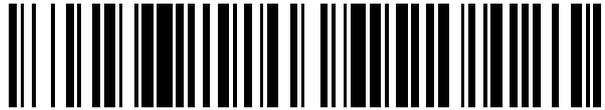


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 446 730**

51 Int. Cl.:

F16H 3/00 (2006.01)

B62K 25/28 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **27.03.2012 E 12161482 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **13.11.2013 EP 2505873**

54 Título: **Vehículo de tipo sillín y unidad de potencia de vehículo**

30 Prioridad:

31.03.2011 JP 2011077074
31.03.2011 JP 2011077249

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
10.03.2014

73 Titular/es:

HONDA MOTOR CO., LTD. (100.0%)
1-1, Minami-Aoyama 2-chome, Minato-ku
Tokyo 107-8556, JP

72 Inventor/es:

FUJIMOTO, YASUSHI;
MIZUNO, KINYA;
TSUKADA, YOSHIAKI;
OZEKI, TAKASHI;
NAKAMURA, KAZUHIKO y
NAKAGAWA, MITSUO

74 Agente/Representante:

PÉREZ BARQUÍN, Eliana

ES 2 446 730 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Vehículo de tipo sillín y unidad de potencia de vehículo

5 Antecedentes de la invención

La presente invención se refiere a un vehículo de tipo sillín que tiene montada en él una unidad de potencia que incluye una transmisión de tipo doble embrague que tiene árboles principales y embragues a lo largo de diferentes ejes.

10 El documento EP 2182247 A1 da a conocer un vehículo de tipo sillín con las características del preámbulo de la reivindicación 1.

15 Hasta el momento, se ha conocido una unidad de potencia de vehículo provista de una transmisión de tipo doble embrague en la que unos trenes de engranajes para una pluralidad de velocidades de engranaje establecidas selectivamente están provistos entre un par de árboles principales dispuestos en paralelo entre sí y un árbol de contramarcha que tiene un eje paralelo a los árboles principales, y en la que el par de árboles principales están provistos coaxialmente de respectivos embragues para permitir/interrumpir la transmisión de potencia desde un cigüeñal (véase, por ejemplo, la patente japonesa abierta a inspección nº 2008-303939). Esta configuración es ventajosa con respecto al caso en el que un par de embragues están dispuestos de manera coaxialmente solapante, porque se puede suprimir un aumento de la anchura en la dirección axial de la unidad de potencia.

25 Por su parte, la unidad de potencia de vehículo que tiene un par de árboles principales y un par de embragues en diferentes ejes como en la técnica relacionada tiene un problema porque, dado que el espacio para el trazado de cada uno de los árboles en él tiende a aumentarse en comparación con una unidad de potencia que tiene árboles principales y embragues de una manera coaxial, influye sobre el tamaño de la carrocería cuando se usa como unidad de potencia para un vehículo de tipo pequeño (vehículo de tipo sillín) tal como una motocicleta.

30 Además, en un vehículo de tipo sillín tal como una motocicleta, un brazo oscilante está montado por detrás de un cárter en una porción delantera de él a través de un árbol de pivote como para poder oscilar hacia arriba y hacia abajo, y una rueda trasera como rueda motriz está soportada de manera giratoria sobre una porción trasera de él. En este caso, una unidad de potencia que tiene dos árboles principales tiende a tener una distancia larga desde el cigüeñal hasta el árbol de pivote y, cuando uno de los árboles principales está dispuesto bastante arriba y el otro bastante abajo como para impedir que la distancia aumente, el grado de libertad para trazar las partes periféricas se reduce.

40 De acuerdo con ello, es un objeto de la presente invención, en un vehículo de tipo sillín que tiene montada en él una unidad de potencia que incluye una transmisión de tipo doble embrague que tiene un par de árboles principales y un par de embragues a lo largo de diferentes ejes, posibilitar un trazado compacto de ejes y elaborar reducciones de tamaño de la unidad y sus alrededores.

Sumario y objetos de la invención

45 De acuerdo con una realización de la presente invención, un vehículo de tipo sillín que incluye una unidad de potencia que tiene: un cigüeñal; árboles principales primero y segundo dispuestos en este orden desde el lado de cigüeñal; un único árbol de contramarcha aplicado a ambos árboles principales; un cárter sobre el que el cigüeñal, los árboles principales y el árbol de contramarcha están transportados de manera giratoria en paralelo entre sí; embragues primero y segundo dispuestos respectivamente en porciones de extremo de los árboles principales y que permiten/interrumpen individualmente la transmisión de potencia giratoria desde el cigüeñal hasta los árboles principales; y trenes de engranajes para una pluralidad de velocidades de engranaje que están provistos en los árboles principales y el árbol de contramarcha y se establecen selectivamente mediante el giro de un tambor de cambio de marchas paralelo a los árboles; cambiándose una posición de cambio de marchas mediante el cambio entre estados aplicado/desaplicado de los embragues, y transmitiéndose potencia desde una porción de extremo del árbol de contramarcha que sobresale desde el cárter hasta una rueda motriz, y un brazo oscilante que soporta la rueda motriz en una porción trasera de él, y un árbol de pivote que está dispuesto por detrás del cárter en paralelo con los árboles y mediante el cual el brazo oscilante está soportado por una porción delantera de él como para poder oscilar hacia arriba y hacia abajo.

60 Un centro axial del primer árbol principal está dispuesto por detrás de un centro axial del cigüeñal y por delante de un centro axial del árbol de contramarcha, y un centro axial del segundo árbol principal está dispuesto por detrás del centro axial del árbol de contramarcha y por delante de un centro axial del árbol de pivote.

65 A todo esto, el vehículo de tipo sillín incluye generalmente los vehículos en los que el conductor se sienta a horcajadas de una carrocería; de este modo, incluye no solamente vehículos de dos ruedas (incluyendo vehículos de tipo scooter) sino también vehículos de tres ruedas (incluyendo vehículos de dos ruedas delanteras y una rueda trasera así como vehículos de una rueda trasera y dos ruedas delanteras) y vehículos de cuatro ruedas.

- De acuerdo con una realización de la presente invención, el centro axial del primer árbol principal está dispuesto por debajo de los centros axiales del cigüeñal y el árbol de pivote, y el centro axial del segundo árbol principal está dispuesto por encima de los centros axiales del cigüeñal y el árbol de pivote.
- 5 De acuerdo con una realización de la presente invención, el centro axial del árbol de contramarcha está dispuesto por encima del centro axial del árbol de pivote.
- 10 De acuerdo con una realización de la presente invención, los árboles están dispuestos de tal modo que un árbol dispuesto en un lado más trasero está situado en una posición más alta.
- De acuerdo con una realización de la presente invención, al menos una parte de una porción trasera del cárter en el que está contenido el segundo embrague está dispuesta por encima del árbol de pivote.
- 15 De acuerdo con una realización de la presente invención, al menos una parte del segundo embrague está dispuesta por encima del árbol de pivote.
- De acuerdo con una realización de la presente invención, al menos una parte del diámetro exterior del segundo embrague está dispuesta por delante del centro axial del árbol de contramarcha.
- 20 De acuerdo con una realización de la presente invención, uno de los centros axiales de los árboles principales está dispuesto por encima de una línea que interconecta el centro axial del cigüeñal y el centro axial del árbol de pivote, mientras que el otro está dispuesto por debajo de la línea; y los embragues están dispuestos de tal modo que al menos ciertas partes de ellos se solapan entre sí en una relación superior-inferior.
- 25 De acuerdo con una realización de la presente invención, el tambor de cambio de marcha está dispuesto por encima del primer embrague y por delante del segundo embrague.
- 30 De acuerdo con una realización de la presente invención, el primer árbol principal está dispuesto más cerca del cigüeñal que el árbol de contramarcha, un número impar de engranajes de accionamiento de velocidades de los trenes de engranajes están dispuestos en el primer árbol principal, y un número par de engranajes de accionamiento de velocidades de los trenes de engranajes están dispuestos en el segundo árbol principal.
- 35 De acuerdo con una realización de la presente invención, la potencia giratoria del cigüeñal se introduce en el primer árbol principal a través de engranajes primarios y se introduce desde los engranajes primarios hasta el segundo árbol principal a través de un engranaje loco.
- 40 De acuerdo con una realización de la presente invención, el engranaje loco está soportado sobre el árbol de contramarcha situado entre los árboles principales.
- 45 De acuerdo con una realización de la presente invención, hay un generador soportado sobre un extremo del cigüeñal, y un recinto de generador que está provisto en el cárter y en el que está contenido el generador; y un primer engranaje de velocidades que es el de diámetro más pequeño de los engranajes de accionamiento de velocidades en número impar y el recinto de generador se solapan entre sí según se ven a lo largo de la dirección axial del cigüeñal.
- 50 De acuerdo con una realización de la presente invención, un quinto engranaje de velocidades que es el de diámetro más grande de los engranajes de accionamiento de velocidades en número impar y un cojinete de manivela se solapan entre sí según se ven a lo largo de la dirección axial del cigüeñal.
- 55 De acuerdo con una realización de la presente invención, un brazo de manivela del cigüeñal está provisto de un recorte (corte) para evitar al menos uno de los engranajes de accionamiento de velocidades en número impar.
- Los efectos de la invención incluyen lo siguiente:
- 60 De acuerdo con una realización de la presente invención, en la unidad de potencia que tiene un par de árboles principales y un par de engranajes, el tamaño de la altura del cárter se puede hacer pequeño distribuyendo o disponiendo los árboles principales y los embragues en los lados delantero y trasero. Esto garantiza que se puede asegurar fácilmente en el lado superior del cárter un espacio para el trazado de un sistema de admisión y similares, y que se puede suprimir la cantidad de proyección descendente del cárter.
- 65 De acuerdo con una realización de la presente invención, los árboles principales y los embragues se pueden distribuir (es decir, disponer) en los lados superior e inferior entre el cigüeñal y el árbol de pivote. Consiguientemente, la distancia desde el cigüeñal hasta el árbol de pivote se puede acortar, y la periferia de la unidad de potencia (y por consiguiente la carrocería de todo el vehículo) se puede formar para que sea compacta en la dirección de atrás hacia delante.

De acuerdo con una realización de la presente invención, incluso al extraer potencia desde el árbol de contramarcha hasta el exterior de la unidad de potencia, la parte motora y el árbol de pivote se pueden disponer fácilmente uno cerca de otro, y se puede asegurar fácilmente la cantidad de oscilación del brazo oscilante.

5 De acuerdo con una realización de la presente invención, el árbol de pivote se puede disponer fácilmente por detrás del cárter y a una altura comparable con la del cigüeñal.

10 De acuerdo con una realización de la presente invención, la longitud de atrás hacia delante del cárter se puede hacer pequeña disponiendo el segundo embrague bastante cerca del lado del árbol de contramarcha.

15 De acuerdo con una realización de la presente invención, la longitud de atrás hacia delante del espacio para contener los embragues, y por consiguiente del cárter, se puede acortar, y la distancia desde el cigüeñal hasta el árbol de pivote se puede acortar.

De acuerdo con una realización de la presente invención, los embragues y el tambor de cambio de marchas que están desplazados en la dirección vertical se pueden disponer de una manera compacta.

20 De acuerdo con una realización de la presente invención, los engranajes de accionamiento de velocidades en número impar son más pequeños que los engranajes de accionamiento de velocidades en número par en diámetro en conjunto. Por lo tanto, con los engranajes de accionamiento de velocidades en número impar dispuestos en el primer árbol principal cerca del cigüeñal, se vuelve fácil suprimir interferencias, particularmente entre el brazo de manivela del cigüeñal y los engranajes de accionamiento del primer árbol principal. Consiguientemente, es posible acortar la distancia entre el eje del cigüeñal y el eje del primer árbol principal y, por ello, conseguir una reducción del tamaño de la unidad en su conjunto.

