



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 339 347**

51 Int. Cl.:
B60K 6/445 (2007.01)
B60W 20/00 (2006.01)
B60W 10/06 (2006.01)
B60W 10/08 (2006.01)
B60W 10/10 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **03778926 .0**
96 Fecha de presentación : **15.12.2003**
97 Número de publicación de la solicitud: **1575796**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **21.09.2005**

54 Título: **Aparato de control de una unidad de conducción 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:
19.05.2010

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
19.05.2010

73 Titular/es: **Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha**
1, Toyota-cho
Toyota-shi, Aichi 471-8571, JP

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

74 Agente: **Isern Jara, Jaime**

ES 2 339 347 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

Aparato de control de una unidad de conducción híbrida.

5 **Campo técnico**

Este invento se refiere a una unidad de conducción híbrida provista con dos clases de movedor primario como fuerza de poder para la conducción de un vehículo, y más particularmente, al aparato de control para la unidad de conducción híbrida de acuerdo al preámbulo de la reivindicación 1, donde un movedor primario asistente es conectado a través de una transmisión a un miembro de salida, al cual un par es transmitido desde un movedor primario principal.

Estado de la técnica

En una unidad de conducción híbrida vehicular, un motor de combustión interna tal como un motor de gasolina o un motor diésel y un aparato eléctrico tal que un motor generador son generalmente usados como movedores primarios. Los modos de combinación de aquellos motores de combustión interna y aparatos eléctricos son varios y el número de aparatos eléctricos a ser usados no están limitado solamente a uno sino que puede ser plural. En JP A 2002 225778, por ejemplo, esta descrita una unidad de conducción híbrida, en la cual un motor y un generador motor primario están conectados uno al otro a través de un mecanismo de sintetización/distribución compuesta por un mecanismo de conducción planetario tipo piñón simple de tal manera que el par es transmitido desde el mecanismo sintetizador/distribuidor a un miembro de salida y en el cual un generador motor secundario esta conectado al miembro de salida a través de un mecanismo de eje guía de tal manera que el par de salida del generador motor secundario es añadido al así llamado "par asistente" al miembro de salida. Además, el mecanismo eje de guía esta construido con un mecanismo de guía planetario capaz de ser intercambiado entre dos estados de alta y baja, esto es, un estado conectado directamente y un estado de deceleración. En el estado conectado directamente, el par del generador motor secundario es aplicado tal como es al miembro de salida. En el estado de deceleración, por otro lado, el par del generador motor secundario es añadido y aplicado al miembro de salida.

En la antes mencionada unidad de conducción híbrida, el generador motor secundario es controlado dentro de un modo de fuerza o un modo regenerativo así que un par positivo o un par negativo puede ser aplicado al miembro de salida. Además, un estado de deceleración puede ser colocado en la transmisión así que el generador motor secundario puede ser cambiado en tipo de par bajo o tipo de tamaño pequeño.

Aquí, en JP A2000295709, esta descrito un aparato, en el cual el motor primario y secundario están colocados en la lado de la corriente ascendente (o lado del motor) de una transmisión capaz de ser conmutada en modos alto y bajo, de tal manera, que el tiempo de cambio de marcha puede ser sustancialmente constante controlando los pares del generador motor individual y el tiempo de conducción de la transmisión.

Cuando un eje conductor de este aparato es ejecutado por "CLUSTER", un par adicional correspondiente al par arrastrador es determinado y es aplicado por el motor eléctrico de tal manera que en la velocidad del CLUSTE puede ser rápidamente alcanzada en velocidad síncrona.

En JPA-6319210, por otro lado, esta descrito un aparato, en el cual el par de salida de un motor es transmitido a un predeterminado miembro de entrada de una transmisión y un generador motor esta conectado al miembro de entrada de tal manera que el generador motor es controlado para suavizar el par de salida, esto es, para absorber un par inercial del tiempo de conducción.

En la patente JP 2926959, sin embargo esta descrito un aparato en el cual la salida de la fuente de generador de fuerza esta cambiada en un estado de conducción o en un estado conducido, cuando el estado conductor o el estado conducido no pueden ser claramente decididos y un eje del cambio de marcha es entonces ejecutado.

En JP-A-6-319210, sin embargo, esta descrito un aparato en el cual un par motor es rebajado a una fase de inercia o a su estado final para absorber un par de inercia de tal manera para reducir los choques del tiempo de cambiado de una transmisión unida a la unidad de conducción híbrida.

En JP-A-9-32237, por otro lado, esta mostrado una unidad de conducción híbrida que tiene una transmisión, en la cual una presión de aceite inicial de un aparato de acoplamiento friccional participa en el cambio de marcha de la transmisión y es aprendido sobre la base un móntate de corrección de par de un motor para añadir un par a la transmisión.

De acuerdo al aparato descrito en JP-A-2002-225578, en el par de salida desde el movedor primario principal compuesto de un motor y un generador motor primero es transmitido al miembro de salida, mientras el par transmitido desde el generador motor secundario puede ser transmitido al miembro de salida. Por ello, el motor movedor primario principal construido es corrido desde el optimo de consumo de combustible de tal manera que un par corto o excesivo de la fuerza de conducción demandada en este estado puede ser suplementado por el generador motor secundario. Sin embargo, el aparato esta provisto, con la transmisión de tal manera que el par del generador motor secundario puede ser elevado y transmitido al miembro de salida como un resultado, del generador motor secundario puede ser hecho para tener un tamaño pequeño y una capacidad baja.

El arriba mencionado aparato tiene tales ventajas, pero el choque puede ocurrir en el caso de que la operación de cambio de marcha esta hecha por la transmisión. Específicamente, la velocidad de adaptación de un miembro rotatorio cualquiera es cambiada por el cambio de marcha solo de tal manera que un par de inercia es establecido por el cambio en la velocidad rotativa y afecta al par de salida. Este cambio en el par de salida puede aparecer como choques. En caso de cambio de marcha es ejecutado aplicando o relajando el aparato de acoplamiento friccional, sin embargo, la capacidad del par, del aparato de acoplamiento friccional son transcientemente más pequeñas para restringir el par que puede ser asistido por el generador motor secundario. Como un resultado, el par de salida completo de la unidad de conducción híbrida o del par conductor del vehículo puede cambiar durante el cambio de marcha por ello puede causar choques.

Por otro lado, la transmisión en una unidad de conducción híbrida, como descrita en JP-A-2002 225578, es construida para cambiar los engranajes a dos estados de bajo (o estado de engranaje bajo) o alto (estado directo) estados por un freno y embrague. Al tiempo de cambio de marcha, sin embargo, uno del freno o el embrague es soltado mientras que el otro es aplicado de tal manera que ambos tienen que ser controlados coordinadamente. Este control tiene una tendencia alargar el periodo de tiempo necesario para el cambio de marcha. Durante este cambio de marcha, sin embargo, la capacidad del par de transmisión por la transmisión es reducida Por ello, la caída en el eje de par de salida puede ser profundizada no solamente por la capacidad de par reducida sino también por el largo periodo de tiempo de cambio.

En el aparato arriba mencionado descrito en el JP-A-2002-225578, en el cambio de marchas en el caso donde el así llamado "par asistente" es hecho por el generador motor secundario, por ejemplo, la capacidad de par en la transmisión, esto es, la capacidad de par del aparato acoplamiento de friccional a participar en el cambio de marchas ejerce influencias en el eje de salida del par. En caso de par a ser transmitido desde el motor de combustión interna al eje de salida o control del generador motor primario es controlado al tiempo de cambio de marcha, sin embargo, es necesario controlar el par en el generador motor primario de acuerdo a la capacidad de par en la transmisión.

Sin embargo, la relación entre la presión aplicada y la capacidad de par del aparato de acoplamiento friccional tal como el embrague o el freno no es constante debido a la diferencia individual o del envejecimiento de tal manera que el par aparece en el eje de salida y el tiempo de cambio de marcha puede llegar a ser diferente de aquel esperado para deteriorar los golpes. En caso del así llamado "par asistente" al tiempo es hecho en el generador motor secundario, por ejemplo, la capacidad de par de transmisión, esto es la capacidad de par del aparato de acoplamiento friccional que participa en el cambio de marchas ejerce influencias en el eje de salida del par. En el caso del par para ser transmitido desde el motor de combustión interna al eje de salida o control del generador motor primario es controlado por el tiempo de cambio de marcha, sin embargo, es necesario controlar de acuerdo del generador motor primario de acuerdo a la capacidad de par en la transmisión.

El arriba mencionado invento como descrito en JP-A-9-32237, es construido de tal manera que el avance de velocidad del cambio de marcha es controlado por el par motor, de tal manera que la presión aplicada inicial es aprendida sobre la base del par motor. Por ello, es posible aprender la aplicación de la presión inicial para optimizar el cambio en la velocidad al tiempo de cambio de marcha, pero es imposible determinar precisamente la relación entre la capacidad de par y la presión aplicada del aparato de acoplamiento friccional para participar en el cambio de marcha. Un mas avanzado aparato de control de acuerdo con la ciencia anterior que tiene características del preámbulo de la reivindicación 1 es mostrado en DE 10122713A1.

Presentación del invento

Un objeto de este invento es suministrar un aparato de control para una unidad de conducción híbrida, la cual puede eliminar los choques, que pueden ser causados por el cambio de marchas en una transmisión que tiene un miembro de salida conectado a un movedor primario asistente.

Otra meta de este invento es suministrar un aparato de control, que puede suprimir o prevenir tales fluctuaciones o caídas del par del miembro de salida, como podría por otra parte acompañar el cambio de marchas en la transmisión teniendo el miembro de salida conectado a un motor eléctrico.

Aun otra meta de este invento es suministrar un aparato de control, que puede suprimir o prevenir los golpes por control de la transmisión para ajustarse adecuadamente a la relación entre la capacidad del par y la presión aplicada de un aparato de acoplamiento friccional. El objeto esta resuelto por un aparato de control que tiene las características de la reivindicación 1. Más desarrollos ventajosos del invento están definidos en la reivindicaciones dependientes.

En orden a conseguir el objeto arriba especificado, este invento esta caracterizado por la construcción, en la cual los excesos y los defectos del par de salida del caso donde la transmisión del par entre el motor primario asistente y el miembro de salida es restringida por el cambio de marcha. De acuerdo a este invento, más específicamente, esta provisto un aparato de control de una unidad de motor híbrido, donde un movedor primario asistente esta conectado a través de una transmisión a un miembro de salida, al cual un par colocado de salida por el movedor primario principal es transmitido. El aparato de control esta caracterizado por comprender un primer par, medios para corregir el primer par (o corrector) para corregir o enmendar el par a ser transmitido desde el movedor primario principal al miembro de salida durante el cambio de marchas por la transmisión.

ES 2 339 347 T3

El primer medio de corregir el par puede ser construido para elevar el par a ser transmitido desde el movedor primario principal al miembro de salida.

5 En este invento, por ello, es transmitido al miembro de salida a través de la transmisión no solamente el par desde el movedor primario principal sino también por el par positivo o el par negativo desde movedor primario asistente. En el caso de un cambio de marcha en la transmisión, el par de transmisión y el miembro de salida, cae de tal manera que le par del movedor primario principal es corregido de acuerdo a la caída del par de transmisión. Como un resultado, la fluctuación del par del miembro de salida es suprimida para prevenir o evitar golpes.

10 En este invento, sin embargo, el movedor primario y principal puede incluir: un motor de combustión interna al cual el par es sintetizado o distribuido a través de un mecanismo de cambio de marcha para llegar al alcanzar una acción diferencial con tres elementos rotativos; y un generador motor principal. El motor primario asistente puede ser construido de un generador motor secundario. Los medios para corregir el par primario pueden ser construidos para corregir el par o el generador motor primario.

15 En este invento, por ello, cuando el cambio de marcha es ejecutado por el cambio de marcha, el par del generador motor primario es corregido y el par del miembro de salida es corregido por el cambio de par incluyendo el par de inercia de acuerdo con el cambio de rotación que acompaña. Como un resultado, aun si el par a ser transmitido entre el generador motor secundario y el cambio de miembro de salida, el cambio de par del miembro de salida es suprimido para evitar o prevenir los choques.

20 En este invento, aun mas, el invento arriba mencionado puede además comprender un medio corrector del par secundario (corrector) para corregir o enmendar el par de un motor de combustión interna cuando el par del generador motor del par principal es corregido durante el cambio de marcha.

25 El corrector de par secundario debe ser construido para elevar el par del motor de combustión interna.

30 En este invento así construido, por ello en el caso del par del generador del motor principal es corregido durante el cambio de marcha, el par del motor de combustión interna es corregido adicional mente. Aun si cualquier par del generador motor principal actúa en el motor de combustión interna a través del mecanismo de cambio o de reacción basado en cambios del par, por ello, es posible, prevenir o suprimir el cambio en la velocidad del motor de combustión interna.

35 En este invento, además, medios para corregir el par primario deben ser construidos para corregir el par del generador motor principal en caso de estado de marcha del motor de combustión interna es en tal una región del par de salida del motor de combustión interna cae cuando la velocidad del motor de combustión interna se incrementa.

40 En este invento, además, el par del generador motor primario es corregido de acuerdo con el cambio de marchas de tal manera que la velocidad del motor de combustión interna caiga concordantemente. Simultáneamente, puesto que el par de inercia acompañando el cambio de velocidad ocurre, el par así puesto en la salida del motor de combustión interna el mismo sube. Como un resultado, el control es facilitado para prevenir o suprimir cambio en el par en el miembro de salida acompañando el cambio de marcha en la transmisión.

45 En este invento por cualquiera de las arriba mencionadas construcciones, además, la transmisión puede ser construida para incluir un aparato de acoplamiento friccional para transmitir el par del motor primario asistente al miembro de salida y para ejecutar un cambio de marcha cuando es aplicado o soltado, y el medio de corrección del par principal pueden ser construidos para corregir el par a ser transmitido desde el movedor primario principal al miembro de salida en la base de la capacidad del par del aparato de acoplamiento fraccional.

50 En esta invención, por lo tanto, el cambio de velocidad en la transmisión es ejecutado aplicando o lanzando el dispositivo del acoplamiento de fricción. En este estado transitorio, la capacidad del par del dispositivo del acoplamiento de fricción llega a ser pequeña para reducir el par que se transmitirá entre la máquina motriz asistente y el miembro de salida, pero el par que se transmitirá desde la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base a la capacidad de par del dispositivo del acoplamiento de fricción para el cambio en el par del miembro de salida sea prevenido o evitado. Consecuentemente, los choques prevenidos son o evitado.

55 En esta invención, aun por otra parte, el dispositivo del acoplamiento de fricción puede ser construido para incluir un dispositivo del acoplamiento de fricción del lado de la velocidad baja para ser liberado a la hora del cambio de velocidad, en el cual las salidas de la máquina motriz asistente del par y reducen una relación de engranaje, y el medio corrector de par primero puede ser construida para corregir el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida en base de una cantidad de la corrección de la retro alimentación para control de retro alimentación de la presión aplicada al dispositivo del acoplamiento de fricción del lado de velocidad baja de modo que la velocidad de la máquina motriz asistente pueda estar a una velocidad determinada por una corredera fina predeterminada del dispositivo del acoplamiento de fricción del lado de la velocidad baja.

65 En esta invención, por lo tanto, en el caso del axial llamado "aumento de marcha encendido" en la transmisión, el dispositivo del acoplamiento de fricción en el lado de la velocidad baja es liberado, y la presión aplicada del dispositivo del acoplamiento de fricción es axial control retro alimentación que la velocidad de la máquina motriz asistente puede

ES 2 339 347 T3

5 ser una que establecida en el estado levemente que resbala del dispositivo del acoplamiento de fricción. Y, el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base a la cantidad de la corrección de la retro alimentación. Consecuentemente, la influencia de la dispersión en las características del dispositivo del acoplamiento de fricción se reducen para mejorar la precisión de la fluctuación del par suprimiendo el control del miembro de salida, esto es, el control que suprime de los choques de cambio.

10 En esta invención de cualquiera de las construcciones arriba mencionadas aun por otra parte, la transmisión puede ser construida para incluir un dispositivo del acoplamiento de fricción para transmitir el par de la máquina motriz asistente al miembro de salida y para ejecutar un cambio de velocidad cuando es aplicado o liberado, y el primer medio corrector de par puede ser construido para corregir el par para ser transmitido de la máquina motriz principal al miembro de salida en base de una desviación entre el par del miembro de salida, según lo estimado en base a la capacidad del par del dispositivo del acoplamiento de fricción durante un cambio de velocidad, y al par de salida meta.

15 En esta invención, por lo tanto, el par del miembro de salida se estima en base de la capacidad de par del dispositivo de acoplamiento de fricción para ejecutar el cambio de velocidad en la transmisión, y la desviación entre el par de salida estimado y el par de salida meta se determina de modo que el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida sea corregido en base de esa desviación. Consecuentemente, el par de salida durante el cambio de velocidad es mantenida en el par meta para que los choques asociados el cambio de velocidad en la transmisión sean prevenidos o evitados.

20 En esta invención, por otra parte, esta invención, el primer medio corrector de par puede ser construido para corregir el par para ser transmitido de la máquina motriz principal al miembro de salida en base al nivel que procede de un cambio de velocidad después del comienzo de una fase de la inercia en el cambio de velocidad.

25 En esta invención, por lo tanto, después de la fase de inercia por el cambio de velocidad en la transmisión fue arrancado, el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida es corregido en base al estado de progreso del cambio de velocidad tal como el nivel del cambio rotacional. Por lo tanto, el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida puede ser exactamente corregida para prevenir o reducir los choques. En caso de que el cambio de velocidad proceda hasta cierto punto y llegue en el tiempo final del cambio, por otra parte, es posible el control la corrección de par en base de ese hecho, y es fácil para el control la corrección de par de la máquina motriz principal.

30 En esta invención, aun por otra parte, el primer medio corrector de par puede ser construido para corregir el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida en base a un valor aprendido de un periodo de tiempo desde el comienzo del cambio al tiempo de un cambio de velocidad para reducir la relación de engranaje de la transmisión, mientras que la máquina motriz asistente esta sacando el par, al inicio de una fase de la inercia.

35 En esta invención, por lo tanto, el período de tiempo desde el comienzo del cambio axial llamado "aumento de marcha encendido" al comienzo de la fase de la inercia es aprendido, y el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base al valor aprendió Por lo tanto, la temporizador y/o la cantidad de la corrección de par que se transmitirá desde la máquina motriz principal al miembro de salida asociado al cambio de velocidad puede ser optimizado para prevenir o los choques asociados el cambio de velocidad exactamente.

40 En esta invención, por otra parte, el primer medio corrector de par que puede ser construido para corregir el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida en base de un valor aprendido de un período de tiempo a partir de la fase de la inercia empieza al tiempo de un cambio de velocidad de reducir la relación de engranaje de la transmisión, mientras la máquina motriz asistente es sacada del par, al final de cambio.

45 En esta invención, por lo tanto, el período de tiempo desde que comienza la fase de la inercia en el cambio de velocidad axial llamada "aumento de marcha encendida" al final del cambio es aprendido, y el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base de aprendió valor. Por lo tanto, la temporizador y/o la cantidad de la corrección del par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida asociado al cambio de velocidad puede ser optimizado para prevenir o evitar los choques asociados el cambio de velocidad exactamente. En caso de que el cambio de velocidad proceda a una cierta extensión y llegue al tiempo de la terminación del cambio, por otra parte, es posible el control de la corrección del par corrector en base de ese hecho, y es fácilmente el control del par corrector de la máquina motriz principal.

50 En esta invención, aun por otra parte, el medio corrector del segundo par puede ser construido para corregir el par motor de combustión interna en base a la cantidad de la corrección del par del generador motor primero durante el cambio de velocidad.

55 En esta invención, por lo tanto, el par del motor de combustión interna es corregida en base de la cantidad de la corrección del par del generador motor primero durante el cambio de velocidad. Por lo tanto, el par del motor de combustión interna conectado además a través del mecanismo de engranajes es controlada a un valor apropiado según el par del generador motor primero. Consecuentemente, la precisión del control de la corrección del par del miembro de salida se mejorado para prevenir o para evitar los choques y para suprimir o evitar el cambio en la velocidad del motor de combustión interna.

ES 2 339 347 T3

5 En esta invención, por otra parte, la transmisión puede ser construida de un mecanismo del cambio de velocidad, y allí puede además comprender un medio de inhibición de un cambio de velocidad (o inhibidor) para inhibir el cambio de velocidad, en el cual un par cambia de par para las superficies de los dientes de engranajes en el mecanismo del cambio de velocidad al contacto/liberación se y otro es ocasionado, mientras el par del miembro de salida es substancialmente cero.

10 En esta invención, por lo tanto, el estado donde está el par aparecido en el miembro de salida es substancialmente cero, el cambio de velocidad para que el par actué en la transmisión para el cambio positivamente y negativamente, es decir, el engranaje del cambio para las superficies de los dientes de los engranajes al contacto/liberación se inhibe. Consecuentemente, es posible evitar los axial llamados “ruidos que confunden”, como de otra manera puede ocurrir en la transmisión.

15 En esta invención, por otra parte, los medios correctores (o corrector) para corregir o enmendar la el par de salida de la máquina motriz asistente pueden ser comprendidos además del medio corrector para corregir el par de la salida de la máquina motriz principal.

20 En esta invención, por lo tanto, incluso si la capacidad de par de la transmisión cambia según el cambio de velocidad en la transmisión, el par de la máquina motriz asistente conectada al lado de entrada de la transmisión es corregida para compensar del cambio de de par en el miembro de salida. Consecuentemente, la fluctuación o caída del par en el miembro de salida es prevenida o suprimida.

25 En esta invención, en caso de que el par de salida de la máquina motriz asistente este para ser corregida en el cambio de velocidad en la transmisión, la relación entre la capacidad de par y la presión aplicada del dispositivo del acoplamiento de fricción construido la transmisión puede ser aprendida para hacer el control cambiante en base del resultado aprendido.

Con esta construcción, es posible prevenir los choques más efectivamente.

30 Además, esta invención es un método de control de la unidad de conducción híbrida para ejecutar el control individual arriba mencionado.

Breve descripción de los dibujos

35 Fig. 1 es una carta de flujo global para explicar un ejemplo de control por un sistema de control de este invento.

Fig. 2 es una carta de flujo más específica para explicar el ejemplo por el sistema de control de este invento.

