



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 380 554**

51 Int. Cl.:
B60W 20/00 (2006.01)
B60K 6/365 (2006.01)
F16H 61/04 (2006.01)
F16H 3/72 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **07121990 .1**
96 Fecha de presentación : **15.12.2003**
97 Número de publicación de la solicitud: **1900975**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **19.03.2008**

54 Título: **Dispositivo de control para una unidad de propulsión híbrida.**

30 Prioridad: **25.12.2002 JP 2002-374978**
25.12.2002 JP 2002-374975
25.12.2002 JP 2002-374973

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
16.05.2012

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
16.05.2012

73 Titular/es: **TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA**
1, Toyota-cho
Toyota-shi, Aichi-ken 471-8571, JP

72 Inventor/es: **Endo, Hiroatsu;**
Ozeki, Tatsuya y
Sugiyama, Masataka

74 Agente/Representante:
Isern Jara, Jaime

ES 2 380 554 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

Dispositivo de control para una unidad de propulsión híbrida.

5 **Campo técnico**

Esta invención se refiere a un dispositivo de control para una unidad de propulsión híbrida, de acuerdo con el preámbulo de la reivindicación 1, donde un motor principal de ayuda está conectado a través de una transmisión a un elemento de salida, al cual se transmite un par desde un primer motor principal.

10 **Estado de la técnica**

En una unidad de propulsión híbrida para vehículos, un motor de combustión interna como un motor de gasolina o un motor diésel y un dispositivo eléctrico, como un motor generador se utilizan generalmente como motores primarios.

15 Los modos de combinación de los motores de combustión interna y del dispositivo eléctrico son varios, y el número de dispositivos eléctricos que se utilizan no se limita a uno, pero pueden ser varios.

20 En JP-A-2002-225578, por ejemplo, se describe la unidad de propulsión híbrida, en la que un motor y un primer motor generador se conectan entre sí a través de un mecanismo de síntesis/distribución compuesto de un mecanismo de piñón simple de engranajes planetarios para que el par sea transmitido desde el mecanismo de la síntesis/distribución hacia un elemento de salida, y en el que un segundo motor generador está conectado con el elemento de salida a través de un mecanismo de cambio de marchas de modo que el par de salida del segundo motor generador se añade de la forma conocida como "par de ayuda" al elemento de salida.

25 Por otra parte, el mecanismo de la palanca de cambios está construido con un mecanismo de engranajes planetarios capaces de ser intercambiados entre dos etapas de alta y baja, es decir, un estado de conexión directamente y un estado de desaceleración.

30 En el estado de conexión directamente, el par del segundo motor generador se aplica tal como es al elemento de salida.

En el estado de desaceleración, por otro lado, el par del segundo motor generador segunda es elevado y se aplica al elemento de salida.

35 En la unidad de propulsión híbrida mencionada anteriormente, el segundo motor generador es controlado en un modo de regeneración de manera que un par positivo o un par negativo se puedan aplicar al elemento de salida.

40 Por otra parte, un estado de desaceleración puede ser fijado por la transmisión de manera que el segundo motor generador se puede cambiar por uno de bajo par o de pequeño tamaño.

45 Aquí, en JP-A-2000-295709, se describe un dispositivo, en el que los motores generadores primero y segundo se disponen en el lado de aguas arriba (o el lado del motor) de una transmisión capaz de ser conmutada a modos altos y bajos, por lo que el tiempo de cambio de marcha se puede hacer prácticamente constante mediante el control de los pares de los motores generadores individuales en el momento de cambio de la transmisión.

50 Cuando un cambio de marchas de este dispositivo es ejecutado mediante un embrague de pinzas, un par adicional correspondiente a un par de arrastre se determina y se aplica por el motor eléctrico para que la velocidad del embrague rápidamente pueda llegar a una velocidad síncrona.

55 En JP-A-6-319210, por otro lado, se describe un dispositivo, en el que el par de salida del motor se transmite a un elemento de entrada predeterminado de una transmisión y un motor generador está conectado al elemento de entrada de modo que el motor generador se controla para suavizar el par de salida, es decir, para absorber un par de inercia en el momento del cambio.

En la patente japonesa No. 2926959, por otra parte, se describe un dispositivo, en el que la salida de una fuente de generación de energía se convierte en un estado de propulsión o un estado propulsado, cuando el estado de propulsión o el estado propulsado no se puede decidir claramente, se ejecuta a continuación un cambio de marchas.

60 En JP-A-6-319210, por otra parte, se describe un dispositivo, en el que un par de motor se reduce a una fase de inercia o en su etapa final de absorber un par de inercia con el fin de reducir los impactos en el momento del cambio de una transmisión montada en una unidad de propulsión híbrida.

65 En JP-A-9-32237, por el contrario, se describe una unidad de propulsión híbrida con una transmisión, en la que la presión inicial del aceite de un dispositivo de acoplamiento por fricción para participar en el cambio de marchas de la transmisión se aprende sobre la base de una cantidad de corrección de un motor para la entrada de un par a la transmisión.

ES 2 380 554 T3

De acuerdo con el dispositivo descrito en JP-A-2.002-225578, el par generado por el motor primario principal compuesto por el motor y el primer motor generador, se transmite al elemento de salida, mientras que el par generado desde el segundo motor generador puede ser transmitido al elemento de salida.

5 Por lo tanto, la construcción de motor del primer motor principal se ejecuta por la optimización del consumo de combustible para que el defecto o exceso de par motor demandado en ese estado pueda ser suplementado por el segundo motor generador.

Además, el dispositivo cuenta con la transmisión de manera que el par del segundo motor generador pueda ser elevado y se transmita al elemento de salida.

Como resultado de ello, el segundo motor generador puede tener un tamaño pequeño o una baja capacidad.

15 El dispositivo mencionado anteriormente tiene ventajas, pero los choques pueden ocurrir en el caso de que la operación de cambio de marchas sea realizada por la transmisión.

En concreto, la velocidad de rotación de cualquier elemento rotativo se cambia por el cambio de marchas de modo que un par de inercia es establecido por el cambio en la velocidad de rotación y afecta al par de salida.

20 Este cambio en el par de salida puede aparecer como los choques.

En el caso de que el cambio de marchas se realice mediante la aplicación o liberación del dispositivo de acoplamiento por fricción, por otra parte, la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción disminuye transitoriamente para restringir el par que puede ser añadido por el segundo motor generador.

25 Como resultado, el par de salida total de la unidad de propulsión híbrida o el par motor del vehículo pueden variar durante el cambio de marchas, lo que causa los choques.

30 Por otro lado, la transmisión en la unidad de propulsión híbrida, como se describe en JP-A-2002-225578, se construye para cambiar los engranajes en dos etapas de baja (o etapa de baja velocidad) y de alta (o de etapa directa), por un freno y embrague.

En el momento de cambiar, por lo tanto, uno de los frenos y el embrague se libera mientras que el otro se aplica de manera que ambos tienen que ser controlados de forma coordinada.

35 Este control tiene una tendencia a alargar el período de tiempo necesario para el cambio de marchas.

Durante este cambio de marcha, además, la capacidad de transmisión del par de la transmisión se reduce.

40 Por lo tanto, la caída en el par de torsión del eje de salida puede ser más profunda, no sólo por la reducida capacidad de par, sino también por el largo período de tiempo de cambio.

45 En el antes mencionado dispositivo que se describe en JP-A-2.002-225578, en el cambio de marchas en el caso donde el llamado "par de ayuda" es realizado por el segundo motor generador, por ejemplo, la capacidad de par en la transmisión, es decir, la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción para participar en el engranaje de cambio ejerce influencia sobre el par de torsión del eje de salida.

50 En el caso de que el par que se transmite desde el motor de combustión interna al eje de salida mediante el control del primer motor generador, se controla en el tiempo del cambio, por otra parte, es necesario para controlar el par del primer motor generador de acuerdo a la capacidad de par en la transmisión.

55 Sin embargo, la relación entre la presión a aplicar y la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción, como el embrague o el freno no es constante debido a las diferencias individuales o al envejecimiento de modo que el par que aparece en el eje de salida en el tiempo del cambio puede llegar a ser diferente del previsto para reducir los choques.

En el caso del llamado "par de ayuda" en el tiempo del cambio se realiza por el motor eléctrico como el motor generador en la unidad de propulsión híbrida, por otro lado, el par del motor eléctrico puede llegar a ser diferente del que es necesario.

60 Como resultado, el par de torsión del eje de salida puede ser poco o excesivo a causa de los choques.

La invención anterior, como se describe en JP-A-9-32237, se construye de tal manera que la velocidad de avance de la palanca de cambio está controlada por el par del motor para que la presión inicial aplicada se base sobre la base del par del motor.

65 Por lo tanto, es posible aprender la presión inicial para optimizar el cambio en la velocidad en el tiempo de cambio, pero es imposible determinar con precisión la relación entre la capacidad de par y la presión de aplicación del dispositivo de acoplamiento por fricción para participar en el cambio de marchas.

ES 2 380 554 T3

La referencia US 5 533 570 A constituye el más cercano estado de la técnica en el contexto del asunto-materia de la reivindicación 1 y revela un aparato de control del cambio para controlar la transmisión de relación automática de velocidad variable de un vehículo de motor.

5 Este aparato de control del cambio, de acuerdo con este estado de la técnica, controla el par de salida de la transmisión automática durante la acción del cambio, así como el par del motor generador.

Es el objeto de esta invención, proporcionar un dispositivo de control de una unidad de propulsión híbrida, que puede eliminar los choques, de lo contrario podría ser originado por un cambio de marchas en una transmisión que
10 tiene un elemento de salida conectado a un motor primario de ayuda.

El objeto es resuelto por el dispositivo de control de una unidad de propulsión híbrida que tiene la combinación de las características de la reivindicación 1. Otros ventajosos desarrollos de la presente invención son definidos en las reivindicaciones dependientes.
15

En la presente invención unos medios de corrección (o corrector) para corregir o enmendar el par de salida del motor principal de ayuda puede estar compuesto, además de los medios de corrección para corregir el par de salida de la fuerza motriz principal.

20 En la presente invención, por lo tanto, aunque la capacidad de transmisión del par de la transmisión cambia de acuerdo con el cambio de marchas en la transmisión, el par del motor principal de ayuda a conectar a la parte de entrada de la transmisión se corrige para compensar el cambio de el par en el elemento de salida.

Como resultado, la variación o la caída del par en el elemento de salida se impide o suprime.
25

En la presente invención, en caso de que el par de salida del motor principal de ayuda se corrija en el cambio de marchas en la transmisión, la relación entre la capacidad de par y la presión de aplicación del dispositivo de acoplamiento por fricción de la construcción de la transmisión se puede aprender para hacer el control de cambio sobre la base de los resultados aprendidos.
30

Con esta construcción, es posible prevenir los golpes en el cambio con mayor eficacia.

Breve descripción de los dibujos

35 Fig. 1 es un diagrama de flujo general para explicar un ejemplo de control por un sistema de control de acuerdo a un ejemplo comparativo.

Fig. 2 es un diagrama de flujo más específico para explicar el ejemplo de control por el sistema de control de acuerdo a un ejemplo comparativo.
40

Fig. 3 es un diagrama que muestra un ejemplo de la tabla de tiempo del caso, en el que un control que se muestra en la figura 1 o la figura 2 es realizado.

45 Fig. 4 es un diagrama que muestra un ejemplo de la tabla de tiempo del caso, en el que se fija una cantidad de corrección de par por un primer motor generador según la cantidad de corrección de retroalimentación de la presión que se aplica.

Fig. 5 es un diagrama de flujo general para explicar un ejemplo de control por el sistema de control de acuerdo a un ejemplo comparativo.
50

Fig. 6 es un diagrama que muestra esquemáticamente una región, en la que la misma potencia se genera antes y después de un cambio de marchas.

Fig. 7 es un diagrama que muestra un gráfico de tiempo el caso de un cambio ascendente apagado.
55

Fig. 8 es un diagrama característico de salida de un motor y muestra de forma esquemática una región, en el que un par de gradiente es negativo.

Fig. 9 es un diagrama de flujo para explicar otro ejemplo de control por el sistema de control de esta invención.
60

Fig. 10 es un diagrama esquemático del tiempo del caso, en el que el control se ejecuta en el momento de un cambio ascendente.

65 Fig. 11 es un diagrama de flujo para explicar un ejemplo de un control del aprendizaje durante un desplazamiento por el sistema de control de esta invención.

Fig. 12 es un diagrama de flujo para explicar un ejemplo de control de un aprendizaje obligatorio por el sistema de control de esta invención.

ES 2 380 554 T3

Fig. 13 es un diagrama de tiempo para explicar un ejemplo de control de aprendizaje durante un cambio.

Fig. 14 es un diagrama que muestra par aprendido - presión del aceite del mapa de conversión de forma esquemática.

Fig. 15 es un diagrama de bloques que muestra esquemáticamente un ejemplo de una unidad de propulsión híbrida, a la que esta invención se aplica.

Fig. 16 es un diagrama que muestra el esqueleto de la unidad de propulsión híbrida más específicamente.

Fig. 17 es un diagrama nomo gráfico del mecanismo de engranajes planetarios individuales que se muestra en la figura 16.

Fig. 18 es un diagrama que muestra los cambios en un par de eje de salida en el momento del cambio con y sin corrección de par en un lado impulsor principal.

Mejor modo de llevar a cabo la invención

Esta invención se ha descrito en relación con sus ejemplos concretos.

La primera descripción se hace en una unidad de propulsión híbrida, a la que esta invención definida en la reivindicación 1 puede ser aplicada.

La unidad de propulsión híbrida o un objetivo de aplicación de la presente invención se monta en un vehículo, por ejemplo.

Como se muestra en la figura 15, el par de una principal fuerza motriz 1 se transmite a un elemento de la salida 2, de la cual se transmite el par a través de un diferencial 3 a las ruedas motrices 4.

Por otro lado, se proporciona un motor principal de ayuda 5, que puede hacer un control de potencia para generar un impulso de salida para la impulsión y un control de regeneración para recuperar una energía.

Este motor principal de ayuda 5 se conecta a través de una transmisión 6 al elemento de salida 2.

Entre el motor principal de ayuda 5 y el elemento de salida 2, por lo tanto, la capacidad de transmisión del par se incrementa/disminuye de acuerdo a una relación de transmisión que será establecida por la transmisión 6.

Esta transmisión 6 puede ser construida para establecer la relación de transmisión en "1" o superior.

Con esta construcción, en el momento de funcionamiento del motor principal de ayuda 5 para generar el par, este par se puede dar salida al elemento de salida 2 para que el motor principal de ayuda 5 pueda ser de baja capacidad o de un tamaño pequeño.

Sin embargo, se prefiere que la eficiencia de funcionamiento del motor principal de ayuda 5 se mantenga en un estado satisfactorio.

En el caso de la velocidad del elemento de salida 2 se eleva de acuerdo a la velocidad del vehículo, por ejemplo, la relación de transmisión se reduce al disminuir la velocidad del motor principal de ayuda 5.

En el caso de la velocidad del elemento de salida 2 cae, por otro lado, la relación de transmisión pueden ser levantada.

En este caso de cambio de marchas, la capacidad de transmisión del par en la transmisión 6 podría caer, o un par de inercia se puede producir de acuerdo con el cambio en la velocidad.

Esto afecta al par del elemento de salida 2, es decir, el par motor al contrario.

En el sistema de control de esta invención, por lo tanto, en el momento del cambio de la transmisión 6, el par del motor principal 1 se corrige para prevenir o reprimir la fluctuación del par del elemento de salida 2.

Como se muestra en la figura 16, más concretamente, el motor principal 1 está construido principalmente para incluir un motor de combustión interna 10, un motor generador (que será tentativamente llamado el "primer motor generador" o "MG 1") 11, y un mecanismo de engranajes planetarios 12 para sintetizar o distribuir el par entre los motores de combustión interna 10 y el primer motor generador 11.

El motor de combustión interna (que llamaremos el "motor") 10 es una unidad de energía conocida como un motor de gasolina o un motor diésel para generar una potencia por la quema de un combustible, y está construido de modo que su estado de ejecución, tales como el grado de apertura de la mariposa (o la cantidad de entrada de aire), la cantidad de alimentación de combustible o el tiempo de encendido pueden ser controlados eléctricamente.

ES 2 380 554 T3

Este control se realiza mediante una unidad de control electrónico (E-ECU) 13 que se compone principalmente de una microcomputadora, por ejemplo.

5 Por otro lado, el primer motor generador 11 se ejemplifica por un motor eléctrico síncrono y está construido para funcionar como un motor eléctrico y una dinamo.

El primer motor generador 11 está conectado a través de un inversor 14 con un dispositivo acumulador 15, como una batería.

10 Mediante el control del inversor 14, por otra parte, el par de salida o el par de regeneración del primer motor generador 11 está adecuadamente establecido.

15 Para este control, se proporciona una unidad de control electrónico (MG1-ECU) 16, que se compone principalmente de una microcomputadora.

Además, el mecanismo de engranajes planetarios 12 es un muy conocido por el establecimiento de una acción diferencial con tres elementos rotativos: un engranaje solar 17 o engranaje externo, una corona 18 o engranaje interno dispuesto concéntricamente con el engranaje solar 17, y un soporte 19 que tiene un piñón que engrana con 17 y la corona 18 de tal manera que el piñón puede girar sobre su eje y gira alrededor del soporte 19.

20 El motor de combustión interna 10 tiene su eje de salida conectado a través de una válvula de mariposa 20 al soporte 19.

25 En otras palabras, el soporte 19 actúa como un elemento de entrada.

Por otro lado, el primer motor generador 11 está conectado al engranaje solar 17.

Por lo tanto, este engranaje solar 17 es el llamado “elemento de reacción”, y la corona 18 es el elemento de salida.

30 Y, esta corona dentada 18 está conectada al miembro de salida (es decir, el eje de salida) 2.

En el ejemplo mostrado en la figura 16, por el contrario, la transmisión 6 está construida por un conjunto de mecanismos de engranajes planetarios tipo Ravignaux.

35 Estos mecanismos de engranajes planetarios son individualmente provistos de engranajes externos, es decir, un equipo de primer sol (S1) 21 y un equipo de segundo sol (S2), de los cuales el engranaje planetario primero 21 engrana con un piñón 23 corto, que engrana con un axial y largo piñón 24, que engrana con una corona (R) 25 dispuesta concéntricamente con los planetarios individuales 21 y 22.

40 Aquí, los piñones individuales 23 y 24 son soportados por un soporte (C) 26 para girar sobre su eje y girar en torno al soporte 26.

Por otra parte, el equipo de segundo sol 22 actúa con el piñón largo 24.

45 Por lo tanto, el engranaje planetario primero 21 y la corona 25 construyen un mecanismo que corresponde a un mecanismo de engranajes de doble piñón de tipo planetario, junto con los piñones individuales 23 y 24, y el equipo de segundo sol 22 y la corona 25, la construcción de un mecanismo que corresponde a un solo tipo de piñón de engranaje planetario junto con el piñón largo 24.

50 También hay previsto un primer freno B1 para la fijación del primer engranaje solar 21 de manera selectiva, y un segundo freno B2 para la fijación de la corona 25 de manera selectiva.

55 Estos frenos B1 y B2 son los llamados “dispositivos de acoplamiento por fricción” para el establecimiento de fuerzas de frenado por las fuerzas de fricción, y pueden adoptar un dispositivo de acoplamiento multi-disco o un dispositivo de tipo de banda de acoplamiento.

Los frenos B1 y B2 están construidos para cambiar su capacidad de torsión continuamente de acuerdo a las fuerzas de la participación de las presiones de aceite o de las fuerzas electromagnéticas.

60 Por otra parte, la citada ayuda motriz 5 está conectada al segundo engranaje solar 22, y el soporte 26 se conecta al eje de salida 2.

En la transmisión 6 hasta ahora descrita, por lo tanto, el equipo del segundo engranaje solar 22 es el llamado “elemento de entrada”, y el soporte 26 es el elemento de salida.

65 La transmisión 6 se construye para establecer etapas de engranaje de relaciones altas de transmisión superiores a “1” mediante la aplicación del primer freno B1, y para establecer niveles bajos de relación de transmisión más elevados que las de las etapas de engranajes de alta mediante la aplicación del freno B2 en lugar del primer freno B1.

ES 2 380 554 T3

Las operaciones de cambio entre los niveles de engranaje individuales se ejecutan sobre la base de un estado de ejecución, tales como una velocidad del vehículo o de una demanda de accionamiento (o el grado de apertura del acelerador).

5 Más específicamente, las operaciones de cambio son controladas por las regiones predeterminadas de estado de cambio como un mapa (o un diagrama de cambio) y mediante el establecimiento de cualquiera de las fases de marcha según el estado de ejecución detectado. Para estos controles, se proporciona una unidad de control electrónica (ECU-T) 27, que se compone principalmente de una microcomputadora.

10 Aquí, en el ejemplo que se muestra en la figura 16, se adoptó como motor principal de ayuda 5 un motor generador (llamado “segundo motor generador” o “MG2”), que puede tener el modo de alimentación a la salida del par y el modo de regeneración para recuperar la energía.

15 Este segundo motor generador 5 se conecta a través de un inversor 28 con una batería 29.

Por otra parte, el motor generador 5 se construye para controlar el modo de alimentación, el modo regenerativo y los pares en los distintos modos de controlar el inversor 28 con una unidad de control electrónico (MG2-ECU) 30 que se compone principalmente de una microcomputadora.

20 En este caso, la batería 29 y la unidad de control electrónico 30 también se pueden integrar con el inversor 14 y la batería (el dispositivo acumulador) 15 para el antes mencionado primer motor generador 11.

25 Un diagrama nomo gráfico del piñón simple del mecanismo de engranajes planetarios 12 como el antes mencionado mecanismo de par de síntesis/distribución está presente en (A) en la figura 17.

Cuando el par de reacción por el primer motor generador 11 se introduce en el engranaje planetario 17 contra el par introducido en el soporte 19 y emitido por el motor 10, un par superior al introducido en el motor 10 aparece en la corona 18 actuando como elemento de salida.