25 De acuerdo con una realización de la presente invención, la potencia giratoria del cigüeñal se puede transmitir eficientemente al segundo árbol principal, que está situado más lejos del cigüeñal que el primer árbol principal, a través del engranaje loco soportado en el árbol de contramarcha situado entre los árboles principales.

30 De acuerdo con una realización de la presente invención, una configuración en la que el primer engranaje de velocidades de un diámetro comparativamente pequeño está opuesto al generador y el recinto de generador proporcionado con un diámetro comparativamente grande en un lado de extremo del cigüeñal garantiza que las interferencias entre el recinto de generador y los engranajes de accionamiento soportados en el primer árbol principal se pueden suprimir aunque se dispongan el primer árbol principal y el cigüeñal uno cerca del otro.

35 De acuerdo con una realización de la presente invención, una configuración en la que el quinto engranaje de velocidades de un diámetro comparativamente grande está opuesto al cojinete de manivela proporcionado con un diámetro comparativamente pequeño en la periferia del cigüeñal garantiza que las interferencias entre la periferia del cigüeñal y los engranajes de accionamiento soportados en el primer árbol principal se pueden suprimir aunque se dispongan el primer árbol principal y el cigüeñal uno cerca del otro.

40 De acuerdo con una realización de la presente invención, el primer árbol principal y el cigüeñal se pueden disponer lo más cerca posible uno de otro.

45 A partir de la descripción detallada dada aquí posteriormente se volverá evidente más alcance de aplicación de la presente invención. Sin embargo, se debe entender que la descripción detallada y los ejemplos específicos, aunque indican realizaciones preferidas de la invención, se dan a modo solamente de ilustración, puesto que diversos cambios y modificaciones dentro del espíritu y del alcance de la invención se volverán evidentes para los expertos en la técnica a partir de esta descripción detallada.

Breve descripción de los dibujos

50 La presente invención se entenderá más plenamente a partir de la descripción detallada dada aquí más adelante y los dibujos que se acompañan que se dan a modo solamente de ilustración, y de este modo no son limitativos de la presente invención, y en los que:

la figura 1 es una vista lateral derecha de una motocicleta de acuerdo con una realización de la presente invención;

60 la figura 2 es una vista lateral derecha de una unidad de potencia de la motocicleta;

la figura 3 es una vista en corte, tomada en paralelo a los ejes, de cigüeñales y la periferia de un primer árbol principal de la unidad de potencia;

65 la figura 4 es una vista en corte, tomada en paralelo a los ejes, de la periferia de un segundo árbol principal de la unidad de potencia;

la figura 5 es una vista lateral derecha de una parte que incluye un actuador de embrague de la unidad de potencia; y

5 la figura 6 es una vista en corte tomada a lo largo de la línea S6-S6 de la figura 5.

Descripción detallada de las realizaciones preferidas

10 Ahora, una realización de la presente invención se describirá a continuación haciendo referencia a los dibujos. A todo esto, las direcciones, tales como direcciones hacia delante, hacia atrás, hacia la izquierda (izquierda) y hacia la derecha en la siguiente descripción son las mismas que esas con referencia al vehículo descrito a continuación, a menos que se especifique lo contrario. Además, en partes apropiadas en los dibujos utilizados en la siguiente descripción, se muestran la flecha FR indicativa de la parte delantera del vehículo, la flecha LH indicativa de la parte izquierda del vehículo y la flecha UP indicativa de la parte superior del vehículo.

15 En una motocicleta (vehículo de tipo a horcajadas) 1 mostrada en la figura 1, una rueda delantera 2 se soporta de manera giratoria en una horquilla delantera 3, que está soportada de forma dirigible en una porción superior de la misma en un tubo colector 6 en una porción delantera de extremo de un bastidor 5 de carrocería a través de un vástago 4 de dirección. Un bastidor principal 7 se extiende oblicuamente hacia abajo y hacia atrás del tubo colector 6, y un bastidor 8 de pivote está conectado por una porción superior de extremo de él a una porción trasera de extremo del bastidor principal 7. Un brazo oscilante 9 está soportado de manera giratoria por una porción delantera de extremo de él en una porción verticalmente intermedia del bastidor 8 de pivote, de manera que pueda oscilar hacia arriba y hacia abajo, y una rueda trasera 11 se soporta de manera giratoria en una porción trasera de extremo del brazo oscilante 9. Una unidad amortiguadora 12 está interpuesta entre una porción delantera del brazo oscilante 9 y una porción trasera del bastidor 5 de carrocería. A todo esto, en el dibujo, el símbolo de referencia 27 denota un árbol de pivote como árbol oscilante del brazo oscilante 9, el símbolo de referencia 7a denota un bastidor inferior que se extiende oblicuamente hacia abajo y hacia atrás de un lado inferior de una porción delantera del bastidor principal 7, y el símbolo de referencia 7b denota una ménsula colgante unida a una parte de punta del bastidor descendente 7a.

30 En el bastidor 5 de carrocería, está montada una unidad 10 de potencia que es un motor de potencia de la motocicleta 1.

35 Haciendo referencia a la figura 2, así, la unidad 10 de potencia incluye integralmente un motor 13 de un solo cilindro refrigerado por aire (en lo sucesivo, denominado simplemente motor) que constituye una porción delantera de él y una transmisión 23 de tipo doble embrague (en lo sucesivo, denominada simplemente transmisión) proporcionada de manera continua en el lado trasero del motor 13.

40 El motor 13 tiene una configuración básica en la que un cilindro 15 en el cárter 14 se proporciona en una condición montada en la que está inclinado hacia el lado delantero con respecto a la dirección vertical. A todo esto, el símbolo de referencia C1 en el dibujo indica el eje del cilindro a lo largo de la dirección de montaje del cilindro 15. La unidad 10 de potencia se soporta fijamente en el bastidor 5 de carrocería mediante un método en el que las partes superior e inferior de una porción delantera de extremo del cárter 14 se montan respectivamente en el bastidor descendente 7a y una porción inferior de extremo de la ménsula colgante 7b, por perno de sujeción o similar, mientras que las partes superior e inferior de una porción trasera de extremo del cárter 14 se montan respectivamente en las porciones superior e inferior del bastidor 8 de pivote por fijación de perno o similar. A todo esto, en el dibujo, los símbolos de referencia M1 y M2 indican porciones delanteras de fijación del bastidor en las partes superior e inferior de la porción delantera de extremo del cárter 14, mientras que los símbolos de referencia M3 y M4 denotan porciones traseras de fijación del bastidor en las partes superior e inferior de la porción trasera de extremo del cárter 14.

50 El cilindro 15 tiene un cuerpo 16 de cilindro, una culata 17 de cilindro y una cubierta 17a de culata (véase la figura 5) en este orden desde el lado del cárter 14. Partes del sistema de admisión (no mostradas) están conectadas a una porción trasera (lado de admisión) de la culata 17 de cilindro, mientras que las piezas del sistema de escape (no mostradas) están conectadas a una parte delantera (lado de escape) de la culata 17 de cilindro.

55 Un pistón 18 con movimiento alternativo a lo largo del eje C1 del cilindro está montado en el cuerpo 16 de cilindro, y un movimiento alternativo del pistón 18 se convierte a través de una biela 19 en un movimiento de rotación de un cigüeñal 21.

60 Como se muestra en las figuras 2 y 3, el cigüeñal 21 incluye un par de brazos izquierdo y derecho 21b de manivela que soportan una muñequilla 21a de manivela, porciones izquierda y derecha 21c de apoyo giratorio que se proyectan a los lados exteriores izquierdo y derecho desde los brazos izquierdo y derecho 21b de manivela, y árboles izquierdo y derecho 21d de soporte que se extienden adicionalmente a los lados exteriores de las porciones izquierda y derecha 21c de apoyo giratorio. Un rotor de un alternador (no mostrado) está integralmente soportado de manera giratoria en el árbol izquierdo 21d de soporte. Un engranaje primario 22 de accionamiento para la

transmisión de potencia a la transmisión 23 está integralmente soportado de manera giratoria en el árbol derecho 21d de soporte.

5 A todo esto, en la figura 3, el símbolo de referencia C2 denota un eje central de rotación (eje del cigüeñal) a lo largo de la dirección izquierda-derecha en el cigüeñal 21 (las porciones izquierda y derecha 21c de apoyo giratorio); los símbolos de referencia 24 designan cojinetes radiales de bolas izquierdo y derecho mediante los cuales las porciones izquierda y derecha 21c de apoyo giratorio están transportados de manera giratoria en porciones laterales izquierda y derecha 14a de pared del cárter 14; el símbolo de referencia 25 denota un engranaje de accionamiento de bomba de aceite soportado entre el brazo izquierdo 21b y la porción izquierda 21c de apoyo giratorio de modo que pueda girar como un solo cuerpo con ellas; y el símbolo de referencia 26 denota un piñón de accionamiento de leva soportado entre la porción derecha 21c de apoyo giratorio y el engranaje primario 22 de accionamiento de modo que pueda girar como un solo cuerpo con ellos. El símbolo de referencia GR denota un recinto de generador formado en una porción lateral izquierda del cárter 21 de manera como para contener un generador G.

15 Además, en la figura 2, el símbolo de referencia 27 denota el árbol de pivote fijado a lo largo de la dirección izquierda-derecha para soportar una porción delantera de extremo del brazo oscilante 9; el símbolo de referencia C7 denota un eje central oscilante (eje de pivote) fijado a lo largo de la dirección izquierda-derecha en el árbol 27 de pivote; el símbolo de referencia 28 denota una bomba de aceite dispuesta debajo del cigüeñal 21 en el cárter 14; y el símbolo de referencia 29 denota un motor de arranque montado en el lado inferior de una porción delantera de extremo del cárter 14.

Haciendo referencia a la figura 2, la transmisión 23 proporcionada en una trayectoria de transmisión de potencia entre el motor 13 y la rueda motriz y un mecanismo 51 de cambio operativo para cambiar la posición de cambio de marcha en la transmisión 23 están contenidos en una porción trasera del cárter 14. La potencia de giro del cigüeñal 21 se emite a través de la transmisión 23 en el lado izquierdo de una porción trasera del cárter 14, antes de ser transmitida a la rueda trasera 11 a través de, por ejemplo, un mecanismo de transmisión de potencia de tipo cadena.

30 Haciendo referencia asimismo a las figuras 3 y 4, la transmisión 23 incluye: unos árboles principales primero y segundo 31 y 32 que se extienden a lo largo de la dirección izquierda-derecha en paralelo entre sí y en diferentes ejes; unos embragues primero y segundo 33 y 34 soportados respectivamente de manera coaxial en porciones derechas de extremo de los árboles principales 31 y 32; un único árbol 35 de contramarcha que se extiende a lo largo de la dirección izquierda-derecha en paralelo a los árboles principales 31 y 32 y en un eje diferente a los ejes de árbol principal; un primer grupo 36 de engranajes de transmisión proporcionado que varía está entre el primer árbol principal 31 y el árbol 35 de contramarcha; y un segundo grupo 37 de engranajes de transmisión proporcionado que varía está entre el segundo árbol principal 32 y el árbol 35 de contramarcha. El primer grupo 36 de engranajes de transmisión se compone de una pluralidad de trenes de engranajes (pares de engranajes) para velocidades de engranaje de número impar, mientras que el segundo grupo 37 de engranajes de transmisión se compone de una pluralidad de trenes de engranajes (pares de engranajes) para las velocidades de cambio de número par. A todo esto, los símbolos de referencia C3, C4 y C5 en los dibujos denotan centro de rotación de los ejes (un primer eje principal, un segundo eje principal y un eje de contramarcha) a lo largo de las direcciones de izquierda a derecha en los árboles principales 31 y 32 y el árbol 35 de contramarcha.