40 Fig. 3 es un diagrama mostrando un ejemplo de la carta del tiempo en este caso, en el cual es hecho un control mostrado en las fig. 1 y fig. 2.

45 Fig. 4 es un diagrama mostrando un ejemplo del gráfico del tiempo del caso, en el cual una cantidad de corrección de par por un generador del primer motor es establecida de acuerdo a una cantidad de corrección de retroalimentación sobre una presión aplicada.

Fig. 5 es una carta de flujo global para explicar otro ejemplo de control por el sistema de control de este invento.

50 Fig. 6 es un diagrama esquemático mostrando una región, en la cual la misma fuerza es generada antes y después del cambio de marchas.

Fig. 7 es un diagrama mostrando la carta de tiempo del caso del apagado de fuerza del eje superior.

55 Fig. 8 es un diagrama característico de salidas de un motor y muestra esquemáticamente una región, en la cual un par pendiente es negativo.

Fig. 9 es una carta de flujo para explicar otro ejemplo de control por el sistema de control de este invento.

Fig. 10 es una carta de tiempo esquemático, en el cual el control es ejecutado en el tiempo de elevación de marcha.

60 Fig. 11 es una carta de flujo para explicar un ejemplo de un control estudiado durante un cambio por el sistema de control de este invento.

65 Fig. 12 es una carta de flujo para explicar un ejemplo de control de un aprendizaje obligatorio pro el sistema de control de este invento.

Fig. 13 es una carta de flujo para explicar un ejemplo del control aprendido durante el cambio.

ES 2 339 347 T3

Fig. 14 es un diagrama mostrando esquemáticamente un mapa de conversión de presión de aceite del par aprendido.

Fig. 15 es una diagrama de bloques que esquemáticamente muestra un ejemplo de una unidad de conducción híbrida, a la cual este invento es aplicado.

Fig. 16 es un diagrama reducido mostrando una unidad de conducción híbrida más específicamente.

Fig. 17 es un diagrama monográfico del mecanismo de engranajes planetarios individual mostrado en la figura 16.

Fig. 18 es una diagrama mostrando los cambios en el par del eje de salida durante el tiempo de cambio con y sin una corrección de par en una salida del principal propulsor primario.

Mejor forma de llevar a cabo el invento

Este invento será descrito en relación con ejemplos específicos La primera descripción es hecha sobre una unidad de conducción híbrida, a la cual se aplica este invento. La unidad de conducción híbrida o un objetivo aplicado de este invento es montada en un vehículo, por ejemplo. Como mostrado en la Figura 15, el par de la máquina motriz principal 1 es transmitida a miembro de salida 2, desde el cual el par es transmitida a través de un diferencial 3 a las ruedas motrices 4. Por otra parte, hay provista una máquina motriz asistencial 5, la cual puede hacer que un control de potencia para la salida de una fuerza de conducción para conducir y un control regenerativo para recuperar la energía. Este generador de fuerza motriz asistencial 5 esta conectado a través de un transmisión 6 a un miembro de salida 2. Entre el generador de fuerza motriz asistencial 5 y el miembro de salida 2, por consiguiente, la capacidad de par de transmisión es incrementada/disminuida de acuerdo a una ratio de velocidad establecida por la transmisión 6.

Esta transmisión 6 puede ser construida para establecer la ratio de velocidad a "1" o mayor. Con esta construcción, el tiempo de funcionamiento de potencia para ayudar a la máquina motriz 5 a sacar el par, el par puede ser por el miembro de salida 2 así que la máquina motriz asistencial 5 puede ser hecha para tener baja capacidad y pequeño tamaño. De cualquier manera, es preferible que la eficacia de funcionamiento de la máquina motriz asistencial 5 sea mantenida en un estado satisfactorio En caso de que la velocidad del miembro de salida 2 se eleve de acuerdo a la velocidad del vehículo, por ejemplo, la relación de velocidad será menor y decrecerá la velocidad de la máquina asistencial 5. En caso de que la velocidad del miembro de salida 2 caiga, por otra parte, la relación de velocidad puede ser elevada.

En este caso de cambio de marcha, la capacidad del par de transmisión en la transmisión 6 puede caer, o un par de inercia puede ocurrir de acuerdo al cambio en la velocidad. Esto afecta el par del miembro de salida 2, por ejemplo, el par de conducción contrario. En el sistema de control de este invento, por ello, un tiempo de cambio de puesto por la transmisión 6, el par de la máquina motriz principal es corregida para prevenir o suprimir la fluctuación de par del miembro de salida 2.

Como mostrado en la Fig 16, más específicamente, la máquina motriz principal 1 es principalmente construida para incluir un motor de combustión interna 10, un motor-generador (como será tentativamente llamado "primer motor generador" o "MG1") 11, y un mecanismos 12 de engranaje planetario para sintetizar o distribuir el par entre el primer motor-generador 11 y el motor de combustión interna 10. El motor de combustión interna (como también será llamado "motor") 10 es una unidad de potencia conocida como un motor de gasolina o motor diésel para aumentar un rendimiento quemando gasolina, y esta así construido que en estado de velocidad tal como el nivel de abertura de la estrangulación (o de la cantidad de toma de aire).

Por otra parte, el generador motor primario 11 es ejemplificado por un motor eléctrico síncrono y esta construido para funcionar como un motor eléctrico y dínamo. El generador motor primario 11 esta conectado a través de un inversor 14 con un dispositivo 15 del acumulador 15 tal como una batería. El inversor 14, además, controlando el par de salida o el par regenerativo del generador motor primario 11 es colocado convenientemente. Para este control, se proporciona una unidad de control electrónico (MG1-ECU) 16, que esta compuesta principalmente de un microordenador.

Por otra parte, el mecanismo 12 del engranaje planetario es bien conocido para establecer una acción diferencial con tres elementos rotativos: un engranaje planetario 17 o un engranaje externo; un engranaje de anillo 18 o un engranaje interno dispuso concéntricamente con el engranaje planetario 17; y un portador 19 que lleva un engranaje de piñón que engrana con aquel piñón planetario 17 y el engranaje de anillo 18 tales que el piñón puede rotar sobre su eje y girar alrededor del portador 19. El motor de combustión interna 10 tiene su eje de salida conectado a través de un amortiguador 20 a ese portador 19. Es decir, el portador 19 actúa como un elemento de entrada.

Por otra parte, el generador motor primario 11 esta conectado al engranaje planetario 17. Por lo tanto, este engranaje planetario 17 es así llamado "elemento de reacción supuesto", y el engranaje de anillo 18 es el elemento de salida. Y, esta engranaje de anillo 18 es conectado a un miembro de salida (esto es, el eje de salida) 2.

En el ejemplo mostrados en figura 16, por otra parte, la transmisión 6 se construye de un juego de mecanismos del engranaje planetario del tipo de Ravignaux. Estos mecanismos del engranaje planetario están individualmente provisto

ES 2 339 347 T3

con los dentados externos, esto es, un primer engranaje solar (S1) 21 y un segundo engranaje solar (S2), del cual el primer engranaje solar 21 engrana con un piñón corto 23, que engrana con un piñón largo axialmente más largo 24, que engrana con una corona dentada (r) 25 dispuesta concéntricamente con los engranajes solares individuales 21 y 22. Aquí, los piñones individuales 23 y 24 están llevados por un arrastrador (c) 26 para girar en sus ejes y evolucionar
5 alrededor del arrastrador 26. Por otra parte, el segundo engranaje solar 22 engrana con el piñón largo 24. Así, el primer engranaje solar 21 y la corona dentada 25 construyen un mecanismo correspondiente a un mecanismo del engranaje planetario del tipo del doble-piñón junto con los piñones individuales 23 y 24, y el segundo engranaje solar 22 y la corona dentada 25 construyen un mecanismo correspondiente a un solo mecanismo del engranaje planetario del tipo del piñón junto con el piñón largo 24.

10 Allí esta también provisto un primer freno B1 para fijar el primer engranaje solar 21 selectivamente, y un segundo freno B2 para fijar la corona dentada 25 selectivamente. Estos frenos B1 y B2 son los así llamados “dispositivos del acoplamiento de fricción” para establecer fuerzas de frenado por las fuerzas de rozamiento, y pueden adoptar un elemento de acoplamiento del multi-disco o un elemento de acoplamiento del tipo banda. Los frenos B1 y B2 son
15 contruidos para cambiar sus capacidades de par continuamente de acuerdo a las fuerzas de acoplamiento de presiones de aceite o de fuerzas electromagnéticas. Por otra parte, la mencionada máquina motriz de asistencia 5 se conecta al segundo engranaje solar 22, y el arrastrador 26 se conecta al eje de salida 2.

20 En la transmisión 6 hasta el momento descrita, por lo tanto, el segundo engranaje solar 22 es el llamado “elemento de entrada”, y el arrastrador 26 es el elemento de salida. La transmisión 6 esta construida para colocar alta los estados de engranaje de las relaciones de engranaje más altas que “1” aplicando el primer freno B1, y para colocar bajas los estados del engranaje de las relaciones de engranaje más altas que las de las etapas altas del engranaje aplicando el segundo freno B2 en lugar del primer freno B1. Las operaciones de cambio entre esas etapas del engranaje individual son ejecutadas en base a un estado de velocidad tal como una velocidad del vehículo o una demanda del conductor
25 (o el nivel de abertura del acelerador). Más específicamente, las operaciones de cambio son controladas por regiones de la etapa del engranaje predeterminadas como un mapa (o diagrama de cambio) y determinando cualquiera de las etapas del engranaje según el estado de velocidad detectado. Para estos controles, se proporciona una unidad de control electrónico (T-ECU) 27, que esta compuesta principalmente de un microordenador.

30 Aquí en el ejemplo mostrados en la figura 16, esta adoptado como la máquina motriz asistencial 5 generador motor (como será llamado tentativamente “generador motor segundo” o “MG2”), el cual puede tener un modo de potencia para la salida del par y el modo regenerativo para recuperar las energías. Este generador motor segundo 5 es conectado a través de un inversor 28 con una batería 29. Además, el generador motor 5 es construido para el control del modo de la potencia, el modo regenerativo y los pares en los modos individuales por control del inversor 28 con una unidad de
35 control electrónico (MG2-ECU) 30 compuestos principalmente de un microordenador. Aquí, la batería 29 y la unidad de control electrónico 30 puede también ser integrada con el inversor 14 y la batería (el dispositivo acumulador) 15 para el generador motor primero 11 arriba mencionado.

40 Un diagrama nomo gráfico del mecanismo 12 del engranaje planetario del tipo del piñón como mecanismo sintetizador/distribuidor del par arriba mencionado está presente en (A) en figura 17. Cuando el par de reacción por el generador motor primero 11 es introducida al engranaje solar 17 contra el par para ser introducido al arrastrador 19 y emitido por el motor 10, un par más alta que ésa introducida desde el motor 10 aparece en la corona dentada 18 actuando como el elemento de salida. En este caso, el generador motor primero 11 funciona como una dínamo. Con la velocidad (o la velocidad de salida) de la corona dentada 18 siendo constante, por otra parte, la velocidad del motor 10
45 puede ser continuamente (o sin cualquier etapa) cambiada por incremento/decrecimiento de la velocidad del generador motor primero 11. Específicamente, el control para determinar la velocidad del motor 10 en un valor para la mejor economía de combustible pueda ser realizado por control del generador motor primero 11. Aquí, el tipo híbrido de este tipo se llama el “tipo de distribución mecánico” o “tipo hendido”.

50 Por otra parte, un diagrama nomo gráfico del mecanismo del engranaje planetario del tipo de Ravignaux que construye la transmisión 6 es presentado en (B) en figura 17. Cuando la corona dentada 25 es fijada por el segundo freno B2, una etapa baja L del engranaje se determina así que la emisión de par desde el generador motor segundo 5 es amplificado según la relación de engranaje y esté aplicado al eje de salida 2. Cuando el primer engranaje solar 21 es fijado por el primer freno B1, por otra parte, se establece una etapa alta H del engranaje que tiene una relación de engranaje más baja que el de la etapa de engranaje baja L. La relación de engranaje en esta etapa de engranaje alta es
55 más alta que “1” para que el par de salida sea aumentado por el generador motor segundo 5 de acuerdo con de relación de engranaje y aplicada al eje de salida 2.

Aquí, en el estado donde está las etapas del engranaje individuales L y H son regularmente establecidas, el par para ser aplicado al eje de salida 2 es como uno que aumenta desde el par de la salida del generador motor segundo 5 según la relación de engranaje. En el estado transitorio de cambio de puesto, sin embargo, el par es como uno que es influido por las capacidades del par en los frenos individuales B1 y B2 y por el par de la inercia acompañando al cambio de velocidad. Por otro lado, el par que se aplicará al eje de salida 2 es positiva en el estado de conducción generador motor segundo 5 pero negativo en el estado de conducción.

65 La unidad de conducción híbrida hasta el momento descrita es destinada a reducir la emisión del gas de escape y mejorar el consumo de combustible por conducción del motor 10 en un estado tan eficiente como posible, y también para mejorar el consumo de combustible, realizando la regeneración de las energías. En caso de que una fuerza de

ES 2 339 347 T3

conducción alta es demandada, por lo tanto, con el par de la máquina motriz principal 1 transmitido al eje de salida 2, el generador de motor segundo 5 es conducido al añadir su par al eje de salida 2. En este caso, en un estado bajo de la velocidad del vehículo, la transmisión 6 se determina en la etapa de engranaje baja L para aumentar el par que se añadirá. En caso de que la velocidad del vehículo se alcance entonces, la transmisión 6 se determina en la etapa de engranaje alta H para bajar la velocidad del generador del motor segundo 5. Esto es porque la eficiencia de la conducción del generador motor segundo 5 se mantiene en un estado satisfactorio para impedir el consumo de combustible de ser deteriorado.

En la unidad de conducción híbrida arriba mencionada, por lo tanto, la operación de cambio se puede ejecutar por la transmisión 6 mientras que el vehículo esta funcionando con el generador motor segundo 5 estando activo. Esta operación de cambio es ejecutada por la conmutación de las aplicaciones/liberaciones de los frenos individuales arriba mencionados B1 y B2. En caso de que la etapa del engranaje baja L sea conmutada a la etapa de engranaje alta H, por ejemplo, simultáneamente pues el segundo freno B2 es liberado de su estado aplicado, el primer freno B1 se aplica para ejecutar el cambio desde la etapa de engranaje baja L a la etapa de engranaje alta H.

En este procedimiento de cambio, las capacidades de par en los frenos individuales B1 y B2 bajan de modo que el par que se aplicará desde el generador motor segundo 5 al eje de salida 2 será bajado mientras sea limitado por las capacidades de par de los frenos individuales B1 y B2. Este estado se muestra esquemáticamente en la figura 18. En la fase de par después de que cambio comience desde la etapa de engranaje baja L a la etapa de engranaje alta H, el par del eje de salida baja gradualmente. Después de que la fase de la inercia empiece, los pares del eje de salida gradualmente se elevan, y las subidas/bajadas del par levemente en el par de inercia después de que el cambio finalice así que se estabiliza a un par del eje salida deseado. Aquí, esta fluctuación del par también ocurre en caso de que la transmisión 6 sea construida sustituyendo a cualquier freno por un embrague unidireccional.

Cuando un cambio así ocurre en la transmisión 6 en la cual el generador de motor secundario 5 que actúa como máquina motriz asistente se conecta al eje salida 2, el par del eje salida 2 cambia para ocasionar choques. La fluctuación del par de salida es suprimida generalmente por control del par de salida de la unidad de conducción por el así llamado “par asistente”. En la unidad de conducción híbrida, a la cual se aplica esta invención, los choques son causados como resultado de limitar el par que se transmitirá por el generador motor segundo 5 que actúa como el llamado “medio de par asistente” al eje salida 2. Controlando el par de salida del generador motor secundario 5, por lo tanto, los choques arriba mencionados no pueden ser ni eliminados ni reducidos. En el dispositivo de control según esta invención, por lo tanto, los choques serán eliminados o reducidos por control del par que se transmitirá de la máquina motriz principal 1 al eje salida 2. Específicamente, en los casos de cambio arriba mencionados de la etapa de engranaje baja L a la etapa de engranaje alta H, la caída del par es reducida aumentando el par transmitido desde la máquina motriz principal 1 al eje salida 2. Este estado es indicado por las líneas de trazos en figura 18.

Este control o método de control del presente invento será específicamente ejemplarizado a continuación. Primero de todo, el control global será descrito con referencia a la figura 1. En el ejemplo mostrados en figura 1 la posición del cambio es detectada (en la etapa S1). Esta posición del cambio es cada uno del estado seleccionado por la unidad del cambio (aunque no es mostrada), por ejemplo: una posición de estacionamiento P para mantener el vehículo en un estado de parada; una posición inversa R para funcionar hacia atrás; una posición de punto muerto N para un estado neutro; una posición D de conducción para funcionar hacia delante; una posición S que frena el motor para aumentar el par de conducción o subir la fuerza del freno en un tiempo muerto manteniendo la velocidad de motor relativamente más alta que la velocidad del eje salida 2. En la etapa S1, serán detectadas las posiciones individuales del cambio para el inverso, la conducción y las posiciones que frenaban del motor.

Próximamente, se decide la demanda de conducción (en la etapa S2). En base de la información en el estado del funcionamiento del vehículo tal como la posición del cambio, la abertura del acelerador o la velocidad del vehículo, y la información almacenada adentro en avance tal como el mapa de fuerza de conducción por ejemplo, la demanda de conducción se decide.

La etapa del engranaje se decide (en la etapa S3) en base a la demanda de conducción decidida. Específicamente, la etapa del engranaje será determinada en la transmisión 6 arriba mencionada se decide a la etapa del engranaje baja L o a la etapa del engranaje alta H.

Se juzga (en la etapa S4) cuando si o no el cambiar está en el curso de la etapa del engranaje que se determinara por la transmisión 6. Este juicio es para juzgar cuando si o no el cambio de puesto debe ser ejecutado. La respuesta de la etapa S4 es Sí, en caso de que la etapa del engranaje decidida en la etapa S3 sea diferente del establecido es ese momento.

En caso de que la respuesta de la etapa S4 sea Sí, la presión de aceite es controlada (en la etapa S5) para ejecutar un cambio para establecer la etapa del engranaje decidida en la etapa S3. Esta presión de aceite es la de los frenos individuales B1 y B2 arriba mencionada. La presión de aceite hace como un control mantenido a baja presión para el freno aplicado en el lado que mantiene el freno bajo un nivel bajo predeterminado después de que un rápido-llenado para subir la presión de aceite primeramente para restaurar el estado justo antes de la aplicación, y para el freno en el lado liberado como etapas descendentes la presión de aceite a un nivel predeterminado y después lo baja para ser gradualmente liberada según la velocidad del generador motor segundo 5.

ES 2 339 347 T3

Por ello el control de las presiones de la aplicación de los frenos individuales B1 y B2, el par para ser transmitido entre el generador motor segundo 5 y el eje de salida 2 son limitadas de modo que las caídas del par de salida en el estado de potencia. Esta caída del par acuerda las capacidades del par de los frenos B1 y B2 en la transmisión 6 de modo que el par de frenado es estimado (en la etapa S6). Esta estimación del par de frenado puede ser hecha sobre la base de los comandos de presión aceite de los frenos individuales B1 y B2, los coeficientes friccionales de las caras de fricción, los diámetros interno y externos de la cara friccional y otros.

El par de frenado estimado estimada corresponde a la reducción en el par de salida para determinar una cantidad de control de compensación del par (o la velocidad meta del MG1) por la máquina motriz principal 1 para compensar de la reducción en el par de salida es determinada (en la etapa S7). En la unidad de conducción híbrida mostrada en figura 16, la máquina motriz principal 1 se construye del motor 10, del generador motor primero 11 y del mecanismo del engranaje planetario 12 de modo que el par en el tiempo de cambio puede ser compensado por control del par generador motor primero 11. En la etapa S7, por lo tanto, la cantidad del control de la compensación del generador motor primero 11 puede ser determinada. Este detalle será descrito más abajo.

Como descrito arriba, las operaciones de cambio de la transmisión 6 son ejecutados por el cambio del estado aplicado/liberado de los frenos individuales B1 y B2, y las caídas de la capacidad del par en la operación de cambio. Como resultado, en el estado de potencia donde el generador motor segundo 5 está siendo el par, por ejemplo, la reacción al acto en el generador motor segundo 5 cae. Si el generador motor segundo 5 no es cambiado en su cantidad del control, por lo tanto, su velocidad sube. En este procedimiento, por otra parte, el par del eje de salida puede caer, el par de salida del generador motor segundo 5 es subida temporalmente para compensar la caída del par del eje de salida por el generador motor segundo 5. En el contrario, el par de salida del generador motor segundo 5 se puede reducir para bajar el término carga en el miembro friccional en la fase de la inercia durante la operación del cambio. Por lo tanto, la cantidad de la corrección del par del generador motor segundo 5 es determinada (en la etapa S8) además para calcular la cantidad de control de corrección del generador motor primero 11.

Próximamente, las cantidades del control individual o las cantidades de corrección así determinadas son emitidas. Específicamente, estas son emitidas: la señal de mando (en la etapa S9) para el control de la presión de aceite de frenado determinada en la etapa S5; una señal de mando (en la etapa S10) para determinar la meta de velocidad del MG1 determinado en la etapa S7; y una señal de mando (en la etapa S11) para determinación del par generador motor segundo 5 determinada en la etapa S8.

En caso de que la respuesta de la etapa S4 sea NO debido a no cambios, por otra parte, la presión de aceite de frenado en el tiempo estable del funcionamiento (no en el tiempo de cambio) es calculado (en la etapa S12). La presión de aceite de frenado es una para determinar la capacidad del par correspondiente al par que será transmitida entre el generador motor segundo 5 y el eje de salida 2, así puede ser calculada en base de la demandada del par para ser transmitida entre el generador motor segundo 5 y el eje de salida 2.

Por otra parte, allí se calcula (en la etapa S13) el par del generador motor segundo 5 en el tiempo estable del funcionamiento. En este tiempo estable del funcionamiento, el motor 10 es controlado para el consumo de combustible satisfactorio, y el exceso y la escasez de la salida de la máquina motriz principal 1 para la demanda de la conducción en este estado es compensado por el generador motor segundo. Por lo tanto, el par generador motor segundo 5 puede ser calculada en base a al par emitida por el motor 10 y el generador motor primero 11, y el par demandado.

