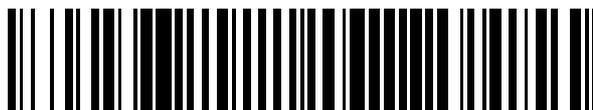


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 402 127**

51 Int. Cl.:

F16H 15/42 (2006.01)

F16H 37/02 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **29.09.2003 E 09003596 (5)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **09.01.2013 EP 2169267**

54 Título: **Transmisión con anillo cónico de fricción**

30 Prioridad:

30.09.2002 DE 10245897

07.10.2002 DE 10246655

30.01.2003 DE 10303891

30.01.2003 DE 10303896

31.01.2003 DE 10304094

20.05.2003 DE 10323109

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
29.04.2013

73 Titular/es:

ROHS, ULRICH (100.0%)

Roonstrasse 11

52351 Düren, DE

72 Inventor/es:

ROHS, ULRICH, DR.-ING.;

DRÄGER, CHRISTOPH y

BRANDWITTE, WERNER

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 402 127 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

Transmisión con anillo cónico de fricción

5 El invento trata de una transmisión con una sub-transmisión de variación continua. Dichas transmisiones son suficientemente conocidas, por ejemplo, por el documento EP 0 878 641 A1, con las características del término genérico de la reivindicación 1 y por la EP 0 980 993 A2. Aunque en estas publicaciones se describen únicamente transmisiones con anillo cónico de fricción, el presente invento es aplicable en conjunto con otras transmisiones de variación continua.

10 Una transmisión de variación continua tiene grandes ventajas en situaciones de conducción, especialmente en términos de confort de conducción y del uso del par motor ofrecido por el mecanismo conductor. Por otra parte, dichas transmisiones son particularmente perjudiciales en ciertas situaciones de conducción. Esto último puede producirse, por ejemplo, en desplazamientos lentos, en marcha atrás o en sollicitaciones constantes.

15 El objetivo del presente invento consiste en proporcionar una transmisión con una unidad de transmisión de variación continua, mediante la cual en determinadas situaciones de conducción se eviten problemas, por ejemplo, durante desplazamientos lentos, en marcha atrás o en sollicitaciones constantes.

20 Como solución, el invento propone una transmisión con las características de la reivindicación 1. Las configuraciones se contemplan en las reivindicaciones dependientes.

25 Una disposición de este tipo según el invento, posibilita realizar situaciones especiales de conducción o de carga a través del segundo tren de engranajes, mientras que el primer tren de engranajes puede proporcionar las ventajas de la transmisión de variación continua. En el presente contexto, el término "conexión en paralelo de dos trenes de engranajes" significa que los dos trenes de engranajes presentan entre una unidad de transmisión en común por el lado de entrada, tal como el árbol primario de un motor o de un disco de embrague o similar, y una unidad de transmisión en común por el lado de salida, tal como el diferencial principal de un vehículo motorizado. Entre la unidad de transmisión en común por el lado de entrada y la unidad de transmisión por el lado de salida, los dos trenes de engranajes pueden ser operados simultáneamente de forma alternativa, de modo sumatorio y/o diferencial, a fin de cumplir diversos requisitos de este modo.

30 Por lo tanto, puede ser favorable si en el segundo de los dos trenes de engranajes, está prevista una marcha atrás, una primera marcha y/o una sobremarcha.

35 Para estas situaciones se pueden utilizar transmisiones de variación continua sólo de forma limitada y con un esfuerzo relativamente grande o bien están sujetas a grandes pérdidas, en particular en caso de sobremarcha, es decir, en caso de número de revoluciones alto y pares motor bajos.

40 Si entre los dos trenes de engranajes está provista al menos una marcha libre, estos trenes de engranajes pueden agruparse sin esfuerzo de cambios complejo o bien sin tecnología de regulación o de cambios costosos.

45 Acumulativa o alternativamente puede estar dispuesto en una transmisión que comprende una sub-transmisión de variación continua, esta última entre los divisores de potencia, por ejemplo, una unidad de transmisión diferencial o una unidad de engranaje planetario, pudiendo estar conectada operativamente al menos una entrada de la sub-transmisión de variación continua a por lo menos una salida de un divisor de potencia del lado de entrada y al menos una salida de la sub-transmisión de variación continua a por lo menos una entrada de un divisor de potencia del lado de salida. Mediante tal disposición, se puede configurar de forma ampliada una transferencia del par motor o bien se puede incrementar la gama de ajuste de la sub-transmisión de variación continua, produciéndose este hecho según el estado de conocimiento presente a costa del grado de eficiencia, ya que ambos divisores de potencia conducen naturalmente, por lo general, a pérdidas. Por otra parte, una disposición de este tipo permite un aumento significativo en el ámbito de las transmisiones de variación continua. Además, de este modo se puede reducir el número de revoluciones que tiene que ser autoencaminado a través de la sub-transmisión de variación continua, pudiéndose con una configuración adecuada, mantener las pérdidas dentro de unos límites, ya que un número de revoluciones más bajo en la transmisión de variación continua, en particular cuando se trata de una transmisión con anillo cónico de fricción, conduce allí a menores pérdidas, que pueden reducir en consecuencia las pérdidas en los divisores de potencia.

