

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 375 340**

51 Int. Cl.:
F16H 61/664 (2006.01)
F16H 15/38 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

- 96 Número de solicitud europea: **09723591 .5**
96 Fecha de presentación: **19.03.2009**
97 Número de publicación de la solicitud: **2260220**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **15.12.2010**

54 Título: **UN CONTROLADOR ELECTRÓNICO PARA UNA TRANSMISIÓN DE VARIACIÓN CONTINUA, UNA TRANSMISIÓN DE VARIACIÓN CONTINUA (CVT) Y UN MÉTODO DE CONTROL DE UNA TRANSMISIÓN DE VARIACIÓN CONTINUA.**

30 Prioridad:
20.03.2008 GB 0805213

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
29.02.2012

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
29.02.2012

73 Titular/es:
TOROTRAK (DEVELOPMENT) LIMITED
1 Aston Way
Leyland Lancashire PR26 7UX, GB

72 Inventor/es:
FULLER, John, William, Edward

74 Agente: **de Elzaburu Márquez, Alberto**

ES 2 375 340 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

Un controlador electrónico para una transmisión de variación continua, una transmisión de variación continua (CVT) y un método de control de una transmisión de variación continua.

5 La presente invención se refiere a un controlador electrónico para unas transmisiones de variación continua (“CVT”), una transmisión de variación continua que comprende tal controlador y un método para controlar una transmisión de variación continua. Es aplicable concretamente, aunque no exclusivamente, al control de las CVT de vehículos a motor a velocidades de vehículo bajas.

10 Una CVT típicamente incorpora una unidad conocida como un “variador” que tiene una entrada de variador rotativa, una salida de variador rotativa, y un mecanismo para transmitir el impulso de una a la otra mientras que permite que la relación de la velocidad de salida a la velocidad de entrada (la “relación del variador”) sea variada de forma continua.

15 Una CVT típica además comprende los engranajes por medio de los cuales el variador se acopla entre una entrada de transmisión general (por ejemplo, el eje de transmisión de un motor de vehículo) y la salida (por ejemplo, la transmisión final del vehículo, que lleva a sus ruedas). La relación de las velocidades de la salida y entrada de transmisión (la “relación de transmisión”) típicamente no es la misma que la relación del variador, que se modifica por los engranajes.

20 Tales engranajes pueden incluir un engranaje de “derivación”, típicamente de tipo epicíclico, que permite a la transmisión proporcionar velocidad de salida muy baja, e incluso cero, mientras que su entrada está siendo impulsada. La derivación tiene una primera parte acoplada al lado de la entrada del variador, una segunda parte acoplada al lado de la salida del variador, y una tercera parte acoplada a la salida de la transmisión. Mediante el
 25 diseño adecuado del engranaje de derivación se puede disponer que en una cierta relación del variador, las velocidades de las dos primeras partes se cancelen entre sí, y la salida de transmisión es de esta manera estacionaria incluso aunque permanezca mecánicamente acoplada a la entrada de transmisión que gira. Esta condición en la que la transmisión proporciona una reducción de velocidad infinita se conoce como “punto muerto engranado”. Las relaciones del variador en lados opuestos del punto muerto engranado proporcionan direcciones de rotación opuestas en la salida de transmisión (hacia delante y marcha atrás, en una transmisión de vehículo).

30 Una transmisión de este tipo en principio es capaz de impulsar un vehículo a motor a una velocidad sostenida y muy lenta, una facilidad que es potencialmente muy útil. Los problemas surgen, no obstante, en el control del variador bajo tales condiciones.

35 Antes de explicar los problemas, es necesario decir algo acerca de la construcción y el control de un variador. Un variador de tipo tracción de rodillo y carrera toroidal se ilustra en las Figuras 1 y 2. Este tipo de variador es en sí mismo bien conocido en la técnica. Se presenta aquí meramente para ilustrar ciertos principios relevantes.

40 El variador ilustrado 10 tiene cavidades toroidales gemelas 12a, b, cada una definida entre una respectiva carrera de entrada 14a, b y una carrera de salida 16a, b respectiva. Las carreras se montan para rotación alrededor de un eje común 15, definido en este ejemplo mediante un eje del variador 17. Las superficies enfrentadas de las parejas de carrera de entrada/salida se empotran semitoroidalmente (como se ve en 18 en la Figura 2 y se indica por líneas discontinuas en la Figura 1), y dentro de cada una de las cavidades 12a, b está un conjunto de rodillos 20a, b que
 45 corren sobre las superficies empotradas. Los rodillos sirven para transferir el impulso entre las carreras de entrada y salida. En el ejemplo ilustrado cada cavidad 12a, b contiene tres rodillos 20a, b, aunque la Figura 1 muestra solamente uno de aquellos, en aras de la simplicidad. Cada rodillo tiene un eje, que en la Figura 1 es perpendicular al plano del papel y se indica en 22a, b, y se monta en un balancín 24 a, b para la rotación alrededor de su eje. Las dos carreras de salida 16a, b se acoplan para rotar juntas. En el ejemplo ilustrado este acoplamiento se hace a través del eje 17 en el cual se montan ambos por ejemplo a través de lengüetas (no se muestran). Las dos carreras de entrada también se acoplan para girar juntas, por ejemplo a través de un manguito 26, pero son capaces de girar independientemente del eje 17, siendo montadas en él a través de cojinetes (no se muestran). El manguito 26 en este ejemplo traslada una polea o engranaje 29 que engancha con una correa o cadena (no se muestra) para formar la salida del variador. Una fuerza se aplica como se indica mediante una flecha 28 para instar a las carreras 14a, b,
 50 16a, b en el engranaje con los rodillos y así proporcionar la tracción rodillo/carrera.

55 Cuando el eje 17 y las carreras de entrada 14a, b transportadas en él se impulsan para girar, hacen que los rodillos 20a, b giren alrededor de sus ejes, y los rodillos impulsan las carreras de salida 16a, b. De esta forma el variador transmite el impulso.

60 Los rodillos son capaces de moverse para variar de forma continua la relación del variador. En el ejemplo ilustrado el balancín 24a, b de cada rodillo se conecta a través de una biela 34a, b a un respectivo pistón 36a, b que corre en un cilindro 38a, b para formar un actuador hidráulico. Como el pistón 36a, b se mueve en su cilindro, su rodillo 20a, b se mueve a lo largo de un trayecto circular alrededor del eje común 15. Señalar también que cada rodillo es capaz de

5 experimentar un movimiento de inclinación, girando alrededor de un eje inclinado 39a, b definido por su acoplamiento con el pistón 36a, b. Como cada rodillo se mueve atrás y adelante sufre un efecto de dirección debido a la acción de las carreras en él, provocándole inclinarse automáticamente para encontrar una posición en la que el eje del rodillo 22a, b se cruza con el eje común 15 de las carreras. Todos los rodillos 20a, b experimentan tal movimiento considerablemente al unísono. El movimiento de inclinación del rodillo provoca un cambio en las velocidades relativas de las carreras de entrada y salida – es decir un cambio en la relación de velocidad del variador.

10 Cuando se transmite la potencia a través del variador, las carreras ejercen una fuerza neta en los rodillos tendiendo a moverlos a lo largo de sus trayectos circulares alrededor del eje común 15. Dado que esta fuerza actúa alrededor del eje, a una distancia de él igual al radio de dicho trayecto circular, se puede expresar como un par (fuerza multiplicada por distancia) que actúa alrededor del eje. Este par se debe hacer reaccionar a través de los actuadores 36, 38 con un objeto fijo tal como la cubierta del variador (no se muestra). La suma de tales pares que actúan en todos los rodillos es el par total que reacciona con la cubierta y de esta manera se conoce como el “par de reacción”.