30 En este caso, el primer motor generador 11 funciona como una dinamo.

Como la velocidad (o la velocidad de salida) de la corona 18 es constante, por otro lado, la velocidad del motor 10 puede ser continuamente (o sin ningún tipo de paso) cambiada al aumentar/disminuir la velocidad del primer motor generador 11.

35 En concreto, el control para ajustar la velocidad del motor 10 en un valor para la mejor economía de combustible se puede hacer mediante el control del primer motor generador 11.

40 En este caso, el tipo de híbrido de este tipo se denomina “tipo de distribución mecánica” o “tipo de división”.

Por otro lado, un diagrama nomo gráfico del mecanismo de tipo de engranaje planetario Ravignaux en la construcción de la transmisión 6 se presenta en (B) en la figura 17.

45 Cuando la corona 25 es fijada por el freno B2 segundo, una etapa de marcha baja L se ajusta de manera que el par emitido desde el segundo motor generador 5 se amplía de acuerdo con la relación de transmisión y se aplica al eje de salida 2.

50 Cuando el primer engranaje solar 21 está fijado por el primer freno B1, por otro lado, hay una etapa de alta marcha H con una relación de transmisión más baja que la etapa L. La relación de transmisión en esta etapa de alta marcha es más de “1” para que el par suministrado por el segundo motor generador 5 se incremente de acuerdo a la relación de transmisión y se aplique al eje de salida 2.

55 Aquí, en el estado donde las etapas individuales de marchas L y H son fijadas, el par a aplicar al eje de salida 2 es uno, que se ve aumentado desde el par de salida del segundo motor generador 5 de acuerdo con la relación de engranajes.

En el estado de transición del cambio, sin embargo, el par es uno, que se ve influenciado por la capacidad de par en los frenos individuales B1 y B2 y por el par de inercia que acompaña al cambio de velocidad.

60 Por otro lado, el par a aplicar al eje de salida 2 es positivo en el estado del segundo motor generador 5, pero negativo en el estado impulsado.

65 La unidad de propulsión híbrida descrita hasta el momento tiene la intención de reducir la emisión de gases de escape y mejorar el consumo de combustible en la conducción del motor 10 en un estado lo más eficiente posible, y también para mejorar el consumo de combustible, mediante la realización de la regeneración de energía.

En el caso de una alta demanda de fuerza, por tanto, con el par del motor principal 1 que se transmite al eje de salida 2, el segundo motor generador 5 es conducido a sumar su esfuerzo de par al eje de salida 2.

ES 2 380 554 T3

En este caso, en un estado de vehículos de baja velocidad, la transmisión 6 se establece en la etapa L de baja para aumentar el par a añadir.

5 En el caso de la velocidad del vehículo se eleve entonces, la transmisión 6 se fija en la etapa H de alta para reducir la velocidad del segundo motor generador 5.

Esto se debe a la eficiencia de conducción del segundo motor generador 5 se mantiene en buen estado para prevenir que el consumo de combustible aumente.

10 En la unidad de propulsión híbrida antes mencionada, por lo tanto, la operación de cambio puede ser ejecutada por la transmisión 6, mientras que el vehículo está en marcha con el segundo motor generador 5 activado.

15 Esta operación de cambio se ejecuta por el cambio de las aplicaciones/liberaciones de los mencionados frenos individuales B1 y B2.

En caso de que la etapa L de baja se cambie a la etapa H de alta, por ejemplo, a la vez que el segundo freno B2 se libera de su estado de aplicación, el primer freno B1 se aplica para ejecutar el cambio de la etapa L a la etapa H.

20 En este procedimiento de cambio, las capacidades de par en los frenos individuales B1 y B2 caen de modo que el par a aplicar desde el segundo motor generador 5 al eje de salida 2 es bajo, mientras esté limitado por la capacidad de par en los frenos individuales B1 y B2.

Este estado se muestra esquemáticamente en la figura 18.

25 En la fase de par después del inicio del cambio desde la etapa baja L a la alta H, el par de torsión del eje de salida disminuye gradualmente.

30 Después de que la fase de inercia comenzó, el par del eje de salida se eleva gradualmente, y el par sube/baja ligeramente en el par de inercia después del final del cambio de forma que se estabiliza a un par de salida de eje deseado.

En este caso, la fluctuación del par también se da en el caso de que la transmisión 6 se construya mediante la sustitución de los frenos por un embrague unidireccional.

35 Cuando se produce un cambio tanto en la transmisión 6 en la que el segundo motor generador 5 que actúa como el principal motor de ayuda está conectado al eje de salida 2, el par de torsión del eje de salida 2 cambia a causa de los golpes.

40 La fluctuación del par de salida es generalmente suprimida mediante el control del par de salida del motor para el llamado "par de ayuda".

45 En la unidad de propulsión híbrida, a la que esta invención se aplica, los golpes son causados como consecuencia de la limitación del par que se transmite desde el segundo motor generador 5 que actúa como el llamado "medios de par de ayuda" para el eje de salida 2.

Al controlar el par de salida del segundo motor generador 5, por lo tanto, los golpes anteriores no pueden ser ni eliminados ni reducidos.

50 En el dispositivo de control, de acuerdo con esta invención, por lo tanto, los golpes se eliminan o reducen por el control del par que se transmite de la principal fuerza motriz 1 al eje de salida 2.

En concreto, en el caso anterior pasando de la etapa L a la etapa H, la caída del par se reduce al aumentar el par a transmitir desde el principal impulsor 1 al eje de salida 2.

55 Este estado se indica con líneas punteadas en la figura 18.

Un control o el método de control de acuerdo a un ejemplo comparativo se ejemplifica en particular en lo siguiente.

60 En primer lugar, el control global se describe con referencia a la figura 1.

En el ejemplo mostrado en la figura 1, la posición de cambio se detecta (en Paso S1).

65 Esta posición de cambio es cada uno de los estados seleccionados por la unidad de cambio (aunque no se muestra), tales como: un puesto de estacionamiento P para mantener el vehículo en un estado de parada, un R posición inversa a correr hacia atrás, una posición neutral para un N neutral del Estado, una posición de conducción D a correr hacia adelante, un motor de frenado posición S, ya sea para aumentar el par motor o aumentar la fuerza de frenado, manteniendo la velocidad del motor relativamente más alta que la velocidad del eje de salida 2.

ES 2 380 554 T3

En el paso S1 se detectan las posiciones individuales de cambio de la posición inversa, el empuje y de frenado del motor.

A continuación, la demanda de unidad se decide (en el paso S2).

Sobre la base de la información sobre el estado de circulación del vehículo, tales como la posición del cambio, la apertura del acelerador o la velocidad del vehículo, y la información almacenada previamente, tales como el mapa motor, por ejemplo, la demanda de unidad se decide.

La marcha se decide (en el paso S3) sobre la base de la demanda de potencia decidida.

En concreto, el engranaje que se establece en la transmisión 6 se decide entre la etapa de baja L o de alta H.

Se considera (en el paso S4) si el cambio es en el curso de la etapa de marcha que será establecido por la transmisión 6.

Este juicio es para juzgar si el cambio se va a ejecutar.

La respuesta de S4 es SI, en caso de que la marcha que se decidió en el paso S3 es diferente del establecido en ese momento.

En el caso de la respuesta de S4 es SI, la presión del aceite está controlada (en el paso S5) para ejecutar un cambio para ajustar la marcha decidida en el paso S3.

Esta presión de aceite es la antes mencionada en los frenos individuales B1 y B2.

La presión de aceite hace un control de espera de baja presión del freno en la parte aplicada y mantiene el freno en un nivel predeterminado de baja después de un llenado rápido para aumentar la presión de aceite sobre todo para restaurar el estado justo antes de la aplicación, y para el freno en el lado liberado baja la presión de aceite a un nivel predeterminado y luego lo baja gradualmente de acuerdo a la velocidad del segundo motor generador 5.

Por tanto, el control de la presión de la aplicación de los frenos individuales B1 y B2, el par que se transmite entre el segundo motor generador 5 y el eje de salida 2 está limitado de modo que el par de salida cae en el estado de encendido.

Esta caída de los acuerdos de par motor a la capacidad de par del freno B1 y B2 en la transmisión 6 a fin de que el par de frenado se calcule (en el paso S6).

Esta estimación del par de frenado se puede hacer sobre la base de los comandos de la presión del aceite de los frenos individuales B1 y B2, los coeficientes de fricción de las caras de fricción, los diámetros internos y externos de las caras de fricción y así sucesivamente.

El par de frenado estimado corresponde a la reducción en el par de salida de modo que una cantidad de control de compensación de par (o la velocidad objetivo de la MG1) por la principal fuerza motriz 1 para compensar la reducción en el par de salida se determina (en el paso S7).

En la unidad de propulsión híbrida que se muestra en la figura 16, el motor principal está construido con el motor 10, el primer motor generador 11 y el mecanismo de engranaje planetario 12, de modo que el par en el tiempo del cambio puede ser compensado por el control del par del primer motor generador 11.

En el paso S7, por lo tanto, el valor del control de compensación del primer motor generador 11 se puede determinar.

Este detalle se describe a continuación.

Como se ha descrito anteriormente, las operaciones de cambio de la transmisión 6 son ejecutadas por cambiar los estados de aplicación/liberación de los frenos individuales B1 y B2, y la capacidad del par cae en la operación de cambio.

Como resultado, en el estado de encendido en el segundo motor generador 5 está generando par, por ejemplo, la reacción para actuar en el segundo motor generador 5 cae.

Si el segundo motor generador 5 no se cambia de su valor en el control, por lo tanto, su velocidad aumenta.

En este procedimiento, por otra parte, el par de torsión del eje de salida puede descender, el par de salida del segundo motor generador 5 se levantó temporalmente para compensar la caída de la torsión del eje de salida del segundo motor generador 5.

ES 2 380 554 T3

Por el contrario, el par de salida del segundo motor generador 5 se puede reducir al reducir la carga térmica en el elemento de fricción en la fase de inercia durante la operación de cambio.

5 Por lo tanto, la cantidad de corrección del par del segundo motor generador 5 se determina (en el paso S8), además del cálculo de la cantidad de control de la corrección del primer motor generador 11.

A continuación, las cantidades de control individual o de corrección así determinadas son generadas.

10 En concreto, se generan: la señal de mando (en el paso S9) para controlar la presión del aceite de frenado determinada en el paso S5, una señal de mando (en el paso S10) para ajustar la velocidad deseada de la MG1 determinada en el paso S7, y una señal de mando (en el paso S11) para ajustar el par del segundo motor generador 5 determinado en el paso S8.

15 En el caso de la respuesta de S4 paso sea NO, porque no haya un cambio, por otro lado, la presión del aceite en el momento de frenado en el estado de funcionamiento (no en el momento del cambio) se calcula (en el paso S12).

20 La presión de aceite de frenos es una para el establecimiento de la capacidad de par correspondiente al par que se transmite entre el segundo motor generador 5 y el eje de salida 2, por lo que se puede calcular sobre la base de el par pedido que se transmite entre el segundo motor generador 5 y el eje de salida 2.

Además, se calcula (en el paso S13), el par del segundo motor generador 5 en el período de constante funcionamiento.

25 En este momento constante de funcionamiento, el motor 10 es controlado para el consumo de combustible satisfactorio, y el exceso y la escasez de la salida del motor principal 1 se ve compensado por el segundo motor generador 5.

Por lo tanto, el par del segundo motor generador 5 se puede calcular sobre la base del par suministrado por el motor 10 y el primer generador de motor 11, y el par demandado.

30 Como se describió anteriormente, la velocidad del motor 10 puede ser controlada por el primer generador de motor 11, y el motor 10 se ejecuta en el estado estacionario en ejecución para el consumo de combustible óptimo.

35 A medida que la velocidad del primer motor generador 11, por lo tanto, la velocidad para el consumo de combustible óptimo del motor 10 se calcula (en el paso S14) para el objetivo como la velocidad del primer motor generador 11.

Después de esto, la rutina avanza del paso S9 al paso S11 como hasta ahora se ha descrito.

40 En estos pasos, con las siguientes salidas individualmente: la señal de comando para establecer la presión de aceite de frenado, según lo determinado en el paso S12, la señal de mando para ajustar el par del segundo motor generador 5, según lo determinado en el paso S13, y la señal de mando para ajuste de la velocidad del primer generador de motor 11, según lo calculado en el paso S14.

45 A continuación se describen más específicamente el control de la corrección o el método de corrección del par de salida por el motor principal 1 durante la operación de cambio mencionado en la transmisión 6.

En la figura 2, se considera (en el paso S21) si la transmisión 6 está siendo cambiada.

50 El juicio de este paso S21 no es el juicio de si la operación de cambio se está realmente ejecutando o no, pero es el juicio de si el vehículo está en estado de ejecución de la operación de cambio.

55 En el caso de la respuesta de este paso S21 es NO, el par de salida tiene que ser compensado de manera que el cambio de la velocidad objetivo dnesft en el primer motor generador 11 y una cantidad de corrección de par motor Teajd sean individualmente reseteadas a cero (en el paso S22).

En este caso, el cambio de velocidad objetivo dnesft del primer generador de motor 11 es adoptada para la compensación de par.

60 Esto se debe a la velocidad objetivo del primer generador de motor 11 es controlada con retroalimentación en todo momento para controlar el motor 10.

Y, son generadas (en el paso S23), el cambio de velocidad a objetivo dnesft y la cantidad de corrección del par motor Teajd, que se ponen a cero.

65 Aquí, en este caso, estas señales no pueden dar salida, pero en fin, no se ejecutan el control de cambio de la velocidad objetivo del primer generador de motor 11 y el control de corrección del par motor.

ES 2 380 554 T3

En el caso de que la respuesta del Paso S21 es SI, se considera (en el paso S24) si la señal de comando para ejecutar el cambio ha sido generada.

5 En el caso de que la respuesta del Paso S24 es SI, debido a la salida del cambio, un par en el eje de salida estimado Totg en el comienzo del cambio se guarda (en el paso S25).

En resumen, se mantiene el par de salida que se mantiene durante el cambio.

10 A continuación, el contador de tiempo de guardia se pone a cero (en el paso S26).

Este contador de tiempo de guardia mide período de tiempo desde la salida del cambio hasta el instante del comienzo del control de conmutación de los estados aplicación/liberación de los frenos B1 y B2, y se fija para prevenir el control erróneo.

15 En otras palabras, los controles de aplicación/liberación de los frenos B1 y B2 y el control de compensación del par se inician a la espera del transcurrir del temporizador de guardia.

20 Después de que el temporizador de guardia se pone a cero en el paso S26 o en caso de que la respuesta del Paso S24 es no, porque no hay salida de cambio, se considera (en el paso S27) si el temporizador de guardia se cumple, es decir, si el período de tiempo establecido como el temporizador de guardia ha transcurrido.

En este caso, puede haber, además, la satisfacción de otras condiciones previas tales como que la temperatura del aceite se encuentra en un nivel predeterminado o superior, o que no se producen fallos en el dispositivo de control.

25 En caso de que el período de tiempo no ha transcurrido y en caso de que no hay salida de cambio, la respuesta de la etapa 27 es NO, y es entonces innecesario compensar el par de salida de modo que la velocidad de cambio de destino dnest del primer generador de motor 11 y el par motor de corrección Teajd son individualmente reseteados a cero (en el paso S28).

30 Estos controles son similares a los mencionados en el paso S22.

En este caso, por lo tanto, la rutina también avanza al paso S23, en la que las señales individuales dnest y Teajd que tienen el valor de ajuste a cero se generan.

35 En otras palabras, no se ejecutan ni el control de cambio de la velocidad objetivo del generador de motor primero 11 ni el control de corrección del par motor.

40 En el caso de que la respuesta del Paso S27 es SI, por el contrario, se ejecuta el control de cambio para cambiar los estados de aplicación/liberación de los frenos B1 y B2 en la transmisión 6 y el control de compensación del par adecuado.

45 En concreto, en consecuencia, como el temporizador de guardia se cumple en un primer momento, el freno en la parte liberada (es decir, el segundo freno B2 en el caso del cambio ascendente) se libera gradualmente, y el freno en la parte aplicada (es decir, el primer freno B1 en el caso del cambio ascendente) es precedentemente sostenido en el estado de baja presión a la espera justo antes del acoplamiento, en el que el espacio se reduce.

Sobre la base de la capacidad de par (o de aplicar presiones) de los frenos B1 y B2, por lo tanto, un par de salida del eje estimado To se calcula (en el paso S29).

50 En la fase de par durante la operación de cambio, más específicamente, el par a aplicar desde el segundo motor generador 5 al eje de salida 2 está restringido de acuerdo a la capacidad de torsión de los frenos individuales B1 y B2 para que el par de salida sea adecuadamente reducido.

55 Si este par de salida bajado se resta del par del eje de salida antes mencionado Totg almacenado, por lo tanto, es posible determinar el par de salida del eje estimado To en ese instante.

60 Se considera (en el paso S30) si la diferencia entre el par de torsión del eje de salida estimado To que así se determine, y el par de torsión del eje de salida estimado Totg que ya está almacenado en el momento de inicio del cambio excede un valor predeterminado.

Si la capacidad de torsión de los frenos individuales B1 y B2 cambia, el par del eje de salida 2 cae de manera que se inicia un cambio real.

65 En el paso S30, por lo tanto, el inicio del cambio, de hecho, ha sido juzgado.

En el caso de que la respuesta del Paso S30 es NO, por lo tanto, la rutina avanza hacia el paso S28, y no se ejecuta la llamado “compensación de par” del par del eje de salida.

ES 2 380 554 T3

Si la respuesta del Paso S30 es SI, por el contrario, el cambio, de hecho, comienza para disminuir el par del eje de salida.

5 Para la compensación de par en el primer generador de motor 11, por lo tanto, el cambio de objetivo d_{nesft} del generador de motor primero 11 se calcula (en el paso S31).

10 Si la reacción en el motor generador primero 11 se eleva para bajar la velocidad, como se indica por una línea discontinua en (A) en la figura 17, el par puede aumentarse para mantener la velocidad de la corona 18 y el eje de salida 2 conectado a la primera, porque el par del motor 10 actúa hacia arriba, como en (A) en la figura 17 en el soporte 19.

15 En este caso, la compensación de par del motor generador primero 11 se ejecuta para reducir la caída del par del eje de salida, es decir, la diferencia ($T_{otg} - T_o$) entre el par del eje de salida estimada T_{otg} en el momento del inicio del cambio y el par del eje de salida estimado T_o para cada punto de tiempo durante el cambio.

20 Por lo tanto, el cambio de velocidad objetivo d_{nesft} del generador de motor primero 11 se decide sobre la base de la diferencia de par antes mencionado ($T_{otg} - T_o$), el período de tiempo T_{inr} desde la salida del cambio hasta el inicio de la fase de inercia, y el período de tiempo T_{end} desde la salida del cambio hasta el final del cambio.

25 En concreto, el cambio de velocidad objetivo d_{nesft} del motor generador 11 se calcula de acuerdo al grado de proceder de la operación de cambio.

Este cálculo es la operación sobre la base de los valores de la capacidad de torsión de los frenos individuales B1 y B2 en los puntos individuales de tiempo y el par de inercia que acompaña al cambio de velocidad del primer generador de motor 11, por ejemplo.

30 Por otra parte, el cálculo es la operación sobre la base de los valores predeterminados del mapa, de acuerdo a los estados individuales en ejecución, mediante la lectura del mapa de valores de acuerdo al grado de proceder de la operación de cambio.

Si la reacción por el primer generador de motor 11 se eleva, según lo indicado por la línea punteada en (A) en la figura 17, por otra parte, la carga actúa para disminuir la velocidad del motor.

35 Con el fin de suprimir la reducción de la velocidad del motor tanto como sea posible por lo tanto para mantener el par de salida del eje, por lo tanto, la cantidad de corrección T_{eajd} del par motor se calcula (en el paso S32).

40 Este cálculo puede hacerse sobre la base de la relación gar (es decir, la relación entre el número de dientes del engranaje solar 17 y la corona 18) del mecanismo de engranaje planetario 12 y el par suministrado por el primer motor generador 11.

A continuación, la fase de inercia se juzga (en el paso S33).

45 En el estado de la fase de la inercia, la velocidad de un elemento determinado rotativo cambia de acuerdo con la relación de transmisión después del cambio de marchas.

En el caso del cambio ascendente en la unidad de accionamiento híbrido mencionada que se muestra en la figura 16, por lo tanto, el inicio de la fase de inercia se puede juzgar por la reducción de la velocidad del segundo motor generador 5.

50 En el caso de que la respuesta del Paso S33 es NO, la rutina avanza al paso S23.

55 En concreto, el cambio de velocidad objetivo d_{nesft} , según lo establecido en el paso S31, del generador de motor primero 11 y la cantidad de corrección de par motor T_{eajd} fijada en el paso S32 se generan para el control de cambio de la velocidad objetivo del primer generador de motor y el control de corrección del par motor.

En el caso de que la primera respuesta del Paso S33 es SI, por el contrario, la fase de inercia comienza en el instante en que la sentencia sea satisfecha por lo que el valor de tiempo (es decir, el valor del contador de tiempo de haber comenzado el recuento en el instante de la salida del cambio) en ese instante se almacena (en el paso S34).

60 En resumen, la hora de inicio de la fase de inercia se aprende.

65 Esto se debe a la optimización del valor inicial de control del generador de motor primero 11 que se desplaza, de modo que el valor inicial de control del generador de motor primero 11 es mayor/menor de acuerdo con el avance/retraso del inicio de la fase de inercia.

Además, el final del cambio se juzga (en el paso S35).

ES 2 380 554 T3

Este juicio puede ser hecho por juzgar si la diferencia entre la velocidad del segundo motor generador 5 y la velocidad después del cambio de marchas, es decir, el producto de la velocidad del eje de salida 2 y la relación de transmisión después de la palanca de cambios es no mayor de un valor de referencia predeterminado.

5 En el caso de que la respuesta del Paso S35 es NO, la rutina avanza a el paso S23, en el que el cambio de la velocidad objetivo $dnesft$ y la cantidad de corrección del par motor $Teajd$ calculados en el paso S31 o S32 son generadas.

En resumen, se ejecutan el control de cambio de la velocidad objetivo del primer generador de motor 11 en la fase de la inercia y el control de corrección del par motor.