50
55
60 Acumulativa- o alternativamente, en una transmisión que comprende, independientemente de la existencia de una transmisión de variación continua, al menos una marcha de avance y al menos una marcha atrás, puede estar prevista una transmisión diferencial, que realiza esta marcha de avance y esta marcha atrás, pudiéndose fijar al menos un conjunto constructivo de la unidad de transmisión diferencial opcionalmente con la carcasa y/o con otro conjunto constructivo de la unidad de transmisión diferencial. De esta manera, se puede realizar un diseño muy compacto de una transmisión que tiene una marcha de avance y una marcha atrás, utilizándose como entrada, por ejemplo, un conjunto constructivo diferencial de una transmisión diferencial. Cuando luego el conjunto constructivo del diferencial está conectado al segundo conjunto constructivo diferencial, se puede realizar una dirección de

rotación. Si por el contrario, el segundo conjunto constructivo diferencial o bien el segundo conjunto constructivo central del diferencial está conectado a la carcasa y determinado de esta manera, el otro conjunto constructivo no determinado cambia respectivamente su sentido de rotación, por lo que puede realizar la reversión de marcha mencionada anteriormente. De este modo, puede realizarse una transmisión de manera particularmente compacta, que presenta una marcha de avance y una marcha atrás.

Además, se propone de forma acumulativa o alternativamente, una transmisión que comprenda al menos dos escalones de engranaje, que se puedan cambiar opcionalmente a través de una unidad de caja de cambios en el tren de engranajes, presentando el primero de los dos escalones de engranajes, una sub-transmisión de variación continua. Una disposición de este tipo es en principio aparentemente contraria al sistema, ya que se prevé una transmisión de variación continua para poder renunciar a cambios de cualquier tipo. Sin embargo, una disposición de este tipo permite utilizar una transmisión de variación continua sólo cuando sus ventajas predominan realmente. Por ejemplo, al arrancar se producen con frecuencia números de revoluciones relativamente altos, que sobrecargan considerablemente una transmisión de variación continua o bien que requieren un diseño de gran tamaño de la transmisión de variación continua. Por lo tanto es ventajoso realizar, por ejemplo, una primera marcha separada y sólo después del arranque conectar la sub-transmisión de variación continua. En este caso, particularmente la sub-transmisión de variación continua puede ser dimensionada, de tal manera que antes de la operación de cambio de uno al otro de los escalones de engranaje produzca una adaptación del número de revoluciones del segundo escalón de engranaje, mediante la transmisión de variación continua, al número de revoluciones del primer escalón de engranaje, de modo que la transición desde el primer escalón de engranaje hacia el segundo escalón de engranaje o bien desde el segundo escalón de engranaje hacia el primer escalón de engranaje se puede producir en sí de manera continua. De esta manera, se pueden aprovechar óptimamente los beneficios de una sub-transmisión continua sin tener que aceptar inconvenientes, por ejemplo, los que se pueden presentar al arrancar.

Lo mismo se aplica a las condiciones con una potencia esencialmente constante o bien con pares motor sustancialmente constantes, en las cuales no es forzosamente necesaria una transmisión de variación continua, ya que los cambios de velocidad pueden ser implementados por los cambios del número de revoluciones del motor. En esos estados de funcionamiento, las sub-transmisiones variables continuas presentan generalmente, por ejemplo, altas pérdidas condicionadas por deslizamientos, que se pueden evitar conectando un escalón de engranajes, pudiéndose realizar también en este caso la conmutación en puntos de funcionamiento, en los que un cambio de escalón de este tipo no sea perceptible o en su defecto poco perceptible por los ocupantes del vehículo. Particularmente en este caso, la transmisión de variación continua puede ser llevada a condiciones de funcionamiento adecuadas. Por ejemplo, también es concebible activar o desactivar un escalón de engranajes de este tipo a través de una marcha libre.

Además, el escalón de engranajes activable puede comprender junto al escalón de engranajes que comprende la sub-transmisión de variación continua, una unidad de transmisión diferencial, que se utiliza, por ejemplo, para la conexión entre marcha de avance y marcha atrás, así como para una marcha de arranque. En particular, en una configuración de este tipo es favorable que la fijación de los componentes constructivos de la unidad de transmisión diferencial, que es necesaria para la conmutación entre marcha de avance y marcha atrás, sea a través de embragues de fricción, por lo que se puede realizar en lo posible una conmutación suave y homogénea

Puede estar previsto un tercer tren de engranajes que se activa a través de una segunda unidad de una caja de cambios manual y/o a través de una marcha libre.