15 La fuerza ejercida en cada rodillo por las carreras se debe equilibrar directamente por la fuerza ejercida en el rodillo por su actuador 36, 38. De ahí que mediante el ajuste de la fuerza del actuador (que se determina por una diferencia en las presiones entre las líneas hidráulicas 40a, b que suministran los lados opuestos de cada pistón 36a, b), el par de reacción se ajuste directamente.

20 Adicionalmente el par de reacción debe ser claramente igual al par neto aplicado al variador – es decir a la suma de los pares que actúan en su entrada y salida. Esta cantidad se controla directamente de esta manera mediante el control de la fuerza del actuador.

25 Señalar que el sistema físico ilustrado en las Figuras 1 y 2 no proporciona medios directos de ajuste de una relación de la velocidad del variador requerida. En su lugar, los cambios en la relación tienen lugar automáticamente, en virtud de la construcción física de la transmisión, como resultado de los pares en la entrada y salida del variador. Para apreciar esto, consideremos la representación simplificada y esquemática a groso modo proporcionada en la Figura 3. Un motor ejerce un par motor TE en el lado de entrada de la transmisión. La acción del variador crea un par TIN en el mismo lado de la transmisión. Ambos actúan sobre la inercia WIN a la que se refiere la entrada del variador (contribuida por las partes de giro del motor y la transmisión). El par neto TE+TIN actúa sobre la inercia WIN y, si el par neto no es cero, hace que se acelere. La relación de velocidad del variador cambia automáticamente para acomodar tal aceleración. En su lado de salida del par de transmisión TOUT se añade a cualquier par TB a partir de los frenos del vehículo y el par TW en las ruedas debido a arrastrar el vehículo que está en una pendiente etc. para proporcionar un par neto que actúa sobre la inercia WOUT (la cual incluye la inercia del vehículo en sí mismo, así como aquella del impulso final etc.) para determinar su aceleración. De nuevo, la relación de velocidad del variador cambia automáticamente para acomodar la aceleración.

30 Un variador dispuesto a regular el par de reacción algunas veces se conoce en la literatura como que es “controlado por par” para distinguir de las transmisiones más convencionales en las que la relación se regula directamente, tal transmisión que se conoce como “controlada por relación”.

35 Muchas transmisiones conocidas usan realimentación hidromecánica para lograr el control de la relación del variador. Por ejemplo, se puede proporcionar una válvula para ajustar la presión hidráulica que controla el variador, la válvula que se controla en sí misma a través (a) de una conexión mecánica con uno de los rodillos, para detectar su posición y (b) una señal de entrada mecánica que representa la relación requerida. La válvula sirve para comparar las dos señales y modular la presión del pistón para lograr la posición del rodillo requerida. Tales sistemas se implementan típicamente usando variadores algo diferentes en construcción del visto en las Figuras 1 y 2. Un ejemplo se puede encontrar en la US 2003/0228952 (Joe y otros). La presente invención *no* tiene que ver con transmisiones de este tipo.

40 Las transmisiones controladas por par exitosas hasta la fecha típicamente han sido dependientes de estrategias de control sofisticadas implementadas en soporte lógico en las que la demanda de par motor y el par de reacción del variador se controlan de una manera coordinada. Ejemplos se encuentran en la solicitud de patente internacional publicada WO 04/085190 (solicitud PCT/EP04/03293).

45 En aras de lo completo y la claridad, la Figura 7 ilustra en una forma altamente simplificada un ejemplo de una transmisión completa que incluye una adaptación de engranajes de “derivación” epicíclicos. El motor del vehículo a motor E impulsa el eje de entrada 17 del variador 10. El eje del variador 17 de esta manera forma la entrada rotativa del variador, y también la entrada de la transmisión como un conjunto. Un tren de engranajes 700 también acopla el eje del variador 17 con un eje 702 de un porta satélites 704 de un tren de engranajes epicíclico 706. El engranaje planetario 708 del tren de engranajes epicíclico 706 se acopla por una cadena de distribución 710 a las carreras de salida del variador 16a, b, las cuales forman de esta manera la salida rotativa del variador. La corona dentada 712 del tren de engranajes epicíclico 706 se acopla a un rotor 714 que forma la salida de transmisión. En el dibujo el rotor 714 se muestra que está acoplado directamente a las ruedas del vehículo 716, aunque en realidad este

50

55

60

65

acoplamiento se hace normalmente a través del eje de transmisión, el engranaje diferencial etc.

La estabilidad es un factor crucial con respecto tanto al diseño físico de la transmisión como al método usado para controlarla. Los rodillos del variador sufrirían, en ausencia de amortiguación adecuada, oscilación indeseada. El modo más simple de oscilación implica el movimiento de todos los rodillos al unísono alrededor de sus posiciones de equilibrio, con la consecuente variación de la relación de transmisión que se puede experimentar por los pasajeros del vehículo como trepidación o vibración.

El tipo de variador presentado en las Figuras 1 y 2 típicamente se dota con amortiguación hidráulica para superar el problema. La Figura 4 muestra una adaptación hidráulica adecuada en forma altamente esquemática. Las válvulas de control de presión P1 y P2 se suministran con fluido hidráulico presurizado por una bomba (no se muestra). Un controlador electrónico 50 envía a cada una de las válvulas una demanda de presión respectiva, y en respuesta cada salida de las válvulas una presión correspondiente a través de las líneas de suministro asociadas S1 y S2 que alimentan los lados opuestos de los pistones del variador 36 (solamente uno de los cuales se muestra en la Figura 3). Mediante el control de las válvulas P1 y P2 el controlador electrónico controla la fuerza del pistón y por lo tanto el par de reacción del variador. Señalar no obstante que las líneas de suministro S1 y S2 incorporan los orificios de amortiguación respectivos O1 y O2. Estos se forman como estrangulamientos en las líneas de suministro, y típicamente como orificios afilados, cuya resistencia al flujo no varía mucho con la viscosidad del fluido, y por lo tanto con la temperatura. El movimiento del pistón introduce el flujo a través de los orificios, y ese flujo introduce cambios de presión a través de los orificios O1 y O2 que tiende a resistirse al movimiento del pistón. Los orificios de esta manera dan lugar a una fuerza que se opone al movimiento del pistón y se relaciona con la velocidad del pistón. En el análisis convencional del movimiento armónico tal término se considera que proporciona amortiguación, y ese es su efecto en el presente contexto.

Señalar también que el sistema hidráulico posee un grado de cumplimiento. En la Figura 4 el cumplimiento se representa por los acumuladores C1 y C2. En la práctica, un grado de conformidad se crea incluso sin el suministro de los acumuladores como tal en virtud de la comprensibilidad del fluido hidráulico (el cual llega a ser algo gaseoso en uso), los volúmenes de las cámaras de trabajo en cualquiera de los dos lados de los pistones, etc. La conformidad crea un retraso de fase entre el flujo del fluido y los cambios de presión anteriormente mencionados. Esto de nuevo es deseable con respecto a la estabilidad del variador. Las válvulas de control de presión de producción típicamente muestran un término principal entre el flujo y la presión. El circuito hidráulico ilustrado impide al variador y las válvulas interactuar de una forma inestable mediante la cancelación del término principal de las válvulas mediante el término de retraso debido a la conformidad. También el variador, incluso con los orificios de amortiguación, resulta potencialmente inestable cuando se acopla a una línea de impulsión de vehículo, la cual se puede pensar en el contexto como un resorte de torsión dado que puede almacenar energía debido a que se le "da cuerda". La inclusión del cumplimiento hidráulico hace que el variador se comporte como un amortiguador rotacional. De esta manera amortigua las oscilaciones de la línea de impulsión más que incitar a ellas.

