

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 741 384**

51 Int. Cl.:

**F16H 61/12** (2010.01)

**B60K 6/445** (2007.01)

**B60W 10/115** (2012.01)

**B60K 6/547** (2007.01)

**B60W 10/08** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **01.12.2017 E 17204914 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **10.07.2019 EP 3336388**

54 Título: **Controlador para vehículo y método de control para vehículo**

30 Prioridad:

**09.12.2016 JP 2016239820**

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

**10.02.2020**

73 Titular/es:

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

72 Inventor/es:

**KOBAYASHI, NOBUFUSA;  
MINAMIKAWA, KOKI;  
BABA, MASAYUKI;  
MATSUBARA, TORU y  
KATSUMATA, MUNEHIRO**

74 Agente/Representante:

**ELZABURU, S.L.P**

ES 2 741 384 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**

Controlador para vehículo y método de control para vehículo

**Antecedentes de la invención**

## 1. Campo de la invención

- 5 La invención se refiere a un controlador para un vehículo y a un método de control para un vehículo. En particular, la invención se refiere a una técnica anti-fallos en un caso de fallo de un mecanismo de transmisión mecánica escalonada que se proporciona en serie con un mecanismo de transmisión de variación continua.

## 2. Descripción de la técnica relacionada

- 10 En la Publicación de Solicitud de Patente Japonesa N° 2006-321392 (JP 2006-321392 A) se describe un vehículo. El vehículo tiene: un mecanismo de transmisión de variación continua capaz de cambiar la velocidad de rotación de una fuente de accionamiento de una manera continua y transmitir la velocidad de rotación a un miembro de transmisión intermedio; y un mecanismo de transmisión mecánica escalonada dispuesto entre el miembro de transmisión intermedio y unas ruedas motrices, y capaz de establecer mecánicamente una pluralidad de etapas de engranaje mecánico, cada una de los cuales tiene una relación de transmisión diferente de la velocidad de rotación del elemento
- 15 de transmisión intermedio con respecto a la velocidad de rotación de salida. En el documento JP 2006-321392 A, se propone que una técnica de cambio de una relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua (una sección diferencial) de forma escalonada y que permite así una transmisión que incluye el mecanismo de transmisión mecánica escalonada para llevar a cabo una operación de cambio de marcha del mismo modo que una transmisión escalonada como un todo.

- 20 El documento US 2007197336 (A1) se refiere a la limitación de una acción diferencial utilizando un dispositivo de limitación de acción diferencial en un vehículo.

**Compendio de la invención**

- 25 Se conoce una técnica anti-fallos. En la técnica anti-fallos, en el caso en que falla el mecanismo de transmisión escalonada, se fija la etapa de engranaje mecánico del mecanismo de transmisión escalonada en cualquiera de la pluralidad de etapas de transmisión mecánica, y por lo tanto el vehículo puede desplazarse en un modo de emergencia. Cuando se aplica una técnica como tal a la técnica que permite que la transmisión en su conjunto lleve a cabo la operación de cambio de marcha del mismo modo que la transmisión escalonada descrita anteriormente, se restringe la velocidad de rotación del miembro de transmisión intermedio de acuerdo con una velocidad del vehículo debido a la fijación de la etapa del engranaje mecánico, y se restringe aún más la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento debido a un funcionamiento escalonado del mecanismo de transmisión de variación continua. Como consecuencia, se vuelve difícil posiblemente el aseguramiento del rendimiento de potencia, y posiblemente se degrada el ahorro de combustible.
- 30

- 35 La invención proporciona un controlador para un vehículo y un método de control para un vehículo que mejora el rendimiento de potencia y evita la degradación del ahorro de combustible durante el fallo de un mecanismo de transmisión mecánica escalonada cuando una transmisión en su conjunto, que incluye un mecanismo de transmisión de variación continua y el mecanismo de transmisión mecánica escalonada, lleva a cabo una operación de cambio de marcha del mismo modo que una transmisión escalonada.

- 40 Un primer aspecto de la invención proporciona un controlador para un vehículo. El vehículo incluye un mecanismo de transmisión de variación continua, un mecanismo de transmisión mecánica escalonada, y una rueda motriz. El mecanismo de transmisión de variación continua está configurado para cambiar la velocidad de rotación de una fuente de accionamiento de manera continua, y transmitir la velocidad de rotación a un miembro de transmisión intermedio. El mecanismo de transmisión mecánica escalonada está dispuesto entre el miembro de transmisión intermedio y la rueda motriz. El mecanismo de transmisión mecánica escalonada está configurado para establecer mecánicamente una pluralidad de etapas de engranaje mecánico, cada una de las cuales tiene una primera relación de transmisión diferente de la velocidad de rotación del miembro de transmisión intermedio con respecto a la velocidad de rotación de salida. El controlador incluye una unidad de control electrónico. La unidad de control electrónico está configurada para ejecutar el control del cambio de marcha del mecanismo de transmisión mecánica escalonada con el fin de establecer cualquier etapa de engranaje simulado de una pluralidad de etapas de engranaje simulado y para cambiar una relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua de forma escalonada. La pluralidad de etapas de engranaje simulado son etapas de engranaje, cada una de las cuales tiene una segunda relación de transmisión diferente de la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento con respecto a la velocidad de rotación de salida del mecanismo de transmisión mecánica escalonada. La pluralidad de etapas de engranaje simulado está asignada de tal manera que se establecen una o más de las etapas de engranaje simulado para cada una de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico. El número de esas una o más etapas de engranaje simulado es igual o mayor que el número de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico. Cuando la unidad de control electrónico determina que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada ha fallado, la unidad de control electrónico está configurada para fijar el mecanismo de transmisión mecánica escalonada en una etapa de engranaje mecánico en
- 55

modo de emergencia, prohibir un cambio de marcha escalonada del mecanismo de transmisión de variación continua, y cambiar la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua de una manera continua en base a un estado del vehículo. La etapa de engranaje mecánico del modo de emergencia es cualquier etapa de engranaje mecánico de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico.

5 Con la configuración anterior, la pluralidad de etapas de engranaje simulado, cada una de las cuales tiene la relación de transmisión diferente (la segunda relación de transmisión diferente) de una transmisión en su conjunto, se establecen mediante la unidad de control electrónico. En consecuencia, cuando se cambia la etapa de engranaje simulado por un cambio de marcha manual o un cambio de marcha automático, la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento se cambia para lograr un aumento o una disminución. De este modo, se obtiene una mejor sensación de conducción. Mientras tanto, en el control del momento del fallo (control anti-fallos) de un caso en el que se determina que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada ha fallado, el vehículo puede desplazarse en modo de emergencia mediante el establecimiento de la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia especificada, se prohíbe el cambio de marcha escalonado del mecanismo de transmisión de variación continua, y se cambia de manera continua la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua sobre la base del estado del vehículo. En consecuencia, mientras que se restringe la velocidad de rotación del miembro intermedio de transmisión de acuerdo con una velocidad del vehículo, se relaja una restricción sobre la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento por medio de la velocidad del vehículo. De este modo, cuando la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua se cambia de manera continua, con el fin de que pueda utilizar la máxima potencia de la fuente de accionamiento, por ejemplo, se puede asegurar el rendimiento de potencia durante el desplazamiento en el modo de emergencia. Además, cuando se cambia de modo continuo la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua, con el fin de que se accione la fuente de accionamiento en una línea de ahorro de combustible óptima, puede mejorarse el ahorro de combustible.

En el controlador, la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia puede ser la etapa de engranaje mecánico de menor velocidad, la primera relación de transmisión de la cual es la más alta de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico.

Con la configuración anterior, la etapa de engranaje mecánico de menor velocidad del mecanismo de transmisión mecánica escalonada se configura como la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia. De este modo, puede producirse un par alto en la primera relación de transmisión, la cual es alta. Por lo tanto, se puede asegurar el máximo rendimiento de potencia para el desplazamiento en el modo de emergencia.

En el controlador, el mecanismo de transmisión mecánica escalonada puede establecer la pluralidad de etapas de engranaje mecánico de acuerdo con el estado acoplado y el estado desacoplado de una pluralidad de dispositivos de acoplamiento hidráulicos. El mecanismo de transmisión mecánica escalonada puede estar provisto de un circuito de control hidráulico que incluye válvulas de solenoide. Las válvulas de solenoide pueden estar configuradas para conmutar eléctricamente el estado acoplado y el estado desacoplado de los dispositivos de acoplamiento hidráulicos, respectivamente. El circuito de control hidráulico puede incluir un primer circuito que establece mecánicamente la etapa de engranaje mecánico predeterminada en modo de emergencia de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico cuando se desconectan todas las fuentes de alimentación involucradas en el control hidráulico. La unidad de control electrónico puede estar configurada para establecer la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia mediante la desconexión de todas las fuentes de alimentación cuando la unidad de control electrónico determina que ha fallado el mecanismo de transmisión mecánica escalonada.

Con la configuración anterior, se proporciona el mecanismo de transmisión mecánica escalonada. En el mecanismo de transmisión mecánica escalonada, se establece la pluralidad de etapas de engranaje mecánico cuando los estados acoplado/desacoplado de los dispositivos de acoplamiento hidráulico son conmutados respectivamente por las válvulas solenoides. El primer circuito (un circuito de establecimiento de la etapa de engranaje de momento de apagado total) que establece mecánicamente la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia cuando todas las fuentes de alimentación se apagan. En un caso como tal, cuando se determina el fallo del mecanismo de transmisión mecánica escalonada, se apagan todas las fuentes de alimentación, y se establece la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia. De este modo, sin identificar una parte fallida tal como la válvula solenoide, se apagan todas las fuentes de alimentación y se establece la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia. Por lo tanto, el vehículo puede desplazarse en el modo de emergencia.

El vehículo puede incluir además un dispositivo de visualización de fallos. En el controlador, la unidad de control electrónico puede configurarse para hacer que el dispositivo de visualización de fallos muestre una advertencia de que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada ha fallado cuando la unidad de control electrónico determina que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada ha fallado.

Con la configuración anterior, cuando se determina el fallo del mecanismo de transmisión mecánica escalonada, se muestra una advertencia como tal de que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada ha fallado en el dispositivo de visualización de fallos. Por consiguiente, incluso en el caso en que el control de cambio de marcha que corresponde a un valor de operación del acelerador, por ejemplo, no se ejecuta o no se puede obtener un desempeño de la fuerza motriz deseada durante el desplazamiento en el modo de emergencia en el control anti-fallos por medio de una sección de control del momento de fallo, un conductor puede reconocer el fallo por medio de la advertencia, e

inmediatamente hacer que el vehículo se desplace en el modo de emergencia dependiendo del estado del vehículo, entre otros, cuando sea necesario.

En el controlador, el miembro de transmisión intermedio puede ser un miembro rotativo de salida del mecanismo de transmisión de variación continua.

5 Un segundo aspecto de la invención es un método de control para un vehículo. El vehículo incluye un mecanismo de transmisión de variación continua, un mecanismo de transmisión mecánica escalonada, una rueda motriz y una unidad de control electrónico. El mecanismo de transmisión de variación continua está configurado para cambiar una velocidad de rotación de una fuente de accionamiento de una forma continua y transmitir la velocidad de rotación a un miembro intermedio de transmisión. El mecanismo de transmisión mecánica escalonada está dispuesto entre el miembro intermedio de transmisión y la rueda motriz. El mecanismo de transmisión mecánica escalonada está configurado para establecer mecánicamente una pluralidad de etapas de engranaje mecánico, cada una de las cuales tiene una primera relación de transmisión diferente de la velocidad de rotación del miembro de transmisión intermedio con respecto a la velocidad de rotación de salida. El método de control incluye: la ejecución del control de cambio de marcha del mecanismo de transmisión mecánica escalonada con el fin de establecer cualquier etapa de engranaje simulado de una pluralidad de etapas de engranaje simulado y el cambio de una relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua de forma escalonada mediante la unidad de control electrónico; y, cuando la unidad de control electrónico determina que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada ha fallado, la fijación del mecanismo de transmisión mecánica escalonada en una etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia, la prohibición de un cambio de marcha escalonado del mecanismo de transmisión de variación continua, y el cambio de la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua de una forma continua con base en el estado del vehículo, mediante la unidad de control electrónico. La pluralidad de etapas de engranaje simulado son etapas de engranaje, cada una de las cuales tiene una segunda relación de transmisión diferente de la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento con respecto a la velocidad de giro de salida del mecanismo de transmisión mecánica escalonada. La pluralidad de etapas de engranaje simulado se asignan de tal manera que se establecen una o más de las etapas de engranaje simulado para cada una de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico. El número de esas una o más etapas de engranaje simulado es igual o mayor que el número de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico. La etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia es cualquier etapa de engranaje mecánico de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico.

#### Breve descripción de los dibujos

30 A continuación se describirán características, ventajas y el significado técnico e industrial de las realizaciones ejemplares de la invención con referencia a los dibujos adjuntos, en los cuales números similares indican elementos similares, y en los que:

la Figura 1 es una vista que ilustra una configuración esquemática de un sistema de conducción de un vehículo proporcionado en un vehículo, al que se aplica la invención, y también es una vista que ilustra funciones de control para varios tipos de control y una sección principal de un sistema de control del vehículo;

la Figura 2 es una tabla de la actuación del acoplamiento que ilustra una pluralidad de etapas de engranaje AT de un mecanismo de transmisión mecánica escalonada de la Figura 1 y un dispositivo de acoplamiento que establece las etapas de engranaje AT;

la Figura 3 es un diagrama colineal que representa relaciones relativas entre las velocidades de rotación de los elementos rotativos en un mecanismo de transmisión de variación continua eléctrico y el mecanismo de transmisión mecánica escalonada;

la Figura 4 es un diagrama de circuito que ilustra un circuito de control hidráulico relacionado con los embragues C1, C2 y los frenos B1, B2 del mecanismo de transmisión mecánica escalonada;

la Figura 5 es un gráfico que ilustra un ejemplo de una pluralidad de etapas de engranaje simulado, cada una de las cuales se establece cuando una relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua eléctrico de la Figura 1 se cambia de modo escalonado;

la Figura 6 es un ejemplo de una tabla de asignación de etapa de engranaje en la que la pluralidad de etapas de engranaje simulado se asignan a cada una de la pluralidad de etapas de engranaje AT;

la Figura 7 es un diagrama colineal en el que se ejemplifican una cuarta etapa de engranaje simulado para una sexta etapa de engranaje simulado, cada una de las cuales se establece en una segunda etapa de engranaje AT;

la Figura 8 es un ejemplo de un mapa de cambio de etapa de engranaje simulado que se usa para el control de cambio de marcha de la pluralidad de etapas de engranaje simulado; y

la Figura 9 es un diagrama de flujo que ilustra específicamente la actuación mediante una unidad de control electrónico.

### Descripción detallada de las realizaciones

La invención se aplica a un vehículo accionado por motor que incluye un motor tal como un motor de combustión interna como fuente de accionamiento, un vehículo eléctrico que incluye una máquina rotativa como fuente de accionamiento, entre otros. La invención también se puede aplicar a un vehículo híbrido que incluye el motor y la máquina rotativa como fuentes de accionamiento. Como mecanismo de transmisión de variación continua, preferiblemente se utiliza un mecanismo de transmisión de variación continua eléctrico capaz de cambiar la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento de una forma continua mediante el control del par de una máquina rotativa diferencial, por ejemplo, y de transmitir la velocidad de rotación a un miembro de transmisión intermedio. Sin embargo, también pueden adoptarse para ello un mecanismo de transmisión mecánica de variación continua de tipo correa, de tipo toroidal, entre otros. El mecanismo de transmisión de variación continua eléctrico se configura por medio de un mecanismo diferencial tal como un dispositivo de engranaje planetario. Sin embargo, también se puede usar un motor de rotor pareado que tiene un rotor interno y un rotor externo en el mecanismo de transmisión de variación continua eléctrico. En este caso, la fuente de accionamiento está acoplada a uno cualquiera de esos rotores, y el miembro de transmisión intermedio está acoplado al otro de ellos. Al igual que un motor generador, el motor de rotor pareado puede generar de forma selectiva un par motor y un par regenerativo, y funciona como la máquina rotativa diferencial. La fuente de accionamiento y el miembro de transmisión intermedio están acoplados al mecanismo diferencial anterior, entre otros, a través de un embrague, un engranaje de transmisión, entre otros, cuando es necesario. Cuando es necesario, una máquina rotativa de accionamiento del desplazamiento se acopla al miembro de transmisión intermedio ya sea directamente o a través del engranaje de transmisión, entre otras. La máquina rotativa es una máquina eléctrica rotativa y es específicamente el motor generador que puede usar alternativamente una función de un motor eléctrico, una función de un generador o las funciones de ambos. El generador puede ser adoptado como la máquina rotativa diferencial, y el motor eléctrico puede ser adoptado como la máquina rotativa de desplazamiento.