En una transmisión con dos escalones de engranaje que se pueden conmutar a discreción a través de una unidad de una caja de cambios manual en el tren de engranajes, comprendiendo el primer de los escalones de engranaje, una sub-transmisión de variación continua, la unidad de la caja de cambios manual, puede acoplar la sub-transmisión de variación continua a un impulsor de un convertidor Trilok o a otro conjunto constructivo que está unido directamente a un árbol secundario del motor y el segundo escalón de engranaje puede estar acoplado a un rodete de turbina del convertidor Trilok o a otro conjunto constructivo de salida conmutable del motor. De este modo, la potencia del motor, en particular, en condiciones normales de funcionamiento, se puede encaminar directamente a la sub-transmisión de variación continua, mientras que, en particular, durante operaciones de arranque se puede transferir un par motor elevado al segundo escalón de engranajes, de modo que al respecto la sub-transmisión variable continua está liberada. Esto se aplica en particular en relación con el rodete de turbina de un Trilok, en la que se presenta de forma natural un aumento del par motor, el cual de otro modo podría gravar significativamente la sub-transmisión de variación continua.

En particular, en combinación con un electromotor, una sub-transmisión de variación continua con mecanismo conductor y mecanismo conducido dispuestos coaxialmente es también favorable independientemente de las otras características de la transmisión según el invento, ya que en caso de una disposición de este tipo se puede minimizar de manera especialmente compacta el par de apriete que actúa sobre la carcasa. Preferentemente, en el mecanismo conducido coaxial previsto está prevista una unidad de transmisión diferencial que es accionada por un lado, mediante un mecanismo conducido de la transmisión de variación continua. Esta disposición es particularmente compacta, ya que el mecanismo conducido de la transmisión de variación continua actúa sin pasos intermedios adicionales sobre la transmisión diferencial, que en cualquier caso debe estar prevista, en particular,

para vehículos motorizados. Además, por lo general se necesitan de todos modos engranajes u otros elementos de transmisión para proporcionar un mecanismo conductor coaxial y un mecanismo conducido, de modo que por la unidad de transmisión diferencial no son necesarios otros componentes constructivos adicionales. Los procedimientos anteriormente descritos son especialmente adecuados en combinación con un mecanismo conductor con un electromotor, pareciendo en un principio contrario al sistema, conectar un electromotor a una transmisión de variación continua, ya que un electromotor es en cualquier caso ajustable casi a voluntad en lo que a su número de revoluciones respecta. Por otra parte, la transmisión de variación continua permite operar un electromotor con un número de revoluciones que permite una favorable relación corriente/número de revoluciones. De esta manera, se puede incrementar el grado total de eficiencia de la transmisión correspondiente o disminuir la cantidad necesaria de corriente, especialmente con bajo número de revoluciones.

Una transmisión según el invento, pero también otra transmisión de variación continua puede estar conectada operativamente por el lado del mecanismo conductor o del mecanismo conducido, a un punto de separación, como un embrague de arranque, un transductor, un disco de fricción, un embrague húmedo o una unidad de sincronización. Esta disposición en sí misma contraria a una transmisión de variación continua tiene la ventaja de que se puede prescindir de la transmisión de variación continua o bien del mecanismo conductor durante el arranque, de modo que la vida útil se prolonga. Especialmente favorable es un embrague de arranque o un punto de separación por el lado del mecanismo conducido, ya que en una disposición de este tipo es posible una regulación de paro con el motor en marcha. Por otro lado, un embrague de arranque o un punto de separación por el lado del mecanismo conducido permiten una conexión de otros elementos de transmisión, si fuese necesario.

Las dos sub-transmisiones engranan preferentemente con su mecanismo conducido en un mecanismo conductor de un tren de engranajes resultante subsiguientemente, reagrupándose nuevamente de este modo. La transmisión es particularmente compacta cuando este mecanismo conductor del siguiente tren de engranajes es el diferencial principal, es decir que es el diferencial conector e impulsor de ambas poleas del eje de un vehículo motorizado. Dicho diseño compacto se refleja por un lado en una cantidad reducida de componentes constructivos, por lo que el coste se puede reducir. Por otra parte, un diseño compacto de este tipo requiere poco volumen constructivo, lo que puede reducir aún más los costes totales del vehículo.

Dependiendo de la aplicación específica, puede ser ventajoso si una de las dos sub-transmisiones comprende una marcha atrás y de ser necesario, una primera marcha, mientras que el segundo tren de engranajes presenta la transmisión de variación continua, en particular una transmisión con disco cónico de fricción. Especialmente cuando la primera de estas sub-transmisiones prescinde de una primera marcha separada, tiene también un diseño particularmente compacto con las ventajas descritas anteriormente.

Preferentemente, las dos sub-transmisiones pueden ser conectadas o bien desconectadas respectivamente. Esto se puede hacer, en particular, porque los respectivos trenes de engranajes son interrumpidos a través de un embrague. En este caso, en una primera aproximación no tiene importancia en qué punto se llevará a cabo esta interrupción, esto se puede hacer tanto en el lado del mecanismo conductor como en el lado del mecanismo conducido, pudiendo los elementos de engranaje dispuestos al otro lado de esta separación desplazarse fácilmente, de modo que ambos trenes de engranajes parciales no tengan que estar equipados con dos embragues respectivamente. Para evitar pérdidas debido a elementos de engranaje giratorios en vacío, pueden estar previstos sin embargo, múltiples embragues en los trenes de engranajes parciales. Sin embargo, esto último incrementa la cantidad de componentes constructivos y el espacio necesario constructivo, lo cual, por su lado, afecta negativamente a los costes.