Un efecto menos deseable de la amortiguación es que produce un retraso entre los cambios en las presiones demandadas de las válvulas P1 y P2, y los cambios correspondientes en las presiones aplicadas a los pistones 36. El efecto es equivalente a aplicar un filtro paso bajo a la demanda de presión, como se ilustra en la Figura 5. La línea de puntos representa una demanda de presión, la cual es en este ejemplo particular una onda sinusoidal, meramente para propósitos de ilustración. La línea continua representa la presión real aplicada al pistón 36, y se puede ver retrasada detrás de la demanda por un tiempo de retraso T_{or} .

Para proporcionar buen control de transmisión a velocidades bajas, el sistema que controla la transmisión debe ser capaz de reaccionar rápidamente a condiciones cambiantes. La amortiguación hidromecánica hace esto problemático. Supongamos por ejemplo que el controlador electrónico se programa para aplicar el control de bucle cerrado para regular la transmisión. La combinación de (a) el control del bucle cerrado rápido y sensible a través de la electrónica con (b) un sistema hidromecánico amortiguado se encuentra que es potencialmente inestable debido al retardo de fase T_{or} , que puede dar lugar a realimentación positiva. Abordar este problema es un objeto de la presente invención. Consideremos ahora algunas de las situaciones en las que a los vehículos se les requiere mantener una velocidad baja. Varias de tales situaciones surgen en relación con los vehículos agrícolas, por ejemplo los tractores.

Cuando se ara, la carga sobre el motor se aporta principalmente por el arado en sí mismo y varía de acuerdo con la naturaleza del suelo. Es deseable mantener un ritmo bastante rápido, pero esto se debe hacer sin permitir al motor pararse cuando el arado encuentra suelo inquebrantable. El mantenimiento de una velocidad de avance constante no es de gran importancia. El suelo se comporta en este contexto algo como un fluido viscoso, de manera que la fuerza necesaria para impulsar el arado es aproximadamente proporcional a la velocidad. Si, con una relación de velocidad de transmisión fija, el motor lucha y se ralentiza, la carga de esta manera se reduce y se evita la parada del motor.

Cuando se *rotiva* (tratamiento del suelo que usa una implementación giratoria impulsada desde el arranque por la fuerza del tractor, que se impulsa desde el motor a través de una transmisión de relación fija separada de la que

impulsa las ruedas del vehículo) la carga del motor se aporta en gran medida por el rotivador, y puede causar al motor ralentizarse cuando se encuentra suelo inquebrantable. Es deseable que debiera haber una relación constante de la velocidad de la rueda del vehículo con la velocidad del rotivador. Esto se puede proporcionar operando en la relación de velocidad de transmisión fija.

5 Algunas veces es necesario simplemente mantener una velocidad de avance muy baja. Por ejemplo se puede requerir a un tractor pasar muy lentamente por los recolectores de fruta cargando la fruta en un remolque. Una adaptación de chorro de agua, para la limpieza etc., puede necesitar ser remolcada muy lentamente delante de un edificio que se chorrea. Las velocidades requeridas pueden ser tan bajas como 30 metros por hora. La relación de
10 velocidad de transmisión requerida para proporcionar velocidad de avance tan baja es tan baja que no se puede aplicar ninguna carga significativa al motor, de manera que con un motor de velocidad controlada una relación de transmisión constante da velocidad constante.

15 En todos estos ejemplos, los resultados requeridos se pueden obtener mediante el control de la transmisión para proporcionar una relación de transmisión constante – y muy baja. La gestión de un variador controlado por par para proporcionar esto es problemática, no obstante. De nuevo, es importante enfatizar la diferencia a este respecto entre una relación controlada por relación y una transmisión controlada por par. En la primera, la electrónica de control establece la relación requerida y el sistema hidráulico (por ejemplo la válvula mencionada anteriormente, sensible a la posición del rodillo y la relación del variador) controla automáticamente el variador para ajustarlo a esa relación.
20 En una transmisión controlada por *par*, el sistema hidráulico regula el par de reacción. Si el par de reacción no fuera ajustado, la relación de transmisión variaría según, por ejemplo, el vehículo encuentra inclinaciones u otros obstáculos, o la carga de un arado cambie según sea subido o sea bajado el arado. Para mantener la relación constante la electrónica que controla el variador debe ser capaz de ajustar rápidamente el par de reacción demandado del sistema hidráulico.

25 Una prueba de un sistema de control de transmisión implica conducir el vehículo a muy baja velocidad sobre un obstáculo en forma de una viga cuadrada de digamos 30 centímetros de altura y anchura, siendo el propósito mantener una velocidad constante según las ruedas del vehículo primero suben la cara frontal de la viga, situando una carga en el tren de potencia, luego alcanzar su cara superior, descargarla abruptamente, y luego comenzar a
30 descender la cara trasera de la viga, que requiere al motor que sea situado abruptamente en sobrecarga (freno motor). La prueba es directa para un tractor con una caja de cambios convencional (relación escalonada), dado que la relación de transmisión no puede fluctuar y la velocidad del motor se puede tomar que es constante (debido al uso de un motor diesel de velocidad controlada que tiene su propio controlador de velocidad). Es altamente desafiante para un tractor con una CVT controlada por par, en que el par de reacción se debe ajustar rápidamente de acuerdo con los cambios en la carga de la rueda para mantener la relación requerida.

35 Es importante enfatizar que aunque la presente invención se ha ideado en conexión con los vehículos agrícolas tiene aplicaciones potenciales en relación con vehículos de otros tipos.

40 La US-A-6146307 (TAKIZAWA SATOSHI) describe una transmisión automática para un vehículo que tiene un controlador que proporciona control de realimentación sobre una señal de comando de relación de velocidad. Esto se hace mediante el control proporcional/diferencial para minimizar la desviación entre una relación de velocidad objetivo transitoria y una relación de velocidad real. Cuando una diferencia entre la señal de comando y aquella del ciclo de control precedente es más grande que un valor predeterminado, el controlador prohíbe el aumento de una
45 corrección integral del control PID en el siguiente ciclo de control. En este sentido, el aumento continuo de la cantidad de corrección de realimentación se suprime cuando la transmisión es incapaz de encajar la señal de comando.

50 La EP-A-0916876 (NISSAN MOTOR) concierne a una transmisión de variación continua cuya relación de velocidad se varía de acuerdo con una presión de aceite que se ajusta por una válvula conducida por un motor paso a paso. El motor paso a paso se controla por realimentación de manera que una relación de velocidad real coincide con una relación de velocidad objetivo determinada de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del vehículo. Mediante la determinación de una ganancia de realimentación en base a la presión de aceite, la temperatura del
55 aceite, la relación de velocidad real y la velocidad de rotación del eje de salida de la transmisión, se proporciona el preciso control de la relación de velocidad.

60 La WO 2004/085190 (TOROTRAK (DEVELOPMENT) LIMITED), que revela todos los rasgos del preámbulo de acuerdo con las reivindicaciones 1 y 12, describe un método de control de una transmisión de relación variable continua que tiene un variador. El variador recibe una señal de control primaria y se construye y dispone de manera que ejerce en sus miembros de entrada y salida pares que, para una relación de impulso de variador dada, corresponden directamente con la señal de control. La transmisión se controla por un método que comprende:
65 determinar una aceleración de motor objetivo; determinar los ajustes de la señal de control primaria del variador y de un control del par motor para proporcionar la aceleración del motor requerida; y ajustar la señal de control y/o el control del par motor en base a estos ajustes. Un cambio de la velocidad del motor consecuente se predice entonces, permitiendo que las características del motor y/o la transmisión, y los ajustes de la señal de control y el

par motor se corrijan en un bucle cerrado en base a una comparación de las velocidades de motor real y predicha.

La GB-A-2423122 (TOROTRAK (DEVELOPMENT) LIMITED) describe una construcción particular de un variador en el que una pareja de rodillos del variador se montan y controlan a través de una palanca que es móvil para cambiar la relación del variador.

