

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 693 818**

21 Número de solicitud: 201730788

51 Int. Cl.:

F16H 3/66 (2006.01)

F16H 37/10 (2006.01)

F16H 3/089 (2006.01)

F16H 61/686 (2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A1

22 Fecha de presentación:

11.06.2017

43 Fecha de publicación de la solicitud:

13.12.2018

71 Solicitantes:

URIBE CHAVERT, Pedro (50.0%)

Celso Emilio Ferreiro, 13- 5 C

32004 Ourense ES y

URIBE ESPINOSA, José (50.0%)

72 Inventor/es:

URIBE CHAVERT, Pedro y

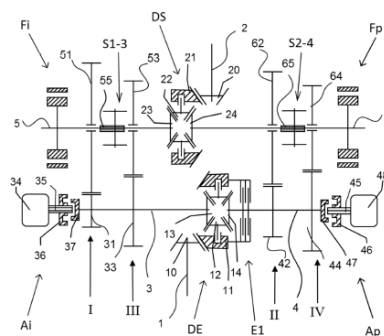
URIBE ESPINOSA, José

54 Título: **Cambio de Doble Diferencial**

57 Resumen:

El cambio de doble diferencial combina dos cajas de cambio de engranajes integradas entre sí por medio de dos diferenciales, uno a la entrada que recibe el giro motor y lo distribuye entre sus ejes primarios y otro a la salida que integra el giro de sus ejes secundarios y lo entrega a la transmisión, de forma que distribuye el flujo de la transmisión a la entrada entre dos vías en paralelo, en cada una de las cuales lo trata y trasforma según la relación que tiene seleccionada e integra conjuntamente a la salida, generando la relación final proporcional al engranaje seleccionado en una de las vías, en la otra o relaciones intermedias fruto de la combinación de ambas vías, mediante el embragado de los ejes primarios o de los secundarios o del diferencial con uno de ellos.

Fig 2



DESCRIPCIÓN

Cambio de Doble Diferencial

SECTOR DE LA TÉCNICA

5 El Cambio de Doble Diferencial enmarca dentro de la transmisión mecánica en concreto en las cajas de cambios automáticas, robotizadas o ambas, normalmente destinadas a automoción.

10 **ANTECEDENTES DE LA INVENCIÓN**

El estado de la técnica comprende las cajas de cambios en general y en particular la caja de cambios de ejes paralelos, automática o robotizada, en particular las de doble embrague, como pueden ser las patentes de referencia DE19821164A1, DE102006054281A1 o
15 US2007277634A1.

El problema que plantean los sistemas de cambio de marchas actuales es de eficiencia energética, de cantidad y complejidad de piezas y mecanismos, de la gestión del par motor, de ergonomía en el manejo del cambio y de sensación de comodidad en la marcha de los
20 vehículos.

La solución que aporta la presente invención es presentar una nueva geometría en la forma de generación de relaciones, que permite en primer lugar obviar el embrague entre el motor y el Cambio de Doble Diferencial, por no ser necesario y en segundo lugar, a diferencia de
25 otras cajas de doble embrague, la presente invención es susceptible de aportar relaciones intermedias entre las generadas por los engranajes, mediante la incorporación de un embrague entre los ejes primarios de ambas cajas o los secundarios, lo que genera una marcha intermedia.

30 Las ventajas que aporta el Cambio de Doble Diferencial son las derivadas de su geometría y en concreto:

- Mantiene durante el cambio de velocidad el empuje motor, al haber siempre conectado en transmisión al menos uno de los engranajes de una de las cajas.
- Permite marchas o velocidades combinadas entre engranajes, también sin pérdida
35 de tracción en su gestión, lo que contribuye a disminuir volumen, peso y rozamientos.

- No precisa embrague ni convertidor entre motor y cambio.
- El uso de dos embragues entre ejes primarios y entre ejes secundarios y de diferenciales asimétricos en el número de dientes de sus planetas puede permitir generar relaciones intermedias diferentes según se bloquee uno u otro diferencial, lo que permite explorar alguna otra posibilidad de cambio en la presente invención.

EXPLICACIÓN DE LA INVENCION

El Cambio de Doble Diferencial distribuye el flujo de la transmisión a la entrada entre dos vías en paralelo, en cada una de las cuales circula por su caja que lo trata y trasforma según la relación que tiene seleccionada e integra finalmente a la salida, generando una relación final proporcional al engranaje seleccionado en una de las vías, en la otra o relaciones intermedias fruto de la combinación de ambas vías.

Así el giro del eje motor se distribuye a la entrada mediante un diferencial entre los dos ejes primarios de dos cajas de engranajes que lo transmiten independientemente cada una de ellas a sus ejes secundarios, según el engranaje que tienen seleccionado y se integran a su salida mediante un diferencial en el eje de salida.

El cambio de velocidad se comporta como una secuencia de pasos que incluyen la selección secuencial de sus engranajes entre ambas cajas, en el orden correspondiente a su relación, que determina que en una de las cajas se seleccionan los engranajes de orden impar o caja de impares y en la otra caja los de orden par o caja de pares.

En el Cambio de Doble Diferencial se establecen dos fases: la fase de frenado y la fase de embragado. La fase de frenado consiste en frenar una de las cajas con lo que el flujo se desvía por la otra caja no frenada generando la relación del engranaje que tiene seleccionado. La fase de embragado consiste mantener los frenos inactivos y embragar entre sí los ejes primarios o los ejes secundarios, ya sea de forma directa o indirecta, como puede ser embragando el diferencial con uno de los ejes y su efecto es que hace circular el flujo de transmisión por ambas cajas a la vez, cada una por el engranaje seleccionado e integrarlas por el diferencial cuyos ejes no están embragados en una relación intermedia entre ambas.

El cambio de marchas dentro de cada una de las cajas se efectúa durante su fase de

frenado, en que se cambia de engranaje por lo que no se nota su efecto hasta que se libera el freno, momento en que el flujo comienza a circular por el engranaje recién seleccionado

El uso de diferenciales asimétricos, es decir, con número de dientes diferentes entre sus planetas permite junto con un embrague entre ejes primarios y otro embrague entre ejes secundarios, establecer dos relaciones intermedias entre las de los engranajes, embragando uno u otro embrague e incluso una nueva relación mediante la selección un solo engranaje entre las dos cajas con los dos embragues activados, lo que abre vías de estudio para la presente invención.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

Para complementar la descripción que se está realizando y con objeto de ayudar a una mejor comprensión de las características de la invención, se acompaña como parte integrante de dicha descripción, un juego de dibujos en donde con carácter ilustrativo y no limitativo, se ha representado lo siguiente:

Figura 1.- Muestra un esquema de los cuatro grupos funcionales del Cambio de Doble Diferencial.

Figura 2.- Muestra un esquema de un Cambio de Doble Diferencial.

Figura 3.- Muestra una vista en perspectiva del mecanismo de apoyo a la selección de un nuevo engranaje, en reposo en la figura 3a y en funcionamiento en la figura 3b.

Figura 4.-. Muestra una vista frontal para explicación de la fase de frenado con la secuencia de ejecución del cambio de engranaje

Figura 5.- Muestra en vista frontal la fase de frenado y de embragado y un ejemplo de secuencia de cambio entre primera y segunda velocidad

Figura 6.- Muestra las configuraciones durante el cambio de velocidad, tabuladas en la figura 6a y su representación gráfica correspondiente en la figura 6b

Figura 7.- Muestra la posición de reposo y su secuencia hasta el movimiento

Figura 8.- Muestra un engranaje inversor y su secuencia desde parada en la figura 8a a movimiento en retroceso en la figura 8b.

Figura 9.- Muestra tres realizaciones alternativas con diferentes posiciones de ataque del eje de entrada y de salida y el uso de ejes concéntricos en las figuras 9a, 9b y 9c.

Figura 10.- Muestra una realización alternativa con diferenciales asimétricos y un segundo embrague.

Figura 11.- Muestra seis configuraciones en las figuras etiquetadas desde fig.11a a fig. 11f para relaciones diferentes entre dos engranajes seleccionados para la caja de la figura anterior.

5

REALIZACIÓN PREFERENTE DE LA INVENCION

Para una mejor comprensión de las figuras se obvian en ellas elementos necesarios en las cajas pero irrelevantes para la descripción por ser ampliamente conocidos y utilizados. Asimismo se representan en la mayoría de las figuras únicamente dos engranajes en cada caja para facilitar la descripción, sin pretender limitar el concepto a un número concreto de engranajes.

En la figura 1 muestra en un esquema las cuatro partes funcionales principales del Cambio de Doble Diferencial, como son los diferenciales de entrada (DE) y de salida (DS) o mecanismo similar que permita la transmisión entre tres vías y dos cajas de cambio, una que alberga los engranajes que según su secuencia de utilización se seleccionan con número de orden impar y en la otra las de orden par, a las que denominamos por éste motivo caja de impares (Imp) y caja de pares (Pa), respectivamente, a efectos de este documento.

20

Las cajas de impares (ImP) y de pares (Pa) son cajas de ejes paralelos que presentan juegos de engranajes con uno de sus piñones fijo al eje y el otro libre, pero susceptible de ser acoplado a un selector (S1-3, S2-4) que lo solidariza en giro al eje, estableciendo su selección y la transmisión por el citado engranaje.