Como se describe anteriormente, la velocidad del motor 10 puede ser controlada por el generador motor primero 11, y el motor 10 funciona en el estado estable del funcionamiento para el consumo de combustible óptimo. Como la velocidad del generador motor primero 11, por lo tanto, la velocidad para el consumo de combustible óptimo del motor 10 es calculada (en la etapa S14) para meta como la velocidad del generador motor primero 11.

Después de esto, la rutina avanza a la etapa S9 a la etapa S11 hasta el momento descrito. En estas etapas, son individualmente emitidas: la señal de mando para establecer la presión de aceite de freno, según lo determinado en la etapa S12; la señal de mando para establecer el par del generador motor segundo 5, según lo determinado en la etapa S13; y la señal de mando para determinar la velocidad del generador motor primero 11, según lo calculado en la etapa S14.

Aquí será descrito más específicamente el control de la corrección o método de corrección del par de salida por la máquina motriz principal 1 durante la operación de cambio arriba mencionada en la transmisión 6. En figura 2, se juzga (en la etapa S21) si o no la transmisión 6 esta siendo cambiada. El juicio de esta etapa S21 no es el juicio de si o no la operación de cambio esta siendo actualmente ejecutado pero el juicio de si o no el vehículo está en el estado del funcionamiento para la operación de cambio. En caso de que la respuesta de esta etapa S21 sea NO, el par de salida necesita no ser compensado de modo que la velocidad meta cambiando $dnesft$ del generador motor primero 11 y de una cantidad de corrección del par del motor Teajd es repuesta individualmente al cero (en la etapa S22).

Aquí, el $dnesft$ del cambio de velocidad meta del generador motor primero 11 se adopta para la compensación del par. Esto es porque la velocidad meta del generador motor primero 11 es retro alimentación-controlado siempre al control el motor 10. Y, allí son emitidos (en la etapa S23) los arriba mencionados cambio de velocidad meta $dnesft$ y la cantidad de corrección del par del motor Teajd, que están fijadas al cero. Aquí, en este caso, estas señales pueden no ser emitidas, pero en breve, no hay ejecución del control del cambio de la velocidad meta del generador motor primero 11 y del control de la corrección del par del motor.

ES 2 339 347 T3

En caso de que la respuesta de la etapa S21 esté SÍ, se juzga (en la etapa S24) cuando si o no la señal de mando para ejecutar este cambio ha sido emitido. En caso de que la respuesta de la etapa S24 esté SÍ debido a la salida del cambio, un estimado par del eje secundario Totg en el tiempo de inicio del cambio se almacena (en la etapa S25). En breve, esta mantenida el par de salida que se mantendrá durante el cambio.

5 Entonces, el temporizador del guardia es repuesto al cero (en la etapa S26). Este temporizador de guardia es un período de tiempo desde la salida del cambio al instante de arranque del control para la conmutación del estado aplicado/liberado de los frenos B1 y B2 actualmente, y se determina para prevenir el control erróneo. En otras palabras, el actual control aplicado/liberado de los frenos B1 y B2 y el control de compensación del par son arrancados esperando
10 el transcurrir de ese temporizador de guardia.

Después de que el temporizador del guardia sea repuesto al cero en la etapa S26 o en caso de que la respuesta de la etapa S24 es NO debido a no salida de cambio, se juzga (en la etapa S27) cuando si o no el temporizador de guardia está satisfecho, es decir, cuando si o no el período de tiempo establecido como el temporizador de guardia ha sido
15 transcurrido. En este caso, allí se puede además juzgar las satisfacciones de otras condiciones previas tales como que la temperatura del aceite está en un nivel predeterminado o más alto, o que no ocurre fallo del dispositivo de control ha fallado.

En caso de que el período de tiempo no haya transcurrido y en caso de que no hay salida de cambio, la respuesta de la etapa 27 es NO y es entonces innecesaria compensar el par de salida de modo que el dnestf del cambio de velocidad meta del generador motor primero 11 y la cantidad de corrección del par motor Teajd son individualmente repuestos
20 al cero (en la etapa S28). Estos controles son similares a los arriba mencionados en la etapa S22. En este caso, por lo tanto, la rutina también avanza a la etapa S23, en la cual las señales individuales dnestf y el Teajd teniendo el valor establecido en cero son emitidas. En otras palabras, este es ejecutado no por el control del cambio de la velocidad meta del generador motor primero 11 ni el control de la corrección del par del motor.
25

En caso de que la respuesta de la etapa S27 sea SÍ, en el contrario, estos son ejecutados el control de cambio para conmutar el estado aplicado/liberado de los frenos B1 y B2 actualmente a la transmisión 6 y el control de la compensación del par acordado.
30

Específicamente, acordadamente como temporizador de guardia se satisface al principio, el freno en el lado liberado (esto es, el segundo freno en el caso del cambio de menor a mayor) B2 es gradualmente liberado, y el freno en el lado aplicado (esto es, el primer freno en el caso del cambio de menor a mayor) B1 es precedentemente sujeto en el estado de espera de baja presión momentos antes del encajamiento, en el cual se reduce una holgura del paquete. En base de las capacidades del par (o de las presiones a aplicar) de esos frenos B1 y B2, por lo tanto, un par estimado del eje salida To es calculado (en la etapa S29). En la fase del par durante la operación de cambio, más específicamente, el par que se aplicará del generador motor segundo 5 al eje de salida 2 se restringe según las capacidades del par de los frenos individuales B1 y B2 para bajar el par de salida es concordantemente bajado. Si este par de la salida bajado se resta del arriba mencionado par Totg del eje saliente almacenado, por lo tanto, es posible determinar el par estimada del eje salida To en este punto de tiempo.
35
40

Se juzga (en la etapa S30) cuando si o no la diferencia entre el par estimada del eje de salida To axial determinado y el par estimado Totg del eje salida almacenado ya en el tiempo de inicio del cambio excede un valor predeterminado. Si las capacidades del par del cambio de los frenos individuales B1 y B2, el par del eje de salida 2 cae de modo que empieza el cambio actual. En la etapa S30, por lo tanto, el comienzo del cambio de hecho se juzga. En caso de que la respuesta de la etapa S30 sea NO, por lo tanto, la rutina avanza a la etapa arriba mencionada S28, esta no se ejecuta la llamada "compensación de par" del par del eje de salida.
45

Si la respuesta de la etapa S30 es SÍ, por contra, el cambio de hecho empieza para bajar el par del eje de salida. Para la compensación del par por el generador motor primero 11, por lo tanto, el dnestf del cambio de meta del generador motor primero 11 se calcula (en la etapa S31). Si la reacción en el generador motor primero 11 se sube para bajar la velocidad, como se indica por una línea de trazos en (A) en la figura 17, el par puede ser subido para mantener las velocidades del engranaje de corona 18 y del eje de salida 2 conectado al conformador, porque el par por el motor 10 actúa ascendente, como en (a) en figura 17, en el arrastrador 19.
50
55

Aquí, la compensación del par por el -generador motor primero 11 se ejecuta para reducir la caída del par del eje de salida, es decir, de la diferencia (Totg-To) entre el par del eje de salida estimado Totg en el cambio de tiempo de inicio y el par estimado del eje de salida To en cada punto de tiempo durante el cambio. Por lo tanto, el dnestf del cambio de velocidad meta del generador motor primero 11 se decide en base a la diferencia arriba mencionada de par (Totg-To), el período de tiempo Tinr desde la salida del cambio al comienzo de la fase de inercia, y el período de tiempo Tend desde la salida del cambio al final del cambio. Específicamente, el dnestf del cambio de velocidad meta del generador motor primero 11 es calculado de acuerdo al nivel que procede de la operación de cambio. Este cálculo es la operación basada en los valores de las capacidades del par de los frenos individuales B1 y B2 en los puntos de tiempo individuales y el par de la inercia asociados al cambio de velocidad del generador motor primero 11, por ejemplo. Alternativamente, el cálculo es la operación basada en los valores predeterminados del mapa según el estado individual del funcionamiento, por lectura los valores del mapa según el nivel que procede de la operación de cambio.
60
65

ES 2 339 347 T3

Si la reacción del generador motor primero 11 se sube, como se indica por la línea de trazos en (A) de la Figura 17, además, los actos de la carga para bajar la velocidad de motor. Para suprimir la reducción en la velocidad de motor lo más posible de tal modo para mantener el par del eje de salida, por lo tanto, el Teajd de la cantidad corregida del par del motor se calcula (en la etapa S32). Este cálculo puede ser hecho en base de la relación del gar (esto es, la relación entre los números del diente del engranaje solar 17 y la corona dentada 18) del mecanismo 12 del engranaje planetario y de par a ser emitida por el generador motor primero 11.

Próximamente, se juzga la fase de la inercia (en la etapa S33). En el estado de la fase de la inercia, la velocidad de los cambios predeterminados de un miembro rotatorio a uno según la relación de engranaje después del cambio de engranaje. En el caso del cambio de menor a mayor en la unidad de conducción híbrida arriba mencionada mostrada en figura 16, por lo tanto, el comienzo de la fase de la inercia puede ser juzgado desde la reducción en la velocidad del generador motor segundo 5.

En caso de que la respuesta de la etapa S33 sea NO, la rutina avanza a la etapa S23. Específicamente, el dnest del cambio de velocidad meta, como determina la etapa S31, del generador motor primero 11 y el Teajd de la cantidad de corrección del par del motor se fija en la etapa S32 emitido para ejecutar el control del cambio de la velocidad meta del generador motor primero y del control de la corrección del par del motor.

En caso de que la primera respuesta de la etapa S33 sea SÍ, por contrario, la fase de la inercia empiece al instante cuando se satisface el juicio para el valor del temporizador (esto es, el valor del temporizador habiendo arrancado el recuento del instante de salida del cambio) en ese instante es almacenado (o sujetado) (en la etapa S34). En breve, la tiempo de inicio de la fase de la inercia es aprendió. Esto está debido a optimizar el valor inicial del control del generador motor primero 11 siendo desplazado, axial que el valor inicial del control del generador motor primer 11 es incrementado/decrementado según el avance/retraso del comienzo de la fase de la inercia.

Además, el final del cambio se juzga (en la etapa S35). Este juicio puede se hecho juzgando cuando si o no la diferencia entre la velocidad del generador motor segundo 5 y la velocidad después del cambio de engranaje, esto es, del producto de la velocidad del eje salida 2 y de la relación de engranaje después de que el cambio de engranaje no sea más que un valor de referencia predeterminado. En caso de que la respuesta de la etapa S35 sea NO, la rutina avanza a la etapa S23, en la cual el dnest del cambio de velocidad meta y El Teajd de la cantidad de corrección del par del motor calculada en la etapa S31 o en la etapa S32 son expuestas. En breve, estas ejecutan el control del cambio de la velocidad meta del generador motor primero 11 en la fase de la inercia y el control de la corrección del par del motor.

En caso de que el juicio final del cambio es satisfecho axial que la respuesta de la etapa S35 es SÍ, por contra, el dnest del cambio de velocidad meta y el Teajd de la cantidad de la corrección del par del motor son individualmente repuestas al cero (en la Etapa S36). Después, el Tend del tiempo del lapso desde la salida del cambio en ese instante es mantenido (o almacenado) (en la etapa S37). Después de esto, la rutina avanza a la Etapa S23, en la cual el dnest y el Teajd señales individuales son emitidas repuestas al cero emitido. Así, termina el control del cambio de la velocidad meta del generador motor primero 11 y del control de la corrección del par del motor.

Los cambios en la velocidad NMG2 del generador motor segundo 5, del par estimada del eje salida T_0 y el Teajd de la cantidad de corrección del par del motor del caso, en el cual los controles arriba mencionados de la figura 2 son ejecutados, son mostrado como diagrama de tiempo en figura 3. Si el estado de funcionamiento para ejecutar el cambio en la trasmisión 6 es satisfecho en un punto de tiempo t_1 y es detectado, la señal de cambio es ejecutada en el punto del tiempo t_2 después del lapso de un periodo de tiempo predeterminado T_1 . Por ejemplo, allí se ejecuta el rápido-llenar, en el cual la presión de alimentación a los dispositivos del acoplamiento de fricción (por ejemplo, los frenos en el ejemplo específico arriba mencionado) en el lado aplicado se suben temporalmente para reducir la holgura del paquete y en cuál presión aplicadas están entonces más bajas para mantener la baja presión.

Cuando un temporizador predeterminado del guardia se satisface (en el punto de tiempo t_3) después de la salida del cambio, se arranca un control de cambio sustancial. Por ejemplo, la presión aplicada de los dispositivos del acoplamiento de fricción en el lado liberado es bajar un escalón a un nivel predeterminado. Como resultado, la capacidad de par de la transmisión entre el generador motor segundo 5 y el eje de salida 2 se baja axial que el par del eje de salida estimado T_0 es bajado gradualmente. Cuando el par baja, por ejemplo, la diferencia entre el par del eje salida estimado T_0 y el Totg del par estimado del eje salida en el t_2 del tiempo de inicio del cambio excede un valor de referencia predeterminado TQMGCTST (en un punto de tiempo t_4), el control de cambio de la máquina motriz principal 1 se arranca. En breve, el control del cambio de la velocidad meta del generador motor primero 11 y el control de corrección del par del motor empieza. Aquí es girado ON un xngadjex de la bandera de la ejecución indicando que esos controles han sido hecho.

Este control es subir a la reacción por el generador motor primero 11 de tal modo para bajar las velocidades del generador motor primero 11 y del motor 10 concordantemente, como descrito arriba. Por lo tanto, el par de la inercia que se ocasionará por los cambios en las velocidades es aplicada al eje de salida 2 para suprimir el par del eje salida durante el cambio de caer. En este caso, además, el par del motor en la etapa S32 es corregida de modo que el par positivo contra el aumento de la reacción por el generador motor primero 11 alcanzado para suprimir o prevenir la caída excesiva de la velocidad de motor. Aquí, figura 3 muestra un ejemplo, en el cual el Teajd de la cantidad de corrección de par de motor se establece con un límite superior.

ES 2 339 347 T3

De acuerdo con la caída en la presión a aplicar el lado liberado del freno y el ascenso en la presión lado aplicado del freno, el cambio en el par ocurre en la transmisión 6 y progresa hasta cierto punto. Entonces, un cambio rotacional ocurre en el miembro rotatorio tal como generador motor segundo 5. En breve, la fase de inercia empieza (en un punto de tiempo t_5). El par de inercia asociada el cambio rotacional es aplicado al eje de salida 2 para las salidas estimados del par del eje salida se alcancen gradualmente, como muestra la figura 3.

Además, la velocidad del generador motor segundo 5 baja gradualmente al valor según la relación de engranaje después del cambio de engranaje, y se satisface la condición final (en un punto de tiempo t_6) cuando la diferencia en la velocidad baja a un valor predeterminado NNGADJEDU. Consecuentemente, el \dot{n} del cambio de velocidad meta del generador motor primero 11 y el τ de la cantidad de corrección del par del motor es controlada a cero. Además, la presión aplicada del lado aplicado del freno aplicado se sube rápidamente a ésta en el estado normal después del cambio de engranaje, aunque no es especialmente mostrada.

En un punto de tiempo más tardío t_7 , además, la velocidad del generador motor segundo 5 llega a ser igual a ésta según la relación de engranaje después del cambio de engranaje, esto es, la velocidad del eje de salida 2, y el \dot{n} del cambio de velocidad meta y el τ de la cantidad de corrección del par del motor se convierte en cero al final del control. Además, el ngadjex mencionado de la bandera de la ejecución se repone APAGADO (cero).

En el dispositivo de control según esta invención, como descrita arriba, durante el cambio de la transmisión 6 dispuesta entre el generador motor segundo 5 y el eje salida 2, el control de par por el cambio en la velocidad del generador motor primero 11 que construye la máquina motriz principal 1 se ejecuta para suprimir la caída del eje salida. Por lo tanto, ancho del cambio o el ritmo de velocidad del par del eje salida acompañada al cambio se suprime para impedir o para evitar los cambios de choques.

El arriba mencionado cambio de la transmisión 6 es ejecutado soltando uno de los frenos individuales B1 y B2 y aplicando el otro. Es, por lo tanto, preferible para controlar la presión aplicada de al menos un freno de acuerdo con el estado que progresa de la operación de cambio. En este caso, al aplicar la presión de forma controlada relaciona a cualquier par aplicado del lado del generador motor segundo 5 al eje salida 2 o cae y sigue al par para ser corregido en el lado de la máquina motriz principal 1. Por lo tanto, la corrección del par en el lado principal de la máquina motriz 1 puede ser realizada en base a la presión aplicada del freno o de su cantidad del control.

La Figura 4 es un diagrama de tiempo que muestra un ejemplo de ese control. Aquí se ejemplifica un ejemplo del potencia-en el cambio ascendente, en el cual el cambio se hace desde la etapa baja L del engranaje a la etapa alta H del engranaje mientras el par esta siendo emitido desde el generador motor segundo 5. Específicamente, un punto de tiempo t_{11} para la salida del cambio corresponde a t_2 en figura 3, en la cual la presión de aceite es rápidamente alimentada al primer freno B1 en la etapa alta del engranaje axial que es llamada “rápido-llenado” es ejecutado. Éste es el control para temporalmente alcanzar una presión de aceite Φ en la etapa alta del engranaje y después mantenerla en un nivel más bajo predeterminado.

Después de esto, se satisface el temporizador del guardia, o el control de cambio se arranca substancialmente después de la satisfacción del temporizador del guardia, de modo que una presión de aceite Φ_0 del segundo freno B2 en la etapa baja del engranaje sea bajada escalonado a un nivel predeterminado (en un punto de tiempo t_{12}). Mientras que la presión de aceite del segundo freno B2 se baja gradualmente (o descendente barrido), el par negativo que tiene accionado en el generador motor segundo 5 cae, de modo que la velocidad NMG2 del generador motor segundo 5 sube. Cuando la diferencia entre esa velocidad NMG2 y la velocidad según la relación de engranaje antes de que la operación de cambio llegue a ser más larga que un valor de referencia predeterminado del juicio, la decisión del axial llamado “golpe de motor” por la velocidad del generador motor segundo 5 ascendido se satisface (en un punto de tiempo t_{13}). En este caso, la presión de aceite del segundo freno B2 se sube temporalmente en una manera solapada para evitar el ascenso intacto de la velocidad del generador motor segundo 5.

Y, la presión de aceite Φ_0 en la etapa baja del engranaje es bajada mientras se sube gradualmente (o que la barre para arriba) la presión de aceite Φ en la etapa alta del engranaje. En este caso, la presión de aceite Φ_0 en la etapa baja del engranaje esta como re alimentación-controlada (o FB-controlada) que la velocidad del generador motor segundo 5 puede exceder la velocidad de acuerdo a la relación de engranaje en la etapa baja del engranaje por una cantidad predeterminada. En otras palabras, el cambio del segundo freno B2 en la etapa baja del engranaje es como re alimentación-controlada en base a la velocidad del generador motor segundo 5 puede tener el valor arriba mencionado.

Por cambio las presiones de aceite individuales Φ y Φ_0 según lo mencionado arriba, el par estimado del eje salida cae de modo que el eje de salida del generador motor primero 11 sea controlada para suprimir la caída. El par de inercia se podía generar por el control de la velocidad del generador motor primero 11 para suplementar la par del eje salida. Sin embargo, es conectado el generador motor primero 11 no sólo al motor 10 pero también al eje salida 2 a través del mecanismo 12 del engranaje planetario para que la caída del eje de salida pueda ser suprimido por control del par de salida del generador motor primero 11. En el ejemplo mostrado en la figura 4, por lo tanto, el eje de salida del generador motor primero 11 es controlado.

Aquí, el control inicial contiene tal como la temporización de salida del control de par del generador motor primero 11 o la cantidad inicial del control o el pendiente de levantamiento de par en el tiempo de comienzo de control corregido en base del período de tiempo T_{inr} del aprendizaje hasta que el aprendizaje de la fase de la inercia y/o el tiempo del

ES 2 339 347 T3

aprendizaje Tend hasta la satisfacción de la condición final. Así, el control de par del generador motor primero 11 se hace más preciso.

5 Específicamente, una cantidad de corrección del par T_{gdj} (o la cantidad de la corrección del par de MG1) del generador motor primero 11 se determina en base de la cantidad de la corrección de la re alimentación de la presión de aceite baja P_{lo} de la etapa del engranaje, como basado en la desviación de la velocidad del generador motor segundo 5. Aquí, en la figura 4 muestra el ejemplo, en el cual de la cantidad de corrección del par T_{gdj} se determina con el axial llamado “límite superior (o el guarda del superior)”.

10 La capacidad del par para participar en la operación de cambio es determinada no sólo por la presión aplicada pero también por el coeficiente de fricción de modo que la dispersión de la presión aplicada o del coeficiente de fricción aparezca como la velocidad del generador motor segundo 5. En el caso de la construcción para el control de realimentación arriba mencionado, por lo tanto, la dispersión del control de la presión aplicada puede ser reflejada en el control de la presión de aceite baja P_{lo} de la etapa del engranaje, para axial el control de las presiones de aceite 15 individuales y del control de la velocidad, como basado en el conformador, del generador motor segundo 5 pueden ser estabilizadas.

Por consiguiente como la presión de aceite baja P_{lo} de la etapa del engranaje cae gradualmente y como los ascensos altos de la ϕ de la presión de aceite de la etapa del engranaje gradualmente, alcanzan, la velocidad del generador motor segundo 5 empieza a caer gradualmente hacia la velocidad según la relación de engranaje en la etapa alta H del engranaje después de la operación de cambio. Como resultado, la decisión de empezar la fase de inercia se satisface (en un punto de tiempo t_{l4}) cuando la velocidad NMG2 del generador motor segundo 5 empieza más baja que ésa según la relación de engranaje en la etapa baja L del engranaje por un valor predeterminado o más.