10 En caso de que el juicio del final del cambio sea satisfecho tal que la respuesta del Paso S35 es SI, por el contrario, el cambio de la velocidad objetivo $dnesft$ y la corrección de la cantidad de par motor $Teajd$ son individualmente reseteadas a cero (en el paso S36).

15 A continuación, el lapso de tiempo $Tend$ a partir de la salida del cambio en ese instante se lleva a cabo (o es almacenado) (en el paso S37).

Después de esto, avanza la rutina a el paso S23, en la que las señales individuales $dnesft$ y $Teajd$ que se resetean a cero son generadas.

20 Por lo tanto, se terminó el control de cambio de la velocidad objetivo del primer motor generador 11 y el control de corrección del par motor.

Los cambios en la velocidad de NMG2 el segundo generador de motor 5, el par de salida del eje estimado To y la cantidad de corrección de par motor $Teajd$ del caso, en el que los controles mencionados en la figura 2 se ejecutan, se muestran como un gráfico de tiempo en la figura 3.

Si el estado de funcionamiento para ejecutar el cambio en la transmisión 6 se satisface en el momento $t1$ y es detectado, sale una señal del cambio en el momento $t2$ después de un lapso de tiempo predeterminado $T1$.

30 Por ejemplo, se ejecuta el llenado rápido, en el que la presión de alimentación a los dispositivos de acoplamiento por fricción (por ejemplo, los frenos en el ejemplo específico mencionado) en el lado de aplicación es temporalmente elevada a reducir el espacio y en el que las presiones aplicadas son bajadas por la presión baja de espera.

35 Cuando un temporizador de protección predeterminada está satisfecho (en el momento $t3$) después de la salida del cambio, un control sustancial del cambio se ha iniciado.

Por ejemplo, la presión aplicada de los dispositivos de acoplamiento por fricción en la parte liberada es bajada paso a paso a un nivel predeterminado.

40 Como resultado, la capacidad de transmisión de par entre el segundo motor generador 5 y el eje de salida 2 se reduce de modo que el par de torsión del eje de salida To se estima que disminuye gradualmente.

45 Cuando se produce la caída del par, es decir, la diferencia entre el par de salida del eje estimado To y el par de torsión del eje de salida estimado $Totg$ en el momento del inicio del cambio $t2$ excede un valor predeterminado $TQMGCTST$ de referencia (en un momento $t4$), el control del cambio del primer motor 1 se ha iniciado.

En pocas palabras, el control de cambio de la velocidad objetivo del primer generador de motor 11 y el control de corrección del par motor se han iniciado.

50 Aquí se enciende una bandera de ejecución $xngadjex$ que indica que los controles se están realizando.

Este control es para aumentar la reacción por el primer motor generador 11, por lo tanto para reducir la velocidad del generador de motor primero 11 y el motor de 10 en consecuencia, como se describe anteriormente.

55 Por lo tanto, el par de inercia que es causado por los cambios en la velocidad se aplica al eje de salida 2 de modo que el par de torsión del eje de salida durante el cambio se suprime a partir de la caída.

60 En este caso, además, el par motor del paso S32 se corrige de modo que el par positivo contra el aumento de la reacción por el primer generador de motor 11 se eleva para suprimir o prevenir la caída excesiva de la velocidad del motor.

Aquí, la figura 3 muestra un ejemplo, en el que el la cantidad de corrección del par motor $Teajd$ se fija con un límite superior.

65 De conformidad con la caída de la presión del lado de liberación del freno y el aumento de la presión del lado de aplicación del freno, el cambio en el par se produce en la transmisión 6 y progresa hasta cierto punto.

ES 2 380 554 T3

Entonces, un cambio de rotación se produce en el elemento rotatorio como el segundo motor generador 5.

En resumen, la fase de inercia comienza (en el momento t_5).

5 El par de inercia que acompaña al cambio de rotación se aplica al eje de salida 2, de modo que el par del eje de salida estimado se eleva gradualmente, como se muestra en la figura 3.

Además, la velocidad del segundo motor generador 5 disminuye gradualmente con el valor de acuerdo con la relación de transmisión después del cambio de marchas, y la condición de finalización se cumple (en un punto t_6 de tiempo) cuando la diferencia en la velocidad baja a un NNGADJEDU valor predeterminado. Como resultado, el cambio de la velocidad objetivo $dnesft$ del primer motor generador 11 y la cantidad de corrección del par motor Teajd son controlados a cero.

10 Por otra parte, la presión aplicada en el lado de aplicación del freno se elevó rápidamente para que en el estado normal después del cambio de marchas, aunque no es mostrado especialmente.

En un momento posterior de tiempo t_7 , por otra parte, la velocidad del segundo motor generador 5 es igual a la que de acuerdo con la relación de transmisión después del cambio de marchas, es decir, la velocidad del eje de salida 2, y el cambio de velocidad objetivo $dnesft$ y la cantidad de corrección de par motor Teajd llegan a ser cero para poner fin a los controles.

Además, la ejecución antes mencionada $xngadjex$ se pone a OFF (cero).

25 En el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, tal como se describe anteriormente, durante el cambio de la transmisión 6 dispuesto entre el segundo motor generador 5 y el eje de salida 2, el control de par por el cambio en la velocidad del primer motor generador 11 construyendo el motor principal 1 se ejecuta para suprimir la caída del eje de salida.

30 Por lo tanto, la anchura del cambio o el ratio del cambio del eje de salida del par que acompaña el cambio se suprimen para prevenir o evitar los impactos de cambio.

El mencionado cambio de la transmisión 6 es ejecutado por la liberación de uno de los frenos individuales B1 y B2 y la aplicación del otro.

35 Es, por tanto, preferible controlar la presión a aplicar por lo menos a un freno de acuerdo con el estado de avance de la operación de cambio.

En este caso, la aplicación de la presión que se controla se relaciona con el par aplicado por el lado del segundo generador de motor 5 en el eje de salida 2 o de su caída y aún más en el par que será corregido en el lado del motor principal 1.

Por lo tanto, la corrección del par en el lado del motor principal 1 se puede hacer sobre la base de la presión a aplicar de los frenos o el control de su cantidad.

45 La figura 4 es un diagrama de tiempo que muestra un ejemplo de ese control.

Aquí se ejemplifica un ejemplo del accionamiento-para arriba, en el que el cambio se hace desde la etapa baja L a la etapa de alta H, mientras que el par se genera por el segundo motor generador 5.

50 En concreto, un punto del tiempo t_1 para la salida del cambio corresponde a t_2 en la figura 3, en el que la presión del aceite es rápidamente alimentada al primer freno B1 en la etapa de marchas de alta de modo que el llamado "llenado rápido" se ejecuta.

55 Este es el control para elevar temporalmente una presión de aceite Φ en la etapa de marchas altas y mantenerlo en un nivel bajo predeterminado.

Después de esto, el temporizador de guardia se cumple, o el control del cambio ha sustancialmente comenzado después de la satisfacción del temporizador de guardia, de modo que una presión de aceite Φ_0 del freno segundo B2 en la etapa de baja marcha se reduce paso a paso a un nivel predeterminado (en un punto del tiempo t_{12}).

60 A medida que la presión de aceite del freno segundo B2 disminuye gradualmente (o barrido hacia abajo), el par negativo habiendo actuado en el segundo motor generador 5 cae, por lo que la velocidad NMG2 del segundo motor generador 5 se eleva.

65 Cuando la diferencia entre esta velocidad NMG2 y la velocidad de acuerdo con la relación de transmisión antes de la operación de cambio se convierte en más grande que un juicio de valor de referencia predeterminado, la decisión del llamado "golpe de motor", para la velocidad del segundo motor generador 5 de subir es satisfecha (en un punto del tiempo t_{13}).

ES 2 380 554 T3

En este caso, la presión de aceite del freno segundo B2 es temporalmente elevada de manera superpuesta a fin de evitar el aumento intacto de la velocidad del segundo motor generador 5.

5 Y, la presión del aceite Plo en la etapa de baja marcha se reduce mientras gradualmente se eleva la presión del aceite Phi en la etapa de alta marcha.

10 En este caso, la presión del aceite Plo en la etapa de baja marcha es tan controlada con retroalimentación (o FB-controlada) que la velocidad del segundo motor generador 5 puede superar la velocidad según la relación de transmisión en la etapa de baja marcha por una cantidad predeterminada.

15 En otras palabras, el patinado del segundo freno B2 en la etapa de baja velocidad es tan controlado con retroalimentación sobre la base de la velocidad del segundo motor generador 5 que la velocidad del segundo motor generador 5 puede tomar el valor antes mencionado.

20 Al cambiar el aceite las presiones Phi y Plo como se mencionó anteriormente, el par del eje de salida estimado To cae de modo que el par de salida del primer generador de motor 11 es controlado para suprimir esa caída.

25 El par de inercia podría ser generado por el control de la velocidad del primer generador de motor 11 como suplemento al par del eje de salida.

30 Sin embargo, el primer generador de motor 11 está conectado, no sólo al motor 10, también al eje de salida 2 a través del mecanismo de engranaje planetario 12, de modo que la caída del par del eje de salida puede ser suprimida por el control del par de salida del generador de motor primero 11.

35 En el ejemplo mostrado en la figura 4, por lo tanto, el par de salida del primer generador de motor 11 está controlado.

40 En este caso, el control inicial contiene el tiempo de inicio del control de par del motor generador primero 11 o la cantidad inicial de control o el gradiente de aumento de par motor en el momento de controlar el arranque se corrigen sobre la base del período de tiempo de aprendizaje Tinr hasta el aprendizaje de la fase de inercia y/o el tiempo de aprendizaje Tend hasta la satisfacción de la condición de finalización.

45 Por lo tanto, el control de par del primer generador de motor 11 es más preciso.

50 En concreto, una cantidad de corrección del par (o la cantidad de corrección de par de MG1) Tgadj del primer generador de motor 11 se establece sobre la base de la cantidad de corrección de retroalimentación de la etapa de presión de aceite Plo de baja marcha, basado en la desviación de la velocidad del segundo motor generador 5.

55 Aquí, la figura 4 muestra el ejemplo, en que la cantidad de corrección del par Tgadj se establece con el llamado "límite superior".

60 La capacidad de par para participar en la operación del cambio está determinada no sólo por la presión de aplicación, sino también por el coeficiente de fricción para que la dispersión de la presión a aplicar o el coeficiente de fricción se presenta como la velocidad del segundo motor generador 5.

65 En el caso de la construcción para el control de retroalimentación antes mencionado, por lo tanto, la dispersión del control de la presión de aplicación puede ser reflejada en el control de la presión Plo de baja, por lo que el control de la presión de aceite individuales y de la velocidad, sobre la base de la primera, del segundo generador de motor 5 se puede estabilizar.

70 Por consiguiente, como la presión de aceite Plo de bajas marchas cae gradualmente y como la presión de aceite Phi de altas marchas se eleva gradualmente, la velocidad del segundo motor generador 5 comienza a disminuir gradualmente hacia la velocidad en función de la relación de transmisión en la etapa H después de la operación del cambio.

75 Como resultado, la decisión de comenzar la fase de inercia está satisfecha (en un punto del tiempo t14) cuando la velocidad de NMG2 del segundo motor generador 5 pasa a ser menor que una de acuerdo con la relación de transmisión en la etapa L de baja por un valor predeterminado o más.

80 Ahora bien, en este punto del tiempo, el freno segundo B2 en la etapa de baja marcha es totalmente liberado para que la presión de aceite Plo de bajas marchas sea sustancialmente igual a cero.

85 Por lo tanto, la velocidad del segundo motor generador 5 y el par que se aplicará desde el segundo generador de motor 5 al eje de salida 2 son causados por la presión de aceite Phi de altas marchas del freno B1 primero y el par de inercia debido al cambio en la velocidad.

90 A medida que la velocidad del segundo motor generador 5 baja hacia el valor de la etapa H de alta después de la operación del cambio y como el par de salida del eje se estima que se eleva gradualmente, la condición del final del cambio está satisfecha (en un punto del tiempo t15) sobre la base de esa velocidad.

ES 2 380 554 T3

Como resultado de ello, inmediatamente después de la etapa de presión de aceite Phi de altas marchas, se elevó rápidamente a la presión de la línea o a su presión corregida, el control se terminó (en un punto del tiempo t16).

5 En este caso, el par de salida del segundo generador de motor 5 se aumenta gradualmente cuando la decisión de comenzar la fase de inercia está satisfecha (en el punto de tiempo t14).

En este caso, la operación de cambio de la transmisión 6 se juzga así en la transmisión automática en general sobre la base del estado de circulación del vehículo.

10 Por lo tanto, es preferible detectar el estado de circulación del vehículo con precisión, y la operación del cambio se ejecuta de acuerdo al estado de funcionamiento detectado.

La figura 5 muestra otro ejemplo del control del cambio en la transmisión 6.

15 En el ejemplo mostrado, la velocidad del vehículo se calcula en un primer momento como requisito para el estado de funcionamiento del vehículo.

20 En concreto, se considera (en el paso S41) si existe o no una velocidad de eje de salida No detectada por un sensor de velocidad del eje de salida Sout para la detección de si la velocidad del eje de salida 2 es menor que un valor predeterminado.

El sensor Sout de este tipo por lo general utiliza un tren de pulso y una pastilla electromagnética.

25 Este sensor de velocidad Sout tiene la precisión de detección inferior para la velocidad más baja.

En el caso de que la respuesta del Paso S41 es SI, es decir, en caso de que la velocidad del eje de salida 2 es baja, la velocidad del eje de salida 2 se calcula (en el paso S42) desde la velocidad Ng del generador de motor primero 11 la velocidad del eje de salida 2.

30 En concreto, la relación mencionada se muestra en (A) en la figura 17 tiene entre la velocidad del motor Ne, la velocidad Ng del generador de motor primero 11 y la velocidad del eje de salida 2, por lo que la velocidad del eje de salida 2 puede calcularse a partir de la velocidad del motor Ne y la velocidad Ng del primer motor generador 11.

35 En el caso de que la respuesta del Paso S41 es NO, la velocidad del vehículo se calcula sobre la base de la velocidad No por el sensor de velocidad Sout.

En el caso de que la respuesta del Paso S41 es SI, por el contrario, la velocidad del vehículo se calcula (en el paso S43) sobre la base de la velocidad del eje de salida 2, calculado en el paso S42.

40 Por lo tanto, la velocidad del vehículo es determinada con precisión.

A continuación, la demanda de impulsión se calcula (en el paso S44).

45 Esta demanda es una unidad de fuerza motriz exigida para el segundo motor generador 5 y se puede calcular por el método que es generalmente adoptado en el estado de la técnica.

Por ejemplo, la demanda de la unidad se puede determinar sobre la base de la velocidad del vehículo, la apertura del acelerador y el mapa elaborado, tal como se describe anteriormente.

50 Además, el cambio de marchas se decide (en el paso S45).

Esta decisión se puede hacer como en una transmisión automática normal.

55 En concreto, una línea de cambio ascendente y una línea de cambio descendente se presentan en un diagrama de cambio (o un mapa de cambio) con la velocidad del vehículo y la demanda de impulsión como parámetros.

La decisión del cambio de marchas está satisfecha en el caso de que la velocidad del vehículo o la demanda de impulso se crucen en cualquiera de las líneas de cambio.

60 En el caso de los cambios de velocidad del vehículo a lo largo de la línea de cambio ascendente desde el lado de baja velocidad para el lado de alta velocidad, por ejemplo, la decisión del cambio ascendente está satisfecha.

En el caso de que los cambios de la velocidad del vehículo crucen la línea de reducir la marcha de la parte de alta velocidad hacia el lado de baja velocidad, por el contrario, la decisión de la reducción de marcha está satisfecha.

65 Si cambia la velocidad del vehículo, pero no cruzan una de las líneas de cambio, por otra parte, la marcha en ese punto del tiempo se mantiene por lo que la decisión del cambio de marchas no está satisfecha.

ES 2 380 554 T3

Las líneas de cambio se fijan para igualar las potencias antes y después del cambio de marchas.

En concreto, las características de salida del segundo generador de motor 5 para agregar el par al eje de salida se muestran en la figura 6.

5

Una región B para una salida en la etapa de baja L está más extendida a un lado de la fuerza motriz superior que una región A para una salida en la etapa de alta H. Si el cambio ascendente se hace con el equipo en la etapa de alta H con la etapa de baja L fijada en el lado de la fuerza motriz superior en la región A, por lo tanto, el motor cae en la región A. Por lo tanto, este cambio en la fuerza de impulsión puede ocasionar choques.

10

Con el fin de evitar esta situación, las líneas de cambio son establecidas tal que el cambio de marchas puede ocurrir en el caso de que el estado de funcionamiento del vehículo se encuentre en la región A, es decir, la potencia puede ser igualada antes y después del cambio de marchas.

15

La figura 6 muestra un ejemplo de la línea de cambio ascendente de forma esquemática.

En el caso de que la respuesta del Paso S45 es NO, la rutina se devuelve sin ningún tipo de control especial.

20

En el caso de que la respuesta del Paso S45 es SI, por el contrario, se decide (en el paso S46) si el estado de circulación del vehículo está dentro de un rango de cambio permisible.

La condición para la determinación de este rango de cambio permisible es si o no el llamado “ruidos de golpeteo” se produce en la línea de transmisión entre el segundo motor generador 5 y el eje de salida 2, o en su parte correspondiente.

25

En las inmediaciones de la fuerza cero, más concretamente, la participación/desconexión de la superficie de los dientes es tal que las ruedas dentadas de los engranajes individuales que componen la transmisión 6 se invierten, y el cambio de marchas se inhibe en este estado.

30

Por otra parte, se inhibe tanto el cambio de marchas en el estado negativo de la fuerza como el cambio de marchas a un estado de elevación de par.

Sin embargo por otra parte, se inhibe tanto el cambio de marchas en el modo de regeneración en el estado positivo de la fuerza como el cambio de marchas a un estado de descenso de par.

35

En el caso de que la respuesta del Paso S46 es NO, por lo tanto, el cambio de marchas no puede ser ejecutado de manera que la rutina se devuelve sin ningún tipo de control especial.

40

En el caso de que la respuesta del Paso S46 es SI, por el contrario, el fallo del dispositivo de control, como el fallo del sistema hidráulico se juzga (en el paso S47).

Este juicio se puede hacer sobre la base de la no acumulación de una presión de aceite determinada, independientemente de la salida de una señal de control.

45

En el caso de que la respuesta del Paso S47 es SI por el fallo, la rutina se devuelve sin ningún tipo de control especial, porque la situación no permite cambio de marcha para ser ejecutado.

En este caso, por lo tanto, el engranaje se mantiene vigente.

50

En el caso de que la respuesta del Paso S47 es NO, por el contrario, el cambio de marchas se emite (en el paso S48).

En este caso, esta salida de cambio de marcha no sólo incluye un cambio de marchas entre la etapa de alta H y la etapa de baja L, sino también un cambio de velocidad entre el rango de avance y el rango hacia atrás.

55

Por otra parte, se considera (en el paso S49) si el cambio de marchas se realiza en el estado de encendido.

Este juicio se puede hacer sobre la base del par de salida del segundo generador de motor 5.

60

En caso de que el segundo motor generador 5 está sacando el par, el estado de encendido se impone para que la respuesta del Paso S49 sea SI. No sólo en el caso de que el par se introduzca en el eje de salida del generador de 2 al segundo motor generador 5, sino también en caso de que el segundo motor generador 5 no dé la salida del par, por el contrario, el estado de apagado prevalece de manera que la respuesta del Paso S49 es NO.

65

En el caso de que la respuesta del Paso S49 es SI, por otra parte, las presiones de aceite de los frenos individuales B1 y B2 en la transmisión 6 son controlados por el estado de encendido (en el paso S50).

El control de cambio anterior, tal como se describe con referencia a la figura 4, es un ejemplo del control de presión de aceite en el estado de encendido.

ES 2 380 554 T3

En el caso de que la respuesta del Paso S49 es NO, por el contrario, el control de presión de aceite en el estado de apagado se ejecuta (en el paso S51).

Un ejemplo de los cambios ascendentes se muestra como una tabla de tiempo de la figura 7.

En el caso del cambio ascendente, la velocidad del segundo motor generador 5 después de que el cambio de marchas se hace menor que antes del cambio de marchas.

En el estado de apagado, por lo tanto, el segundo motor generador 5 ha bajado su velocidad, naturalmente, cuando se separa de la línea de transmisión.

Por lo tanto, un valor de comando de presión de aceite Pbl en una etapa de marchas bajas se reduce a un nivel bajo para una liberación completa, y un valor de comando de presión de aceite Pbh en una etapa de marchas altas es temporalmente elevado para ejecutar el llenado rápido, en la que el espacio del primer freno B1 se reduce.

Por tanto, el control de la presión de aceite de los frenos individuales B1 y B2, la transmisión del par entre el segundo motor generador 5 y el eje de salida 2 se baja para reducir el par motor generado por el segundo motor generador 5.

Por lo tanto, el control de corrección de par en el lado de la principal fuerza motriz 1 se inicia desde el momento del tiempo t22, en el que el contador de tiempo de guardia se cumple.

Por otro lado, el par del segundo motor generador 5 tiene tan controlada la retroalimentación (o FB-controlada) que la desviación entre el NMG2, velocidad del segundo motor generador 5 y su velocidad Nmtg objetivo puede estar dentro de un valor predeterminado.

En esta parte, la NMG2 velocidad del segundo motor generador 5 disminuye gradualmente.

Cuando la diferencia de la velocidad en función de la relación de transmisión en etapa de alta H después del cambio de marchas es igual o inferior a un valor predeterminado, la decisión de la velocidad sincrónica está satisfecha (en un punto del tiempo t23).

Simultáneamente con esto, la presión de aceite Pbh de una etapa de marchas altas se incrementa, y la presión de aceite Pbl de una etapa de marchas bajas se reduce a cero.

Como NMG2, velocidad del segundo motor generador 5 se aproxima a la velocidad de sincronismo, el valor absoluto del par de control de retroalimentación excede un valor predeterminado (en un punto de tiempo t24), y el control de la regeneración ha terminado.

Después de esto, el par del motor de acuerdo a la demanda es restaurado.

Después de esto, el control se terminó (en un punto del tiempo t25).