25

En la figura 2 aparece representado un esquema de la invención y en ella podemos distinguir las siguientes piezas o grupos de piezas que se comportan como elementos funcionales:

- 30 a) Entrada al cambio desde el eje del motor (1) y su piñón (10) de engranaje mediante una corona unida al porta satélites (11) del diferencial de entrada (DE)
- b) Salida de la transmisión desde el diferencial de salida (DS) cuyo porta satélites (21) está unido a una corona que establece engranaje con el piñón (20) del eje de salida (2)
- 35 c) Diferenciales de entrada (DE) y de salida (DS) con sus porta satélites (11, 21), satélites (12, 22) de giro libre y planetas (13, 14, 23, 24) solidarios en giro a los ejes

primarios y secundarios (3, 4, 5, 6) respectivamente

- d) Engranajes ordenados según su relación del primero al cuarto (I, II, III, IV), formados por piñones (31, 33, 42, 44) fijos a uno de los ejes, por ejemplo al eje primario (3, 4) donde están ubicados y engranados respectivamente con sus complementarios (51, 53, 62, 64) ubicados en el otro eje (5, 6) donde giran libres, salvo cuando un selector (S1-3, S2-4) ubicado en un estriado del eje (55, 65) que permite su desplazamiento lateral y su acoplamiento al piñón o corona al que solidariza en giro con el eje estableciendo la selección del engranaje y la transmisión por él. En la realización preferida se ubican los piñones fijos en el eje primario y los libres en el eje secundario para establecer un orden y facilitar la presentación, aunque en realizaciones alternativas pueden ubicarse en cualquiera de los ejes con igual resultado mecánico.
- e) Frenos de impares (Fi) y de pares (Fp) que actúan y frenan a sus ejes secundarios (5,6) y a sus planetas solidarios (23, 24) en el giro del diferencial de salida (DS) y cuando alguno de sus selectores está fijando y seleccionando un engranaje, también retrógradamente frenan a sus ejes primarios (3, 4) y a sus planetas del diferencial de entrada (DE), es decir, el freno de una cajas activado junto con un engranaje seleccionado, frena ambos ejes y a sus planetas, por lo que se comporta como un freno de caja que obliga al Cambio de Doble Diferencial a transmitir por la otra caja.
- f) Los selectores (S1-3, S2-4), que giran solidarios al eje (5, 6) obligados por el estriado (55, 65) donde se ubican que permite su desplazamiento axial y son competentes para su acoplamiento con el piñón o corona libres (51, 53, 62, 64) fijándoles en el giro y obligando a la transmisión por el engranaje seleccionado. Los selectores no precisan anillos de fricción pues el acoplado y el desacoplado se hace con los ejes parados, a diferencia de cajas de cambios manuales o automatizados. El desplazamiento de los selectores es pasivo, obligado por un mecanismo auxiliar del tipo de las cajas robotizadas o similares, ordenado por el sistema de control, no representado en las figuras.
- g) Los mecanismos de apoyo a la selección (Ai, Ap) son unos elementos funcionales de importancia en la presente invención durante el cambio de engranaje, pues en primer lugar permiten o facilitan el desacoplamiento o el acoplamiento de un selector de engranajes (S1-3, S2-4) a un piñón o a una corona para establecer o retirar la selección de un engranaje, en segundo lugar evitan el giro loco del eje donde no se aplica el freno cuando el engranaje que lo retenía está liberado y además pueden ser empleados como un segundo mecanismo sincronizador para seleccionar la primera velocidad o la marcha atrás desde la posición de reposo, funciones que se describen

más adelante. Presentan un motor (34, 48), un elemento desplazable, como puede ser un plato perforado (36, 46) de giro solidario al eje y desplazable por un estriado del mismo (35, 45) hasta acoplarse a un elemento fijo complementario, como puede ser una rueda dentada (37, 47) a la que trasmite el giro.

- 5 h) Embrague de diferencial (E1) que realiza un bloqueo suavizado del diferencial que unifica el giro del porta satélites (11) del diferencial de entrada (DE) con uno de los ejes (4) del diferencial, solidarizando a su vez el giro del otro y unificando el giro de ambos ejes (3, 4). El embrague también se puede aplicar sobre el diferencial de salida (DS) para unificación del giro de los ejes secundarios (5, 6).

10

La figura 3 muestra una vista en perspectiva donde describe el proceso del cambio de selección de engranaje en una de las cajas, escogiendo como ejemplo la caja de impares con la acción del mecanismo de apoyo a la selección (Ai) cuyo objetivo es aplicar un par de fuerzas sobre el eje primario mientras la caja está frenada por la acción del freno (Fi) sobre el eje secundario y presenta tres funciones: la primera eliminar la tensión mecánica entre selector y piñón o corona acoplados, permitiendo su separación con suavidad, la segunda evitar el giro loco del eje primario cuando el engranaje es liberado del selector, mientras éste se desplaza hacia el otro engranaje y la tercera facilitar el nuevo acoplamiento al otro engranaje, como puede ser permitiendo un leve giro del piñón que facilite el encuentro o girándolo hasta una posición predeterminada por el sistema de control. Debido a que el eje primario (3) está sometido al par que le trasmite el diferencial de entrada contra el frenado del eje (5) transmitido por el engranaje seleccionado, el mecanismo de apoyo debe de tener competencia suficiente para aplicar un par de mayor magnitud, por lo que un sistema hidráulico puede resultar adecuado. Soluciones alternativas pueden ser otros motores como los eléctricos con reducción, por ejemplo con un tornillo sin fin, que incluso podría ser aplicado directamente sobre uno de los piñones fijos de un engranaje, cuando el eje primario (3) está frenado retrógradamente.

En la figura 3a representa la transmisión por el primer engranaje con el mecanismo de apoyo (Ai) sin activar y transmitiendo por el engranaje primero (I), donde se aprecia el motor (34) el estriado (35) del eje que permite solidarizar en giro y desplazamiento axial de un elemento acoplable, por ejemplo un plato perforado (36) complementario con una rueda dentada (37) de giro solidario al eje primario (3) de la caja de impares.

35 La figura 3b presenta la misma configuración que la figura anterior durante el proceso de cambio de engranaje, reemplazando la corona (51) por su silueta mediante línea de puntos

para poder visualizar los elementos posteriores y en ella se aprecia el freno (Fi) activado, bloqueando el eje (5) y el mecanismo de apoyo (Ai) también está activado, controlando el eje primario (3) con su plato perforado (36) desplazado por el eje estriado (35) y acoplado a la rueda dentada (37) oculta tras éste, donde en primer lugar indujo una suave torsión o giro que transmitió por el eje (3) y el piñón (31) a la corona (51) y facilitó desacoplarla del selector (S1-3). En segundo lugar evita que el eje (3) gire por efecto de la transmisión una vez libre y en tercer lugar, una vez que el selector (S1-3) se desplace por el estriado del eje (5) hasta encontrarse con la corona (53), permitirá su acoplamiento ayudado mediante un leve giro inducido al piñón (33) y éste a la corona (53) o bien llevado a una posición fijada por el sistema de control. Una vez finalizado el cambio de engranaje, el plato perforado (36) vuelve a su posición de reposo, liberando el eje primario (3), momento a partir del cual se libera el freno (Fi) y continúa la transmisión por el nuevo engranaje seleccionado (III), salvo que se aborte esta maniobra y se vuelva a la selección del engranaje que estaba seleccionado.

La figura 4 describe la selección de un nuevo engranaje durante la fase de frenado, con la secuencia de pasos, representando:

- figura 4a: el funcionamiento del engranaje (I), previo al cambio,
- figura 4b: se activa el freno (Fi) de caja deteniendo el eje (5) así como al selector (S1-3) y la corona (51) a la que está acoplado y retrógradamente el piñón (31) y el eje (3), de forma que el freno (Fi) detiene ambos ejes (3,5) de la caja de impares.
- figura 4c: se activa el mecanismo de apoyo (Ai), acoplando el disco perforado (36) a la rueda dentada (37) y el motor (34) induce la torsión del eje (3) contra el giro transmitido por el motor y obliga al piñón (31) y éste a la corona (51) hasta eliminar la tensión mecánica con el selector (S1-3), facilitando el desacople entre ambos.
- figura 4d: el selector (S1-3) es desplazado lateralmente hacia la corona (53) en virtud de su ubicación en un estriado del eje (5), hasta alcanzar y acoplarse al piñón (53), ayudado si es necesario por un leve giro inducido por (Ai), ya sea por tanteo incluso en ambas direcciones o mediante una posición prefijada ordenada por el sistema de control, para una vez acoplados selector (S1-3) y corona (53) el mecanismo de apoyo (Ai) dejar de hacer fuerza
- Figura 4e: el disco perforado (36) se retira a posición de reposo mientras ambos ejes (3, 5) siguen frenados por el freno (Fi) y por el engranaje (III) recién seleccionado.
- figura 4f: se libera el freno (Fi) y el engranaje (III) seleccionado entra en función de transmisión.

El mecanismo de apoyo a la selección (Ai) actúa en selección de un nuevo engranaje durante la fase de frenado, es decir cuando el freno de su caja (Fi) está activado, presentando su motor (34) preferiblemente giro en ambas direcciones, lo que permite el tanteo como forma de facilitar el acoplamiento, tanto en el acoplamiento durante la selección
 5 de engranaje como entre el plato perforado (36) y la rueda dentada (37). Esta función también puede estar gestionada por el sistema de control que coloque el eje donde actúa en una posición adecuada para el acoplamiento, ya sea prefijada o según la información de la posición del selector y de la corona a acoplar. El plato perforado (36) precisa, al igual que los selectores de marchas, un elemento de empuje para su desplazamiento lineal, no
 10 dibujado en las figuras.

El mecanismo de apoyo a la selección puede ser diseñado con cualquier otro mecanismo que mantenga las funciones, como puede ser el empuje de una leva que empuje el giro del eje, coronas dentadas compatibles entre sí en vez de disco perforado, un tornillo sin fin, que
 15 incluso podría ser aplicado directamente sobre uno de los dentados de los piñones del eje (3) al estar parado en ese momento o cualquier otro que sea competente en las funciones descritas y su control puede realizarse por medios mecánicos, electrónicos o ambos.

La figura 5 representa las fases de frenado en ambas cajas y de embragado, en un plano frontal en que el porta satélites de los diferenciales (DE, DS) se representan en sección en plano sagital y de forma esquemática para facilitar la representación, en que están dos engranajes seleccionados uno en cada caja, como ejemplo el engranaje primero (I) mediante el selector (S1-3) y el engranaje segundo (II) mediante el selector (S2-4).