45 La transmisión 23 es capaz de transmitir potencia por el uso selectivo de uno de los trenes de engranajes. En un funcionamiento normal en el que la posición de cambio de marcha (velocidad de engranaje) es constante, uno de los engranajes 33 y 34 se pone en un estado aplicado mientras que el otro se pone en un estado desaplicado, y se realiza una transmisión de potencia usando ese de los trenes de engranajes que está conectado con el embrague que está en el estado aplicado. Un cambio de marcha de engranaje entre una velocidad de engranaje de número impar y una velocidad de engranaje de número par se lleva a cabo por un método en el que se produce una condición que permite la transmisión de potencia mediante el uso de un tren de engranajes pre-seleccionado de los trenes de engranajes en conexión con el embrague desaplicado, y, a partir de esta condición, el embrague aplicado se pone en un estado desaplicado, mientras que el embrague desaplicado se pone en un estado aplicado (los estados aplicado/desaplicado de los embragues 33 y 34 se intercambian).

55 Haciendo referencia a las figuras 3 y 4, los embragues 33 y 34 son embragues de múltiples discos de tipo húmedo que tienen cada uno una pluralidad de placas 41 de embrague dispuestas apiladamente de manera alternativa en la dirección axial, y están contenidos en el interior de una porción lateral derecha (cámara 14c de embrague) del cárter 14. A todo esto, el símbolo de referencia 14b en los dibujos denota una tapa de embrague que cubre la cámara 14c de embrague.

60 Los embragues 33 y 34 son de un sistema mecánico en el que las placas 41 de embrague se ponen en aplicación de rozamiento bajo presiones suministrados respectivamente a partir de los actuadores individuales 57 y 58 de embrague (véanse las figuras 5 y 6). A todo esto, por conveniencia de dibujo, los actuadores 57 y 58 de embrague se omiten en las figuras 3 y 4.

65 Los embragues 33 y 34 están dispuestos de tal manera que no se superpongan entre sí en la vista lateral, con lo que se suprime un aumento en la anchura izquierda-derecha de la unidad 10 de potencia (véase la figura 2). Los

ES 2 446 730 T3

embragues 33 y 34 están trazados de modo que se eviten las porciones 21c de apoyo giratorio del cigüeñal 21 y el árbol 27 de pivote en vista lateral. Los embragues 33 y 34 están dispuestos en posiciones tan altas como sea posible con el propósito de evitar que se remueva el aceite de motor.

5 El segundo embrague 34 situado en una porción trasera del cárter 14 está trazado de una manera tal que el árbol 27 de pivote puede estar dispuesto en el lado trasero inferior del segundo embrague 34, y, con el fin de hacer más pequeña la longitud de atrás hacia delante de la unidad en su conjunto, el segundo embrague 34 está desplazado en gran medida hacia arriba desde el árbol 35 de contramarcha, y una porción delantera de extremo del segundo embrague 34 está situada hacia delante del eje C5 del árbol 35 de contramarcha. Esa parte de la porción trasera del
10 cárter 14 que contiene el segundo embrague 34 se proyecta hacia el lado superior del árbol 27 de pivote, junto con el segundo embrague 34.

Una porción trasera del primer embrague 33 y una porción delantera del segundo embrague 34 se solapan entre sí sobre la base de una posición direccional de atrás hacia delante, y una porción superior del primer embrague 33 y
15 una porción inferior del segundo embrague 34 se solapan entre sí sobre la base de una posición vertical.

Además, una porción trasera del segundo embrague 34 y una porción delantera del árbol 27 de pivote se solapan entre sí sobre la base de una posición direccional de atrás hacia delante, y una porción inferior del segundo embrague 34 y una porción superior del árbol 27 de pivote se solapan entre sí sobre la base de una posición vertical.
20

La transmisión 23 es de un tipo normalmente engranada en la que un engranaje de accionamiento y un engranaje accionado, pertenecientes a una de las velocidades de engranaje, están normalmente engranados uno con el otro. Los engranajes se clasifican en gran parte en engranajes libres que cada uno puede ser girado con relación al árbol para el soporte de los mismos y los engranajes deslizantes que están cada uno fijado por moleteado en el árbol para el soporte de los mismos. De los engranajes, el engranaje deslizante se mueve en la dirección axial por una
25 operación del mecanismo 51 de cambio, lo que resulta en un cambio de engranaje para la transmisión de potencia mediante el uso de un tren de engranajes de acuerdo con una de las velocidades del cambio.

Haciendo referencia a la figura 2, el primer árbol principal 31 tiene un trazado tal que su eje C3 está situado hacia atrás y ligeramente por debajo del eje C2 de manivela. Más en detalle, el primer eje principal C3 tiene un trazado tal que está por debajo de una línea recta BL de referencia, sustancialmente horizontal, que interconecta el eje C2 de cigüeñal y el eje C7 de pivote y que está cerca de la línea recta BL de referencia hasta tal punto que una porción superior del primer árbol principal 31 corta la recta BL de referencia, en vista lateral.
30

El segundo árbol principal 32 tiene un trazado tal que su eje C4 se encuentra en un lado superior trasero de manera oblicua del primer eje principal C3 y situado en un lado superior delantero de manera oblicua del eje C7 de pivote. Más específicamente, el segundo eje principal C4 se encuentra a una altura tal que está por encima de la recta BL de referencia y un contorno visible del segundo embrague 34 está separado de la línea recta BL de referencia, en vista lateral.
35

El árbol 35 de contramarcha tiene un trazado tal que su eje C5 se encuentra por detrás de y ligeramente por encima del primer eje principal C3. Más en detalle, el eje C5 de contramarcha tiene un trazado tal que está por encima de la recta BL de referencia y que está cerca de la línea recta BL de referencia hasta tal punto que una parte inferior del árbol 35 de contramarcha interseca la línea recta BL de referencia, en vista lateral.
40

El eje C5 de contramarcha tiene un trazado tal que se encuentra más abajo que y en una dirección ortogonal a una línea oblicua SL ascendente hacia atrás que interconecta los ejes principales C3 y C4, en la vista lateral. Los ejes 31, 32 y 35 están dispuestos en orden del primer árbol principal 31, el árbol 35 de contramarcha y el segundo árbol principal 32 en una dirección hacia atrás desde el cigüeñal 21, de tal manera que un eje espaciado más hacia atrás desde el cigüeñal 21 está situado en una posición más alta. A todo esto, el símbolo de referencia VSL en el dibujo indica una línea ortogonal oblicua que está pasando el eje C5 de contramarcha y es ortogonal a la línea oblicua SL. La línea ortogonal oblicua VSL corresponde a la bisectriz perpendicular de la línea inclinada SL.
45

De este modo, el segundo árbol principal 32 y el segundo embrague 34 dispuesto en la parte trasera del cárter 14 aún separados hacia atrás desde el cigüeñal 21 están dispuestos en posiciones relativamente altas, con lo que se hace posible disponer el árbol 27 de pivote en una posición vertical comparable a la del cigüeñal 21 y en un lado inferior trasero del cárter 14. También se hace posible disponer el árbol 27 de pivote en una posición lo más cerca posible del lado delantero (el lado del cigüeñal 21) (en otras palabras, para acortar la distancia entre el eje del árbol 27 de pivote y el eje del cigüeñal 21).
50

Aquí, en relación a una segunda línea oblicua trasera SL2 descendente hacia atrás que interconecta el eje C7 de pivote y el eje C5 de contramarcha, en vista lateral, el primer eje principal C3 se traza en el lado inferior, y el segundo eje principal C4 en el lado superior. Del mismo modo, en relación con una tercera línea oblicua trasera SL3 ascendente hacia atrás que interconecta el eje C2 de cigüeñal y el eje C5 de contramarcha, en vista lateral, el primer eje principal C3 está dispuesto en el lado inferior, y el segundo eje principal C4 en la parte superior.
55
60
65

Sobre el primer árbol principal 31 y por delante del segundo árbol principal 32, se traza un tambor 52 de cambio de marcha del mecanismo 51 de cambio.

5 El mecanismo 51 de cambio incluye el tambor cilíndrico hueco 52 de cambio de marcha paralelo a los ejes 31, 32 y 35, y cuatro horquillas 53a a 53d de cambio de marcha que se acoplan respectivamente con cuatro ranuras guía (no mostradas) formadas en la periferia exterior de tambor 52 de cambio de marcha. Por la rotación del tambor 52 de cambio de marcha, las horquillas 53a a 53d de cambio de marcha se mueven de forma individual en la dirección axial de acuerdo con los patrones de las ranuras guía, moviendo de este modo de forma individual unos desplazadores 40a a 40d (descritos más adelante) de la transmisión 23 en la dirección axial. Esto da lugar a que los engranajes que se utilizarán para la transmisión de potencia entre uno de los árboles principales 31 y 32 y el árbol 10 35 de contramarcha en la transmisión 23 se seleccionan apropiadamente (se establecen como elementos de transmisión de potencia).

15 A todo esto, el símbolo de referencia C6 en el dibujo denota el eje central de rotación (eje del tambor) a lo largo de la dirección izquierda-derecha del tambor 52 de cambio de marcha. El eje C6 de tambor tiene un trazado tal como para estar situado en el lado superior de, en una dirección ortogonal a, la línea inclinada SL, en vista lateral. El eje C6 de tambor, junto con el eje C5 de contramarcha, está situado en la línea oblicua ortogonal VSL en vista lateral. El eje C6 de tambor está separado de la línea inclinada SL más que el eje C5 de contramarcha. Las horquillas 53a a 53d de cambio de marcha se proporcionan más o menos en la línea de simetría con respecto a la línea ortogonal oblicua 20 VSL, en vista lateral.

Haciendo referencia a la figura 3, una porción izquierda de extremo del primer árbol principal 31 se soporta de manera giratoria en la porción lateral izquierda 14a de pared del cárter 14 a través de un cojinete radial izquierdo 25 55a de agujas, y una porción derecha de extremo del primer árbol principal 31 se soporta de manera giratoria en la porción lateral derecha 14a de pared del cárter 14 a través de un cojinete radial derecho 55b de bolas. En esa parte de extensión del primer árbol principal 31 que se extiende hacia el lado derecho del cojinete radial derecho 55b de agujas, el primer embrague 33 está soportado coaxialmente.

30 Haciendo referencia a la figura 4, una porción izquierda de extremo del segundo árbol principal 32 se soporta de manera giratoria en la porción lateral izquierda 14a de pared del cárter 14 a través de un cojinete radial izquierdo 56a de agujas, y una porción derecha de extremo del segundo árbol principal 32 se soporta de manera giratoria en la porción lateral derecha 14a de pared del cárter 14 a través de un cojinete radial derecho 56b de bolas. En esa parte de extensión del segundo árbol principal 32 que se extiende hacia el lado derecho del cojinete radial derecho 55b de bolas, el segundo embrague 34 está soportado coaxialmente.