En el caso de la caída del par del eje de salida durante la operación de cambio de la transmisión 6 se suprime por el par en el lado de la principal fuerza motriz 1, la velocidad del motor se puede cambiar mediante la corrección del par del primer motor generador 11, tal como se describe anteriormente.

Por otro lado, las características de salida del motor de combustión interna general, tales como el motor de gasolina o el motor diésel es tal que un par T_e cae (en un gradiente de par negativo (T_e/N_e)) de acuerdo con el aumento de la velocidad de N_e dentro del rango de la velocidad de N_e a un valor predeterminado o superior, como se muestra esquemáticamente en la figura 8.

En caso de que el vehículo está en marcha en su totalidad en el estado de encendido, por lo tanto, es preferible para ejecutar el par de compensación por el primer motor generador 11 en el paso anterior S7 en la figura 1 dentro de la región (es decir, la región C de la figura 8), en la que el gradiente de par es negativo, o el control de corrección de la velocidad del primer motor generador 11 en el control que se muestra en la figura 2.

Con esta construcción, el par motor se eleva como consecuencia de que la velocidad del motor se reduce en el momento de cambiar de marchas, por lo que la reducción de la velocidad del motor se suprime después de todo.

En otras palabras, la necesidad de reducir no sólo el control de corrección de la fuerza motriz principal 1 del par del eje de salida en el momento de cambiar de marchas, sino también el control de la velocidad del motor, por lo que el control se facilita.

A continuación se describen brevemente las expresiones del ejemplo anterior.

Los medios (es decir, el inversor 14, la batería 15 y la unidad de control electrónica (ECU-MG1) 16) para el control mencionado de paso S7 o S31 paso corresponde a unos medios de corrección de primer par (o corrector) o unos medios

ES 2 380 554 T3

de corrección de primer par; los medios (es decir, la unidad de control electrónico (E-ECU) 13) para el control del paso S32 corresponde a un corrector de par segundo o unos medios de corrección de segundo par, y los medios (es decir, la unidad de control electrónica (ECU-T) 27) para el control del paso S46 corresponde a una palanca inhibidora o una palanca desinhibidora.

5

De acuerdo con el control anterior se muestra en la figura 1, el par de al menos uno de los generadores de motor 5 y 11 se controla para compensar el par de torsión del eje de salida durante el cambio de velocidad, pero el segundo motor generador 5 se conecta al eje de salida 2 de la transmisión 6.

10

En el dispositivo de control, por lo tanto, el par del segundo generador de motor 5 se controla de acuerdo al estado de cambio de marchas con el fin de suprimir la fluctuación del par en el eje de salida que acompaña al cambio de marchas.

15

Esto se corresponde con el control del paso S8 se muestra en la figura 1.

En pocas palabras, el dispositivo de control de acuerdo con esta invención se construye para ejecutar los controles se muestra en la figura 9.

20

En el ejemplo de control o el método de control que se muestra en la figura 9, se estima en un primer momento (en el paso S121) si la transmisión 6 está siendo cambiada.

25

La sentencia del cambio de marchas en la transmisión 6 se lleva a cabo, como la sentencia del cambio de marchas en una corriente transmisión automática de vehículos, sobre la base del mapa de cambio de uso de la velocidad del vehículo o la velocidad del eje de salida, la apertura del acelerador y la unidad la demanda como parámetros.

Por lo tanto, está habilitado para juzgar el paso S121 por el hecho de que el juicio del cambio de marchas está satisfecho o que el control que acompaña a la satisfacción de la sentencia se haya iniciado.

30

En el caso de que la respuesta de la etapa S121 es NO, es decir, en caso de que la transmisión no se ha cambiado, un par de corrección T_{madj} del segundo motor generador 5 se pone a cero (en el paso S122).

La cantidad de par de corrección T_{madj} o "0" del segundo motor generador 5 se emite (en el paso S123).

35

En otras palabras, el par del segundo motor generador 5 se controla de acuerdo con una demanda de aceleración/deceleración, como una demanda de aceleración (o una cantidad de la demanda de la fuerza motriz) o una demanda de fuerza de frenado, que no se corrige para la causa del cambio de marchas.

Después de esto, la rutina vuelve.

40

En el caso de que la respuesta de la etapa S121 es SI, porque se ha cambiado, por el contrario, se considera (en el paso S124) si la señal de control del cambio de marchas ha sido mostrada.

45

Esta señal de control se ejemplifica con una disminución de la presión para aplicar el dispositivo de acoplamiento por fricción, que se ha aplicado para establecer el engranaje antes del cambio de marchas, para iniciar el cambio de marcha considerablemente.

50

Si la salida en el cambio está en el punto de decisión en el Paso S124, la respuesta de la etapa S124 es SI. Si la salida del cambio ya estaba presente, la respuesta de la etapa S124 es NO. En el caso de que la respuesta de la etapa S124 es SI, por otra parte, el contador de la secuencia de cambio (o el temporizador de guardia) se pone a cero para el inicio (en el paso S125).

Por otra parte, el valor estimado Totg del par del eje de salida en este momento se guarda (en el paso S126).

55

Esto se debe a que el par estimado Totg en el momento del cambio se toma como el valor objetivo del par del eje de salida durante la operación de cambio.

Después de esto, se considera (en el paso S127) si el temporizador de guardia se ha cumplido, es decir, si un período determinado de tiempo ha transcurrido desde el momento de inicio del temporizador de guardia.

60

En el caso de que la respuesta de la etapa S124 es no, porque la salida del cambio ya estaba presente, por el contrario, el temporizador de guardia ya ha comenzado.

65

Por lo tanto, la rutina avanza al instante hacia el paso S127, en el que se considera o no un período determinado de tiempo transcurrido desde el momento de inicio del temporizador de guardia.

En este caso, este paso S127 puede juzgar la satisfacción de las condiciones previas para el control de corrección de par, como que el motor no se cambió rápidamente, que la temperatura del aceite se encuentra en un nivel predeterminado o superior, y que el control no ha fallado.

ES 2 380 554 T3

En el caso de que la respuesta de la etapa S127 es NO, por lo tanto, la situación no es que el par de salida del segundo motor generador 5 se corrige para la ejecución de la ayuda del par del eje de salida.

5 Por lo tanto, la rutina avanza hacia el paso S122, en el que la cantidad de corrección del par de salida Tmadj segundo generador de motor 5 se pone a cero.

En el caso de que la respuesta de la etapa S127 es SI, por el contrario, se considera (en el paso S128) si la decisión del golpe de motor ha sido satisfecha.

10 En la transmisión 6 descrita hasta el momento, las operaciones en el cambio de marchas son ejecutadas por el llamado “intercambio de acoplamiento”, en el que un freno B1 (o B2), se libera mientras el otro freno B2 (o B1) se aplica.

15 En el momento del cambio de marchas en el estado de funcionamiento, en el que el segundo motor generador 5 está generando el par, por lo tanto, el par habiendo sido actuado para suprimir la rotación del segundo motor generador 5 cae como la capacidad de par del freno en el lado liberado (o en el lado del drenaje) cae.

20 Por lo tanto, la velocidad del segundo motor generador 5 se vuelve mayor que de acuerdo con la relación de transmisión en ese momento.

Por lo tanto, la sentencia de Paso S128 se puede hacer sobre la base de la velocidad NT del segundo motor generador 5.

25 En el caso de que la decisión del golpe de la velocidad del segundo generador de motor 5 se cumple por lo que la respuesta de la etapa S128 es SI, el control de retroalimentación (FB) del freno del lado de descarga (es decir, el dispositivo de acoplamiento por fricción en el lado liberado) se ejecuta (en el paso S129).

30 En concreto, la aplicación de presión del freno en el lado de drenaje es tan controlado sobre la base de la diferencia de velocidad detectada que la velocidad del segundo motor generador 5 puede ser mayor que un valor predeterminado, que se determina sobre la base de la relación de transmisión antes del cambio de marchas.

La relación entre la presión de aplicación del dispositivo de acoplamiento por fricción y la capacidad de par de la misma puede ser predeterminada por experimentos o controles del aprendizaje.

35 Sobre la base de la presión de aplicación establecida por el control de retroalimentación (o el control de FB), la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción en la parte liberada, es decir, el freno B1 (o B2) se puede determinar.

40 El par de esa capacidad de par y el par de la capacidad de par en la parte de aplicación se transmite desde el segundo motor generador 5 al eje de salida 2, de modo que el par del eje de salida To se calcula a partir de la capacidad de par del freno del lado del drenaje (en Paso S130).

45 En resumen, sobre la base de la capacidad de par del freno del lado del drenaje, la caída del par del eje de salida está determinada a fin de que el par del eje de salida se pueda calcular.

En este caso, la rutina avanza directamente al paso S130, en caso de que la decisión del golpe de motor ya haya sido satisfecha, por lo que la respuesta del Paso S128 es NO.

50 En el estado donde el golpe del segundo motor generador 5 se produce, la capacidad de transmisión del par de la transmisión 6 cae, por lo que el par de eje de salida To es menor que el deseado.

55 En otras palabras, se diferencia entre el par estimado Totg como los valores predeterminados archivados en el paso anterior S126 y el par de eje de salida To estimado en el paso S130, por lo que la cantidad de corrección de par de salida Tmadj del segundo generador de motor 5 se calcula (en el paso S131), de acuerdo a la diferencia (Totg - To) de los pares.

60 Más específicamente, este estado está en la fase del par después de comenzar el cambio, y la capacidad de transmisión del par desde el lado de la entrada se reducirá con un leve resbalón en el freno del lado del drenaje, y no hay cambio de velocidad en el predeterminado elemento rotatorio.

En este estado de la época temprana del cambio, el par del eje de salida To tiene una tendencia a la baja para que el par de salida del segundo generador de motor 5 se eleve y se corrija.

65 Después de todo, el par del segundo motor generador 5 es corregido por el control de coordinación, con la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento de fricción del lado de liberación o por su aplicación de presión asociada (o la presión de aceite).

A continuación, se juzga (en el paso S132) si el inicio de la fase de inercia se ha decidido o no.

ES 2 380 554 T3

Si la respuesta de la etapa S132 es NO, el estado del cambio se encuentra todavía en la fase de par.

Con el fin de ejecutar la corrección del par del segundo motor generador 5 en la fase de par, por lo tanto, la rutina avanza hacia el paso S132, en el que la cantidad de corrección T_{madj} del par del segundo motor generador 5 se emite.

5

En el caso de que la decisión del inicio de la fase de inercia esté satisfecha por lo que la respuesta de la etapa S132 es SI, por el contrario, el par de torsión del eje de salida T_o se calcula (en el paso S133) teniendo en cuenta el par de inercia.

10

En el caso de cambio de marchas desde la etapa de baja L a la etapa de alta H, por ejemplo, la velocidad de un predeterminado elemento rotativo, como el segundo generador de motor 5, se reduce al valor de acuerdo con la relación de transmisión en el engranaje de la etapa de alta H después del cambio de marchas.

15

Por lo tanto, el par de inercia se produce de acuerdo con el cambio de velocidad y aparece en el par de torsión del eje de salida T_o . Por lo tanto, el par de torsión del eje de salida T_o se corrige sobre la base de ese par de inercia.

De acuerdo con la diferencia de par ($T_{\text{otg}} - T_o$) entre el par del eje de salida T_o así determinado y el par estimado T_{otg} como el valor objetivo antes mencionado, la cantidad de corrección T_{madj} del segundo motor generador 5 se calcula (en el paso S134).

20

En este estado, más específicamente, el lado de aplicación del dispositivo de acoplamiento por fricción (es decir, el lado de aplicación del freno) comienza a tener la capacidad de par para que la velocidad cambie.

25

Este control de par en la fase de inercia tiene una tendencia en el par del eje de salida T_o a un aumento en base al par de inercia.

Por lo tanto, el par de salida del segundo generador de motor 5 se reduce y se corrige.

30

Después de esto, se considera (en el paso S135) si la decisión del final del cambio está satisfecha.

Este final del cambio puede ser decidido por que la velocidad del miembro predeterminado rotativo, como el segundo generador de motor 5, haya alcanzado la velocidad de sincronismo de acuerdo con la relación de transmisión después del cambio de marchas, o que la diferencia de la velocidad de sincronismo se encuentra dentro de un valor predeterminado.

35

En el caso de que la respuesta de la etapa S135 es NO, el estado de cambio se encuentra todavía en la fase de inercia.

40

Por lo tanto, la rutina avanza hacia el paso S123 para la ejecución de la corrección del par del segundo motor generador 5 en la fase de inercia para generar T_{madj} , la cantidad de corrección del par del segundo generador de motor 5.

En resumen, el par del segundo motor generador 5 se reduce y se corrige.

45

En el caso de que la respuesta de la etapa S135 es SI, porque la decisión de final del cambio está satisfecha, por el contrario, la cantidad de corrección de par T_{madj} se pone a cero (en el paso S136) de este modo para terminar la corrección del par de el segundo generador de motor 5, que acompaña al cambio de marchas.

Y, la cantidad de corrección T_{madj} se emite (en el paso S123).

50

El cronograma del caso, en el que el control que se muestra en la figura 9 se hace, se muestra esquemáticamente en la figura 10.

55

La figura 10 muestra un ejemplo del caso de cambio de velocidad del equipo desde la etapa L de baja a la etapa H de alta. Si la decisión del cambio hacia la etapa de alta H se cumple en un punto del tiempo t_{30} cuando el vehículo está en marcha en la etapa de baja L, la presión de aceite (es decir, la presión de aceite de engranajes de marchas altas) Φ del primer freno B1 para el establecimiento de la etapa H se elevó temporalmente y después se mantuvo en un nivel bajo predeterminado.

60

En resumen, se ejecutan el llenado rápido para reducir el espacio y el control de presión de aceite para el punto muerto posterior.

Simultáneamente con ello, además, el par del eje de salida estimado en el en el momento de juzgar la palanca de cambios se almacena como el T_{otg} valor objetivo.

65

Cuando el tiempo predeterminado T_1 transcurre, una señal de cambio se emite, de manera que la presión de aceite del segundo freno B2 (es decir, la presión de aceite de engranajes de marchas cortas) Φ_o , habiendo puesto la etapa L de bajas marchas es paso a paso bajada a un determinado nivel (en un punto de tiempo t_{31}).

ES 2 380 554 T3

Cuando la medición del temporizador de guardia se inicia desde el punto de tiempo t_{31} , de modo que el tiempo de conteo llega a un tiempo predeterminado como un valor de guardia (en un punto de tiempo t_{32}), se decidió que el temporizador de guardia está satisfecho.

5 Después de esto, la presión de aceite de engranajes de marchas cortas P_{lo} disminuye gradualmente para que el segundo freno B2 comience a deslizarse en el instante en que el par introducido a partir del segundo motor generador 5 pasa a ser relativamente más alto que la capacidad de par del segundo freno B2.

10 Como resultado, la velocidad del segundo motor generador 5 comienza a aumentar con respecto a la velocidad en la etapa de marchas cortas L. Este es el fenómeno conocido como el “golpe de motor”.

A medida que la presión de aceite de la etapa de marchas cortas P_{lo} disminuye por el estado de encendido, la velocidad NT del segundo motor generador 5 se eleva sobre la velocidad de sincronismo en la etapa de baja velocidad.

15 Cuando este aumento supera un determinado umbral, la decisión de golpe el motor está satisfecha (a un punto del tiempo t_{33}).

20 Simultáneamente con esto, el control de realimentación (es decir, el control de FB) de la presión de aceite P_{lo} de la etapa de marchas cortas se ha iniciado.

Sobre la base de la cantidad de control de retroalimentación, por otra parte, el control de corrección de par del segundo motor generador 5 se ejecuta.

25 Casi simultáneamente con esto, además, la presión de aceite de de la etapa de marchas altas Φ se eleva gradualmente.

El control de realimentación de de la presión de aceite P_{lo} de la etapa de marchas cortas mantiene el segundo freno B2 en la parte liberada en un estado un poco deslizante de manera que la presión del aceite P_{lo} disminuye gradualmente.

30 En consecuencia, la cantidad de corrección del par T_{madj} del segundo generador de motor 5 se incrementa gradualmente.

35 Por lo tanto, el par del segundo generador de motor 5 se eleva para compensar la caída de la capacidad de par motor a la transmisión 6 a fin de que el par del eje de salida (es decir, el par del eje de salida estimado) T_o se mantiene sustancialmente en su T_{otg} valor objetivo.

40 En ausencia de esta corrección del par del segundo generador de motor 5, el par del eje de salida cae, como se indica por una línea discontinua en la figura 10.

El cambio de marchas hasta ahora descrito es el llamado “embrague a embrague”, en el que se libera un dispositivo de acoplamiento por fricción, mientras que el otro dispositivo de acoplamiento por fricción se aplica.

45 Las presiones de aceite individuales (es decir, las presiones que se aplican) son tan coordinadamente controladas que ni la llamada “superposición”, en la que ambos dispositivos de acoplamiento por fricción se aplican más de un nivel predeterminado, ni la “subposición”, en que ambos dispositivos de acoplamiento por fricción son liberados, podría ocurrir excesivamente.

50 En el estado donde la presión de aceite P_{lo} de la etapa de marchas cortas se ha reducido considerablemente a cero, por lo tanto, la presión de aceite Φ de la etapa de marchas altas se eleva a un cierto nivel lo que causa el llamado “intercambio de acoplamientos” de los dispositivos de acoplamiento por fricción.

55 En este momento, la capacidad de par de la transmisión 6 disminuye en gran medida en su totalidad, y la cantidad de corrección del par T_{madj} del segundo generador de motor 5 ha llegado sustancialmente al límite superior, por lo que el par del eje de salida estimado T_o cae.

Cuando la capacidad de par del primer freno B1 en la parte aplicada se incrementa en cierta medida por el aumento de la presión de aceite Φ de la etapa de marchas altas, el segundo freno B2 en el lado de la etapa de marchas cortas es sustancialmente liberado en ese punto del tiempo.

60 Como resultado, la velocidad del miembro rotativo predeterminado, como el segundo motor generador 5 comienza a cambiar a la velocidad de sincronismo en la etapa H de marchas altas. Alrededor de este tiempo, el par del eje de salida estimado T_o empieza a elevarse de acuerdo con el par de inercia.

65 Cuando la velocidad NT del segundo motor generador 5 baja en un valor predeterminado de la velocidad de sincronismo en el equipo de la etapa L de marchas bajas antes del cambio de marchas, la decisión de la fase de inercia está satisfecha (a un punto del tiempo t_{34}).

ES 2 380 554 T3

Por lo tanto, poner fin al control de la regeneración de la presión de aceite Plo de la etapa de marchas cortas en la fase de par desde el punto de tiempo t33 hasta el punto de tiempo t34 y el control de corrección de par del segundo motor generador 5, como se basa en el control de retroalimentación.

- 5 En lugar de esto, se ejecuta en la fase de inercia el control de corrección de par del segundo motor generador 5, que considera el par de inercia basado en el cambio de velocidad del segundo motor generador 5.

Por lo tanto, el par del segundo motor generador 5 se reduce y se corrige.

- 10 Por lo tanto, el par de inercia, como causado por el cambio en la velocidad, es absorbido por el segundo generador de motor 5, y el par de salida del eje estimado T_o se devuelve en el valor objetivo T_{otg} .

En este momento, el par se previene de altas fluctuaciones.

- 15 Después de esto, la velocidad NT del segundo generador de motor 5 se aproxima al valor síncrono en la etapa H de altas marchas, después del cambio de marchas, de modo que su diferencia de velocidad se convierte en el valor predeterminado o menos (en un punto del tiempo t35).

- 20 En este momento, la condición de final del cambio se cumple, y la presión de aceite Phi de la etapa de altas marchas es abruptamente levantada para que la velocidad NT antes mencionada sea igual al valor síncrono, y el control de corrección de par del segundo motor generador 5 ha terminado (en un punto de tiempo t36).

- 25 Así, de acuerdo al dispositivo de control de esta invención, en el momento del cambio de marchas de la transmisión 6 conectada a la entrada del segundo generador de 5, el par del segundo motor generador 5 se eleva y se corrige en la fase de par, y el par del segundo generador de motor 5 desciende y se corrige teniendo en cuenta el par de inercia.

Como resultado, la caída del par del eje de salida durante la operación de cambio y el exceso en el punto del final del cambio se han aligerado.

- 30 En resumen, los golpes pueden ser prevenidos o suprimidos por la supresión de la fluctuación del par eje de salida que acompaña al cambio de marchas.

- 35 Especialmente en el llamado cambio “embrague a embrague”, es necesario controlar las presiones que se aplican a los dispositivos de acoplamiento por fricción que participan en el cambio de marchas, de manera que se coordinan entre sí.

- 40 Incluso en caso de que el período de tiempo necesario para el cambio de marchas sea relativamente largo, por lo tanto, los choques pueden ser prevenidos o suprimidos por la reducción de la caída o la variación del par del eje de salida efectivamente.

A continuación se describen brevemente las relaciones entre el ejemplo anterior específico y esta invención.

- 45 Los medios (es decir, el inversor 28, el bateador 29, la unidad de control electrónico (MG2-ECU) 30) para el control del paso S131 y el paso S134 que se muestra en la figura 9 corresponde a un corrector de par de ayuda o a unos medios de corrección de par de ayuda de esta invención.

De acuerdo con los controles antes mencionados que se muestran en la figura 1, los pares de los generadores de motor individuales 5 y 11 son controlados para compensar el par del eje de salida durante la operación de cambio.

- 50 Este control se basa en la estimación del par de frenado (en el paso S6) sobre la base de las presiones que se aplican en los frenos individuales B1 y B2 y sus valores nominales.

En pocas palabras, es la premisa de que la presión que se aplica y el par de frenado se corresponden entre sí.

- 55 En el dispositivo de control o el método de control de esta invención, por lo tanto, el aprendizaje de los controles que se muestra en la figura 11 y la figura 12 se ejecutan para precisar las relaciones entre las presiones a aplicar y los pares de frenado (o las capacidades de par).

- 60 En primer lugar, el ejemplo de control de aprendizaje que se muestra en la figura 11 está construido de tal forma que el aprendizaje se realiza en el momento de cambio de marchas.