Se entiende que dicha construcción de una transmisión de variación continua con una sub-transmisión paralela, es favorable también independiente de las otras características del presente invento. Esto se aplica en particular en combinación con una transmisión con un anillo cónico de fricción como una transmisión de variación continua, ya que de este modo se pueden aplicar con gran efectividad de manera compacta con las otras sub-transmisiones, las ventajas de una inversión de sentido de rotación condicionada por la transmisión con anillo cónico de fricción.

A la luz de una construcción compacta, se propone además, prever en una transmisión de variación continua, en particular en una transmisión con anillo cónico de fricción, un elemento de embrague, que sirve para activar o desactivar el tren de engranajes que comprende la transmisión de variación continua, dentro de uno de los elementos de engranaje de variación continua, por ejemplo, dentro de un cono, de la respectiva transmisión de variación continua. En una transmisión de variación continua se deben proporcionar superficies de interacción relativamente grandes en los elementos de engranaje principales, a fin de que se pueda garantizar una correspondiente variabilidad. A través de la disposición de un elemento de embrague de este tipo dentro de estos elementos de engranaje que comprenden estas grandes superficies de interacción, se puede ahorrar espacio constructivo de manera considerable, ya que de otro modo, el espacio no utilizado se utiliza dentro de estos elementos de engranaje. Se entiende que dicha disposición de un elemento de embrague muestra las ventajas correspondientes también independientemente de las otras características del presente invento en una transmisión de variación continua.

Además, a menudo es necesario en el caso de transmisiones con dos elementos de engranaje que giran sobre ejes diferentes, fijarlos uno contra el otro a través de un mecanismo de apriete, a fin de proporcionar suficientes fuerzas

de interacción entre los dos elementos de engranaje. Esto se aplica en particular también para transmisiones de variación continua, especialmente cuando interactúan entre sí, aplicando fricción, seleccionándose la fuerza de apriete, dado el caso, dependiendo del número de revoluciones a transferir.

5 En el caso de una disposición de este tipo, puede ser favorable, independientemente de las otras características del presente invento, prever un elemento de embrague, que a elección, mediante abertura, separa estos dos elementos de engranaje de un tercer elemento de engranaje o bien mediante cierre conecta a este tercer elemento de engranaje, de modo que el respectivo tren de engranajes se puede conectar a discreción a una transmisión completa. De manera preferente, en el caso de una disposición de este tipo, las fuerzas necesarias para cerrar el
10 elemento de embrague son proporcionadas por el mecanismo de apriete. Por lo tanto, es favorable si el elemento de embrague está dispuesto en el recorrido de fuerza de la fuerza de apriete.

En una disposición de este tipo es suficiente para abrir el embrague compensar la presión de apriete en un lugar adecuado, de manera que la fuerza de apriete ya no ejerza una carga sobre el embrague correspondiente. De esta
15 manera, se abre el embrague correspondiente, y en consecuencia los dos elementos de engranaje quedan desacoplados. Especialmente cuando el comando del dispositivo de apriete depende del número de revoluciones se reduce directamente la fuerza de apriete, ya que condicionado por el embrague abierto, ya no se transfiere un número de revoluciones a través del embrague abierto. De esta manera, las fuerzas que deben aplicarse para abrir, se reducen inmediatamente en una medida considerable. Además, por otro lado, la reducción de la fuerza de apriete
20 condiciona también una reducción de las pérdidas que pudieran ser causadas por elementos de engranaje que eventualmente aún se muevan libremente. Para cerrar el embrague, la correspondiente contra-fuerza necesita sólo poder reducirse, de manera que el dispositivo de apriete se reinicie. De este modo no se necesitan componentes constructivos adicionales para cerrar el embrague.

25 Además, se propone una transmisión de variación continua de manera acumulativa o alternativa, en particular una transmisión con un anillo cónico de fricción, con una marcha atrás prevista detrás del mecanismo conducido en serie con la transmisión restante. Tal disposición tiene por un lado la ventaja de que la transmisión se puede operar con una dirección de rotación constante, lo cual es ventajoso para la transmisión de variación continua en términos de su control o el ajuste del anillo de fricción. Por otra parte, esta disposición también permite variar la marcha atrás de
30 variación continua.

A efectos de la disposición de la marcha atrás, los términos "en serie", "delante" y "detrás" se refieren al flujo de energía en el tren de engranajes que comprende la transmisión de variación continua. De este modo, según el
35 invento la marcha atrás debe estar prevista en el lado opuesto de la transmisión de variación continua respecto al tren de engranajes en la transmisión.