Como mecanismo diferencial del mecanismo de transmisión de variación continua eléctrico, preferiblemente se utiliza el dispositivo de engranaje planetario único de un tipo de piñón único o un tipo de piñón doble. Este dispositivo de engranaje planetario incluye tres elementos de rotación que son un piñón central, un engranaje planetario y una corona dentada. En un diagrama colineal en el que las velocidades de rotación de los mismos se pueden conectar por una línea recta, por ejemplo, la fuente de accionamiento está acoplada al elemento de rotación que está posicionado en el medio y tiene una velocidad de rotación intermedia (el engranaje planetario del dispositivo de engranaje planetario de tipo piñón único o la corona dentada del dispositivo de engranaje planetario de tipo de piñón doble), y la máquina rotativa diferencial y el miembro de transmisión intermedio están respectivamente acoplados a los elementos rotativos en ambos extremos. Sin embargo, el miembro de transmisión intermedio puede estar acoplado al elemento de rotación intermedio. Se puede permitir siempre la rotación diferencial de estos tres elementos de rotación. De forma alternativa, la rotación diferencial de los mismos puede restringirse mediante el acoplamiento integral de estos tres elementos de rotación utilizando dos embragues arbitrarios, con el fin de lograr la rotación integral de los mismos de acuerdo con un estado de conducción o mediante la detención de la rotación del elemento rotativo, al que se acopla la máquina rotativa diferencial, utilizando un freno.

Como mecanismo de transmisión mecánica escalonada, se han utilizado ampliamente las transmisiones de tipo de engranaje planetario y de tipo de eje paralelo. El mecanismo de transmisión mecánica escalonada está configurado para establecer una pluralidad de etapas de engranaje (etapas de engranaje mecánico) acoplando/desacoplando una pluralidad de dispositivos de acoplamiento hidráulico, por ejemplo.

Se establece una pluralidad de etapas de engranaje simulado mediante el control de la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento de acuerdo con una velocidad de rotación de salida de forma tal que se puede mantener una relación de transmisión (una segunda relación de transmisión) de cada una de las etapas de engranaje simulado. Sin embargo, cada una de las relaciones de transmisión no siempre requieren tener un valor constante al igual que la etapa de engranaje mecánico del mecanismo de transmisión mecánica escalonada, pero se puede cambiar dentro de un rango específico, o se puede restringir mediante el establecimiento un límite superior, un límite inferior, o un valor similar, de la velocidad de rotación de cada componente. Como condición de cambio de etapa de engranaje simulado, es apropiado un mapa de cambio de marcha con una línea de cambio ascendente, una línea de cambio descendente, y entre otros. El mapa de cambio de marcha se define de antemano con los estados de conducción del vehículo, tales como la velocidad de rotación de salida y un valor de operación del acelerador como parámetros. Sin embargo, se puede definir otra condición de cambio de marchas automático, y la etapa del engranaje puede ser cambiada de acuerdo con una instrucción de cambio de marcha por un conductor utilizando una palanca de cambios, un conmutador tipo arriba/abajo, entre otros.

El número de etapas de engranaje simulado solo necesita ser mayor que el número de etapas de engranaje mecánico. El número de etapas de engranaje simulado puede ser el mismo que el número de etapas de engranaje mecánico; sin embargo, el número de etapas de engranaje simulado es deseablemente mayor que el número de etapas de engranaje mecánico, y el número de etapas de engranaje simulado es apropiadamente dos veces mayor o más que el número de etapas del engranaje mecánico. La etapa de engranaje mecánico se cambia con el fin de mantener la velocidad de rotación del miembro de transmisión intermedio o la velocidad de rotación de la máquina rotativa de accionamiento del desplazamiento, que se acopla al miembro de transmisión intermedio, dentro de un rango de velocidad de rotación especificado. La etapa de engranaje simulado se cambia con el fin de mantener la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento dentro de un determinado rango de velocidad de rotación. El número de estas etapas de engranaje

mecánico y engranajes simulados se determinan apropiadamente. Sin embargo, el número de etapas de engranaje mecánico, de manera apropiada, se encuentra dentro de un rango de dos a seis etapas de engranaje, por ejemplo. El número de etapas de engranaje simulado caen adecuadamente dentro de un rango de cinco a doce etapas de engranaje, por ejemplo. El número de estas etapas de engranaje mecánico y etapas de engranaje simulado se puede establecer mayor que el número descrito anteriormente. Una condición de cambio de marcha de cada una de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico se define de tal manera que la etapa de engranaje mecánico es cambiada con la misma sincronización que el cambio de cualquiera de las etapas de engranaje simulado. En un caso como tal, se cambia la etapa de engranaje mecánico del mecanismo de transmisión mecánica escalonada junto con un cambio en la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento. De esta manera, es menos probable que el conductor experimente una sensación de incomodidad incluso cuando se produce un golpe durante un cambio de marcha del mecanismo de transmisión mecánica escalonada. Sin embargo, cuando se implementa la invención, la pluralidad de etapas de engranaje mecánico no siempre tiene que cambiarse al mismo tiempo que el cambio de las etapas de engranaje simulado. El control de cambio de marcha del mecanismo de transmisión de variación continua puede ejecutarse de manera tal que la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento no se cambie durante el cambio de la etapa de engranaje mecánico.

Un ejemplo de fallo del mecanismo de transmisión mecánica escalonada es el fallo de una válvula solenoide que controla el acoplamiento y el desacoplamiento de los dispositivos de acoplamiento hidráulico para establecer la pluralidad de etapas de engranaje mecánico, por ejemplo. Como fenómenos del fallo, la velocidad de rotación de entrada aumenta debido al fallo de acoplamiento del dispositivo de acoplamiento hidráulico, y la relación de transmisión real se desvía de una relación de transmisión teórica de la etapa de engranaje mecánico actual. El fallo de acoplamiento del dispositivo de acoplamiento hidráulico puede incluir un estado de resbalamiento además de un estado desacoplado. Además, en un caso de fallo de un sensor que detecta la velocidad de rotación de salida, solo se detecta un aumento en la velocidad de rotación de entrada mientras que la velocidad de rotación de salida permanece en cero. En consecuencia, una determinación de fallo se hace posiblemente de una manera similar al fallo de acoplamiento del dispositivo de acoplamiento hidráulico anterior. La determinación de fallo de la válvula de solenoide, entre otras, también se puede realizar utilizando un sensor hidráulico como un interruptor de presión de aceite. Además, en el caso en que el sensor de presión hidráulica, un sensor de velocidad de rotación, u otros similares fallan, el control de cambio de marcha no puede ser ejecutado adecuadamente. De este modo, la determinación de fallo del mecanismo de transmisión mecánica escalonada se hace deseablemente mediante la inclusión del fallo de cualquiera de esos sensores. Esta determinación de fallo se hace no solo cuando el fallo de la válvula de solenoide anterior u otra similar se confirma, sino también cuando existe la posibilidad de fallo de la válvula solenoide o similar. Por ejemplo, en el caso en que el aceite hidráulico es suministrado desde una bomba eléctrica de aceite durante el desplazamiento a motor en el que el vehículo se traslada mediante el uso de la máquina rotativa como fuente accionamiento, el fallo de acoplamiento del dispositivo de acoplamiento hidráulico causa el aumento de la velocidad de rotación de entrada debido a un fallo de la bomba eléctrica de aceite, tal como la desconexión. Sin embargo, una causa del fallo no se identifica mediante la simple detección del aumento de la velocidad de rotación de entrada. De este modo, también en este caso, se puede hacer la determinación de fallo que indica el posible fallo de la válvula de solenoide, y se puede ejecutar el control del momento de fallo (control anti-fallos) tal como la fijación de la etapa de engranaje mecánico a una etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia.

A continuación se realizará una descripción detallada sobre una realización de la invención con referencia a los dibujos. La Figura 1 es una vista que ilustra una configuración esquemática de un sistema de accionamiento de un vehículo 12 proporcionado en un vehículo 10, al cual se aplica la invención, y también es una vista que ilustra una sección principal de un sistema de control para varios tipos de control en el vehículo 10. En la Figura 1, el sistema de accionamiento del vehículo 12 incluye un motor 14, un mecanismo eléctrico de transmisión de variación continua 18 (en lo sucesivo denominado mecanismo de transmisión de variación continua 18), y un mecanismo de transmisión mecánica escalonada 20 (en lo sucesivo, denominado mecanismo de transmisión escalonada 20) en serie. El mecanismo de transmisión de variación continua 18 está acoplado al motor 14 ya sea directa o indirectamente a través de un amortiguador no ilustrado, entre otros, y el mecanismo de transmisión escalonada 20 está acoplado a un lado de salida del mecanismo de transmisión de variación continua 18. El mecanismo de transmisión de variación continua 18 y el mecanismo de transmisión escalonada 20 están dispuestos sobre un eje común en una caja de transmisión 16 (en lo sucesivo, denominada caja 16) que es un miembro no rotativo unido a la carrocería de un vehículo. El sistema de accionamiento del vehículo 12 también incluye: un dispositivo de engranaje diferencial 24 que está acoplado a un eje de salida 22 como miembro rotativo de salida del mecanismo de transmisión escalonada 20; ejes pareados 26 que están acoplados al dispositivo de engranaje diferencial 24; entre otros. En el sistema de accionamiento del vehículo 12, la potencia (el par y la fuerza tienen el mismo significado a menos que se distinga lo contrario) que se obtiene del motor 14 y una segunda máquina rotativa MG2, que se describirá a continuación, se transmite al mecanismo de transmisión escalonada 20, y luego se transmite desde el mecanismo de transmisión escalonada 20 a las ruedas motrices 28 proporcionadas en el vehículo 10 a través del dispositivo de engranaje diferencial 24, entre otros elementos. El sistema de accionamiento del vehículo 12 es preferiblemente utilizado para un vehículo con una configuración de motor delantero, tracción trasera (FR) en el que el sistema de accionamiento del vehículo 12 está dispuesto longitudinalmente en el vehículo 10, por ejemplo. Nótese que el mecanismo de transmisión de variación continua 18, el mecanismo de transmisión escalonada 20, entre otros elementos, están configurados para ser sustancialmente simétricos alrededor de un eje de rotación del motor 14, entre otros (el eje común anterior), y no se muestran en la Figura 1 las porciones de la mitad inferior de los mismos desde el eje de rotación.

El motor 14 es una fuente de potencia para el desplazamiento del vehículo 10 y es el motor de combustión interna, tal como un motor de gasolina o un motor diesel. El par motor  $T_e$  de este motor 14 se controla cuando una unidad de control electrónico 80, que se describirá a continuación, controla los estados de funcionamiento del motor 14, tales como el grado de apertura de una válvula de mariposa o una cantidad de aire de admisión, una cantidad de suministro de combustible y el tiempo de ignición. En esta realización, el motor 14 está acoplado al mecanismo de transmisión de variación continua 18 sin interponerse un dispositivo de transmisión de tipo hidráulico, como un convertidor de par o un acoplador hidráulico entre ellos.

El mecanismo de transmisión de variación continua 18 incluye: una primera máquina rotativa MG1, un mecanismo diferencial 32, y la segunda máquina rotativa MG2. Como mecanismo de división de potencia, el mecanismo diferencial 32 divide mecánicamente la potencia del motor 14 hacia la primera máquina rotativa MG1 y un miembro transmisión intermedio 30, que es un miembro rotativo de salida del mecanismo de transmisión de variación continua 18. La segunda máquina rotativa MG2 está acoplada al miembro de transmisión intermedio 30 de una manera tal que permite la transmisión de potencia. El mecanismo de transmisión de variación continua 18 es una sección diferencial eléctrica en la que se controla un estado diferencial del mecanismo diferencial 32 controlando un estado de operación de la primera máquina rotativa MG1, y es una transmisión de variación continua eléctrica. La primera máquina rotativa MG1 corresponde a la máquina diferencial rotativa. La segunda máquina rotativa MG2 es un motor que funciona como fuente potencia de desplazamiento, y corresponde a la máquina rotativa de accionamiento del desplazamiento. El vehículo 10 es un vehículo híbrido que incluye el motor 14 y la segunda máquina rotativa MG2 como fuentes de energía de desplazamiento, es decir, las fuentes de accionamiento.

Cada una de las máquinas rotativas primera MG1 y segunda MG2 es la máquina rotativa eléctrica que tiene la función de motor y la función de generador, y es el denominado motor generador. Cada una de las máquinas rotativas primera MG1 y segunda MG2 está conectada a una batería 52 provista en el vehículo 10 a través de un inversor 50 provisto en el vehículo 10. Cuando el inversor 50 es controlado por la unidad de control electrónico 80, que se describe a continuación, se controlan el par motor  $T_g$  de MG1 y el par  $T_m$  de MG2 como par de salida (par motorizado o par regenerativo) de la primera máquina rotativa MG1 y la segunda máquina rotativa MG2. La batería 52 es un dispositivo de almacenamiento eléctrico que suministra/recibe energía eléctrica a/desde cada una de las máquinas rotativas primera MG1 y segunda MG2.

El mecanismo diferencial 32 está configurado como dispositivo de engranaje planetario de tipo de piñón único e incluye tres elementos rotativos: un piñón central S0, un engranaje planetario CA0, y una corona dentada R0 de una manera tal que permita la rotación diferencial de los mismos. El motor 14 está acoplado al engranaje planetario CA0 a través de un eje de acoplamiento 34 de manera que permite la transmisión de potencia. La primera máquina rotativa MG1 está acoplada al piñón central S0 de manera que permite la transmisión de potencia. La segunda máquina rotativa MG2 está acoplada a la corona dentada R0 de una manera que permite la transmisión de potencia. En el mecanismo diferencial 32, el engranaje planetario CA0 funciona como un elemento de entrada, el piñón central S0 funciona como un elemento de reacción, y la corona dentada R0 funciona como un elemento de salida.

El mecanismo de transmisión escalonada 20 es una transmisión escalonada que constituye una parte de una trayectoria de transmisión de potencia entre el miembro de transmisión intermedio 30 y las ruedas motrices 28. El miembro de transmisión intermedio 30 también funciona como un miembro de rotación de entrada (un miembro de rotación de entrada AT) del mecanismo de transmisión escalonado 20. La segunda máquina rotativa MG2 está acoplada al miembro de transmisión intermedio 30 de manera que gira integralmente con el mismo. Por consiguiente, el mecanismo de transmisión escalonada 20 es la transmisión escalonada que constituye una parte de una trayectoria de transmisión de potencia entre la segunda máquina rotativa MG2 y las ruedas motrices 28. El mecanismo de transmisión escalonada 20 es una transmisión automática de un tipo de engranaje planetario que incluye: una pluralidad de unidades de dispositivos de engranajes planetarios que son un primer dispositivo de engranajes planetarios 36 y un segundo dispositivo de engranajes planetarios 38; y la pluralidad de dispositivos de acoplamiento que son un embrague C1, un embrague C2, un freno B1, y un freno B2 (en lo sucesivo, simplemente se denominarán dispositivos de acoplamiento CB a menos que se distingan de otra manera), por ejemplo.

El dispositivo de acoplamiento CB es un dispositivo de acoplamiento de fricción hidráulico que se configura al incluir: un embrague o freno de placas múltiples o de placa única que es presionado por un actuador hidráulico; un freno de banda que es presionado por el actuador hidráulico, entre otros. La capacidad de par (par de acoplamiento)  $T_{cb}$  de los dispositivos de acoplamiento CB se cambia mediante las presiones hidráulicas de acoplamiento reguladas  $P_{cb}$  que son, cada una, la salida de válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4 (véase la Figura 4) en un circuito de control hidráulico 54 provisto en el vehículo 10. De esta manera, se cambian cada uno de los estados de actuación (estados de acoplamiento, desacoplamiento, entre otros) de los dispositivos de acoplamiento CB.