Se considera (en el paso S221) si el modo de aprendizaje se selecciona en el momento de cambiar, es decir, si el modo de aprendizaje obligatorio de solo aprendizaje no ha sido seleccionado.

- 65 El modo de aprendizaje obligatorio se describirá más adelante.

En el caso de que la respuesta de la etapa S221 es SI, se considera (en el paso S222) si la transmisión está siendo cambiada.

ES 2 380 554 T3

Así como la sentencia del cambio de marchas en una corriente transmisión automática de vehículos, la sentencia del cambio de marchas en la transmisión 6 se hace sobre la base del mapa de cambio que adopta la velocidad del vehículo o la velocidad del eje de salida, la apertura del acelerador y la demanda de fuerza como los parámetros.

5 Por lo tanto, es posible hacer el juicio del Paso S222 porque el juicio de los cambios se satisface o porque el control se inicia después de la satisfacción de dicha sentencia.

En el caso de que la respuesta de la etapa S222 es NO, es decir, en caso de que la transmisión no es durante la operación de cambio, el aprendizaje no se realiza (en el paso S223).

10 Este paso S223 es el llamado “paso de aprendizaje de inhibición” de modo que un indicador para inhibir el control del aprendizaje está en ON, por ejemplo.

Después de esto, se vuelve a la rutina.

15 En el caso de que la respuesta de la etapa S222 es SI, porque se ha hecho el cambio, por el contrario, se considera (en el paso S224) si la señal de control del cambio de marchas ha sido mostrada.

20 Esta señal de control es uno para iniciar la velocidad sustancialmente mediante la reducción de la presión de aplicación del dispositivo de acoplamiento de fricción, que se ha aplicado para establecer el engranaje antes de la operación de cambio.

25 Si hay una salida de cambio en el momento de juzgar el Paso S224, la respuesta de la etapa S224 es SI. Si la salida de cambio ya estaba hecha, la respuesta de la etapa S224 es NO. En el caso de que la respuesta de la etapa S224 es SI, por otra parte, el cronómetro para medir la secuencia del cambio (es decir, el temporizador de guardia) se pone a cero (en el paso S225) y se inicia.

Después de esto, se considera (en el paso S226) si el temporizador de guardia se ha cumplido, es decir, si un período determinado de tiempo ha transcurrido desde el momento de inicio del temporizador de guardia.

30 En el caso de que la respuesta de la etapa S224 es no, porque la salida de cambio ya estaba hecha, por el contrario, el temporizador de guardia ya se ha iniciado, y al instante la rutina avanza al paso S226, en el que se considera o no un si un período predeterminado de tiempo ha transcurrido desde el momento de inicio del temporizador de guardia.

35 La razón por la cual fue juzgado el lapso del período de tiempo determinado en el Paso S226 es para evitar el aprendizaje erróneo de la cuestión, en el que la presión de aceite cae justo después del inicio del cambio de marchas de modo que la capacidad de par se redujo en extremo.

40 Aquí, en el paso S226, es posible que, además, se considere el cumplimiento de las condiciones previas para el aprendizaje, tales como que el motor no se cambió abruptamente, de que la temperatura del aceite se encuentra en un nivel predeterminado o superior, o que el dispositivo de control no ha fallado.

En el caso de que la respuesta de la etapa S226 es NO, por lo tanto, la situación no permite que el control de aprendizaje se ejecute, por lo que la rutina avanza al paso S223, en el que el aprendizaje se inhibe.

45 En el caso de que la respuesta de la etapa S226 es SI, por el contrario, se considera (en el paso S227) si la decisión del golpe de motor ha sido satisfecha.

50 En la transmisión antes mencionada 6, el cambio de marchas es ejecutado por el llamado “intercambio de acoplamientos”, en el que un freno B1 (o B2) es aplicado, mientras que se libera el otro.

En el cambio de marchas en el estado de encendido donde el segundo motor generador 5 da la salida del par, por lo tanto, el par habiendo actuado para suprimir la rotación del segundo generador de motor 5 cae como la capacidad de par del freno en el lado liberado (o en el lado de drenaje) se reduce.

55 Por lo tanto, la velocidad del segundo motor generador 5 se vuelve mayor que de acuerdo con la relación de transmisión en ese punto del tiempo.

60 Por lo tanto, este juicio del Paso S227 se puede hacer a juzgar si la velocidad Nm del segundo generador de motor 5 cumple las siguientes condiciones:

en cambio ascendente: $N_m > N_o \cdot \varphi$ bajo $+\alpha$

y

65 en cambio descendente: $N_m > N_o \cdot \varphi$ alto $+\alpha$.

ES 2 380 554 T3

En este caso, No: la velocidad del eje de salida 2, φ bajo: la relación de transmisión de la etapa de baja L, φ alto: la relación de transmisión de la etapa de alta H, y α : un valor predeterminado pequeño.

5 En el caso de que la decisión del golpe de la velocidad del segundo motor generador 5 está satisfecha, por lo que la respuesta de la etapa S227 es SI, y sólo en una satisfacción de primera decisión, se almacenan el par T_{mini} del segundo generador de motor 5 en el momento que sopla y la presión de aceite P_{bt} para el lado de drenaje del freno.

10 Por lo tanto, la capacidad de par del freno del lado del dren y el par del segundo motor generador 5 se corresponden entre sí para que la relación entre la presión de aceite del freno P_{bt} del lado del dren y su capacidad de par esté definida.

A continuación, el control de realimentación (FB) del freno del lado del dren se ejecuta (en el paso S229).

15 Con el fin de que la velocidad del segundo generador de motor 5 puede ser mayor en un valor predeterminado que la velocidad determinada sobre la base de la relación de transmisión antes del cambio de marchas, más específicamente, la aplicación de presión en los frenos del lado de drenaje se controla sobre la base de la diferencia de velocidad detectada.

20 A continuación, se juzga (en el paso S230) si la fase de inercia se ha iniciado, es decir, si la fase de inercia se está decidiendo.

Aquí en el caso de que la respuesta del Paso S227 es NO, la rutina avanza al paso S230.

25 A medida que la presión aplicada del freno habiendo establecido la relación de transmisión antes de que el cambio de marchas es gradualmente bajado por el control de retroalimentación antes mencionado, la velocidad del miembro predeterminado rotativo, como el segundo generador de motor 5, comienza a cambiar hacia la velocidad correspondiente a la relación de transmisión después del cambio de marchas, de modo que el par de inercia que acompaña aparece como el eje de salida del par.

30 Este estado es la fase de inercia, que se puede decidir, como la decisión de la fase de inercia en las corrientes transmisiones automáticas de vehículos, en función de que la velocidad N_m del segundo generador de motor 5 cumple las siguientes condiciones:

en cambio ascendente: $N_m > N_o$. φ bajo $-\beta$

35 y

en cambio descendente: $N_m > N_o$. φ alto $-\beta$

40 donde β es un valor predeterminado.

En el caso de que la fase de inercia no se haya iniciado para que la respuesta del paso S230 sea NO, la rutina se volvió para seguir el estado de control anterior.

45 En el caso de que la fase de inercia se ha iniciado para que la respuesta del paso S230 es SI, por el contrario, se calcula (en el paso S231) una desviación ΔN_{merr} entre el gradiente de cambio de la velocidad real del segundo motor generador 5 y el gradiente de cambio preestablecido como el valor objetivo.

50 Esta desviación ΔN_{merr} corresponde a la diferencia entre el valor supuesto de la capacidad de par correspondiente a la presión que se aplica en ese momento y la capacidad de par real.

En este caso, el gradiente de cambio de la velocidad real del segundo motor generador 5 puede adoptar el valor promedio en un período determinado de tiempo después del inicio de la fase de inercia.

55 La fase de inercia se establece como resultado de que la presión aplicada de los frenos del lado del dren es suficientemente baja, mientras que la presión del lado del acoplamiento (o lado de aplicación) de freno para establecer la relación de transmisión después del cambio de marchas se eleva.

60 Por lo tanto, la presión de aceite P_{bt1} en el lado de aplicación se almacena (en el paso S232).

Esta presión de aceite P_{bt1} que se adopta puede ser un promedio, al igual que el gradiente de cambio de la velocidad del segundo motor generador 5, dentro de un período determinado de tiempo después del inicio de la fase de inercia.

65 Por lo tanto, la capacidad de par, que es un producto de la presión que se aplica y es detectada en el lado de aplicación del freno, es diferente por una capacidad de par correspondiente a la desviación ΔN_{merr} de la capacidad de par estimada por adelantado para esa presión de aplicación.

ES 2 380 554 T3

Por lo tanto, la cantidad de corrección T_{mimr} de la capacidad de par, como corresponde a la presión de aceite P_{bt1} , se calcula de acuerdo con la desviación ΔN_{merr} mencionada (en el paso S233).

De este modo, se establece la relación entre la presión a aplicar y la capacidad de par para el dispositivo de acoplamiento por fricción en el lado de aplicación.

A continuación, se juzga (en el paso S234) si la decisión de final de cambio está satisfecha.

El final del cambio de marchas puede ser decidido por el hecho de que la velocidad del miembro predeterminado rotativo, como el segundo generador de motor 5, ha alcanzado el valor sincrónico de acuerdo con la relación de transmisión después del cambio de marchas o que la diferencia de la velocidad de sincronismo está dentro de un valor predeterminado.

En el caso de que la respuesta del paso S234 es NO, la rutina se volvió para continuar los controles anteriores.

Durante el cambio de velocidad, por lo tanto, la relación entre la presión del aceite en el lado de aplicación y la capacidad de par podría calcular una pluralidad de tiempos.

En el caso de que la respuesta de la etapa S234 es SI, por el contrario, el mapa de conversión par-presión de aceite en el freno del lado del dren se actualiza (en el paso S235) sobre la base del par motor T_{mini} y la presión de aceite P_{bt} del lado del dren, tal y como consta en el Paso S228.

En resumen, la relación entre la presión a aplicar y la capacidad de par es aprendida.

En el dispositivo de acoplamiento por fricción del lado del dren, la presión ejercida y la capacidad de par son directamente determinados de modo que el control del paso S235 también se puede decir como la nueva preparación del mapa.

Sobre la base de la cantidad de corrección de par T_{minr} calculada en el Paso S233, por otra parte, se actualiza (en el paso S236) el mapa de conversión par-presión de aceite en el freno de lado de aplicación.

En resumen, se aprende la relación entre la presión a aplicar y la capacidad de par en el lado de aplicación del dispositivo de acoplamiento de fricción.

A continuación, el aprendizaje obligatorio será descrito con referencia a la figura 12.

El aprendizaje obligatorio que se describe a continuación es un control para determinar la relación del dispositivo de acoplamiento por fricción entre la presión a aplicar y la capacidad de par a partir de los datos obtenidos en la acción real, de modo que la acción se puede hacer para el aprendizaje.

Por lo tanto, el control que se muestra en un diagrama de flujo en la figura 12 se ejecuta en el estado donde el vehículo que tiene la unidad de propulsión híbrida mencionada instalada en él, no está funcionando, como en el estado antes de que el vehículo sale de fábrica o se lleva a una inspección en una fábrica de inspecciones, donde el modo interruptor de aprendizaje obligatorio (aunque no se muestre) es operado antes de arrancar el vehículo en el garaje o en el caso de que el estado de parada se mantiene durante un tiempo predeterminado o mayor, cuando el rango de aparcamiento es detectado por el interruptor de rango de accionamiento (aunque no se muestre) continúa.

El paso S237 que se muestra en la figura 12 se ejecuta en caso de que la respuesta del paso anterior S221 en la figura 11 es NO. En concreto, el valor objetivo de retroalimentación de la velocidad del motor o la velocidad del segundo generador de motor 5 se establece.

Sobre la base de ese valor objetivo, por otra parte, la velocidad del segundo motor generador 5 es controlada por retroalimentación (en el paso S238).

En otras palabras, la corriente y/o el voltaje del segundo generador de motor 5 son controlados para mantener la velocidad deseada.

En este estado, la presión de aceite (o la presión de aplicación) de cualquiera de los frenos B1 o B2 para aprender se eleva gradualmente a partir de cero (en el paso S239).

Cuando la presión de aplicación de algún freno se eleva, la transmisión del par entre el motor generador segundo 5 y el eje de salida 2 se eleva de modo que el par actúa sobre el segundo motor generador 5 en el sentido de detener su rotación.

Por otro lado, la velocidad del segundo generador de motor 5 es la controlada con retroalimentación de manera que su par de retroalimentación se eleva gradualmente.

ES 2 380 554 T3

En el paso S240, se juzga si el par de retroalimentación del segundo motor generador 5 excede un valor predeterminado.

En el caso de que la respuesta de la etapa S240 es NO, la rutina se volvió para continuar los controles anteriores.

En el caso de la respuesta de la etapa S240 es SI, por el contrario, el par T_{minig} del segundo motor generador 5 se almacena (en el paso S241).

Como se ha descrito anteriormente, el par de salida del segundo generador de motor 5 corresponde a la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción en la transmisión 6, y el par de salida del segundo generador de motor 5 se detecta eléctricamente, precisamente, en términos de un valor de corriente, por lo que la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción en la transmisión 6 puede ser detectado con precisión a través de los contenidos de control del segundo motor generador 5.

Por otro lado, la presión de aplicación del dispositivo de acoplamiento por fricción (o el freno) se conoce porque está controlado en el paso S239.

Sobre la base de la presión del aceite en el control del paso S239 y el par motor T_{minig} almacenados en el Paso S241, por lo tanto, se actualiza (o aprende) (en el paso S242) el mapa de conversión par-presión del aceite en el freno objetivo.

Después de esto, el fin del control de aprendizaje se ejecuta (en el paso S243).

En este caso, el coeficiente de fricción del miembro de la fricción en el dispositivo de acoplamiento por fricción, como los frenos anteriores B1 y B2 puede variar en función de la velocidad de deslizamiento, y el llamado “ μ -V-características”, según lo expresado por el coeficiente de fricción μ y la velocidad V de deslizamiento, podría ser diferente para cada dispositivo de acoplamiento por fricción.

Por lo tanto, el control del aprendizaje, como se muestra en la figura 12, puede ser ejecutado para cada velocidad objetivo mediante el establecimiento de una pluralidad de valores de destino (o velocidades objetivo) en el paso S237.

Por otra parte, el nivel de la presión del aceite en el Paso S239 se cambia de modo que se puede aprender de cada uno de los puntos.

El cronograma del caso, en el que se realiza el control del aprendizaje anterior durante el cambio de marchas desde la etapa de baja L a la etapa de alta H, se muestra en la figura 13.

Cuando el juicio del cambio a la etapa de alta H se cumple en un punto del tiempo t₄₀, en el que el vehículo está en marcha en la etapa de baja L, la presión de aceite (es decir, la presión de aceite del lado de etapa de altas marchas o la presión del aceite del lado de aplicación) Phi del primer freno B1 para fijar la etapa de alta H se elevó temporalmente y luego se mantiene a una presión determinada baja.

En otras palabras, se ejecuta el llenado rápido para reducir el espacio y el control de presión de aceite para la posterior baja presión de espera.

Cuando un período de tiempo predeterminado T1 transcurre, el cambio de señal se emite de manera que la presión de aceite (es decir, la presión de aceite del lado de etapa de baja L o la presión de aceite del lado de drenaje) P_{lo} del segundo freno B2 que se estableció en la etapa de baja L pasó a reducirse (en un punto de tiempo t₄₁).

Cuando la medición del temporizador de guardia que se inicia desde el punto de tiempo t₄₁, de modo que el tiempo contado alcanza uno determinado como el valor de guardia (en un punto del tiempo t₄₂), la satisfacción del temporizador de guardia se decide.

Simultáneamente con esto, el control de compensación de par en el momento del cambio de marchas se ha iniciado, y el golpe del motor se decidió entonces.

A medida que la presión de aceite del lado de baja L P_{lo} cae por el estado de encendido, se produce el llamado “golpe de motor”, en el que la velocidad NT del segundo generador de motor 5 crece más alta que la velocidad de sincronismo en la etapa de baja velocidad.

Este golpe de motor se decidió, como se ha descrito anteriormente, desde que el aumento de la velocidad sincrónica excede el valor predeterminado α .

Sobre la base del par (es decir, el par del motor T_m) del segundo generador de motor 5 en un punto de tiempo t₄₃ para la satisfacción de la decisión y la presión de aceite del segundo freno B2, se aprende la relación entre la presión de aplicación y la capacidad de par en el segundo freno B2.

ES 2 380 554 T3

Desde este punto de tiempo t_{43} , por otra parte, no se ha iniciado el control de realimentación (o el control FB) de la presión del aceite del lado de etapa de baja L (es decir, la presión aplicada del segundo freno B2).

Más concretamente, la presión de aceite del lado de la etapa de baja Plo está controlada para mantener la velocidad (es decir, la llamada “velocidad de golpe”) superior a la velocidad síncrona del segundo generador de motor 5, a un valor predeterminado.

Además, la presión de aceite del lado de la etapa de alta Phi se eleva gradualmente.

Por otra parte, el segundo freno B2, habiendo establecido la etapa de baja L, se libera gradualmente para que el control de par del primer motor generador 11 construyendo el motor principal 1 se ejecuta para compensar el par de salida del eje de acompañamiento.

En concreto, el par regenerativo por el primer generador de motor 11 se eleva al aumentar el par del eje de salida 2.

En la figura 13, la cantidad de corrección del par del primer motor generador 11 se indica por la cantidad de corrección de par T_{gadj} de MG1.

La presión de aceite del lado de la etapa de baja Plo cae, y la presión de aceite del lado de la etapa de alta Phi se eleva gradualmente, por lo que la velocidad NT del elemento rotativo como el segundo generador de motor 5, relativo a la transmisión 6 comienza a cambiar hacia la velocidad de sincronismo en la etapa de alta H. Cuando la velocidad es más baja en un valor predeterminado β que la velocidad de sincronismo en la etapa de baja L, la decisión del inicio de la fase de inercia se cumple en un punto del tiempo t_{44} .

En esta fase de inercia, el par de salida del segundo generador de motor 5 se eleva y controla para hacer frente a la caída de la relación de transmisión.

El gradiente de la subida, es decir, el valor medio de los pares por un período de tiempo predeterminado se determina.

Además, se determinó el valor promedio de la presión de aceite del lado de la etapa de alta Phi por un período de tiempo predeterminado.

Sobre la base de la presión del aceite y del par motor así determinado, se aprende la relación entre la capacidad de par y la presión de aplicación del primer freno B1 en el lado de la etapa de alta.

Como se ha descrito con referencia a la figura 11, el aprendizaje se puede hacer bien mediante el cálculo del valor de la corrección del par de la desviación entre el gradiente de cambio de la velocidad real del segundo generador de motor 5 y el valor objetivo y el aprendizaje de la relación entre la capacidad de par y la presión que se aplica en base del valor calculado y la presión de aceite, o directamente usando el par del motor T_m .

Cuando la diferencia entre la velocidad NT del miembro predeterminado rotativo como el segundo motor generador 5 y la velocidad de sincronismo determinada sobre la base de la relación de transmisión después del cambio de marchas se convierte en un valor predeterminado o menor, por otra parte, la condición de finalización de cambio de marchas está satisfecha (en un punto del tiempo t_{45}).

En consecuencia, la presión de aceite del lado de la etapa de Phi es abruptamente elevada, y la velocidad NT pasa a ser igual a la velocidad de sincronismo.

Por otra parte, la compensación de par en el primer generador de motor 11 se elimina, y el par motor T_m alcanza el valor predeterminado después del cambio de marchas.

Por lo tanto, el cambio de marchas se termina (en un punto del tiempo t_{46}).

Una relación entre la presión del aceite de frenado (o la presión de aplicación), con lo aprendido por el control del aprendizaje y la capacidad de par es conceptualmente mostrada como un mapa de la figura 14.

La línea gruesa indica el valor aprendido, y la línea continua fina indica un valor de diseño inicial (o una mediana de diseño).

El dispositivo de control de esta invención se entera de la relación entre la capacidad de par y la presión de aplicación del dispositivo de acoplamiento por fricción en la transmisión 6, como se describió anteriormente, y ejecuta el control de cambio de marchas de la transmisión 6, haciendo uso de los resultados del aprendizaje.

Como se ha descrito con referencia a la figura 1, en concreto, la presión del aceite durante la operación de cambio está controlado en el paso S5 de la figura 1, y el par de frenado (es decir, la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción para participar en el cambio de marchas) que corresponde a la presión de aceite se calcula

ES 2 380 554 T3

sobre la base de la relación obtenida por el aprendizaje de lo anterior, es decir, el mapa de conversión par-presión del aceite.

5 Este mapa se corrige por el aprendizaje para corregir los errores, que de otro modo podría ser causado por las fluctuaciones, como la diferencia individual o al envejecimiento.

Como resultado, el par de frenado es estimado con precisión.

10 En el caso de que el cambio de marchas esté en el llamado “encendido” en la que el segundo motor generador 5 da la salida del par, por ejemplo, el cambio en el par de frenado aparece como el cambio en el par del eje de salida.

15 Por lo tanto, el control de corrección de par (en el paso S7) por el primer generador de motor 11 se ejecuta para compensar la caída en el par del eje de salida en el momento de cambiar, y el par de salida del segundo generador de motor 5 es corregido (en el paso S8) para compensar la caída en el par del eje de salida.

Estas correcciones de los pares de los generadores de motores individuales 5 y 11 son, básicamente, ejecutadas para corresponder a la cantidad variable del par del eje de salida, es decir, el par de frenado antes mencionados.

20 Sin embargo, los datos de control a utilizar es la presión de aceite de frenos para que la cantidad de corrección del par sea en realidad determinada sobre la base de la presión del aceite de frenado.

25 En el dispositivo de control antes mencionado de acuerdo con esta invención, el mapa de conversión par-presión del aceite de los frenos es entonces aprendido y corregido, y la relación entre el par y la presión de aplicación está determinada precisamente por lo que las cantidades de corrección del par de los generadores de motor individuales 5 y 11 sobre la base de la presión del aceite de frenado preciso.

Como resultado, es posible prevenir o reprimir el deterioro de las perturbaciones que acompañan el cambio de marchas.