Preferentemente, la marcha atrás comprende un engranaje planetario con al menos un bastidor planetario del engranaje, el cual aloja al menos un elemento de transmisión del engranaje planetario y que puede fijarse, ya sea a una carcasa o a un elemento planetario del engranaje. Mediante dicha disposición se proporciona una marcha atrás
40 que, dependiendo de los requerimientos, se puede cambiar incluso durante la rotación del mecanismo conductor, es decir, durante la rotación de la transmisión con anillo cónico de fricción o bien de la transmisión de variación continua, determinándose correspondientemente a discreción el elemento de transmisión giratorio, pudiéndose realizar dicha determinación con el cuidado correspondiente mediante embragues apropiados o sincronizaciones. Dicha capacidad de conmutación está particularmente adaptada a las necesidades de una transmisión con anillo
45 cónico de fricción, la cual a su vez sólo varía en su relación de cambio de marchas en estado de rotación.

La marcha atrás puede comprender, en particular, un engranaje planetario con planetas, polea principal y polea exterior, de las cuales un primer elemento de engranaje está operativamente conectado al mecanismo conducido de la transmisión de variación continua y un segundo el elemento de engranaje al mecanismo conducido de la
50 disposición global compuesta por transmisión de variación continua y marcha atrás, mientras que el tercer elemento de engranaje puede fijarse respecto a una carcasa, al menos en lo que respecta a un grado de libertad. Un engranaje planetario tiene la propiedad favorable de que en caso de fijación de uno de los elementos de engranaje, polea exterior, polea principal, planetas, debiendo estos últimos mantener favorablemente su capacidad de rotación propia, los otros elementos de engranaje pueden continuar girando respectivamente, interactuando de acuerdo a las
55 relaciones de cambio de marchas resultantes de aquí. Particularmente, una fijación correspondiente de un elemento de engranaje condiciona, al menos con respecto a un grado de libertad, un cambio sustancial en las velocidades relativas entre los elementos de engranaje restantes, de modo que este cambio de la velocidad relativa puede ser usado para accionar la marcha atrás.

Esto último puede garantizarse particularmente porque el tercer elemento de engranaje está compuesto por los planetas. En el caso de que en un engranaje planetario, los planetas en sí, estén fijados alrededor de la polea principal correspondiente en su grado de libertad rotatorio, prosigue inmediatamente una inversión de la dirección entre la polea exterior y la polea principal, por lo que se puede implementar una marcha atrás correspondiente, cuando en el caso de planetas que circulan correspondientemente se realiza la marcha de avance, pudiéndose, dado el caso, seleccionar adecuadamente las relaciones de cambio de marchas a través del engranaje planetario.
60

La disposición global general compuesta por transmisión de variación continua, particularmente por transmisión con anillo cónico de fricción y marcha atrás, es especialmente compacta cuando el primer elemento de engranaje es
65

accionado por un piñón giratorio con el cono conducido de la transmisión con anillo cónico de fricción. Dicha disposición asegura una fuerza directa inmediata o bien un flujo de par de giro entre la transmisión con anillo cónico de fricción y la marcha atrás, de modo que la disposición global es de construcción extremadamente compacta y por lo tanto particularmente económica, especialmente para vehículos motorizados modernos.

5 Con respecto a este último requisito, puede ser favorable alternativa- o acumulativamente, si el segundo elemento de engranaje gira acoplado al bastidor giratorio de un diferencial. Particularmente, en cooperación con la aplicación en un vehículo motorizado, se puede utilizar favorablemente en este caso el diferencial principal, de modo que la
10 marcha atrás se integra inmediatamente y directamente en el diferencial, resultando una construcción compacta en particular asociado con una transmisión con anillo cónico de fricción independientemente de la configuración de la marcha atrás por el lado del mecanismo conductor.

15 En particular, con respecto a la operación normal, es favorable que el primer y el segundo elemento de engranaje sean interconectables. Dependiendo de la configuración específica de los procesos de conmutación en términos de la marcha atrás, tal ajuste también se puede utilizar favorablemente de otro modo para fijar un estado de funcionamiento deseado del engranaje planetario. Caracterizado porque el primer y el segundo elemento de engranaje pueden fijarse mutuamente, se garantiza un flujo de potencia directo a través del engranaje planetario, de manera que en este estado de funcionamiento, el engranaje planetario trabaja sustancialmente sin pérdidas y, en particular, con respecto a una marcha de avance, la disposición global trabaja con un rendimiento muy alto.
20 Preferentemente, la fijación opcional del tercer engranaje y de los dos primeros elementos de engranaje, está acoplada correspondientemente, de manera que el engranaje planetario gira con seguridad operacional en sus estados de funcionamiento respectivamente. A este respecto, es particularmente favorable si el primer o bien el segundo elemento de engranaje está conformado por el engranaje exterior o engranaje principal del engranaje planetario y el tercer elemento de engranaje por los planetas, puesto que de esta manera se puede realizar de una
25 manera muy simple y compacta la interacción necesaria entre los elementos de engranaje. Esto es válido particularmente cuando el segundo elemento de engranaje está conectado directamente al bastidor giratorio de un diferencial o está conformado integralmente con este último y / o el primer elemento de engranaje es accionado directamente por un piñón que se mueve con cono conducido. En una configuración de este tipo, la disposición global, particularmente en el caso de mecanismos de accionamiento convencionales de vehículos motorizados, que
30 están conformados respectivamente con mecanismos de accionamiento del mismo tipo, condicionados por la cantidad de unidades y variaciones en las categorías complementarias de vehículos, puede conducir a la utilización de transmisiones especialmente compactas y con ello económicas, incluso para los vehículos motorizados más pequeños.