De acuerdo con un primer aspecto de la presente invención, hay un controlador electrónico para una transmisión de variación continua que comprende un variador que tiene una entrada de variador rotativa acoplada a una primera carrera del variador, una salida de variador rotativa acoplada a una segunda carrera del variador y al menos un rodillo que corre en las mencionas carreras para transferir el impulso de una a la otra, el(los) rodillo(s) que es(son) móvil(es) para variar de forma continua la relación del variador, el variador que además comprende al menos un actuador hidráulico que actúa en el(los) rodillo(s) y a través del cual el par neto que actúa en las carreras del variador, cuya cantidad será denominada más adelante el par de reacción, se refiere a través del(de los) rodillo(s) a la cubierta del variador, y una adaptación hidráulica para aplicar al(a los) actuador(es) al menos una presión de control hidráulica que determina la fuerza aplicada por el(los) actuador(es) y de esta manera determina el par de reacción, el variador que está acoplado entre una entrada de transmisión rotativa y una salida de transmisión rotativa de manera que la relación de transmisión es una función de la relación del variador, el controlador electrónico que se caracteriza porque está configurado para llevar a cabo los siguientes pasos en un bucle:

- medir una relación de velocidad de la transmisión de variación continua;
- comparar la relación de velocidad medida con una relación de velocidad objetivo;
- determinar una petición de par de salida de las transmisión en base a dicha comparación;
- convertir la petición de par de salida a una petición de presión de control, teniendo en cuenta la relación de velocidad;
- diferenciar la petición de presión de control con respecto al tiempo para obtener un valor de compensación y aplicar el valor de compensación a la petición de presión de control; y
- sacar la petición de presión de control compensada resultante a la adaptación de válvula hidráulica.

De acuerdo con un segundo aspecto de la presente invención hay un método de control de una transmisión de variación continua que comprende un variador que tiene una entrada de variador rotativa acoplada a una primera carrera de variador, una salida de variador rotativa acoplada a una segunda carrera del variador y al menos un rodillo que corre en las mencionas carreras para transferir el impulso de una a la otra, el(los) rodillo(s) que es(son) móvil(es) para variar de forma continua la relación del variador, el variador que además comprende al menos un actuador hidráulico que actúa en el(los) rodillo(s) y a través del cual el par neto que actúa en las carreras del variador, cuya cantidad será denominada más adelante el par de reacción, se refiere a través del(de los) rodillo(s) a la cubierta del variador, y una adaptación hidráulica para aplicar al(a los) actuador(es) al menos una presión de control hidráulica que determina la fuerza aplicada por el(los) actuador(es) y de esta manera determina el par de reacción, el variador que está acoplado entre una entrada de transmisión rotativa y una salida de transmisión rotativa de manera que la relación de transmisión es una función de la relación del variador, el método que se caracteriza porque comprende llevar a cabo los siguientes pasos en un bucle:

- medir una relación de velocidad de la transmisión de variación continua;
- comparar la relación de velocidad medida con una relación de velocidad objetivo;
- determinar una petición de par de salida de la transmisión en base a dicha comparación;
- convertir la petición de par de salida a una petición de presión de control, teniendo en cuenta la relación de velocidad;
- diferenciar la petición de presión de control con respecto al tiempo para obtener un valor de compensación y aplicar el valor de compensación a la petición de presión de control; y
- sacar la petición de presión de control compensada resultante a la adaptación de válvula hidráulica.

A pesar de su simplicidad, y algo inesperadamente, este controlador resulta altamente eficaz. Un prototipo que tiene un controlador que realiza la invención se ha mostrado para exceder en la prueba de la "viga" explicada anteriormente, y proporcionar control altamente estable de la velocidad de la rueda del vehículo.

La relación de velocidad medida por el controlador podría ser la relación de transmisión, pero en la realización preferente es la relación del variador. En cualquiera de los dos casos la medición relevante preferentemente implica detectar las velocidades de entrada y salida. Donde se mide la relación del variador se puede convertir a relación de transmisión para usar en los pasos posteriores.

La comparación de la relación de velocidad medida con la relación de velocidad objetivo preferentemente implica restar una de otra.

La determinación de la petición de par de salida preferentemente se lleva a cabo por un controlador integral proporcional en a base a la comparación anteriormente mencionada.

Preferentemente el valor de compensación se obtiene multiplicando el diferencial de la petición de presión de control (es decir el gradiente de la curva de presión de control frente al tiempo) por un factor que corresponde a un retraso de tiempo en la adaptación hidráulica.

5 Es particularmente preferente que la transmisión es del tipo que incorpora un engranaje de derivación y es capaz de proporcionar el punto muerto engranado.

10 La adaptación hidráulica típicamente incluye una válvula de control de presión dispuesta para sacar la presión de control al(a los) actuador(es), la válvula de control de presión que se dispone para recibir la petición de presión de control compensada y que se adapta para ajustar la presión de control de acuerdo con la petición. En un conducto que conecta la válvula de control de presión y el actuador hay preferentemente un orificio estrangulado a través del cual se crea una diferencia de presión por el flujo a través suyo. Aún más preferente la adaptación hidráulica comprende la conformidad de crear un retraso de tiempo entre el ajuste de la presión de salida de la válvula y un cambio correspondiente en la presión recibida por el actuador.

15 De acuerdo con un tercer aspecto de la presente invención, hay una transmisión que comprende un variador que se adapta y dispone para regular el par de reacción del variador y que se acopla entre una entrada de transmisión y una salida de transmisión de manera que la relación de transmisión es una función de la relación del variador, la transmisión que comprende un controlador electrónico configurado para

20 medir una relación de velocidad de la transmisión de variación continua;
 comparar la relación de velocidad medida con una relación de velocidad objetivo;
 determinar una petición de par de salida de transmisión en base a dicha comparación;
 25 convertir la petición de par de salida a una petición de presión de control, teniendo en cuenta la relación de velocidad;
 diferenciar la petición de presión de control con respecto al tiempo para obtener un valor de compensación y aplicar el valor de compensación a la petición de presión de control; y
 sacar la petición de presión de control compensada resultante a la adaptación de válvula hidráulica.

30 Las realizaciones específicas de la presente invención se describirán ahora, por medio del ejemplo solamente, con referencia a los dibujos anexos, en los cuales:

35 La Figura 1 es una representación simplificada de un variador visto a lo largo de una dirección radial a su eje principal;
 La Figura 2 es una vista en perspectiva del mismo variador;
 La Figura 3 es un diagrama simple que representa las inercias y pares en una CVT;
 La Figura 4 es una representación altamente simplificada de un circuito hidráulico para el control de un variador;
 40 La Figura 5 es un gráfico que representa la variación de tiempo de la presión y la demanda de presión en el sistema hidráulico que controla un variador; y
 La Figura 6 es un diagrama de bloques que representa los elementos funcionales principales de un sistema de control que realiza la presente invención; y
 La Figura 7 es una representación simplificada de una transmisión que incorpora el variador de las Figuras 1 a 3.

45 El sistema 110 representado en la Figura 6 es para usar con una CVT que tiene un variador controlado por par tal como el representado en las Figuras 1 a 4 y 7. Sirve para determinar un control del variador variable en respuesta a las cantidades detectadas y de acuerdo con una demanda de relación desde el conductor. En los términos más amplios posibles, el sistema se puede considerar como que proporciona el control de bucle cerrado en base al error de la relación de transmisión (es decir la diferencia entre la relación de transmisión real y la demandada).