30 A continuación se describen brevemente las relaciones entre el ejemplo específico anterior y la invención.

35 Los medios (es decir, la unidad de control electrónico (MG2-ECU) 30 y la unidad electrónica (T-ECU) 27) para la realización de los controles de los pasos S227, S232, S233, S235, S236, S239, S241 y S242 se muestra en la Figura 11 y la figura 12 corresponde a un dispositivo de aprendizaje o medios de aprendizaje de esta invención, y los medios (es decir, la unidad de control electrónica (ECU-MG1) 16, la unidad de control electrónico (MG2-ECU) 30 y la unidad de control electrónica (ECU-T) 27) para la realización de los controles de los pasos S7 a S11 que se muestra en la figura 1 corresponde a un controlador de cambio o medios de control de cambios, o un controlador de par o medios del control de par de esta invención.

40 La transmisión de esta invención no debe limitarse a la que se construye de la antes mencionada forma de mecanismo Ravignaux de engranajes planetarios.

45 En pocas palabras, la transmisión puede ser un dispositivo capaz de cambiar la relación de transmisión entre el miembro de salida y el motor principal para la salida del par que se aplicará a la primera.

En el ejemplo concreto anterior, además, se ha enumerado la transmisión de la ejecución de la palanca de cambios por el llamado cambio “de embrague a embrague”.

50 En esta invención, sin embargo, es posible la adopción de la transmisión de la ejecución de la palanca de cambio en un modo que no sea la palanca de cambios de embrague a embrague.

55 Por otra parte, el motor principal primario en esta invención no debe limitarse a la unidad de potencia, que se construye del motor de combustión interna y el generador de motor conectados entre sí a través del mecanismo de engranajes planetarios.

En pocas palabras, es suficiente con que el principal motor primario pueda transmitir la potencia al miembro de salida, como el eje de salida.

60 Por otra parte, los ejemplos concretos mencionados se han descrito en relación con el generador de motor, que está dotado de las funciones de un motor eléctrico y un generador.

65 Sin embargo, una unidad de accionamiento construyendo el motor principal primario de esta invención puede ser ejemplificado por un motor eléctrico y/o una dinamo y el motor principal de ayuda también puede ser ejemplificado por un motor eléctrico y/o una dinamo.

Sin embargo por otra parte, los ejemplos concretos mencionados se construyen de tal manera que la corrección del par por el motor principal primario o el primer motor generador se realiza en el llamado “tiempo real” sobre la base de la información detectada en cada punto de tiempo.

ES 2 380 554 T3

En esta invención, sin embargo, la construcción puede ser modificada de tal manera que la corrección del par se realiza por la salida de un valor predeterminado de acuerdo con el grado de avance del cambio de marchas.

Y, la transmisión, a la que se aplica la presente invención, está bien ejemplificada por la transmisión de la llamada “tipo de distribución mecánica de unidad de propulsión híbrida”, en el que el par del motor de combustión interna y el par del motor de primera generador (o el motor eléctrico) se transmiten al miembro de salida a través de un mecanismo de distribución de síntesis compuesto principalmente por el mecanismo de engranajes planetarios, como se muestra en la figura 15, y en el que el par del segundo motor generador (o el motor eléctrico) es transmitido a ese órgano de salida a través de la transmisión.

Sin embargo, la transmisión de la invención puede tener otra construcción.

En pocas palabras, la transmisión, en la que el motor eléctrico está conectado a la parte de entrada de modo que el cambio de marchas se realiza mediante la aplicación/liberación del dispositivo de acoplamiento por fricción, puede ser conectado al miembro de salida, al que el par se transmite desde el principal motor primario.

Por otra parte, el motor eléctrico en esta invención no debe limitarse a uno para dar la salida del par, pero puede ser un generador de motor capaz de generar un par regenerativo (o un par negativo) y que controle el par, como se ha ejemplificado en el ejemplo específico anterior.

Por otra parte, el motor principal primario en esta invención no debe limitarse a la construcción compuesta principalmente por un motor de combustión interna, el generador de motor y el mecanismo de engranajes planetarios, como se ha ejemplificado en los ejemplos concretos mencionados.

En pocas palabras, el motor principal primario puede ser una unidad de energía capaz de producir el par para el miembro de salida, como puede ser el eje de salida y además controlar el par.

Por otra parte, el dispositivo de acoplamiento por fricción en esta invención puede ser no sólo el freno antes mencionado, sino también un embrague para la transmisión del par con la fuerza de fricción.

De acuerdo con el dispositivo de control o el control de procedimiento de esta invención, como se ha descrito anteriormente, en el caso de que el cambio de marcha se realice en la transmisión, la transmisión del par entre el motor principal de ayuda a los elementos de salida cae de modo que el par de la fuerza motriz principal se corrige de acuerdo a la caída de la transmisión del par.

Por lo tanto, los golpes pueden ser evitados o reducidos mediante la supresión de la fluctuación del par del elemento de salida, ya que de otro modo podrían acompañar al cambio de velocidad, del par del elemento de salida.

De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, por otra parte, cuando el cambio de marchas es ejecutado por la transmisión, el par del motor generador primero se corrige, y el par del elemento de salida es corregido por la variación del par incluida el par de inercia de acuerdo con el cambio de la rotación de acompañamiento.

Incluso si el par que se transmite entre el segundo generador de motor y el elemento de salida cambia, por lo tanto, el cambio del par del elemento de salida se impide o se suprime.

Como resultado, es posible prevenir o reducir las perturbaciones que acompañan el cambio de marchas.

De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, por otra parte, en caso de que el par del motor generador primero se corrija durante el cambio de velocidad, el par del motor de combustión interna es también corregido.

Incluso si hay un cambio, ya sea en el par del motor generador primero en actuar sobre el motor de combustión interna a través del mecanismo de engranaje o de la reacción basada en el par, es posible prevenir o suprimir el cambio en la velocidad del motor de combustión interna.

De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, por otra parte, el par del motor generador primero se corrige en función del cambio de marchas en la transmisión entre el motor principal de ayuda y el elemento de salida, para que la velocidad del motor de combustión interna en consecuencia caiga.

Al mismo tiempo, como el par de inercia que acompaña al cambio de velocidad se produce, el par a dar de salida por el motor de combustión interna se eleva de modo que el cambio de par del elemento de salida que acompaña el cambio de marchas en la transmisión se puede prevenir o suprimir para facilitar el control.

De acuerdo con el dispositivo de control de esta invención, por otra parte, el par que se transmite desde el primer motor principal al miembro de salida se corrige sobre la base de la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción para ejecutar el cambio de marchas de modo que el cambio en el par en el miembro de salida es impedido o suprimido.

ES 2 380 554 T3

Como resultado, es posible prevenir o reducir los impactos de cambio.

5 De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, siendo por otra parte, en el caso de los llamados “encendido cambio ascendente” en la transmisión, la aplicación de presión del dispositivo de acoplamiento por fricción es tan controlada con retroalimentación que la velocidad del motor principal de ayuda puede ser una fijada en el estado ligeramente deslizante del dispositivo de acoplamiento por fricción para participar en el cambio de marchas, y el par a transmitir desde el primer motor principal al miembro de salida se corrige sobre la base de la cantidad de corrección de retroalimentación.

10 Por lo tanto, la influencia de la dispersión en las características del dispositivo de acoplamiento por fricción se reduce para mejorar la precisión del control de la supresión de la fluctuación del par del elemento de salida, es decir, el control de la supresión de las perturbaciones del cambio.

15 De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, el par del elemento de salida se calcula sobre la base de la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción para la ejecución del cambio de marchas en la transmisión, y la desviación entre el par de salida estimado y el par objetivo de salida se determina por lo que el par que se transmite desde el primer motor principal al miembro de salida se corrige sobre la base de esa desviación.

20 Por lo tanto, el par de salida durante el cambio de marchas se mantiene al par objetivo, para que las perturbaciones que acompañan el cambio de marchas en la transmisión puedan prevenirse de forma eficaz o ser suprimidas.

25 De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, por el contrario, después de que la fase de inercia por el cambio de velocidades en la transmisión se inició, el par que se transmite desde el primer motor principal al miembro de salida se corrige sobre la base del estado de avance del cambio de marchas como los grados del cambio de giro, de modo que el par que se transmite desde el primer motor principal al miembro de salida puede ser corregido con precisión para evitar o reducir los impactos.

30 En el caso de que el cambio de marchas pase a cierto punto y llega al tiempo final del cambio, por otra parte, es posible controlar la corrección del par en la base de este hecho, y es fácil de controlar la corrección del par del motor primario principal.

35 De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, siendo por otra parte, el período de tiempo desde el principio del cambio de marchas del llamado “encendido cambio ascendente” al comienzo de la fase de inercia es aprendido, y el par que se transmite desde el primer motor principal al miembro de salida se corrige sobre la base del valor aprendido.

40 Por lo tanto, el tiempo y/o la cantidad de corrección de la corrección que acompaña al cambio de marchas del par a transmitir desde el primer motor principal al miembro de salida puede ser optimizado para prevenir o reducir las crisis que acompañan el cambio de marchas con precisión.

45 De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, por otra parte, el período de tiempo desde la fase de inercia del inicio en el cambio de marchas de los llamados “encendido cambio ascendente” hasta el final del cambio es aprendido, y el par que se transmite desde el primer motor principal al miembro de salida se corrige sobre la base del valor aprendido.

50 Por lo tanto, el tiempo y/o la cantidad de corrección de la corrección que acompaña al cambio de marchas del par a transmitir desde el primer motor principal al miembro de salida puede ser optimizado para prevenir o reducir las crisis que acompañan el cambio de marchas con precisión.

55 En el caso de que el cambio de marchas pase a cierto punto y llega al tiempo final del cambio, por otra parte, es posible controlar la corrección del par en la base de este hecho, y es fácil de controlar la corrección del par del motor primario principal.

De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, siendo por otra parte, el par del motor de combustión interna se corrige en función de la cantidad de corrección del par del primer generador de motor durante el cambio de marchas de modo que el par del motor de combustión interna conectada a la misma a través del mecanismo de engranaje se controla a un valor apropiado en función del par del primer generador de motor.

60 Como resultado, la precisión del control de corrección del par del elemento de salida se puede mejorar para prevenir o reducir los impactos y para suprimir o evitar el cambio en la velocidad del motor de combustión interna.

65 De acuerdo con el dispositivo de control de acuerdo a un ejemplo comparativo, por otra parte, en el estado donde el par que aparece en el miembro de salida es sustancialmente cero, el cambio de marchas para el par que actúa sobre la transmisión para cambiar de manera positiva o negativa, es decir, el cambio de marchas para la superficie de los dientes de los engranajes de contacto/liberación se inhibe.

Por lo tanto, es posible evitar o reducir los llamados “ruidos de vibraciones” en la transmisión.

ES 2 380 554 T3

De acuerdo con esta invención, por otro lado, aunque la capacidad de transmisión del par de la transmisión cambia de acuerdo con el cambio de marchas en la transmisión, el par del motor principal de ayuda conectado a la parte de entrada de la transmisión se corrige para compensar el cambio del par en el miembro de salida, de modo que la fluctuación del par motor en el miembro de salida es prevenida.

5 Como resultado, es posible prevenir o suprimir la fluctuación o caída del par que acompaña el cambio de marchas.

De acuerdo con esta invención, por otra parte, el par del motor principal de ayuda se corrige para el lado creciente antes del inicio de la fase de inercia para que la caída del par que se genera a través de la transmisión al elemento de salida se suprima o impida.

10 Como resultado, es posible prevenir o suprimir la fluctuación o caída del par, ya que de otro modo podrían acompañar al cambio de velocidades en la transmisión.

15 De acuerdo con esta invención, por otra parte, en la fase de inercia en el momento de cambio en la transmisión, se produce el par de inercia que acompaña al cambio en la velocidad del miembro predeterminado rotativo, y el par de inercia actúa sobre el elemento de salida para que el par del motor primario de ayuda se reduzca y corrija.

20 Como resultado, es posible prevenir o suprimir la fluctuación o caída del par que acompaña el cambio de marchas en la transmisión.

De acuerdo con esta invención, siendo además, la capacidad de transmisión del par de la transmisión en el momento del cambio de marchas cambia en relación con la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción y el par del motor primario de ayuda es controlado sobre la base de o bien el par de la capacidad del dispositivo de acoplamiento por fricción o la cantidad de control relativa a la capacidad de par.

25 Por lo tanto, la fluctuación o caída del par del elemento de salida en el momento del cambio de la transmisión se puede prevenir o suprimir con mayor precisión.

30 De acuerdo con esta invención, por otra parte, en el momento de inicio del cambio en la transmisión, el lado liberado del dispositivo de acoplamiento por fricción se libera gradualmente, mientras lo acompaña un deslizamiento, y su capacidad de par se reduce.

35 En consecuencia, el par del motor principal de ayuda se eleva y corrige para que el par que se transmite a partir de la transmisión al elemento de salida sea apenas cambiado.

Como resultado, es posible prevenir o suprimir la caída del par del elemento de salida en el momento inicial del cambio y las fluctuaciones acompañantes o la caída del par.

40 De acuerdo con esta invención, siendo además, la capacidad de par en el estado en que la aplicación de la presión predeterminada actúa en el dispositivo de acoplamiento por fricción se determina sobre la base del par del motor primario de ayuda, y la relación entre la presión aplicada y la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción se aprende de manera que el cambio de marchas en la transmisión se controla sobre la base de los resultados de aprendizaje.

45 Por lo tanto, el par de salida de la transmisión, en el que la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción refleja, puede ser controlado como se esperaba, para prevenir o suprimir el deterioro de los choques.

50 De acuerdo con esta invención, por otra parte, el par del elemento de salida es muy variado con la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento por fricción construyendo la transmisión, y la capacidad de par se aprende como la relación con la presión que se aplica de manera que el par del motor principal de ayuda o el principal motor primario es controlada sobre la base de los resultados de aprendizaje.

55 En este caso, la relación entre la presión a aplicar y la capacidad de torsión es, precisamente, determinada, de modo que el par del elemento de salida puede ser controlado con precisión mediante el control del par del motor eléctrico o del motor principal primario en la base de la presión que se aplica en el tiempo del cambio.

Como resultado, es posible prevenir o suprimir el deterioro de los choques.

60 **Aplicabilidad industrial**

Esta invención puede ser utilizada no sólo en un automóvil, sino también en varios vehículos y, sobre todo en un coche híbrido.

65

REIVINDICACIONES

1. Un dispositivo de control de una unidad de propulsión híbrida, en donde un motor principal de ayuda (5) se conecta a través de una transmisión (6) a un miembro de salida (2), al que un par producido por un motor primario principal (1) es transmitido,

constando de unos medios de corrección de par de ayuda (28, 29, 30) para corregir el par de dicho motor principal de ayuda (5) en el sentido de suprimir el cambio en el par de dicho miembro de salida (2), en el cambio de marchas de dicha transmisión (6);

donde dicho motor principal de ayuda está construido por un generador de motor (5);

en que dichos medios de corrección de par de ayuda (28, 29, 30) incluyen unos medios de corrección (28, 29, 30) para corregir para reducir el par de dicho motor principal de ayuda (5) después de que se decida el inicio de una fase de inercia en el cambio de marchas en dicha transmisión (6);

constando de un lado de aplicación del dispositivo de acoplamiento de fricción (B1, B2) que se aplicará a dicho cambio de marchas;

constando de un lado de liberación del dispositivo de acoplamiento por fricción (B1, B2) que se liberará en dicho cambio de marchas;

donde dichos medios de corrección de par de ayuda (28, 29, 30) incluyen unos medios de corrección (28, 29, 30) para corregir para aumentar el par de dicho motor principal de ayuda (5) cuando dicho lado de liberación del dispositivo de acoplamiento por fricción (B1, B2) se libera gradualmente mientras se desliza;

caracterizado por unos medios de aprendizaje (27) para el aprendizaje de la relación entre la capacidad de par y la presión de aplicación de dichos dispositivos de acoplamiento por fricción (B1, B2) sobre la base del par generado en dicho motor principal de ayuda (5) y la presión de aplicación de dichos dispositivos de acoplamiento por fricción (B1, B2); y

por unos medios de control de cambio (27) para controlar el par motor de cualquiera de dicho motor primario de ayuda (5) o dicho motor principal primario (1) durante el cambio de marchas por dicha transmisión (6), sobre la base de los resultados aprendidos por dichos medios de aprendizaje (27).

2. El dispositivo de control de una unidad de propulsión híbrida de la reivindicación 1, **caracterizado**:

en que dichos medios de corrección de par de ayuda (28, 29, 30) incluyen unos medios de corrección (28, 29, 30) para corregir para aumentar el par de dicho motor principal de ayuda (5) antes de que se decida el inicio de una fase de inercia en el cambio de marchas en dicha transmisión (6).

3. El dispositivo de control de una unidad de propulsión híbrida de la reivindicación 1, **caracterizado**:

en que dicha transmisión (6) incluye dichos dispositivos de acoplamiento por fricción (B1, B2) para la ejecución de un cambio de marchas por cambio del estado de aplicación/liberación; y

en que dichos medios de corrección de par de ayuda (28, 29, 30) incluyen dichos medios de corrección (28, 29, 30) para controlar el par de dicho motor principal de ayuda (5) de forma coordinada con el control de cualquiera de la capacidad de par de fricción de dichos dispositivos de acoplamiento (B1, B2) o la cantidad de control relativa a la capacidad de par.

4. El dispositivo de control de una unidad de propulsión híbrida de la reivindicación 1, **caracterizado** por:

en que dicho motor principal primario (1) incluye: un mecanismo de engranajes (12) para las acciones del diferencial con tres elementos de un elemento de entrada (19), un elemento de reacción (17) y un elemento de salida (18); un motor de combustión interna (10) conectado a dicho elemento de entrada (19), y un generador de motor (11) conectado a dicho elemento de reacción (17), de los cuales dicho elemento de salida (18) está conectado a dicho miembro de salida (2).

5. El dispositivo de control de una unidad de propulsión híbrida de la reivindicación 1, **caracterizado**:

en que dicha transmisión (6) consta de un mecanismo de engranajes que incluye un tipo de mecanismo de engranajes planetarios Ravignaux con un mecanismo de engranajes planetarios de piñón simple y un mecanismo de engranajes planetarios de piñón doble en combinación.

ES 2 380 554 T3

6. El dispositivo de control de una unidad de propulsión híbrida de la reivindicación 1, **caracterizado**:

5 en que dicha transmisión (6) incluye un mecanismo de engranajes que incluye: un equipo de primer sol (21) que se fija de forma selectiva mediante un freno (B1), una corona dentada (25) dispuesta concéntricamente de dicho primer engranaje planetario (21) y adaptada para ser selectivamente fijada por otro freno (B2), un piñón primero (23) que engrana con dicho primer engranaje planetario (21), un segundo piñón (24) que engrana con el piñón primero (23) y dicha corona (25); un equipo de segundo sol (22) que engrana con dicho piñón segundo (24) y conectado a dicho motor principal de ayuda (5), y un soporte (26) que contiene los piñones individuales (23, 24) en forma de rotación sobre sus ejes y girando alrededor y conectado a dicho miembro de salida (2).