35 Para fijar, por ejemplo el bastidor de engranaje circunferencial y el engranaje planetario o el tercer elemento de engranaje con respecto a la carcasa, en cuanto a un grado de libertad, se pueden aplicar favorablemente las formas más diversas, tales como las conexiones por fricción o por arrastre de forma. En particular, han demostrado ser muy favorables las conexiones por fricción, lo que permite una transición suave, que, dependiendo de la configuración específica, permite incluso la conexión de la marcha atrás durante la rotación. Esto último, sin embargo, debido a
40 las fuerzas relativamente altas y pérdidas de fricción no es beneficioso en cualquier forma de aplicación, de modo que en dichos casos puede ser ventajoso en particular, un embrague entre el motor y el anillo cónico de fricción. Para fijar, se adecúan dependiendo de la aplicación específica, embragues, frenos de acumulación, sincronizaciones y disposiciones análogas, como las que en sí mismas son comunes en relación con transmisiones ya conocidas. Se entiende que una disposición de este tipo de una marcha atrás es favorable también de manera acumulativa o
45 alternativa a las características del presente invento.

Por consiguiente, es un objeto del presente invento proporcionar una transmisión de variación continua, la cual también puede transmitir con fiabilidad operacional mayores pares motor con reducido porcentaje de pérdidas.

50 Para proporcionar una transmisión de variación continua, que también pueda transmitir con fiabilidad operacional mayores pares motor con reducido porcentaje de pérdidas, se propone un engranaje acumulativo o alternativo a las características mencionadas anteriormente, con al menos dos transmisiones de variación continua que están dispuestas en paralelo en un tren de engranajes, estando conectadas las dos transmisiones de variación continua a un elemento de engranaje de entrada o de salida a través de una transmisión acumulativa. El uso de una
55 transmisión acumulativa, también llamada engranaje de superposición, tiene la ventaja de que números de revoluciones idénticos o números de revoluciones definidos con precisión para uno de los elementos de engranaje de la sub-transmisión, como son necesarios en el estado de la técnica, no tiene que ser forzado. Más bien, ambas sub-transmisiones realizan su propia contribución con un número de revoluciones dependiente al número de revoluciones resultante de la transmisión acumulativa. De este modo, la disposición según el invento, permite regular y también controlar ambas sub-transmisiones por separado, aprovechando de este modo los beneficios que resultan
60 de una descomposición de una transmisión de variación continua en dos sub-transmisiones de variación continua, como por ejemplo, una división del número de revoluciones sobre las dos sub-transmisiones, sin que por ello se tengan que asumir las desventajas resultantes de un número de revoluciones forzado, como las pérdidas por fricción o un volumen de regulación incrementado.

65

La conexión intrínsecamente asimétrica y por lo tanto libre de ambas sub-transmisiones a través de la transmisión acumulativa condiciona de este modo ventajas inesperadas en términos de diseño de la transmisión, así como del aprovechamiento, en particular con respecto a la eficiencia, así como con respecto a las exigencias sobre el control, que en el caso de un asimetría, como la que es forzada por el acoplamiento de los planetas de un engranaje planetario, no es posible.

Los ejemplos típicos de una transmisión acumulativa según el invento, son por ejemplo, engranajes planetarios, en los que en dos de las tres transmisiones están conectados componentes (planetas, patea principal, patea exterior) a las dos sub-transmisiones, y el tercer elemento de engranaje es usado como mecanismo conducido o mecanismo conductor, utilizándose en conjunto los planetas como un elemento de engranaje, o bien un diferencial en el que las dos sub-transmisiones están conectadas respectivamente a uno de los elementos diferenciadores del diferencial.

Las dos sub-transmisiones de variación continua pueden presentar un elemento de engranaje común en su lado opuesto de la transmisión acumulativa. Este puede ser, por ejemplo, un árbol primario común o un árbol secundario común. Del mismo modo, éste puede ser en particular un elemento de engranaje directo de las dos transmisiones de variación continua, que es compartida por las dos sub-transmisiones. Para este fin, por ejemplo, en el caso de transmisiones con anillo cónico de fricción se revela como una posible solución uno de los conos como un elemento de engranaje común. A través de una configuración, una transmisión de este tipo se construye relativamente de manera compacta y económica, puesto que debido al doble uso se puede reducir el número total de los elementos de la correspondiente transmisión.

En el presente contexto, el término " el lado opuesto a la transmisión acumulativa" significa una dirección en el tren de engranajes, que se define por el flujo de potencia a través de la transmisión y no tiene que coincidir necesariamente con las relaciones geométricas y espaciales.

