

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 725 106**

51 Int. Cl.:

F16H 61/686 (2006.01)

F16H 61/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **21.07.2017** E 17182660 (5)

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **10.04.2019** EP 3276230

54 Título: **Dispositivo de control para vehículo y procedimiento de control para vehículo**

30 Prioridad:

25.07.2016 JP 2016145573

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

19.09.2019

73 Titular/es:

**TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA (100.0%)
1, Toyota-cho
Toyota-shi, Aichi-Ken 471-8571, JP**

72 Inventor/es:

**CHIMBE, TOMOHIRO;
TSUKAMOTO, NORIHIRO;
OTA, KEISUKE y
ASAMI, TOMOHIRO**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 725 106 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 vehículo y procedimiento de control para vehículo

Antecedentes de la invención**1. Campo de la invención**

5 La invención se refiere a un dispositivo de control para un vehículo que incluye una transmisión automática de tipo escalonada y un procedimiento de control para un dispositivo que incluye una transmisión automática de tipo escalonada.

2. Descripción de la técnica relacionada

10 En una transmisión automática de tipo escalonada, el control de fase de par de torsión se realiza en base a un tiempo de fase de par de torsión objetivo. En la publicación de solicitud de patente japonesa N° 2012-251581 (JP 2012-251581 A) se describe una técnica para realizar el control de fase de par de torsión.

15 En la técnica descrita en el documento JP 2012-251581 A, debido a que se considera que un conductor intenta realizar un cambio de marchas más rápido a medida que la posición del acelerador se hace más grande, el tiempo de fase de par de torsión objetivo se hace más corto a medida que la posición del acelerador se hace más grande. Por otra parte, debido a que se considera que un conductor intenta realizar un cambio de marchas más suave a medida que la posición del acelerador se hace más pequeña, el tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece de manera que sea más largo a medida que la posición del acelerador se hace más pequeña. El documento US 2005/221956 A describe un dispositivo de control según el preámbulo de la reivindicación 1 y un procedimiento de control según el preámbulo de la reivindicación 7.

Sumario de la invención

20 En el control de fase de par de torsión que usa el tiempo de fase de par de torsión objetivo, cuando el tiempo de fase de par de torsión objetivo es corto y una diferencia en la fuerza motriz entre antes y después de un cambio de marchas es grande, existe la preocupación de que se produzca un cambio brusco en la fuerza motriz o una vibración debido a una torsión de un eje de salida. Por otra parte, cuando el tiempo de fase de par de torsión objetivo es grande y la diferencia en la fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas es pequeño, existe la preocupación de que la capacidad de conducción se reduzca debido a un titubeo del cambio en la fuerza motriz.

La invención permite un establecimiento apropiado de un tiempo de fase de par de torsión objetivo en el control de fase de par de torsión para controlar una fase de par de torsión en base al tiempo de fase de par de torsión objetivo.

30 Un primer aspecto de la invención es un dispositivo de control para un vehículo, tal como se define en la reivindicación 1. El vehículo incluye un motor, ruedas motrices, una transmisión automática y una unidad de control electrónico. La transmisión automática está conectada al motor mediante un eje de entrada y está conectada a las ruedas motrices mediante un eje de salida. La transmisión automática es una transmisión automática de tipo escalonada y está configurada para establecer una etapa de cambio de entre una pluralidad de etapas de cambio acoplando entre sí, de manera selectiva, múltiples elementos de acoplamiento por fricción. La unidad de control electrónico está configurada para establecer un tiempo de fase de par de torsión objetivo durante un cambio de marchas de la transmisión automática en base a una diferencia de par de torsión en el eje de salida. La diferencia de par de torsión en el eje de salida es una diferencia entre un par de torsión en el eje de salida antes del cambio de marchas y un par de torsión en el eje de salida después del cambio de marchas. La unidad control electrónico está configurada para realizar el control de fase par de torsión en base al tiempo de fase de par de torsión objetivo establecido. El control de fase de par de torsión es un control para controlar las capacidades de par de torsión de un elemento en el lado de desacoplamiento y de un elemento en el lado de acoplamiento. Los múltiples elementos de acoplamiento por fricción incluyen el elemento en el lado de desacoplamiento y el elemento en el lado de acoplamiento. El tiempo de fase de par de torsión objetivo es un tiempo en el que se realiza el control de fase de par de torsión.

45 Con la configuración anterior, el tiempo de fase de par de torsión objetivo que se usa para el control de fase de par de torsión se establece en base a la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas (que corresponde a una diferencia de par de torsión motriz entre antes y después del cambio de marchas). Por consiguiente, es posible conseguir, al mismo tiempo, tanto la prevención de un cambio brusco en la fuerza motriz o una vibración de torsión del eje de salida debido a la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas como la prevención de una reducción en la capacidad de conducción debido a un titubeo.

50 En el dispositivo de control para el vehículo, la unidad de control electrónico puede estar configurada para establecer el tiempo de fase de par de torsión objetivo de manera que sea más largo cuando la diferencia de par de torsión en el eje de salida es grande que cuando la diferencia de par de torsión en el eje de salida es pequeña.

5 Cuando el cambio de marchas de la transmisión automática es un cambio a una marcha más corta con aceleración (“driving downshift”), es probable que una carga térmica en un material de fricción de un elemento de acoplamiento por fricción en el lado de desacoplamiento (al que se hace referencia también, en adelante, en la presente memoria, como un elemento en el lado de desacoplamiento) aumente en el control de fase de par de torsión. Por consiguiente, cuando el tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece de manera que sea largo, existe la preocupación de que se reduzca la durabilidad del material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento.

10 Por lo tanto, en el dispositivo de control para el vehículo, cuando la unidad de control electrónico determina que el cambio de marchas de la transmisión automática es un cambio a una marcha más corta con aceleración, la unidad de control electrónico está configurada para establecer un límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo en base a un par de torsión asignado del que se hace cargo el elemento en el lado de desacoplamiento y una diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada en el control de fase de par de torsión. La diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada es una diferencia entre una velocidad de rotación del eje de entrada antes del cambio de marchas y una velocidad de rotación del eje de entrada después del cambio de marchas.

15 Con la configuración anterior, al establecer el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo, es posible limitar el tiempo de fase de par de torsión objetivo de manera que la carga térmica sobre el material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento no se incremente incluso cuando el tiempo de fase de par de torsión objetivo, que se establece en base a la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas, es largo. Por consiguiente, es posible prevenir una reducción en la durabilidad del material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento.

20 En el dispositivo de control para el vehículo, la unidad de control electrónico puede estar configurada para establecer el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo de manera que sea más pequeño cuando un producto de un valor máximo del par de torsión asignado y la diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada en el control de fase de par de torsión es grande que cuando el producto es pequeño.

25 En el dispositivo de control para el vehículo, la unidad de control electrónico puede estar configurada para establecer el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo para cada elemento en el lado de desacoplamiento en el control de fase de par de torsión de entre la pluralidad de elementos de acoplamiento por fricción de la transmisión automática.

30 Con la configuración anterior, el tiempo de fase de par de torsión objetivo puede ser establecido de manera apropiada en base a la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas en el control de fase de par de torsión usando el tiempo de fase de par de torsión objetivo. Por consiguiente, es posible conseguir, al mismo tiempo, tanto la prevención de un cambio brusco en la fuerza motriz o una vibración de torsión en el eje de salida debido a la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas como la prevención de una reducción en la capacidad de conducción debido a un titubeo.

35 En el dispositivo de control para el vehículo, la unidad de control electrónico puede estar configurada para determinar una cantidad de operación de control para conseguir un valor objetivo de cambio de marchas usando un modelo de cambio de marchas y está configurada para controlar un cambio de marchas.

40 Un segundo aspecto de la invención es un procedimiento de control para un vehículo según se define en la reivindicación 7. El vehículo incluye un motor, ruedas motrices, una transmisión automática y una unidad de control electrónico. La transmisión automática está conectada al motor mediante un eje de entrada y está conectada a las ruedas motrices mediante un eje de salida. La transmisión automática es una transmisión automática de tipo escalonada y está configurada para establecer una etapa de cambio de entre múltiples etapas de cambio acoplando de manera selectiva múltiples elementos de acoplamiento por fricción para acoplarse entre sí. El procedimiento de control incluye: establecer, por parte de la unidad de control electrónico, un tiempo de fase de par de torsión objetivo durante un cambio de marchas de la transmisión automática en base a una diferencia de par de torsión en el eje de salida; y realizar, por parte de la unidad de control electrónico, el control de fase de par de torsión en base al tiempo de fase de par de torsión objetivo establecido. La diferencia de par de torsión en el eje de salida es una diferencia entre un par de torsión del eje de salida antes de un cambio de marchas y un par de torsión del eje de salida después del cambio de marchas. El control de fase de par de torsión es un control para controlar las capacidades de par de torsión de un elemento en el lado de desacoplamiento y de un elemento en el lado de acoplamiento. Los múltiples elementos de acoplamiento por fricción incluyen el elemento en el lado de desacoplamiento y el elemento en el lado de acoplamiento. En el que el tiempo de fase de par de torsión objetivo es un tiempo en el que se realiza el control de fase de par de torsión. El procedimiento de control incluye, además: determinar, por parte de la unidad de control electrónico, que el cambio de marchas de la transmisión automática es un cambio a una marcha más corta con aceleración, y establecer, por parte de la unidad de control electrónico, un límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo en base a un par de torsión asignado del que se ocupa el elemento en el lado de desacoplamiento y una diferencia de velocidad de rotación en el eje de entrada en el control de fase de par de torsión, en el que la diferencia de velocidad de rotación en el eje de entrada es una diferencia

entre una velocidad de rotación del eje de entrada antes del cambio de marchas y una velocidad de rotación del eje de entrada después del cambio de marchas.