La figura 5a presenta la fase de frenado de la caja de pares, donde el freno de la caja de pares (Fp) está activado bloqueando el eje secundario de pares (6), así como su planeta solidario (24) del diferencial de salida (DS) y retrógradamente por el engranaje (II) que está seleccionado por el selector (S2-4), frena asimismo al eje primario de pares (4) y su planeta solidario (14) en el diferencial de entrada (DE), con lo que ambos diferenciales están
 30 bloqueados en uno de sus planetas y derivan el flujo de entrada (70) por la caja de impares siguiendo el trayecto de la línea (71) por la caja de impares por el engranaje (I).

En la figura 5b se reproduce la fase de frenado de la caja de impares, una situación similar a la descrita en el párrafo anterior pero ésta vez frenado el freno de impares (Fi) que frena los
 35 ejes (3, 5) y por tanto sus planetas asociados de los diferenciales (13, 23), haciendo transmitir el flujo de la transmisión por el engranaje (II), según marca la línea (72), con la relación

establecida por el mismo.

La figura 5c representa la fase de embragado que genera una velocidad intermedia entre las anteriores en que ambos frenos (Fi) y (Fp) permanecen inactivos y se activa el embrague (E1) que fija directamente el giro del porta satélites y del eje primario de pares (4), lo que indirectamente iguala a éstos la velocidad angular del eje primario (3) transmitiendo la caja de impares por el engranaje (I) al eje secundario (5) y por el engranaje (II) en la caja de pares al eje secundario (6), integrando ambos giros en el diferencial de salida (DS) con una relación final intermedia entre las dos. En la figura 5c se representa como el flujo de entrada (70) se distribuye por la caja de impares (71) y la de pares (72) donde se aplica en cada una la relación del engranaje seleccionado que se integran en el diferencial de salida (DS), entregando al eje de salida una relación media entre ambas.

En la figura 6 vemos el desarrollo de la secuencia de marchas adelante, mediante un esquema en la figura 6a con los elementos tabulados según su valor o estado de activación, de forma que de izquierda a derecha la primera columna rotulada con *Conf*, que toma los valores de *D-1* a *D-7*, designa el nombre de la configuración según el estado o posición de los elementos que generan la marcha o velocidad con el mismo número de orden, que figura en la segunda columna rotulada con *Vel*. En la tercera columna se rotula con *Rel* la relación que genera el Cambio de Doble Diferencial en cada una de las configuraciones, en forma que el valor de 1 equivale a la relación que genera el engranaje (I) actuando únicamente por sí mismo, 2 el (II) y así sucesivamente y cuando es un valor combinado tal como 1-2, 2-3 ó 3-4, representa el valor medio de la relación de los engranajes primero (I) y segundo (II), del segundo (II) y tercero (III) y del tercero (III) con cuarto (IV), respectivamente. En la cuarta y quinta columna, rotuladas con *S1-3* y *S2-4*, respectivamente, informa de la posición de cada selector según el engranaje que tiene seleccionado. En el caso particular de la configuración de valor *D-3* se produce la fase de frenado y la selección de un nuevo engranaje descrita para las figuras 3 y 4, en que cambia la selección entre los engranajes primero (I) y tercero (III) y en la configuración *D-5* se pasa del segundo (II) al cuarto (IV) o al contrario, descendiendo en la relación, por lo que dependiendo del momento del cambio, el selector puede estar acoplado a cualquiera de los engranajes o desacoplado en camino entre ambos. En las columnas rotuladas como *Fi*, *E1* y *F2*, el valor x refleja cuando el elemento está activado y en la última columna, rotulada como *caja* según esté funcionando la caja de impares toma el valor *Imp*, con ambas funcionando el valor “-” o con la caja de pares el valor *Pa*.

En la figura 6b se representa la secuencia de forma gráfica con las configuraciones que se corresponden con la tabulación mostrada en la figura 6a, donde para una mejor visualización y comprensión de la secuencia, se remarca con un aspa la caja de impares o pares bloqueada y se representan encerrados en una curva punteada los engranajes que generan la transmisión en cada configuración, referenciada con el valor que se corresponde de la primera columna de la tabla de la figura 6a, así como para una mejor visualización, se omiten elementos del Cambio de Doble Diferencial no necesarios para ésta descripción.

La figura 7 se presenta la secuencia de parada a movimiento, representando con una flecha curva el sentido de giro del elemento donde se referencia y por un aspa sobre un eje la situación de bloqueo o freno del mismo. La figura 7a representa para la caja de doble diferencial una situación de parada o bloqueo del eje de salida (2) y del porta satélites (21) del diferencial de salida (DS) en la que sus rozamientos son mínimos, con el motor haciendo girar el eje de entrada (1), situación habitualmente denominada como punto muerto en las cajas manuales o "N" en las cajas automáticas, en la que el giro se transmite mediante el diferencial de entrada (DE) a los ejes primarios (3, 4) y a sus engranajes asociados (I, II, III, IV), a los que hacen girar libres en sus ejes secundarios (5, 6), al no están vinculados a la tracción por no estar seleccionados por los selectores (S1-3, S2-4).

La figura 7b parte de la situación presentada en la figura 7a en que el mecanismo de apoyo a la selección (Ap) comienza a girar en el mismo sentido que lo hace el eje (4) para igualar sus velocidades angulares, unirse y una vez acoplado frenar junto con (Fp) los ejes (3, 4), permitiendo en parado o con pequeño ajuste de giro, el acople de (S2-4) a su corona (62), lo que se representa en la figura 7c. A continuación en la figura 7d se representa como el freno (Fp) libera el eje (6) y el mecanismo de apoyo (Ap) induce en el eje (4) un giro contrario al que induciría la transmisión del giro motor, hasta igualar el sentido de giro y velocidad angular del eje (5) y su selector (S1-3) con la corona 51, permitiendo su acople mutuo, momento en que el selector retira su disco perforado (47) y se desactiva, según representa en la figura 7e, configuración definida como (D-0) o de preparación para el arranque, en que como representa la figura 7f, frenando la caja de pares con (Fp) y se produce el comienzo del movimiento en primera velocidad con la configuración (D-1).

En la figura 8 se representa una configuración de un Cambio de Doble Diferencial con la configuración descrita en el presente documento de cuatro engranajes adelante, al que se le ha añadido en la caja de impares un nuevo engranaje para invertir la marcha (Inv), con su selector (SInv), que incluye un piñón intermedio (39) de giro libre, que engrana con el piñón

del eje primario y con la corona del secundario transmitiendo e invirtiendo a través del mismo el giro.

La figura 8a indica mediante un aspa el elemento que está parado, en la figura el eje de salida (2) y mediante flechas los giros y representa la posición de reposo una vez que ya se ha acoplado el selector (S2-4) a su corona del engranaje (II), donde se aprecia que el selector del engranaje del retroceso (SInv) gira en el mismo sentido que la corona a la que tiene que acoplarse, por lo que pese a la diferencia de velocidad angular, puede que permita su acople, sobre todo si el selector lleva instalado un anillo de fricción con éste objeto. Al igual que en la descripción de la figura 7, cualquiera de los mecanismos de apoyo a la selección (Ai) (Ap) pueden realizar un leve giro de igualación de giros entre el (SInv) y la corona del engranaje (Inv) para facilitar su acople. La figura 8b representa la configuración de marcha atrás (R) con el selector (S2-4) seleccionando el engranaje (II) de la caja de pares y el selector de la marcha atrás (SInv) seleccionando el engranaje inversor (Inv) y el freno de la caja de pares (Fp) deteniéndola con lo que la velocidad transmitida es el retroceso (R).

En la figura 9 se representan realizaciones alternativas del Cambio de Doble Diferencial en vista frontal con el eje exterior, el freno y el embrague presentados en corte por un plano sagital que presenta su interior, que permiten diferentes abordajes de los ejes de entrada (1) y de salida (2) mediante el uso de ejes concéntricos entre sí de la caja de impares (3, 5) o de pares (4, 6) que requeriría un diseño de los frenos o de los mecanismos de apoyo a la selección en el medio del eje. En ésta realización el embrague (E1) fija directamente los ejes primarios (3, 4) entre sí.

La figura 10, en que se omiten en su representación los mecanismos de apoyo a la selección al no participar en la descripción, presenta una nueva realización cuya diferencia con las anteriores radica en el uso de diferenciales con planetas asimétricos que modifican la relación final obtenida y de un nuevo embrague (E2) del diferencial de salida (DS) que une en el giro los ejes secundarios 5, 6), cuando está activado, permitiendo según la activación de los frenos y embragues 2 relaciones mixtas intermedias utilizando dos engranajes.

La figura 11 presenta una secuencia de combinaciones para la misma realización de la figura anterior, en la que se generan las vías de flujo similares a las ya presentadas en anteriores figuras y que se remarcan en la figura con una curva punteada. La relación que

genera el engranaje está modificada por los diferenciales de planetas asimétricos según sean utilizados durante la transmisión y además presenta una velocidad representada en la figura 11b para el engranaje primero (I), en que la relación del engranaje seleccionado no es modificada por los diferenciales asimétricos al no ser utilizados por estar mediante la acción
5 de los dos embragues (E1, E2) a la vez, que hacen girar a los ejes primarios en bloque al igual que a los secundarios como si fueran un solo eje. Similar configuración en la figura 11e para el engranaje segundo (II). En ambas requiere la no selección en la otra caja, lo que puede resultar incómodo para la selección del siguiente engranaje que con la configuración actual habría de cazar jugando con el giro motor y el resbalamiento controlado del embrague
10 (E1), que aunque no fuera de la eficacia del resto del cambio, podría aportar soluciones al disminuir el número de engranajes. Es de tener en cuenta que cuantas más velocidades disponga el cambio, menor es el salto entre marchas y por tanto la magnitud de frenado o embragado a aplicar lo que redundaría asimismo en menor dimensión de los frenos y embragues.