25 Ahora, a este punto del tiempo, el segundo freno B2 en la etapa baja del engranaje es totalmente liberado de modo que la presión de aceite de la etapa baja P_{lo} del engranaje es substancialmente cero. Por lo tanto, la velocidad del generador motor segundo 5 y del par que se aplicarán desde generador motor segundo 5 al eje salida 2 son ocasionados por la alta de la presión de aceite de la etapa del engranaje Φ del primer freno B1 y el par de la inercia debida al cambio en la velocidad.

30 Mientras que la velocidad del generador motor segundo 5 empieza a ser más baja hacia el valor en la etapa alta H del engranaje después de la operación de cambio y como el par estimado del eje de salida T_o gradualmente se alcanza, la condición de la terminación del cambio se satisface (en un punto de tiempo t_{l5}) en base de esa velocidad. Como resultado, inmediatamente después que la presión de aceite de la etapa alta Φ del engranaje se sube rápidamente para alcanzar a la presión lineal o a su presión corregida, el control es terminado (en un punto de tiempo t_{l6}). Aquí, el par de salida del generador motor segundo 5 se sube gradualmente cuando la decisión de comienzo de la fase de la inercia se satisface (actualmente el tiempo t_{l4}).

40 Aquí, la operación de cambio en la transmisión 6 arriba mencionada se juzga como eso en la transmisión automática general en base de estado del funcionamiento del vehículo. Por lo tanto, es preferible para detectar al estado de funcionamiento del vehículo exacto, y la operación de cambio se ejecuta según el estado del funcionamiento detectado. La Figura 5 muestra otro ejemplo del control de cambio o el método de cambio en la transmisión 6. En el ejemplo mostrado, la velocidad del vehículo se calcula al principio como un requisito para el estado de funcionamiento del vehículo. Específicamente, se juzga (en la etapa S41) cuando si o no la velocidad No detectada por el sensor de 45 velocidad del eje de salida Sout para detectar la velocidad del eje de salida 2 es más bajo que un valor predeterminado.

El sensor Sout de este tipo generalmente usa un engranaje de impulso y un captador electromagnético. Este detector de velocidad Sout del eje salida tiene la precisión para detección del mas bajo para la velocidad más baja. En caso de que la respuesta de la etapa S41 esté SÍ, es decir, en caso de que la velocidad del eje salida 2 sea baja, la velocidad del eje salida 2 se calcula (en la etapa S42) desde la velocidad Ng del generador motor primero 11 y de la velocidad del eje de salida 2. Específicamente, la relación arriba mencionada mostrada en (A) de la figura 17 sujeta entre la velocidad de motor Ne, la velocidad Ng del generador motor primero 11 y la velocidad del eje de salida 2, para axial la velocidad del eje de salida 2 pueda ser calculada desde la velocidad de motor Ne y la velocidad Ng del generador motor primero 11.

55 En caso de que la respuesta de la etapa S41 sea NO, la velocidad del vehículo esta calculada en base a la velocidad No por el sensor de velocidad Sout del eje secundario. En caso de que la respuesta de la etapa S41 sea SÍ, por contrario, la velocidad del vehículo esta calculada (en la etapa S43) en base de la velocidad del eje de salida 2 calculado en la etapa S42. Por lo tanto, la velocidad del vehículo se determina exacta.

60 Próximamente, se calcula la demanda del conducción (en la etapa S44). Esta petición de conducción es una fuerza de conducción demandada para el generador motor segundo 5 y puede ser calculado por el método que se adopta generalmente en el estado de la técnica. Por ejemplo, la demanda de conducción puede ser determinada en base a la velocidad del vehículo, a la abertura del acelerador y a un mapa preparado, como es descrito arriba.

65 Además, se decide el cambio de engranaje (en la etapa S45). Esta decisión puede ser realizada como esa en la transmisión automática ordinaria. Específicamente, una línea de reducción de marcha o ampliación de marcha

ES 2 339 347 T3

son provistas en un diagrama de cambio (o un mapa de cambio) usando la velocidad del vehículo y la demanda del conducción como parámetros. La decisión del cambio de velocidad se satisface en caso de que la velocidad del vehículo o la demanda del conducción intersecciones cualquiera de las líneas de cambio. En caso de cambios de la velocidad del vehículo a lo largo de la línea del cambio de menor marcha desde el lado de la velocidad baja al lado de la alta velocidad, por ejemplo, la decisión del cambio de marcha a mayor se satisface. En caso de que los cambios de la velocidad del vehículo para ínter seccionar la línea de reducción de marcha desde el lado de la alta velocidad al lado de la velocidad baja, en el contrario, la decisión de reducción de marcha es satisfecha. Si los cambios de la velocidad del vehículo pero no se ínter seccionan tampoco de las líneas de cambio, además, la etapa del engranaje en ese punto de tiempo se mantiene para no satisfacer la decisión del cambio de engranaje.

Las líneas de cambio están determinadas para igualar las potencias antes y después el cambio de engranaje. Específicamente, las características de salida del generador motor segundo 5 para añadir el par al son del eje salida están mostrados en la figura 6. Una región B para una salida en la etapa baja L del engranaje esta más extendida hacia el lado más alto de la fuerza de conducción que una región A para una salida en la etapa alta H del engranaje. Si la ampliación de marcha se hace a la etapa alta H del engranaje con la etapa baja L será determinado en el lado más alto de la fuerza de conducción que la región A, por lo tanto, las fuerza de conducción cae en la región A. Por lo tanto, este cambio en la fuerza de conducción puede ocasionar choques. Para evitar esta situación, las líneas de cambio son axial establecidas para que cambio de engranaje puede ocurrir en caso de que el estado del funcionamiento del vehículo esté en la región A, es decir, las potencias se pueden igualadas antes y después el cambio de engranaje. La Figura 6 muestra un ejemplo de la línea de ampliación de marcha esquemáticamente.

En caso de que la respuesta de la etapa S45 sea NO, la rutina es devuelta sin ningún control especial. En caso de que la respuesta de la etapa S45 sea SÍ, en el contrario, se decide (en la etapa S46) cuando si o no el estado del funcionamiento del vehículo está dentro de una margen permisible del cambio. La condición para determinar esta margen permisible del cambio es cuando o no el axial llamado “ruidos que confunden” ocurren en la línea de conducción entre el generador motor segundo 5 y el eje de salida 2 o en su porción relacionada. En la proximidad de la fuerza de conducción al cero, más específicamente, el encajamiento/el desacoplamiento de las superficies de los dientes es axial causada el estado de engranaje de los engranajes individuales que componen la transmisión 6 son invertidos, y el cambio de engranaje se inhibe en este estado. Además, esté es inhibido por el cambio de engranaje al modo de la potencia en el estado negativo de la fuerza de conducción o el cambio de engranaje a un estado de la par-para arriba. Aún además, este es inhibido por el cambio de engranaje al modo regenerativo en el estado positivo de la fuerza de conducción o el cambio de engranaje a un estado par-descendente.

En caso de que la respuesta de la etapa S46 sea NO, por lo tanto, el cambio de engranaje no puede ser ejecutado de modo que la rutina sea devuelta sin ningún control especial. En caso de que la respuesta de la etapa S46 sea SÍ, en el contrario, el fallo del dispositivo de control tal como el fallo del sistema hidráulico es juzgado (en la Etapa S47). Este juicio puede ser realizado en base de acumulación del número de una presión de aceite predeterminada con independencia de la salida de una señal de control.

En caso de que la respuesta de la etapa S47 esté SÍ debido al fallo, la rutina es devuelta sin ningún control especial porque la situación permite no cambio de engranaje ser ejecutada. En este caso, por lo tanto, la etapa predominante del engranaje se mantiene. En caso de que sea la respuesta de la etapa S47 sea NO, por el contrario, el cambio de engranaje es emitido (en la etapa S48). Aquí, esta salida del cambio de engranaje incluye no sólo un cambio de engranaje entre la etapa alta H del engranaje y la etapa baja L del engranaje pero también un cambio de engranaje entre el intervalo delantero (o el intervalo del accionamiento) y el intervalo posterior (o el intervalo inverso).

Además, se juzga (en la etapa S49) cuando si o no el cambio de engranaje está hecho en el estado de potencia. Este juicio puede ser hecho en base al par de salida del generador motor segundo 5. En caso de que el generador motor segundo 5 este sacando el par, prevalece el estado de potencia de modo que la respuesta de la etapa S49 sea SÍ. No sólo en caso de que el par es introducida del eje salida 2 al generador motor segundo 5 pero también en caso de que el generador motor segundo 5 no sea salida del par, por contrario, el estado apagado prevalece de modo que la respuesta de la etapa S49 sea NO.

En caso de que la respuesta de la etapa S49 sea SÍ, por otra parte, las presiones de aceite de los frenos individuales B1 y de B2 en la transmisión 6 son controlados para el estado de encendido (en la etapa S50). El control de cambio arriba mencionado, como descrito con referencia a la figura 4, es un ejemplo del control de la presión de aceite en este estado de encendido. En caso de que sea la respuesta de la etapa S49 el NO, en el contrario, el control de la presión de aceite en el estado apagado se ejecuta (en la etapa S51). Un ejemplo de la ampliación de marcha se muestra como un diagrama de tiempo en la figura 7.

En el caso del ampliación de marcha, la velocidad del generador motor segundo 5 después de que el cambio de engranaje se haga más bajo que ése antes del cambio de engranaje. En el estado apagado, por lo tanto, el generador motor segundo 5 tiene su velocidad bajada naturalmente cuando está separado de la línea de conducción. Por lo tanto, un valor Pbl de la orden de la presión de aceite de la etapa del engranaje bajo es descendente escalonado a un nivel más bajo para una liberación completa, y un valor Pbh de la orden de la presión de aceite de la etapa del engranaje alta se sube temporalmente para ejecutar el rápido llenado, en las cuales la holgura del paquete del primer freno B1 se reduce.

ES 2 339 347 T3

Por ello controlando las presiones de aceite de los frenos individuales B1 y B2, el par de transmisión entre el generador motor segundo 5 y el eje de salida 2 son bajadas para reducir el par generado por el generador motor segundo 5. Por lo tanto, el control de la corrección del par en el lado de la máquina motriz principal 1 se arranca del punto de tiempo t_{22} , en el cual se satisface el temporizador del guardia. Por otra parte, el par del generador motor segundo 5 es axial realimentación-controlada (o FB-controlada) que la desviación entre la velocidad NMG2 del generador motor segundo 5 y su velocidad meta Nmtg puede ser dentro de un valor predeterminado.

En esto mientras tanto, la velocidad NMG2 del generador motor segundo 5 baja gradualmente. Cuando la diferencia de la velocidad según la relación de engranaje en la etapa alta H del engranaje después de que el cambio de engranaje llegue a ser igual o más pequeño que a un valor predeterminado, la decisión síncrona de la velocidad se satisface (en un punto de tiempo t_{23}). Simultáneamente con esto, se aumenta el valor Pbh de la orden de la presión de aceite de la etapa alta del engranaje, y el valor Pbl de la orden de la presión de aceite de la etapa baja del engranaje se reduce al cero.

Como la velocidad NMG2 de las generador motor segundo 5 se aproxima a la velocidad síncrona, el valor absoluto del par de control de realimentación excede un valor predeterminado (en un punto de tiempo t_{24}), y el control de realimentación es terminado. Después de esto, el par del motor según la demanda del conducción se restaura. Después de esto, el control es terminado (en un punto de tiempo t_{25}).

En caso la caída del par del eje de salida durante la operación de cambio de la transmisión 6 sea suprimido por par en el lado de la máquina motriz principal 1, la velocidad de motor puede ser cambiada corrigiendo el par del generador motor primero 11, como descrito arriba. Por otra parte, las características de la salida del motor de combustión interna del general tales como el motor de gasolina o el motor diesel son tales que el par T_e cae (en un gradiente negativo del par (T_e/N_e)) según el aumento de la velocidad N_e dentro del rango de velocidad en un valor predeterminado o más alto, según lo mostrado esquemáticamente en figura 8.

En caso de que el vehículo este funcionando como en estado total de encendido, por lo tanto, es preferible para ejecutar cualquier la compensación de par por el generador motor primero 11 en la etapa arriba mencionada S7 en la figura 1 dentro de la región (esto es, la región de C de figura 8), en los cuales el gradiente del par es negativo, o el control de la corrección de la velocidad del generador motor primero 11 en el control mostrado en figura 2. Con esta construcción, el par del motor se sube de acuerdo con la velocidad de motor debe ser reducida en el tiempo que cambia de puesto del engranaje, para suprimir la reducción de la velocidad de motor después de todos. En otras palabras, la necesidad para reducir no sólo el control de la corrección por la máquina motriz principal 1 del par del eje de salida en el tiempo que cambia de puesto del engranaje pero también el control de la velocidad de motor, para facilitar el control.

Aquí será brevemente descrita las relaciones entre ejemplo el arriba mencionado específico ejemplo y esta invención. El medio (esto es, el inversor 14, la batería 15 y la unidad de control electrónico (MG1-ECU) 16) para el control arriba mencionado de la etapa S7 o de la etapa S31 corresponde a una primer medio corrigiendo par (o corrector) o a la primer medio corrigiendo par de este invento; medio (esto es, la unidad de control electrónico (E-ECU) 13) para el control de la etapa S32 corresponde a un segundo corrector de par o a una segunda medio corrector de par; y medio (esto es, la unidad de control electrónico (T-ECU) 27) para el control de la etapa S46 corresponde a un inhibidor de cambio o medios de inhibir el cambio de esta invención.

Según el control arriba mencionado mostrado en la figura 1, el par de por lo menos uno de los motores-generadores 5 y 11 es controlado compensando el par del eje de salida durante el cambio de engranaje, pero el generador motor segundo 5 se conecta al eje salida 2 a través de la transmisión 6. En el dispositivo de control de esta invención, por lo tanto, el par del generador motor segundo 5 es controlada según el estado de cambio del engranaje para suprimir la fluctuación del par del eje de salida asociada el cambio de engranaje. Esto corresponde al control de la etapa S8 mostrada en la figura 1. En breve, el dispositivo de control según esta invención se construye para ejecutar los controles mostrados en la figura 9.

En el ejemplo de control o el método del control mostrado en la figura 9, se juzga al principio (en la etapa S121) cuando si o no la transmisión 6 esta siendo cambiada. El juicio del cambio de engranaje en la transmisión 6 es realizado, similar al juicio del cambio de engranaje en la transmisión automática de vehículos ordinaria, en base del mapa de cambio usando la velocidad del vehículo o la velocidad del eje de salida, la abertura del acelerador y la demanda del accionamiento como parámetros. Por lo tanto, se posibilita para juzgar la etapa S121 por el hecho que el juicio del cambio de engranaje está satisfecho o que el control asociado a la satisfacción del juicio ha comenzado.

En caso de que la respuesta de la etapa S121 sea NO, es decir, en caso de que la transmisión no haya cambiado, una corrección T_{madj} de I_{par} del generador motor segundo 5 se establece a cero (en la etapa S122). LA cantidad de corrección del par T_{madj} o "0" de la generador motor segundo 5 es emitida (en la etapa S123). Es decir, el par del generador motor segundo 5 es controlada a una según una demanda de la aceleración/desaceleración tal como una demanda de la aceleración (o una cantidad de la demanda de la fuerza de conducción) o una demanda de la fuerza de freno, que no es corregida por causa del cambio de engranaje. Después de esto, la rutina es devuelta.

ES 2 339 347 T3

En caso de que la respuesta de la etapa S121 sea SÍ debido al ser el cambio, en el contrario, este se juzga (en la etapa S124) cuando si o no la señal de control para el cambio de engranaje ha sido emitida. Esta señal de control es ejemplificada por una para bajar la presión del aplicada del dispositivo del acoplamiento de fricción, la cual se ha aplicado para establecer la etapa del engranaje antes del cambio de engranaje, para arrancar el cambio de engranaje
5 substancialmente. Si la salida de cambio está actualmente en el punto del tiempo juzgado en la etapa S124, la respuesta de la etapa S124 es SÍ. Si la salida de cambio estaba ya presente, la respuesta de la etapa S124 es NO. En caso de que la respuesta de la etapa S124 esté SÍ, por otra parte, el temporizador de la medición de la secuencia de cambio (o el temporizador del guardia) fue repuesto al cero para empezar (en la etapa S125). Además, el valor estimado Totg de eje del eje de salida a a este punto del tiempo se almacena (en la etapa S126). Esto es porque el par estimado Totg en el
10 tiempo de inicio del cambio se adopta como el valor objetivo del par del eje de salida durante la operación de cambio. Después de esto, se juzga (en la etapa S127) cuando si o no se ha satisfecho el temporizador del guardia, es decir, si o no un período del tiempo predeterminado ha transcurrido a partir de un tiempo de inicio del temporizador del guardia.

En caso de que la respuesta de la etapa S124 sea NO porque la salida del cambio estaba ya presente, por contra,
15 el temporizador del guardia ya ha sido empezado. Por lo tanto, la rutina avanza inmediatamente a la etapa S127, en la cual se juzga cuando si o no un período del tiempo predeterminado ha transcurrido a partir de tiempo de inicio del temporizador del guardia. Aquí, esta etapa S127 puede juzgar la satisfacción de las condiciones previas para el control de la corrección de par tal como eso que la fuerza de conducción no es rápidamente cambiada, ésa la temperatura del aceite está en un nivel predeterminado o más alto, y que el control no ha fallado.
20

En caso de que la respuesta de la etapa S127 sea NO, por lo tanto, la situación no sea que el par de la salida del generador motor segundo 5 es corregida para ejecutar la ayuda de par del eje de salida. Por lo tanto, la rutina avanza a la etapa S122, en la cual la cantidad corregida Tmadj de par de salida del generador motor segundo 5 se establece al
25 cero. En caso de que la respuesta de la etapa S127 sea SÍ, por contra, se juzga (en la etapa S128) si o no la decisión del golpe del motor se ha satisfecho.

En la transmisión 6 hasta el momento descrita, las operaciones de cambio del engranaje son ejecutada por el axial llamado “intercambio del encajamiento”, en el cual un freno B1 (o B2) es liberado mientras que se aplica otro freno B2 (o B1). En el tiempo de cambio del engranaje en el estado de encendido, en donde el generador motor segundo 5
30 esta sacando el par, por lo tanto, el par que actúa para suprimir la rotación del generador motor segundo 5 cae como la capacidad del par del freno en el lado liberado (o en el lado del drenaje). Por lo tanto, la velocidad del generador motor segundo 5 llega a ser más alta que ésa según la relación de engranaje de ese momento. Por lo tanto, el juicio de la etapa S128 puede se hecho en base a la velocidad NT del generador motor segundo 5.

En caso de que la decisión del golpe de la velocidad del generador motor segundo 5 es satisfecho de modo que la respuesta de la etapa S128 sea SÍ, el control de la realimentación (FB) del freno del lado del drenaje (esto es, el dispositivo del acoplamiento de fricción en el lado liberado) se ejecuta (en la etapa S129). Específicamente, la aplicación de la presión del freno en el lado del drenaje es tan controlada en base a la diferencia de velocidad detectada que la velocidad del generador motor segundo 5 puede ser más alta que un valor predeterminado que la, el cual se
40 determina en base a la relación de engranaje antes del cambio de engranaje.

La relación entre la presión aplicada del dispositivo del acoplamiento de fricción y la capacidad del par del mismo puede ser predeterminada por experimentos o controles de aprendizaje. Sobre la base de la presión aplicada se establece por el control de realimentación (o el control del FB), la capacidad del par del dispositivo del acoplamiento de
45 fricción en el lado liberado, esto es, el freno B1 (o el freno B2) puede ser determinado. El par de esa capacidad de par y el par de la capacidad de par en el lado aplicado son transmitido del generador motor segundo 5 al eje de salida 2 axial que el par del eje de salida To es calculado desde la capacidad de par del freno del lado del drenaje (en la etapa S130). En breve, en base de la capacidad de par del freno del lado del drenaje, al caer del par del eje de salida To es determinado axial que el par del eje de salida To puede ser calculado. Aquí, la rutina avanza directamente a esta etapa
50 S130, en caso de que la decisión del golpe del motor se haya satisfecho ya de modo que la respuesta de la etapa S128 sea NO.

En el estado en donde el golpe del generador motor segundo 5 ocurre, la capacidad de par de la transmisión 6 cae de modo que el par del eje de salida To es más baja que la deseada. En otras palabras, una diferencia es hecha entre
55 el par estimado Totg como los valores objetivos almacenados en la etapa arriba mencionada S126 y el par del eje de salida To estimado en la etapa S130, para de Tmadj de la cantidad de corrección del par de salida del generador motor segundo 5 es calculada (en la etapa S131) según la diferencia (Totg-A) de esos pares.

Más específicamente, este estado está en la fase del par después de empezar el cambio, y la capacidad de transmisión del par del lado de entrada se baja con una pequeña corredera en el freno del lado del drenaje, y ningún cambio de
60 velocidad del número está en el miembro rotatorio predeterminado. En este estado del tiempo de cambio precoz, el par del eje de salida To tiene una tendencia a caer de modo que el par de la salida del generador motor segundo 5 es subida y corregida. Después de todo, el par del generador motor segundo 5 es corregido por el control de la coordinación con la capacidad del par del elemento de acoplamiento friccional del lado liberado o la presión aplicada asociada (o la presión de aceite).
65

Próximamente, es juzgado (en la etapa S132) cuando si o no el comienzo de la fase de inercia se ha decidido. Si la respuesta de la etapa S132 es NO, el estado de cambio esta todavía en la fase de par. En orden a ejecutar la corrección

ES 2 339 347 T3

del par del generador motor segundo 5 en la fase del par, por lo tanto, la rutina avanza a la etapa S132, en la cual la cantidad de corrección T_{madj} del par generador motor segundo 5 es emitida.

5 En caso de que la decisión del inicio de la fase de la inercia se satisface de modo que la respuesta de la etapa S132 sea SÍ, en el contrario, el par del eje de salida T_o se calcula (en la etapa S133) considerando el par de la inercia. En la caso de cambio del engranaje desde la etapa baja L del engranaje a la etapa alta H del engranaje, por ejemplo, la velocidad de un miembro rotatorio predeterminado tal como el generador motor segundo 5 se baja al valor según la relación de engranaje en la etapa alta H del engranaje después del cambio de engranaje. Por lo tanto, el par de la inercia ocurre según ese cambio de velocidad y aparece en el par del eje de salida T_o . Por lo tanto, el par del eje de salida T_o es corregida en base de ese par de la inercia.