- 5 Con la configuración anterior, el tiempo de fase de par de torsión objetivo usado para el control de fase de par de torsión se establece en base a la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas (que corresponde a una diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas). Por consiguiente, es posible conseguir, al mismo tiempo, tanto la prevención de un cambio brusco en la fuerza motriz o una vibración de torsión del eje de salida debido a la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas como la prevención de una reducción en la capacidad de conducción debida a un titubeo.

Breve descripción de los dibujos

- 10 A continuación, se describirán las características, las ventajas, y la importancia técnica e industrial de las realizaciones ejemplares de la invención, con referencia a los dibujos adjuntos, en los que los números similares denotan elementos similares, y en los que:

La Fig. 1 es un diagrama que ilustra esquemáticamente una configuración de un vehículo equipado con una transmisión automática según la invención;

- 15 La Fig. 2 es un diagrama esquemático que ilustra una configuración de un convertidor de par de torsión y la transmisión automática;

La Fig. 3 es una tabla de acoplamiento que ilustra los estados de acoplamiento de los embragues primero a cuarto, un primer freno, y un segundo freno para cada etapa de cambio en la transmisión automática;

La Fig. 4 es un diagrama de bloques que ilustra una configuración de un sistema de control del vehículo;

- 20 La Fig. 5 es un diagrama de flujo que ilustra un ejemplo de un control de fase de par de torsión en un cambio a una marcha más corta que es realizado por una ECU;

La Fig. 6 es un diagrama que ilustra un mapa de tiempos de fase de par de torsión objetivo;

La Fig. 7 es un diagrama de flujo que ilustra un ejemplo del control de fase de par de torsión en un cambio a una marcha más corta con aceleración que es realizado por la ECU; y

- 25 La Fig. 8 es un diagrama que ilustra un mapa de límite superior en el que se establece un límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo.

Descripción detallada de las realizaciones

En adelante, en la presente memoria, las realizaciones de la invención se describirán con referencia a los dibujos adjuntos.

- 30 Primero, a continuación, se describirá un vehículo 100 según esta realización, con referencia a las Figs. 1 a 4.

Tal como se ilustra en la Fig. 1, el vehículo 100 incluye un motor 1, un convertidor 2 de par de torsión, una transmisión 3 automática, una unidad 4 de control hidráulico y una unidad 5 de control electrónico (ECU, Electronic Control Unit). El vehículo 100 es, por ejemplo, de tipo motor delantero-tracción delantera (FF, Front engine-Front drive) y está configurado de manera que una salida del motor 1 sea transmitida a un dispositivo 6 de diferencial mediante el convertidor 2 de par de torsión y la transmisión 3 automática y está asignada a las ruedas 7 motrices derecha e izquierda (ruedas delanteras).

- 35 El motor (motor de combustión interna) 1 es una fuente de fuerza motriz para el desplazamiento y, por ejemplo, es un motor de gasolina de múltiples cilindros. El motor 1 está configurado de manera que un estado de operación del mismo pueda ser controlado en base a un nivel de apertura de regulación (una cantidad de aire de entrada) de una válvula reguladora, una cantidad de combustible inyectado, una temporización del sistema de encendido, etc.

- 40 Tal como se ilustra en la Fig. 2, el convertidor 2 de par de torsión incluye un impulsor 21 de bomba que está conectado a un cigüeñal 1a que es un eje de salida del motor 1, un rodete 22 de turbina que está conectado a la transmisión 3 automática, un estator 23 que tiene una función de amplificación de par de torsión, y un embrague 24 de bloqueo que conecta directamente el motor 1 y la transmisión 3 automática entre sí. En la Fig. 2, se omite una mitad inferior por debajo de un eje de rotación del convertidor 2 de par de torsión y la transmisión 3 automática y sólo se ilustra esquemáticamente la mitad superior.

- 45 La transmisión 3 automática está dispuesta en una ruta de transmisión de potencia entre el motor 1 y las ruedas 7 motrices y está configurada para cambiar una velocidad de rotación de un eje 3a de entrada y para proporcionar la

velocidad de rotación cambiada a un eje 3b de salida. En la transmisión 3 automática, el eje 3a de entrada está conectado al rodete 22 de turbina del convertidor 2 de par de torsión y el eje 3b de salida está conectado a las ruedas 7 motrices mediante el dispositivo 6 de diferencial, etc.

5 La transmisión 3 automática incluye una primera unidad 31 de cambio de marchas (un planetario frontal) que incluye un primer mecanismo 31a de engranaje planetario como un elemento principal, una segunda unidad 32 de cambio de marchas (un planetario posterior) que incluye un segundo mecanismo 32a de engranaje planetario y un tercer mecanismo 32b de engranaje planetario como elementos principales, embragues C1 a C4 primero a cuarto, un primer freno B1 y un segundo freno B2.

10 El primer mecanismo 31a de engranaje planetario que constituye la primera unidad 31 de cambio de marchas es un mecanismo de engranaje planetario tipo doble piñón e incluye un engranaje S1 central, múltiples pares de engranajes P1 de piñón que se acoplan entre sí, un portador CA1 de planetario que soporta los engranajes P1 de piñón de manera que puedan girar y dar vueltas, y una corona R1 dentada que se acopla con el engranaje S1 central mediante los engranajes P1 de piñón.

15 El portador CA1 de planetario está conectado al eje 3a de entrada y gira integralmente junto con el eje 3a de entrada. El engranaje S1 central está fijado a una caja 30 de transmisión y no puede girar. La corona R1 dentada sirve como un miembro de salida intermedio y está configurada para reducir la velocidad de rotación del eje 3a de entrada y para transmitir la velocidad de rotación reducida a la segunda unidad 32 de cambio de marchas.

20 El segundo mecanismo 32a de engranaje planetario que constituye la segunda unidad 32 de cambio de marchas es un mecanismo de engranaje planetario tipo piñón individual e incluye un engranaje S2 central, un engranaje P2 de piñón, un portador RCA de planetario que soporta el engranaje P2 de piñón de manera que pueda girar y dar vueltas, y una corona RR dentada que se acopla con el engranaje S2 central mediante el engranaje P2 de piñón.

25 El tercer mecanismo 32b de engranaje planetario que constituye la segunda unidad 32 de cambio de marchas es un mecanismo de engranaje planetario de tipo doble piñón e incluye un engranaje S3 central, múltiples pares de engranajes P2 y P3 de piñón que se acoplan entre sí, un portador RCA de planetario que soporta los engranajes P2 y P3 de piñón de manera que puedan girar y dar vueltas, y una corona RR dentada que se acopla con el engranaje S3 central mediante los engranajes P2 y P3 de piñón. El portador RCA de planetario y la corona RR dentada están compartidos por el segundo mecanismo 32a de engranaje planetario y el tercer mecanismo 32b de engranaje planetario.

30 El engranaje S2 central está conectado de manera selectiva a la caja 30 de transmisión por el primer freno B1. El engranaje S2 central está conectado de manera selectiva a la corona R1 dentada mediante el tercer embrague C3. El engranaje S2 central está conectado adicionalmente de manera selectiva al portador CA1 de planetario mediante el cuarto embrague C4. El engranaje S3 central está conectado de manera selectiva a la corona R1 dentada mediante el primer embrague C1. El portador RCA de planetario está conectado de manera selectiva a la caja 30 de transmisión mediante el segundo freno B2. El portador RCA de planetario está conectado de manera selectiva al eje 3a de entrada mediante el segundo embrague C2. La corona RR dentada está conectada al eje 3b de salida y gira integralmente junto con el eje 3b de salida.

35 Los embragues C1 a C4 primero a cuarto, el primer freno B1 y el segundo freno B2 son elementos de acoplamiento por fricción que se acoplan por fricción mediante accionadores hidráulicos y son controlados por la unidad 4 de control hidráulico y la ECU 5.

40 La Fig. 3 es una tabla de acoplamiento que ilustra los estados acoplados o los estados desacoplados de los embragues C1 a C4 primero a cuarto, el primer freno B1 y el segundo freno B2 para cada etapa de cambio (a la que se hace referencia también como una etapa de engranaje). En la tabla de acoplamiento ilustrada en la Fig. 3, la marca O denota un "estado acoplado" y un espacio en blanco denota un "estado desacoplado".

45 Tal como se ilustra en la Fig. 3, en la transmisión 3 automática según esta realización, el primer embrague C1 y el segundo freno B2 se acoplan entre sí para establecer una primera etapa de cambio (1ª) que tiene una relación de engranaje más grande (la velocidad de rotación del eje 3a de entrada/la velocidad de rotación del eje 3b de salida). El primer embrague C1 y el primer freno B1 se acoplan entre sí para establecer una segunda etapa de cambio (2ª).

El primer embrague C1 y el tercer embrague C3 se acoplan entre sí para establecer una tercera etapa de cambio (3ª). El primer embrague C1 y el cuarto embrague C4 se acoplan entre sí para establecer una cuarta etapa de cambio (4ª).

50 El primer embrague C1 y el segundo embrague C2 se acoplan entre sí para establecer una quinta etapa de cambio (5ª). El segundo embrague C2 y el cuarto embrague C4 se acoplan entre sí para establecer una sexta etapa de cambio (6ª).