En el mecanismo de transmisión escalonada 20, cada elemento rotativo (piñones centrales S1, S2, portadores CA1, CA2, coronas dentadas R1, R2) del primer dispositivo de engranaje planetario 36 y del segundo dispositivo de engranaje planetario 38 están acoplado entre sí o están acoplados uno a otro, o está acoplado al miembro de transmisión intermedio 30, la caja 16 o el eje de salida 22 ya sea directa o indirectamente (o selectivamente) a través del dispositivo de acoplamiento CB o de un embrague unidireccional F1.

- En el mecanismo de transmisión escalonada 20, debido al acoplamiento de dispositivos de acoplamiento especificados de los dispositivos de acoplamiento CB, se establece cualquiera de una pluralidad de etapas de engranaje, cada una de las cuales tiene una relación de transmisión diferente  $\gamma_{at}$  (= a una velocidad de rotación de entrada  $\omega_i$  / una velocidad de rotación de salida  $\omega_o$  de AT). En esta realización, la etapa de engranaje establecida en el mecanismo de transmisión escalonada 20 se denominará etapa de engranaje AT. La etapa de engranaje AT es la etapa de engranaje mecánico, y la relación de transmisión  $\gamma_{at}$  es una primera relación de transmisión. La velocidad de rotación de entrada  $\omega_i$  de AT es una velocidad de rotación (una velocidad angular) del miembro rotativo de entrada del mecanismo de transmisión escalonada 20 y tiene el mismo valor que una velocidad de rotación del miembro de transmisión intermedio 30 o tiene igual valor que una velocidad de rotación  $\omega_m$  de MG2 que es una velocidad de rotación de la segunda máquina rotativa MG2. La velocidad de rotación de entrada  $\omega_i$  de AT puede representarse por la velocidad de rotación  $\omega_m$  del MG2. La velocidad de rotación de salida  $\omega_o$  es una velocidad de rotación del eje de salida 22, que es una velocidad de rotación de salida del mecanismo de transmisión escalonada 20, y también es una velocidad de rotación de salida de una transmisión 40 en su conjunto que incluye el mecanismo de transmisión de variación continua 18 y el mecanismo transmisión escalonada 20.
- Como se muestra en una tabla de actuación de acoplamiento de la Figura 2, por ejemplo, en el mecanismo de transmisión escalonada 20, las cuatro etapas de engranaje AT delanteras de una primera "1ª" etapa de engranaje AT, a una cuarta "4ª" etapa de engranaje de AT se establecen como la pluralidad de etapas de engranaje AT. La relación de transmisión  $\gamma_{at}$  es la más alta en la primera etapa de engranaje AT, y la relación de transmisión  $\gamma_{at}$  disminuye a medida que aumenta la velocidad del vehículo (hacia la cuarta etapa de engranaje AT en un nivel alto). En la tabla de actuación de acoplamiento de la Figura 2, se resumen relaciones entre cada una de las etapas de engranaje AT y los estados de actuación de los dispositivos de acoplamiento CB (los dispositivos de acoplamiento que están acoplados en cada una de las etapas de engranaje AT). Un "círculo" representa el acoplamiento, y un "triángulo" representa el acoplamiento durante el frenado del motor o una reducción en punto muerto del mecanismo de transmisión escalonada 20, y un espacio en blanco representa el desacoplamiento. El embrague unidireccional F1 se proporciona en paralelo con el freno B2 que establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT. De este modo, el freno B2 no tiene que estar acoplado en una puesta en marcha (durante la aceleración) del vehículo 10. Nótese que, cuando todos los dispositivos de acoplamiento CB están desacoplados, el mecanismo de transmisión escalonada 20 es llevado a un estado neutral en el que no se establece ninguna de las etapas de engranaje AT (es decir, un estado neutro donde se bloquea la transmisión de energía).
- La etapa de engranaje AT establecida del mecanismo de transmisión escalonada 20 se conmuta (es decir, se establece selectivamente cualquiera de la pluralidad de etapas de engranaje AT) cuando la unidad de control electrónico 80, que se describirá a continuación, controla el desacoplamiento de los dispositivos de acoplamiento sobre un lado desacoplado de los dispositivos de acoplamiento CB y el acoplamiento de los dispositivos de acoplamiento sobre un lado acoplado de los dispositivos de acoplamiento CB de acuerdo con una operación del acelerador por parte del conductor, una velocidad del vehículo V, etcétera. Es decir, en el control de cambio de marcha del mecanismo de transmisión escalonada 20, se lleva a cabo el denominado cambio de marcha embrague a embrague. En el cambio de marcha embrague a embrague, se cambia la etapa de engranaje mediante el cambio del acoplamiento de los dispositivos de acoplamiento CB (es decir, el cambio entre el acoplamiento y el desacoplamiento de los dispositivos de acoplamiento CB), por ejemplo. Por ejemplo, durante una reducción desde la segunda "2ª" etapa de engranaje AT a la primera "1ª" etapa de engranaje AT (una reducción  $2 \rightarrow 1$ ), como se muestra en la tabla de actuación del acoplamiento de la Figura 2, se desacopla el freno B1 a medida que se desacopla el dispositivo de acoplamiento en el lado desacoplado, y se acopla el freno B2. De los dispositivos de acoplamiento (el embrague C1 y el freno B2) que se acoplan en la primera "1ª" etapa de engranaje AT, el freno B2 es el dispositivo de acoplamiento en el lado acoplado que se desconecta antes de la reducción de  $2 \rightarrow 1$ . En este momento, una presión hidráulica de transición para el desacoplamiento del freno B1 y una presión hidráulica de transición para el acoplamiento del freno B2 están sometidos al control de regulación de acuerdo con patrones de cambio predeterminados, u otros.
- La Figura 4 es un diagrama de circuito de una sección principal del circuito de control hidráulico 54 que incluye las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4 que ejecutan el control del acoplamiento/desacoplamiento de los dispositivos de acoplamiento CB anteriores. Como fuentes de presión hidráulica de los dispositivos de acoplamiento CB, el circuito de control hidráulico 54 incluye: una bomba mecánica de aceite 100 que es accionada en rotación por el motor 14; y una bomba eléctrica de aceite (EOP) 104 que es accionada en rotación por un motor de bomba 102 cuando no funciona el motor. La salida de aceite hidráulico de estas bombas de aceite 100, 104 se suministra a un pasaje de aceite a presión de línea 110 a través de unas válvulas de retención 106, 108, respectivamente, y se regula a una presión de línea PL especificada por medio de una válvula de control de presión de línea 112 tal como una válvula reguladora primaria. Una válvula de solenoide lineal SLT está conectada a la válvula de control de presión de línea 112. La válvula de solenoide lineal SLT es controlada eléctricamente por la unidad de control electrónica 80 y, por lo tanto, genera una presión de señal Pslt utilizando una presión de aceite moduladora Pmo, que es una presión sustancialmente constante, como fuente de presión. Entonces, cuando se suministra la presión de señal Pslt a la válvula de control de presión de línea 112, una bobina 114 de la válvula de control de presión de línea 112 es impulsada por la presión de señal Pslt. La bobina 114 se mueve en dirección axial mientras cambia el área de apertura de un canal de descarga 116. De esta manera, se regula la presión de línea PL de acuerdo con la señal de presión Pslt. Esta presión de línea PL está regulada de acuerdo con un valor de operación de acelerador  $\theta_{acc}$  como un valor de solicitud de salida o similar, por ejemplo. La válvula solenoide lineal SLT anterior es una válvula reguladora de presión electromagnética para la



regulación de presión de línea, y la válvula de control de presión de línea 112 es una válvula control hidráulico que regula la presión de línea PL de acuerdo con la presión de señal Ps1t suministrada desde la válvula de solenoide lineal SLT. Se configura un regulador de presión de línea 118 mediante la inclusión de estas válvulas de control de presión de línea 112 y válvula solenoide lineal SLT. La válvula de solenoide lineal SLT es de un tipo normalmente abierto (N/O). Cuando la válvula solenoide lineal SLT no está energizada debido al desacoplamiento, o similar, se genera la presión de aceite moduladora Pmo como presión de señal Ps1t de una manera sustancialmente constante y se regula a la presión de línea alta PL mediante la válvula de control de presión de línea 112.

El aceite hidráulico a la presión de línea PL, que está regulado por el regulador de presión de línea 118, se suministra a las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4, entre otros, a través del pasaje de aceite a presión de línea 110. Las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4 están dispuestas de manera tal que corresponden respectivamente a los actuadores hidráulicos (cilindros hidráulicos) 120, 122, 124, 126 de los embragues C1, C2 y de los frenos B1, B2 y las presiones hidráulicas de salida (las presiones hidráulicas de acoplamiento Pcb) de los mismos se controlan de acuerdo con un comando de acoplamiento/desacoplamiento (una corriente de excitación de un solenoide) de una señal de comando de control hidráulico Sat que se suministra desde la unidad de control electrónica 80. De esta manera, los embragues C1, C2 y los frenos B1, B2 están sujetos al control de acoplamiento/desacoplamiento individualmente, y se establece cualquiera de las etapas de engranaje AT de la primera "1ª" etapa de engranaje AT a la cuarta "4ª" etapa de engranaje AT. Cada una de las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4 es de tipo normalmente cerrada (N/C). Cuando las válvulas solenoides lineales SL1 a SL4 no están energizadas debido a la desconexión, entre otros, se bloquea el suministro de la presión hidráulica a los actuadores hidráulicos 120, 122, 124, 126, y los embragues C1, C2 y los frenos B1, B2 ya no se pueden acoplar. Estas válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4 son las válvulas de solenoide que acoplan selectivamente los embragues C1, C2 y los frenos B1, B2 de acuerdo con la señal de comando de control hidráulico Sat suministrada desde la unidad de control electrónico 80.

El circuito de control hidráulico 54 también está provisto de un circuito de establecimiento de la etapa de engranaje del momento de apagado total (un ejemplo del primer circuito) 130 que mecánicamente establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT durante un tiempo de apagado total de la fuente de alimentación, durante el cual todas las fuentes de alimentación relacionadas con el control hidráulico están apagadas. La primera "1ª" etapa de engranaje AT es un ejemplo de etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia y es la etapa de engranaje mecánico de menor velocidad a la cual la relación de transmisión  $\gamma_{at}$  es la más alta de la pluralidad de etapas de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonada 20. El circuito de establecimiento de la etapa de engranaje del momento de apagado total 130 incluye: pasajes de aceite de derivación 132, 134 que están provistos respectivamente en paralelo con las válvulas de solenoide lineales SL1, SL4; y una válvula de conmutación 136 que conecta/bloquea cada uno de esos pasajes de aceite de derivación 132, 134 hacia/desde el pasaje de aceite a presión de línea 110. El pasaje de aceite de derivación 132 es un pasaje de aceite que conecta el actuador hidráulico 120 del embrague C1 y el pasaje de aceite a presión de línea 110 sin interponer la válvula de solenoide lineal SL1 entre ellos, y el pasaje de aceite de derivación 134 es un pasaje de aceite que conecta el accionador hidráulico 126 del freno B2 y el pasaje de aceite a presión de línea 110 sin interponer la válvula de solenoide lineal SL4 entre ellos. La primera "1ª" etapa de engranaje AT se establece cuando la presión de línea PL es suministrada respectivamente a los actuadores hidráulicos 120, 126 desde estos pasos de aceite de derivación 132, 134.

Cuando se suministra una presión piloto Psc desde una válvula de solenoide de ENCENDIDO/APAGADO SC, como se muestra en el dibujo, se conmuta la válvula de conmutación 136 a una posición de bloqueo en la cual la válvula de conmutación 136 bloquea ambos de los pasajes de aceite de derivación 132, 134. Cuando se detiene el suministro de presión piloto Psc, se conmuta la válvula de conmutación 136 a una posición de conexión por medio de una fuerza de empuje de un resorte. En la posición de conexión, la válvula de conmutación 136 conecta ambos pasajes de aceite de derivación 132, 134. La válvula de solenoide SC de ENCENDIDO/APAGADO es del tipo normalmente cerrado (N/C). Cuando se energiza la válvula de solenoide SC de ENCENDIDO/APAGADO, se genera la presión piloto Psc, y la válvula de conmutación 136 es conmutada a la posición de bloqueo. Cuando la válvula de solenoide de ENCENDIDO/APAGADO SC no está energizada, se detiene la salida de presión piloto Psc, y se conmuta la válvula de conmutación 136 a la posición de conexión. Normalmente, la válvula de solenoide de ENCENDIDO/APAGADO SC está siempre en estado energizado y genera la presión piloto Psc. Durante el tiempo normal durante el cual se puede energizar la válvula solenoide de ENCENDIDO/APAGADO SC, ambos pasajes del aceite de derivación 132, 134 se bloquean, y el embrague C1 y el freno B2 están sujetos al control de acoplamiento/desacoplamiento de acuerdo con las presiones hidráulicas de acoplamiento Pc1, Pb2 que se suministran respectivamente desde las válvulas de solenoide lineales SL1, SL4. Mientras tanto, durante el tiempo de apagado total de la fuente de alimentación, ambos pasajes de aceite de derivación 132, 134 están conectados. En consecuencia, tanto el embrague C1 como el freno B2 están acoplados, y se establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT. De esta manera, el vehículo 10 puede desplazarse en modo de emergencia en la primera "1ª" etapa de engranaje AT. La válvula de solenoide lineal SLT del regulador de presión de línea 118 es del tipo normalmente abierto. Así, incluso durante el tiempo de apagado total de la fuente de alimentación, la presión de línea PL especificada está asegurada por la válvula de control a presión de línea 112. Nótese que puede no estar provisto el pasaje de aceite de derivación 134, y se puede establecer la primera "1ª" etapa de engranaje AT durante el tiempo de apagado total de la fuente de alimentación simplemente acoplando el embrague C1 a través del pasaje de aceite de derivación 132. Alternativamente, en consideración a la ocurrencia de fallo durante el desplazamiento del vehículo 10, se puede establecer otra etapa de engranaje AT, como la tercera "3ª" etapa de engranaje AT, como el engranaje mecánico en modo de emergencia.

La Figura 3 es un diagrama colineal que representa relaciones relativas entre las velocidades de rotación de los elementos rotativos en la el mecanismo de transmisión de variación continua 18 y el mecanismo de transmisión escalonada 20. En la Figura 3, tres líneas verticales Y1, Y2, Y3 que corresponden a los tres elementos rotativos del mecanismo diferencial 32 que constituyen el mecanismo de transmisión de variación continua 18 son un eje-g que representa una velocidad de rotación del piñón central S0 correspondiente a un segundo elemento rotativo RE2, un eje-e que representa una velocidad de rotación del engranaje planetario CA0 correspondiente a un primer elemento rotativo RE1, y un eje-m que representa una velocidad de rotación de la corona dentada R0 (es decir, la velocidad de rotación de entrada del mecanismo de transmisión escalonada 20) correspondiente a un tercer elemento rotativo RE3 desde un lado izquierdo, en este orden. Además, cuatro líneas verticales Y4, Y5, Y6, Y7 del mecanismo de transmisión escalonada 20 son ejes que representan respectivamente una velocidad de rotación del piñón central S2 correspondiente a un cuarto elemento rotativo RE4, velocidades de rotación de la corona dentada R1 y de la portadora CA2 (es decir, la velocidad de rotación del eje de salida 22) que están acoplados entre sí, y cada uno de los cuales corresponde a un quinto elemento rotativo RE5, velocidades de rotación de la portadora CA1 y la corona dentada R2 que están acopladas entre sí, y cada una de las cuales corresponde a un sexto elemento rotativo RE6, y correspondiendo una velocidad de rotación del piñón central S1 a un séptimo elemento rotativo RE7 desde el lado izquierdo, en este orden. Se determina un intervalo entre dos de cada una de las líneas verticales Y1, Y2, Y3 de acuerdo con una relación de transmisión (relación entre número de dientes)  $\rho_0$  del mecanismo diferencial 32. Además, se determina un intervalo entre dos de cada una de las líneas verticales Y4, Y5, Y6, Y7 de acuerdo con las relaciones de engranajes  $\rho_1$ ,  $\rho_2$  del primer y segundo dispositivos de engranajes planetarios 36, 38. En un caso del dispositivo de engranaje planetario del tipo de piñón único, cuando el intervalo entre el piñón central y el transportador se establece como "1" en las relaciones entre los ejes verticales en el diagrama colineal, el intervalo entre el portador y la corona dentada corresponde a una relación de transmisión  $\rho$  (= al número de dientes  $Z_s$  del piñón central/el número de dientes  $Z_r$  de la corona dentada).