15 De acuerdo con la diferencia del par ($T_{\text{otg}} - T_o$) entre el par del eje de salida T_o axial determinado y el par estimado T_{otg} como el valor objetivo mencionado, la cantidad de corrección T_{madj} del generador motor segundo 5 es calculada (en la etapa S134). En este estado, más específicamente, el dispositivo del acoplamiento de fricción del lado aplicado (es decir, el freno del lado aplicado) empieza para tener la capacidad de par de modo que velocidad cambia Este control de par en la fase de la inercia tiene una tendencia para el par del eje de salida T_o par alcanzar en la base el par de la inercia. Por lo tanto, el par de salida del generador motor segundo 5 es reducida y corregida.

20 Después de esto, se juzga (en la etapa S135) cuando si o no la decisión del extremo del cambio está satisfecha. Este extremo del cambio puede ser decidido por esa q velocidad del miembro rotatorio predeterminado tal como el generador motor segundo 5 ha alcanzado a la velocidad síncrona según la relación de engranaje después del cambio de engranaje o esa la diferencia desde la velocidad síncrona está dentro de un valor predeterminado.

25 En caso de que la respuesta de la etapa S135 sea NO, el estado de cambio todavía está en la fase de la inercia. Por lo tanto, la rutina avanza a la etapa S123 para ejecutar la corrección de par del generador motor segundo 5 en la fase de la inercia axial a la salida de T_{madj} de la corrección la cantidad del par del generador motor segundo 5. En breve, el par del generador motor segundo 5 es reducida y corregida.

30 En caso de que la respuesta de la etapa S135 sea SI porque la decisión del extremo del cambio se satisface, en el contrario, la cantidad de corrección T_{madj} del par se establece en cero (en la etapa S136) de tal modo al final de la corrección del par del generador motor segundo 5, como asociado el cambio de engranaje. Y, la cantidad de corrección T_{madj} es emitida (en la etapa S123).

35 El diagrama de tiempo del caso, en el cual el control mostrado en figura 9 es hecho, se muestra esquemáticamente en la figura 10. La Figura 10 muestra un ejemplo del caso de cambiar la velocidad desde la etapa baja L del engranaje a la etapa alta H del engranaje. Si la decisión del cambio de engranaje a la etapa alta H del engranaje se satisface en un punto de tiempo t_{30} cuando el vehículo está corriendo en la etapa baja L del engranaje, la presión de aceite (esto es, la presión de aceite de la etapa alta del engranaje) Φ del primer freno B1 para establecer la etapa alta H del engranaje se sube temporalmente y después se mantiene en un nivel más bajo predeterminado. En breve, estos son ejecutados el rápido llenado para reducir la holgura del paquete y el control de la presión de aceite para el auxiliar subsiguiente. Simultáneamente con esto, además, el par estimado del eje de salida en a la hora del juicio el cambio de engranaje se almacena como el valor objetivo T_{otg} .

45 Cuando transcurre el período del tiempo determinado T_1 , una señal de cambio es emitida de modo que la presión de aceite del segundo freno B2 (esto es, la presión de aceite estado bajo de engranaje) Φ_o habiéndose establecido la etapa baja L del engranaje es bajada escalonado a un nivel predeterminado (en un punto de tiempo t_{31}). Cuando la medición del temporizador de guardia ha empezado desde un punto de tiempo t_{31} de modo que el tiempo de contar alcance un tiempo predeterminado como valor del guardia (en un punto de tiempo t_{32}), se decide que el temporizador del guardia está satisfecho. Después de esto, la presión de aceite de la etapa baja Φ_o del engranaje se baja gradualmente de modo que el segundo freno B2 empiece a la corredera en instante cuando el par de introducción del generador motor segundo 5 empiece relativamente más alta que la capacidad de par del segundo freno B2. Consecuentemente, la velocidad del generador motor segundo 5 empieza para aumentar con respecto a la velocidad en la etapa baja L del engranaje. Éste es el fenómeno llamado el "golpe de motor".

55 Como la presión de aceite etapa baja Φ_o del engranaje baja debido al estado de encendido, la velocidad NT del generador motor segundo 5 alcanza sobre la velocidad síncrona en la etapa baja del engranaje. Cuando este ascenso excede un umbral predeterminado, se satisface la decisión del golpe de motor (en un punto de tiempo t_{33}). Simultáneamente con esto, el control de realimentación (esto es, el control del FB) de la presión de aceite de la etapa baja Φ_o del engranaje comienza. En la base de la cantidad del control de realimentación, por otra parte, el control de la corrección del par del generador motor segundo 5 se ejecuta. Casi simultáneamente con esto, además, la presión de aceite de la etapa alta Φ del engranaje se sube gradualmente.

65 El control de realimentación de la presión de aceite de la etapa baja Φ_o del engranaje mantiene el segundo freno B2 en el lado liberado corredizo de modo que la presión de aceite Φ_o baje gradualmente. Por consiguiente, la cantidad de corrección del par T_{madj} del generador motor segundo 5 se aumenta gradualmente. Por lo tanto, el par del generador motor segundo 5 se sube para compensar la caída de la capacidad del par en la transmisión 6 de modo que el par del eje salida (esto es, el par estimada del eje de salida) T_o se mantiene substancialmente en su valor objetivo T_{otg} . En la

ES 2 339 347 T3

ausencia de esta corrección del par del generador motor segundo 5, la par del eje de salida baja, como indicado por una línea de trazos en la figura 10.

5 El cambio de engranaje hasta el momento descrito es el axial llamado “embrague-a-embrague” cambio de velocidad, en el cual un dispositivo del acoplamiento de fricción es liberado mientras que se aplica otro dispositivo del acoplamiento de fricción. Las presiones de aceite individuales (es es, las presiones aplicada) son tan coordinadamente controlado que ni la axial llamada “solapa”, en la cual ambos dispositivos del acoplamiento de fricción son aplicados más que un nivel predeterminado, ni el axial llamado “underlap”, en el cual ambos dispositivos son del acoplamiento de fricción son liberados, puede ocurrir excesivamente. En el estado en donde la presión de aceite de la etapa baja Plo del engranaje se ha bajado substancialmente al cero, por lo tanto, la presión de aceite de la etapa alta Phi del engranaje alcanza un determinado nivel de tal modo para ocasionar el axial llamado “intercambio del acoplamiento” de los dispositivos del acoplamiento de fricción. En este tiempo, la capacidad de la par de la transmisión 6 baja grandemente en su totalidad, y la cantidad de corrección del par Tmadj del generador motor segundo 5 ha alcanzado substancialmente al límite superior, de modo que el par estimado del eje de salida To cae.

15 Cuando la capacidad del par del primer freno B1 en el lado aplicado es aumentada hasta cierto punto por el ascenso presión de aceite de la etapa alta Phi del engranaje, el segundo freno B2 en el lado de la etapa baja del engranaje es substancialmente liberado en ese punto de tiempo. Consecuentemente, la velocidad del miembro rotatorio predeterminado tal como el generador motor segundo 5 empieza al cambio hacia la velocidad síncrona en la etapa alta H. del engranaje. Alrededor de este tiempo, el par estimada del eje de salida To empieza el ascenso según el par de la inercia.

20 Cuando la velocidad NT del generador motor segundo 5 empieza más bajo por un valor predeterminado que la velocidad síncrona en la etapa baja L del engranaje antes del cambio de engranaje, la decisión de la fase de la inercia se satisface (en un punto de tiempo t34). Así, allí extremo el control de realimentación de la presión de aceite de la etapa baja Plo del engranaje en la fase del par desde un punto de tiempo t33 al punto de tiempo t34 y al control de la corrección del par del generador motor segundo 5, como basados en el control de realimentación. En lugar de esto, allí se ejecuta en la fase de la inercia el control de la corrección del par del generador motor segundo 5, que considera el par de la inercia basada en el cambio de velocidad del generador motor segundo 5. Por lo tanto, el par del generador motor segundo 5 es reducida y corregida.

30 Por lo tanto, el par de la inercia, según lo ocasionado por el cambio en la velocidad, es absorbida por el generador motor segundo 5, y el par estimado del eje de salida To es devuelta hasta el valor objetivo Totg. En este tiempo, el par ses prevenido de fluctuar altamente. Después de esto, la velocidad NT del generador motor segundo 5 aproxima el valor síncrono en la etapa alta H del engranaje después del cambio de engranaje de modo que su diferencia de velocidad llegue a ser el el valor predeterminado o menor (en el punto de tiempo t35). En este tiempo, se satisface la condición final del cambio, y la presión de aceite de la etapa alta Phi del engranaje se sube precipitadamente de modo que la velocidad NT arriba mencionada llegue a ser igual al valor síncrono, y el control de la corrección de I par del generador motor segundo 5 es terminado (en un punto de tiempo t36).

40 Así según el dispositivo de control de esta invención, en la tiempo de cambio del engranaje de la transmisión 6 conectada al lado de entrada del generador motor segundo 5, el par del generador motor segundo 5 es subido y corregido en la fase del par, y el par del generador motor segundo 5 es bajada y corregida considerando el par de la inercia. Consecuentemente, al caer el par del eje de salida durante la operación de cambio y al sobreparar el punto de tiempo final del eje son aligenradas. En resumen, los choques pueden ser impedido o suprimido suprimiendo la fluctuación de I par del eje de salida asociado el cambio de velocidad. Especialmente en la operación de cambio axial llamada “embrague-a-embrague”, es necesario controlar las presiones aplicadas a los dispositivos del acoplamiento de fricción para participar en el cambio de velocidad, de una manera coordinada con cada otra. Incluso en caso de que el período de tiempo necesario para el cambio de velocidad es relativamente largo, por lo tanto, los choques pueden ser impedido o suprimido reduciendo la caída o la fluctuación del par del eje de salida con eficacia.

50 Aquí será breve mente descrita las relaciones entre el ejemplo específico arriba mencionado y esta invención. El medio (esto es, el inversor 28, masa 29, la unidad de control electrónico (MG2-ECU) 30) para el control arriba mencionado de la etapa S131 y de la etapa S134 mostrada en la figura 9 corresponde a un corrector del par del ayudar o medios para corregir el par de ayuda de esta invención.

60 Según los controles mencionados mostrados en figura 1, los pares motores-generadores individual 5 y 11 están controlados compensar del par del eje de salida durante la operación de cambio. Este control es presupuesto estimando el par de frenado (en la etapa S6) en base de las presiones aplicadas de los frenos individuales B1 y B2 y sus valores de la orden. En resumen, se presupone que corresponden la presión aplicada y el par de frenado el uno al otro. En aparato de control o método de control de este invento, por lo tanto, los controles del aprendizaje mostrados en la figura 11 y la figura 12 están ejecutados para hacer precisas las relaciones entre las presiones aplicadas y leí par de frenado (o las capacidades de par).

65 Primero de todo, el ejemplo de control del aprendizaje mostrado en la figura 11 se construye tal que el aprendizaje es realizado en el tiempo de cambio del engranaje. Se juzga (en la etapa S221) cuando si o no el modo de aprendizaje está seleccionado en el tiempo de cambio, es decir, cuando si o no el modo obligatorio de aprender de solamente el aprendizaje no está seleccionado. El modo de aprender obligatorio será descrita más abajo.

ES 2 339 347 T3

En caso de que la respuesta de la etapa S221 sea SÍ, se juzga (en la etapa S222) cuando si o no la transmisión esta siendo desplazado. Como el juicio del cambio de marcha en la transmisión automática de vehículos ordinaria, el juicio del cambio de velocidad en la transmisión 6 se hace en base del mapa de cambios adoptado la velocidad del vehículo o la velocidad del eje de salida, la abertura del acelerador y la demanda del conducción como los parámetros. Es, por lo tanto, posible hacer el juicio de la etapa S222 porque el juicio de cambio se satisface o porque el control se arranca al seguir de la satisfacción de ese juicio.

En caso de que la respuesta de la etapa S222 sea NO, es decir, en caso de que la transmisión no esté durante la operación de cambio, el aprendizaje no es realizado (en la etapa S223). Esta etapa S223 es el axial llamado “paso inhibidor del aprendizaje” de modo que una bandera para inhibir el control del aprendizaje sea girada ENCENDIDO, por ejemplo. Después de esto, vuelve la rutina.

En caso de que la respuesta de la etapa S222 sea SÍ debido a haber sido desplazado, en el contrario, se juzga (en la etapa S224) cuando si o no la señal de control para el cambio de velocidad ha sido emitida. Esta señal de control es una para arrancar la velocidad substancialmente bajando la presión de aplicación del dispositivo del acoplamiento de fricción, que se ha aplicado para establecer la etapa del engranaje antes de la operación de cambio. Si hay una salida de cambio en el tiempo que juzga en la etapa S224, la respuesta de la etapa S224 es SÍ. Si la salida de cambio fue hecha ya, la respuesta de la etapa S224 es NO. En caso de que la respuesta de la etapa S224 sea SÍ, por otra parte, el temporizador para medir la secuencia que cambia de puesto (esto es, el temporizador del guarda) se repone a cero (en la etapa S225) y se arranca. Después de esto, se juzga (en la etapa S226) cuando si o no se ha satisfecho el temporizador guardia, es decir, cuando si o no un período del tiempo predeterminado ha transcurrido a partir de la hora de inicio del temporizador del guardia.

En caso de que la respuesta de la etapa S224 sea NO porque la salida de cambio fue hecha ya, en el contrario, el temporizador del guardia se haya arrancado ya, y la rutina avanza inmediatamente a la etapa S226, en la cual se juzga cuando si o no un período del tiempo predeterminado ha transcurrido desde el tiempo de inicio del temporizador del guardia. La razón por la que el lapso del período del tiempo predeterminado fue juzgado en la etapa S226 es impedir el aprendizaje erróneo del caso, en el cual la presión de aceite cayo justo después del comienzo del cambio de velocidad de modo que la capacidad del par fue bajada extremadamente. Aquí en la etapa S226, allí se puede además juzgar la satisfacción de las condiciones previas para el aprendizaje, tal como ésa la fuerza de conducción no es abruptamente cambiada, que la temperatura del aceite está en un nivel predeterminado o más alto, o que el dispositivo de control no ha fallado.

En caso de que la respuesta de la etapa S226 sea NO, por lo tanto, la situación no permite el control del aprendizaje que se ejecutará, de modo que la rutina avance a la etapa S223, en la cual se inhibe el aprendizaje. En caso de que la respuesta de la etapa S226 sea SÍ, en el contrario, se juzga (en la etapa S227) cuando si o no la decisión del golpe de motor se ha satisfecho.

En la transmisión arriba mencionada 6, el cambio de velocidad es ejecutado por el axial llamado “intercambio del acoplamiento”, en el cual un freno B1 (o B2) es liberado mientras que se aplica el distinto freno B2 (o B1). En el cambio de velocidad en el estado de encendido donde el generador motor secundario 5 esta emitiendo el par, por lo tanto, el par que tiene accionado a suprimir la rotación del generador motor secundario 5 baja como la capacidad de par del freno en el lado liebrado (o en el lado del drenaje) cae. Por lo tanto, la velocidad del generador motor segundo 5 llega a ser más alta que ésa de acuerdo con la relación de engranaje en ese punto de tiempo. Por lo tanto, este juicio de la etapa S227 puede ser hecho juzgando cuando si o no la velocidad Nm del generador motor segundo 5 satisface las condiciones siguiente:

Aumento de marcha: $N_m > N_o \cdot \gamma \text{ baja} + \alpha$;

Disminución de marcha: $N_m > N_o \cdot \gamma \text{ alta} + \alpha$.

Aquí, N_o : la velocidad del eje de salida 2, y γ baja la relación de la etapa baja L de engranaje, γ alta: La relación de engranaje de la etapa alta H del engranaje, y α : un pequeño valor predeterminado.

En caso de que la decisión del golpe de la velocidad de I generador motor secundario 5 se satisface de modo que la respuesta de la etapa S227 sea SÍ, y solamente a la satisfacción de la decisión primera, están almacenados el par T_{mini} del generador motor segundo 5 en el tiempo que sopla y la presión de aceite P_{bt} de la salida para el freno del lado del drenaje. Por lo tanto, la capacidad del par del freno del lado del drenaje y el par del generador motor segundo 5 corresponden el uno al otro de modo que la relación entre la presión de aceite P_{bt} del freno del lado del drenaje y de su capacidad del par sea definida.

Siguiente, el control de la retroalimentación (FB) del freno del lado del drenaje se ejecuta (en la etapa S229). Para que la velocidad del generador motor segundo 5 pueda ser más grande que un valor predeterminado que la velocidad determinada en la base de la relación del piñón antes del cambio de marcha, más específicamente, la presión aplicada del freno del lado del drenaje es controlada en base a la diferencia de velocidad detectada.

ES 2 339 347 T3

Siguiente, se juzga (en la etapa S230) cuando si o no se ha arrancado la fase de la inercia, es decir, cuando si o no la fase de la inercia es decidida. Aquí en caso de que la respuesta de la etapa S227 sea NO, la rutina avanza inmediatamente a la etapa S230.

5 Como la presión de aplicación del freno que establece la relación de engranaje antes de que el cambio de velocidad sea bajado gradualmente por el control de retroalimentación arriba mencionado, la velocidad del miembro rotatorio predeterminado que incluye el generador motor segundo 5 empieza a cambiar hacia la velocidad correspondiente a la relación de engranaje después del cambio de velocidad, de modo que el par asociado de la inercia aparezca como el par del eje de salida. Este estado es la fase de la inercia, que puede ser decidida, como la decisión de la fase de la inercia en la transmisión automática de vehículos ordinaria, dependiendo de que ésa la velocidad Nm generador motor segundo 10 5 satisfice las condiciones siguientes:

Aumento de marcha: $N_m > N_o \cdot \gamma$ baja - β ;

15 En donde β : es un valor predeterminado

y

Disminución de marcha : $N_m > N_o \cdot \gamma$ alta - β .

20 En donde β : es un valor predeterminado.

En caso de que la fase de la inercia no se arranque de modo que la respuesta de la etapa S230 sea NO, la rutina es devuelta para continuar al estado precedente del control. En caso de que la fase de la inercia sea empezada de modo 25 que la respuesta de la etapa S230 sea SÍ, en el contrario, es calculada (en la etapa S231) una desviación ΔN_{merr} entre el gradiente del cambio de la velocidad actual del generador motor segundo 5 y el gradiente del cambio prefijado como el valor objetivo. Esta desviación ΔN_{merr} corresponde a la diferencia entre el valor supuesto de la capacidad del par correspondiente a la presión aplicada en aquel tiempo y la capacidad actual de par. Aquí, el gradiente del cambio de la velocidad actual del generador motor segundo 5 puede adoptar el valor medio dentro de un período del tiempo 30 predeterminado después del comienzo de la fase de la inercia.

La fase de la inercia se establece como un resultado de la presión aplicada del freno del lado del drenaje suficientemente baja mientras que la presión aplicada del freno del lado del acoplar (o aplique el lado) para establecer la relación de engranaje después de los ascensos del cambio de marcha. Por lo tanto, la presión de aceite Pbtl de salida en el lado aplicado se almacena (en la etapa S232). Esta presión de aceite Pbtl de salida para ser adoptado puede ser 35 promediada, similar el gradiente del cambio de la velocidad del generador motor segundo 5, dentro de un período del tiempo predeterminado después del comienzo de la fase de la inercia.

Por lo tanto, la capacidad de par, que es generada actualmente por la presión aplicada así detectada del freno del 40 lado, es diferente por una capacidad del par correspondiente a la desviación ΔN_{merr} de la capacidad del par estimada por adelantado para esa presión aplicada. Por lo tanto, la cantidad de corrección T_{mimr} de la capacidad del par, como correspondiente a la presión de aceite de salida Pbtl, se calcula según la desviación arriba mencionada ΔN_{merr} (en la etapa S233). Así, se establece la relación entre la presión aplicada y la capacidad del par para el dispositivo del acoplamiento de fricción en el lado del aplicar.

50 Siguiente, se juzga (en la etapa S234) cuando si o no la decisión del final del cambio está satisfecha. El final del cambio de velocidad puede ser decidida del hecho que la velocidad del miembro rotatorio predeterminado tal como el generador motor segundo 5 ha alcanzado al valor síncrono según la relación de engranaje después del cambio de velocidad o que la diferencia de la velocidad síncrona está dentro de un valor predeterminado.

En caso de que la respuesta de la etapa S234 sea NO, la rutina es devuelta para continuar los controles precedentes. Durante el cambio de velocidad, por lo tanto, la relación entre la presión de aceite en el lado del aplicar y la capacidad de par se puede calcular una serie de veces. En caso de que la respuesta de la etapa S234 sea SÍ, en el contrario, el 55 mapa de la conversión de la presión del par-aceite en el freno del lado del drenaje se actualiza (en la etapa S235) en base de la par T_{mini} del motor y de la presión de aceite Pbt de la salida del lado del drenaje, según lo almacenado en la etapa S228. En resumen, la relación entre la presión aplicada y la capacidad del par es aprendido. En el dispositivo del acoplamiento de fricción del lado del drenaje, la presión aplicada y la capacidad del par son directamente determinaron así como el control de la etapa S235 puede ser también como la preparación nueva del mapa.

60 En base de la cantidad de la corrección de la par T_{minr} calculada en la etapa S233, por otra parte, allí se actualiza (en la etapa S236) el mapa de la conversión de la presión del par-aceite en el freno del lado de aplicar. En resumen, esto es aprendido en la relación entre la presión aplicada y la capacidad del par en el dispositivo del acoplamiento de fricción del lado aplicado.

65 Siguiente, el aprendizaje obligatorio será descrito con referencia a la figura 12. El aprendizaje obligatorio a ser descrito más abajo es un control para determinar la relación del dispositivo del acoplamiento de fricción entre la presión aplicada y la capacidad del par desde los datos obtenidos en la acción actual, de modo que la acción pueda ser realizada para el aprendizaje. Por lo tanto, el control mostrado en un flujograma en la figura 12 es ejecutado en el

ES 2 339 347 T3

estado donde el vehículo teniendo el arriba mencionado unidad de conducción híbrida montar no esta funcionando, tal como el estado antes de que el vehículo sea transportado de la fábrica o se lleve para una inspección a la fábrica de la inspección, en donde se funciona el conmutador obligatorio del modo del aprendizaje (aunque no es mostrado) es operativo antes de que el vehículo se arranque del garaje, o en caso de que el estado de la parada continúa por un tiempo predeterminado o más largo cuando el intervalo del estacionamiento detectado por el conmutador del intervalo del accionamiento (aunque es no mostrado) continúa.