El segundo embrague C2 y el tercer embrague C3 se acoplan entre sí para establecer una séptima etapa de cambio (7ª). El segundo embrague C2 y el primer freno B1 se acoplan entre sí para establecer una octava etapa de cambio (8ª). El

tercer embrague C3 y el segundo freno B2 se acoplan entre sí para establecer una etapa de cambio de marchas atrás (Rev).

En esta realización, las etapas de cambio de marchas hacia adelante (1ª a 8ª) se establecen como un cambio de marchas de embrague a embrague.

5 La unidad 4 de control hidráulico controla el acoplamiento y el desacoplamiento de múltiples elementos de acoplamiento por fricción (los embragues C1 a C4 y los frenos B1 y B2) de la transmisión 3 automática. La unidad 4 de control hidráulico tiene también una función para controlar el embrague 24 de bloqueo del convertidor 2 de par de torsión. La unidad 4 de control hidráulico incluye un accionador hidráulico para cada elemento de acoplamiento por fricción de la transmisión 3 automática y una válvula de solenoide lineal que suministra una presión hidráulica controlada a los accionadores hidráulicos.

10 La ECU 5 está configurada para realizar el control de la operación del motor 1, el control de cambio de marchas de la transmisión 3 automática, etc. Específicamente, tal como se ilustra en la Fig. 4, la ECU 5 incluye una CPU 51, una ROM 52, una RAM 53, una RAM 54 de respaldo, una interfaz 55 de entrada y una interfaz 56 de salida.

15 La CPU 51 realiza un proceso aritmético en base a varios programas o mapas de control almacenados en la ROM 52. En la ROM 52, se almacenan varios programas de control, mapas a los que se hace referencia cuando se ejecutan los programas de control, etc. La RAM 53 es una memoria que almacena temporalmente los resultados del proceso de la CPU 51, los resultados de detección de varios sensores, etc. La RAM 54 de respaldo es una memoria no volátil que almacena datos a ser almacenados cuando se apaga el sistema de encendido.

20 La interfaz 55 de entrada está conectada a un sensor 81 de posición de cigüeñal, un sensor 82 de velocidad de rotación del eje de entrada, un sensor 83 de velocidad de rotación del eje de salida, un sensor 84 de posición del acelerador, un sensor 85 de la abertura de regulación, un medidor 86 de flujo de aire, etc.

25 El sensor 81 de posición de cigüeñal se proporciona para calcular una velocidad de rotación del motor 1. El sensor 82 de velocidad de rotación del eje de entrada se proporciona para calcular una velocidad de rotación del eje 3a de entrada (una velocidad de rotación de turbina) de la transmisión 3 automática. El sensor 83 de velocidad de rotación del eje de salida se proporciona para calcular una velocidad de rotación del eje 3b de salida de la transmisión 3 automática. La velocidad del vehículo puede ser calculada a partir de la velocidad de rotación del eje 3b de salida. El sensor 84 de posición del acelerador se proporciona para detectar una posición del acelerador que es una cantidad de depresión (una cantidad de operación) de un pedal de acelerador. El sensor 85 de la abertura de regulación se proporciona para detectar un nivel de apertura de regulación de una válvula reguladora. El medidor 86 de flujo de aire se proporciona para detectar una cantidad de aire de entrada del motor 1.

30 La interfaz 56 de salida está conectada a un inyector 91, un sistema 92 de encendido, un motor 93 de regulación, la unidad 4 de control hidráulico, etc. El inyector 91 es una válvula de inyección de combustible y una cantidad de combustible inyectado desde el mismo puede ser ajustada. El sistema 92 de encendido se proporciona para ajustar una temporización del sistema de encendido usando una bujía de encendido. El motor 93 de regulación se proporciona para ajustar el nivel de apertura de regulación de la válvula reguladora.

35 La ECU 5 está configurada para controlar el estado de operación del motor 1 mediante el control del nivel de apertura de regulación, la cantidad de combustible inyectado y la temporización del sistema de encendido, etc., en base a los resultados de detección de varios sensores. La ECU 5 está configurada para realizar el control de cambio de marchas de la transmisión 3 automática y el control del embrague 24 de bloqueo del convertidor 2 de par de torsión mediante el control de la unidad 4 de control hidráulico.

40 En el control de cambio de marchas mediante la ECU 5, se establece una etapa de cambio requerida, por ejemplo, en base a un mapa de cambio de marchas con la velocidad del vehículo y la posición del acelerador como parámetros, y la unidad 4 de control hidráulico es controlada de manera que una etapa de cambio real sea la etapa de cambio requerida. El mapa de cambio de marchas es un mapa en el que se establecen múltiples áreas para calcular una etapa de cambio apropiada (una de entre las etapas de cambio 1ª a 8ª que tienen eficiencia óptima) dependiendo de la velocidad del vehículo y de la posición del acelerador, y se almacena en la ROM 52 de la ECU 5. Se establece múltiples de líneas de cambio para definir las áreas (líneas de cambio a una marcha más larga y líneas de cambio a una marcha más corta para definir las áreas de cambio de las etapas de cambio 1ª a 8ª) en el mapa de cambio de marchas.

45 La ECU 5 realiza un control de fase de par de torsión en base a un tiempo de fase de par de torsión objetivo (un tiempo de cambio de marchas objetivo de una fase de par de torsión). Los detalles del control de fase de par de torsión se describirán más adelante.

50 Antes de describir el control (control de fase de par de torsión) por el que se caracteriza esta realización, a continuación, se describirá esquemáticamente un control de cambio de marchas para determinar una cantidad de operación de control

mediante la cual se realiza un valor objetivo de cambio de marchas en la transmisión 3 automática.

Primero, en esta realización, una técnica para realizar un cambio de marchas usando un modelo de cambio de marchas para determinar una cantidad de operación de control mediante la cual se realiza el valor objetivo de cambio de marchas es empleada como el control de cambio de marchas. El valor objetivo de cambio de marchas es un valor objetivo de un factor (tal como un tiempo de cambio o una fuerza motriz) para determinar un modo de cambio a realizar en el momento de un cambio de marchas. La cantidad de operación de control es un valor requerido durante la operación para un factor (tal como un par de torsión del motor o una capacidad de par de torsión de un elemento de acoplamiento por fricción) para alcanzar un objetivo de control.

A continuación, se describirá un control de cambio de marchas que usa un modelo de cambio de marchas. Las ecuaciones de movimiento durante el cambio de marchas se expresan mediante las Ecuaciones (1) y (2).

$$dwt/dt = a1 \cdot Tt + b1 \cdot Tcapl + c1 \cdot Tcdm + d1 \cdot dwo/dt \dots (1)$$

$$To = a2 \cdot Tt + b2 \cdot Tcapl + c2 \cdot Tcdm + d2 \cdot dwo/dt \dots (2)$$

Las Ecuaciones (1) y (2) se derivan de las ecuaciones de movimiento de los elementos giratorios conectados que constituyen la transmisión 3 automática y las expresiones relacionales de los mecanismos de engranaje planetario que constituyen la transmisión 3 automática. La ecuación de movimiento de cada elemento giratorio es una ecuación de movimiento en la que un par de torsión que se expresa por un producto de un momento de inercia y una tasa de cambio de una velocidad de rotación en cada elemento giratorio está definido por un par de torsión que actúa sobre un miembro asociado con el elemento giratorio de entre tres miembros del mecanismo de engranaje planetario y ambos miembros de cada elemento de acoplamiento por fricción. Las expresiones relacionales en cada mecanismo de engranaje planetario son expresiones relacionales en las que una relación de par de torsión entre tres miembros y una relación en la tasa de cambio de velocidad de rotación en el mecanismo de engranaje planetario se definen usando una relación de engranaje del mecanismo de engranaje planetario.

En las Ecuaciones (1) y (2), dwt/dt es un derivado con respecto al tiempo, es decir, una tasa de cambio, de una velocidad de rotación de turbina (una velocidad angular de giro) w_t (es decir, una velocidad w_i de rotación del eje de entrada de la transmisión 3 automática) y denota una aceleración del eje 3a de entrada (una aceleración angular a la que se hace referencia en adelante, en la presente memoria, como una aceleración del eje de entrada) como un cambio en la velocidad de un miembro giratorio en el lado de eje 3a de entrada. dwo/dt es una tasa de cambio de una velocidad w_o de rotación del eje de salida de la transmisión 3 automática y denota una aceleración del eje de salida. Tt denota un par de torsión de turbina que es un par de torsión en el eje 3a de entrada como un par de torsión en un miembro giratorio en el lado del eje 3a de entrada, es decir, un par de torsión del eje de entrada de transmisión (al que se hace referencia, en adelante, en la presente memoria, también como un par T_i de torsión del eje de entrada). El par Tt de torsión de turbina tiene el mismo significado que un par Te de torsión de motor (= Tt/t) en consideración de una relación t de par de torsión del convertidor 2 de par de torsión. To denota un par de torsión del eje de salida de transmisión que es un par de torsión en el eje 3b de salida como un par de torsión en un miembro giratorio en el lado del eje 3b de salida. $Tcapl$ denota una capacidad de par de torsión de un elemento de acoplamiento por fricción que realiza una operación de acoplamiento en el momento de un cambio de marchas. $Tcdm$ indica una capacidad de par de torsión de un elemento de acoplamiento por fricción que realiza una operación de desacoplamiento en el momento de un cambio de marchas.