Cuando se expresa utilizando el diagrama colineal de la Figura 3, en el mecanismo diferencial 32 del mecanismo de transmisión de variación continua 18, el motor 14 (véase "MOT" en el dibujo) está acoplado al primer elemento rotativo RE1, la primera máquina rotativa MG1 (véase "MG1" en el dibujo) está acoplada al segundo elemento rotativo RE2, y la segunda máquina rotativa MG2 (véase MG2 en el dibujo) está acoplada al tercer elemento rotativo RE3 que gira integralmente con el miembro intermedio de transmisión 30. De esta manera, se configura que la rotación del motor 14 se transmite al mecanismo de transmisión escalonada 20 a través del miembro transmisión intermedio 30. En el mecanismo de transmisión de variación continua 18, las relaciones entre las velocidades de rotación del piñón central S0, el engranaje planetario CA0 y la corona dentada R0 están representados por las líneas rectas L0, L0R, cada una de las cuales cruza la línea vertical Y2.

En el mecanismo de transmisión escalonada 20, el cuarto elemento de rotación RE4 está acoplado selectivamente al miembro de transmisión intermedio 30 a través del embrague C1, el quinto elemento de rotación RE5 está acoplado al eje de salida 22, el sexto elemento rotación RE6 está acoplado selectivamente al miembro de transmisión intermedio 30 a través del embrague C2 y se acopla selectivamente a la caja 16 a través del freno B2, y el séptimo elemento rotatorio RE7 está acoplado selectivamente a la caja 16 a través del freno B1. En el mecanismo de transmisión escalonada 20, están representadas relaciones entre las velocidades de rotación de los elementos de rotación RE4 a RE7 en las etapas de engranaje AT "1ª", "2ª", "3ª", "4ª", respectivamente por las líneas rectas L1, L2, L3, L4, LR, cada una de las cuales cruza la línea vertical Y5, mediante el control de acoplamiento/desacoplamiento de los dispositivos de acoplamiento CB.

La línea recta L0 y las líneas rectas L1, L2, L3, L4, que están ilustradas mediante líneas continuas en la Figura 3, representan velocidades de rotación relativas de los elementos de rotación durante el desplazamiento de avance adelante en un modo de desplazamiento híbrido en el que puede hacerse el desplazamiento a motor. En el desplazamiento a motor, el vehículo 10 se desplaza utilizando al menos el motor 14 como fuente de potencia. En este modo de desplazamiento híbrido, cuando el piñón central S0 recibe un par de reacción en rotación positiva, que es un par negativo por la primera máquina rotativa MG1 con respecto al par motor  $T_e$  recibido por el engranaje planetario CA0 en el mecanismo diferencial 32, el par motor transmitido directamente  $T_d = [T_e / (1 + \rho) = - (1 / \rho) \times T_g]$  que es un par positivo en la rotación positiva aparece en la corona dentada R0. Entonces, en respuesta a una fuerza de accionamiento requerida por el valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$ , entre otros, par combinado del par motor  $T_d$  transmitido directamente y el par  $T_m$  de MG2 se transmite como par de accionamiento en una dirección hacia delante del vehículo 10 hacia las ruedas motrices 28 a través del mecanismo de transmisión escalonada 20 en el que se establece cualquiera de las etapas de engranaje AT de la primera "1ª" etapa de engranaje AT a la cuarta "4ª" etapa de engranaje AT. En este momento, la primera máquina rotativa MG1 funciona como el generador que genera el par negativo en la rotación positiva. La energía eléctrica generada  $W_g$  de la primera máquina rotativa MG1 se almacena en la batería 52 o es consumida por la segunda máquina rotativa MG2. La segunda máquina rotativa MG2 genera el par  $T_m$  de MG2 mediante el uso de toda o parte de la energía eléctrica generada  $W_g$  o mediante el uso de la energía eléctrica de la batería 52, además de la energía eléctrica generada  $W_g$ .

Aunque no se muestra en la Figura 3, en un modo de desplazamiento a motor, se puede hacer el desplazamiento a motor en el que el motor 14 se detiene y el vehículo 10 se desplaza utilizando la segunda máquina rotativa MG2 como fuente de potencia. En un diagrama colineal en el modo de desplazamiento a motor, la rotación del engranaje planetario CA0 es cero, y la corona dentada R0 recibe el par  $T_m$  del MG2 como el par positivo en la rotación positiva

en el mecanismo diferencial 32. En este momento, la primera máquina rotativa MG1, que está acoplada al piñón central S0, es llevada a un estado descargado y gira en vacío en rotación negativa. Es decir, en el modo de desplazamiento a motor, no se acciona el motor 14, una velocidad del motor  $\omega_e$  como una velocidad del motor 14 es cero, y el par  $T_m$  del MG2 (el par de motorización en la rotación positiva en este documento) se transmite como el par de accionamiento en la dirección de avance del vehículo 10 a las ruedas motrices 28 a través del mecanismo de transmisión escalonada 20 en el que se establece cualquiera de las etapas de engranaje AT de la primera "1ª" etapa de engranaje AT a la cuarta "4ª" etapa de engranaje AT.

La línea recta LOR y la línea recta LR, que se ilustran mediante líneas discontinuas en la Figura 3, representan las velocidades de rotación relativas de los elementos rotativos durante la marcha atrás en el modo de desplazamiento a motor. Durante esta marcha atrás en el motor en el modo de desplazamiento a motor, la corona dentada R0 recibe el par  $T_m$  del MG2 como el par negativo en la rotación negativa, y el par  $T_m$  del MG2 se transmite como el par de accionamiento en una dirección marcha atrás del vehículo 10 a las ruedas motrices 28 a través del mecanismo de transmisión escalonada 20 en el que se establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT. La unidad de control electrónico 80, que se describirá a continuación, puede hacer posible el desplazamiento marcha atrás mediante la generación del par  $T_m$  del MG2 para el desplazamiento marcha atrás (el par motorizado como el par negativo en la rotación negativa en el presente documento; particularmente representado como par  $T_{mR}$  del MG2) desde la segunda máquina rotativa MG2 en un estado en el que se establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT, que es la etapa de engranaje para el desplazamiento hacia adelante en el lado de baja velocidad del vehículo (un lado bajo) de la primera "1ª" etapa de engranaje AT a la cuarta "4ª" etapa de engranaje AT. El par  $T_m$  del MG2 para el desplazamiento marcha atrás es el par motor para el desplazamiento marcha atrás cuya rotación positiva/negativa es opuesta a la del par  $T_m$  del MG2 para el desplazamiento hacia adelante (el par de motorización como el par positivo en la rotación positiva, en el presente documento; particularmente representado como par  $T_{mF}$  del MG2) como el par motor para el desplazamiento hacia adelante. Tal como se describe, el vehículo 10 de esta realización realiza el desplazamiento marcha atrás invirtiendo la rotación positiva/negativa del par  $T_m$  del MG2 torque en la etapa de engranaje AT para el desplazamiento hacia adelante (es decir, la misma etapa de engranaje AT que para el desplazamiento hacia adelante). En el mecanismo de transmisión escalonada 20, no se establece la etapa de engranaje AT que está dedicada al desplazamiento marcha atrás y a la cual la rotación de entrada es invertida para la salida en el mecanismo de transmisión escalonada 20. Nótese que, también en el modo híbrido, se puede generar la rotación negativa de la segunda máquina rotativa MG2, según lo representado por la línea recta LOR mientras el motor 14 permanece rotando en una dirección de rotación positiva; por lo tanto, el vehículo puede hacer el desplazamiento marcha atrás de una manera similar a la del modo de desplazamiento a motor.

En el sistema de accionamiento del vehículo 12, el mecanismo de transmisión de variación continua 18 como un mecanismo de transmisión eléctrica (un mecanismo diferencial eléctrico) se configura mediante la inclusión del mecanismo diferencial 32 que tiene los tres elementos rotativos de: el engranaje planetario CA0 como el primer elemento rotativo RE1, al cual se acopla el motor 14 de forma que permita la transmisión de potencia; el piñón central S0 como el segundo elemento rotativo RE2, al cual se acopla la primera máquina rotativa MG1 como un motor diferencial (la máquina rotativa diferencial) de manera que permita la transmisión de potencia; y la corona dentada R0 como el tercer elemento de rotación RE3, al cual se acopla la segunda máquina rotativa MG2 como un motor de accionamiento del desplazamiento (la máquina rotativa de desplazamiento) de manera que permita la transmisión de potencia. Además, mecanismo de transmisión de variación continua 18 está configurado para que el estado diferencial del mecanismo diferencial 32 esté controlado cuando se controle el estado operativo de la primera máquina rotativa MG1. Es decir, el mecanismo de transmisión de variación continua 18 se configura al tener: el mecanismo diferencial 32, al cual está acoplado el motor 14 de manera que permita la transmisión de potencia; y la primera máquina rotativa MG1 que está acoplada al mecanismo diferencial 32 de manera que permita la transmisión de potencia, y que el estado diferencial del mecanismo diferencial 32 esté controlado cuando se controla el estado de funcionamiento de la primera máquina rotativa MG1. El mecanismo de transmisión de variación continua 18 se acciona como la transmisión eléctrica continuamente variable en la que una relación de transmisión de  $\rho_0 (= \omega_e / \omega_m)$  de una velocidad de rotación del eje de acoplamiento 34 (es decir, la velocidad del motor  $\omega_e$ ) con respecto a la velocidad de rotación  $\omega_m$  de MG2 cuando la velocidad de rotación del miembro de transmisión intermedio 30 se cambia de manera no escalonada (continuamente). La velocidad del motor  $\omega_e$  corresponde a una velocidad de rotación de la fuente de accionamiento.

Por ejemplo, en el modo de desplazamiento híbrido, cuando se establece la etapa de engranaje AT especificada en el mecanismo de transmisión escalonada 20, la velocidad de rotación de la primera máquina rotativa MG1 se controla con respecto a la velocidad de rotación de la corona dentada R0 que está restringida por la rotación de las ruedas motrices 28, y la velocidad de rotación del piñón central S0 aumenta o disminuye de este modo. Entonces, se aumenta o disminuye la velocidad de rotación del engranaje planetario CA0 (es decir, la velocidad del motor  $\omega_e$ ). De este modo, en el desplazamiento a motor en el que el vehículo 10 se desplaza mediante el uso del motor 14 como fuente de energía, el motor 14 puede ser accionado en un punto de operación eficiente. Es decir, al incluir el mecanismo de transmisión escalonada 20, en el que se establece la etapa de engranaje AT especificada, y el mecanismo de transmisión de variación continua 18, que se acciona como la transmisión de variación continua, puede configurarse la transmisión 40 en su conjunto como la transmisión de variación continua.

Además, debido a que se puede cambiar la relación de transmisión del mecanismo de variación continua 18 de igual modo que la transmisión escalonada, se puede cambiar la relación de transmisión de la transmisión 40 en su conjunto

como la transmisión escalonada mediante el mecanismo de transmisión escalonada 20, en el que se establece la etapa de engranaje AT, y el mecanismo de transmisión de variación continua 18, cuya relación de transmisión se cambia de igual modo que la transmisión escalonada. Es decir, en la transmisión 40, puede ejecutarse el control cooperativo del mecanismo de transmisión escalonada 20 y el mecanismo de transmisión de variación continua 18 de tal manera que se establece selectivamente cualquiera de la pluralidad de etapas de engranaje (a las que se hace referencia como las etapas de engranaje simulado), cada una de las cuales tiene una relación de transmisión diferente  $\gamma_t$  ( $= \omega_e / \omega_o$ ) de la velocidad del motor  $\omega_e$  con respecto a la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$ . La relación de transmisión  $\gamma_t$  es una relación de transmisión total que se implementa mediante el mecanismo de transmisión de variación continua 18 y el mecanismo de transmisión escalonada 20 dispuestos en serie, y tiene un valor ( $\gamma_t = \gamma_0 \times \gamma_{at}$ ) que se obtiene al multiplicar una relación de transmisión  $\gamma_0$  del mecanismo de transmisión de variación continua 18 por la relación de transmisión  $\gamma_{at}$  del mecanismo de transmisión la escalonada 20. Esta relación de transmisión  $\gamma_t$  corresponde a la segunda relación de transmisión.

Por ejemplo, como se muestra en la Figura 5, se puede establecer la pluralidad de etapas de engranaje simulado cuando la velocidad del motor  $\omega_e$  es controlada por la primera máquina rotativa MG1 de acuerdo con la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$ , para poder mantener la relación de transmisión  $\gamma_t$  en cada una de la pluralidad de etapas de engranaje simulado. La relación de transmisión  $\gamma_t$  en cada una de las etapas de engranaje simulado no siempre tienen que tener un valor constante (una línea recta que pasa por un punto de origen 0 en la Figura 5). La relación de transmisión  $\gamma_t$  se puede cambiar dentro de un rango especificado o se puede restringir estableciendo un límite superior, un límite inferior, u otro similar, de la velocidad de rotación de cada uno de los componentes. La Figura 5 muestra una caja en la cual se proporciona una primera etapa de engranaje simulado a una décima etapa de engranaje simulado como la pluralidad de las etapas de engranaje simulado y se puede cambiar la etapa de engranaje en diez etapas. Como es evidente a partir de esta Figura 5, con el fin de establecer cualquiera de la pluralidad de etapas de engranaje simulados, solo la velocidad del motor  $\omega_e$  tiene que controlarse de acuerdo con la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$ . La etapa de engranaje simulado especificada puede establecerse independientemente de un tipo de etapa de engranaje AT del mecanismo de transmisión mecánica escalonada 20.

Por ejemplo, combinando cada una de las etapas de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonado 20 y uno o más tipos de relación de transmisión  $\gamma_0$  del mecanismo de transmisión de variación continua 18, las etapas de engranaje simulado se asignan de tal manera que se establecen uno o más tipos de las mismas para cada una de las etapas de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonado 20. Por ejemplo, la Figura 6 es un ejemplo de una tabla de asignación de una etapa de engranaje (asignación de relación de transmisión). La tabla se define de antemano de manera tal que de la primera etapa de engranaje simulado a la tercera etapa de engranaje simulado se establece para la primera etapa de engranaje AT, se establece de la cuarta etapa de engranaje simulado a la sexta etapa de engranaje simulado para la segunda etapa de engranaje AT, se establece de la séptima etapa de engranaje simulado hasta la novena etapa de engranaje simulado para la tercera etapa de engranaje AT, y la décima etapa de engranaje simulado se establece para la cuarta etapa de engranaje AT. En el mismo diagrama colineal que en la Figura 3, la Figura 7 ejemplifica una caja en la que se establece de la cuarta etapa de engranaje simulado a la sexta etapa de engranaje simulado cuando la etapa de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonada 20 es la segunda etapa de engranaje AT. Cada una de las etapas de engranaje simulado es establecida mediante el control del mecanismo de transmisión de variación continua 18 de manera tal que la velocidad del motor  $\omega_e$  hace posible la relación de transmisión especificada  $\gamma_t$  con respecto a la velocidad de giro de salida  $\omega_o$ .

Volviendo a la Figura 1, el vehículo 10 incluye la unidad de control electrónico 80 que funciona como un controlador para ejecutar el control del motor 14, el mecanismo de transmisión de variación continua 18, el mecanismo de transmisión escalonada 20 entre otros. La Figura 1 es una vista de un sistema de entrada/salida de la unidad de control electrónico 80, y es también un diagrama de bloques funcional que ilustra una sección principal de la función de control mediante la unidad de control electrónico 80. La unidad de control electrónico 80 se configura incluyendo un denominado microordenador que incluye una CPU, RAM, ROM, una interfaz de entrada/salida, entre otros, por ejemplo. La CPU lleva a cabo el procesamiento de la señal de acuerdo con un programa almacenado en la ROM con anterioridad, a la vez que utiliza una función de almacenamiento temporal de la RAM, y por lo tanto ejecuta varios tipos de control del vehículo 10. La unidad de control electrónico 80 está configurada para ser dividida para el control del motor, el control de cambio de marcha, entre otros, cuando sea necesario.