REIVINDICACIONES

1. Cambio de velocidades de utilidad preferente en la transmisión en automóviles que comprende dos juegos de engranajes que permiten la distribución de la transmisión entre tres
5 vías, como pueden ser de tipo diferencial (DE, DS) o similar,

y también comprende dos cajas de ejes paralelos entre los que se establecen diversos juegos de engranajes en cada caja que le permiten seleccionar distintas etapas de potencia, con uno de sus piñones fijo al eje y el otro libre aunque éste es susceptible de ser solidariado al giro del eje mediante un selector, estableciendo su selección y la transmisión
10 por el citado engranaje, estando ubicados los engranajes impares, según el orden de la relación que generan en una de las cajas (Imp) y los de orden par en la otra caja (Pa).

y también comprende al menos un freno en cada una de las cajas (Fi, Fp) de accionamiento hidráulico, eléctrico, mecánico o cualquier otra forma de accionamiento para frenado de uno de sus ejes, de forma directa o a través de algún elemento con el que gira
15 solidario,

y también comprende un sistema de control electrónico que establece la demanda de actuación de los distintos elementos funcionales, como son los selectores de engranaje, los frenos de caja u otros, así como sensores y otros actuadores o mecanismos de apoyo,

20 que se caracteriza porque

un primer diferencial se ubica a la entrada (DE) de la transmisión donde recibe, de forma directa o indirecta a través de un engranaje, el par y giro procedente del motor (1) en su portasatélites (11) y lo distribuye mediante sus satélites entre uno de sus planetas (13), que gira solidario a uno de los ejes (3) de una de las cajas de marchas y el otro planeta (14)
25 que gira solidario a uno de los ejes (4) de la otra caja de marchas,

y también se caracteriza porque un segundo diferencial (DS) se ubica a la salida de la transmisión donde uno de sus planetas (23) gira solidario al otro eje (5) de la primera caja de marchas y el otro de sus planetas (24) gira solidario al otro eje (6) de la segunda de la segunda caja de marchas y ambos planetas transmiten su giro y par a los satélites y éstos al
30 porta satélites (21) que transmite el resultado de su integración al eje de salida (2) mediante un engranaje o bien directamente,

y también se caracteriza porque cada caja dispone al menos de un freno (Fi, Fp) aplicado sobre cualquier parte de uno de sus ejes principales (3, 4, 5, 6) o de elementos que giren solidarios a los mismos, bien por estar íntimamente unidos o bien indirectamente
35 mediante engranaje y que en cualquier caso, permitan frenar el eje al ejercer su acción de frenado sobre ellos.

2. Cambio de velocidades, según reivindicación 1, que comprende al menos dos mecanismos de apoyo a la selección (Ai, Ap) del engranaje, al menos uno para cada caja de engranajes, que a su vez comprenden un motor (34, 48) y un elemento de giro solidario a su eje (36, 46) y desplazable hasta su acoplamiento mediante resaltes o huecos que presenta y que son coincidentes y complementarios con los de otro elemento (37, 47) al que se acopla y que gira solidario al eje sobre el que se pretende actuar, que se caracteriza porque cada uno de los mecanismos de apoyo a la selección (Ai, Ap) se ubica para su aplicación sobre el eje (3, 4) de cada una de las cajas de engranajes en los que no se aplica el freno (Fi, Fp), ya sea directamente sobre cualquier parte del mismo o de elementos con los que gire solidarios, directa o indirectamente a través de engranajes que permitan su actuación de retención y giro sobre el citado eje.
3. Cambio de velocidades, según reivindicaciones previas, que para la función de retroceso comprende en una de las cajas de marchas, un juego adicional de tres piñones que interaccionan entre sí (Inv), el primero de ellos girando solidario a uno de los ejes de la caja de marchas, el segundo girando libre en el otro eje y un tercero (39) girando libre en un eje independiente de los anteriores, de forma que el engranaje de los dos primeros se establece mediante el tercero, invirtiendo así el giro del engranaje y además comprende un mecanismo que permite su selección (SInv) a demanda del sistema de control, que se caracteriza porque incluye el conjunto de tres piñones (Inv) y el selector (SInv) de activación a demanda del sistema de control que le permiten generar una velocidad o marcha de retroceso
4. Cambio de velocidades, según reivindicaciones 1, 2 y 3 que además comprende uno o dos embragues, que se caracteriza porque se aplican entre los ejes primarios (3, 4) o entre los ejes secundarios (5, 6), a los que solidariza en giro, bien aplicado directamente entre los ejes o entre uno de los ejes (3, 4) y el porta satélites (11) del diferencial de entrada (DE) o entre uno de los ejes (5, 6) y el porta satélites (21) del diferencial de salida (DS)
5. Cambio de velocidades, según la reivindicación 3 y previas que comprende una variante en la que al menos uno de los diferenciales tienen reparto asimétrico con planetas de diferente número de dientes y además comprende dos embragues de diferencial (E1, E2), cuya acción se gestiona a demanda del sistema de control que se caracteriza porque el número de dientes entre los planetas que comparten un mismo diferencial es diferente

6. Método para generación de relaciones mediante la fase de frenado según las reivindicaciones de la 1 a la 5 que comprende un estado de partida que incluye la selección de un engranaje en la caja de impares y de un engranaje en la caja de pares que se caracteriza porque establece la siguiente secuencia:

Paso 1: Desactiva y mantiene desactivados el o los embragues entre ejes o diferenciales (E1, E2)

Paso 2: Desactiva y mantiene desactivado el freno de la caja a transmitir

Paso 3: Activa el freno de la caja contraria a la que transmite

7. Método para generación de relaciones mediante la fase de embragado según las reivindicaciones de la 1 a la 6 que comprende un estado de partida que incluye la selección de un engranaje en la caja de impares y de un engranaje en la caja de pares que se caracteriza porque establece la siguiente secuencia:

Paso 1: Desactiva y mantiene desactivados los frenos de caja (Fi, Fp)

Paso 2: Desactiva el o los embragues entre ejes o diferenciales (E1, E2)

Paso 3: Opción uno: Activa el embrague; Opción 2: activa los dos embragues a la vez.

8. Método para la selección de engranaje dentro de cada caja, en orden ascendente o descendente, según las reivindicaciones de la 1 a la 7 que comprende las acciones de activación de sus mecanismos de apoyo a la selección (Ai, Ap) y de los sus mecanismos para el desplazamiento y acoplamiento de los selectores de engranajes (S1-3, S2-4) a los piñones que giran libres en su eje y comprende su realización mientras el freno de su caja está en fase de frenado con su freno (Fi, Fp) activado, que se caracteriza porque realiza la siguiente secuencia de acciones para el cambio de un engranaje a otro engranaje de una caja:

- Paso 1: Se activa el mecanismo de apoyo a la selección (Ai, Ap) con el desplazamiento del elemento de acoplamiento (36, 46) hacia su complementario (37, 47) acoplándose mutuamente.
- Paso 2: El motor (34, 48) produce torsión o ligero giro en sentido que disminuye la tensión en el selector (S1-3, S2-4) con el piñón o corona con la que está anclado (51, 53, 62, 64).
- Paso 3: Es desacoplado el selector (S1-3, S2-4) del piñón o corona con el que estaba acoplado
- Paso 4: Es desplazado el selector (S1-3, S2-4) hacia el piñón o corona a fijar, mientras el motor (34, 48) mantiene retenido el eje donde actúa.

- Paso 5: Es acoplado el selector (S1-3, S2-4) contra el nuevo piñón o corona del engranaje a seleccionar, ayudado por el suave giro del motor (34, 48), incluso bidireccional que lo facilite o es llevado mediante giro a un punto prefijado por el sistema de control hasta que se produzca el acoplamiento.
 - Paso 6: El motor (34, 48) deja de ejercer par de giro y el elemento de anclaje (36, 46) del mecanismo de apoyo a la selección es retirado a su posición de reposo
9. Método para abortar la selección de engranaje y volver al previo en que se hallaba según la reivindicación 8, que comprende un estado de partida del cambio en uno de los puntos de la reivindicación anterior y la orden del sistema de control de abortar el cambio y el nuevo objetivo de acoplarse al piñón o corona con que se hallaba acoplado previo al cambio, que se caracteriza porque:
- Si se encuentra en el paso 1 ó 2, pasa al paso 6
 - Si se encuentra en el paso 3, pasa al paso 5 con el nuevo objetivo
 - Si se encuentra en el paso 4, pasa al paso 4 con el nuevo objetivo
 - Si se encuentra en el paso 5, pasa al paso 3 con el nuevo objetivo
 - Si se encuentra en el paso 6, vuelve al paso 1 para el nuevo objetivo
10. Método para ejecución de acciones en un cambio de velocidades según las reivindicaciones 6 a 9 para la secuencia ordenada del cambio entre velocidades hacia adelante en orden ascendente desde posición de parado que comprende un Cambio de Doble Diferencial de $n \geq 2$ engranajes con punto de partida en la selección del engranaje de menor relación en cada caja, que se caracteriza porque realiza las siguientes secuencias:
- Paso 1: fase de frenado en la caja de pares
- Paso 2: fase de frenado en la caja contraria y cambio al engranaje de orden inmediato superior de la caja, en caso de haberlo
- Siguientes: Se repite el paso 2 hasta el paso de orden n
11. Método para ejecución de acciones en un cambio de velocidades según las reivindicaciones 6 a 9 para la secuencia ordenada del cambio entre velocidades hacia adelante en orden descendente que comprende un Cambio de Doble Diferencial de $n \geq 2$ engranajes con punto de partida en la selección de los engranajes de orden n en una de las cajas que se encuentra transmitiendo y $n-1$ en la otra caja que se encuentra en fase de frenado, que se caracteriza porque admite la siguiente secuencia:

- Paso 1: fase de frenado de la caja del engranaje n y cambio al engranaje de orden inmediato inferior de la caja, en caso de haberlo
- Paso 2: Primera opción: si $n \geq 2$ fase de frenado en la caja contraria y cambio al engranaje de orden inmediato inferior de la caja, en caso de haberlo;
Segunda opción: si $n=2$ finaliza la secuencia.
- Siguientes: Se repite el paso 2 hasta el paso de orden $n-1$

12. Método para cambio de velocidades por embragado según las reivindicaciones 10 y 11 para la secuencia del cambio entre velocidades hacia adelante en orden ascendente o descendente que comprende la fase de embragado con uno o dos embragues, que se caracteriza porque intercala una o dos fases de embragado entre las fases de frenado para la generación de relaciones intermedias.