Aquí, $a1$, $a2$, $b1$, $b2$, $c1$, $c2$, $d1$ y $d2$ en las Ecuaciones (1) y (2) son constantes cuando las Ecuaciones (1) y (2) se derivan y son coeficientes que se determinan en el diseño a partir del momento de inercia de cada elemento giratorio y de la relación de engranaje del mecanismo de engranaje planetario. Los valores numéricos específicos de las constantes varían, por ejemplo, dependiendo de un tipo de cambio de marchas (por ejemplo, un patrón de cambio de marchas o una combinación de etapas de cambio antes y después del cambio de marchas). Por consiguiente, una ecuación de movimiento es individual, pero para el cambio de marchas de la transmisión 3 automática se usan ecuaciones de movimiento que corresponden a los tipos de cambio de marchas en las que las constantes difieren dependiendo del tipo de cambio de marchas.

Las ecuaciones (1) y (2) son ecuaciones de movimiento de tren de engranajes (a las que se hace referencia en adelante, en la presente memoria, como ecuaciones de movimiento) de la transmisión 3 automática que se obtienen al formular una relación entre los valores objetivo del cambio de marchas y las cantidades de operación de control. Los valores objetivo del cambio de marchas pueden expresar valores objetivo del tiempo de cambio y de la fuerza motriz y son gestionados en las ecuaciones de movimiento.

Por otra parte, en esta realización, las cantidades de operación del control para establecer los valores objetivo del cambio de marchas (control de retroalimentación) son establecidas por tres valores que incluyen el par Tt de torsión de turbina

(que tiene el mismo significado que el par T_e de torsión de motor), la capacidad T_{capl} de par de torsión del elemento de acoplamiento por fricción en el lado de acoplamiento, y la capacidad T_{cdm} de par de torsión del elemento de acoplamiento por fricción en el lado de desacoplamiento. Entonces, debido a que la ecuación de movimiento incluye dos ecuaciones de las Ecuaciones (1) y (2) y hay tres cantidades de operación de control, las cantidades de operación de control para establecer dos valores objetivo de cambio de marchas no tienen soluciones únicas.

Por lo tanto, en esta realización, las relaciones de asignación de par de torsión de los pares de torsión de transmisión asignados al elemento de acoplamiento por fricción en el lado de desacoplamiento (al que se hace referencia también, en adelante, en la presente memoria como un elemento en el lado de desacoplamiento) y el elemento de acoplamiento por fricción en el lado de acoplamiento (al que se hace referencia también, en adelante, en la presente memoria, como un elemento en el lado de acoplamiento) son usados como condiciones limitantes para obtener soluciones de las ecuaciones de movimiento de las Ecuaciones (1) y (2). Al usar las relaciones de asignación de par de torsión como las condiciones limitantes, la distribución de un par de torsión (es decir, un grado de progreso en el cambio de marchas) entre el elemento en el lado de desacoplamiento y el elemento en el lado de acoplamiento durante el cambio de marchas puede ser incorporada a las ecuaciones de movimiento y las cantidades de operación de control tienen soluciones únicas.

Las relaciones de asignación de par de torsión son relaciones de pares de torsión de transmisión en las que un par de torsión de transmisión total del eje 3a de entrada es asignado al elemento en el lado de desacoplamiento y al elemento en el lado de acoplamiento cuando el par de torsión de transmisión total (el par de torsión de transmisión total) que es necesario asignar al elemento en el lado de desacoplamiento y al elemento en el lado de acoplamiento a ser reacoplados durante el cambio de marchas de la transmisión 3 automática se reemplaza, por ejemplo, con el par de torsión del eje 3a de entrada (el par de torsión de transmisión total en el eje de entrada). Las relaciones de asignación de par de torsión son cambiadas dependiendo del grado de progreso en el cambio de marchas (un grado de progreso del cambio de marchas) durante el cambio de marchas.

En esta realización, cuando la relación de asignación de par de torsión del elemento en el lado de acoplamiento se define como "xapl" y la relación de asignación de par de torsión del elemento en el lado de desacoplamiento se define como "xdm", las relaciones de asignación de par de torsión se definen como sigue mediante las Ecuaciones (3) y (4) usando una relación x de asignación de par de torsión (por ejemplo, $0 \leq x \leq 1$) que varía en una serie de tiempo para reflejar la distribución de un par de torsión durante el cambio de marchas.

$$x_{apl} = x \quad \dots (3)$$

$$x_{dm} = 1-x \quad \dots (4)$$

La expresión relacional entre la capacidad T_{capl} de par de torsión del elemento en el lado de acoplamiento y la capacidad T_{cdm} de par de torsión del elemento en el lado de desacoplamiento puede ser definida usando " x " (= xapl) y " $1-x$ " (= xdm) en base a " T_{capl} " y " T_{cdm} " reemplazadas con el par de torsión en el eje 3a de entrada y las Ecuaciones (3) y (4). Las expresiones relacionales para calcular el par T_t de torsión de turbina, la capacidad T_{capl} de par de torsión del elemento en el lado de acoplamiento, y la capacidad T_{cdm} de par de torsión del elemento en el lado de desacoplamiento que son las cantidades de operación de control se derivan a partir de las Ecuaciones (1) y (2) y la expresión relacional entre " T_{capl} " y " T_{cdm} ". El par T_t de torsión de turbina (que tiene el mismo significado que el par T_e de torsión de motor) es expresado por una expresión relacional usando " x " (= xapl), " $1-x$ " (= xdm), la aceleración dwt/dt del eje de entrada, el par T_o de torsión de eje de salida de transmisión, etc. De manera similar, la capacidad T_{capl} de par de torsión del elemento en el lado de acoplamiento es expresada mediante una expresión relacional que usa " x " (= xapl), la aceleración dwt/dt del eje de entrada, el par T_o de torsión de eje de salida de transmisión, etc. De manera similar, la capacidad T_{cdm} de par de torsión del elemento en el lado de desacoplamiento es expresada mediante una expresión relacional que usa " $1-x$ " (= xdm), la aceleración dwt/dt del eje de entrada, el par T_o de torsión de eje de salida de transmisión, etc.

Es decir, un modelo de cambio de marchas en esta realización es para calcular las cantidades de operación de control en base a los valores objetivo de cambio de marchas usando las ecuaciones de movimiento (Ecuaciones (1) y (2)) de la transmisión 3 automática incluyendo los valores objetivo de cambio de marchas y las cantidades de operación de control y las relaciones (Ecuaciones (3) y (4)) que indican las relaciones de asignación de par de torsión. De esta manera, en esta realización, el cambio de marchas de la transmisión 3 automática es realizado usando el modelo de cambio de marchas al añadir las condiciones limitantes establecidas con la relación x de asignación de par de torsión a las Ecuaciones (1) y (2). Por consiguiente, incluso cuando las tres cantidades de operación de control están presentes para dos valores de característica de cambio de marchas objetivo, las tres cantidades de operación de control pueden ser determinadas apropiadamente usando el modelo de cambio de marchas.

Debido a que las ecuaciones de movimiento en las que las constantes difieren dependiendo del tipo de cambio de marchas (por ejemplo, el patrón de cambio de marchas o la combinación de las etapas de cambio antes y después del cambio de marchas) son usadas, tal como se ha descrito anteriormente, como los modelos de cambio de marchas, los modelos de cambio de marchas que corresponden a los tipos de cambio de marchas son usados para el cambio de

5 marchas de la transmisión 3 automática. Los ejemplos del patrón de cambio de marchas incluyen un cambio a una marcha más larga, un cambio a una marcha más larga sin aceleración (“driven”), un cambio a una marcha más corta y un cambio a una marcha más corta sin aceleración (“driven”). El cambio a una marcha más corta con aceleración es un cambio a una marcha más corta cuando se pisa el pedal de acelerador, y el cambio a una marcha más corta sin aceleración es un cambio a una marcha más corta cuando no se pisa el pedal de acelerador.

10 Por ejemplo, en el caso del cambio a una marcha más corta con aceleración y del cambio a una marcha más corta sin aceleración, cuando el control hidráulico para los elementos de acoplamiento por fricción correspondientes a la etapa de cambio objetivo es arrancado en el cambio de marchas de la transmisión 3 automática, el cambio de marchas progresa a una etapa de fase de par de torsión en la que la asignación de una capacidad de par de torsión requerida (una capacidad de par de torsión objetivo) de cada elemento de acoplamiento por fricción varía. Posteriormente, el cambio de marchas progresa a una etapa de fase de inercia en el que la relación de engranaje de la transmisión 3 automática varía. Es decir, el cambio de marchas de la transmisión 3 automática progresa a través de una etapa antes de que la fase de par de torsión, la etapa de fase de par de torsión, la etapa de fase de inercia y la etapa de cambio de marchas terminen.

15 Un mapa en el que se establecen las relaciones de asignación de par de torsión adecuadas que varían con el progreso en el cambio de marchas, dependiendo del grado de progreso en el cambio de marchas para cada patrón de cambio de marchas, es preparado por adelantado mediante experimentación, simulación, etc., y es almacenado en la ROM 52 de la ECU 5.

20 La ECU 5 lee las relaciones de asignación de par de torsión correspondientes al grado de progreso en el cambio de marchas desde el mapa en el momento de control de cambio de marchas, aplica las relaciones de asignación de par de torsión leídas y los valores objetivo de cambio de marchas y (por ejemplo, un tiempo de cambio objetivo) al modelo de cambio de marchas, calcula las cantidades de operación de control (tales como un par de torsión del eje de entrada objetivo y las capacidades de par de torsión objetivo del elemento en el lado de desacoplamiento y del elemento en el lado de acoplamiento), y realiza el control (control hidráulico) del elemento en el lado de desacoplamiento y del elemento en el lado de acoplamiento dependiendo del grado de progreso en el cambio de marchas, de manera que se consigan las capacidades de par de torsión objetivo calculadas.