Se suministran a la unidad de control electrónico 80 varias señales, entre otros, (por ejemplo, la velocidad del motor  $\omega_e$ , la velocidad de rotación  $\omega_g$  de MG1 como la velocidad de rotación de la primera máquina rotativa MG1, la velocidad de rotación  $\omega_m$  de MG2 como velocidad de rotación de entrada  $\omega_i$  de AT, la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$  que corresponde a la velocidad del vehículo V, el valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$  como un valor de operación de aceleración (es decir, un valor de operación de un pedal acelerador) por parte del conductor que representa una magnitud de la operación de aceleración por parte del conductor, un grado de apertura  $\theta_{th}$  de la válvula de mariposa como un grado de apertura una válvula de mariposa electrónica, la aceleración G de avance/retroceso del vehículo 10, una posición de operación POSsh de una palanca de cambio 56 como un miembro de operación de cambio proporcionado en el vehículo 10, una temperatura de la batería THbat, una corriente cargada/descargada de batería Ibat, y un voltaje de la batería Vbat de la batería 52, entre otros) que se basan en valores de detección de diferentes sensores, entre otros (por ejemplo, un sensor de velocidad del motor 60, un sensor de velocidad de rotación 62 de

MG1, un sensor de velocidad de rotación 64 de MG2, un sensor de velocidad de rotación 66, un sensor del valor de operación del acelerador 68, un sensor del grado de apertura de la válvula de mariposa 70, un sensor 72 de G, un sensor de posición de cambio 74, un sensor de batería 76, entre otros) proporcionados en el vehículo 10. La unidad de control electrónico 80 genera varias señales de comando (por ejemplo, una señal de comando de control del motor Se para el control del motor 14, una señal de comando de control de máquina rotativa Smg para el control de la primera máquina rotativa MG1 y la segunda máquina rotativa MG2, la señal de comando de control hidráulico Sat para el control de los estados de actuación del motor de bomba 102 y los dispositivos de acoplamiento CB (es decir, para el control del cambio de marcha del mecanismo de transmisión escalonada 20), una señal de comando de muestra del fallo Sds, entre otros) a dispositivos (por ejemplo, un actuador de aceleración, un inyector de combustible, una unidad de control del motor 58 como un detonador, el inversor 50, el circuito de control hidráulico 54, y un dispositivo de visualización de fallos 48, entre otros) proporcionados en el vehículo 10. La señal de comando de control hidráulico Sat es una señal de comando (una corriente de excitación) utilizada para accionar las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4 que regulan la presión hidráulica de acoplamiento Pcb a suministrarse a los actuadores hidráulicos correspondientes 120 a 126 de los dispositivos de acoplamiento CB, por ejemplo. La unidad de control electrónico 80 establece un valor de comando hidráulico (una presión instruida) que corresponde a un valor de presión hidráulica de acoplamiento Pcb a suministrarse a cada uno de los actuadores hidráulicos 120 a 126, y genera la corriente de excitación que corresponde al valor del comando hidráulico. El dispositivo de visualización de fallos 48 es un dispositivo que notifica el fallo del mecanismo de transmisión escalonada 20 mediante el encendido de una lámpara de advertencia o la emisión de un sonido de advertencia, y se proporciona en un panel de instrumentos cerca del asiento del conductor, entre otros.

La posición de operación POSsh de la palanca de cambio 56 incluye posiciones de operación P, R, N y D, por ejemplo. La posición de operación P es una posición de operación de estacionamiento en la que se selecciona una posición de estacionamiento (una posición P) de la transmisión 40. En la posición de estacionamiento de la transmisión 40, la transmisión 40 se lleva al estado de punto muerto (por ejemplo, el mecanismo de transmisión escalonada 20 se lleva al estado de punto muerto, en el que no se puede transmitir la potencia debido a la desacoplamiento de todos los dispositivos de acoplamiento CB), y se inhibe mecánicamente (bloquea) la rotación del eje de salida 22. La posición de operación R es una posición de operación de desplazamiento marcha atrás en la que se selecciona una posición de desplazamiento marcha hacia atrás (una posición R) de la transmisión 40. En la posición de desplazamiento marcha atrás de la transmisión 40, el desplazamiento marcha atrás del vehículo 10 puede realizarse mediante el par TmR de MG2 para el desplazamiento marcha atrás en un estado en el que se establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonada 20. La posición de operación N es una posición de operación neutra en la que se selecciona una posición neutral (una posición N) de la transmisión. En la posición neutra de la transmisión 40, la transmisión 40 es llevada al estado de punto muerto. La posición de operación D es una posición de operación de desplazamiento de avance en la que se selecciona una posición de desplazamiento hacia delante (una posición D) de la transmisión 40. En la posición de desplazamiento de avance de la transmisión 40, se ejecuta el control de cambio de marcha automático utilizando todas las etapas de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonada 20 desde la primera "1ª" etapa de engranaje AT hasta la cuarta "4ª" etapa de engranaje AT (por ejemplo, mediante el uso de todas las etapas de engranaje simulado desde la primera etapa de engranaje simulado hasta la décima etapa del engranaje simulado), y de este modo el vehículo 10 puede desplazarse hacia adelante. La palanca cambio 56 funciona como un miembro de operación de conmutación que recibe una solicitud de conmutación de la posición de conmutación de la transmisión 40 cuando es operada por una persona.

La unidad de control electrónico 80 calcula un estado de carga (cantidad de carga restante) SOC de la batería 52 en función de la corriente de batería cargada/descargada Ibat, el voltaje Vbat de la batería, entre otros, por ejemplo. Además, la unidad de control electrónico 80 calcula la energía eléctrica que se puede cargar (energía eléctrica con entrada habilitada) Win que define una restricción en la energía eléctrica de entrada de la batería 52 y una energía eléctrica que se puede descargar (energía eléctrica con salida habilitada) Wout que define una restricción en la energía eléctrica de salida de la batería 52 en función de la temperatura de la batería THbat y del estado de carga SOC de la batería 52, por ejemplo. La energía eléctrica que se puede cargar y descargar Win, Wout está configurada para ser menor a medida que la temperatura de la batería THbat disminuye en un rango de baja temperatura en el que la temperatura de la batería es inferior a la de un rango de uso normal, y se configura para ser menor a medida que la temperatura de la batería THbat aumenta en un rango de alta temperatura en el que la temperatura de la batería es mayor que la del rango de uso normal, por ejemplo. Además, se reduce la energía eléctrica que se puede cargar Win a medida que se aumenta el estado de carga SOC en una región en la que el estado de carga SOC es alto, por ejemplo. La energía eléctrica que se puede descargar Wout se reduce a medida que se disminuye el estado de carga SOC en una región en la que el estado de carga SOC es bajo, por ejemplo.

La unidad de control electrónico 80 ejecuta los diversos tipos de control en el vehículo 10. Una sección de control 82 de cambio de engranaje AT, una sección de control híbrido 84 y una sección de control de momento de fallo 90 mostradas en la Figura 1 representan secciones principales de diversas funciones de control que son ejecutadas por la unidad de control electrónico 80 en la que se ilustran las secciones principales de las diversas funciones de control como secciones de control.

La sección 82 de control de cambio de engranaje AT realiza una determinación de cambio de marcha del mecanismo de transmisión escalonada 20 mediante el uso de una relación (por ejemplo, un mapa de cambio de etapa de engranaje AT) que se calcula y almacena experimentalmente o en el diseño con anterioridad (es decir, está predeterminado),

ejecuta el control de cambio de marcha del mecanismo de transmisión escalonada 20 cuando es necesario, y genera la señal de comando de control hidráulico Sat, que se utiliza para conmutar los estados acoplado/desacoplado de los dispositivos de acoplamiento CB mediante las válvulas de solenoide SL1 a SL4, al circuito de control hidráulico 54, con el fin de conmutar automáticamente la etapa de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonada 20. El mapa de cambio de etapa de engranaje AT anterior corresponde a una condición de cambio de marcha y se define por las líneas de cambio de marcha indicadas por "AT" en la Figura 8, por ejemplo. Las líneas continuas son líneas de cambio ascendente, y las líneas discontinuas son líneas de cambio descendente. Se proporciona una histéresis específica entre dos de cada una de las líneas de cambio ascendente o de las líneas de cambio descendente. Este mapa de cambio de marcha se define en coordenadas bidimensionales que tienen la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$  (la velocidad del vehículo V tiene el mismo significado en este documento) y el valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$  (el par de impulsión requerido  $T_{dem}$ , el grado de apertura de la válvula de mariposa  $\theta_{th}$ , entre otros, tienen el mismo significado en este documento) como variables, por ejemplo, y se define de manera tal que la etapa de engranaje AT se cambia a la del lado de alta velocidad del vehículo (el lado de alta) en el que la relación de transmisión  $g_{at}$  es baja a medida que aumenta la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$  y que la etapa de engranaje AT se cambia a la del lado de baja velocidad del vehículo (el lado de baja) en la que la relación de transmisión  $g_{at}$  es alta a medida que aumenta el valor de funcionamiento del acelerador  $\theta_{acc}$ .

La sección de control híbrido 84 tiene una función como medio de control del motor, es decir, una sección de control del motor que controla la actuación del motor 14 y una función como medio de control de la máquina rotativa, es decir, una sección de control de la máquina rotativa que controla el accionamiento de la primera máquina rotativa MG1 y la segunda máquina rotativa MG2 a través del inversor 50, y ejecuta el control de accionamiento híbrido mediante el motor 14, la primera máquina rotativa MG1, la segunda máquina rotativa MG2, entre otros, por esas funciones de control. Por ejemplo, la sección de control híbrido 84 calcula una fuerza de accionamiento  $P_{dem}$  solicitada (desde una perspectiva diferente, el par de accionamiento requerido  $T_{dem}$  a la velocidad del vehículo V en ese momento) sobre la base del valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$ , la velocidad del vehículo V, entre otros. Luego, teniendo en cuenta la energía eléctrica que se puede cargar y descargar  $W_{in}$ ,  $W_{out}$  de la batería 52 entre otros, la sección de control híbrido 84 genera las señales de comando (la señal de comando de control del motor  $S_e$  y la señal de comando de control de la máquina rotativa  $S_{mg}$ ) que se utilizan para controlar el motor 14, la primera máquina rotativa MG1 y la segunda máquina rotativa MG2, con el fin de implementar la fuerza de accionamiento requerida  $P_{dem}$ . La señal de comando de control del motor  $S_e$  es un valor de comando de la potencia del motor  $P_e$  con el cual se genera el par motor  $T_e$  a la velocidad del motor  $\omega_e$  en el tiempo, por ejemplo. La señal de comando de control de la máquina rotativa  $S_{mg}$  es un valor de comando de la energía eléctrica generada  $W_g$  de la primera máquina rotativa MG1 que genera el par de reacción (el par  $T_g$  de MG1 a la velocidad de rotación  $\omega_g$  de MG1 en el tiempo) del par motor  $T_e$ , y también es un valor de comando de la energía eléctrica consumida  $W_m$  de la segunda máquina rotativa MG2 que genera el par de  $T_m$  de MG2 a la velocidad de rotación  $\omega_m$  de MG2 en el tiempo, por ejemplo.

La sección de control híbrido 84 establece selectivamente el modo de desplazamiento a motor o el modo de desplazamiento híbrido como el modo de desplazamiento de acuerdo con un estado del vehículo. Por ejemplo, cuando la fuerza de accionamiento requerida  $P_{dem}$  está en una región de desplazamiento a motor (por ejemplo, una región a la velocidad baja del vehículo y el par motor bajo) que es menor que un umbral predeterminado, la sección de control híbrido 84 establece el modo de desplazamiento a motor en el que el motor 14 está parado y el vehículo 10 se desplaza solo mediante la segunda máquina rotativa MG2. Mientras tanto, cuando la fuerza de accionamiento requerida  $P_{dem}$  está en una región de desplazamiento híbrido que es igual o superior al umbral predeterminado, la sección de control híbrido 84 establece el modo de desplazamiento híbrido en el que el vehículo 10 se desplaza al actuar el motor 14. En el modo de desplazamiento híbrido, la asistencia al par se ejecuta cuando es necesaria. En la asistencia al par, la energía eléctrica procedente de la primera máquina rotativa MG1, que está sometida al control regenerativo, y/o la energía eléctrica procedente de la batería 52 se suministra a la segunda máquina rotativa MG2, la segunda máquina rotativa MG2 es accionada (control de funcionamiento de potencia) para aplicar el par a las ruedas motrices 28, y por lo tanto se ayuda a la potencia del motor 14. Además, incluso en la región de desplazamientos a motor, en el caso en que el estado de carga SOC o la energía eléctrica que puede descargarse  $W_{out}$  de la batería 52 es inferior a un umbral predeterminado, se establece el modo de desplazamiento híbrido. Cuando se cambia el modo de desplazamiento del modo de desplazamiento a motor al modo de desplazamiento híbrido, independientemente de si el vehículo 10 se desplaza o se detiene, el motor 14 puede ser accionado mediante el aumento de la velocidad del motor  $\omega_e$  por medio de la primera máquina rotativa MG1, por ejemplo.

La sección de control híbrido 84 también incluye una sección de control de cambio de marcha continuo 86 que funciona como un medio de control de cambio de marcha continuo y una sección de control de cambio de marcha escalonada simulado 88 que funciona como un medio de control de cambio de marcha escalonada simulado. La sección de control de cambio de marcha continuo 86 acciona el mecanismo de transmisión de variación continua 18 como la transmisión de variación continua y de este modo acciona la transmisión 40 en su conjunto como la transmisión de variación continua. Por ejemplo, considerando una línea de ahorro de combustible óptima del motor, entre otros, la sección de control de cambio de marcha continuo 86 controla el motor 14 para obtener la velocidad del motor  $\omega_e$  y el par motor  $T_e$  con el que la potencia del motor  $P_e$  que hace posible que se obtenga la fuerza de accionamiento requerida  $P_{dem}$ , y también controla la energía eléctrica generada  $W_g$  de la primera máquina rotativa MG1. De esta manera, la sección de control de cambio de marcha continuo 86 ejecuta el control de cambio de marcha continuo del mecanismo de transmisión de variación continua 18, con el fin de cambiar la relación de transmisión  $\gamma_0$  del mecanismo de transmisión

de variación continua 18. Como resultado de este control, se controla la relación de transmisión  $\gamma_t$  de la transmisión 40 en su conjunto en el tiempo cuando se acciona la transmisión 40 como la transmisión de variación continua. Durante el fallo del mecanismo de transmisión escalonado 20 u otros, la sección de control de cambio de marcha continuo 86 controla el estado de actuación (la velocidad del motor  $\omega_e$  y el par motor  $T_e$ ) del motor 14 con el fin de separar el estado de actuación de la línea de ahorro de combustible óptimo anterior de modo tal que el motor 14 puede generar la máxima potencia cuando sea necesario en un caso como tal en el que el valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$  es grande. Además, la sección de control de cambio de marcha continuo 86 cambia la relación de transmisión  $\gamma_0$  del mecanismo de transmisión de variación continua 18 de forma continua mediante el control de la energía eléctrica generada  $W_g$  de la primera máquina rotativa MG1.