La etapa S237 mostrada en la figura 12 es ejecutada en caso de que la respuesta de la etapa arriba mencionada S221 en la figura 11 es NO. Específicamente, el valor objetivo de la retroalimentación de la velocidad del motor o la velocidad del generador motor segundo 5 se establezca. En base de ese valor objetivo, por otra parte, la velocidad del generador motor segundo 5 es retroalimentación-controlada (en la etapa S238). En otras palabras, el actual y/o la tensión del generador motor segundo 5 son controlados para mantener la velocidad meta.

En este estado, la presión de aceite (o la presión de aplicación) de cualquiera del freno B1 o B2 para aprender es gradualmente subido (o ascendente barrido) desde cero (en la etapa S239). Cuando la presión aplicada de cualquier ascenso del freno, el par de transmisión entre el generador motor secundario 5 y el eje de salida 2 asciende de modo que los actos del par en el generador motor segundo 5 en la dirección a la parada su rotación. Por otra parte, la velocidad del generador motor segundo 5 es retroalimentación-controlada de modo que el par de la retroalimentación gradualmente alcanza.

En la etapa S240, se juzga cuando si o no el par de la retroalimentación del generador motor segundo 5 excede un valor predeterminado. En caso de que la respuesta de la etapa S240 sea NO, la rutina es devuelta para continuar los controles precedentes. En caso de que la respuesta de la etapa S240 sea SÍ, en el contrario, el par Tminig del generador motor segundo 5 se almacene (en la etapa S241).

Como descrito arriba, el par de salida del generador motor segundo 5 corresponde a la capacidad del par del dispositivo del acoplamiento de fricción en la transmisión 6, y al par de salida del generador motor segundo 5 se detecta eléctricamente precisamente en términos de valor corriente, para detectar la capacidad del par del dispositivo del acoplamiento de fricción en la transmisión 6 puede ser precisamente detectado a través del contenido del control del generador motor segundo 5. Por otra parte, la presión aplicada del dispositivo del acoplamiento de fricción (o del freno) se conoce porque esta controlada en la etapa S239.

En base a la presión de aceite en el control de la etapa S239 y el par motor Tminig almacenado en la etapa S241, por lo tanto, esta es actualizada (o aprendida) (en la etapa S242) el mapa de la conversión de presión de aceite del par en el freno es dirigido. Después de esto, el control de la terminación de aprendizaje se ejecuta (en la etapa S243).

Aquí, el coeficiente de fricción del elemento de fricción en el dispositivo del acoplamiento de fricción tal como el freno arriba mencionado B1 o B2 puede variar en respuesta a la velocidad resbala, y al axial llamado “ $\mu - V$ características”, según lo expresado por el coeficiente de fricción μ y la velocidad resbala V , pueden ser diferentes para cada dispositivo del acoplamiento de fricción. Por lo tanto, el control de aprendizaje, según las indicaciones de la figura 12, se pueden ejecutar para cada velocidad meta estableciendo una pluralidad de valores objetivos (o de velocidades meta) en la etapa S237. Alternativamente, el nivel de la presión de aceite en la etapa S239 es cambiada de modo que pueda ser aprendida para cada uno de los puntos.

El diagrama de tiempo del caso, en el cual el control de aprendizaje arriba mencionado se hace durante el cambio de velocidad de la etapa baja L del engranaje a la etapa alta H del engranaje, se muestra en la figura 13. Cuando el juicio del cambio de velocidad a la etapa alta H del engranaje se satisface en un punto de tiempo t40, en el cual el vehículo está corriendo en la etapa baja L del engranaje, la presión de aceite (esto es, la presión de aceite del lado de la etapa alta del engranaje o la presión de aceite del lado aplicado) Phi del primer freno B1 para establecer la etapa alta H del engranaje es temporalmente subida y es entonces mantenida en una baja presión predeterminada. En otras palabras, estas son ejecutadas el rápido llenado para reducir la holgura del paquete y el control de la presión de aceite para el auxiliar de baja presión subsiguiente. Cuando el período del tiempo predeterminado T1 cae entonces, la señal cambiante es emitida de modo que la presión de aceite (esto es, la presión de aceite del lado de la etapa baja del engranaje o la presión de aceite del lado del drenaje) Plo del segundo freno B2 es establecido la etapa baja L del engranaje es escalonada en bajada (en a punto de tiempo t41).

Cuando la medición del temporizador de guardia comienza desde el punto de tiempo t41 de modo que el tiempo contado alcance a uno predeterminado como el valor de guardia (en un punto de tiempo t42), la satisfacción del temporizador de guardia se decide. Simultáneamente con esto, el control para la compensación del par en el tiempo de cambio del engranaje comienza, y el golpe del motor entonces se decide.

Como la presión de aceite del lado de la etapa baja Plo del engranaje debido al estado de encendido, ocurre el axial llamado “golpe de motor”, en el cual la velocidad NT del generador motor segundo 5 crece más alto que la velocidad síncrona en la etapa baja del engranaje. Se decide este golpe de motor, como descrito arriba, de eso el aumento en la velocidad síncrona excede el valor predeterminado. En base al par (esto es, el par Tm del motor) del generador motor segundo 5 en un punto de tiempo t43 para la satisfacción de la decisión y la presión de aceite del segundo freno B2, allí es aprendidas la relación entre la presión del aplicada y la capacidad de par en el segundo freno B2.

ES 2 339 347 T3

De este punto de tiempo t43, por otra parte, este es arrancado el control de retroalimentación (o el control del FB) de la presión de aceite del lado de la etapa baja del engranaje (esto es, la presión aplicada del segundo freno B2). Más específicamente, la presión de aceite del lado de la etapa baja Plo del engranaje es controlada para mantener la velocidad (esto es, el axial llamado “velocidad golpe”) que excede la velocidad síncrona del generador motor segundo 5, en un valor predeterminado. Además, la presión de aceite del lado de la etapa alta Phi del engranaje se sube gradualmente.

Por otra parte, el segundo freno B2 establecido la etapa baja L del engranaje es gradualmente liberado de modo que el control de par del generador motor primero 11 construyendo la máquina motriz principal 1 se ejecuta para compensar el par asociada del eje de salida. Específicamente, el par regenerativa por el generador motor primero 11 se sube para alcanzar el par del eje de salida 2. En la figura 13, la cantidad de corrección del par del generador motor primero 11 es indicado por la cantidad de corrección del par Tgadj del MG1.

Las presión de aceite del lado de la etapa baja Plo del engranaje cae, y la presión de aceite del lado de la etapa alta Phi del engranaje gradualmente sube, de modo que la velocidad NT del miembro rotatorio tal como el generador motor segundo 5 referente a la transmisión 6 empiece para cambiar hacia la velocidad síncrona en la etapa alta H. del engranaje. Cuando la velocidad llega a ser más baja por un valor predeterminado β que la velocidad síncrona en la etapa baja L del engranaje, la decisión de empecé de la fase de la inercia es satisfecha en un punto de tiempo t44.

En esta fase de la inercia, el par de salida del generador motor segundo 5 es subido y controlado para adaptarse con la caída en la relación de engranaje. El gradiente del ascenso, esto es, el valor medio de los pares por un período del tiempo predeterminado se determina. Además, allí se determina el valor medio de la presión de aceite del lado de la etapa alta Phi del engranaje por un período del tiempo predeterminado. En base a la presión de aceite y al par de motor axial determinado, es aprendida la relación entre la capacidad de par y la presión aplicada del primer freno B1 en el lado de la etapa alta del engranaje. Como ha sido descrito con referencia a la figura 11, el aprendizaje pueden ser realizados o calculando el valor de corrección del par desde la desviación entre el gradiente del cambio de la velocidad real del generador motor segundo 5 y el valor objetivo y por aprendizaje la relación entre la capacidad del par y la presión aplicada en base del valor calculado y la presión de aceite, o directamente usando el par de motor Tm.

Cuando la diferencia entre la velocidad NT del miembro rotatorio predeterminado tal como el generador motor segundo 5 y la velocidad síncrona determinada en base de la relación de engranaje después de que el cambio de velocidad llegue a ser un valor predeterminado o más pequeño, además, la condición final para el cambio de velocidad se satisface (en un punto de tiempo t45). Por consiguiente, la presión de aceite del lado de la etapa alta Phi del engranaje se alcanza precipitadamente, y la velocidad NT llega a ser idéntico a la velocidad síncrona. Por otra parte, la compensación del par por el generador motor primero 11 se elimina, y el par de motor Tm alcanza al valor predeterminado después del cambio de velocidad. Así, el cambio de velocidad es terminado (en un punto de tiempo t46).

Una relación entre la presión de aceite de frenado (o la presión del aplicar) axial aprendida por el control del aprendizaje y la capacidad del par es conceptualmente mostrada como un mapa en la figura 14. La línea continua gruesa indica los valores aprendidos, y la línea continua delgada indica un valor inicial diseñado (o un medio del diseño).

El dispositivo de control de esta invención aprende la relación entre la capacidad del par y la presión aplicada del dispositivo del acoplamiento de fricción en la transmisión 6, como se describe anteriormente, y ejecuta el control del cambio de velocidad de la transmisión 6 haciendo uso del resultado del aprendizaje. Como se describe con referencia a la figura 1, específicamente, la presión de aceite durante la operación de cambio es controlado en la etapa S5 de la figura 1, y el par de freno (esto es, la capacidad del par del dispositivo del acoplamiento de fricción para participar en el cambio de velocidad) correspondiente a la presión de aceite se estima en base de la relación obtenida por el aprendizaje arriba mencionado, esto es, el mapa de la conversión de la presión de aceite-el par. Este mapa es corregido por el aprendizaje para corregir los errores, que de otra forma se pudieron ocasionar por las fluctuaciones tales como la diferencia individual o el envejecimiento. Consecuentemente, el par de freno se estima exacto.

En el caso del cambio de velocidad en el axial llamado “encendido” en donde el generador motor segundo 5 esta sacando el par, por ejemplo, el cambio en el par de freno aparece como el cambio en el par del eje de salida. Por lo tanto, el control de la corrección del par (en la etapa S7) por el generador motor primero 11 se ejecuta para compensar la caída del par del eje de salida en el tiempo de cambio, y el par de salida del generador motor segundo 5 es además corregida (en la etapa S8) para compensar la caída en el par del eje de salida. Estas correcciones de los pares de los generadores motores individuales 5 y 11 son básicamente ejecutados para corresponder a la cantidad del cambio del par del eje de salida, esto es, el par de freno arriba mencionado. Sin embargo, los datos de control a ser usados son la presión de aceite de freno para determinar la cantidad de la corrección del par es actualmente determinado en base a la presión de aceite de frenado. En el dispositivo de control arriba mencionado según esta invención, el mapa de la conversión de la presión del aceite-el par del freno está entonces aprendido y corregido, y determinada exactamente la relación entre el par y la presión aplicada para las cantidades de la corrección del par de los generadores motores individuales 5 y 11 en base a la presión de aceite del freno son precisas. Consecuentemente, es posible prevenir o suprimir el deterioro de los choques asociados el cambio de velocidad.

Aquí será brevemente descrito las relaciones entre el ejemplo específico arriba mencionado y esta invento. El medio (esto es, unidad de control electrónico (MG2-ECU) 30 y la unidad electrónica (T-ECU) 27) para realizar los controles

ES 2 339 347 T3

las etapas S227, S232, S233, S235, S236, S239, S241 y S242 mostrados en las figura 11 y figura 12 corresponde a un dispositivo del aprendizaje o al medio del aprendizaje de esta invento, y el medio (esto es, la unidad de control electrónico (MG1-ECU) 16, la unidad de control electrónico (MG2-ECU) 30 y la unidad de control electrónico (T-ECU) 27) para realizar los controles de las etapas S7 a S11 mostrado en la figura 1 corresponde a un controlador del cambio o al medio del control de cambio, o a un controlador de par o a un medio de control del par de este invento.

Aquí, esta invención no debe ser limitada a los ejemplos específicos arriba mencionados. Por ejemplo, la transmisión de este invento no debe ser limitada a la que se construye del mecanismo arriba mencionado del engranaje planetario del tipo de Ravignaux. En resumen, la transmisión puede ser un dispositivo capaz de cambio la relación de engranaje entre el miembro de salida y la máquina motriz para la salida del par que se aplicará al formador. En el ejemplo específico arriba mencionado, por otra parte, han sido enumeradas la transmisión para ejecutar el cambio de velocidad por el cambio de velocidad por el axial llamado “embrague-a-embrague”. En este invento, sin embargo, es posible adoptar la transmisión para ejecutar el cambio de velocidad en un modo distinto del cambio de velocidad del embrague-a-embrague.

Por otra parte, la máquina motriz principal en este invento no debe ser limitada a la unidad de potencia, que se construye del motor de combustión interna y del motor-generator conectados el uno al otro a través del mecanismo del engranaje planetario. En resumen, es suficiente que generador motor primero puede sacar potencia par el miembro de salida como el engranaje de salida. Además, el arriba mencionado ejemplo específico ha sido descrito en conexión con el motor generator el cual proporciona las funciones al motor eléctrico y al generador. Sin embargo, una unidad de conducción que construye la máquina motriz principal en esta invención se puede ejemplificar por un motor eléctrico y/o un dínamo, y la máquina motriz asistente se puede también ejemplificar por un motor eléctrico y/o una dínamo.

Aún por otra parte, los ejemplos específicos arriba mencionados son construidos tales que la corrección del par por la máquina motriz principal o el generador motor primero está hecha en el axial llamado “tiempo real” en base de la información detectada en cada punto de tiempo. En esta invención, sin embargo, la construcción puede ser modificada tales que la corrección del par es hecha por la salida de un valor predeterminado de acuerdo con el nivel que progresa del cambio de velocidad.

Y, la transmisión, a la cual se aplica esta invención, es ejemplificada correctamente por la transmisión en el axial llamado “unidad de conducción híbrida del tipo de distribución mecánico”, en la cual el par del motor de combustión interna y el par del generador motor primero (o el motor eléctrico) son transmitidas al miembro de salida a través de un mecanismo de la distribución de síntesis compuesto principalmente del mecanismo del engranaje planetario, según las indicaciones de la figura 15, y en cuál se transmite el par del generador motor segundo (o del motor eléctrico) a ese miembro de salida a través de la transmisión. Sin embargo, la transmisión de la invención puede tener otra construcción. En resumen, la transmisión, en la cual el motor eléctrico se conecta al lado de entrada de modo que el cambio de velocidad sea ejecutado aplicando/liberando del dispositivo del acoplamiento de fricción, se puede conectar al miembro de salida, al cual el par se transmite desde el motor principal primario. Por otra parte, el motor eléctrico en esta invención no debe ser limitado a uno para la salida del par sino puede ser un motor-generator capaz de generar un par regenerativa (o un par negativa) y un par controlado, como se ha ejemplificado en el ejemplo específico anterior. Por otra parte, la máquina motriz principal en esta invención no debe ser limitada a la construcción compuesta principalmente del motor de combustión interna, del motor-generator y del mecanismo del engranaje planetario, como se ha ejemplificado en los ejemplos específicos anteriores. En resumen, la máquina motriz principal puede ser una unidad de potencia capaz de salida el par al miembro de salida tal como el eje de salida y el par de control. Por otra parte, el dispositivo del acoplamiento de fricción en esta invención puede ser no sólo el freno arriba mencionado pero también un embrague para transmitir el par con la fuerza de rozamiento.

Según el dispositivo de control o el método de control de esta invención, como ha sido descrito arriba, en caso de que el cambio de velocidad sea realizado en la transmisión, el par de la transmisión entre la máquina motriz y el miembro de salida cae de modo que el par de la máquina motriz principal es corregida según la caída del par de la transmisión. Por lo tanto, de los choques puede ser prevenidos o reducidos suprimiendo la fluctuación del par del miembro de salida, como la fuerza acompaña de otra manera el cambio de velocidad, de la par del miembro de salida.

Según el dispositivo de control o del método de control de esta invención, por otra parte, cuando el cambio de velocidad es ejecutado por la transmisión, el par del generador motor primero es corregida, y el par del miembro de salida es corregida por el cambio del par incluyendo el par de inercia según el cambio asociado de la rotación. Incluso si el par que se transmitirá entre el generador motor segundo y los cambios del miembro de salida, por lo tanto, el cambio del par del miembro de salida se previene o se suprime. Consecuentemente, es posible prevenir o reducir los choques asociados al cambio de velocidad.

Según el dispositivo de control o el método de control de este invento, por otra parte, en caso de que el par del generador motor primero sea corregida durante el cambio de velocidad, el par del motor de combustión interna es además corregida. Incluso si hay un cambio en el par del generador motor primero para actuar en el motor de combustión interna a través del mecanismo de engranajes, o en la reacción basada en el par, es posible prevenir o suprimir el cambio en la velocidad del motor de combustión interna.

Según el dispositivo de control o el método de control de este invento, por otra parte, el par del generador motor primero es corregida según el cambio de velocidad en la transmisión entre la máquina motriz asistente y el miembro

ES 2 339 347 T3

de salida de modo que la velocidad del motor de combustión interna concordantemente cae. Simultáneamente como el par de la inercia asociada el cambio de velocidad ocurre, el par a ser emitida por el motor de combustión interna sí mismo alcanza para que el par del cambio del miembro de salida asociado el cambio de velocidad en la transmisión pueda impedir o se suprime para facilitar el control.

5 Según el dispositivo de control o el método de control de este invento, por otra parte, el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base de la capacidad del par del dispositivo del acoplamiento de fricción para ejecutar el cambio de velocidad axial que el cambio en el par del miembro de salida es prevenir o suprimido. Consecuentemente, es posible prevenir o reducir los choques de cambio.

10 Según al dispositivo de control o método de control de este invento, aun por otra parte, en el caso del axial llamado “aumento de marcha encendido” en la transmisión, la presión aplicada del dispositivo del acoplamiento de fricción es axial retroalimentado-controlado que la velocidad de la máquina motriz asistente puede ser una que ser establecida en el estado levemente resbalado del dispositivo del acoplamiento de fricción para participar en el cambio de velocidad, y el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base de la cantidad de la corrección de retroalimentación. Por lo tanto, la influencia de la dispersión en las características del dispositivo del acoplamiento de fricción se reduce para mejorar la precisión de la fluctuación del par que suprime el control del miembro de salida, esto es, el control suprimido de los choques de cambio.

20 Según el dispositivo de control o el método de control de este invento, aun por otra parte, el par del miembro de salida se estima en base de la capacidad de par del dispositivo del acoplamiento de fricción para ejecutar el cambio de velocidad en la transmisión, y la desviación entre el par estimado de salida y el par de salida meta se determina de modo que el par par ser transmitido desde la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base de esa desviación. Por lo tanto, el par de salida durante el cambio de velocidad se mantiene en el par meta para que los choques asociados el cambio de velocidad de la transmisión puedan ser efectivamente prevenidos o suprimidos.

Según el dispositivo de control o el método de control de este invento, por otra parte, después de la fase de la inercia por el cambio de velocidad en la transmisión fue arrancada, el par que se transmitirá desde la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base del estado que progresa del cambio de velocidad tal como el nivel del cambio rotacional, de modo que el par que se transmitirá desde la máquina motriz principal al miembro de salida pueda ser exacto corregido precisamente para prevenir o reducir los choques. En caso de que el cambio de velocidad proceda hasta cierto punto y llegue en el tiempo de la terminación del cambio, por otra parte, esto es posible para el control de la corrección del par en base a ese hecho, y es fácil para el control de la corrección del par de la máquina motriz principal.

35 Según al dispositivo de control o al método control de este invento, aun por otra parte, el período de tiempo desde comienzo del cambio de axial llamado “ aumento de marcha encendido ” para empezar la fase de la inercia es aprendido, y el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base del valor aprendido. Por lo tanto, la temporización y/o la cantidad de la corrección de la corrección asociada el cambio de velocidad del par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida puede ser optimizada para prevenir o reducir los choques asociados al cambio de velocidad precisamente.

Según el dispositivo de control o el método del control de este invento, por otra parte, el período de tiempo del comienzo de la fase de la inercia en el cambio de velocidad del axial llamado “aumento de marcha encendido” al extremo del cambio es aprendió, y el par que se transmitirá de la máquina motriz principal al miembro de salida es corregida en base al valor aprendido. Por lo tanto, la temporización y/o la cantidad de la corrección de la corrección asociada el cambio de velocidad del par para ser transmitida de la máquina motriz principal al miembro de salida puede ser optimizado para prevenir o para reducir los choques asociados el cambio de velocidad exacto. En caso de que el cambio de velocidad proceda hasta cierto punto y alcance al tiempo de la terminación del cambio, por otra parte, es posible para controlar la corrección del par en base de ese hecho, y es fácilmente para control ar la corrección del par de la máquina motriz principal.

55 Según el dispositivo de control o el método del control de este invento, aun por otra parte, el par del motor de combustión interna es corregida en base de la cantidad de la corrección del par del generador motor primero durante el cambio de velocidad de modo que la par del motor de combustión interna conectado además a través del mecanismo de engranajes es controlado a un valor apropiado según el par del generador motor primero. Consecuentemente, la precisión del control de la corrección del par del miembro de salida puede ser mejorado para prevenir o reducir los choques y para suprimir o para evitar el cambio en la velocidad del motor de combustión interna.

60 Según el dispositivo de control o el método del control de este invento, por otra parte, en el estado donde está substancialmente el cero la par que aparece en el miembro de salida, el cambio de velocidad para el par que actúa en la transmisión para el cambio positivamente y negativamente, es decir, el cambio de velocidad para las superficies de los dientes de los engranajes al contacto/liberar se inhibe. Por lo tanto, es posible evitar o reducir el axial llamado “ruidos que confunden” en la transmisión.

65 Según esta invento, por otro lado, incluso si la capacidad de transmisión del par de los cambios de la transmisión según el cambio de velocidad en la transmisión, el par de la máquina motriz asistente conectada al lado de entrada de la transmisión es corregida para compensar el cambio del par en el miembro de salida, y axial prevenir la fluctuación

ES 2 339 347 T3

del par en el miembro de salida. Consecuentemente, es posible prevenir o suprimir la fluctuación o la caída del par asociada al cambio de velocidad.