A continuación, se describirá el control de fase de par de torsión que es realizado por la ECU 5.

Primero, antes de describir el control de fase de par de torsión, se describirá un proceso de cálculo de un par de torsión del eje de entrada que es transmitido desde el motor 1 al eje 3a de entrada de la transmisión 3 automática.

30 Por ejemplo, en base a la cantidad de aire de entrada adquirido desde una señal de salida del medidor 86 de flujo de aire y la temporización del sistema de encendido del motor 1, la ECU 5 calcula el par T_e de torsión de motor a partir de un mapa preestablecido o de una expresión de cálculo preestablecida. A continuación, la ECU 5 calcula el par de torsión del eje de entrada multiplicando el par T_e de torsión de motor calculado por la relación t de par de torsión del convertidor 2 de par de torsión.

35 Cuando un estado de vehículo está en un área sin aceleración (“driven”), una influencia de una fricción de motor o una carga de unidad auxiliar sobre un par de torsión generado desde el motor 1 es grande y es probable que la precisión de cálculo del par de torsión del eje de entrada en base a la cantidad de aire de entrada se degrade. Por lo tanto, cuando el estado de vehículo está en el área sin aceleración (“driven”), el par T_e de torsión de motor es calculado a partir de un mapa preestablecido o una expresión de cálculo preestablecida en base a la velocidad de rotación de motor adquirida desde la señal de salida del sensor 81 de posición de cigüeñal. A continuación, el par de torsión del eje de entrada es calculado multiplicando el par T_e de torsión de motor calculado por la relación t de par de torsión del convertidor 2 de par de torsión.

Con respecto al par de torsión del eje de entrada, un sensor de par de torsión puede ser dispuesto en el cigüeñal 1a del motor 1 o en el eje 3a de entrada de la transmisión 3 automática y el par de torsión del eje de entrada puede ser calculado en base a una señal de salida del sensor de par de torsión.

45 A continuación, se describirá un ejemplo específico del control de fase de par de torsión en un cambio a una marcha más corta que es realizado por la ECU 5.

50 Primero, en el control de fase de par de torsión, cuando el tiempo de fase de par de torsión objetivo (el tiempo en el que se cambia el par de torsión del eje de salida) es corto en un cambio a una marcha más corta en el que la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas es grande, existe la preocupación de que se produzca un cambio brusco en la fuerza motriz o en la vibración debido a una torsión del eje de salida. Por otra parte, cuando el tiempo de fase de par de torsión objetivo es largo en un cambio a una marcha más corta en el que la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas es pequeña, un incremento de la fuerza motriz se retarda y existe la preocupación de que un conductor perciba un titubeo en la aceleración.

Esta realización se ha llevado a la práctica teniendo en cuenta este problema y realiza un control capaz de ajustar de manera apropiada el tiempo de fase de par de torsión objetivo dependiendo de la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas en el control de fase de par de torsión usando el tiempo de fase de par de torsión objetivo.

5 A continuación, se describirá un ejemplo del control de fase de par de torsión con referencia al diagrama de flujo ilustrado en la Fig. 5. La rutina de control ilustrada en la Fig. 5 es realizada de manera repetida a intervalos predeterminados por la ECU 5.

10 Cuando la rutina de control ilustrada en la Fig. 5 es iniciada, en la Etapa ST101 se determina si se ha producido o no una solicitud de cambio de marchas de la transmisión 3 automática en base a la velocidad de vehículo adquirida desde la señal de salida del sensor 83 de velocidad de rotación del eje de salida, a la posición del acelerador adquirida desde la señal de salida del sensor 84 de posición del acelerador, y al mapa de cambio de marchas, y si la solicitud de cambio de marchas es una solicitud de cambio a una marcha más corta.

15 Cuando el resultado de la determinación de la Etapa ST101 es negativo (NO), se reinicia la rutina de control. Cuando el resultado de la determinación de la Etapa ST101 es positivo (SÍ), la rutina de control pasa a la Etapa ST102. En la Etapa ST102, se inicia el control de cambio a una marcha más corta.

En la Etapa ST103, se determina si se satisface o no una condición de inicio de fase de par de torsión (por ejemplo, un par de torsión asignado a un elemento de acoplamiento por fricción inicia el cambio). Cuando el resultado de la determinación es negativo (NO), se reinicia la rutina de control. Cuando el resultado de la determinación de la Etapa ST103 es positivo (SÍ), la rutina de control pasa a la Etapa ST104.

20 En la Etapa ST104, el tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece en base a la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas que corresponde a la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas. Este proceso de establecimiento se describirá más adelante.

25 En la Etapa ST105, el control de fase de par de torsión para controlar las capacidades de par de torsión del elemento en el lado de desacoplamiento y del elemento en el lado de acoplamiento que se vuelven a acoplar (embrague-a-embrague) es realizado en base al tiempo de fase de par de torsión objetivo establecido en la Etapa ST104.

A continuación, se describirá un proceso para ajustar el tiempo de fase de par de torsión objetivo.

30 Primero, el par de torsión del eje de entrada de la transmisión 3 automática es calculado en el proceso de cálculo indicado anteriormente. A continuación, la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas [= par de torsión del eje de entrada x relación de engranaje entre antes y después del cambio de marchas] es calculada usando el par de torsión del eje de entrada y las relaciones de engranaje entre antes y después del cambio de marchas (una relación de la relación de engranaje antes del cambio de marchas y la relación de engranaje después del cambio de marchas). El tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece con referencia a un mapa de tiempo de fase de par de torsión objetivo ilustrado en la Fig. 6 usando la diferencia de par de torsión del eje de salida calculada entre antes y después del cambio de marchas.

35 El mapa de tiempo de fase de par de torsión objetivo ilustrado en la Fig. 6 es un mapa en el que el tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece por adelantado mediante experimentación o simulación usando la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas como un parámetro y se almacena en la ROM 52 de la ECU 5.

40 En el mapa de tiempo de fase de par de torsión objetivo ilustrado en la Fig. 6, el tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece dependiendo de la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas de manera que puedan conseguirse, al mismo tiempo, la prevención de un cambio brusco de la fuerza motriz o la vibración de torsión del eje 3b de salida y la prevención de una reducción en la capacidad de conducción debida a un titubeo de la fuerza motriz. El cambio brusco de la fuerza motriz y la vibración de torsión del eje 3b de salida ocurre cuando la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas es grande. El titubeo de la fuerza motriz ocurre cuando la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas es pequeña.

50 En el mapa de tiempo de fase de par de torsión objetivo ilustrado en la Fig. 6, el tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece de manera que sea más largo cuando la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas es grande que cuando la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas es pequeña. En el mapa de tiempo de fase de par de torsión objetivo ilustrado en la Fig. 6, el gradiente de la parte A se establece de manera que un gradiente del cambio en la fuerza motriz en una fase de par de torsión no sea rápido. La parte B se establece en base a un tiempo máximo para alcanzar el par de torsión del eje de salida de la etapa de engranaje después del cambio de marchas.

