の駆動力は、トランスファ 5(2 - 4 切替機構 7 と方向変換ギヤ組 9)とプロペラシャフト 21 から終減速ギヤ組 23 に伝達されて減速された後、リヤデフ 201 に伝達され、リヤデフ 201 から後車軸 27 とクラッチ機構 203 と後車軸 27 とを介して左の後輪 31 に伝達され、後車軸 29 を介して右の後輪 33 に伝達される。

【0113】また、電磁石 101 の励磁電流制御によって後車軸 27, 27 を相対回転可能にすると、リヤデフ 201(差動機構 69)の差動回転に伴って、前後輪間の駆動力配分比を制御することができると共に、前後輪間の回転拘束力を変えることができる。

【0114】例えば、旋回走行中に前後輪間の駆動力配分比制御を行うと、車両の操縦性や安定性などを大きく向上させることができる。

【0115】また、前後輪間の回転拘束力を変えれば、車両の旋回性や回頭性を向上させることができる。

【0116】また、2 輪駆動状態では、上記のように、2 - 4 切替機構 7 とクラッチ機構 71 の連結がそれぞれ解除されるから、後輪側動力伝達系が切り離されて車両

50

は前輪駆動状態になる。

【0117】このとき、2-4切替機構7の連結解除によって、リヤデフ201のデフケース205までの後輪側動力伝達系の回転が停止する。

【0118】また、クラッチ機構203の連結解除によって左後輪31の連れ廻り回転がリヤデフ25から遮断されると共に、右後輪33の連れ廻り回転が差動機構69の差動回転によって吸収され、デフケース205の回転が停止する。

【0119】このようにクラッチ機構203の連結を解除すると、後輪31、33の連れ廻り回転がデフケース205から遮断され、後輪側動力伝達系に伝達されることが防止されるから、後輪側動力伝達系の静止状態を損なわない。

【0120】後輪側動力伝達系が静止状態に保たれるから、後輪側動力伝達系各部の磨耗、振動、騒音などの低減効果と、燃費の向上効果が高く保たれる。

【0121】こうして、第2実施形態の4輪駆動システムが構成されており、この4輪駆動システムは、第1実施形態の4輪駆動システムと同等の効果が得られる。

【0122】

【発明の効果】請求項1の4輪駆動システムは、2輪駆動状態で連結が解除されるカップリングを終減速機構の後段に配置したことにより、オイルの粘性に起因するドラグトルク（エネルギーロス）が、従来例と較べて著しく低減されるから、切り離し側車輪の動力伝達系各部の磨耗、振動、騒音の低減効果を高く保つと共に、エネルギーロスを低減し燃費を向上することができる。

【0123】また、カップリングを終減速機構の後段に配置しただけで、ドラグトルクを低減することができるから、従来例より構成が簡単になり、部品点数と重量とコストが低減される。

【0124】また、ドラグトルクが小さくなったことによって、カップリングの発熱も少なくなり、オイルの劣化が低く抑えられて、寿命を延ばすことができる。

【0125】また、湿式多板クラッチを用いて構成した

カップリングは、シンクロ機構が不要であり、シンクロ機構の容量に対する配慮からも解放される。

【0126】請求項2に記載の4輪駆動システムは、請求項1の構成と同等の効果をすることができる。

【0127】また、前記カップリングをデファレンシャル装置を支持するデフキャリア内に配置することができるので、湿式多板クラッチの潤滑が容易で、クラッチ板の耐久性を向上することができると共に、別途カップリングを設けたものに比べ装置全体の小型化が図れ、車載レイアウト性で有利とすることができる。

【0128】請求項3に記載の4輪駆動システムは、請求項1又は請求項2の構成と同等の効果をすることができるのに加え、2-4切替機構でドラグトルクを発生させない噛み合いクラッチは、ドラグトルクを低減することが目的の本発明に特に好適である。