Una gran número de transmisiones de variación continua, presentan una superficie de transmisión principal, en la que están dispuestos los componentes esenciales, tales como árboles de entrada y de salida, conos de entrada y salida o cuerpos de rotación simétrica, definiendo de este modo una superficie de transmisión. Una transmisión según el invento, se construye particularmente de manera compacta cuando las dos superficies principales de ambas sub-transmisiones están dispuestas paralelos entre sí. Un tipo de construcción especialmente plano puede lograrse cuando las dos superficies de transmisión son idénticas. Una transmisión configurada de este tipo según el invento, está construida extremadamente plana y también es capaz de satisfacer pares motor relativamente altos. Entre otras cosas, esta transmisión es apta en este sentido sobre todo en los camiones ligeros con motores diesel, ya que está particularmente bien diseñada en términos de su espacio constructivo respecto a su fijación , por ejemplo, debajo de una superficie de carga, pudiendo también satisfacer sin ningún problema los altos pares de los motores diesel modernos.

Además, entre al menos una de las sub-transmisiones de variación continua y la transmisión acumulativa puede estar prevista otra sub-transmisión de variación continua, como en particular, una caja de cambios manual o bien una marcha atrás. A través de una disposición de este tipo, se pueden fabricar transmisiones con un comportamiento de mecanismo conductor muy amplio, en particular, con la opción de una transmisión de variación continua con marcha de avance y marcha atrás. En particular, es posible en una transmisión de este tipo desacoplarse en sí misma incluso cuando el mecanismo conductor está en funcionamiento, de tal modo que el mecanismo conducido permanece estático libre de par motor.

Aunque el presente invento incrementa significativamente el grado de rendimiento de la transmisión global respecto a transmisiones basadas en el estado de la técnica, las transmisiones de variación continua muestran pérdidas relativamente altas, especialmente bajo condiciones de funcionamiento relativamente constantes, por ejemplo, como las que se producen después de un proceso arranque o en carretera o bien en autopista. Para evitar estas pérdidas, particularmente bajo condiciones de funcionamiento, en las que no se requiera forzosamente una transmisión de variación continua, es ventajoso si al menos una de las sub-transmisiones de variación continua puede ser puenteada. De esta manera, por ejemplo, bajo las condiciones de funcionamiento anteriores, la sub-transmisión de variación continua puede puentearse con sus pérdidas relativamente altas, de modo que bajo estas condiciones de funcionamiento se incrementa el grado de eficiencia. Se entiende que dicho uso de dos sub-transmisiones de variación continua es también ventajoso, independiente de las otras características del presente invento.

Las ventajas adicionales del invento, los objetivos y las características del presente invento se explicarán en base a la descripción del dibujo adjunto en el que se muestran transmisiones a modo de ejemplo. En el dibujo se muestran en la:

fig. 1, una primera transmisión en sección a lo largo de la línea 1-ABCD-1 en la figura 2;

fig. 2, la transmisión según la figura 1 en vista lateral esquemática;

fig. 3, una representación esquemática de la transmisión según la figura 1

fig. 4, una representación esquemática de otra transmisión;

fig. 5, una representación esquemática de otra transmisión

fig. 6, una representación esquemática de un tren de accionamiento con un mecanismo conductor y mecanismo conducido coaxial;

fig. 7, una representación esquemática de un tren de accionamiento alternativo con mecanismo conductor y mecanismo conducido, estando representado un anillo de fricción en dos posiciones de funcionamiento;

- fig. 8, una posible marcha atrás;
 fig. 9 una representación esquemática de otra transmisión en una representación similar a la figura 3;
 fig. 10, la transmisión según la figura 9 en una sección a través del diferencial, la marcha atrás y el alojamiento del cono conducido;
 5 fig. 11, la transmisión según las figuras 9 y 10 en una sección a través del diferencial, la marcha atrás y el mecanismo conducido del cono conducido;
 fig. 12, la transmisión según las figuras 9 a 11 en una vista similar a la figura 1;
 fig. 13, una ampliación de un recorte de la representación según la figura 12 con dispositivo de apriete expandido;
 fig. 14, la disposición según la figura 13 con dispositivo de apriete acortado;
 10 fig. 15, la disposición de las figuras 13 y 14 con embrague de cono abierto;
 fig. 16, la ampliación del recorte XVI en la Figura 15;
 fig. 17, una representación esquemática de una marcha atrás no implementada por el invento; y
 fig. 18, una representación esquemática de otra marcha atrás no implementada por el invento;
 fig. 19, una representación esquemática de una posible división de la transmisión de variación continua en dos sub-
 15 transmisiones;
 fig. 20, la transmisión según la figura 19 con opciones de cambio adicionales;
 fig. 21, un diagrama esquemático para otra posible división de la transmisión de variación continua en dos sub-
 transmisiones en una representación similar a la de las figuras 19 y 20;
 fig. 22, un diagrama esquemático para otra posible división de la transmisión de variación continua en dos sub-
 20 transmisiones en una representación similar a la de las figuras 19 a 21; y
 Fig. 23, una caja de cambios manual según la figura 22 con opciones adicionales de cambio.

La transmisión ilustrada en las figuras 1 a 3 comprende esencialmente dos trenes principales de engranaje 1, 2, que se pueden conectar a través de una transmisión manual sincronizada 3 en un tren de accionamiento.