50 Este sistema mide repetidamente la relación de transmisión actual. En principio esto se podría hacer mediante la medición de la velocidad de salida de la transmisión y la velocidad de entrada de la transmisión y dividiendo una por la otra. No obstante, este planteamiento llega a ser menos efectivo según la velocidad de salida de la transmisión cae hacia cero, y el ruido del sensor consecuentemente domina sobre la velocidad medida. La velocidad de salida del variador nunca se acerca a cero mientras que el motor está funcionando, de manera que el planteamiento adoptado en la presente realización es basar el cálculo de la relación en la velocidad de salida del variador en lugar de la velocidad de salida de transmisión. En 112 en la Figura 6 la velocidad de salida del variador medida (desde el sensor 114, cuya salida está sujeta a un filtro paso bajo para reducir el ruido) se divide por la velocidad de entrada del variador medida (desde el sensor 116, igualmente a través de un filtro paso bajo). Esta cantidad se relaciona con la relación de transmisión por una función directa en base a la disposición de la transmisión y las relaciones de engranajes, y la conversión relevante se hace en 118 para dar una relación de transmisión medida.

65 En 120 en la Figura 6 la relación de transmisión medida se compara con el valor demandado DVR de la relación de transmisión, que en la presente realización se fija por el conductor. El error resultante (la diferencia entre la relación

5 medida y demandada) se usa como la base del control de bucle cerrado, que se suministra a un controlador PI (integral proporcional) 122 que determina el esfuerzo a ser ejercido para corregir el error de la relación de transmisión. Los controladores PI son bien conocidos. El esfuerzo de corrección es la suma de (a) el error de la relación multiplicado por un primer coeficiente K_p y (b) un entero numérico del error de la relación multiplicado por un segundo coeficiente K_i . La salida del controlador PI representa el par a ser ejercido en las ruedas del vehículo conducido ("par de rueda").

10 Recordemos que el variador está construido para proporcionar un par de *reacción* que corresponde a la diferencia de presión a través de sus pistones 36. Esta diferencia de presión es la variable de control del variador. Para calcular el par de reacción (y de ahí la diferencia de presión) requerido para crear un par de rueda dado, es necesario tener en cuenta la relación del variador actual, que está disponible que se ha determinado en el paso 112 en la Figura 6. El bloque funcional 124 sirve para convertir el par de rueda requerido a una petición de presión del variador, teniendo en cuenta la relación del variador.

15 El esfuerzo ejercido para corregir un error de relación dado de esta manera depende no solamente del error (y su entero de tiempo) sino también de la relación del variador actual.

20 Recordemos de la discusión anterior que hay un retraso T_{or} entre los cambios en la petición de presión aplicada a las válvulas que controlan el variador y los cambios correspondientes en las presiones aplicadas al variador. La salida de la petición de presión desde el bloque 124 se modifica en 126 para compensar este retraso. Esto se hace mediante la diferenciación numérica de la petición de presión, multiplicando el diferencial por un coeficiente K_t y añadiendo el valor de compensación resultante a la señal de petición de presión. El coeficiente K_t representa el retraso de tiempo T_{or} creado por el sistema hidráulico.

25 El sistema hidráulico aplica lo que es en efecto un filtro paso bajo a las presiones del variador demandadas, en la forma que fue descrita anteriormente. La operación llevada a cabo en el paso 126 es en efecto un filtro paso alto para la petición de presión. El filtrado paso alto implementado en la electrónica de control compensa el filtrado paso bajo provocado por el sistema hidráulico. El resultado es un sistema que es estable a pesar de tener una velocidad rápida de respuesta.

30 La salida 128 del paso 126 es la variable de control del variador y representa la petición de presión a ser usada en el control de las válvulas (por ejemplo P1 y P2) asociada con el variador. Esta es la principal salida del sistema de control. No obstante la Figura 6 también sirve para ilustra cómo se cierra el bucle de control. El filtrado paso bajo efectivo de las presiones por el sistema hidráulico se representa mediante el recuadro 130 y es la presión resultante de este proceso que actúa en el variador y así determina el par de reacción creado por el variador, y de ahí el par de rueda. Los cambios en la velocidad de las ruedas del vehículo dependen del par de rueda y de la inercia del vehículo, la inclinación del terreno, el deslizamiento de las ruedas (tracción) etc., como se explicó anteriormente con referencia a la Figura 3, y el recuadro 132 en la Figura 6 representa la inercia/resistencia del vehículo relevante. Cualquier cambio en la velocidad de las ruedas se refleja en un cambio correspondiente de la velocidad de salida del variador, aunque las dos velocidades difieren en virtud del engranaje de derivación etc. (recuadro 134) y la velocidad de salida del variador es por supuesto una de las entradas al bucle de control, que por lo tanto está cerrado.

40 El sistema de control se implementa electrónicamente. En principio podría ser un sistema electrónico analógico. Los circuitos analógicos bien conocidos se puede usar para implementar todas las funciones – filtros, sumadores, etc. – y en el pasado los controladores de variador se construyeron de esta forma. En la práctica, no obstante, se ve favorecida una implementación digital. Un microprocesador programado adecuadamente recibe las salidas de los sensores 114 y 116 así como la indicación del conductor de la demanda de relación y, en un bucle de repetición, calcula la variable de control (petición de presión) 128.