35 Haciendo referencia a la figura 3, el primer embrague 33 incluye: un exterior 42 de embrague que tiene una forma cilíndrica hueca de fondo, coaxial con el primer árbol principal 31, y está soportado de forma relativamente rotativa en el primer árbol principal 31 de manera que transmiten normalmente potencia de rotación entre sí y el cigüeñal 21; un interior 43 de embrague que también tiene una forma cilíndrica hueca con fondo similar al exterior 42 de embrague, está dispuesto coaxialmente en el lado de la periferia interior del exterior 42 de embrague y está integralmente soportado de manera giratoria en el primer árbol principal 31; la pluralidad de placas 41 de embrague apiladas en la dirección axial entre las paredes cilíndricas de la exterior 42 del embrague y el interior 43 de embrague; y una unidad 44 de presión que está dispuesta coaxialmente en el lado abierto del interior 43 de embrague y presiona las placas 41 de embrague apiladas (en lo sucesivo, a veces denominado grupo 41 de placas 45 de embrague) hacia la izquierda.

Hacia el lado izquierdo de una pared inferior del exterior 42 de embrague, un engranaje 45 de transmisión de potencia de gran diámetro (engranaje primario accionado) más grande que la pared inferior en diámetro está montado a través de un amortiguador 45a. El engranaje 45 de transmisión de potencia de gran diámetro va a ser engranado con el engranaje primario 22 de accionamiento dispuesto en una porción derecha de extremo del cigüeñal 21. A la izquierda en el lado de la periferia interior del engranaje 45 de transmisión de potencia de gran diámetro, un engranaje 46 de transmisión de potencia de pequeño diámetro que tiene un diámetro relativamente pequeño está formado integralmente. El engranaje 46 de transmisión de potencia de pequeño diámetro va a ser engranado con un engranaje loco 47 que se soporta de manera giratoria en una porción derecha de extremo del árbol 35 de contramarcha. El engranaje loco 47 se engrana también con un engranaje 45 de transmisión de potencia de gran diámetro del segundo embrague 34 que se describirá más adelante.

60 Por el lado interior de la periferia de la pared cilíndrica hueca del exterior 42 de embrague, aquellas de los placas 41 de embrague (discos 41a de embrague) que se soportan en el exterior 42 de embrague están soportadas de forma integralmente rotativa y axialmente móvil. En el lado exterior de la periferia de la pared cilíndrica hueca del interior 43 de embrague, aquellas placas 41 de embrague (placas 41b de embrague) que están soportadas por el interior 43 de embrague están soportadas de manera integralmente giratoria y axialmente móvil. Con la periferia exterior de la pared inferior del interior 43 de embrague, está formada integralmente una brida izquierda 43a de presión. La brida izquierda 43a de presión es adyacente a la izquierda de una superficie lateral izquierda del grupo 41 de placas de 65 embrague.

- Por otro lado, una brida derecha 44a de presión de la unidad 44 de presión es adyacente a la derecha de una superficie lateral derecha del grupo 41 de placas de embrague, y la brida derecha 44a de presión se mueve hacia la izquierda por la operación de los actuadores 57 y 58 de embrague que se describirá más adelante. En consecuencia, el grupo 41 de placas de embrague se sujeta a presión entre las bridas izquierda y derecha 43a y 44a de presión con el fin de ser puesto integralmente en aplicación por rozamiento, lo que resulta en un estado de aplicación del embrague en el que la transmisión de par es posible entre el exterior 42 de embrague y el interior 43 de embrague. Por otro lado, cuando la brida derecha 44a de presión se mueve hacia la derecha, el aplicación por rozamiento se libera, lo que resulta en un estado de desaplicación de embrague en el que la transmisión de par es imposible.
- La unidad 44 de presión incluye: la brida derecha 44a de presión giratoria como un cuerpo con el interior 43 de embrague, un anillo 44b de presión que está dispuesto en la periferia interior de una porción derecha de extremo de la brida derecha 44a de presión y es capaz de presionar la brida derecha 44a de presión hacia la izquierda a través de un muelle 48 de embrague, y una tapa 44c de presión que está aplicada de manera relativamente giratoria a la periferia interna del anillo 44b de presión a través de un cojinete radial 44d de bolas y es capaz de presionar el anillo 44b de presión hacia la izquierda.
- Un árbol 59a de giro (árbol de levas) de cada uno de los actuadores 57 y 58 de embrague descritos más adelante está dispuesto en el lado derecho de la tapa 44c de presión. Cuando el árbol 59a de giro presiona la tapa 44c de presión, el anillo 44b de presión y la brida derecha 44a de presión hacia la izquierda, el grupo 41 de placas de embrague se pone en aplicación por rozamiento. Por otro lado, cuando se libera la presión descrita, y la brida derecha 44a de presión se mueve hacia la derecha por la acción de un muelle 49 de retorno dispuesto entre la brida derecha 44a de presión y el interior 43 de embrague, se libera la aplicación por rozamiento.
- A todo esto, el segundo embrague 34 está configurado de la misma manera que el primer embrague 33 (véase la figura 4.), Por lo tanto, las mismas partes que las partes del primer embrague 33 descrito anteriormente se designan con los mismos símbolos de referencia como se usan anteriormente, y se omitirán descripciones detalladas de las mismas.
- Haciendo referencia a las figuras 2 a 4, la potencia de rotación se introduce desde el engranaje primario 22 de accionamiento (el cigüeñal 21) al engranaje 45 de transmisión de potencia de gran diámetro del exterior 42 de embrague del primer embrague 33.
- Por otro lado, la potencia de giro del cigüeñal 21 se transmite al exterior 42 de embrague del segundo embrague 34 de forma secuencial a través del engranaje primario 22 de accionamiento, el engranaje 45 de transmisión de potencia de gran diámetro del primer embrague 33, el engranaje 46 de transmisión de potencia de pequeño diámetro del primer embrague 33, el engranaje loco 47, el engranaje 46 de transmisión de potencia de pequeño diámetro del segundo embrague 34, y el engranaje 45 de transmisión de potencia de gran diámetro del segundo embrague 34.
- Los grupos 36 y 37 de engranajes de transmisión constituyen posiciones de engranaje por un total de seis velocidades de engranaje.
- El primer grupo 36 de engranajes de transmisión constituye unos trenes 36a, 36c, 36e de engranajes de velocidad primera, tercera y quinta que corresponden a velocidades de engranaje de número impar (primera velocidad, tercera velocidad y quinta velocidad), y se proporciona que varía entre porciones laterales derechas del primer árbol principal 31 y el árbol 35 de contramarcha.
- Por otro lado, el segundo grupo 37 de engranajes de transmisión constituye unos trenes 37b, 37d, 37f de engranajes de velocidad segunda, cuarta y sexta que corresponden a las velocidades de engranaje de número par (segunda velocidad, cuarta velocidad y sexta velocidad), y se proporciona que varía entre partes laterales izquierda del segundo árbol principal 32 y el árbol 35 de contramarcha.
- Con uno de los trenes de engranajes de los grupos 36 y 37 de engranajes de transmisión establecido selectivamente, la potencia de rotación del cigüeñal 21 introducida en uno de los árboles principales 31 y 32 se transmite al árbol 35 de contramarcha después de haber sido reducida en velocidad con una relación predeterminada de engranaje de reducción.
- El tren 36a de engranajes de primera velocidad se compone de un engranaje 38a de accionamiento de primera velocidad que se proporciona de forma adyacente en el lado derecho de e integralmente soportado de manera giratoria en una porción izquierda de extremo (una porción izquierda 31a de apoyo giratorio transportada en el cárter 14) del primer árbol principal 31, y un engranaje 39a accionado de primera velocidad que se proporciona de forma adyacente en el lado derecho de y relativamente soportado de manera giratoria en una porción izquierda de extremo (una porción izquierda 35a de apoyo giratorio transportada en el cárter 14) del árbol 35 de contramarcha.
- Una porción derecha de extremo del primer árbol principal 31 forma una porción derecha 31b de apoyo giratorio soportado en el cárter 14, y se proyecta dentro de la cámara 14c de embrague en el lado derecho del cárter 14, y el

primer embrague 33 está unido a esta porción saliente.

Además, una porción izquierda de extremo (una porción izquierda 35a de apoyo giratorio) del árbol 35 de contramarcha sobresale a la parte exterior del cárter 14, y una parte de accionamiento (en el dibujo, el piñón de accionamiento) 35c del mecanismo de transmisión de potencia mencionado anteriormente está unido a esta porción saliente.

En el lado derecho del engranaje accionado 39a de primera velocidad, un primer desplazador 40a que puede girar como un cuerpo con el árbol 35 de contramarcha y axialmente móvil se proporciona de forma adyacente. Con el primer desplazador 40a movido en la dirección axial, está aplicado integralmente de manera giratoria con el engranaje 39a de accionamiento de primera velocidad, resultando en que la potencia de giro del cigüeñal 21 introducida en el primer árbol principal 31 se transmite al árbol 35 de contramarcha con una reducción de velocidad a través del tren 36a de engranajes de primera velocidad.

El tren 37b de engranajes de segunda velocidad se compone de un engranaje 38b de accionamiento de segunda velocidad que se proporciona de forma adyacente en el lado izquierdo de y formado, por ejemplo, integralmente con una porción derecha de extremo (una porción derecha 32b de apoyo giratorio transportada en el cárter 14) del segundo árbol principal 32, y un engranaje accionado 39b de segunda velocidad que se proporciona de forma adyacente en el lado izquierdo de y soportado relativamente de manera giratoria en una porción derecha de extremo (una porción derecha 35b de apoyo giratorio transportada en el cárter 14) del árbol 35 de contramarcha.

La porción derecha de extremo (la porción derecha 32b de apoyo giratorio) del segundo árbol principal 32 se proyecta dentro de la cámara 14c de embrague, y el segundo embrague 34 está unido a esta porción sobresaliente.

Además, la porción derecha de extremo (la porción derecha 35b de apoyo giratorio) del árbol 35 de contramarcha se proyecta en la cámara 14c de embrague, y el engranaje loco 47 está soportado relativamente de manera giratoria en esta porción sobresaliente.

Una porción izquierda de extremo del segundo árbol principal 32 forma una porción izquierda 32a de apoyo giratorio transportada en el cárter 14.

En el lado izquierdo del engranaje 39b de accionamiento de segunda velocidad, un segundo desplazador 40b que puede girar como un cuerpo con el árbol 35 de contramarcha y axialmente móvil se proporciona de forma adyacente. Con el segundo desplazador 40b movido en la dirección axial, está aplicado integralmente de manera giratoria con el engranaje 39b de accionamiento de segunda velocidad, resultando en que la potencia de giro del cigüeñal 21 introducida en el segundo árbol principal 32 se transmite al árbol 35 de contramarcha con una reducción de velocidad a través del tren 37b de engranajes de segunda velocidad.

El tren 36c de engranajes de tercera velocidad se compone de un engranaje 38c de accionamiento de tercera velocidad integralmente soportado de manera giratoria en el lado izquierdo de una porción intermedia direccionalmente de izquierda a derecha de esa parte (parte de soporte de engranaje) del primer árbol principal 31 que está entre las porciones izquierda y derecha 31a y 31b de apoyo giratorio, y un engranaje accionado 39c de tercera velocidad relativamente soportado de manera giratoria en el lado izquierdo de una porción intermedia direccionalmente de izquierda a derecha de esa parte (parte de soporte de engranaje) entre las porciones izquierda y derecha 35a y 35b de apoyo giratorio del árbol 35 de contramarcha.

El engranaje accionado 39c de tercera velocidad está formado integralmente en el lado derecho de la periferia exterior del tercer desplazador 40c que está soportado sobre el primer árbol principal 31 de una manera integralmente giratoria y axialmente móvil.