5 Según esta invento, por otra parte, el par de la máquina motriz asistente es corregida al lado de levantamiento antes del comienzo de la fase de la inercia para la caída del par a ser emitida de la transmisión al miembro de salida sea suprimida o evitada. Consecuentemente, es posible para prevenir o suprimir la fluctuación o la caída de par, como puede de otra manera acompañar el cambio de velocidad en la transmisión.

10 Según esta invento, por otra parte, en la fase de la inercia en el tiempo de cambio en la transmisión, ocurre que el par de la inercia asociada al cambio en la velocidad del miembro rotatorio predeterminado, y los actos del par de la inercia en el miembro de salida de modo que el par de la máquina motriz asistente sea reducida y corregida. Consecuentemente, es posible prevenir o suprimir la fluctuación o la caída del par asociada al cambio de velocidad en la transmisión.

15 Según esta invento, aun por otra parte, la capacidad del par de la transmisión de la transmisión en los cambios del tiempo del engranaje de cambio en relación a la capacidad de par del dispositivo del acoplamiento de fricción, y de par de la máquina motriz asistente es controlado en base de o la capacidad de par del dispositivo del acoplamiento de fricción o la cantidad del control referente a la capacidad de par. Por lo tanto, la fluctuación o caída de par del miembro de salida en el tiempo de cambio de la transmisión puede ser impedida o suprimida más exactamente.

20 Según esta invento, por otra parte, en el tiempo inicial de cambio en la transmisión, el dispositivo liberado del acoplamiento de fricción del lado es gradualmente liberado de los ratos acompañado por la corredera, y se reduce su capacidad de la par. Por consiguiente, el par de la máquina motriz asistente es subida y corregida de modo así que el par que se transmitirá de la transmisión al miembro de salida sea duramente cambiada. Consecuentemente, es posible para prevenir o suprimir la caída del par del miembro de salida en el tiempo de cambio inicial y la fluctuación asociada o la caída de par.

25 Según este invento, aun por otra parte, la capacidad de par en el estado en donde el predeterminado aplica actos de presión en el dispositivo del acoplamiento de fricción se determina en base al par de la máquina motriz asistente, y de la relación entre la presión aplicada y la capacidad de la par del dispositivo del acoplamiento de fricción es aprendida de modo que el cambio de velocidad en la transmisión sea controlado en base al resultado del aprendizaje. Por lo tanto, el par de salida de la transmisión, en el cual la capacidad de par del dispositivo del acoplamiento de fricción reflejada, puede ser controlada según lo esperado, para prevenir o suprimir el deterioro de los choques.

35 Según esta invención, por otra parte, el par del miembro de salida es variado con la capacidad de par del dispositivo del acoplamiento de fricción que construye la transmisión, y la capacidad de par es aprendió como la relación a la presión aplicada de modo que el par de la máquina motriz asistente o de la máquina motriz principal sea controlada en base al resultado del aprendizaje. En este caso, determinar la relación entre la presión aplicada y la capacidad de par es precisamente lo que el par del miembro de salida pueda ser controlado exactamente por control del par del motor eléctrico o de la máquina motriz principal en base a la presión aplicada al tiempo de cambio. Consecuentemente, es posible impedir o suprimir el deterioro de los choques.

Aplicabilidad industrial

45 Este invento puede ser usado en no sólo un automóvil pero también diferentes vehículos y especialmente en un coche híbrido.

50

55

60

65

REIVINDICACIONES

1. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida donde la máquina primaria asistente esta conectada a través de una transmisión 6 a un miembro de salida 2, al cual un par añadido por una máquina primaria principal 1 es transmitida, comprendiendo un medios para corregir un par primario (14, 15, 16) para corregir el par a ser transmitido desde la dicha máquina primaria principal al dicho miembro de salida 2 durante el cambio de marcha de la dicha transmisión 6, **caracterizado** porque la dicha máquina primaria 1 incluye:

Un motor de combustión interna (10), al cual el par es sintetizado o distribuido a través de un mecanismo de piñones (12) para llegar a alcanzar una acción diferencial con tres elementos rotativos; y un generador motor primero (11);

en dicho motor primario asistente (5) esta construido de un generador motor segundo (5); y en ya dicho medio de corregir el par primero (14, 15, 16) incluye medio de corrección (14,15,16) para corregir el par por el generador motor primero (11) ya dicho.

2. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida **caracterizado**: en que los medios de corrección del par primero ya dicho (14, 15, 16) incluye medio para elevar el par (14, 15, 16) para elevar el par a ser transmitido desde la máquina primaria principal dicha (1) al miembro de salida dicho (2).

3. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según la reivindicación 1 **caracterizado** por: comprendiendo además:

medios para corregir el par secundario (13) para corregir el par de dicho motor de combustión interna (10) cuando el par del dicho generador motor primero (11) es corregido durante el dicho cambio de marcha.

4. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según la reivindicación 3 **caracterizado** por:

en este dicho medio de corregir el par segundo (13) incluye medios de corrección (13) para elevar el par de dicho motor de combustión interna (10).

5. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según la reivindicación 1 **caracterizado** por:

en este dicho medio de corrección del par primario (14, 15, 16) incluye medio de corrección (14, 15, 16) para corregir el par del dicho generador motor primero (11) en caso de estado de marca del dicho motor de combustión interna (10) esta en una región tal que el par de salida del motor de combustión interna (10) cae cuando la velocidad del motor de combustión interna (10) se incrementa.

6. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según cualquiera de las reivindicaciones 1 a 5 **caracterizado** por:

En la citada dicha transmisión (6) incluye una aparato de acoplamiento friccional B1, B2 para transmitir el par de la dicha máquina primaria asistente (5) al dicho miembro de salida (2) y para ejecutar el cambio de marcha cuando aplicado o soltado; y en el ya dicho medio para corregir el par primero (14, 15 y 16) incluye medios correctores (14, 15, 16) para corregir el par a ser transmitido desde la dicha máquina primera principal (1) al dicho miembro de salida (2) sobre la base de capacidad de par del dicho aparato de acoplamiento friccional (B1, B2).

7. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según la reivindicación 6 **caracterizado** por:

en el ya dicho aparato de acoplamiento friccional (B1, B2) incluye un aparato de acoplamiento friccional del lado de la velocidad baja B2 a ser soltado al tiempo del cambio de marcha, en el cual la máquina primaria asistente dicha (5) sale el par y reduce la relación de engranaje; y

en el ya dicho medio de corrección del par primero (14, 15, y 16) incluye medios correctores (14, 15, 16) para corregir el par a ser transmitido desde la máquina primaria principal dicha (1) al miembro de salida (2) sobre la base de una cantidad de corrección de retroalimentación al control de retro alimentación para que la presión aplicada del dicho aparato de acoplamiento friccional del lado de baja velocidad (B2) de tal manera que la velocidad de la máquina primaria asistente dicha (5) llegue a una velocidad establecida y predeterminada con fino desplazamiento del lado bajo de velocidad al aparato de acoplamiento friccional B2.

ES 2 339 347 T3

8. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según las reivindicaciones 1 a 5 **caracterizado** por:

5 en la ya dicha transmisión (6) incluye un aparato de acoplamiento friccional B1, B2 para transmitir el par de la máquina primaria asistente dicha (5) a la máquina de salida dicha para ejecutar el cambio de marcha cuando es aplicado o soltado; y en el ya dicho medio de corrección del par principal (14, 15 y 16) incluye medios correctores (14, 15 y 16) para corregir el par a ser transmitido desde la máquina primaria principal dicha (1) al miembro de salida (2) sobre la base de una desviación entre el par del dicho miembro de salida (2), como estimado en la base de la capacidad de par del dicho aparato de acoplamiento friccional B1, B2 durante el cambio de marcha, y a una meta de par de salida.

10

9. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según las reivindicaciones 1 o 2 **caracterizado** por:

15 en el ya dicho medio de corrección del par primero (14, 15 y 16) incluye medios correctores (14, 15, y 16) para corregir el par a ser transmitido desde el motor primario principal dicho (1) al miembro de salida dicho (2) sobre la base del grado de procesado del cambio de marcha después del arranque de una fase de inercia al dicho cambio de marcha.

20 10. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según las reivindicaciones 1 o 2 **caracterizado** por:

25 en el ya dicho medio de corrección del par primero (14, 15 y 16) incluye medios correctores (14, 15 y 16) para corregir el par a ser transmitido desde el motor primario principal dicho (1) al miembro de salida dicho (2) sobre la base de un valor aprendido de un periodo de tiempo desde el comienzo de cambio al tiempo del cambio de marcha para reducir la relación de piñón de la dicha transmisión (6), mientras el motor primario asistente dicho (5) esta enviando el par al comienzo de una fase de inercia.

30 11. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según las reivindicaciones 1 o 2 **caracterizado** por:

35 en el ya dicho medio de corrección del par primero (14, 15 y 16) incluye medios correctores (14, 15 y 16) para corregir el par para ser transmitido desde el motor primario principal dicho (1) al miembro de salida dicho (2) sobre la base de un valor aprendido de un periodo de tiempo desde el comienzo de la fase de inercia al tiempo de corrección del engranaje para reducir la relación de engranaje de dicha transmisión (6) mientras el motor primario asistente dicho (5) esta enviando el par al eje final.

40 12. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según las reivindicaciones 3, 4, 6, 7 y 8 **caracterizado** por:

45 los dichos medios del par secundario (13) incluye medios correctores (13) para corregir el dicho par del motor de combustión interna (10) sobre la base de la cantidad de corrección de par del dicho generador motor primero (11) durante el dicho cambio de marchas.

50 13. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según las reivindicaciones de la 1 a la 12 **caracterizado** por:

55 en la ya dicha transmisión (6) es construido de un mecanismo de cambio de marcha; y comprendiendo además: medios para inhibir el cambio de marcha (27) que inhiben el cambio de marcha, en el cual el cambio de par para la superficie de los dientes del engranaje en dicho mecanismo de cambio de marcha para contactar/soltar uno al otro es causado, mientras el par de dicho miembro de salida (2) es sustancialmente cero.

60 14. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según las reivindicaciones 1 **caracterizado** por: comprendiendo además:

65 medios para corregir el par asistente (28, 29 y 30) para corregir el par del dicho motor primario asistente (5) en una dirección para suprimir el cambio en el par de dicho miembro de salida (2) en el cambio de marcha de la dicha transmisión (6).

15. Aparato de control de una unidad de conducción híbrida según la reivindicación 14 **caracterizado** por:

65 en el ya dicho medio de corrección del par asistente (28, 29 y 30): incluye medios correctores (28, 29 y 30) para corregir/aumentar el par de salida del motor primario asistente dicho (5) antes del comienzo de una fase de inercia al cambio de marchas en dicho engranaje piñón (23) enlazándose con el engranaje solar primero ya dicho (21) un engranaje piñón segundo (24) enlazándose con el dicho engranaje piñón primero (23) y el dicho engranaje anillo (25);

ES 2 339 347 T3

un engranaje solar segundo enlazándose con el ya dicho engranaje piñón segundo (24) y conectado a la dicha máquina primaria asistente (5); y un portador (26) que lleva los engranajes piñones individuales (23 y 24) en una manera para girar sobre sus ejes y para evolucionar alrededor y conectada al dicho miembro de salida.