10

15

20

25

30

35

40

45

50

55

60

65

FIG.1

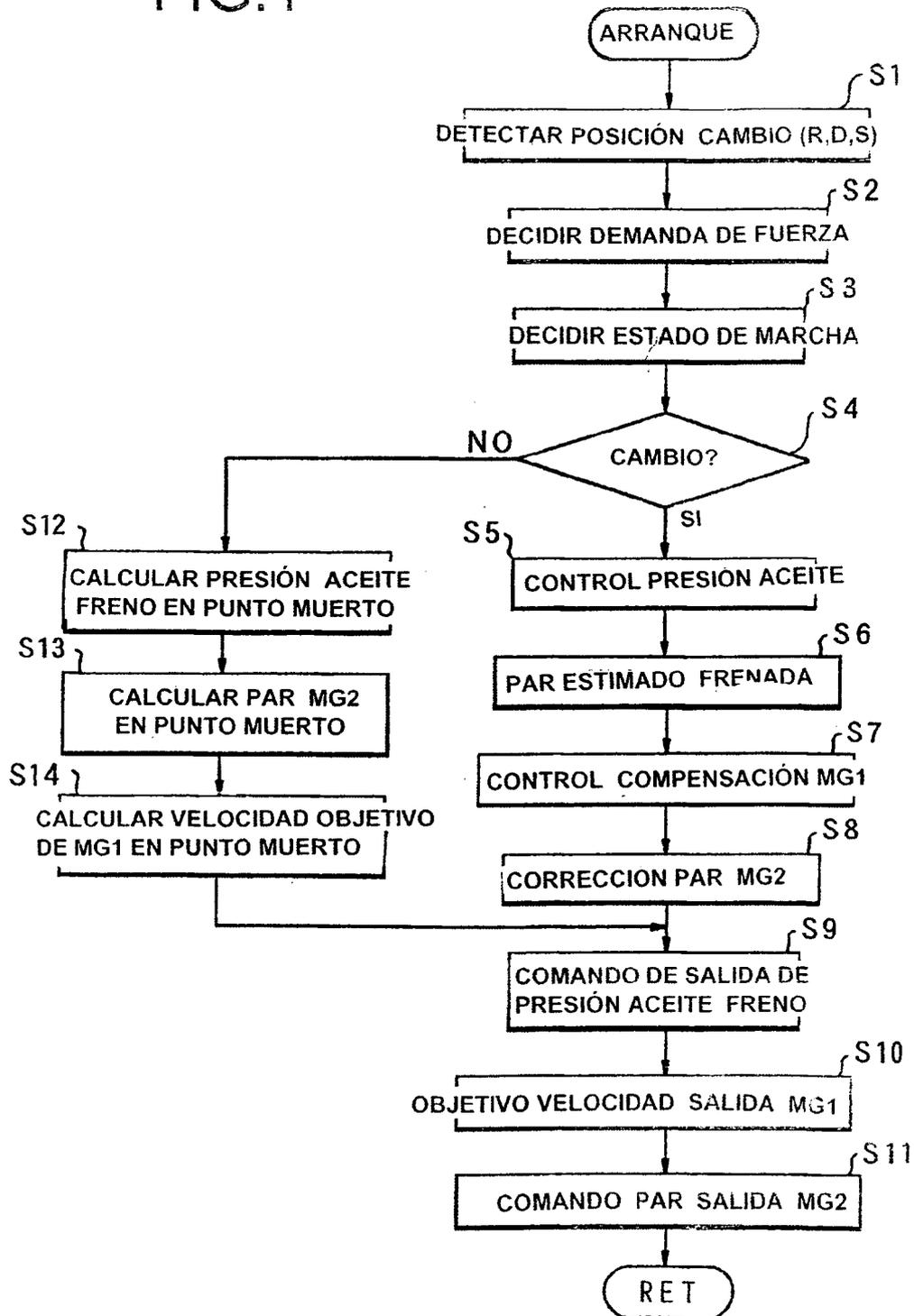


FIG.2

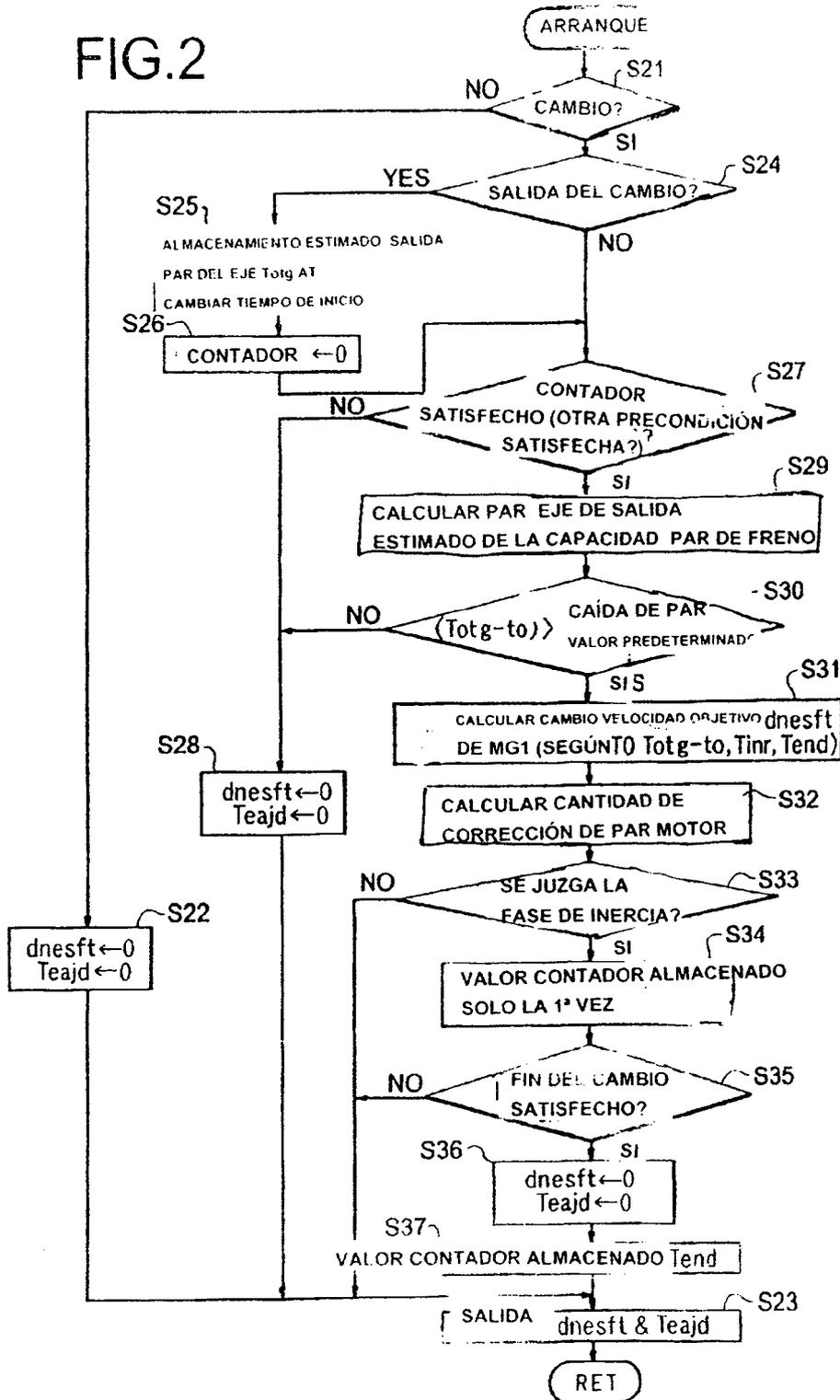


FIG.3

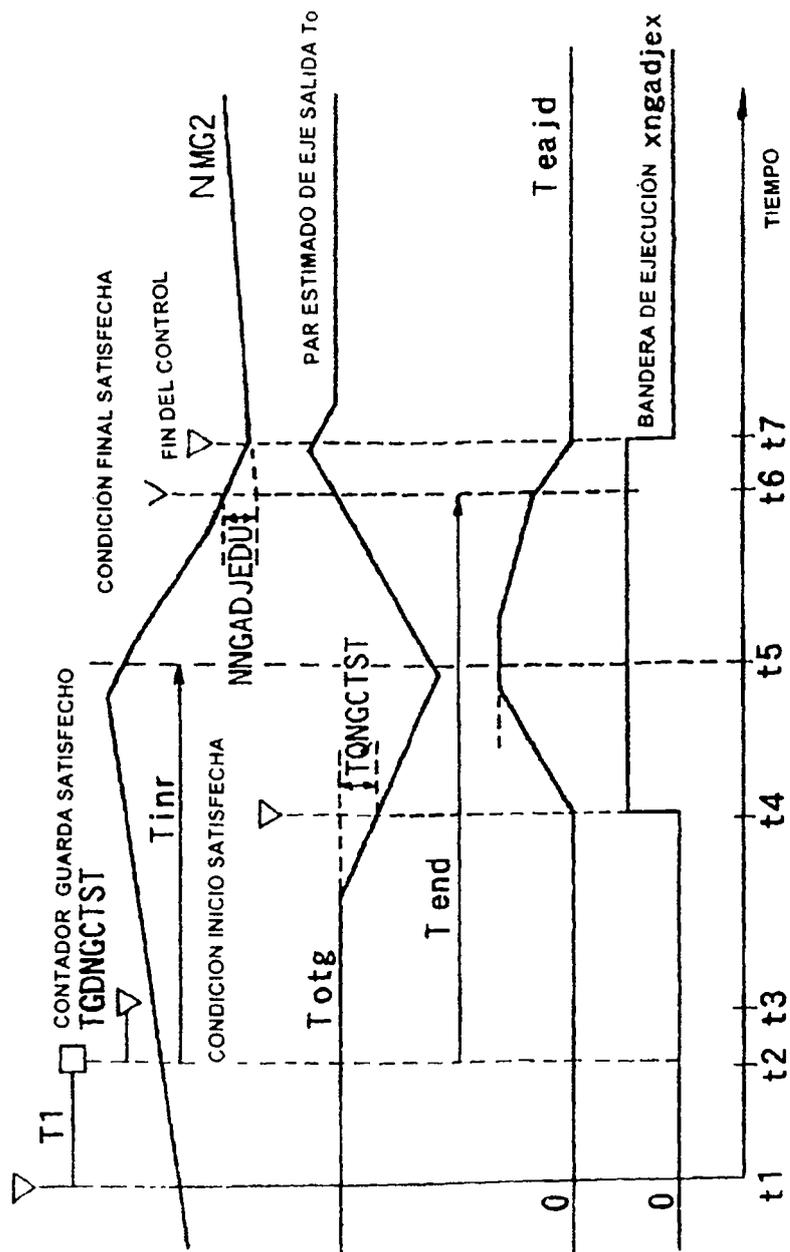


FIG.4

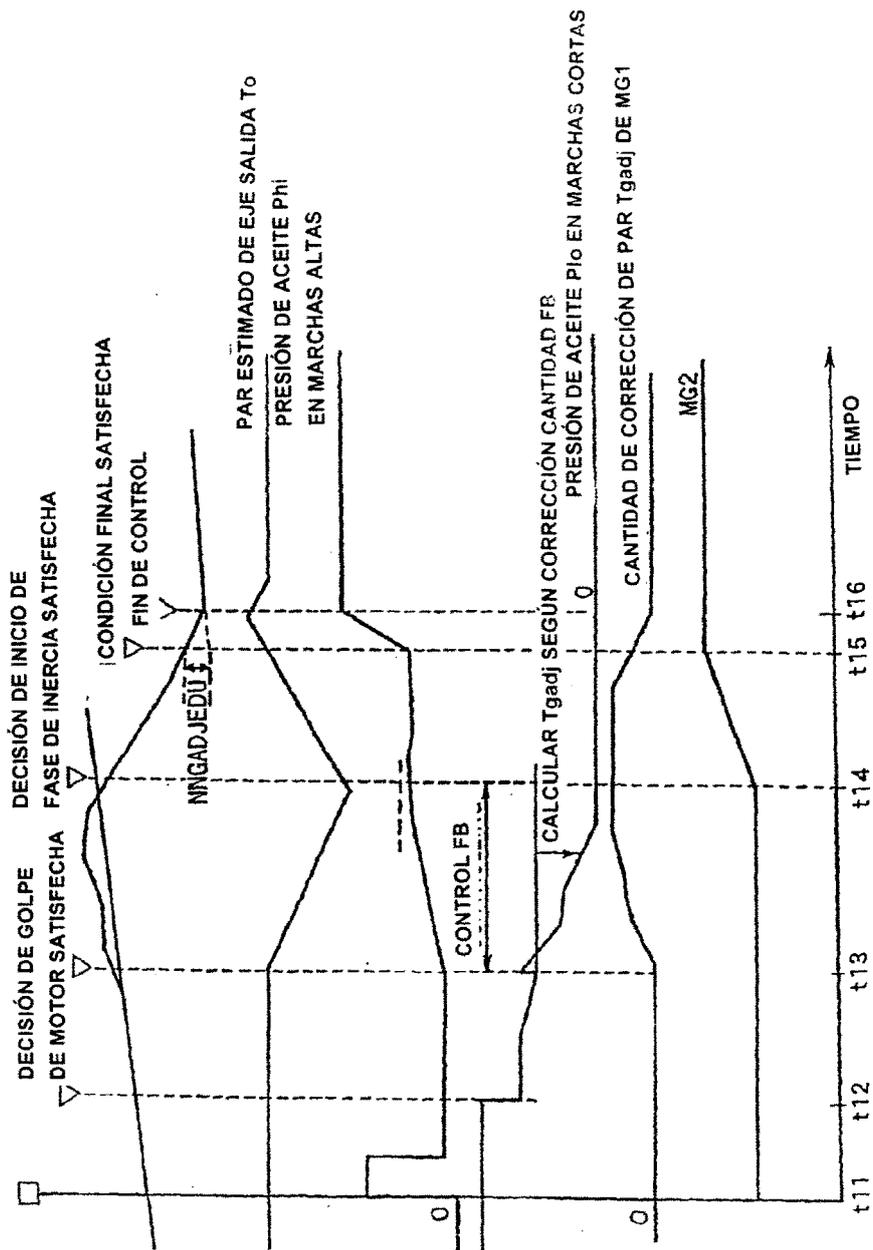


FIG.5

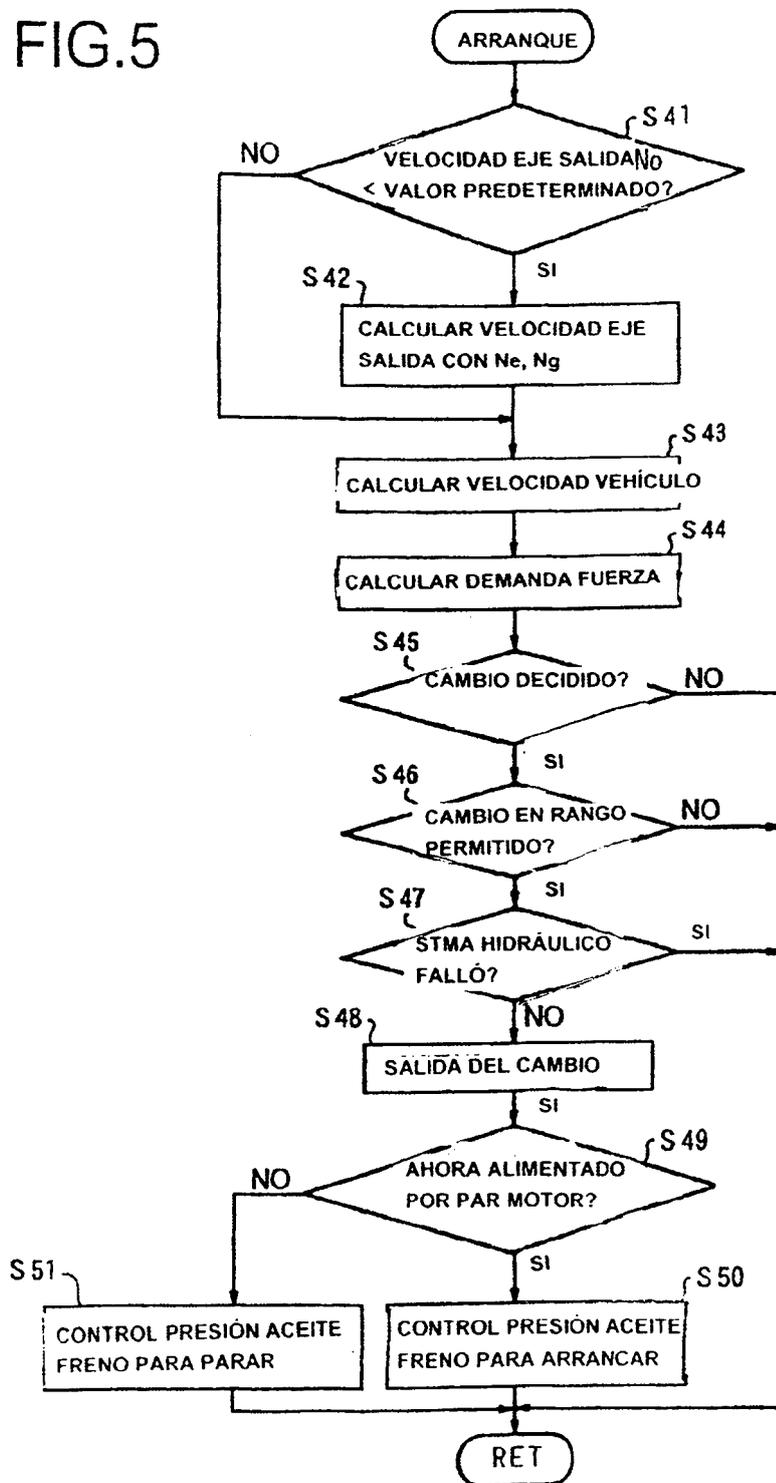


FIG.6

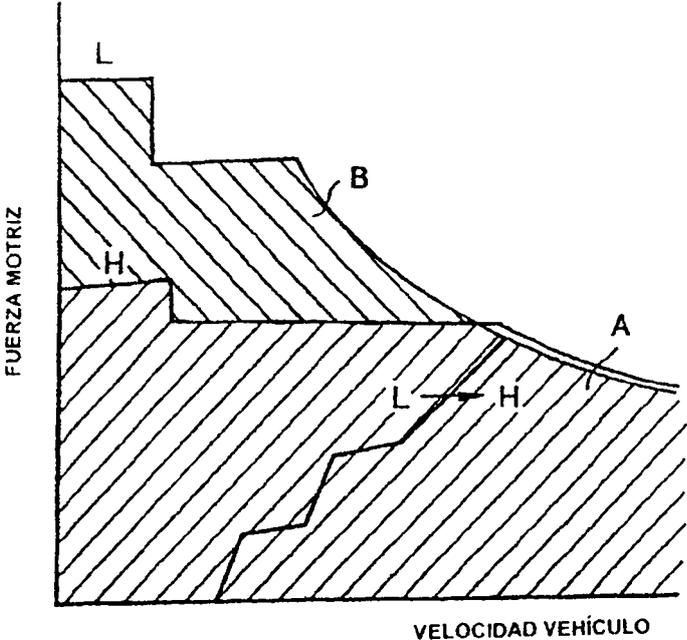


FIG.8

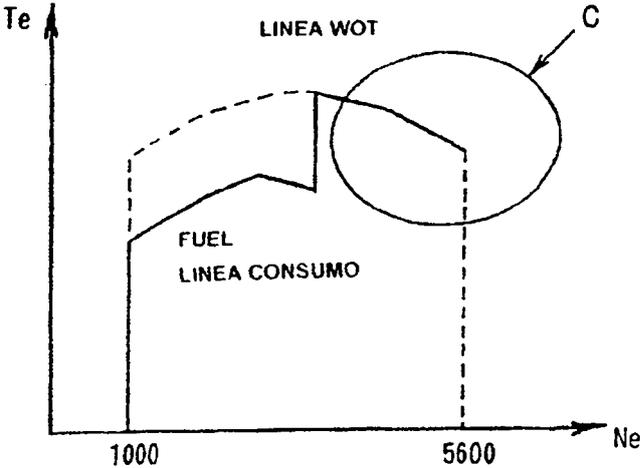


FIG.7

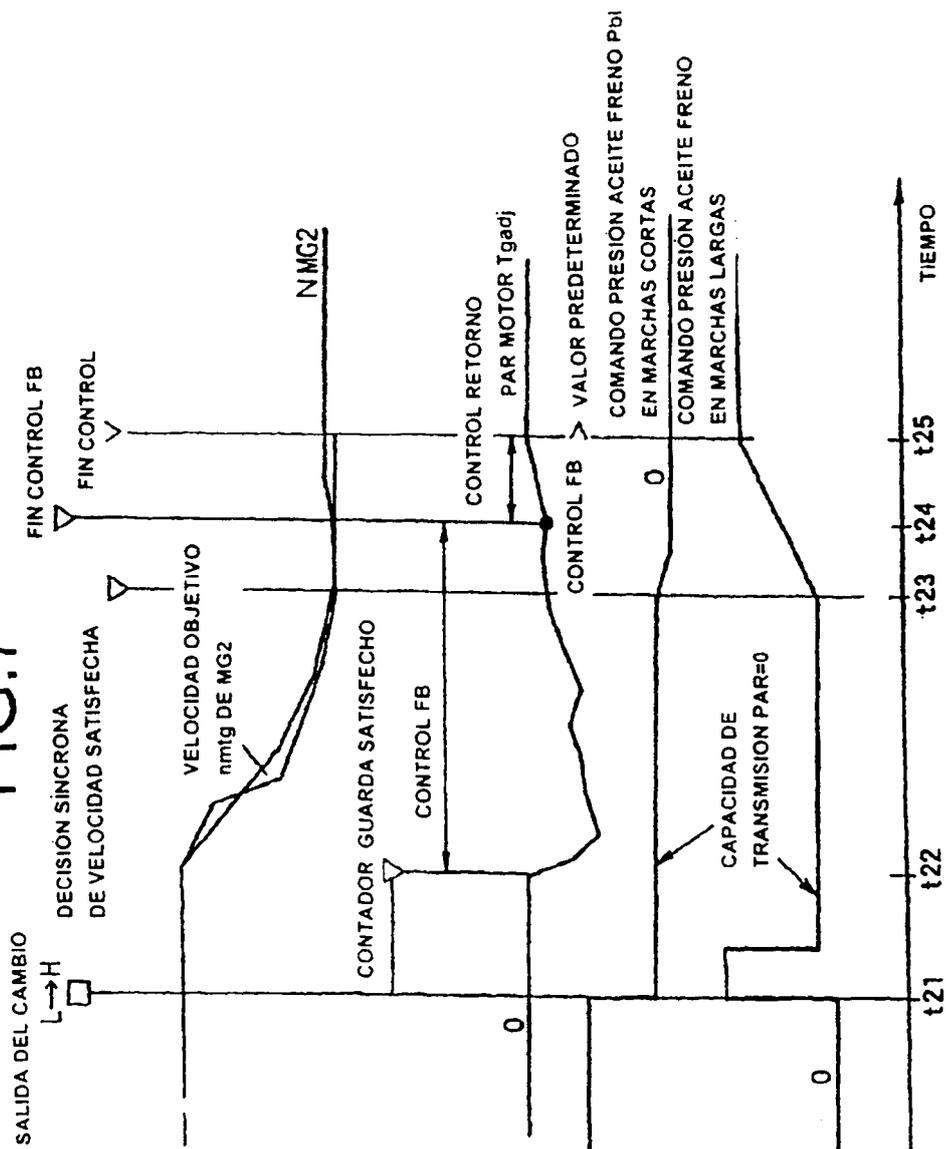


FIG.9

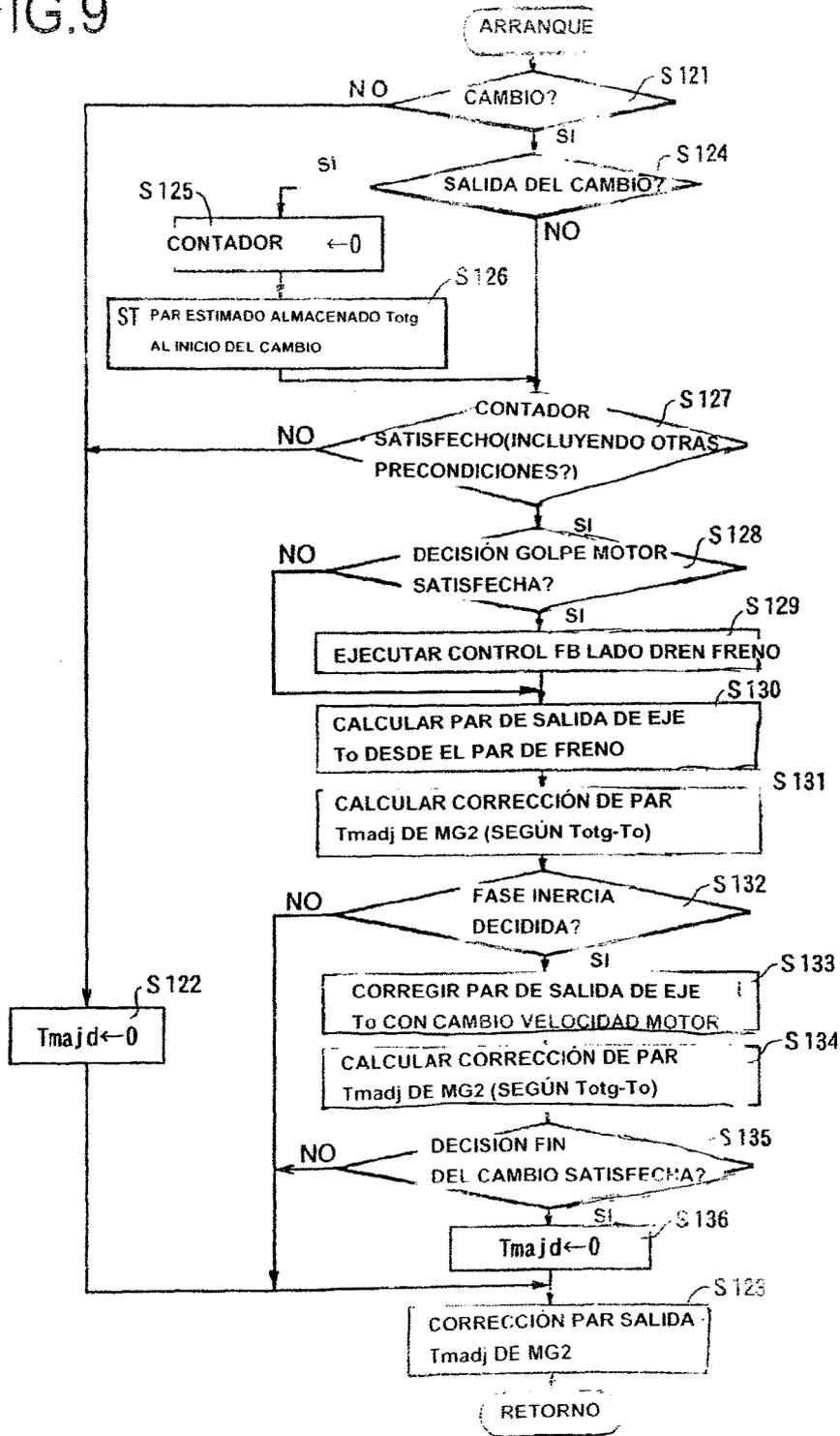


FIG.10