En el lado izquierdo del engranaje accionado 39c de tercera velocidad, se proporciona de forma adyacente el primer desplazador 40a. Con el primer desplazador 40a movido en la dirección axial, está aplicado integralmente de manera giratoria con el engranaje accionado 39c de tercera velocidad, resultando en que la potencia de giro del cigüeñal 21 introducida en el primer árbol principal 31 se transmite al árbol 35 de contramarcha con una reducción de velocidad a través del tren 36c de engranajes de tercera velocidad.

El engranaje 38c de accionamiento de tercera velocidad se proporciona en la misma posición dirección de izquierda a derecha como el brazo izquierdo 21b de manivela. El brazo izquierdo 21b de manivela está provisto, en una posición periférica más externa del mismo, de un "corte" de recorte (véase la figura 3) para evitar el engranaje 38c de accionamiento de tercera velocidad, mediante el cual el primer árbol principal 31 y el cigüeñal 21 se pueden disponer lo más cerca posible entre sí como sea posible.

El tren 37d de engranajes de cuarta velocidad se compone de un engranaje 38d de accionamiento de cuarta velocidad integralmente soportado de manera giratoria en el lado derecho de una parte intermedia direccionalmente de izquierda a derecha de la parte (parte de soporte de engranaje) entre las porciones izquierda y derecha 32a y 32b de apoyo giratorio del segundo árbol principal 32, y un engranaje accionado 39d de cuarta velocidad relativamente

ES 2 446 730 T3

soportado de manera giratoria en el lado derecho de una parte intermedia direccionalmente de izquierda a derecha de una parte de soporte de engranaje del árbol 35 de contramarcha.

5 El engranaje 38d de accionamiento de cuarta velocidad está formado integralmente en el lado izquierdo de la periferia exterior de un cuarto desplazador 40d que se soporta sobre el segundo árbol principal 32 de una manera integralmente giratoria y axialmente móvil.

10 En el lado derecho del engranaje 39d de accionamiento de cuarta velocidad, se proporciona de forma adyacente el segundo desplazador 40b. Con el segundo desplazador 40b movido en la dirección axial, está aplicado integralmente de manera giratoria con el engranaje accionado 39d de cuarta velocidad, resultando en que la potencia de giro del cigüeñal 21 introducida en el segundo árbol principal 32 se transmite al árbol 35 de contramarcha con una reducción de velocidad a través del tren 37d de engranajes de cuarta velocidad.

15 El tren 36e de engranajes de quinta velocidad se compone de un engranaje 38e de accionamiento de quinta velocidad soportado relativamente de manera giratoria sobre el primer árbol principal 31 de forma adyacente en el lado derecho del engranaje 38a de accionamiento de primera velocidad, y un engranaje 39e accionado de quinta velocidad integralmente soportado de manera giratoria en el árbol 35 de contramarcha de forma adyacente en el lado derecho del engranaje accionado 39a de primera velocidad.

20 El quinto engranaje accionado 39e está formado integralmente en el lado izquierdo de la periferia exterior del primer desplazador 40a.

25 En el lado derecho del engranaje 38e de accionamiento de quinta velocidad, se proporciona de forma adyacente un tercer desplazador 40c. Con el tercer desplazador 40c movido en la dirección axial, está aplicado integralmente de manera giratoria con el engranaje 38e de accionamiento de quinta velocidad, resultando en que la potencia de giro del cigüeñal 21 introducida en el primer árbol principal 31 se transmite al árbol 35 de contramarcha con una reducción de velocidad a través del tren 36e de engranajes de quinta velocidad.

30 El engranaje 38e de accionamiento de quinta velocidad es el más grande en diámetro de los engranajes del primer grupo 36 de engranajes de transmisión que se soporta sobre el primer árbol principal 31, y se encuentra en la misma posición direccional de izquierda a derecha que un cojinete izquierdo 24 de manivela. El lado de la periferia exterior del cojinete izquierdo 24 de manivela es más pequeño en diámetro que un recinto GR de generador en el lado izquierdo del mismo y el brazo 21b de manivela en el lado derecho de la misma, y el engranaje 38e de accionamiento de quinta velocidad comparativamente grande en diámetro está dispuesto en la lado de la periferia exterior del cojinete izquierdo 24 de manivela, por lo cual el árbol principal 31 y el cigüeñal 21 pueden estar dispuestos cerca uno del otro.

40 El tren 37f de engranajes de sexta velocidad se compone de un engranaje 38f de accionamiento de sexta velocidad soportado relativamente de manera giratoria en el segundo árbol principal 32 de forma adyacente en el lado izquierdo de la un engranaje 38b de accionamiento de segunda velocidad, y un engranaje accionado 39f de sexta velocidad soportado integralmente de manera giratoria en el árbol 35 de contramarcha de forma adyacente en el lado izquierdo del engranaje 39b de accionamiento de segunda velocidad.

45 El engranaje accionado 39f de sexta velocidad está formado integralmente en el lado derecho de la periferia exterior del segundo desplazador 40b.

50 En el lado izquierdo del engranaje 38f de accionamiento de sexta velocidad, se proporciona de forma adyacente un cuarto desplazador 40d. Con el cuarto desplazador 40d movido en la dirección axial, está aplicado integralmente de manera giratoria con el engranaje 38f de accionamiento de sexta velocidad, resultando en que la potencia de giro del cigüeñal 21 introducida en el segundo árbol principal 32 se transmite al árbol 35 de contramarcha con una reducción de velocidad a través del tren 37f de engranajes de sexta velocidad.

55 Los engranajes 38a a 38f de accionamiento decrecen en diámetro en orden desde la primera velocidad a la sexta velocidad, mientras que los engranajes accionados 39a a 39f aumentan en diámetro en orden desde la primera velocidad a la sexta velocidad.

60 En concreto, el engranaje 38b de accionamiento de segunda velocidad es menor que el engranaje 38a de accionamiento de primera velocidad en diámetro, el engranaje 38d de accionamiento de cuarta velocidad es menor que el engranaje 38c de accionamiento de tercera velocidad en diámetro, y el engranaje 38f de accionamiento de sexta velocidad es menor que el engranaje 38e de accionamiento de quinta velocidad en diámetro.

65 Además, el engranaje 39b de accionamiento de segunda velocidad es mayor que el engranaje accionado 39a de primera velocidad en diámetro, el engranaje accionado 39d de cuarta velocidad es mayor que el engranaje accionado 39c de tercera velocidad en diámetro, y el engranaje accionado 39f de sexta velocidad es más grande que el engranaje 39e accionado de quinta velocidad en diámetro.

Por lo tanto, se puede decir que los engranajes 38a, 38c y 38e de accionamiento de velocidad de número impar son más pequeños en diámetro que los engranajes 38b, 38d, y 38f de accionamiento de velocidad de número par en su conjunto.

5 Los engranajes 38a, 38c y 38e de accionamiento de velocidad de número impar anteriores están soportados en el primer árbol principal 31 cerca del cigüeñal 21. Esto asegura que el primer árbol principal 31, y por lo tanto la transmisión 23, está situado tan cerca del cigüeñal 21 como sea posible y se promete una compactación de la unidad 10 de potencia, en comparación con el caso en el que los engranajes 38b, 38d, y 38f de accionamiento de velocidad de número par están soportados en el primer árbol principal 31.

10 En el interior de una porción superior del cárter 14 (en el lado superior del primer árbol principal 31 y en el lado delantero del segundo árbol principal 32), el tambor 52 de cambio de marcha en el mecanismo 51 de cambio es transportado de manera giratoria. Porciones de extremo de base de las horquillas 53a a 53d de cambio de marcha primera a cuarta se aplican, respectivamente, a las ranuras guía antes mencionadas formadas en la periferia exterior del tambor 52 de cambio de marcha.

15 Cada una de las horquillas 53a a 53d de cambio de marcha se ensancha hacia el extremo de punta de las mismas, y porciones de extremo de punta de las horquillas 53a a 53d de cambio de marcha se aplican, respectivamente, a los desplazadores 40a a 40d. Las horquillas 53a a 53d de cambio de marcha y los desplazadores 40a a 40d se mueven en la dirección axial de acuerdo con el patrón de las ranuras guía por la rotación del tambor 52 de cambio de marcha, mediante lo cual se establece alternativamente uno de los trenes de engranajes.

20 Una ECU (no se muestra) como controlador de la transmisión 23 controla las operaciones de los embragues 33 y 34 y el tambor 52 de cambio de marcha, con base en la información suministrada por la detección de varios sensores, por lo que se cambia la posición de cambio de marcha de la transmisión 23.

25 En concreto, la transmisión 23 está configurada de modo que sólo uno de los embragues 33 y 34 se pone en un estado aplicado y uno de los trenes de engranajes de transmisión en conjunción con el embrague aplicado se utiliza para realizar la transmisión de potencia. Además, el siguiente tren de engranajes de transmisión que se creará se selecciona preliminarmente de entre los trenes de engranajes de transmisión en conjunción con el otro de los embragues 33 y 34. A partir de esta condición, la desaplicación del embrague y la aplicación del otro embrague se realizan simultáneamente, por lo que la transmisión de potencia se intercambia a la transmisión de potencia mediante el tren de engranajes de transmisión seleccionado preliminarmente, lo que resulta en un cambio de marcha hacia arriba o un cambio de marcha hacia abajo de la transmisión 23.

30 En la transmisión 23, los embragues 33 y 34 se mantienen cada uno en un estado de desaplicación cuando la motocicleta 1 se detiene después del arranque del motor. Además, como preparación para el arranque de la motocicleta 1, se realiza un cambio de una condición de punto muerto en la que no es posible la transmisión de potencia por cualquier tren de engranajes de transmisión a una condición de primera velocidad en la que se establece el engranaje de primera velocidad (engranajes de inicio; tren de engranajes 36a de primera velocidad). A partir de esta condición, un aumento en la velocidad de giro del motor, por ejemplo, hace que el primer embrague 33 se lleve a un estado aplicado a través de una aplicación parcial de embrague, por lo que la motocicleta 1 empieza a desplazarse.

35 Durante el desplazamiento de la motocicleta 1, la transmisión 23 mantiene en un estado aplicado sólo ese embrague que corresponde a la posición actual de cambio de marcha, y, sobre la base de la información de conducción del vehículo o similar, establece preliminarmente ese tren de engranajes de transmisión en relación con el otro embrague en un estado de desaplicación que corresponde a la siguiente posición de cambio de marcha.

40 En particular, cuando la posición actual de cambio de marcha es una velocidad de engranaje de número impar (o una velocidad de engranaje de número par), la siguiente posición de cambio de marcha será una velocidad de engranaje de número par (o una velocidad de engranaje de número impar); por lo tanto, se introduce potencia de giro del cigüeñal 21 en el primer árbol principal 31 (o el segundo árbol principal 32) a través del primer embrague 33 (o el segundo embrague 34) que está en un estado aplicado. En este caso, el segundo embrague 34 (o el primer embrague 33) está en un estado de desaplicación, de manera que no se introduce potencia de giro del cigüeñal 21 en el segundo árbol principal 32 (o el primer árbol principal 31).