【図面の簡単な説明】

【図1】第1実施形態のスケルトン機構図である。

【図2】第1実施形態の要部を示す断面図である。

【図3】第2実施形態のスケルトン機構図である。

【図4】従来例のスケルトン機構図である。

【符号の説明】

5 トランスファ

7 2-4切替機構（噛み合いクラッチ）

23 終減速ギア組（終減速機構）

25 リヤデフ（デファレンシャル装置）

31, 33 後輪（2輪駆動時に切り離される車輪）

65 アウターケース

67 インナーケース

69 差動機構

71 クラッチ機構（湿式多板クラッチを用いて構成されたカップリング）

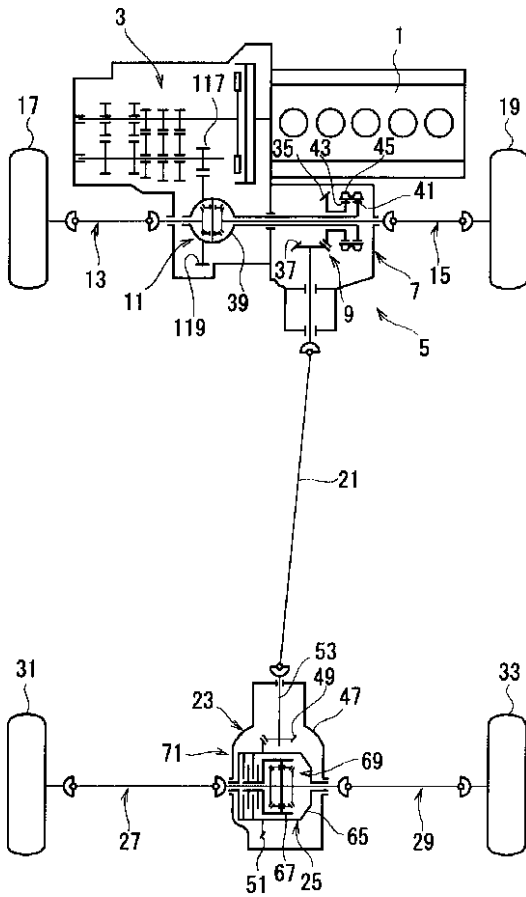
89 メインクラッチ（湿式多板クラッチ）

97 パイロットクラッチ（湿式多板クラッチ）

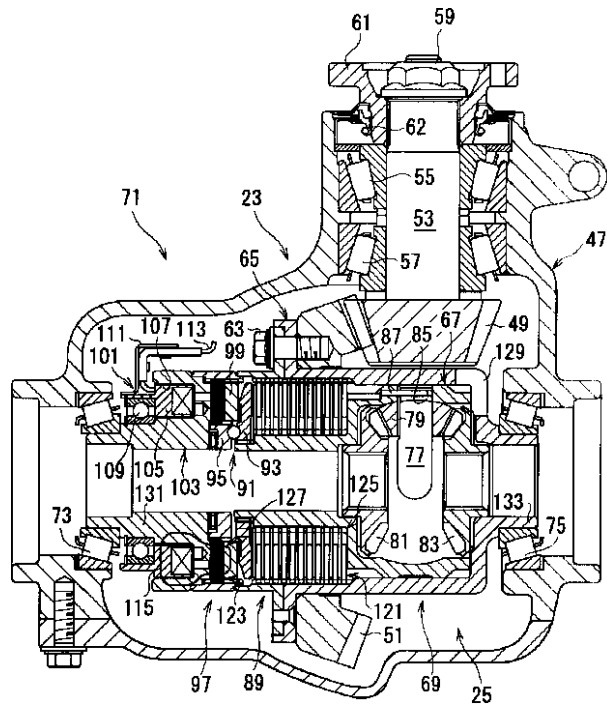
201 リヤデフ（デファレンシャル装置）

203 クラッチ機構（湿式多板クラッチを用いて構成されたカップリング）

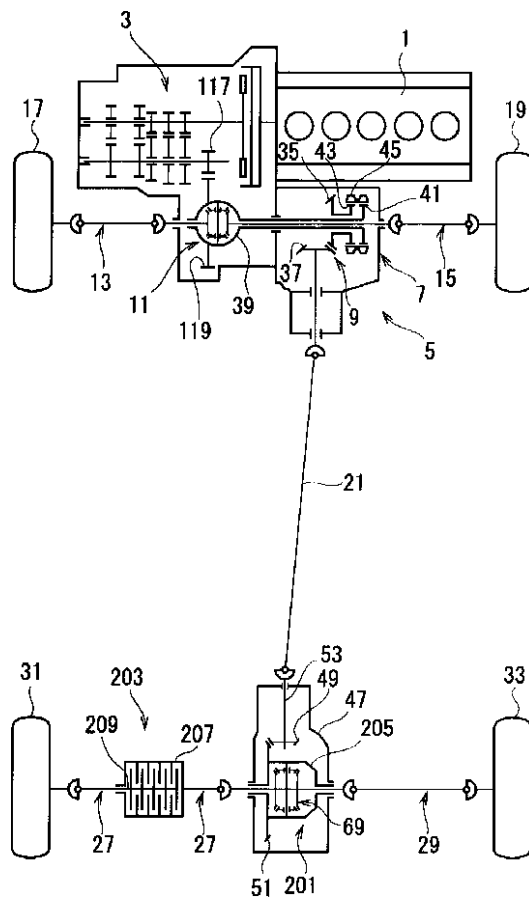
【図 1】



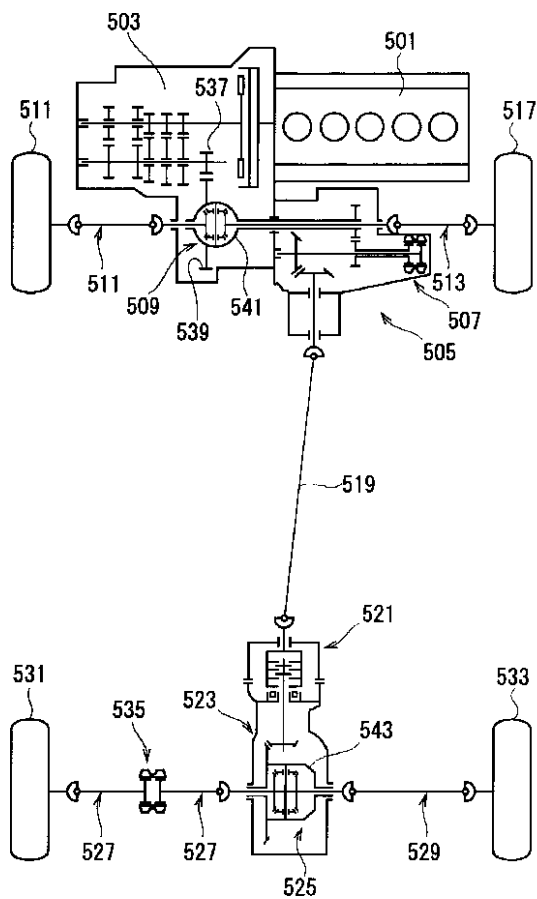
【図 2】



【図 3】



【図4】



フロントページの続き

F ターム(参考) 3D036 GA14 GA16 GA23 GB03 GB04
 GB05 GC03 GD08 GF05 GF10
 GH17 GH26 GJ17
 3D039 AA03 AA25
 3D043 AA08 AB17 EA03 EA18 EB07
 EB12