La sección de control de cambio de marcha escalonado simulado 88 cambia la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua 18 de la misma manera que la transmisión escalonada, y por lo tanto cambia la relación de transmisión de la transmisión 40 en su conjunto de la misma manera que la transmisión escalonada. La sección de control de cambio de marcha escalonado simulado 88 hace una determinación de cambio de marcha de la transmisión 40 utilizando una relación predeterminada (por ejemplo, un mapa de cambio de etapa de engranaje simulado), y ejecuta el control de cambio de marcha (un cambio de marcha escalonada) del mecanismo de transmisión de variación continua 18 en cooperación con el control de cambio de marcha de la etapa de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonada 20 por medio de la sección de control 82 de cambio de marcha AT, con el fin de establecer selectivamente cualquiera de la pluralidad de etapas de engranaje simulado. Similar al mapa de cambio de etapa de engranaje AT, el mapa simulado de cambio de etapa del engranaje está predeterminado con la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$  y el valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$  como parámetros. La Figura 8 es un ejemplo del mapa del cambio de etapa de engranaje simulado. Las líneas continuas son las líneas de cambio ascendente, y las líneas discontinuas son líneas de cambio descendente. Cambiando la etapa de engranaje simulado de acuerdo con el mapa de cambio de etapa de engranaje simulado, se obtiene una sensación de cambio de marcha similar a la obtenida por la transmisión escalonada mediante la transmisión 40 en su conjunto en el que el mecanismo de transmisión de variación continua 18 y el mecanismo de transmisión escalonada 20 están dispuestos en serie. Puede ejecutarse de forma simple el control de cambio de marcha escalonado simulado para cambiar la relación de transmisión de la transmisión 40 en su conjunto de la misma manera que la transmisión escalonada, con preferencia al control de cambio de marcha continuo para accionar la transmisión 40 en su conjunto como la transmisión de variación continua, por ejemplo, en el caso en que es seleccionado por el conductor el modo de desplazamiento con énfasis en el rendimiento del desplazamiento, como un modo de desplazamiento deportivo, o en el caso en que el par de accionamiento requerido  $T_{dem}$  es relativamente alto. Sin embargo, puede ejecutarse básicamente el control de cambio de marcha escalonado simulado excepto durante de un tiempo restringido de ejecución especificado. Nótese que puede proporcionarse un modo de cambio de marcha manual en el que la etapa de engranaje simulado se conmuta de acuerdo con una instrucción de cambio de marcha por parte del conductor utilizando la palanca de cambios 56, el interruptor arriba/abajo, u otro similar.

El control del cambio de marcha escalonado simulado por medio de la sección de control de cambio de marcha escalonado simulado 88 y el control de cambio de marcha del mecanismo de transmisión escalonada 20 por medio de la sección de control de cambio de marcha AT 82 se ejecutan de forma cooperativa. En esta realización, los diez tipos de etapas de engranaje simulado desde la primera etapa de engranaje simulado hasta la décima etapa de engranaje simulado se asignan para los cuatro tipos de etapas de engranaje AT desde la primera etapa de engranaje AT hasta la cuarta etapa de engranaje AT. En consecuencia, cuando se cambia la etapa de engranaje entre la tercera etapa de engranaje simulado y la cuarta etapa de engranaje simulado (descrito como un cambio de marcha simulado de  $3 \leftrightarrow 4$ ), se cambia la etapa de engranaje entre la primera etapa de engranaje AT y la segunda etapa de engranaje AT (descrito como un cambio de marcha AT de  $1 \leftrightarrow 2$ ). Cuando se realiza un cambio de marcha simulado de  $6 \leftrightarrow 7$ , se realiza el cambio de marcha AT de  $2 \leftrightarrow 3$ . Cuando se realiza un cambio de marcha simulado de  $9 \leftrightarrow 10$ , se realiza un cambio de marcha AT de  $3 \leftrightarrow 4$  (véase la Figura 6). Así, se define el mapa de cambio de la etapa de engranaje AT de tal manera que la etapa de engranaje AT se cambia con la misma sincronización que la sincronización de cambio de marcha de la etapa de engranaje simulado. Más específicamente, las líneas de cambio ascendente “ $3 \rightarrow 4$ ”, “ $6 \rightarrow 7$ ”, “ $9 \rightarrow 10$ ” de las etapas de engranaje simulado de la Figura 8 coinciden respectivamente con las líneas de cambio ascendente “ $1 \rightarrow 2$ ”, “ $2 \rightarrow 3$ ”, “ $3 \rightarrow 4$ ” en el mapa de cambio de etapa de engranaje AT (véase “AT  $1 \rightarrow 2$ ” en la Figura 8, y similares). Además, las líneas de cambio descendente “ $3 \leftarrow 4$ ”, “ $6 \leftarrow 7$ ”, “ $9 \leftarrow 10$ ” de las etapas de engranaje simulado de la Figura 8 coinciden respectivamente con las líneas de cambio descendente “ $1 \leftarrow 2$ ”, “ $2 \leftarrow 3$ ”, “ $3 \leftarrow 4$ ” en el mapa de cambio de etapa del engranaje AT (véase “AT  $1 \leftarrow 2$ ” en la Figura 8 y similares). Alternativamente, un comando de cambio de marcha de la etapa de engranaje AT puede ser enviado a la sección de control de cambio de marcha AT 82 sobre la base de la determinación del cambio de marcha de la etapa de marcha simulada mediante el uso del mapa de cambio de etapa de engranaje simulado de la Figura 8. Tal como se describe, la sección de control de cambio de engranaje AT 82 conmuta la etapa de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonada 20 cuando se conmuta la etapa de engranaje simulado. Debido a que se cambia la etapa de engranaje AT con la misma sincronización que la sincronización de cambio de marcha de la etapa de engranaje simulado, la etapa de engranaje del mecanismo de transmisión escalonada 20 se cambia junto con un cambio en la velocidad del motor  $\omega_e$ . De esta manera, es menos probable que el conductor experimente la sensación de incomodidad incluso cuando se produce el golpe asociado al cambio de marcha del mecanismo de transmisión escalonada 20.

La sección 90 de control de tiempo de fallo ejecuta el control de tiempo de fallo (control anti-fallos) que permite el desplazamiento en el modo de emergencia cuando se produce el fallo de acoplamiento del dispositivo de acoplamiento CB debido al fallo de cualquiera de las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4, entre otros, que están involucradas en el control de cambio de marcha del mecanismo de transmisión escalonado 20. La sección de control de tiempo de fallo 90 incluye: una sección de detección de fallo 92 que funciona como medio de detección de fallos; y una sección de control de apagado total del momento de fallo 94 que funciona como medio de control de apagado total en el momento de fallo, y realiza un procesamiento de la señal de acuerdo con los pasos S1 a S5 (en lo sucesivo denominados simplemente S1 a S5) de un diagrama de flujo de la Figura 9. En la Figura 9, S1 corresponde a la sección de detección de fallos 92, y S3 corresponde a la sección de control de apagado total en el momento de fallo 94.

En S1 de la Figura 9, se determina si el mecanismo de transmisión escalonada 20 (una sección AT) ha fallado. El fallo del mecanismo de transmisión escalonada 20 es un fallo tal que el control de cambio de marcha del mecanismo de transmisión escalonada 20 no puede ejecutarse adecuadamente, y un ejemplo de fallo es la desconexión o desacoplamiento de los conectores para las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4, que ejecutan el control de acoplamiento/desacoplamiento de los dispositivos de acoplamiento CB, el sensor de velocidad de rotación de salida 66, entre otros. En esta realización, se determina si los aumentos de velocidad que causan un aumento excesivo en la velocidad de rotación de entrada AT  $\omega_i$ , es decir, la velocidad de rotación  $\omega_m$  de MG2 han ocurrido durante el encendido del vehículo o durante el desplazamiento del vehículo. La ocurrencia de este aumento de velocidad indica el estado de transmisión de potencia anormal en el que la potencia no se transmite correctamente a través de los dispositivos de acoplamiento CB, y son ejemplos del estado anormal de transmisión de potencia son el fallo en el acoplamiento del dispositivo de acoplamiento CB y una caja en la que el valor de detección de la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$  se hace 0 debido al fallo del sensor de velocidad de rotación 66 de salida. Cuando la etapa de engranaje AT especificada se establece normalmente, un valor ( $\omega_o \times \gamma_{atR}$ ), obtenido multiplicando la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$  por una relación de transmisión teórica  $\gamma_{atR}$  en la etapa de engranaje AT actual, coincide sustancialmente con la velocidad de rotación de entrada AT real  $\omega_i$ . Por lo tanto, la presencia o ausencia de aumentos de velocidad puede determinarse mediante la determinación de si se cumple la siguiente ecuación (1), por ejemplo. Más específicamente, en el caso en que la velocidad de rotación de entrada  $\omega_i$  de AT es igual o superior a un valor ( $\omega_o \times \gamma_{atR} + X$ ) que se obtiene al sumar un valor de margen X al valor obtenido al multiplicar la velocidad de rotación de salida  $\omega_o$  por la relación de transmisión teórica  $\gamma_{atR}$ , se considera que el fallo de acoplamiento del dispositivo de acoplamiento CB provoca aumentos de velocidad. Por lo tanto, se hace una determinación del fallo tal que el mecanismo de transmisión escalonado 20 posiblemente ha fallado.

$$\omega_i \geq \omega_o \times \gamma_{atR} + X \dots (1)$$

Si la determinación en S1 es NO (negativa), es decir, si no puede detectarse la ocurrencia de aceleraciones, está permitida en S5 la ejecución del control de cambio de velocidad escalonada simulado por la sección de control de cambio de marcha escalonada simulado 88, y se termina una serie de control. Si la determinación en S1 es SÍ (positiva), es decir, si se detecta una aceleración y se realiza la determinación del fallo, se ejecuta el control anti-fallos en S2 a S4. En S2, la señal de comando de visualización de fallo Sds se envía al dispositivo de visualización del fallo 48, y se enciende la lámpara de advertencia o se genera el sonido de advertencia. De esta manera, se advierte al conductor de la ocurrencia del fallo. En consecuencia, incluso en el caso en que no se ejecute el control de cambio de marcha que corresponde al valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$ , o no se puede obtener el rendimiento deseado de la fuerza motriz debido al fallo del mecanismo de transmisión escalonada 20, por ejemplo, el conductor puede reconocer el fallo y hacer que el vehículo 10 se desplace rápidamente en el modo de emergencia dependiendo del estado del vehículo o similar cuando sea necesario.

En S3, el control de apagado total se ejecuta de tal manera que el vehículo 10 puede desplazarse en el modo de emergencia, independientemente de la presencia o la ausencia del fallo de las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4. El control de apagado total es el control en el que se apagan todos los suministros de potencia involucrados en el control hidráulico, en el cual la válvula de conmutación 136 del circuito de establecimiento de la etapa de engranaje del momento de apagado total 130 se conmuta a la posición de conexión, con el fin de permitir que la presión de línea PL sea suministrada desde los pasajes de aceite de derivación 132, 134 al embrague C1 y al freno B2, y en el que la primera "1ª" etapa de engranaje AT, por lo tanto, se establece mecánicamente. De esta manera, incluso en el caso en que todas o algunas de las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4 fallen, se transmite la potencia a través del mecanismo de transmisión escalonado 20 en el que se establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT. De este modo, el vehículo 10 puede desplazarse en el modo de emergencia. Nótese que, en el caso en que sólo una de las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4 falla, no siempre tiene que ejecutarse un control de apagado total como tal. Cualquiera de las etapas de engranaje AT, en las cuales no se requiere la válvula de solenoide lineal que falla, puede establecerse como la etapa de engranaje mecánico de modo de emergencia.

En S4, se prohíbe la ejecución del control de cambio de marcha escalonado simulado por la sección de control de cambio de marcha escalonada simulado 88, y se cambia la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua 18 de manera continua mediante la sección de control de cambio de marcha continuo 86. La sección de control de cambio de marcha continuo 86 controla el estado de actuación (la velocidad del motor  $\omega_e$  y el par motor  $T_e$ ) del motor 14 y la energía eléctrica generada  $W_g$  de la primera máquina rotativa MG1 de acuerdo con el estado del vehículo, tal como la velocidad del vehículo V y el valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$ , y cambia la relación de



transmisión  $\gamma_0$  del mecanismo de transmisión de variación continua 18 de manera continua, con el fin de accionar el motor 14 en la línea de ahorro de combustible óptimo, por ejemplo. Además, en el caso en que el mecanismo de transmisión escalonada 20 está fijo en la primera "1ª" etapa de engranaje de AT en el control de apagado total debido al fallo del mecanismo de transmisión escalonado 20, se restringe la velocidad de rotación  $\omega_i$  del miembro de transmisión intermedio 30 como el miembro de salida del mecanismo de transmisión de variación continua 18 de acuerdo con la velocidad del vehículo V. Por lo tanto, se permite el accionamiento del motor 14 que está separado de la línea de ahorro de combustible óptimo anterior. Por ejemplo, se controla el estado de accionamiento del motor 14 y la energía eléctrica generada  $W_g$  de la primera máquina rotativa MG1 de tal manera que el motor 14 puede producir la máxima potencia cuando sea necesario en un caso en el que el valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$  sea grande.

De esta manera, se puede cambiar la relación de transmisión  $\gamma_0$  del mecanismo de transmisión de variación continua 18 de manera continua y se puede mejorar significativamente el rendimiento de la fuerza motriz. Es decir, cuando el mecanismo de transmisión escalonada 20 está fijado a la primera "1ª" etapa de engranaje AT, se limita la etapa de engranaje simulado a la tercera etapa de engranaje simulado, o inferior, mediante la tabla de asignación de la Figura 6. En consecuencia, cuando el control de cambio de marcha escalonado simulado por medio de la sección de control de cambio de marcha escalonado simulado 88 se mantiene tal como está, se limita la velocidad máxima del vehículo como es evidente a partir de la Figura 5. Sin embargo, debido a que el control de cambio de marcha escalonado simulado se conmuta al control de cambio de marcha continuo, la relación de transmisión  $\gamma_0$  del mecanismo de transmisión de variación continua 18 puede reducirse incluso en la primera etapa de engranaje AT del mecanismo de transmisión escalonada 20. De esta manera, se puede incrementar significativamente la velocidad máxima del vehículo.

En este caso, se puede proporcionar una condición de permiso de iniciación para el inicio del control anti-fallos en S3 y S4. Cuando se establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT en un estado de alta velocidad del vehículo 10, la velocidad de rotación  $\omega_i$  del miembro de transmisión intermedio 30 se vuelve excesivamente alto. En consecuencia, como condición de permiso de iniciación, por ejemplo, se puede proporcionar una condición tal que el vehículo 10 está en un estado de baja velocidad del vehículo o una condición tal que una que se detecta operación realizada después de la parada del vehículo 10 (por ejemplo, una operación de encendido de la fuente de alimentación de la unidad de control electrónico 80 (una operación Listo para Encendido). Luego, cuando se satisface la condición de permiso, se puede iniciar el control anti-fallos en S3 y S4.

Como se describió anteriormente, según la unidad de control electrónico 80 del vehículo 10 en esta realización, se establece la pluralidad de etapas de engranaje simulado, cada una de las cuales tiene la relación de transmisión diferente  $\gamma_t$ , para la transmisión 40 en su conjunto mediante la sección de control de cambio de marcha escalonado simulado 88. De esta manera, cuando se cambia la etapa de engranaje simulado mediante el cambio de marcha manual o el cambio de marcha automático, se cambia la velocidad  $\omega_e$  del motor para el aumento o la disminución. Por lo tanto, se obtiene la mejor sensación de conducción. Por ejemplo, cuando la etapa de engranaje simulado se cambia de forma ascendente junto con el aumento de la velocidad del vehículo V durante la aceleración, se cambia rítmicamente la velocidad del motor  $\omega_e$  por el aumento o la disminución según el cambio en la etapa de engranaje simulado. De este modo, se obtiene la mejor sensación de aceleración.

Mientras tanto, en el control del momento de fallo (el control anti-fallos) del caso en el que se determina que el mecanismo de transmisión escalonada 20 ha fallado, se establece mecánicamente la primera "1ª" etapa de engranaje AT como una etapa engranaje mecánico de modo de emergencia por medio del control de apagado total. De esta manera, el vehículo 10 puede desplazarse en modo de emergencia. Además, se prohíbe el control de cambio de marcha escalonado simulado, y se cambia el mecanismo de transmisión de variación continua 18 de manera continua sobre la base del estado del vehículo, tal como el valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$  y la velocidad del vehículo V. En consecuencia, mientras que la velocidad de rotación  $\omega_i$  del elemento de transmisión intermedio 30 está restringida de acuerdo con la velocidad V del vehículo mediante la fijación del mecanismo de transmisión escalonada 20 a la primera "1ª" etapa de engranaje AT, se relaja una restricción en la velocidad del motor  $\omega_e$  por medio de la velocidad del vehículo V. Así, cuando se cambia la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua 18 de manera continua, con el fin de accionar el motor 14 en la línea de ahorro de combustible óptima, se puede mejorar el ahorro de combustible. Además, cuando la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua 18 se cambia de manera continua, con el fin de poder utilizar la potencia máxima del motor 14 cuando sea necesario, se puede asegurar el rendimiento de potencia que se requiere para el desplazamiento en el modo de emergencia.

Cuando se hace la determinación de fallo del mecanismo de transmisión escalonada 20, se establece mecánicamente la primera etapa de engranaje AT "1ª", que es la etapa de engranaje mecánico de más baja velocidad, como la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia. En consecuencia, se puede generar un par alto a la relación de transmisión alta  $\gamma_t$ . Por lo tanto, se puede asegurar el máximo rendimiento de potencia para el desplazamiento en el modo de emergencia.