13. Método para un cambio de velocidades según las reivindicaciones 11 y 12, que comprende las secuencias con los pasos para efectuar el cambio entre velocidades hacia adelante en orden ascendente o descendente, que se caracteriza porque la secuencia en la práctica real de utilización del Cambio de Doble Diferencial puede hacerse de forma parcial, con comienzo y fin en cualquiera de los pasos intermedios.

14. Método para cambio de velocidades según las reivindicaciones 6 a 9 y anteriores que comprende las acciones desde la selección de reposo (N), en que no están engranajes seleccionados, con el motor funcionando y transmitiendo al eje de entrada (1) y con el eje de salida (2) parado, hasta el estado inmediatamente anterior a la transmisión al eje de salida y movimiento (D0) en el que participa el mecanismo de apoyo en caja de pares (Ap) o en la caja de impares (Ai), que se caracteriza porque ejecuta los siguientes pasos:

- Paso 1: Giro del motor (34, 48) del mecanismo de apoyo (Ai, Ap) hasta igualar en velocidad y sentido el giro que mantiene el eje primario (3, 4) y su elemento de acoplamiento, como es el plato perforado (36, 46)
- Paso 2: desplazamiento de su elemento de acoplamiento (36, 46) hasta su acoplamiento con su complementario en función, como es la rueda dentada (37, 47)
- Paso 3: Activado del freno de pares (Fp)
- Paso 4: Acoplamiento del selector (S2-4) a la corona (62) del engranaje segundo (II)
- Paso 5: Desactivación del freno de pares (Fp)
- Paso 6: Giro del motor (34, 48) hasta igualar el sentido y velocidad angular inducido al eje secundario de impares (5) y su selector (S1-3) con la corona (51) del engranaje primero (I) y acoplamiento entre ambos.

- Paso 7: Retirada del elemento de acoplamiento, como es el plato perforado (36, 46) a su posición de reposo

- 5 15. Método para ejecución de acciones en un cambio de velocidades según las reivindicación 14 para selección de la marcha atrás que comprende la las mismas acciones desde la selección de reposo (D0), en que los engranajes están libres o no seleccionados, con el motor funcionando y transmitiendo al eje de entrada (1) y con el eje de salida (2) parado, hasta el estado de movimiento hacia atrás (R), que se caracteriza porque hasta el movimiento hacia atrás ejecuta los mismos pasos de la reivindicación 14, a excepción de los
- 10 siguientes a los que sustituye o añade:
- Paso 6: Giro del motor (34, 48) hasta igualar el sentido y velocidad angular inducido al eje secundario de impares (5) y su selector (SInv) con la corona del engranaje inverso (Inv)
 - Paso 8: Frenado de la caja de pares (Fp)