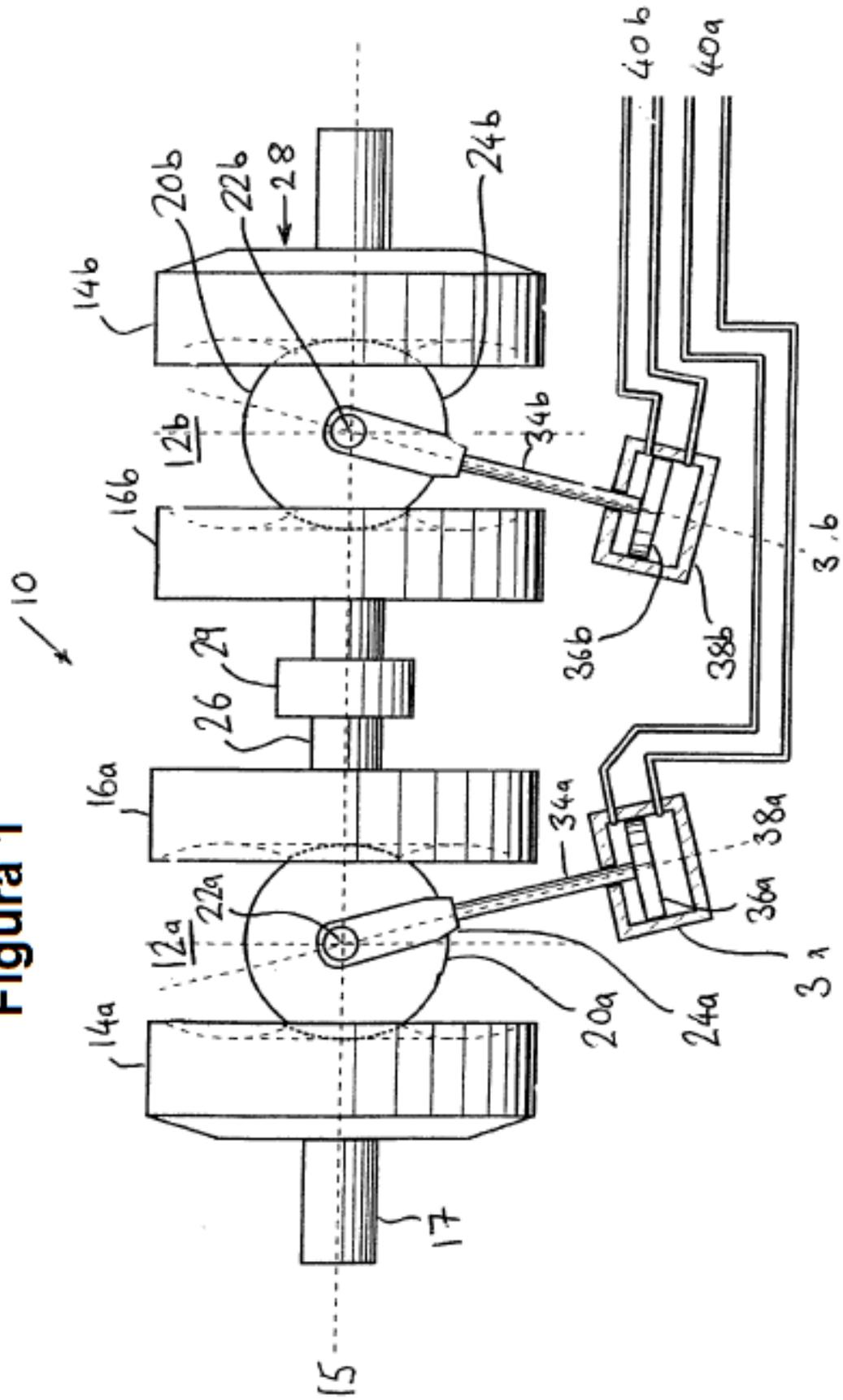
50

REIVINDICACIONES

1. Un controlador electrónico para una transmisión de variación continua que comprende un variador (10) que tiene una entrada de variador rotativa (17) acoplada a una primera carrera del variador (14a, 14b), una salida de variador rotativa (29) acoplada a una segunda carrera del variador (16a, 16b) y al menos un rodillo (20a, 20b) que corre en dichas carreras (14a, 14b, 16a, 16b) para transferir el impulso de una a la otra, el(los) rodillo(s) (20a, 20b) que es(son) móvil(es) para variar de forma continua la relación del variador, el variador (10) que además comprende al menos un actuador hidráulico (36a, 36b, 38a, 38b) que actúa en el(los) rodillo(s) (20a, 20b) y a través del cual el par neto que actúa en las carreras del variador (14a, 14b, 16a, 16b) se refiere a través del(de los) rodillo(s) (20a, 20b) a la cubierta del variador, y una adaptación hidráulica (40a, 40b, P1, P2) para aplicar al(a los) actuador(es) (36a, 36b, 38a, 38b) al menos una presión de control hidráulica que determina la fuerza aplicada por el(los) actuador(es) (36a, 36b, 38a, 38b) y determina de esta manera el par de reacción, el variador (10) que se acopla entre una entrada de transmisión rotativa y una salida de transmisión rotativa de manera que la relación de transmisión es una función de la relación del variador, el controlador electrónico que se **caracteriza porque** está configurado para llevar a cabo los siguientes pasos en un bucle:
- medir una relación de velocidad de la transmisión de variación continua;
 comparar la relación de velocidad medida con una relación de velocidad objetivo;
 determinar una petición de par de salida de transmisión en base a dicha comparación;
 convertir la petición de par de salida a una petición de presión de control, que tiene en cuenta la relación de velocidad;
 diferenciar la petición de presión de control con respecto al tiempo para obtener un valor de compensación y aplicar el valor de compensación a la petición de presión de control; y
 sacar la petición de presión de control compensada resultante a la adaptación de válvula hidráulica.
2. Un controlador electrónico como se reivindica en la reivindicación 1, en el que la relación de velocidad medida es la relación del variador.
3. Un controlador electrónico como se reivindica en la reivindicación 2, en el que la relación del variador medida se convierte a una relación de transmisión medida.
4. Un controlador electrónico como se reivindica en cualquier reivindicación precedente en el que la comparación de la relación de velocidad medida con la relación de velocidad objetivo implica restar una de la otra.
5. Un controlador electrónico como se reivindica en cualquier reivindicación precedente en el que la determinación de la petición de par de salida se lleva a cabo por un controlador integral proporcional (122) en base a la comparación anteriormente mencionada.
6. Un controlador electrónico como se reivindica en cualquier reivindicación precedente en el que el valor de compensación se obtiene multiplicando el diferencial de la petición de presión de control por un factor que corresponde a un retraso de tiempo en la adaptación hidráulica.
7. Una transmisión de variación continua que incorpora un controlador electrónico como se reivindica en cualquier reivindicación precedente.
8. Una transmisión de variación continua como se reivindica en la reivindicación 7 que incorpora un engranaje de derivación y es capaz de proporcionar un punto muerto engranado.
9. Una transmisión de variación continua como se reivindica en la reivindicación 7 o la reivindicación 8 que incluye una válvula de control de presión (P1, P2) dispuesta para sacar la presión de control al(a los) actuador(es) (36a, 36b, 38a, 38b), la válvula de control de presión que se dispone para recibir la petición de presión de control compensada y que se adapta para ajustar la presión de control de acuerdo con la petición.
10. Una transmisión de variación continua como se reivindica en la reivindicación 9, en la que un conducto que conecta la válvula de control de presión y el actuador incorpora un orificio estrangulado (O1, O2) a través del cual se crea una diferencia de presión por el flujo que lo atraviesa.
11. Una transmisión de variación continua como se reivindica en la reivindicación 10 en la cual la adaptación hidráulica comprende el cumplimiento de la creación de un retraso de tiempo entre el ajuste de la presión de salida de la válvula y el cambio correspondiente en la presión recibida en el actuador.
12. Un método de controlar una transmisión de variación continua que comprende un variador (10) el cual tiene una entrada del variador rotativa (17) acoplada a una primera carrera del variador (14a, 14b), una salida del variador rotativa (29) acoplada a una segunda carrera del variador (16a, 16b) y al menos un rodillo (20a, 20b) que corre en dichas carreras (14a, 14b, 16a, 16b) para transferir el impulso de una a la otra, el(los) rodillo(s) (20a, 20b) que

- 5 es(son) móvil(es) para variar de forma continua la relación del variador, el variador (10) que además comprende al menos un actuador hidráulico (36a, 36b, 38a, 38b) que actúa en el(los) rodillo(s) (20a, 20b) y a través del cual el par neto que actúa en las carreras del variador (14a, 14b, 16a, 16b) se refiere a través del(de los) rodillo(s) (20a, 20b) a la cubierta del variador, y una adaptación hidráulica (40a, 40b, P1, P2) para aplicar al(a los) actuador(es) (36a, 36b, 38a, 38b) al menos una presión de control hidráulica que determina la fuerza aplicada por el(los) actuador(es) (36a, 36b, 38a, 38b) y determina de esta manera el par de reacción, el variador (10) que se acopla entre una entrada de transmisión rotativa y una salida de transmisión rotativa de manera que la relación de transmisión es una función de la relación del variador, el método que se **caracteriza porque** comprende llevar a cabo los siguientes pasos en un bucle:
- 10
- medir una relación de velocidad de la transmisión de variación continua;
 - comparar la relación de velocidad medida con una relación de velocidad objetivo;
 - determinar una petición de par de salida de la transmisión en base a dicha comparación;
- 15
- convertir la petición de par de salida a una petición de presión de control, que tiene en cuenta la relación de velocidad;
 - diferenciar la petición de presión de control con respecto al tiempo para obtener un valor de compensación y aplicar el valor de compensación a la petición de presión de control; y
 - sacar la petición de presión de control compensada resultante a la adaptación de válvula hidráulica.
- 20
- 13.** Un método como se reivindica en la reivindicación 12 en el que la determinación de la petición de par de salida se lleva a cabo por un método integral proporcional.
- 14.** Un método como se reivindica en la reivindicación 13 o la reivindicación 14 en el que la medición de la relación de velocidad implicó la medición de las velocidades de entrada y la de salida del variador (10).
- 25