- Tal como se ha descrito anteriormente, según esta realización, el tiempo de fase de par de torsión objetivo que se usa para el control de fase de par de torsión se establece dependiendo de la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas de manera que el tiempo de fase de par de torsión objetivo sea más largo cuando la diferencia de par de torsión en el eje de salida es grande y de manera que el tiempo de fase de par de torsión objetivo sea más corto cuando la diferencia de par de torsión en el eje de salida es pequeña. Por consiguiente, puede prevenirse el cambio brusco de la fuerza motriz o de la vibración de torsión del eje de salida que ocurre cuando la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas es grande y puede prevenirse la reducción en la capacidad de conducción debido a un titubeo que ocurre cuando la diferencia de fuerza motriz entre antes y después del cambio de marchas es pequeña.
- 5
- 10 A continuación, se describirá un ejemplo específico de un control de fase de par de torsión en un cambio a una marcha más corta que es realizado por la ECU 5, con referencia al diagrama de flujo ilustrado en la Fig. 7. La rutina de control ilustrada en la Fig. 7 es realizada de manera repetida, a intervalos predeterminados, por la ECU 5.
- 15 Cuando se inicia la rutina de control ilustrada en la Fig. 7, se determina en la Etapa ST201 si la solicitud de cambio de marchas de la transmisión 3 automática es una solicitud de cambio a una marcha más corta con aceleración. La solicitud de cambio de marchas se produce en base a la velocidad de vehículo adquirida desde la señal de salida del sensor 83 de velocidad de rotación del eje de salida, la posición de acelerador adquirida desde la señal de salida del sensor de 84 de posición del acelerador, y el mapa de cambio de marchas.
- 20 Cuando el resultado de la determinación de la Etapa ST201 es negativo (NO), la rutina de control se reinicia. Cuando el resultado de la determinación de la Etapa ST201 es positivo (SÍ), la rutina de control pasa a la Etapa ST202. En la Etapa ST202, se inicia el control de cambio a una marcha más corta.
- En la Etapa ST203, se determina si se satisface o no una condición de inicio de fase de par de torsión (por ejemplo, un par de torsión asignado a un elemento de acoplamiento por fricción inicia el cambio). Cuando el resultado de la determinación es negativo (NO), la rutina de control se reinicia. Cuando el resultado de la determinación de la Etapa ST203 es positivo (SÍ), la rutina de control pasa a la Etapa ST204.
- 25 En la Etapa ST204, el tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece en base a la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas. El ajuste del tiempo de fase de par de torsión objetivo en la Etapa ST204 se realiza en el mismo proceso que la Etapa ST104 en la rutina de control ilustrada en la Fig. 5.
- En la Etapa ST205, se establece el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo. Más adelante, se describirá un proceso para establecer el límite superior.
- 30 En la Etapa ST206, el control de fase de par de torsión para controlar las capacidades de par de torsión del elemento en el lado de desacoplamiento y del elemento en el lado de acoplamiento que se vuelven a acoplar (embrague-a-embrague) se realiza en base al tiempo de fase de par de torsión objetivo establecido en la Etapa ST204. Cuando el tiempo de fase de par de torsión objetivo establecido en la Etapa ST204 es mayor que el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo establecido en la Etapa ST205, el tiempo de fase de par de torsión objetivo se limita al límite superior. El control de fase de par de torsión se realiza en base al tiempo de fase de par de torsión objetivo limitado.
- 35 A continuación, se describirá el proceso de establecimiento del límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo.
- Primero, cuando el cambio de marchas de la transmisión 3 automática es un cambio a una marcha más corta con aceleración, es probable que una carga térmica en el material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento en el control de fase de par de torsión aumente. Por consiguiente, cuando el tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece de manera que sea largo mediante el proceso de la Etapa ST204 en la rutina de control ilustrada en la Fig. 7, existe una preocupación de que la durabilidad se reduzca debido a la carga térmica sobre el material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento.
- 40 Por lo tanto, en esta realización, el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece teniendo en cuenta la carga térmica sobre el material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento. En el procedimiento de ajuste del límite superior, se observa que el par de torsión asignado del que se hace cargo el elemento en el lado de desacoplamiento en la fase de par de torsión y la diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada entre antes y después del cambio de marchas son factores que tienen una influencia sobre un incremento en la carga térmica en el material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento. Específicamente, el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece con referencia al mapa de límite superior ilustrado en la Fig. 8 usando un producto [par de torsión asignado del elemento en el lado de desacoplamiento x diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada entre antes y después del cambio de marchas] de un valor máximo del par de torsión asignado del que se hace cargo el elemento en el lado de desacoplamiento en la fase de par de torsión (al que se hace referencia, en adelante, en la
- 45
- 50

presente memoria, como un par de torsión asignado de un elemento en el lado de desacoplamiento) y la diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada entre antes y después del cambio de marchas (que se calcula a partir de la señal de salida del sensor 82 de velocidad de rotación del eje de entrada).

5 El mapa de límite superior ilustrado en la Fig. 8 refleja un punto en el que la carga térmica sobre el material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento se hace más grande a medida que un producto (al que se hace referencia, en adelante, en la presente memoria, como un producto de establecimiento de límite superior) del par de torsión asignado del elemento en el lado de desacoplamiento y la diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada entre antes y después del cambio de marchas se hace más grande. El límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo para limitar la carga térmica sobre el material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento de manera que no se incremente la carga térmica se calcula y se mapea por experimentación o simulación usando el producto de establecimiento del límite superior como un parámetro. El mapa de límite superior se almacena en la ROM 52 de la ECU 5

10 En el mapa de límite superior ilustrado en la Fig. 8, el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece de manera que sea más bajo cuando el producto de establecimiento de límite superior es grande que cuando el producto de establecimiento de límite superior es pequeño. Dicho mapa de límite superior se establece dependiendo de la durabilidad de cada elemento en el lado de desacoplamiento con respecto a la carga térmica sobre el material de fricción de cada elemento en el lado de desacoplamiento teniendo en cuenta que la durabilidad de los elementos en el lado de desacoplamiento en la transmisión 3 automática incluyendo múltiples elementos de acoplamiento por fricción con respecto a la carga térmica sobre el material de fricción no es fija.

15 Mediante el establecimiento del límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo tal como se ha descrito anteriormente, es posible limitar el tiempo de fase de par de torsión objetivo de manera que no se incremente una carga térmica sobre un material de fricción de un elemento en el lado de desacoplamiento incluso cuando el tiempo de fase de par de torsión objetivo es largo. El tiempo de fase de par de torsión objetivo es un tiempo que se establece dependiendo de la diferencia de par de torsión en el eje de salida entre antes y después del cambio de marchas. Por consiguiente, es posible prevenir una disminución en la durabilidad del material de fricción del elemento en el lado de desacoplamiento. Además, debido a que el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo se establece para cada elemento en el lado de desacoplamiento que sirve como un lado de desacoplamiento en el control de fase de par de torsión, es posible prevenir de manera más eficaz una disminución en la durabilidad del material de fricción de cada elemento en el lado de desacoplamiento.

20 La realización descrita anteriormente es ejemplar en todos los aspectos y no sirve como una base de un análisis restrictivo. El alcance técnico de la invención no debe interpretarse sólo en base a la realización indicada anteriormente, sino que está definido por las reivindicaciones.

25 La realización indicada anteriormente describe un ejemplo en el que la invención se aplica al control de la transmisión 3 automática con ocho etapas de marcha hacia adelante. Sin embargo, la invención no está limitada en este sentido y la invención puede aplicarse para controlar una transmisión automática con siete o menos etapas de marcha hacia adelante o nueve o más etapas de marcha hacia adelante.

30 La realización indicada anteriormente describe un ejemplo en el que el vehículo 100 es de tipo FF. Sin embargo, la invención no está limitada en este sentido y el vehículo puede ser de tipo motor delantero-tracción posterior (FR) o de un tipo de tracción en las cuatro ruedas.

35 La realización indicada anteriormente describe un ejemplo en el que el motor 1 es un motor de gasolina de múltiples cilindros, pero la invención no está limitada en este sentido. El motor puede ser un motor diésel o similar.

En la realización indicada anteriormente, la ECU 5 puede estar constituida por una pluralidad de ECUs.

40 La invención puede ser usada de manera eficaz para un dispositivo de control para una transmisión automática de tipo escalonada en la que se establecen múltiples etapas de cambio al causar de manera selectiva que múltiples elementos de acoplamiento por fricción se acoplen entre sí.

45

REIVINDICACIONES

1. Dispositivo de control para un vehículo (100),

5 en el que el vehículo (100) incluye un motor (1), ruedas (7) motrices y una transmisión (3) automática, en el que la transmisión (3) automática está conectada al motor (1) a través de un eje (3a) de entrada y está conectada a las ruedas (7) motrices a través de un eje (3b) de salida, en el que la transmisión (3) automática es una transmisión automática escalonada y está configurada para establecer una etapa de cambio de entre múltiples etapas de cambio mediante el acoplamiento selectivo de múltiples elementos de acoplamiento por fricción entre sí, en el que el dispositivo de control comprende

una unidad (5) de control electrónico configurada para:

10 establecer un tiempo de fase de par de torsión objetivo durante un cambio de marchas de la transmisión (3) automática en base a una diferencia de par del eje de salida, en el que la diferencia de par del eje de salida es una diferencia entre un par del eje (3b) de salida antes del cambio de marchas y un par del eje (3b) de salida después del cambio de marchas; y

15 realizar el control de la fase de torsión en base al tiempo de fase de torsión objetivo establecido, en el que el control de la fase de torsión es un control para controlar las capacidades de par de torsión de un elemento en el lado de desacoplamiento y un elemento en el lado de acoplamiento, en el que los múltiples elementos de acoplamiento por fricción incluyen el elemento en el lado de desacoplamiento y el elemento en el lado de acoplamiento, el tiempo de fase de par de torsión objetivo es un tiempo en el que se realiza el control de fase de par de torsión, en el que

20 el dispositivo de control para un vehículo (100) está caracterizado por que la unidad (5) de control electrónico está configurada para, cuando la unidad (5) de control electrónico determina que el cambio de marchas de la transmisión automática es un cambio a una marcha más corta con aceleración, establecer un límite superior del tiempo de fase del par objetivo en base a un par de torsión asignado que está a cargo del elemento en el lado de desacoplamiento y una diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada en el control de fase de par, en el que la diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada es una diferencia entre una velocidad de rotación del eje (3a) de entrada antes del cambio de marchas y una velocidad de rotación del eje (3a) de entrada después del cambio de marchas.

2. Dispositivo de control para un vehículo (100) según la reivindicación 1, en el que

30 la unidad (5) de control electrónico está configurada para establecer el tiempo de fase del par objetivo de manera que sea mayor cuando la diferencia de par del eje de salida es grande que cuando la diferencia de par del eje de salida es pequeña.

3. Dispositivo de control para un vehículo (100) según la reivindicación 1 o 2, en el que

35 la unidad (5) de control electrónico está configurada para establecer el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo de manera que sea menor cuando un producto con un valor máximo del par de torsión asignado, que está a cargo del elemento en el lado de desacoplamiento, y la diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada en el control de fase de torsión es grande que cuando el producto es pequeño.

4. Dispositivo de control para un vehículo (100) según la reivindicación 3, en el que

40 la unidad (5) de control electrónico está configurada para establecer el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo de manera que sea menor cuando un producto de un valor máximo del par de torsión asignado y la diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada en el control de fase de par de torsión es grande que cuando el producto es pequeño.