Fig 1

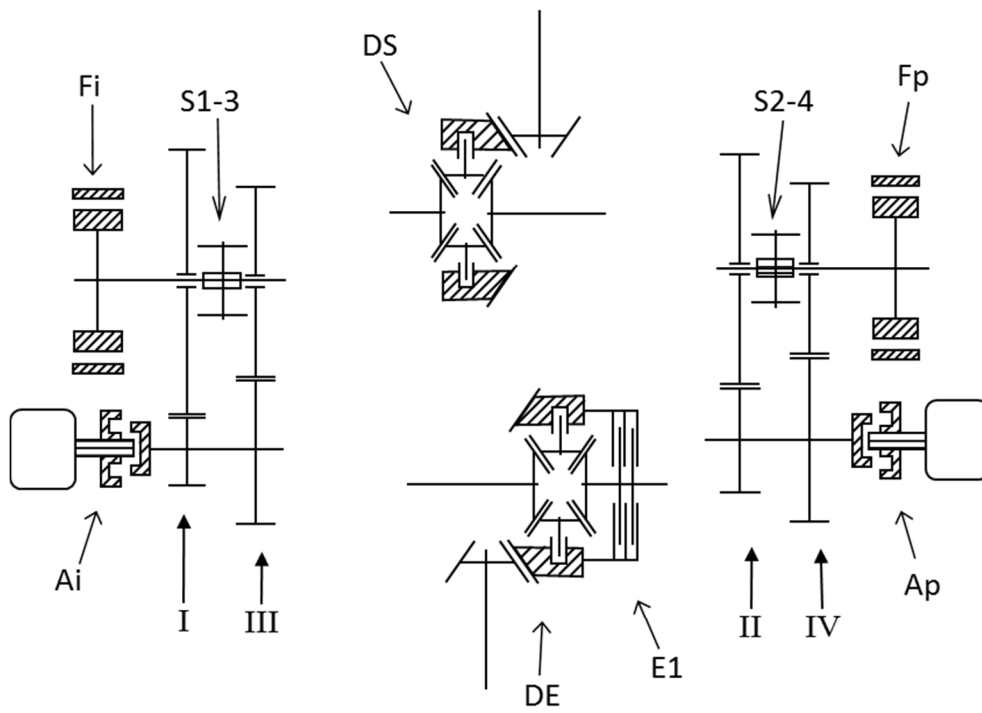


Fig 2

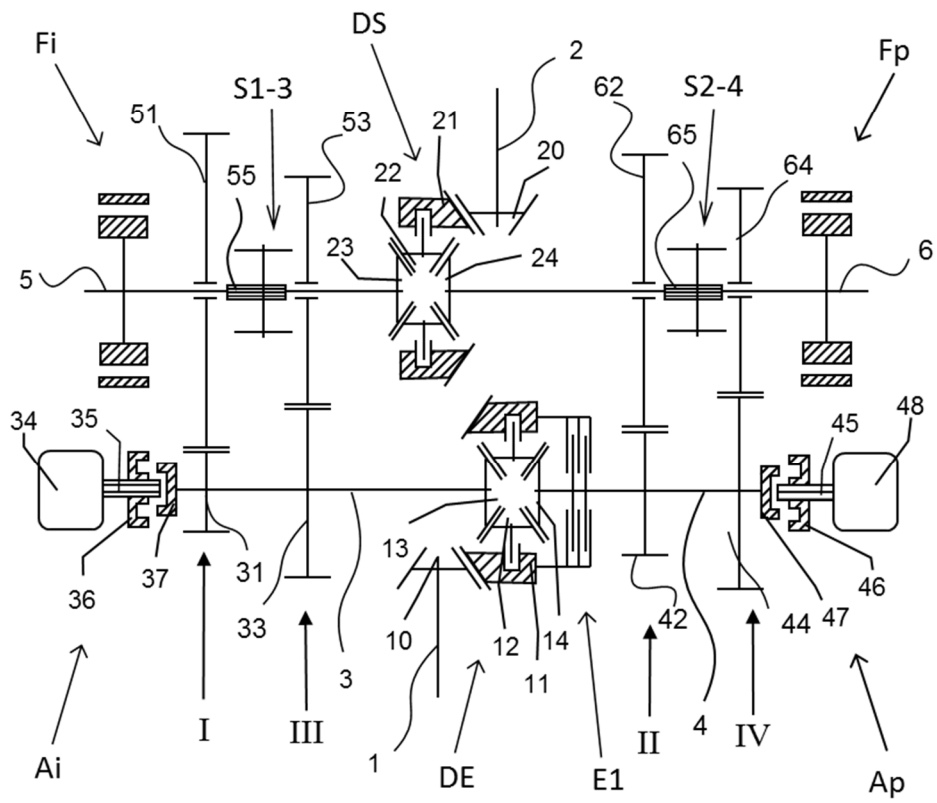


Fig 3

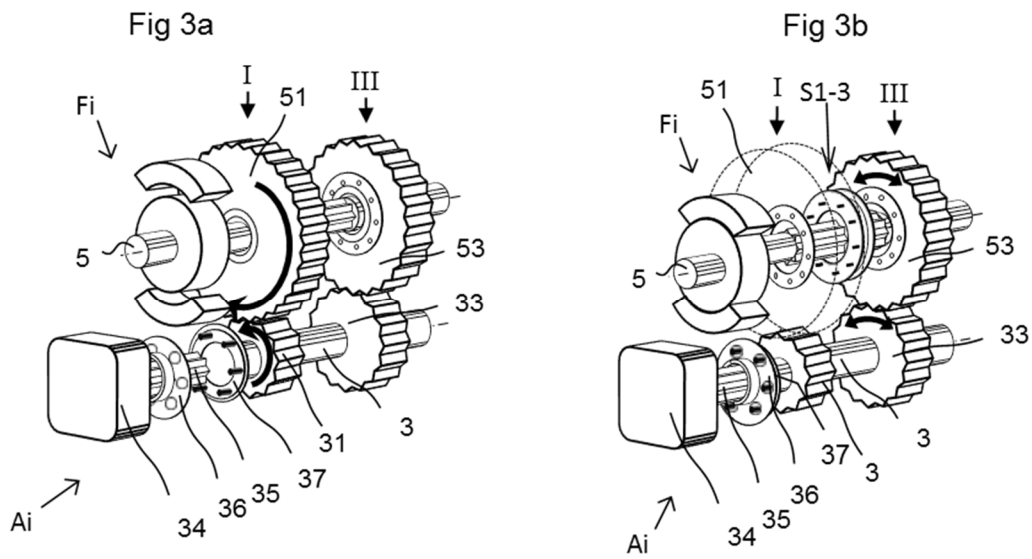


Fig 4

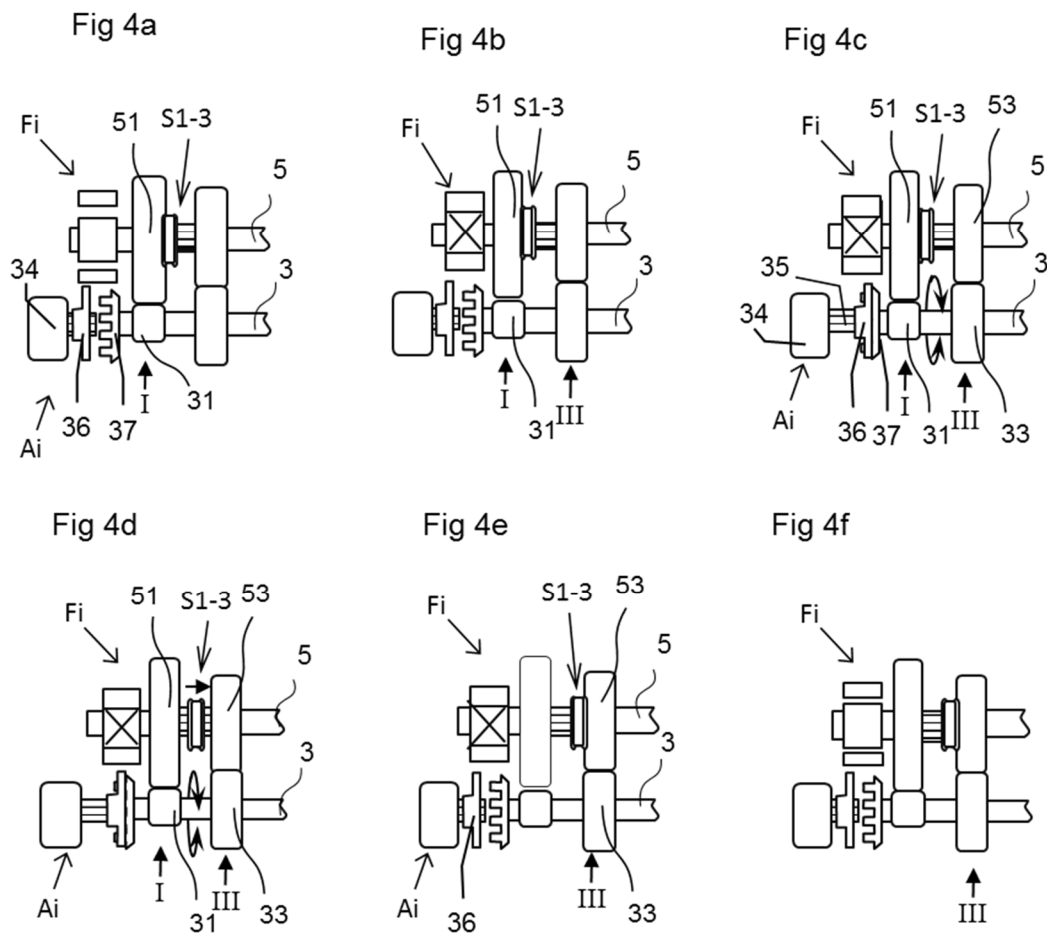


Fig 5

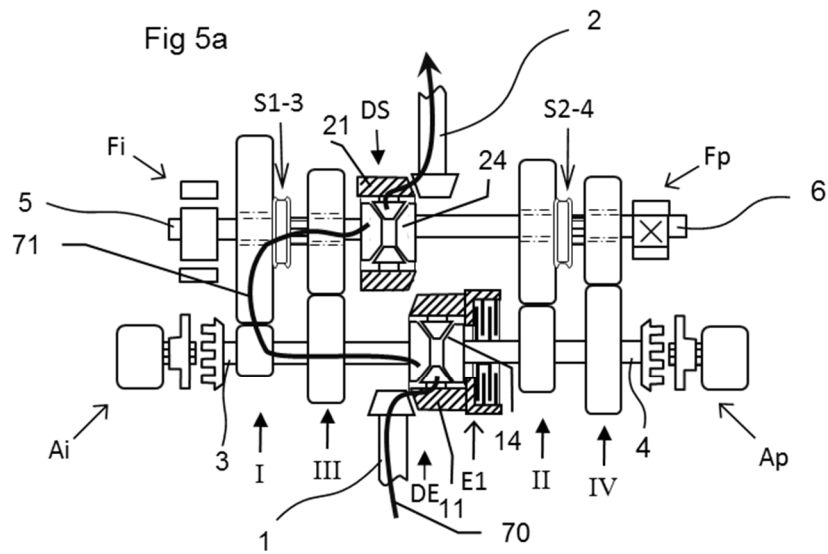


Fig 5b

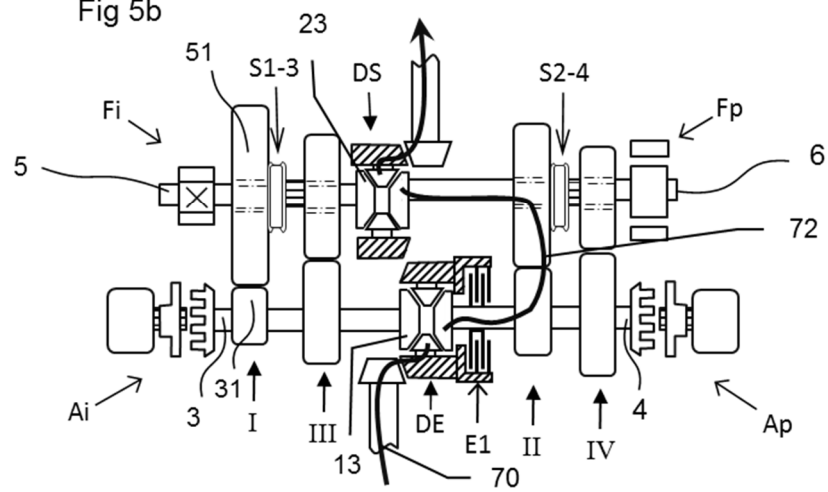


Fig c

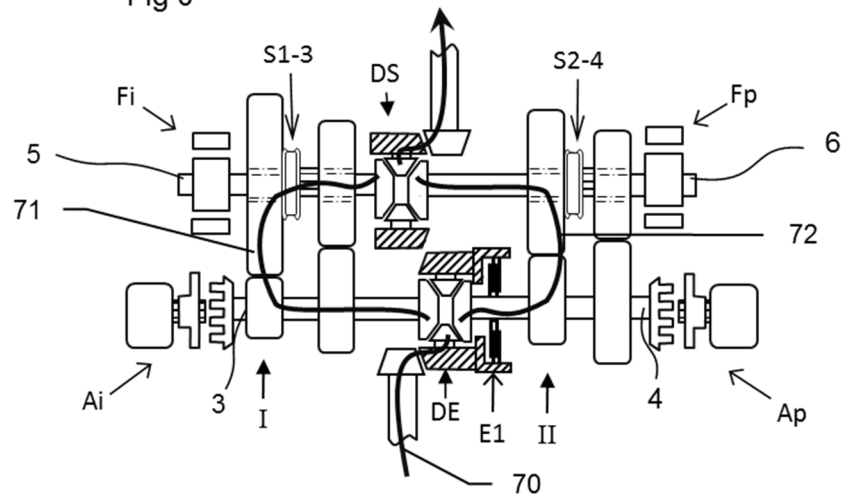


Fig 6

Fig 6a

<i>conf</i>	<i>Vel</i>	<i>Rel</i>	<i>S1-3</i>	<i>S2-4</i>	<i>Fi</i>	<i>E1</i>	<i>Fp</i>	<i>caja</i>
<i>D-1</i>	1	1	I	II			x	<i>Imp</i>
<i>D-2</i>	2	1-2	I	II		x		-
<i>D-3</i>	3	2	I-III	II	x			<i>Pa</i>
<i>D-4</i>	4	2-3	III	II		x		-
<i>D-5</i>	5	3	III	II-IV			x	<i>Imp</i>
<i>D-6</i>	6	3-4	III	IV		x		-
<i>D-7</i>	7	4	III	IV	x			<i>Pa</i>