45 A partir de entonces, cuando se juzga por la ECU que se acaba de alcanzar una sincronización del cambio de marcha, el primer embrague 33 (o el segundo embrague 34) que está en el estado aplicado se desaplica, mientras que el segundo embrague 34 (o el primer embrague 33) que está en el estado de desaplicación se aplica. Solamente mediante esta operación, la transmisión de potencia se cambia a la transmisión de potencia mediante el tren de engranajes de transmisión preliminarmente establecido que corresponde a la siguiente posición de cambio de marcha. En consecuencia, se puede lograr un cambio rápido y suave de marcha de engranaje, sin un retraso temporal de cambio de marcha o una interrupción de la transmisión de potencia.

50 Haciendo referencia a las figuras 5 y 6, unos mecanismos 59 de presión de los actuadores primero y segundo 57 y

58 de embrague operativos para aplicar individualmente presiones (fuerzas de aplicación) a los embragues 33 y 34 se proporcionan en una superficie exterior derecha del cárter 14. A todo esto, aunque la figura 6 muestra el primer actuador 57 de embrague correspondiente al primer embrague 33, el segundo actuador 58 de embrague correspondiente al segundo embrague 34 también está configurado de la misma manera.

5 Cada uno de los actuadores 57 y 58 de embrague incluye: el mecanismo 59 de presión que tiene el árbol 59a de giro dispuesto para ser ortogonal al eje principal C3 y a lo largo de la dirección vertical; un motor eléctrico 61 dispuesto en paralelo al árbol 59a de giro y operativo para aplicar potencia de rotación, y un mecanismo 62 de engranaje de reducción de velocidad que interconecta el árbol 59a de giro y el motor eléctrico 61. A todo esto, en los dibujos, el símbolo de referencia C8 denota un eje central de giro a lo largo de la dirección de extensión del árbol 59a de giro, y el símbolo de referencia C9 denota un eje central de accionamiento, paralelo al eje central C8 de giro, del motor eléctrico 61.

15 El árbol 59a de giro del mecanismo 59 de presión se soporta de manera giratoria dentro de una parte hueca cilíndrica 14d de contención de mecanismo formada como un cuerpo con la cubierta 14b de embrague. El árbol 59a de giro incluye un eje excéntrico 59b provisto en una parte de intersección del eje principal C3, y un rodillo excéntrico 59c coaxialmente soportado en el eje excéntrico 59b. El rodillo excéntrico 59c se soporta en su superficie periférica exterior en una superficie de extremo derecho de la tapa 44c de presión del primer embrague 33. Cuando el eje excéntrico 59b y el rodillo excéntrico 59c son desplazados hacia el lado derecho, el grupo 41 de placas de embrague no se somete a presión, de manera que se da un estado de desaplicación de embrague. Cuando el eje excéntrico 59b y el rodillo excéntrico 59c son desplazados hacia el lado izquierdo, el grupo 41 de placas de embrague se somete a presión, lo que resulta en un estado de aplicación de embrague.

25 El motor eléctrico 61 tiene un árbol 61b de accionamiento, cuya porción de punta se proyecta hacia abajo desde un cuerpo 61a de motor. La porción de punta del árbol 61b de accionamiento forma un engranaje 61c de piñón. El engranaje 61c de piñón está situado sustancialmente a la misma altura que un engranaje accionado 59d coaxialmente fijado a una porción superior de extremo del árbol 59a de giro.

30 El mecanismo 62 de engranaje de reducción de velocidad que interconecta el engranaje 61c de piñón y el engranaje accionado 59d tiene una estructura en la que tres árboles 62a a 62c de engranaje de reducción formados cada uno integralmente con grandes y pequeños engranajes de dientes rectos se soportan de manera giratoria dentro de una carcasa 62d. El mecanismo 62 de engranaje de reducción de velocidad y el motor eléctrico 61 se proporcionan como para sobresalir hacia el lado superior del cárter 14 en el lado trasero del cilindro 15. A todo esto, en los dibujos, el símbolo de referencia 63 denota un sensor de giro (sensor de aplicación/desaplicación de embrague) dispuesto coaxialmente en el lado superior del árbol 59a de giro, y el símbolo de referencia CL denota una línea de centro de dirección izquierda a derecha de la unidad 10 de potencia y la motocicleta 1.

40 Como se describió anteriormente, la motocicleta 1 según la presente invención tiene una unidad 10 de potencia que incluye: el cigüeñal 21; los árboles principales primero y segundo 31 y 32 dispuestos en este orden desde el lado del cigüeñal 21; el único eje secundario 35 aplicado a ambos árboles principales 31 y 32; el cárter 14 en el que el cigüeñal 21, los árboles principales 31 y 32 y el árbol 35 de contramarcha están transportados giratoriamente en paralelo entre sí; los embragues primero y segundo 33 y 34 dispuestos respectivamente en porciones de extremo de los árboles principales 31 y 32 y que permiten/interrumpen de forma individual la transmisión de potencia de rotación del cigüeñal 21 a los árboles principales 31 y 32; y los trenes 36a, 36c, 36e, 37b, 37d y 37f de engranajes para una pluralidad de velocidades de engranaje que se proporcionan entre los árboles principales 31 y 32 y el árbol 35 de contramarcha y se establecen selectivamente, cambiándose una posición de cambio de marcha al intercambiar los estados aplicado/desaplicado de los embragues 33 y 34.

50 La motocicleta tiene, además, el brazo oscilante 9 que soporta la rueda motriz (rueda trasera 11), y el árbol 27 de pivote que es paralelo a los ejes 31, 32 y 35 y por el cual el brazo oscilante 9 está soportado para que pueda oscilar hacia arriba y hacia abajo. El centro axial (primer eje principal C3) del primer árbol principal 31 está dispuesto hacia atrás del centro axial (eje C2 de manivela) del cigüeñal 21 y hacia delante del centro axial (eje C5 de contramarcha) del árbol 35 de contramarcha, y el centro axial (segundo eje principal C4) del segundo árbol principal 32 está dispuesto hacia atrás del centro axial (eje C5 de contramarcha) del árbol 35 de contramarcha y hacia delante del centro axial (eje C7 de pivote) del árbol 27 de pivote.

60 De acuerdo con esta configuración, en la unidad 10 de potencia que tiene el par de árboles principales 31 y 32 y el par de embragues 33 y 34, el tamaño de la altura del cárter 14 puede ser pequeña mediante la disposición de los árboles principales 31 y 32 y los embragues 33 y 34 en los lados delantero y trasero. En consecuencia, es fácil asegurar un espacio de diseño para un sistema de admisión y similares en el lado superior del cárter 14, y es posible suprimir la cantidad de proyección hacia abajo del cárter 14.

65 Además, el centro axial (primer eje principal C3) del primer árbol principal 31 puede estar dispuesto por debajo de los centros axiales (eje C2 de manivela, eje C7 de pivote) del cigüeñal 21 y el árbol 27 de pivote, y el centro axial (segundo eje principal C4) del segundo árbol principal 32 puede estar dispuesto por encima de los centros axiales (eje C2 de manivela, eje C7 de pivote) del cigüeñal 21 y el árbol 27 de pivote. Esta configuración asegura que los

árboles principales 31 y 32 y los embragues 33 y 34 pueden ser distribuidos (es decir, dispuestos) en los lados superior e inferior entre el cigüeñal 21 y el árbol 27 de pivote. Por consiguiente, la distancia desde el cigüeñal 21 al árbol 27 de pivote se puede acortar, y la periferia de la unidad 10 de potencia se puede formar para ser compacta en la dirección de atrás hacia delante.

5 Además, en la motocicleta 1, el centro axial (eje C5 de contramarcha) del árbol 35 de contramarcha puede estar dispuesto por encima del centro axial (eje C7 de pivote) del árbol 27 de pivote. Esta configuración asegura que, incluso al tomar potencia desde el árbol 35 de contramarcha a la parte exterior de la unidad, la parte de salida y el árbol 27 de pivote se pueden disponer fácilmente cerca uno del otro, y la cantidad de oscilación del brazo oscilante 9 puede ser fácilmente asegurada.

15 Como se describió anteriormente, la unidad 10 de potencia de vehículo según la presente invención incluye: el cigüeñal 21; los árboles principales primero y segundo 31 y 32 dispuestos en este orden desde el lado del cigüeñal 21; el único árbol 35 de contramarcha aplicado a ambos árboles principales 31 y 32; el cárter 14 en el que el cigüeñal 21, los árboles principales 31 y 32 y el árbol 35 de contramarcha están transportados giratoriamente en paralelo el uno al otro; los embragues primero y segundo 33 y 34 dispuestos respectivamente en porciones de extremo de los árboles principales 31 y 32 y que permiten/interrumpen de forma individual la transmisión de potencia de rotación del cigüeñal 21 a los árboles principales 31 y 32; y los trenes 36a, 36c, 36e, 37b, 37d y 37f de engranajes para una pluralidad de velocidades de engranaje que se proporcionan entre los árboles principales 31 y 20 32 y el árbol 35 de contramarcha y se establecen selectivamente, cambiándose una posición de cambio de marcha al intercambiar los estados aplicado/desaplicado de los embragues 33 y 34.

25 Unos engranajes 38a, 38c y 38e de accionamiento de velocidad de número impar de los trenes 36a, 36c, 36e, 37b, 37d y 37f de engranajes están dispuestos en el primer árbol principal 31, y unos engranajes 38b, 38d, y 38f de accionamiento de velocidad de número par de los trenes 36a, 36c, 36e, 37b, 37d y 37f de engranajes están dispuestos sobre el segundo árbol principal 32.

30 De acuerdo con esta configuración, los engranajes 38a, 38c y 38e de accionamiento de número impar más pequeños que los engranajes 38b, 38d, y 38f de accionamiento de velocidad de número par en diámetro en su conjunto están dispuestos en el primer árbol principal 31 cerca del cigüeñal 21. Esto hace que sea posible suprimir fácilmente la interferencia, en particular entre el brazo 21b de manivela del cigüeñal 21 y los engranajes de accionamiento sobre el primer árbol principal 31. En consecuencia, es posible acortar la distancia entre el eje del cigüeñal 21 y el primer árbol principal 31 y de ese modo reducir el tamaño de la unidad en su conjunto.

35 Además, la unidad 10 de potencia puede tener una configuración en la que la potencia de rotación del cigüeñal 21 se introduce en el primer árbol principal 31 y el primer embrague 33 a través de los engranajes principales (el engranaje primario 22 de accionamiento, y el engranaje 45 de transmisión de potencia de gran diámetro del primer embrague 33), y se introduce además de los engranajes primarios al segundo árbol principal 32 y el segundo embrague 34 a través del engranaje 46 de transmisión de potencia de pequeño diámetro del primer embrague 33, el engranaje loco 47 y el engranaje 46 de transmisión de potencia de pequeño diámetro del segundo embrague 34, y el engranaje loco 47 se soporta en el árbol 35 de contramarcha situado entre los árboles principales 31 y 32. Esto asegura que la potencia de giro del cigüeñal 21 se puede transmitir de manera eficiente al segundo árbol principal 40 32, que se encuentra más lejos del cigüeñal 21 que el primer árbol principal 31, a través del engranaje loco 47 soportado en el árbol 35 de contramarcha situado entre la principal ejes 31 y 32.

45 A todo esto, la presente invención no debe ser limitada a la realización descrita anteriormente. Por ejemplo, el motor de la unidad de potencia incluye no sólo el motor de un solo cilindro refrigerado por aire, sino también otros varios tipos de motores alternativos tales como motores refrigerados por agua, en paralelo o de tipo V o otros motores de varios cilindros, motores longitudinales en que un cigüeñal se establece en la dirección de atrás hacia delante del vehículo, etc.