5. Dispositivo de control para un vehículo (100) según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en el que

45 la unidad (5) de control electrónico está configurada para establecer el límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo para cada elemento en el lado de desacoplamiento en el control de fase de los múltiples elementos de acoplamiento por fricción de la transmisión (3) automática.

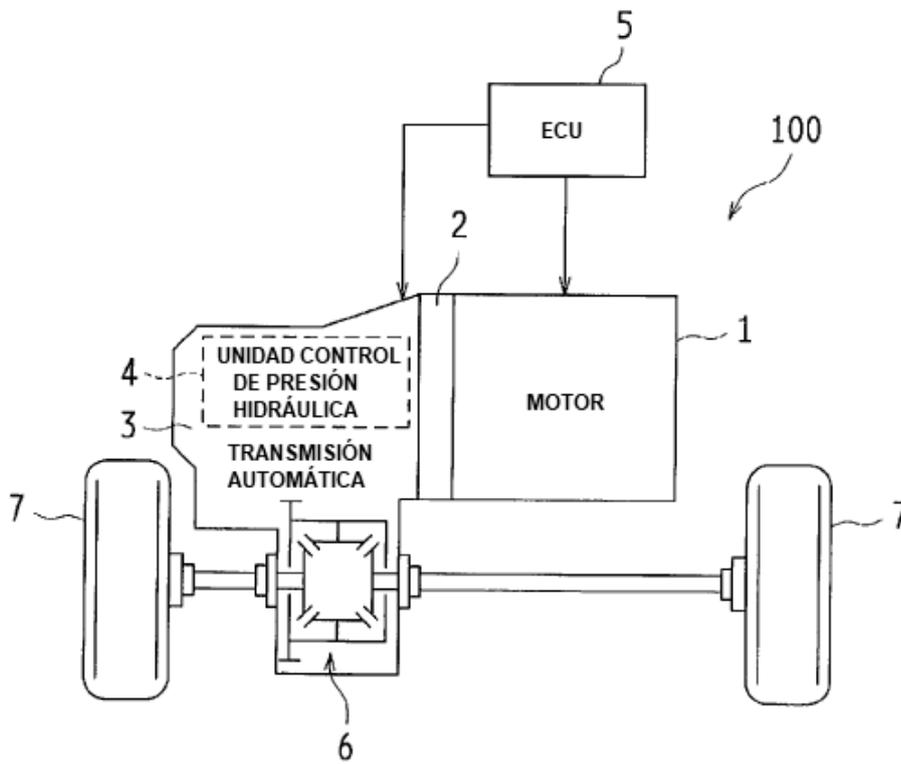
6. Dispositivo de control para un vehículo (100) según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5, en el que

la unidad (5) de control electrónico está configurada para determinar una cantidad de operación de control para realizar un valor objetivo de cambio de marchas usando un modelo de cambio de marchas y está configurada para controlar un cambio de marchas.

7. Procedimiento de control para un vehículo (100),

- 5 en el que el vehículo (100) incluye un motor (1), ruedas (7) motrices, una transmisión (3) automática y una unidad (5) de control electrónico, en el que la transmisión (3) automática está conectada al motor (1) a través de un eje (3a) de entrada y está conectado a las ruedas (7) motrices a través de un eje (3b) de salida, en el que la transmisión (3) automática es una transmisión automática de tipo escalonada y está configurada para establecer una etapa de cambio de múltiples etapas de cambio mediante el acoplamiento de manera selectiva de los múltiples elementos de acoplamiento por fricción para acoplarlos entre sí, en el que el procedimiento de control comprende:
- 10 establecer, por parte de la unidad (5) de control electrónico, un tiempo de fase de par de torsión objetivo durante un cambio de marchas de la transmisión (3) automática en base a una diferencia de par del eje de salida; y
- realizar, por parte de la unidad (5) de control electrónico, el control de fase de par en base al tiempo de fase de par de torsión objetivo establecido,
- 15 en el que la diferencia de par del eje de salida es una diferencia entre un par del eje (3b) de salida antes del cambio de marchas y un par del eje (3b) de salida después del cambio de marchas, y en el que el control de fase de par es un control para controlar las capacidades de par de torsión de un elemento en el lado de desacoplamiento y de un elemento en el lado de acoplamiento, en el que los múltiples elementos de acoplamiento por fricción incluyen el elemento en el lado de desacoplamiento y el elemento en el lado de acoplamiento, en el que el tiempo de fase de par de torsión objetivo es un tiempo en el que se realiza el control de fase de par, en el que el procedimiento de control para un vehículo (100) se caracteriza por
- 20 determinar, por parte de la unidad (5) de control electrónico, que el cambio de marchas de la transmisión automática es un cambio a una marcha más corta con aceleración, y
- 25 establecer, por parte de la unidad (5) de control electrónico, un límite superior del tiempo de fase de par de torsión objetivo en base a un par de torsión asignado que está a cargo del elemento en el lado de desacoplamiento y una diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada en el control de fase de par, en el que la diferencia de velocidad de rotación del eje de entrada es una diferencia entre una velocidad de rotación del eje (3a) de entrada antes del cambio de marchas y una velocidad de rotación del eje (3a) de entrada después del cambio de marchas.

FIG. 1



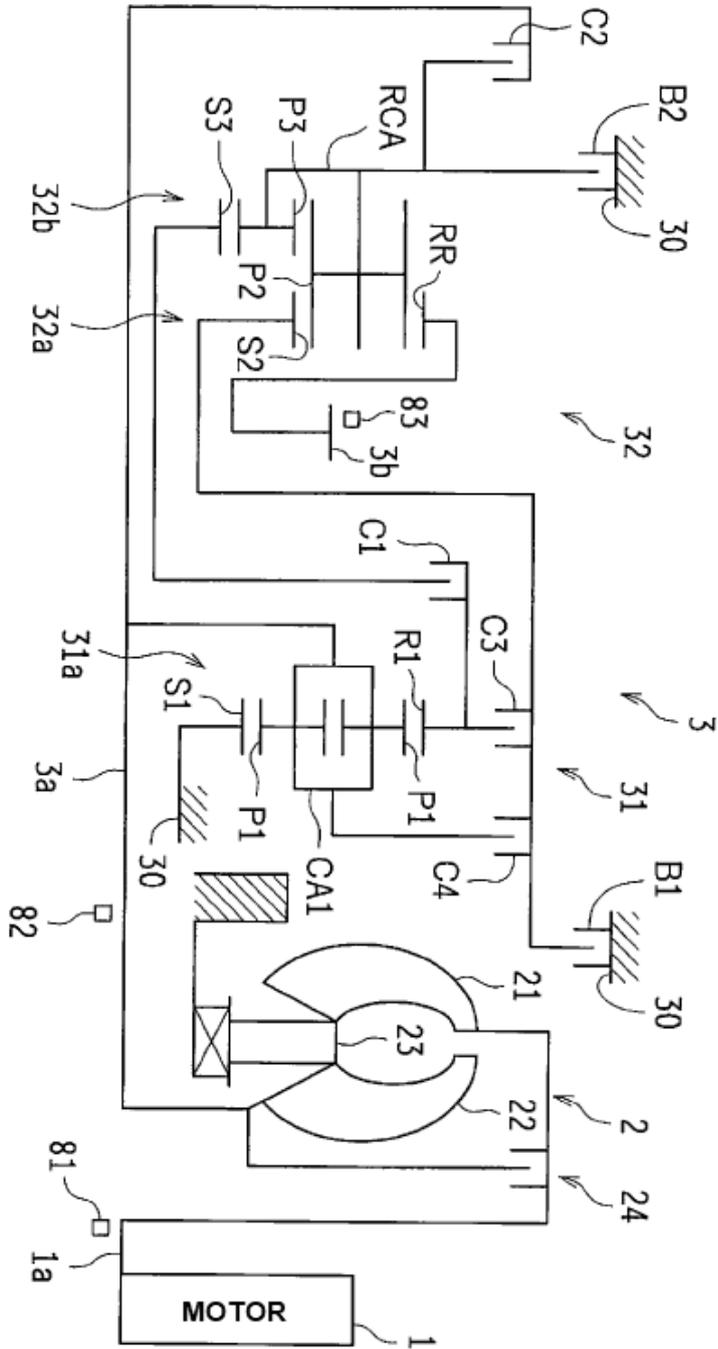


FIG. 2

FIG. 3

	C1	C2	C3	C4	B1	B2
1 ^a	○					○
2 ^a	○				○	
3 ^a	○		○			
4 ^a	○			○		
5 ^a	○	○				
6 ^a		○		○		
7 ^a		○	○			
8 ^a		○			○	
MARCHA ATRÁS			○			○