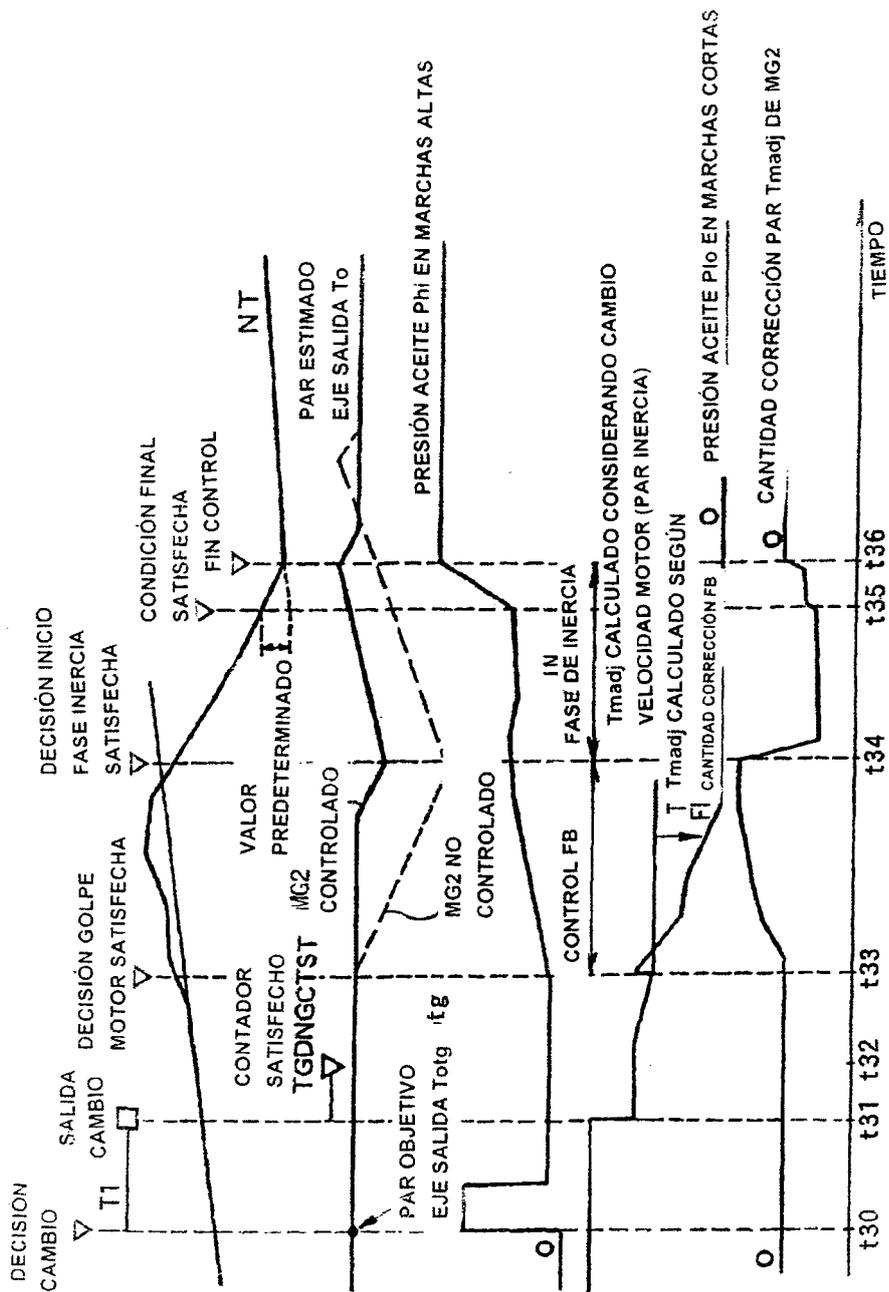


FIG.11

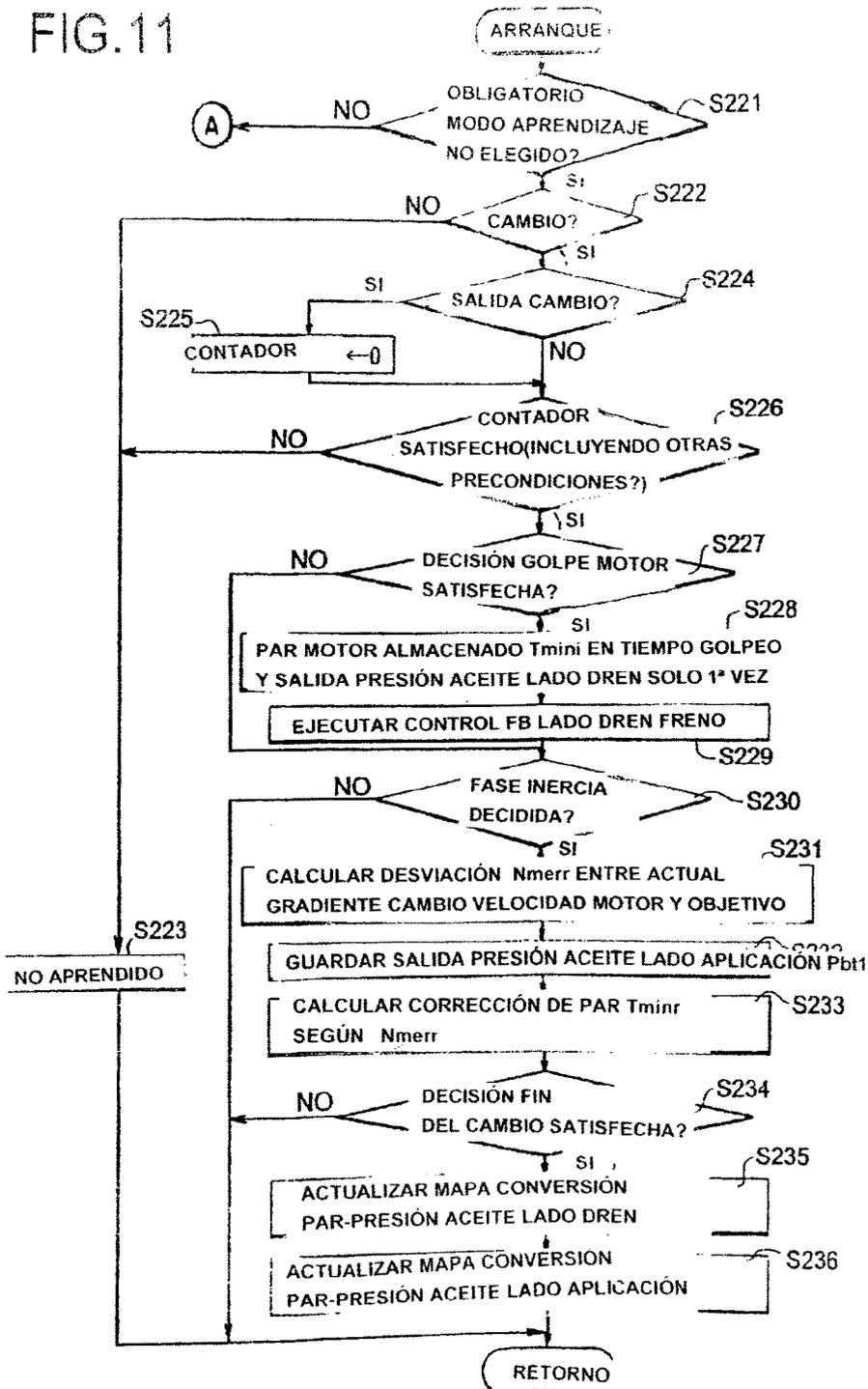


FIG.12

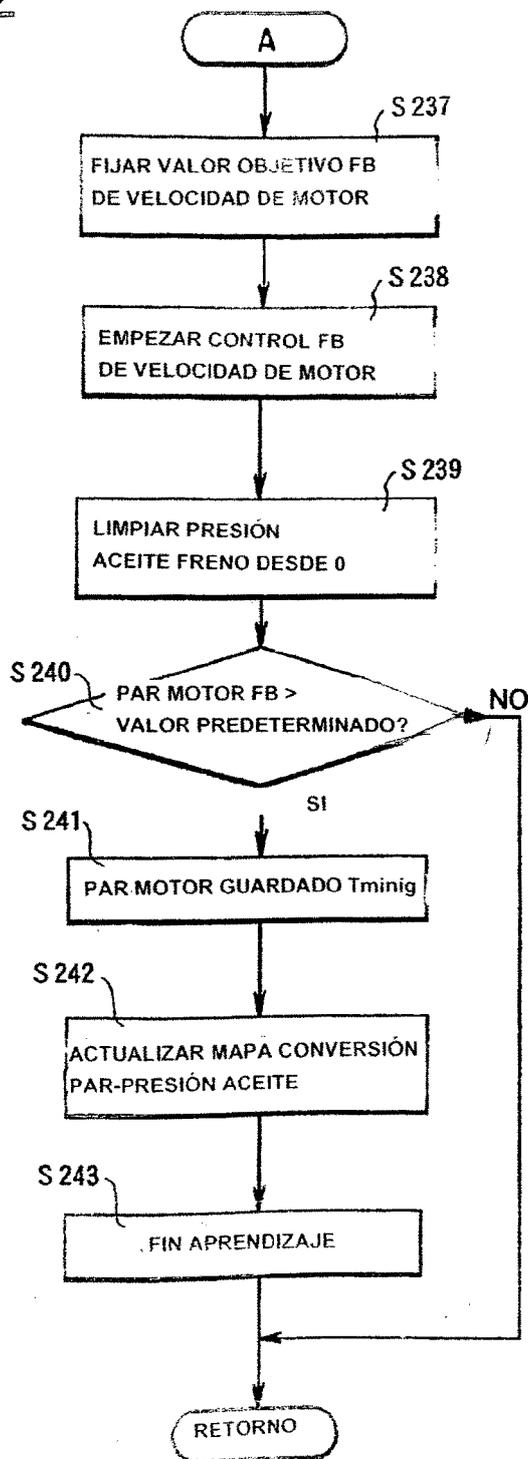


FIG.13

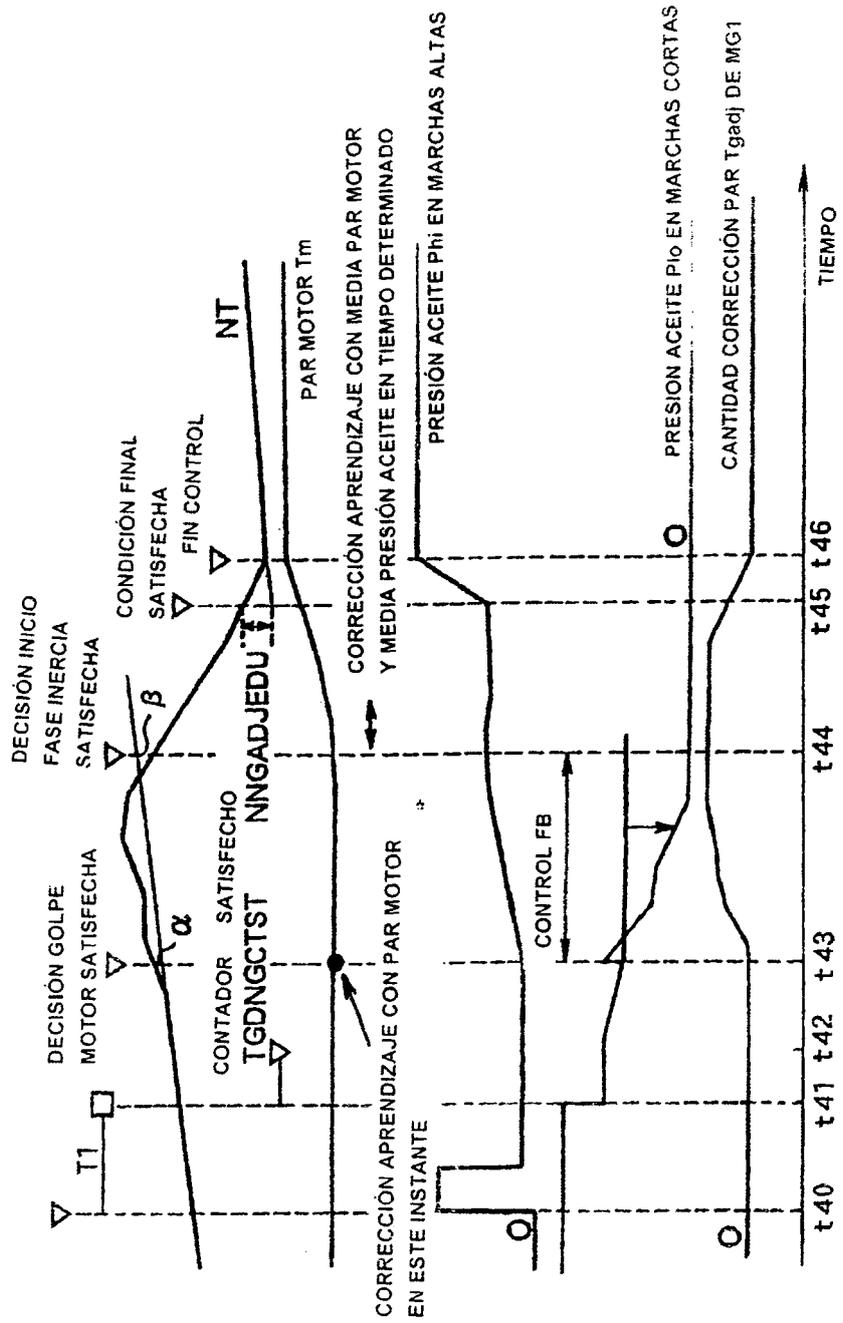


FIG.14

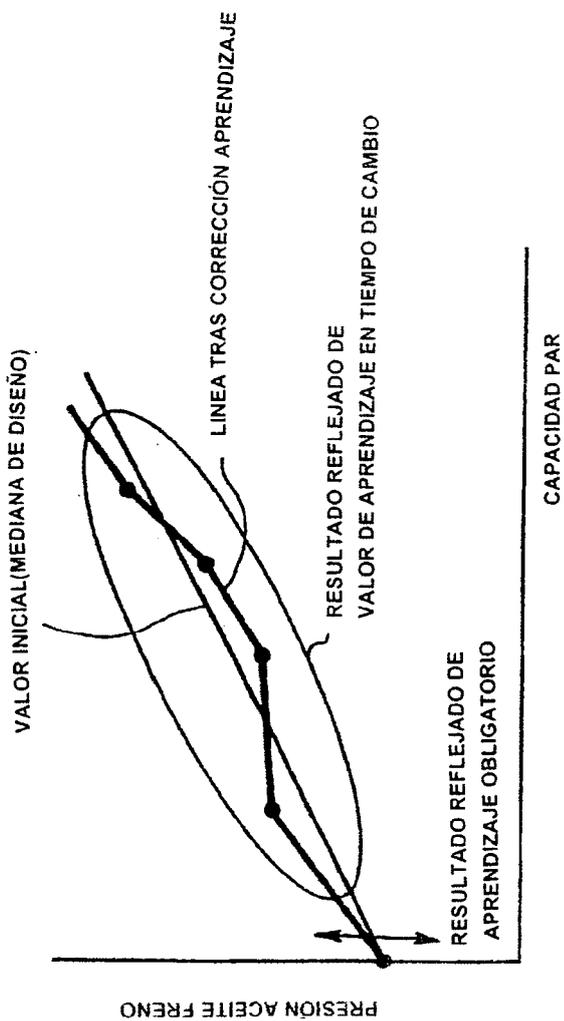


FIG.15

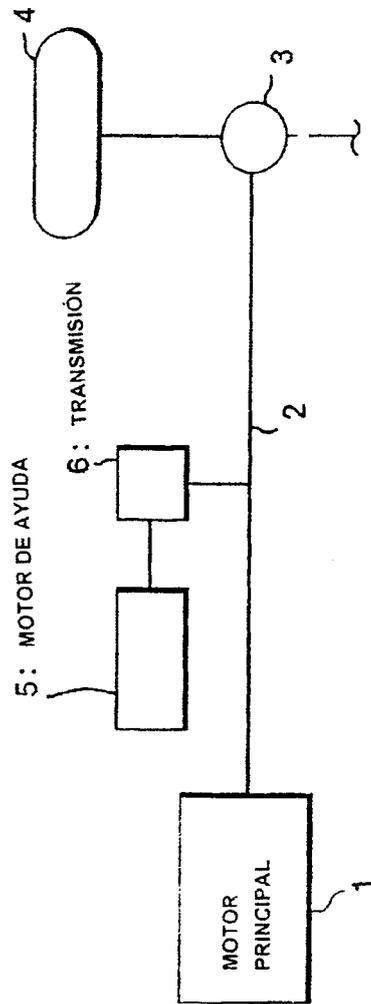
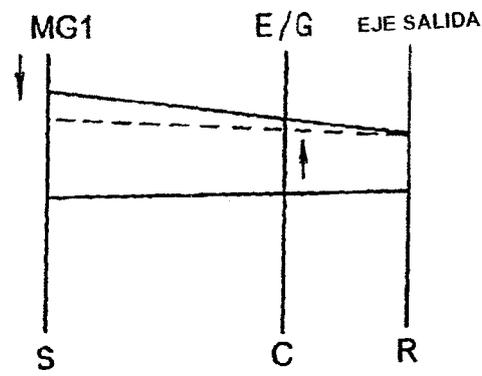


FIG.17

(A)



(B)

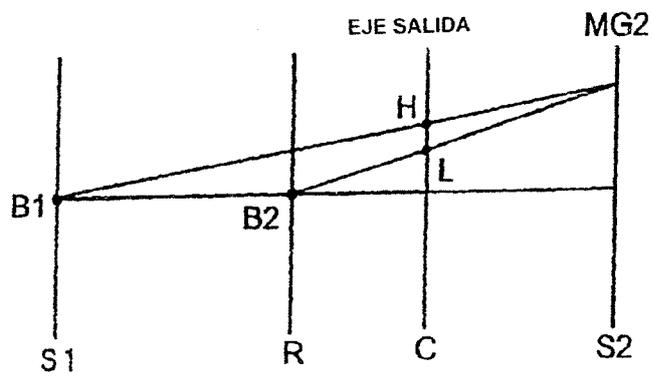
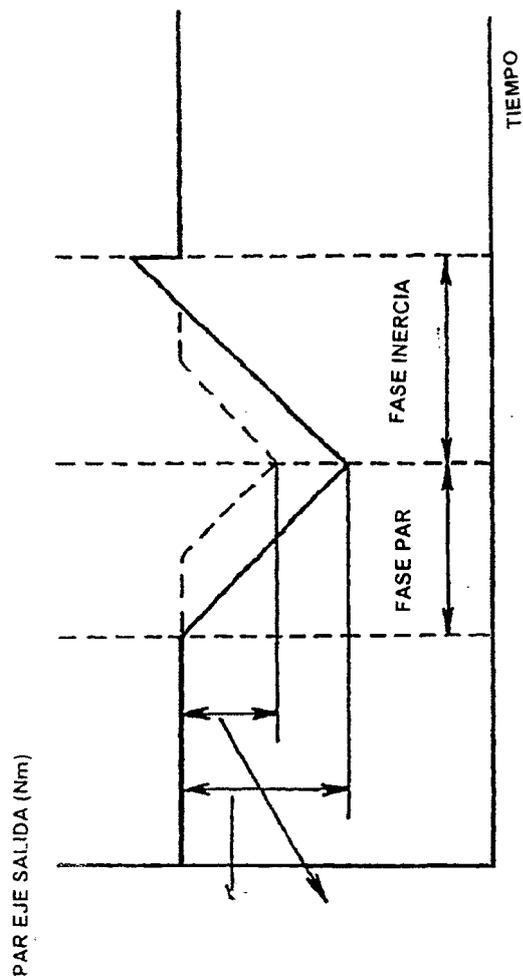


FIG.18



CAIDA PAR
CON CONTROL DE
CORRECCIÓN DE PAR

CAIDA PAR
SIN CONTROL DE
CORRECCIÓN DE PAR