El vehículo 10 tiene el mecanismo de transmisión escalonado 20, en el que se establece la pluralidad de etapas "1ª" a "4ª" de engranaje AT cuando los estados acoplado/desacoplado de los dispositivos de acoplamiento hidráulico CB son conmutados por las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4. El circuito de control hidráulico 54 del mecanismo de transmisión escalonada 20 incluye el circuito de establecimiento de la etapa de engranaje del momento de apagado

total 130 que establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT como la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia durante el momento de apagado total de las fuentes de alimentación. Cuando se hace la determinación de fallo del mecanismo de transmisión escalonada 20, todas las fuentes de alimentación se apagan, y se establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT. De esta manera, sin identificar una (s) pieza (s) defectuosa (s) como las válvulas de solenoide lineales SL1 a SL4, todas las fuentes de alimentación se apagan, se establece la primera "1ª" etapa de engranaje AT, y el vehículo 10 puede, por lo tanto, desplazarse en el modo de emergencia.

Cuando se realiza la determinación de fallo del mecanismo de transmisión escalonada 20, se muestra una advertencia como tal de que el mecanismo de transmisión escalonada 20 ha fallado, en el dispositivo de visualización de fallos 48. En consecuencia, incluso en el caso en que no se ejecute el control de cambio de engranaje que corresponde al valor de operación del acelerador  $\theta_{acc}$  o no se puede obtener el rendimiento deseado de la fuerza motriz, por ejemplo, durante el desplazamiento en modo de emergencia por el control anti-fallos, que es ejecutado por la sección de control del momento de fallo 90, el conductor puede reconocer el fallo por la advertencia y hacer que el vehículo 10 se desplace rápidamente en el modo de emergencia según el estado del vehículo, entre otros, cuando sea necesario.

Se ha descrito hasta aquí la realización de la invención con detalle sobre la base de los dibujos. La invención también se puede aplicar a otros aspectos.

Por ejemplo, en la realización descrita anteriormente, el mecanismo de transmisión escalonada 20 es la transmisión automática de tipo de engranaje planetario en la que se establecen las cuatro etapas de engranaje AT hacia adelante. Sin embargo, la invención no está limitada a este aspecto. Por ejemplo, el mecanismo de transmisión escalonada 20 puede ser una transmisión automática, como una transmisión de doble embrague (DCT). La transmisión DCT es una transmisión automática de eje paralelo y de engrane síncrono, es un tipo de transmisión que incluye dos sistemas de ejes de entrada, en el que un dispositivo de acoplamiento de fricción hidráulica (un embrague) está provisto en el eje de entrada de cada uno de los sistemas, y se establecen respectivamente un número impar y un número par de etapas de engranaje por medio de los dispositivos de acoplamiento de fricción hidráulica. Además, se puede adoptar el mecanismo de transmisión escalonada mecánica capaz de establecer una etapa de marcha atrás, a la que se invierte una dirección de rotación.

En la realización descrita anteriormente, el mecanismo diferencial 32 está configurado como el dispositivo de engranaje planetario de tipo de piñón único que tiene los tres elementos rotativos. Sin embargo, la invención no se limita a este aspecto. Por ejemplo, el mecanismo diferencial 32 puede ser un mecanismo diferencial que tiene cuatro o más elementos rotativos mediante el acoplamiento mutuo de la pluralidad de dispositivos de engranaje planetario. Además, el mecanismo diferencial 32 puede ser el dispositivo de engranaje planetario de tipo de doble piñón. Además, en el mecanismo diferencial 32 de la realización, el motor 14 está acoplado al elemento de rotación RE1 (el engranaje planetario CA0), que está ubicado en el medio, en el diagrama colineal de la Figura 3. Sin embargo, por ejemplo, el miembro rotativo de entrada AT (el miembro de transmisión intermedio 30) puede estar acoplado al elemento rotativo que se encuentra en el centro en el diagrama colineal. Así, se pueden adoptar varios aspectos.

Se ha descrito hasta aquí la realización de la invención con detalle en base a los dibujos. Sin embargo, lo que se ha descrito es meramente una realización, y la invención se puede implementar en aspectos haciendo diversas modificaciones y mejoras sobre la base del conocimiento de una persona experta en la técnica.

**REIVINDICACIONES**

1. Un controlador para un vehículo (10),

incluyendo el vehículo (10) un mecanismo de transmisión de variación continua (18), un mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20), y una rueda motriz (28), estando configurado el mecanismo de transmisión de variación continua (18) para cambiar una velocidad de rotación de una fuente de accionamiento de una forma continua y transmitir la velocidad de rotación a un miembro de transmisión intermedio (30), estando dispuesto el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) entre el miembro de transmisión intermedio (30) y la rueda motriz (28), y estando configurado el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) para establecer mecánicamente una pluralidad de etapas de engranaje mecánico, cada una de las cuales tiene una primera relación de transmisión diferente de una velocidad de rotación del miembro de transmisión intermedio (30) con respecto a una velocidad de rotación de salida,

estando caracterizado el controlador por comprender

una unidad de control electrónico (80) configurada para ejecutar el control de cambio de marcha del mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) con el fin de establecer cualquier etapa de engranaje simulado de una pluralidad de etapas de engranaje simulado y para cambiar una relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua (18) de forma escalonada, siendo la pluralidad de etapas de engranaje simulado, etapas de engranaje, cada una de las cuales tiene una segunda relación de transmisión diferente de la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento con respecto a la velocidad de rotación de salida del mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20), siendo asignada la pluralidad de etapas de engranaje simulado de forma tal que una o más de las etapas de engranaje simulado se establecen para cada una de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico, y el número de esas una o más etapas de engranaje simulado es igual o mayor que el número de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico, y

cuando la unidad de control electrónico (80) determina que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) ha fallado, estando configurada la unidad de control electrónico (80) para fijar el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) en una etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia, prohibir un cambio de marcha escalonado del mecanismo de transmisión de variación continua (18), y cambiar la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua (18) de forma continua con base en un estado del vehículo, estando la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia, siendo cualquier etapa de engranaje mecánico de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico.

2. Un controlador para el vehículo (10) según la reivindicación 1, en el que

la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia es una etapa de engranaje mecánico de menor velocidad, cuya primera relación de transmisión es la más alta de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico.

3. El controlador para el vehículo (10) según la reivindicación 1 o 2, en el que

el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) está configurado para establecer la pluralidad de etapas de engranaje mecánico de acuerdo con el estado acoplado y el estado desacoplado de una pluralidad de dispositivos de acoplamiento hidráulico,

el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) está provisto de un circuito de control hidráulico (54) que incluye válvulas de solenoide (SL1, SL2, SL3, SL4),

las válvulas de solenoide (SL1, SL2, SL3, SL4) están configuradas cada una para conmutar eléctricamente el estado acoplado y el estado desacoplado de los dispositivos de acoplamiento hidráulico, respectivamente,

el circuito de control hidráulico (54) incluye un primer circuito (130) que establece mecánicamente una etapa predeterminada de engranaje mecánico en modo de emergencia de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico cuando todas las fuentes de alimentación involucradas en el control hidráulico se desconectan, y

la unidad de control electrónico (80) está configurada para establecer la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia por medio del apagado de todas las fuentes de alimentación cuando la unidad de control electrónico determina que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) ha fallado.

4. El controlador para el vehículo (10) según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3, en el que

el vehículo incluye además un dispositivo de visualización de fallo (48),

en el que la unidad de control electrónico (80) está configurada para hacer que el dispositivo de visualización del fallo (48) muestre una advertencia de que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) ha fallado cuando la unidad de control electrónico determina que el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) ha fallado.

5. El controlador para el vehículo (10) según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 4, en el que

el miembro de transmisión intermedio (30) es un miembro de rotación de salida del mecanismo de transmisión de variación continua (18).

6. Un método de control para un vehículo (10),

5 incluyendo el vehículo (10) un mecanismo de transmisión de variación continua (18), un mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20), una rueda motriz (28) y una unidad de control electrónico (80), estando configurado el mecanismo de transmisión de variación continua (18) para cambiar la velocidad de rotación de una fuente de accionamiento de forma continua y transmitir la velocidad de rotación a un miembro de transmisión intermedio (30), estando dispuesto el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) entre el miembro de transmisión intermedio (30) y la rueda motriz (28), y estando configurado el mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) para establecer mecánicamente una pluralidad de etapas de engranaje mecánico, cada una de las cuales tiene una primera relación de transmisión diferente de una velocidad de rotación del miembro de transmisión intermedio (30) con respecto a una velocidad de rotación de salida,

estando caracterizado el método de control por comprender:

15 la ejecución del control de cambio de marcha del mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) con el fin de establecer cualquier etapa de engranaje simulado de una pluralidad de etapas de engranaje simulado y el cambio de una relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua (18) de forma escalonada, por medio de la unidad de control electrónico (80), siendo la pluralidad de etapas de engranaje simulado, etapas de engranaje, cada una de las cuales tiene una segunda relación de transmisión diferente de la velocidad de rotación de la fuente de accionamiento con respecto a la velocidad de rotación de salida del mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20), siendo asignadas la pluralidad de etapas de engranaje simulado de tal manera que se establecen una o más etapas de engranaje simulado para cada una de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico, y siendo el número de esas una o más etapas de engranaje simulado igual o mayor que el número de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico; y

25 cuando la unidad de control electrónico (80) determina que el mecanismo de transmisión la mecánica escalonada (20) ha fallado, la fijación del mecanismo de transmisión mecánica escalonada (20) en una etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia, la prohibición de un cambio de marcha escalonado del mecanismo de transmisión de variación continua (18), y el cambio de la relación de transmisión del mecanismo de transmisión de variación continua (18) de manera continua con base en un estado del vehículo, por medio de la unidad de control electrónico (80), siendo la etapa de engranaje mecánico en modo de emergencia, cualquier etapa de engranaje mecánico de la pluralidad de etapas de engranaje mecánico.