5

10

15

20

25

30

35

40

45

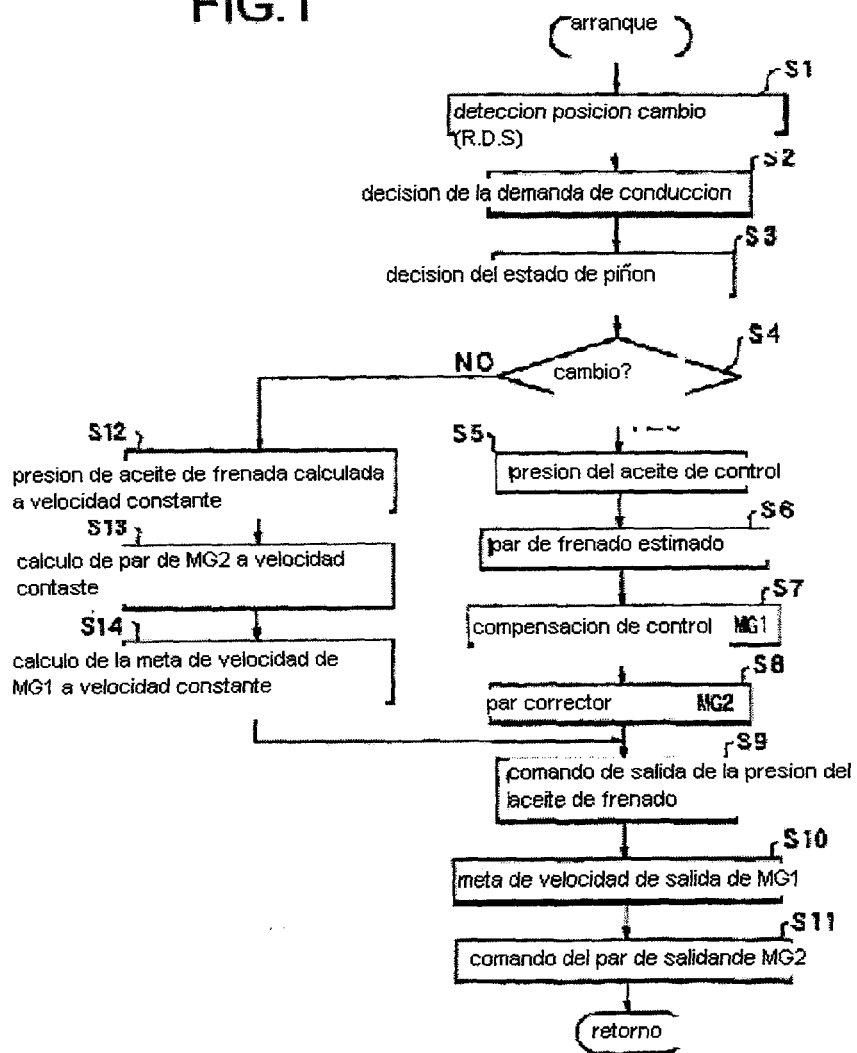
50

55

60

65

FIG. 1



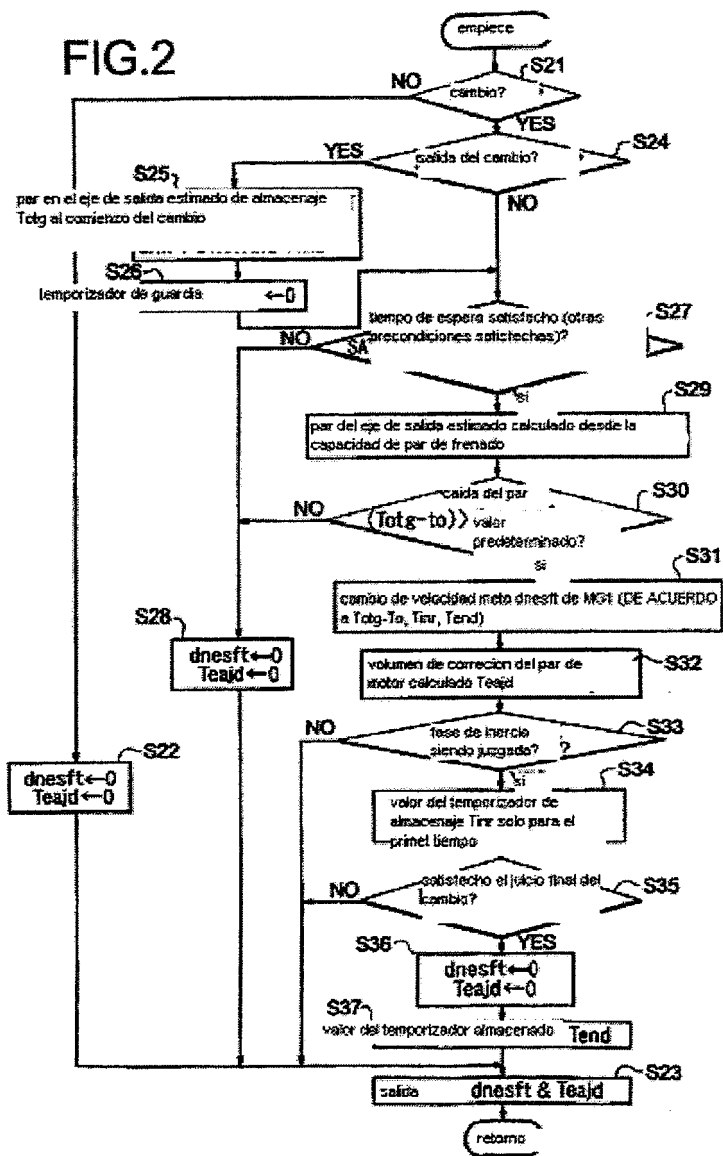


FIG.3

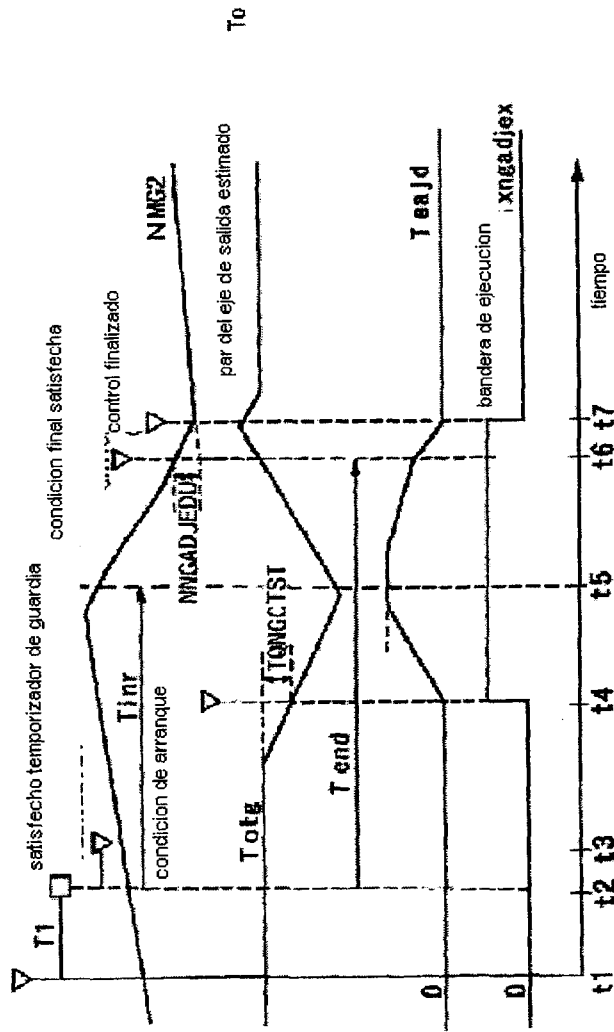


FIG.4

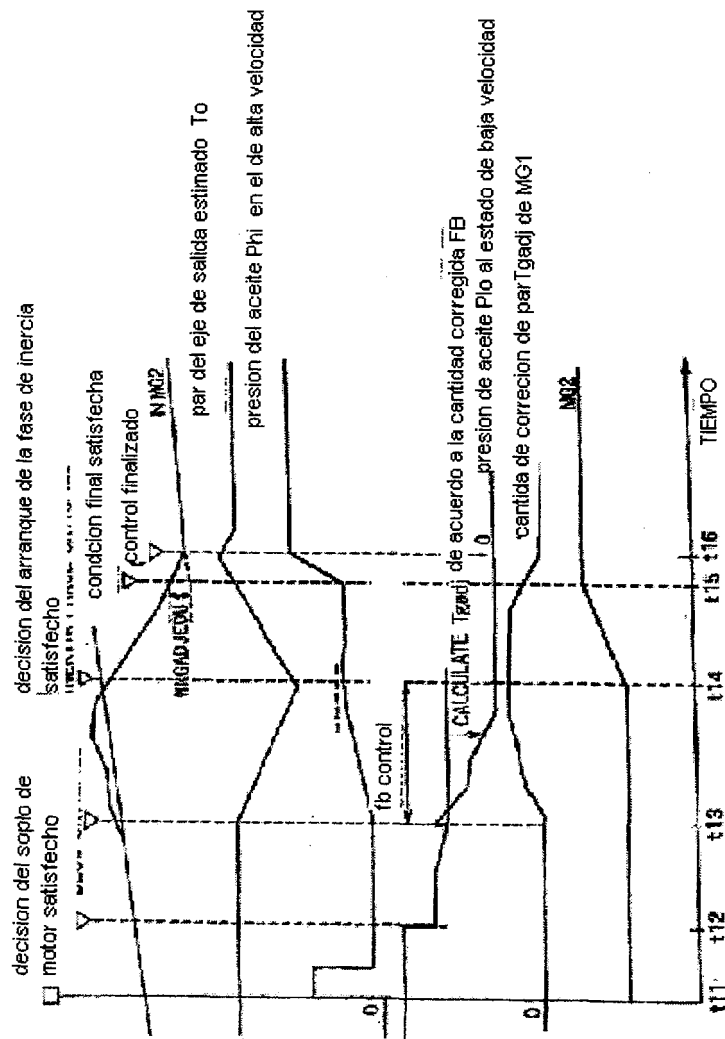


FIG.5

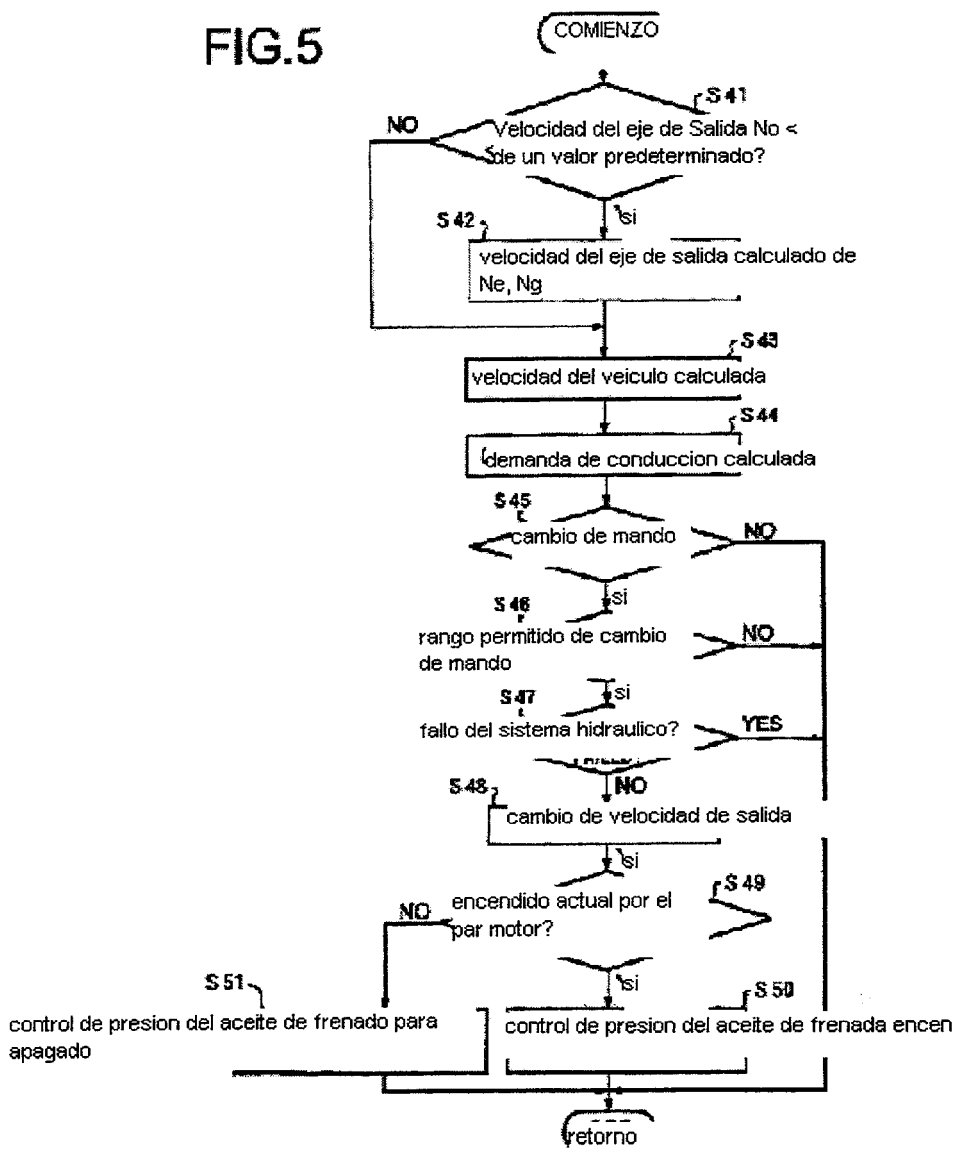


FIG.6

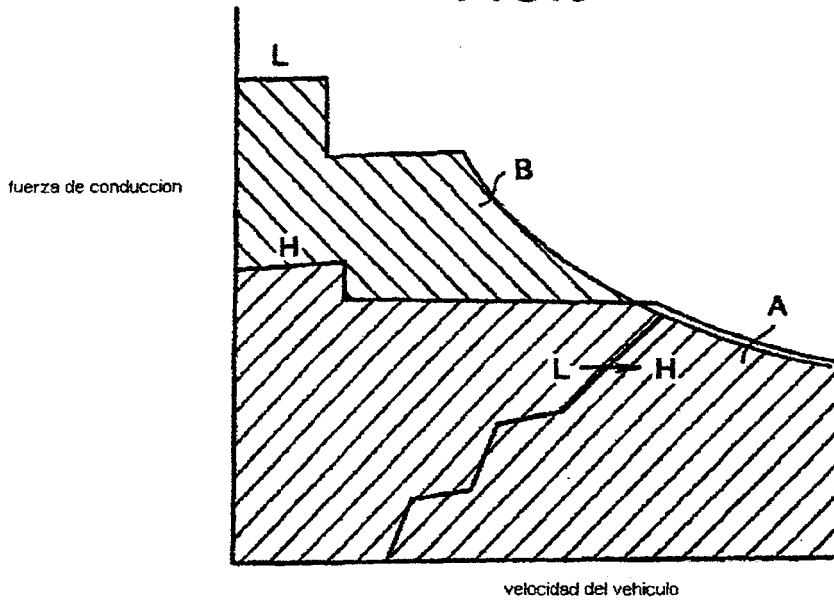


FIG.8

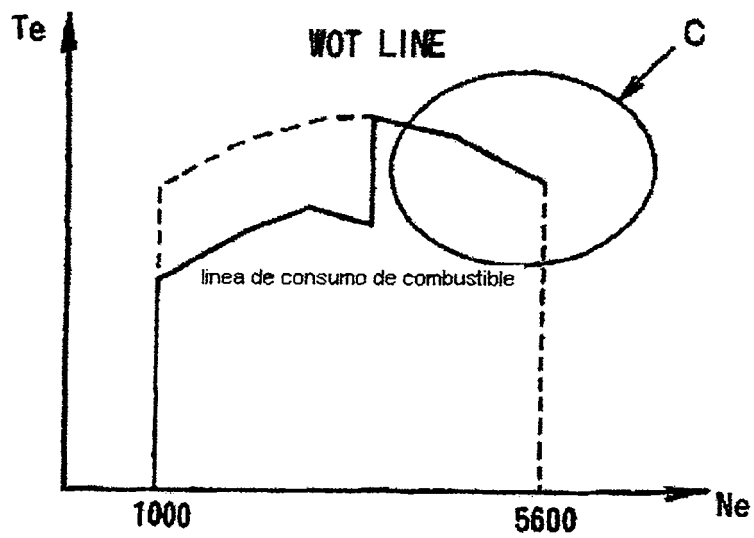


FIG.7

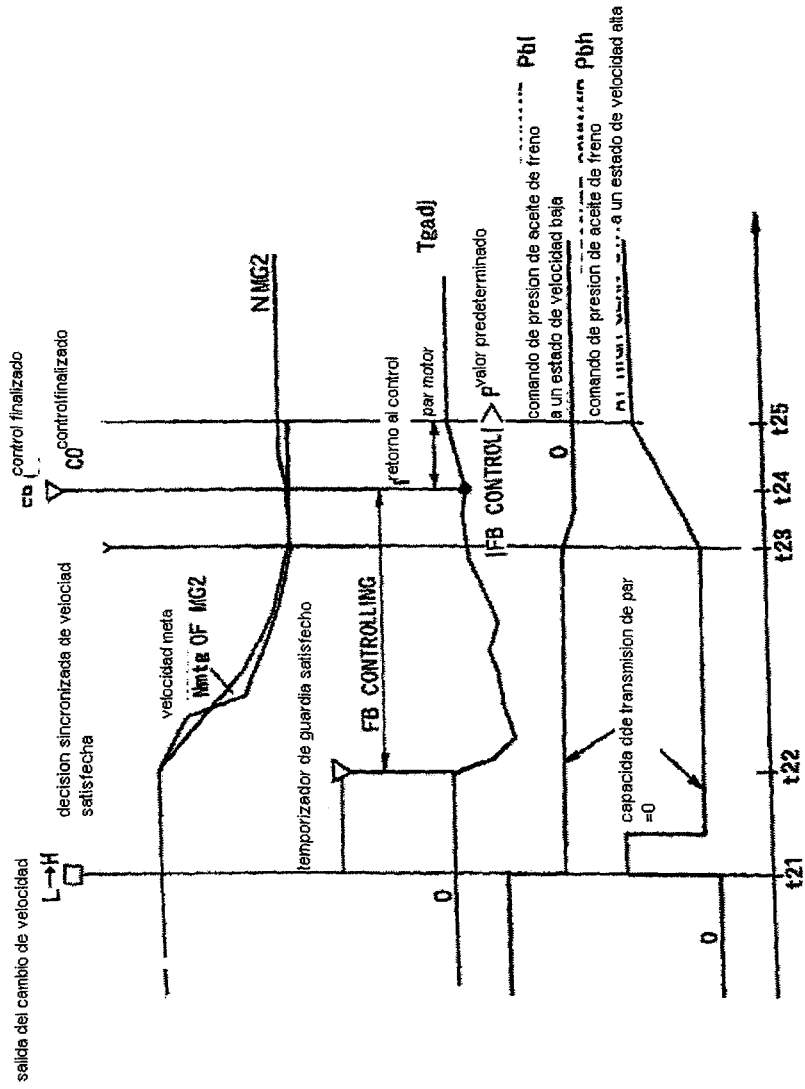


FIG.9

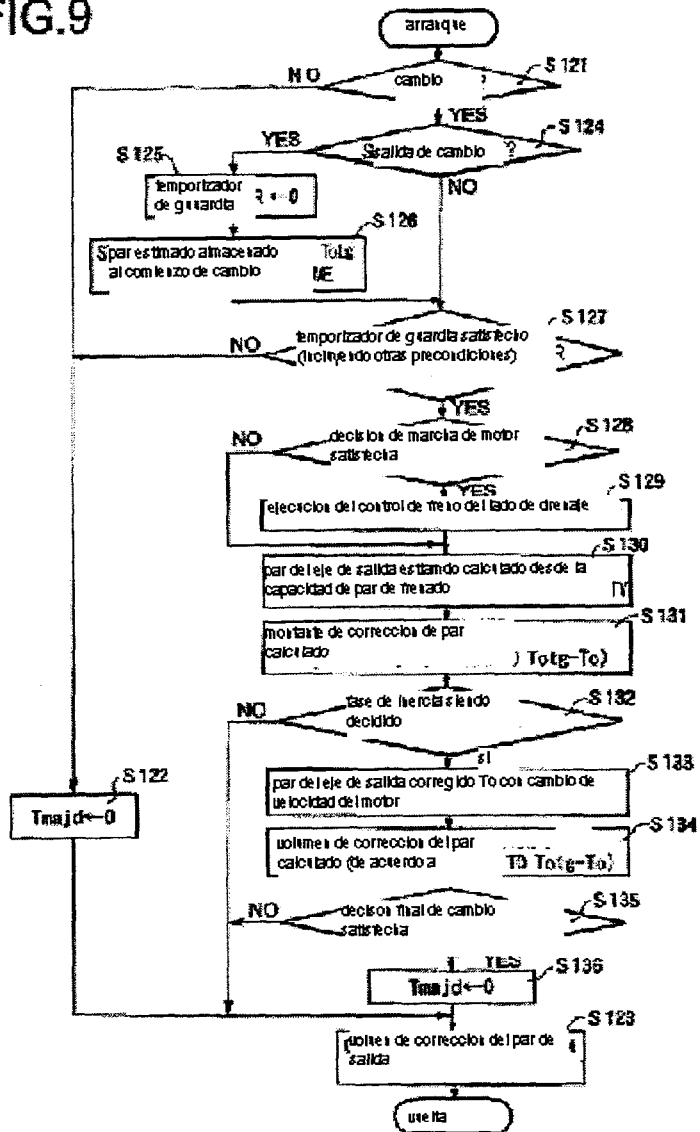


FIG.11

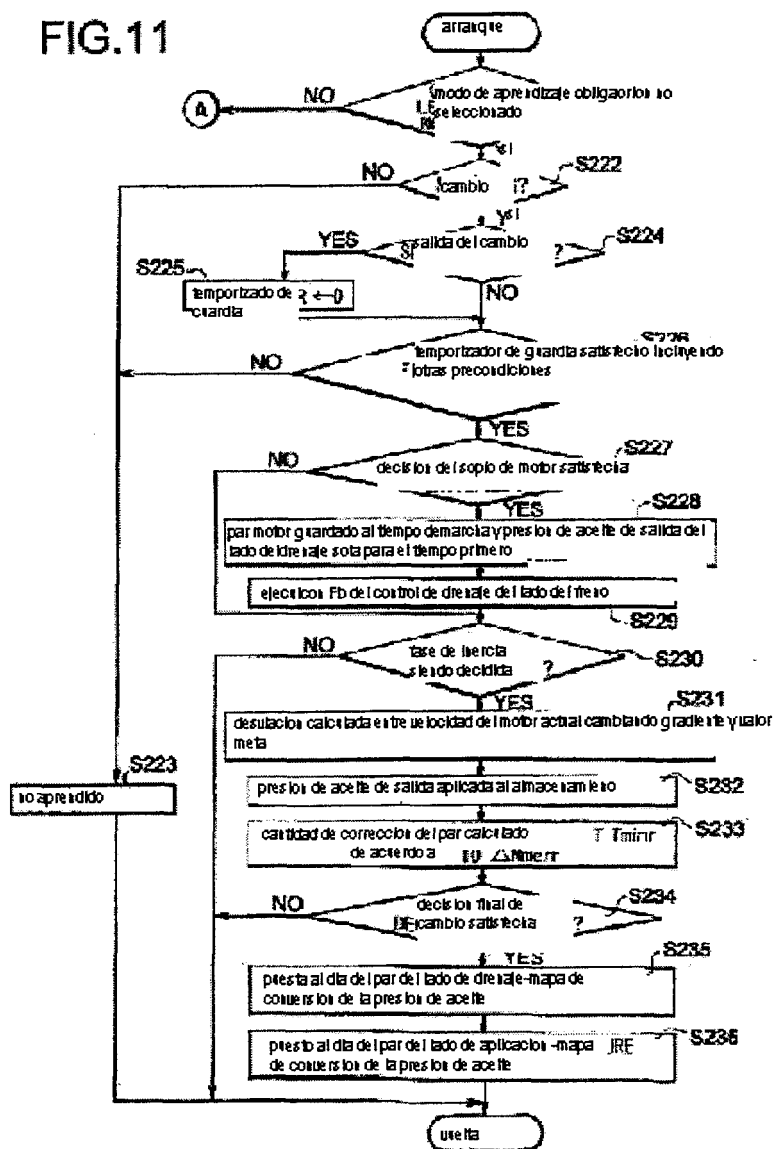


FIG.12

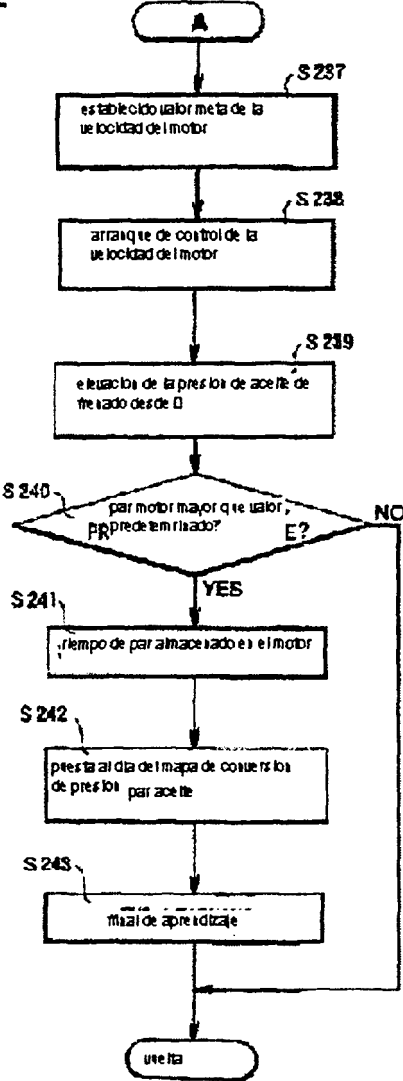


FIG.13

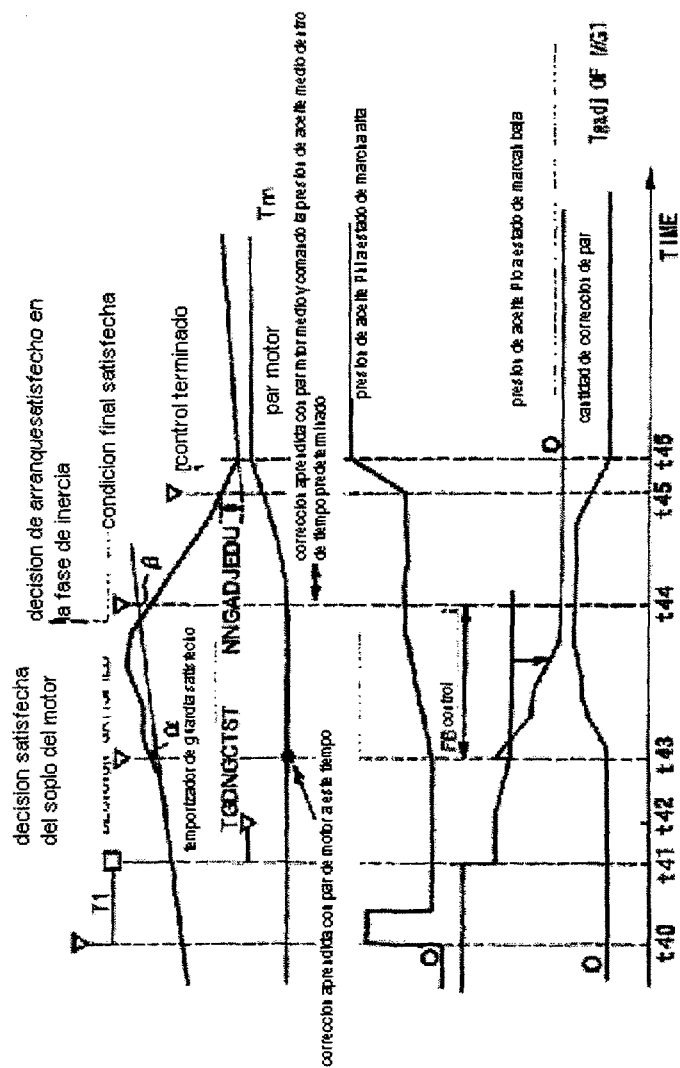


FIG.14

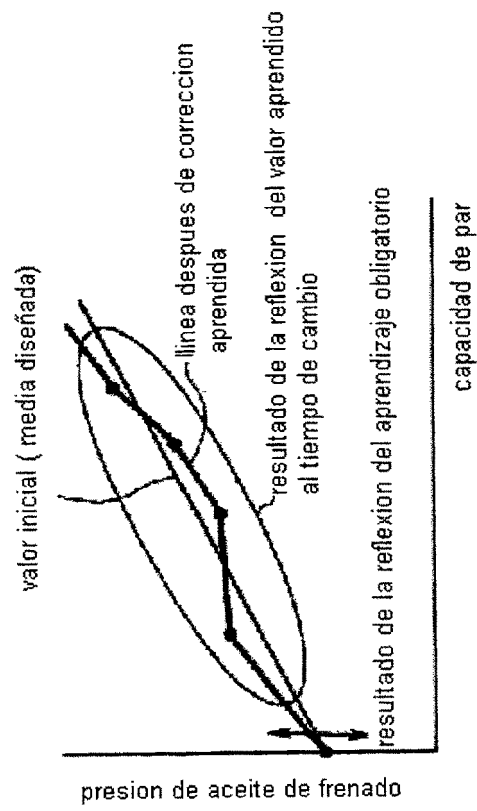


FIG.15

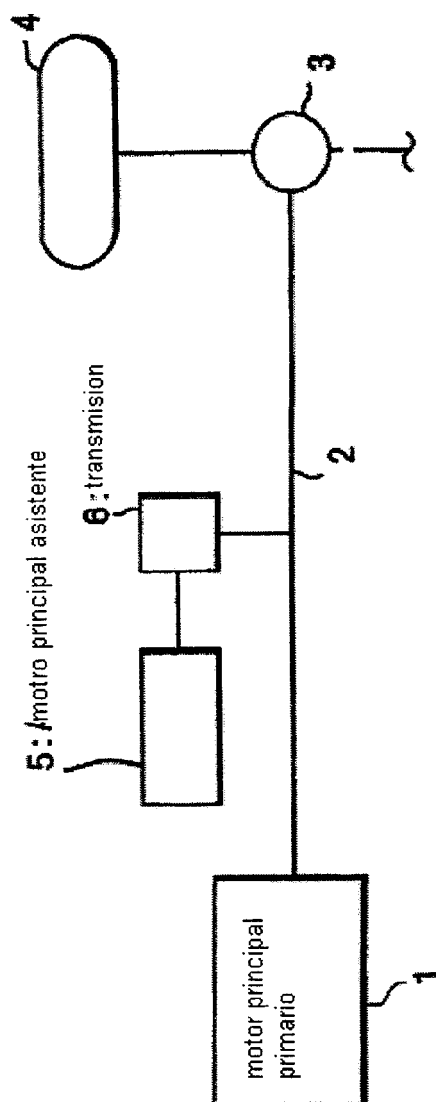
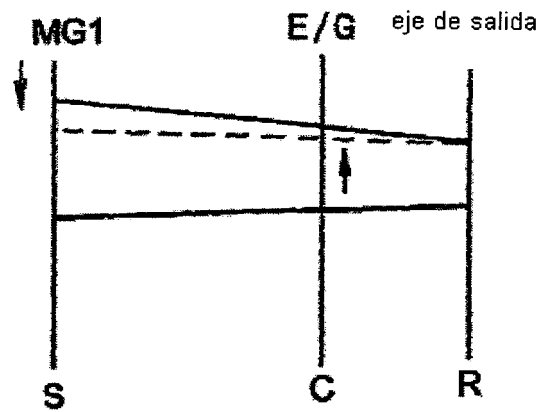


FIG.17

(A)



(B)

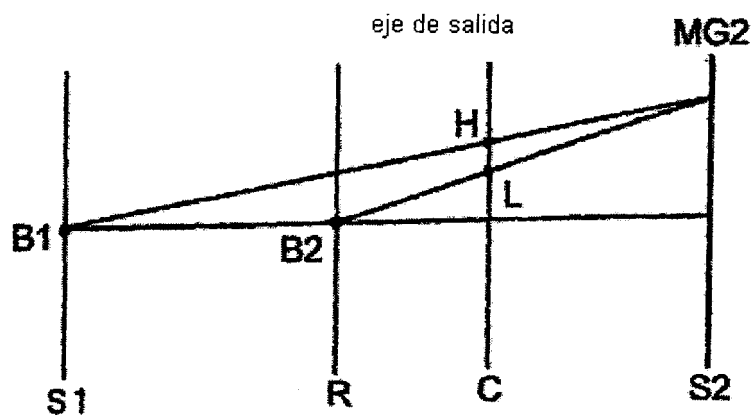


FIG.18