FIG. 4

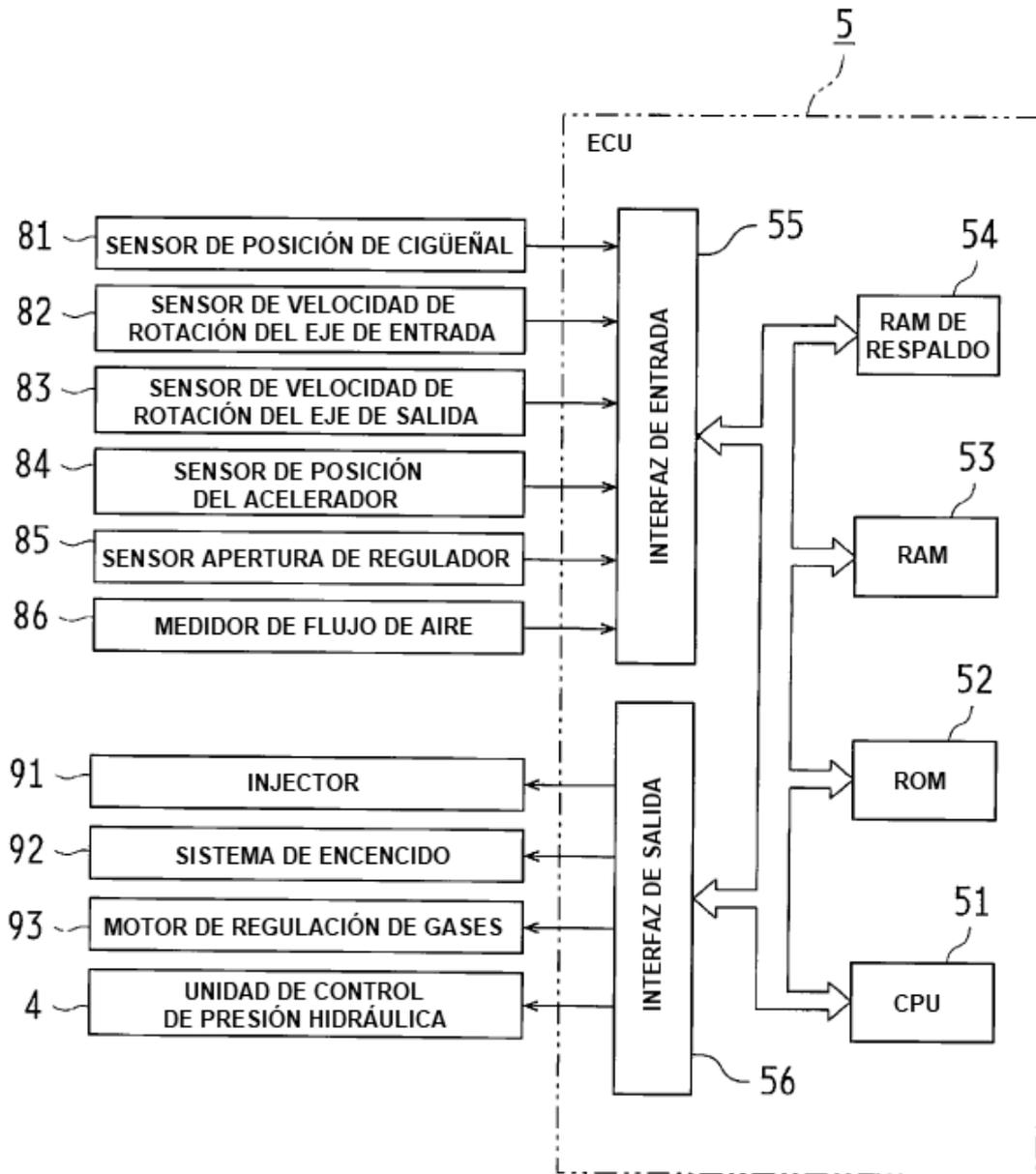


FIG. 5

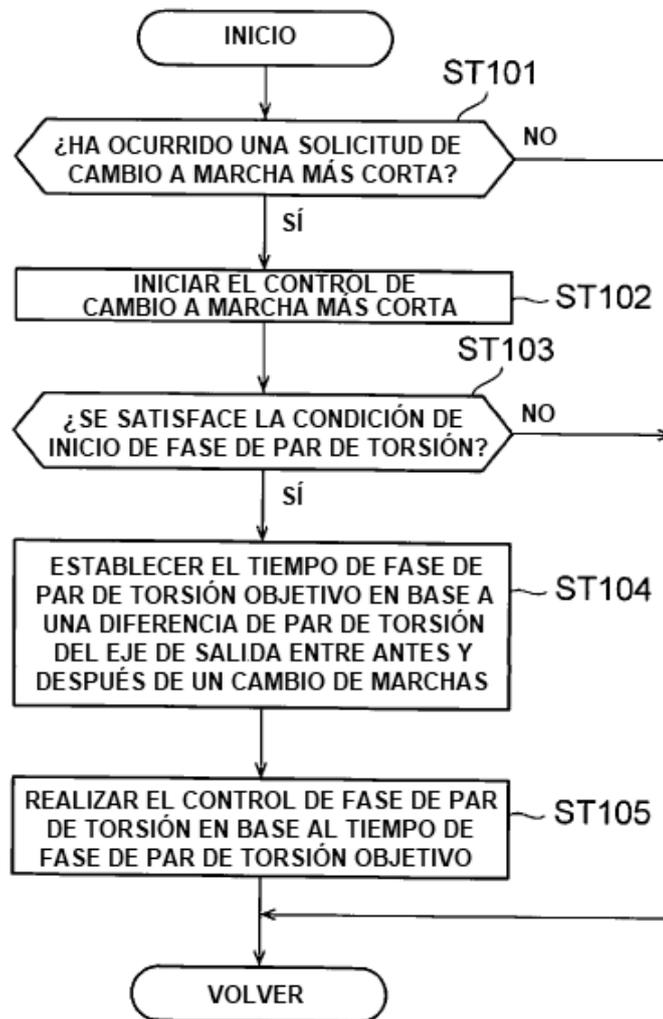


FIG. 6

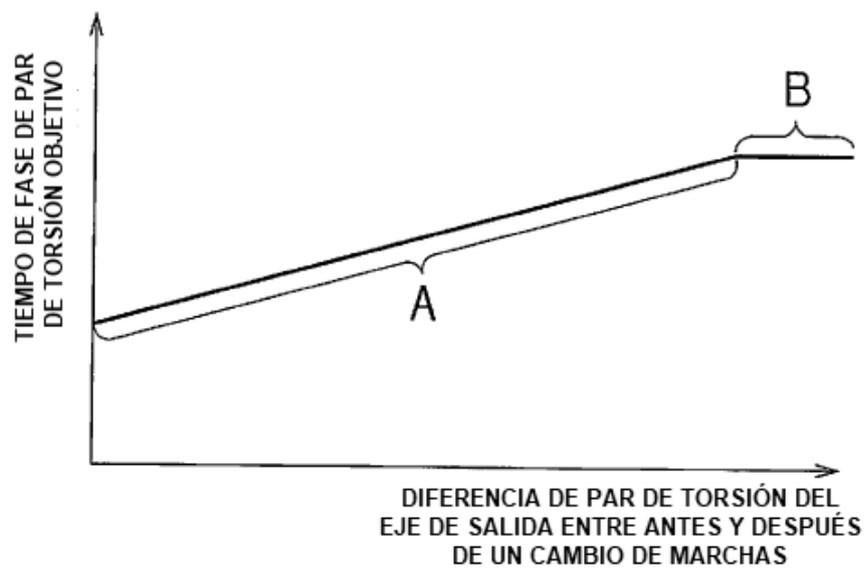


FIG. 7

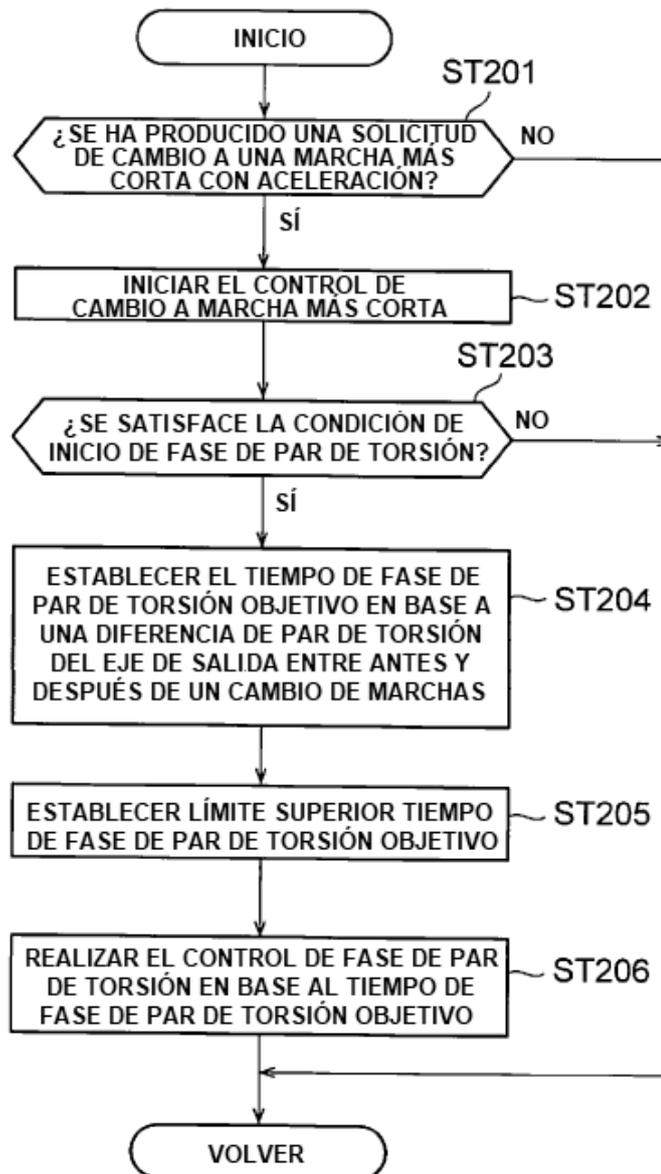


FIG. 8