FIG. 1

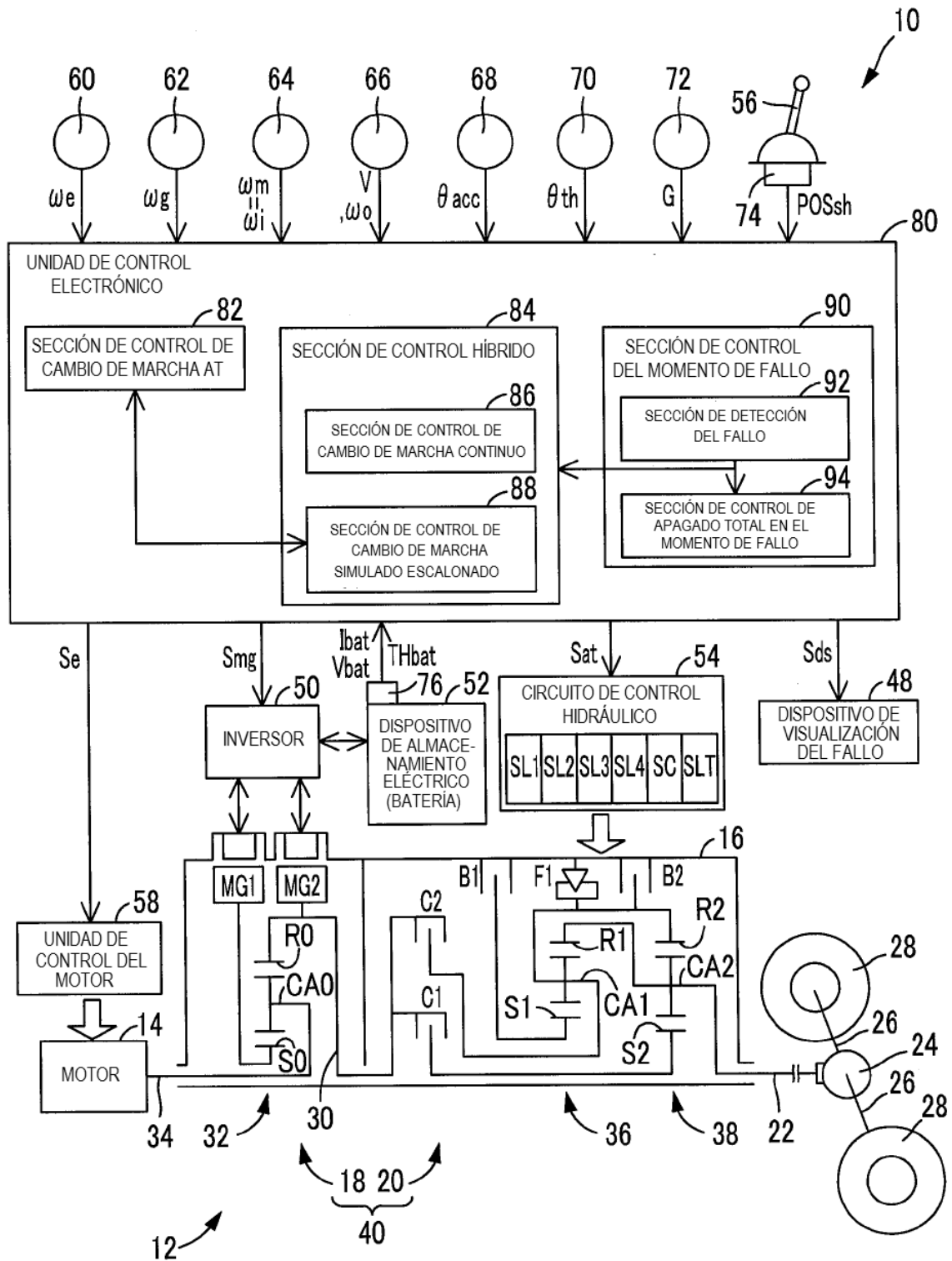


FIG. 2

ETAPA DE ENGRANAJE AT	C1	C2	B1	B2	F1
1ª	○			△	○
2ª	○		○		
3ª	○	○			
4ª		○	○		

FIG. 3

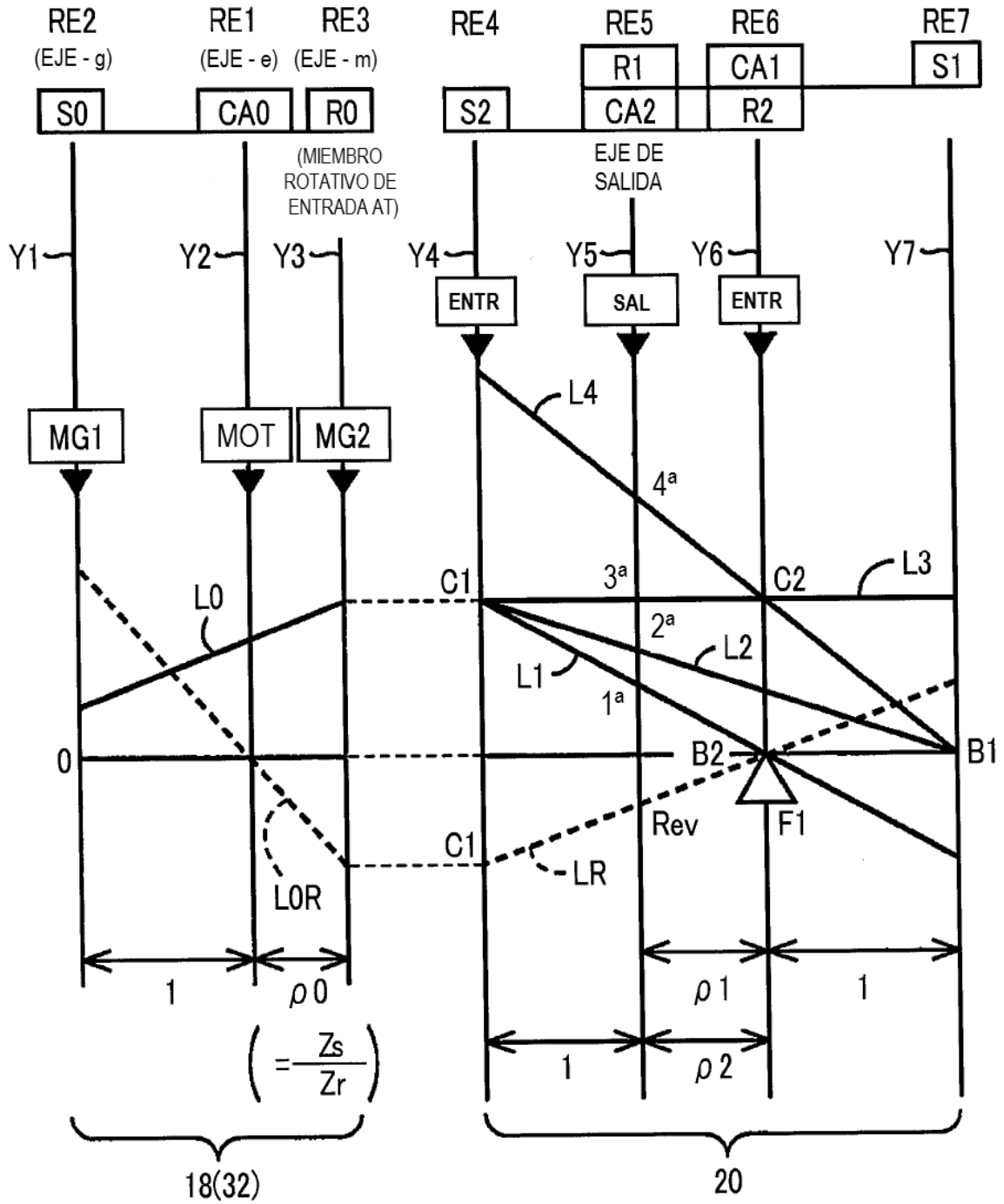


FIG. 4

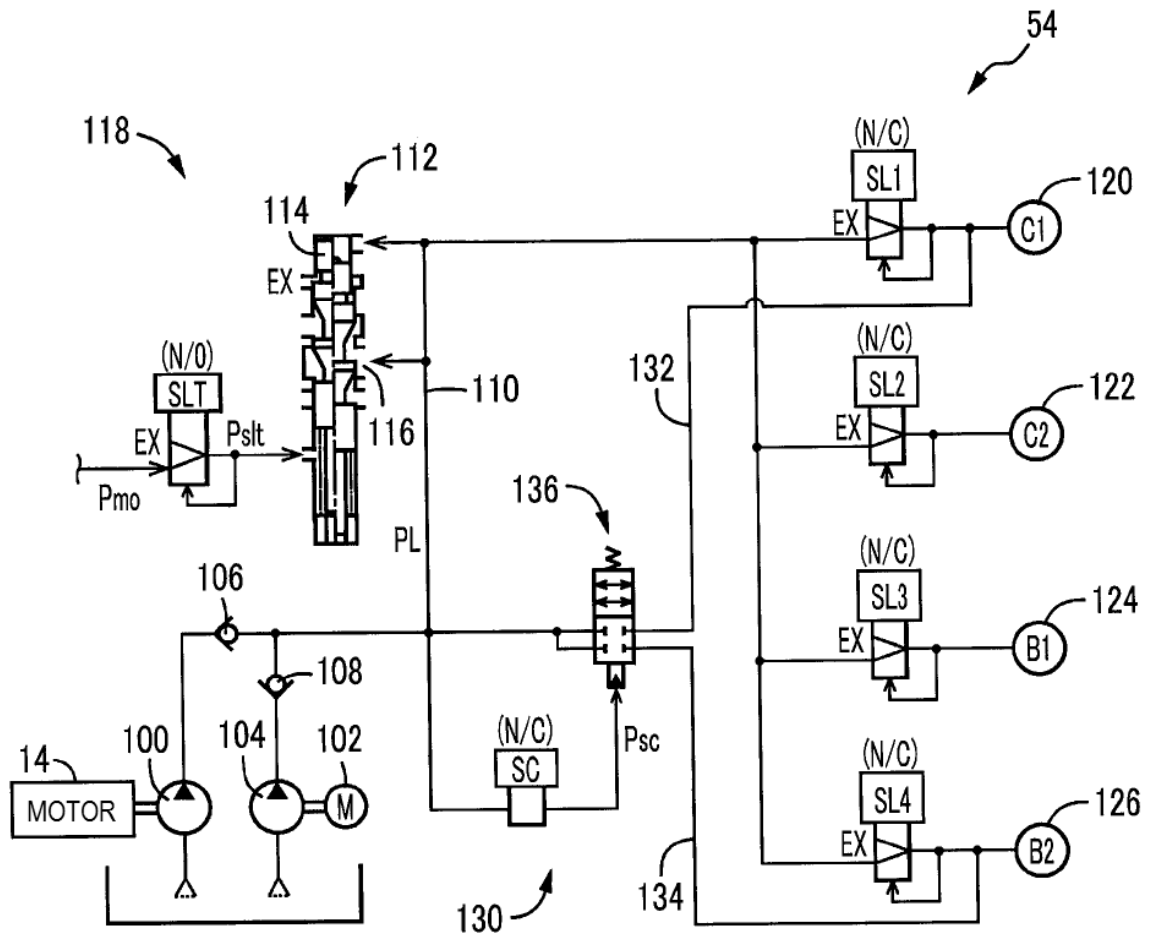




FIG. 5

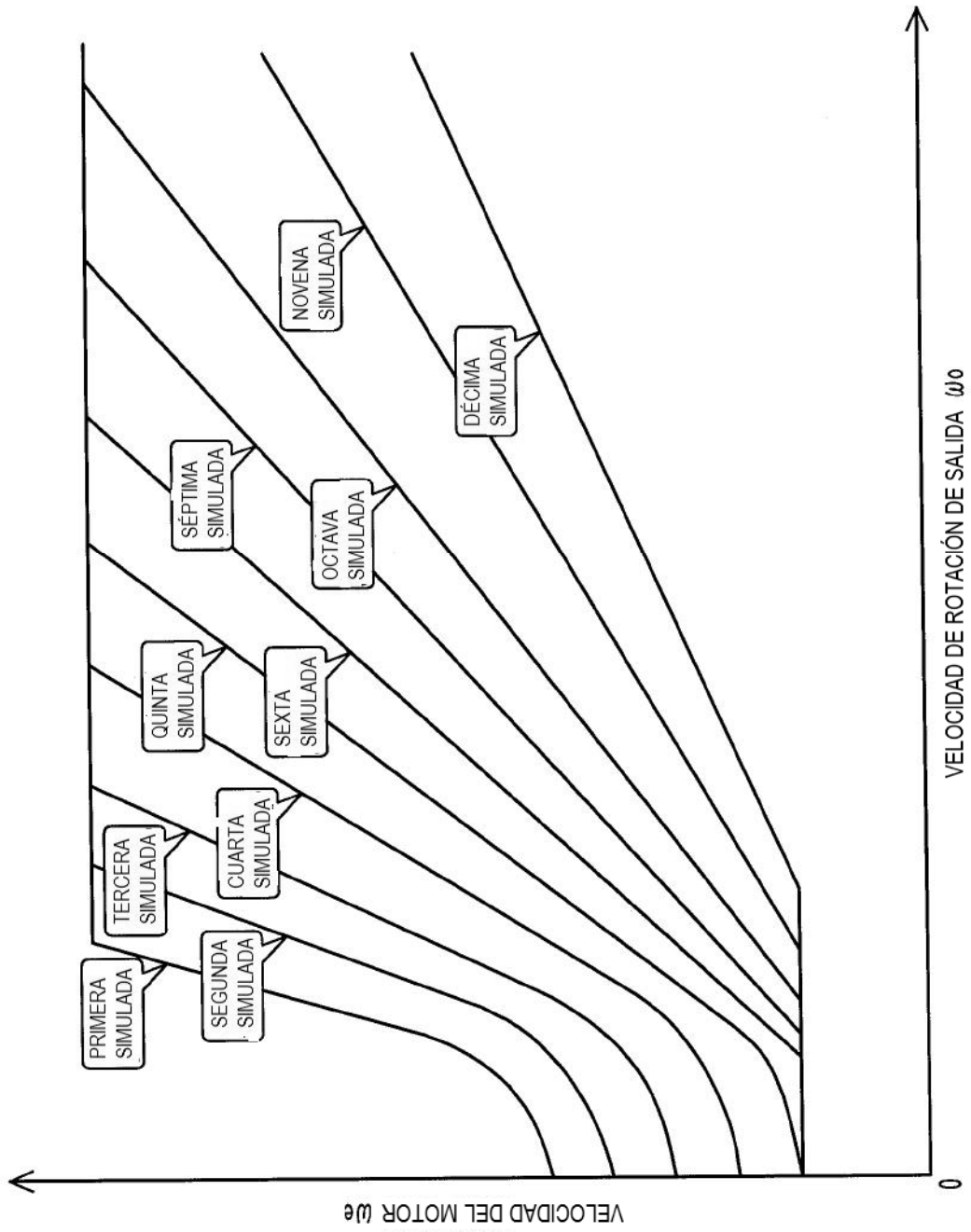


FIG. 6

ETAPA DE ENGRANAJE SIMULADO	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
ETAPA DE ENGRANAJE AT	1	1	1	2	2	2	3	3	3	4

FIG. 7

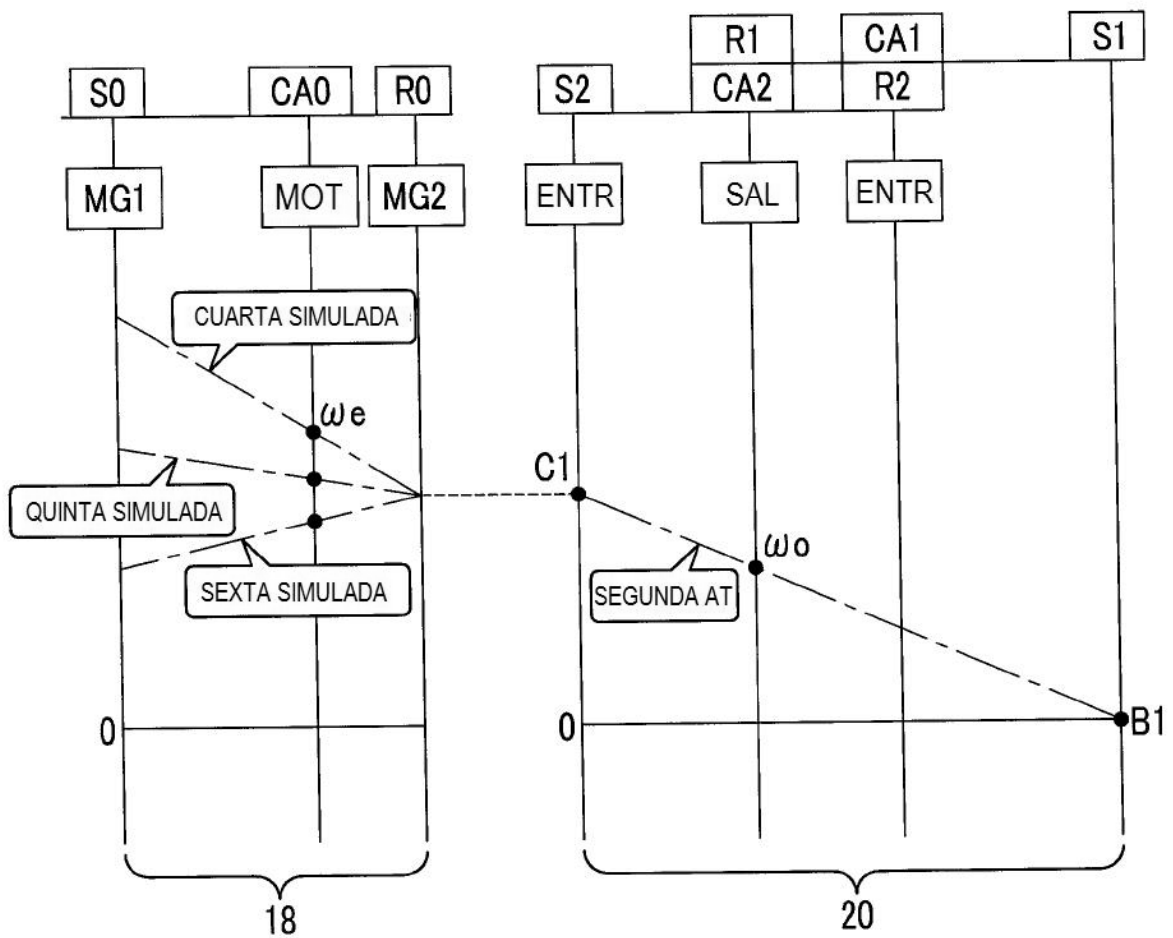


FIG. 8

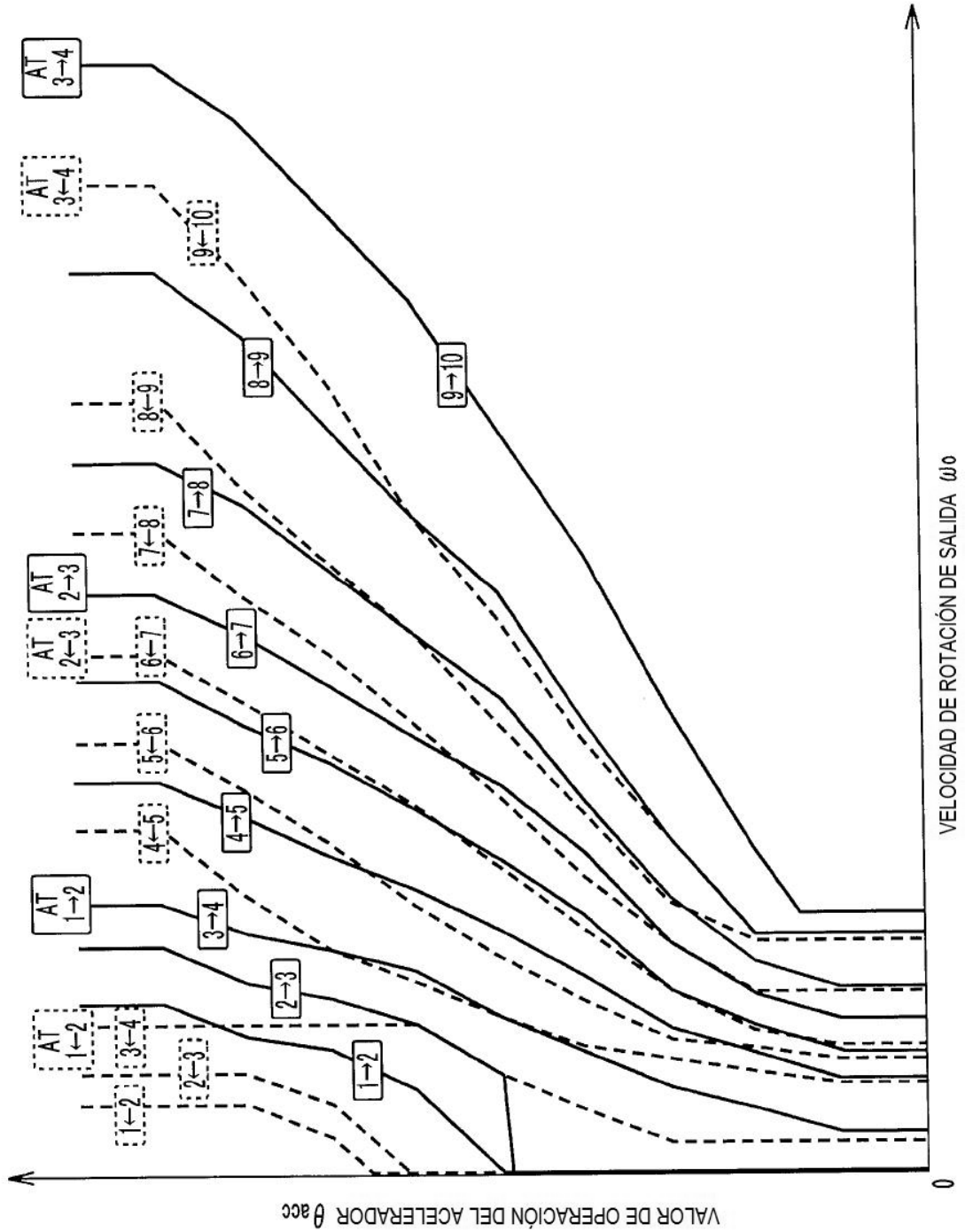


FIG. 9