Figura 1



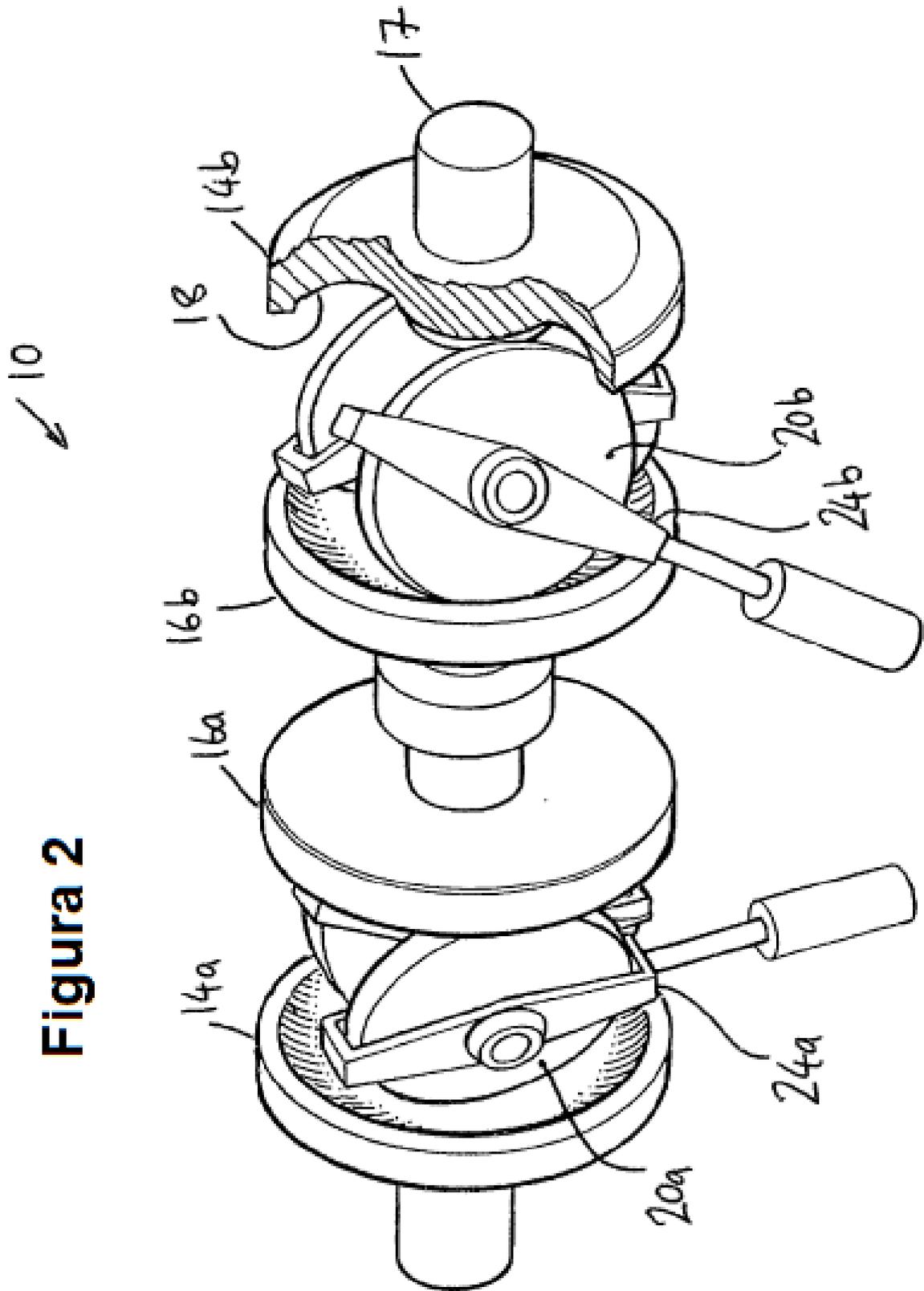


Figura 2

Figura 3

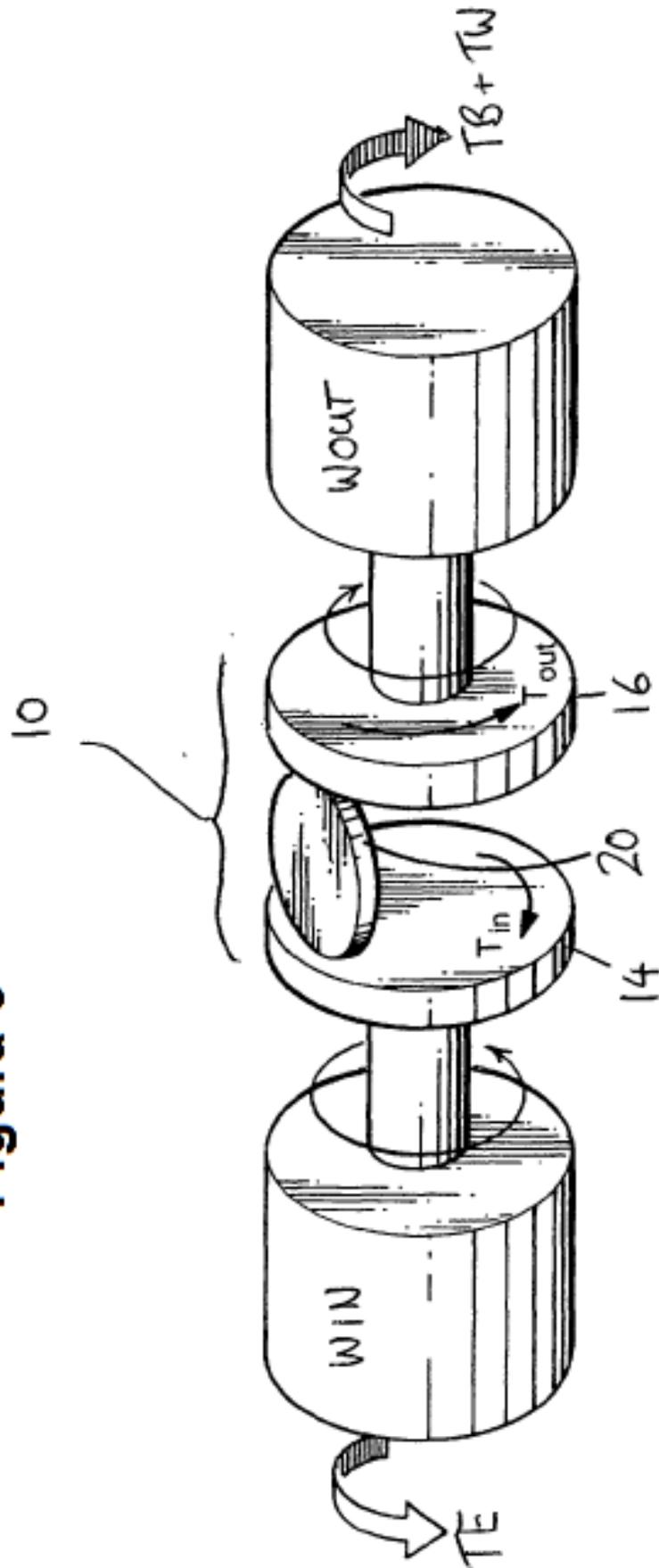


Figura 4

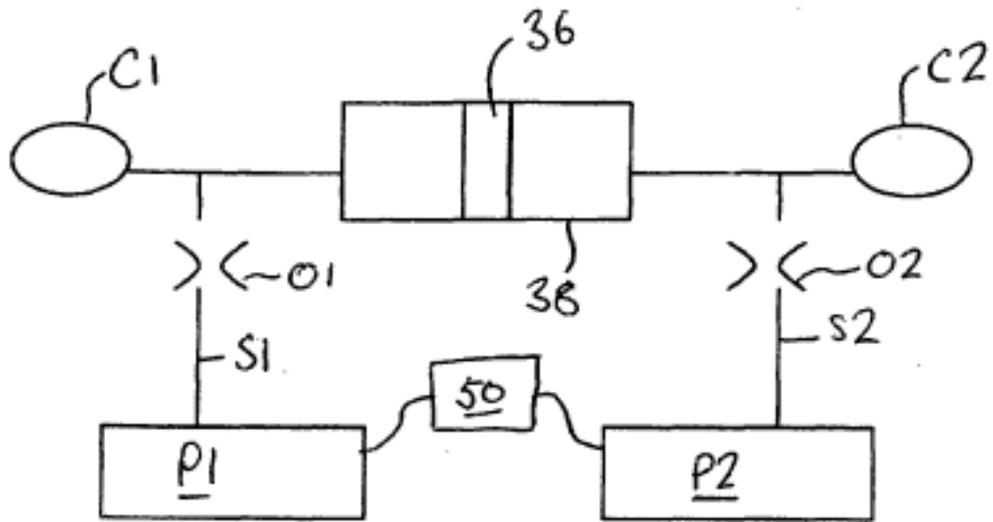