50 Además, el vehículo de tipo sillín incluye generalmente los vehículos en los que el conductor está sentado a horcajadas en la carrocería del vehículo, por lo que incluye no sólo los vehículos de dos ruedas (incluyendo los vehículos tipo scooter), sino también los vehículos de tres ruedas (incluyendo vehículos de dos ruedas delanteras y una sola rueda trasera, así como vehículos de una sola ruedas delantera y dos ruedas traseras) y vehículos de cuatro ruedas.

60 Estando descrita así la invención, será obvio que la misma puede variarse de muchas maneras. Tales variaciones no deben considerarse como una desviación del espíritu y alcance de la invención, y todas estas modificaciones, como sería obvio para un experto en la técnica, están destinadas a estar incluidas dentro del alcance de las siguientes reivindicaciones.

REIVINDICACIONES

1. Un vehículo (1) de tipo sillín que comprende una unidad (10) de potencia, comprendiendo el vehículo de tipo sillín:
- 5 - un cigüeñal (21),
- árboles principales primero y segundo (31, 32),
- 10 - un único árbol (35) de contramarcha aplicado a ambos de dichos árboles principales (31, 32),
- un cárter (14) sobre el que dicho cigüeñal (21), dichos árboles principales (31, 32) y dicho árbol (35) de contramarcha están transportados de manera giratoria en paralelo entre sí,
- 15 - embragues primero y segundo (33, 34) dispuestos respectivamente en porciones de extremo de dichos árboles principales (31, 32) y que permiten/interrumpen individualmente la transmisión de potencia giratoria desde dicho cigüeñal (21) hasta dichos árboles principales (31, 32),
- trenes (36a, 36c, 36e, 37b, 37d, 37f) de engranajes para una pluralidad de velocidades de engranaje que están provistos en dichos árboles principales (31, 32) y dicho árbol (35) de contramarcha y se establecen selectivamente mediante el giro de un tambor (52) de cambio de marchas paralelo a dichos árboles (31, 32, 35), cambiándose una posición de cambio de marchas mediante el cambio entre estados aplicado/desaplicado de dichos embragues (33, 34), y transmitiéndose potencia desde una porción de extremo de dicho árbol (35) de contramarcha que sobresale desde dicho cárter (14) hasta una rueda motriz (11), y
- 20 - un brazo oscilante (9) que soporta dicha rueda motriz (11) en una porción trasera de él, y un árbol (27) de pivote que está dispuesto por detrás de dicho cárter (14) en paralelo con dichos árboles (31, 32, 35) y mediante el cual dicho brazo oscilante (9) está soportado por una porción delantera de él como para poder oscilar hacia arriba y hacia abajo;
- 25 - un árbol (27) de pivote que está dispuesto por detrás de dicho cárter (14) en paralelo con dichos árboles (31, 32, 35) y mediante el cual dicho brazo oscilante (9) está soportado por una porción delantera de él como para poder oscilar hacia arriba y hacia abajo;
- 30 caracterizado por los árboles principales primero y segundo dispuestos en este orden desde el lado de dicho cigüeñal (21) y en el que un centro axial (C3) de dicho primer árbol principal (31) está dispuesto por detrás de un centro axial (C2) de dicho cigüeñal (21) y por delante de un centro axial (C5) de dicho árbol (35) de contramarcha, y un centro axial (C4) de dicho segundo árbol principal (32) está dispuesto por detrás de dicho centro axial (C5) de dicho árbol (35) de contramarcha y por delante de un centro axial (C7) de dicho árbol (27) de pivote.
- 35
2. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con la reivindicación 1, en el que dicho centro axial (C3) de dicho primer árbol principal (31) está dispuesto por debajo de dichos centros axiales (C2, C7) de dicho cigüeñal (21) y dicho árbol (27) de pivote, y dicho centro axial (C4) de dicho segundo árbol principal (32) está dispuesto por encima de dichos centros axiales (C2, C7) de dicho cigüeñal (21) y dicho árbol (27) de pivote.
- 40
3. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con la reivindicación 1 ó 2, en el que dicho centro axial (C5) de dicho árbol (35) de contramarcha está dispuesto por encima de dicho centro axial (C7) de dicho árbol (27) de pivote.
- 45
4. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con cualquier reivindicación anterior, en el que dichos árboles (31, 32, 35) están dispuestos de tal modo que un árbol dispuesto en un lado más trasero está situado en una posición más alta.
5. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con cualquier reivindicación anterior, en el que al menos una parte de una porción trasera de dicho cárter (14) en el que está contenido dicho segundo embrague (34) está dispuesta por encima de dicho árbol (27) de pivote.
- 50
6. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con cualquier reivindicación anterior, en el que al menos una parte de dicho segundo embrague (34) está dispuesta por encima de dicho árbol (27) de pivote.
7. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con cualquier reivindicación anterior, en el que al menos una parte del diámetro exterior de dicho segundo embrague (34) está dispuesta por delante de dicho centro axial (C5) de dicho árbol (35) de contramarcha.
- 55
8. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con cualquier reivindicación anterior, en el que uno (C4) de dichos centros axiales (C3, C4) de dichos árboles principales (31, 32) está dispuesto por encima de una línea (BL) que interconecta dicho centro axial (C2) de dicho cigüeñal (21) y dicho centro axial (C7) de dicho árbol (27) de pivote, mientras que el otro (C3) está dispuesto por debajo de dicha línea (BL); y dichos embragues (33, 34) están dispuestos de tal modo que al menos ciertas partes de ellos se solapan entre sí en una relación superior-inferior.
- 60
9. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con cualquier reivindicación anterior, en el que dicho tambor (52) de cambio de marcha está dispuesto por encima de dicho primer embrague (33) y por delante de dicho segundo embrague (34).
- 65

- 5 10. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con cualquier reivindicación anterior, en el que el primer árbol principal (31) está dispuesto más cerca de dicho cigüeñal (21) que dicho árbol (35) de contramarcha; y un número impar de engranajes (38a, 38c, 38e) de accionamiento de velocidades de los trenes (36a, 36c, 36e, 37b, 37d, 37f) de engranajes están dispuestos en el primer árbol principal (31), y un número par de engranajes (38b, 38d, 38f) de accionamiento de velocidades de los trenes (36a, 36c, 36e, 37b, 37d, 37f) de engranajes están dispuestos en el segundo árbol principal (32).
- 10 11. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con cualquier reivindicación anterior, en el que la potencia giratoria de dicho cigüeñal (21) se introduce en el primer árbol principal (31) a través de engranajes primarios (22, 45) y se introduce desde los engranajes primarios (22, 45) hasta el segundo árbol principal (32) a través de un engranaje loco (47).
- 15 12. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con la reivindicación 11, en el que el engranaje loco (47) está soportado sobre dicho árbol (35) de contramarcha situado entre los árboles principales (31, 32).
- 20 13. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con cualquier reivindicación anterior, que comprende adicionalmente:
- un generador (G) soportado sobre un extremo del cigüeñal (21), y
 - un recinto (GR) de generador que está provisto en el cárter (14) y en el que está contenido el generador (G);
- 25 en el que un primer engranaje (38a) de velocidades que es el de diámetro más pequeño de los engranajes (38a, 38c, 38e) de accionamiento de velocidades en número impar y el recinto (GR) de generador se solapan entre sí según se ven a lo largo de la dirección axial del cigüeñal (21).
- 30 14. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con la reivindicación 10, en el que un quinto engranaje (38e) de velocidades que es el de diámetro más grande de los engranajes (38a, 38c, 38e) de accionamiento de velocidades en número impar y un cojinete (24) de manivela se solapan entre sí según se ven a lo largo de la dirección axial del cigüeñal (21).
15. El vehículo (1) de tipo sillín de acuerdo con la reivindicación 10, en el que un brazo (21b) de manivela del cigüeñal (21) está provisto de un recorte para evitar al menos uno (38c) de los engranajes (38a, 38c, 38e) de accionamiento de velocidades en número impar.