Fig 6b

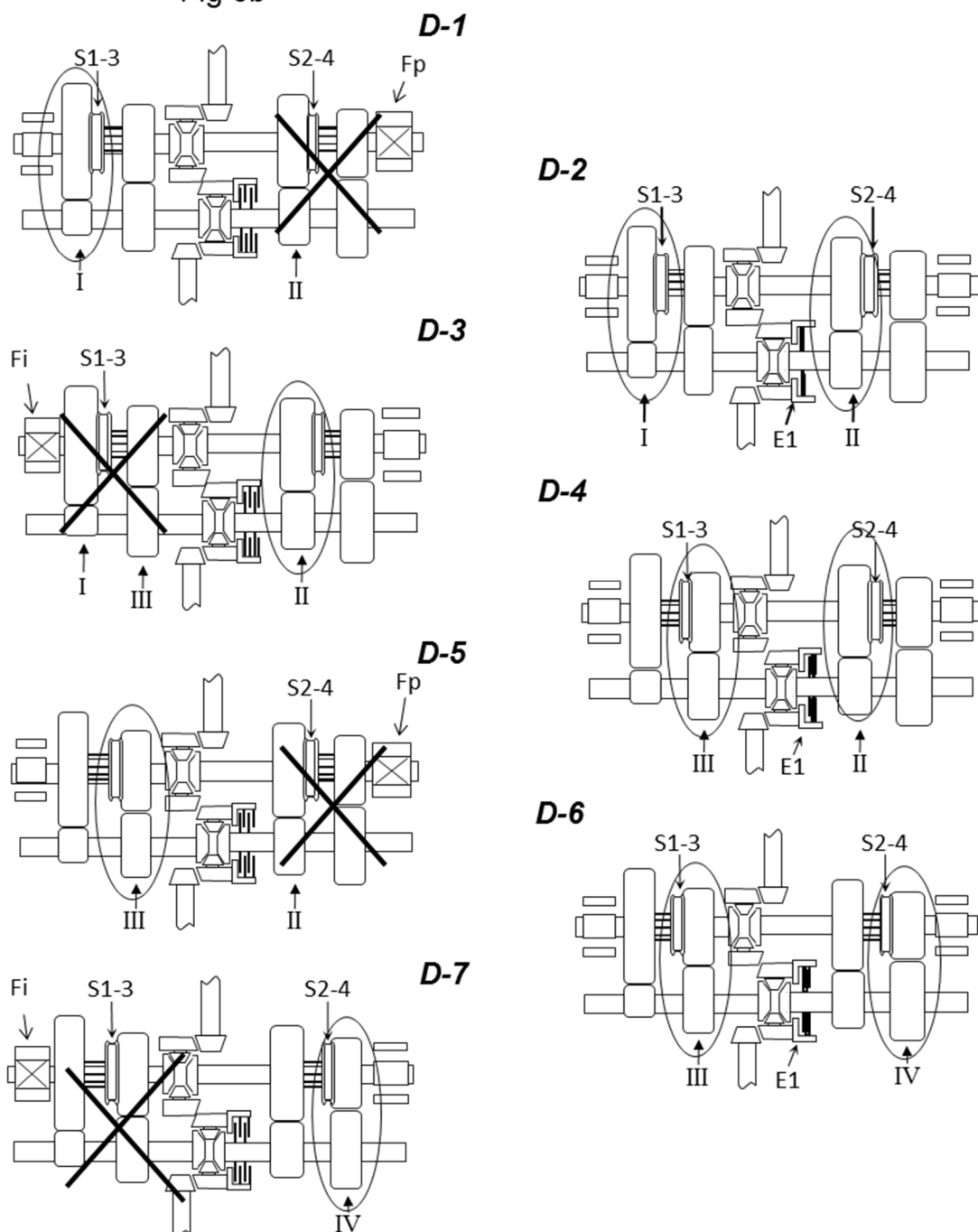


Fig 7

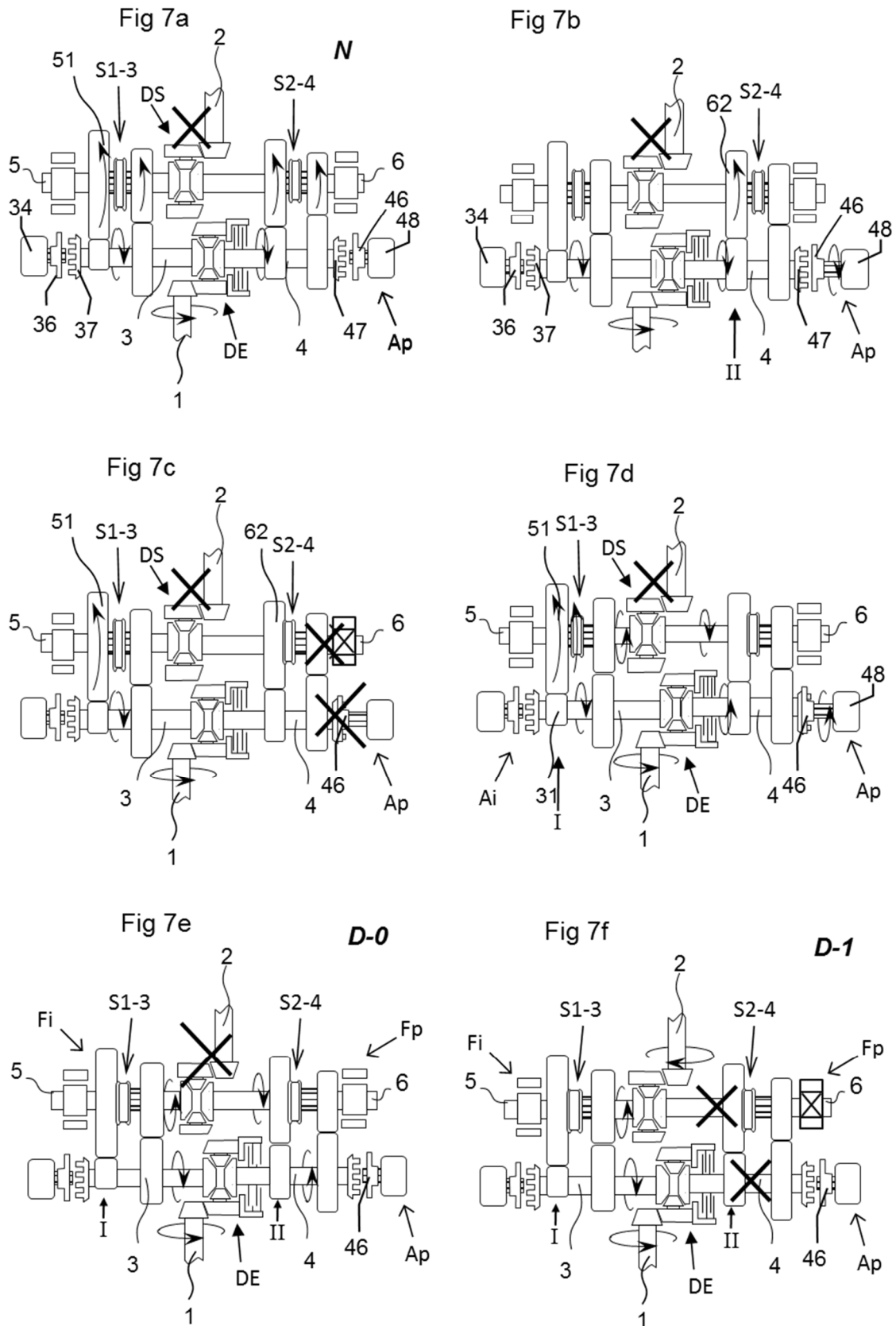


Fig 8

Fig 8a

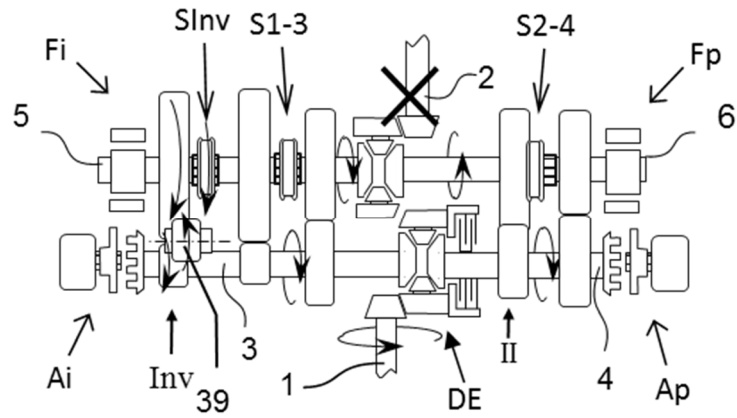


Fig 8b

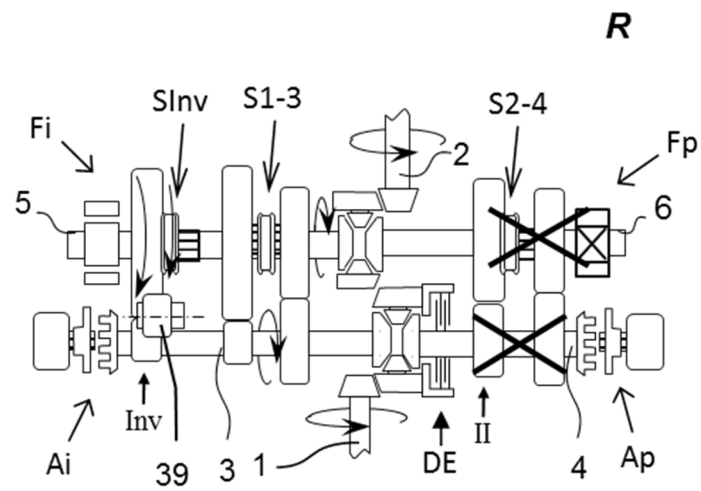


Fig 9

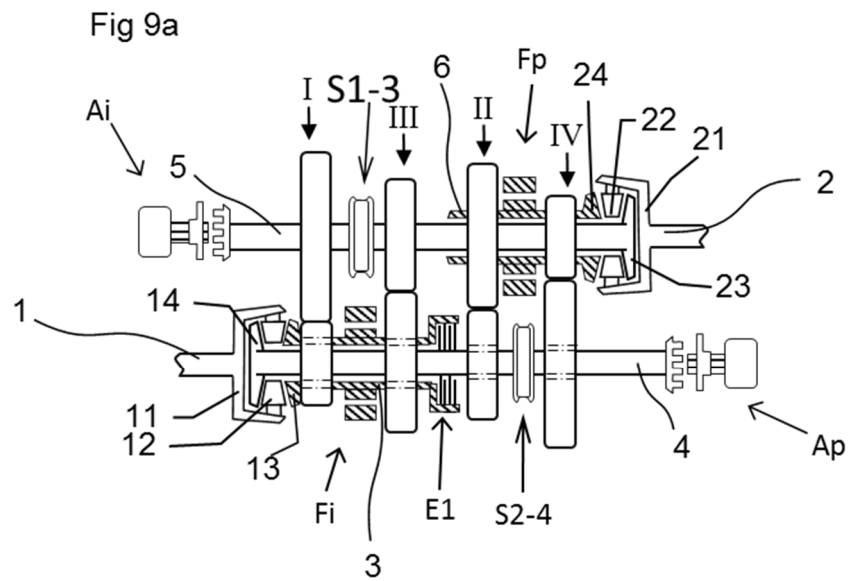


Fig 9b

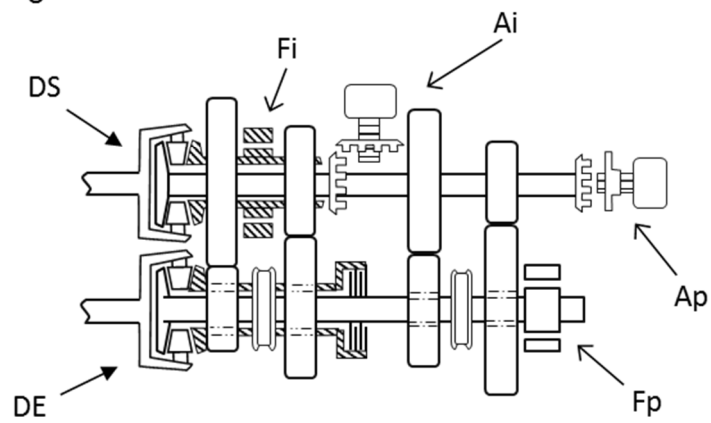
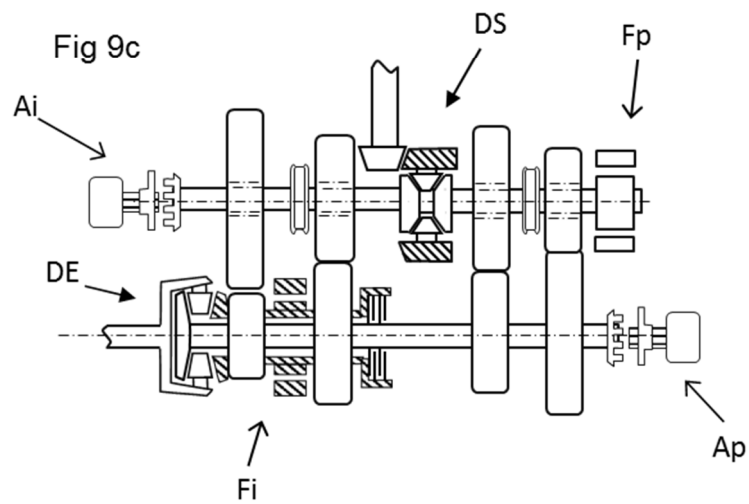
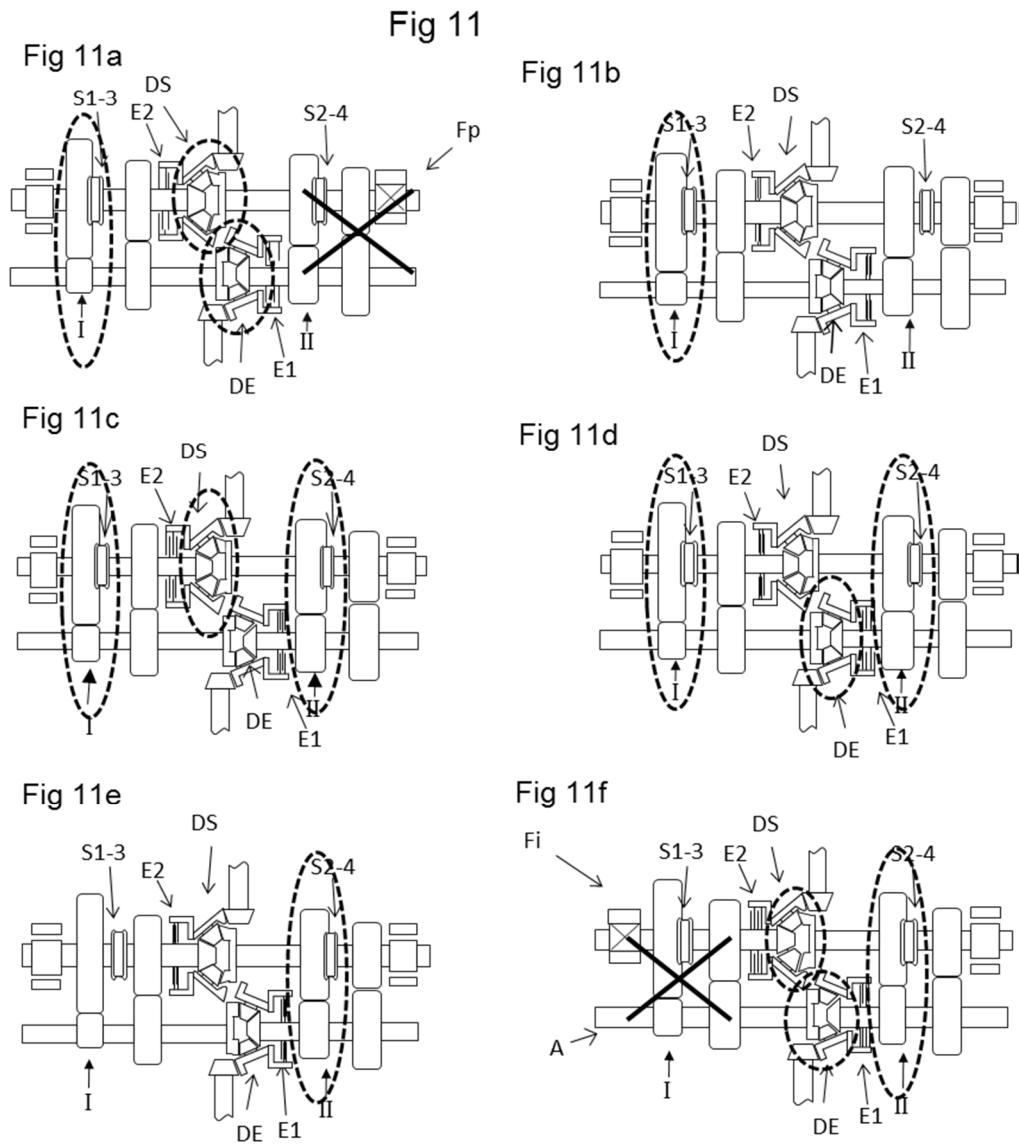
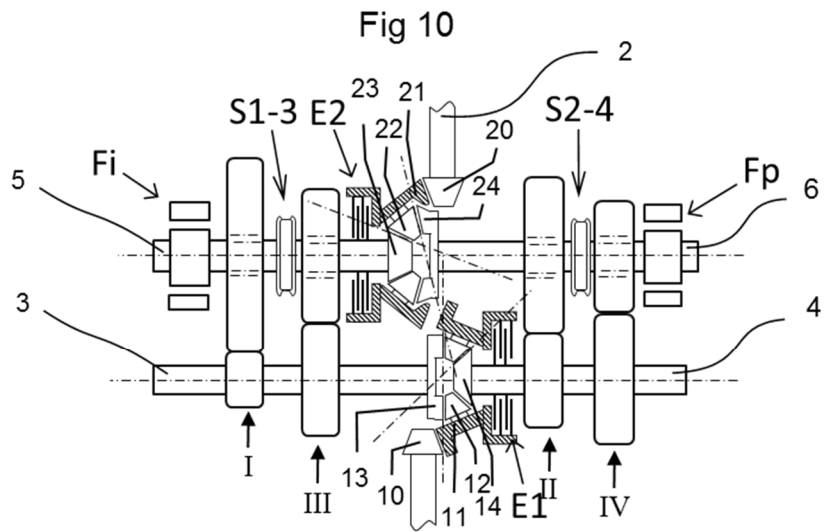


Fig 9c







- ②① N.º solicitud: 201730788
②② Fecha de presentación de la solicitud: 11.06.2017
③② Fecha de prioridad:

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TECNICA

⑤① Int. Cl.: Ver Hoja Adicional

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	⑤⑥ Documentos citados	Reivindicaciones afectadas
X	US 3468192 A (A. L. NASVYTIS) 23/09/1969 Columna 1, línea 42 –columna 2, línea 62; columna 3, línea 30 –columna 7, línea 13; figuras 1 y 3	1, 3- 7, 10- 13
X	DE 102012009470 A1 (T. TEVKÜR) 07/11/2013 Párrafos 1-13, 29-47; reivindicaciones 1-3, 5-6; figura 4	1, 3, 6, 10, 11, 13
X	DE 102011101887 A1 (T. TEVKÜR) 15/11/2012 Documento completo	1, 3, 6, 10, 11, 13
A	DE 3424421 A1 (W. RUDOLF) 09/01/1986 Documento completo	1, 3
A	US 2002189383 A1 (A. SCHAMSCHA) 19/12/2002 Párrafos 28-29; figura	1

Categoría de los documentos citados

X: de particular relevancia

Y: de particular relevancia combinado con otro/s de la misma categoría

A: refleja el estado de la técnica

O: referido a divulgación no escrita

P: publicado entre la fecha de prioridad y la de presentación de la solicitud

E: documento anterior, pero publicado después de la fecha de presentación de la solicitud

El presente informe ha sido realizado

☒ para todas las reivindicaciones

☐ para las reivindicaciones nº:

Fecha de realización del informe
22.10.2018

Examinador
S. Gómez Fernández

Página
1/2

CLASIFICACIÓN OBJETO DE LA SOLICITUD

F16H3/66 (2006.01)

F16H37/10 (2006.01)

F16H3/089 (2006.01)

F16H61/686 (2006.01)

Documentación mínima buscada (sistema de clasificación seguido de los símbolos de clasificación)

F16H

Bases de datos electrónicas consultadas durante la búsqueda (nombre de la base de datos y, si es posible, términos de búsqueda utilizados)

INVENES, EPODOC