Figura 5

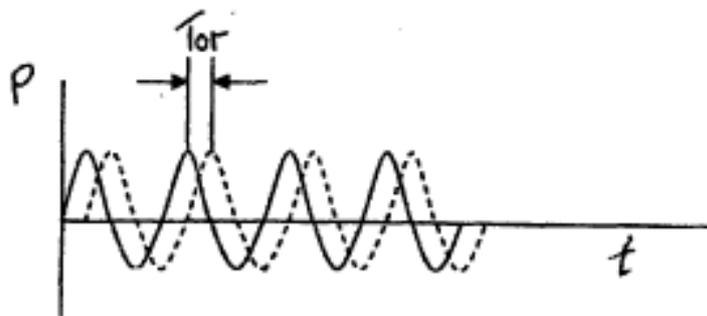
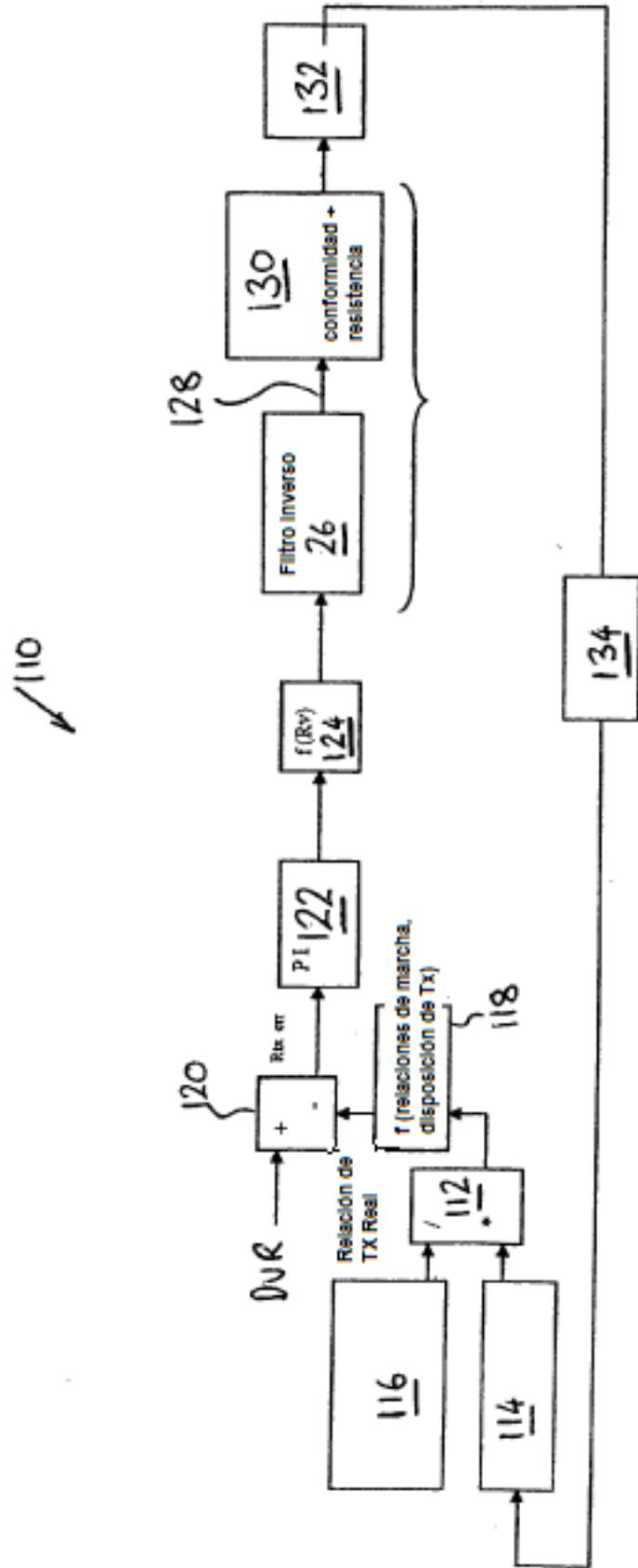


Figura 6



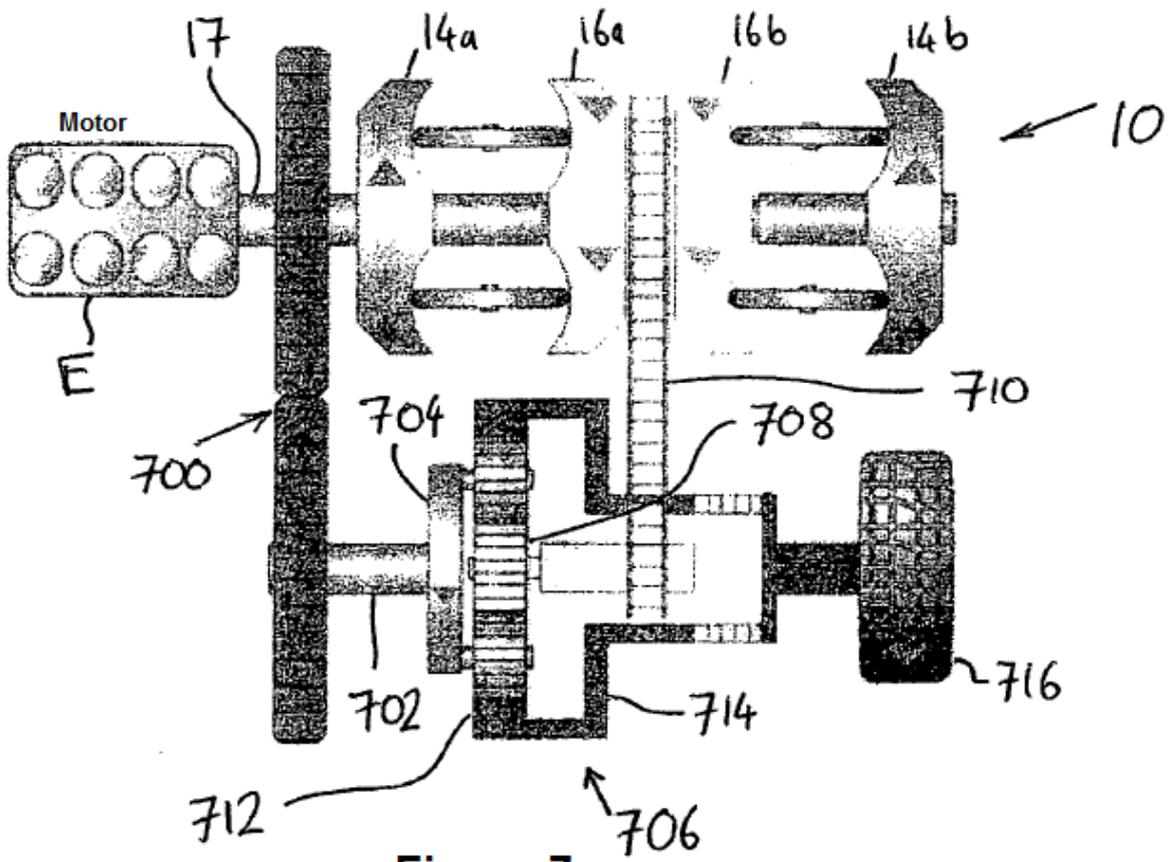


Figura 7