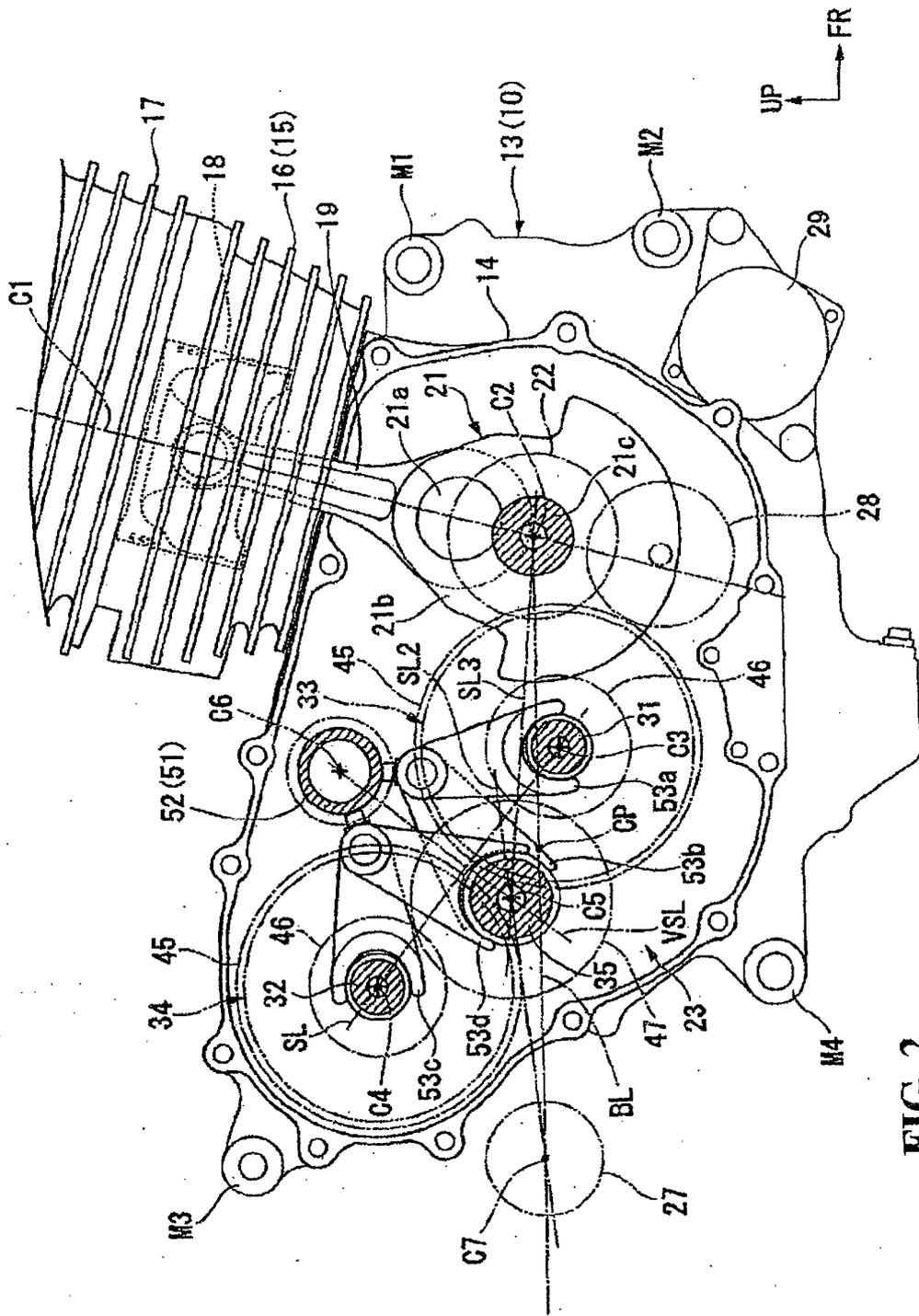


FIG. 2

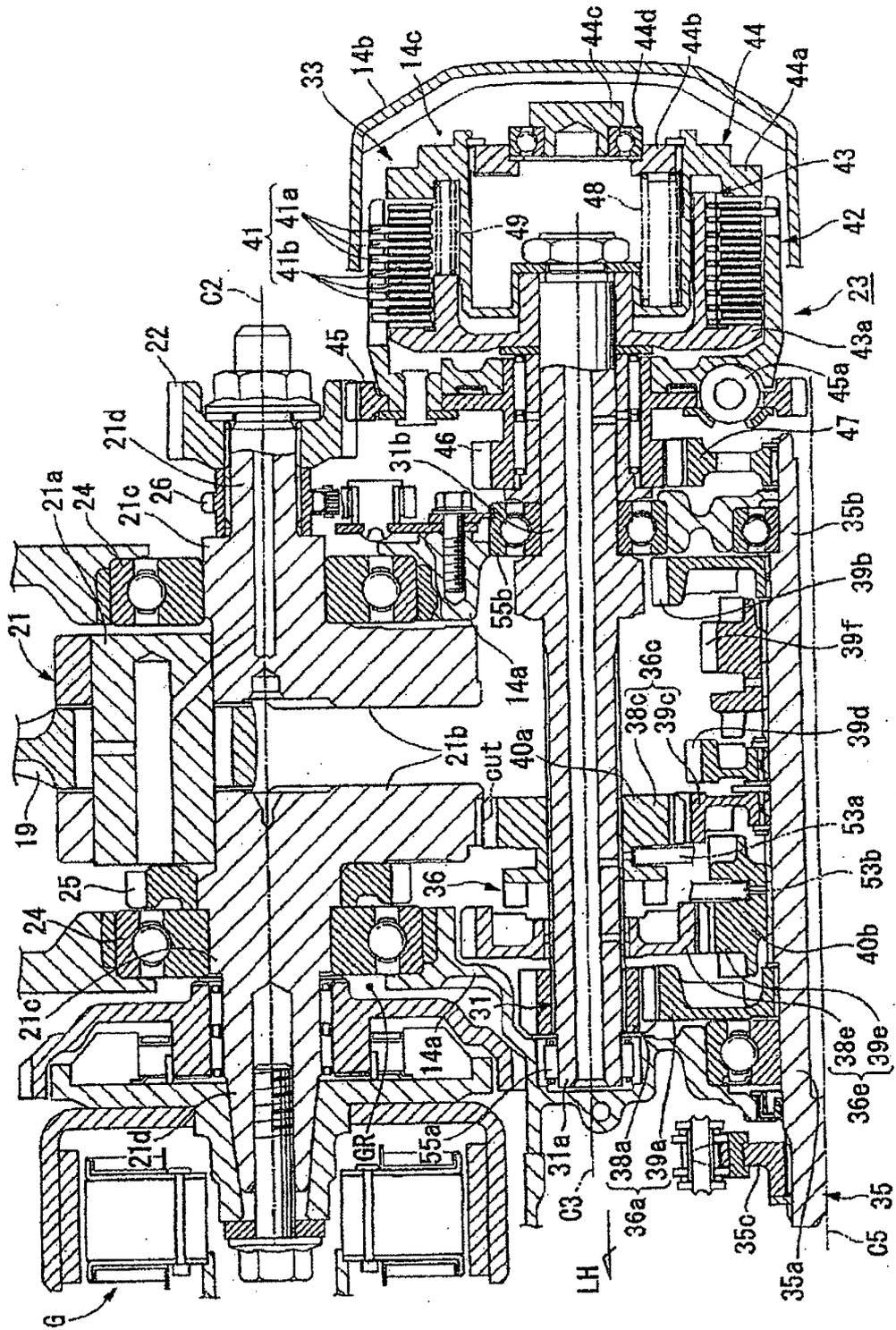


FIG. 3

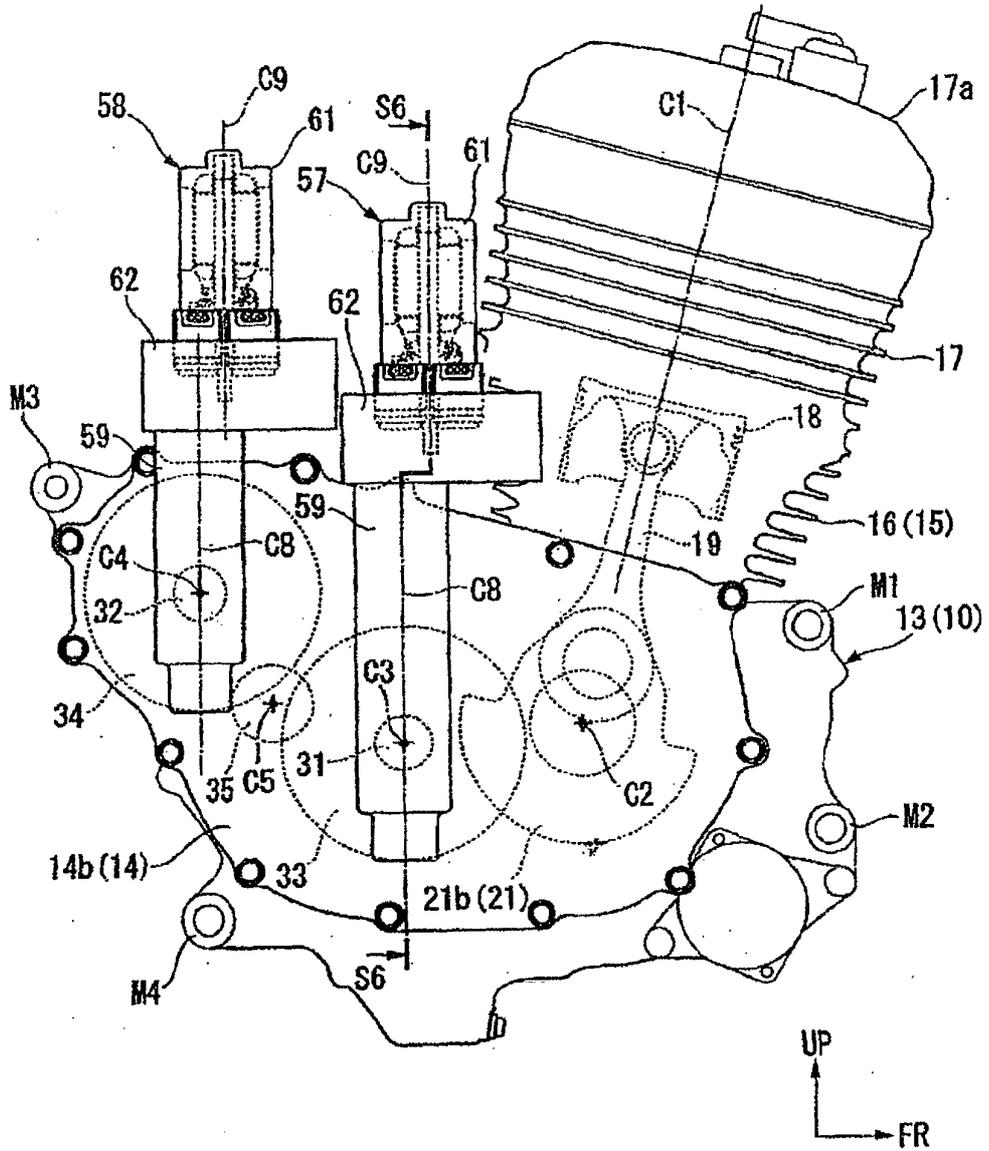


FIG. 5

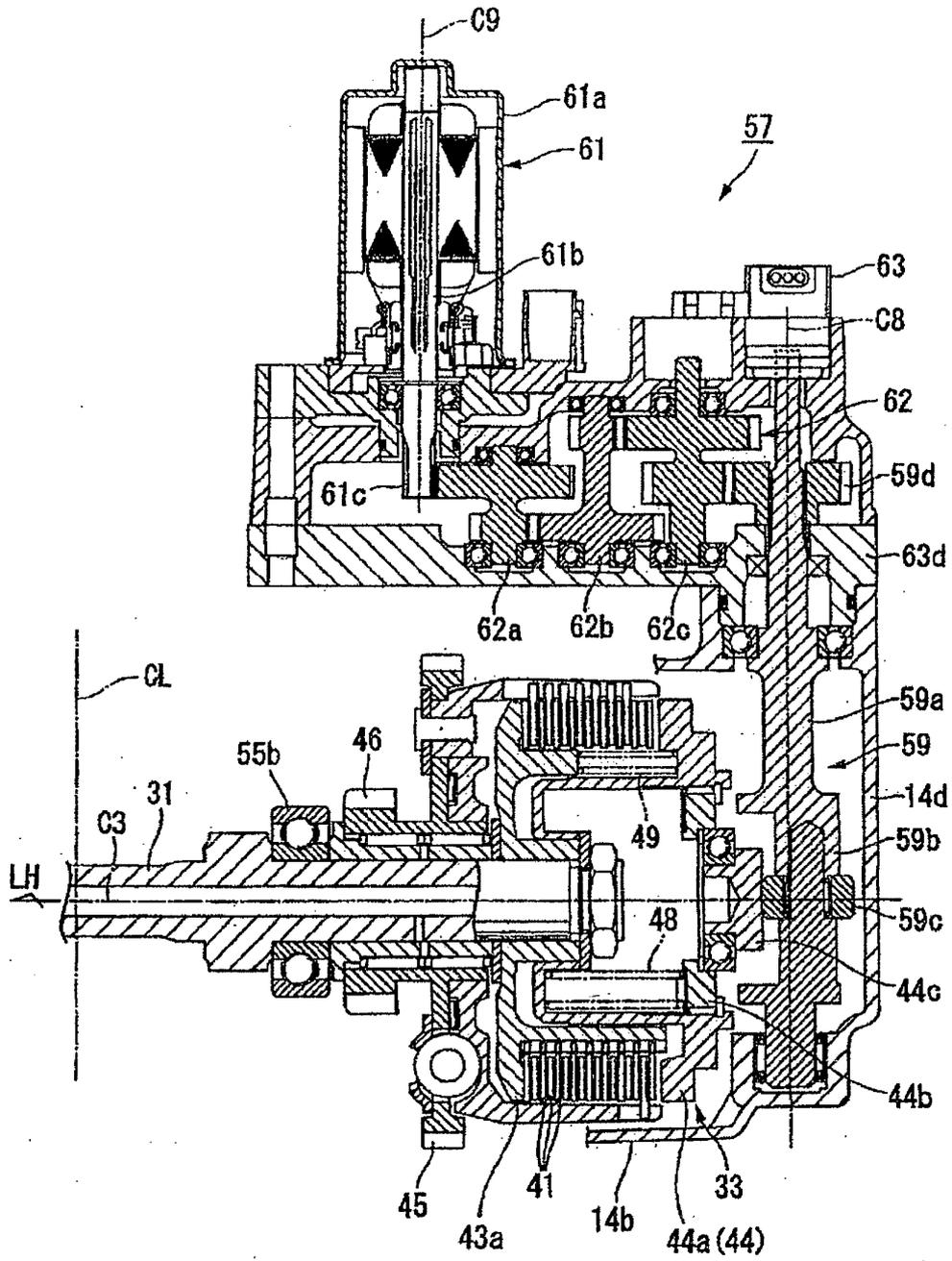


FIG. 6