25 En este caso el primer tren de engranajes 1 presenta una transmisión con anillo cónico de fricción con dos conos 4, 5 opuestamente dispuestos, de tal manera que permanece un espacio 6 entre los conos 4, 5, en el que un anillo de fricción 7 recorre abrazando el cono 5. Para que esta transmisión con anillo cónico de fricción pueda transferir números de revoluciones, el cono 4 comprende un dispositivo de apriete 8 que sujeta los dos conos 4 y 5 entre
 30 cojinetes de sujeción 9, 10 mediante la aplicación de una fuerza de apriete variable.

El cono 4 presenta por un lado en una superficie de rodadura 12 y por otra parte, un elemento de sujeción 11, entre las que el dispositivo de presión 8 es operativo, pudiendo desplazar axialmente el dispositivo de presión 8, el elemento de sujeción 11 con respecto a la superficie de rodadura 12, de modo que el elemento de sujeción 11 se
 35 apoya por un lado en el cojinete de sujeción 9 y por lado, la superficie de rodadura 12 aprieta contra el anillo de fricción 7, contrarrestando esta presión el segundo cono 4 y el cojinete de sujeción complementario 10.

En detalle, el dispositivo de apriete 8, incluye dos muelles de disco así como dos elementos de apriete y dos elementos rodantes dispuestos entre los elementos de apriete. Los muelles de disco, así como los elementos de
 40 apriete están dispuestos en serie respecto a la fuerza de apriete, de modo que a un elemento de sujeción le queda considerablemente una mayor libertad de movimiento respecto al estado de la técnica en caso de un cambio en el número de revoluciones, lo que conduce a un ajuste más exacto y reproducible de la fuerza de contacto. Además, el muelle de disco presenta cavidades radiales, que se acoplan en salientes correspondientes de la superficie de rodadura 12, que presenta el componente constructivo o bien el elemento de apriete. De este modo, el muelle de
 45 disco transmite el par motor entre la banda de rodadura 12 que tiene el componente constructivo y el elemento de apriete, por lo que este elemento de sujeción se libera de un movimiento de deslizamiento cargado con un par motor respecto a la superficie de rodadura 12 que presenta el componente constructivo, que a su vez conduce a una mayor reproducibilidad de la fuerza de sujeción resultante dependiente del par motor. Los elementos rodantes de 17 en este ejemplo de fabricación, ruedan en pistas de los respectivos elementos de apriete que tienen una profundidad
 50 variable. De esta manera se puede realizar una distancia dependiente del par motor entre los elementos de apriete, proporcionando los elementos de rodadura 17 un alto grado de reproducibilidad de la fuerza de apriete, cuando los elementos de apriete son desplazados en la dirección circunferencial por la presencia del par motor. Se entiende que las características antes mencionadas pueden ser favorables independientemente entre sí para asegurar la reproducibilidad de la fuerza de apriete resultante.

55 Además, es obvio que en lugar de las bolas 17, también pueden encontrar aplicación otros elementos de rodadura, tales como rodillos o elementos de rodadura fijados estacionariamente sobre un elemento de apriete. Además, es concebible prever un dispositivo de apriete de este tipo en el cono 5 conductor.

60 Sin embargo, en lugar de la disposición mecánica, en un ejemplo de fabricación alternativo, puede estar previsto un actuador accionado por motor para el dispositivo de apriete, que así como el cojinete axial hidrodinámico o hidrostático, es controlado por medio de un par motor medido, para realizar una fuerza de apriete dependiente del par motor.

65 Por otra parte es evidente que sólo se puede utilizar un desplazamiento de los elementos de apriete o bien un desplazamiento en dirección circunferencial del componente constructivo que comprende la superficie de rodadura

12 y del elemento de sujeción 11 o, por ejemplo, una fuerza axial sobre el cojinete de sujeción 9, 10 para la fijación del par motor que se presenta.

El ejemplo de fabricación ilustrado en las figuras 1 a 3, comprende por otra parte con respecto a la transmisión con anillo cónico de fricción de variación continua 2 por el lado de la transmisión, un embrague de arranque, que está realizado como convertidor Trilok. En este caso, el escalón de engranaje que comprende la transmisión con anillo cónico de fricción 1 es conectable directamente al rodete de la bomba 21 del convertidor Trilok 20 a través de la caja de cambios manual 3, mientras que un arranque se puede hacer a través del rodete de la turbina 22 del convertidor Trilok y a través de una unidad de transmisión diferencial 23. Esta última unidad de transmisión diferencial 23 está conectado rígidamente por un lado diferencial 24 al rodete de la turbina 22, mientras que el segundo lado diferencial 25 se utiliza desde el mecanismo conducido de este escalón de engranajes y está conectado a través de una rueda dentada 26 a la rueda dentada 27 de un árbol secundario principal 28 de la transmisión general, que por su lado engrana a través de un piñón 33 con el diferencial principal 15 de un vehículo motorizado, engranando por otro lado la rueda dentada 27 con el mecanismo conducido 29 de la unidad de transmisión con anillo cónico de fricción 1. La unidad de transmisión diferencial 23 comprende dos embragues de fricción 30, 31, que opcionalmente pueden fijar la entrada principal de la unidad de transmisión diferencial 23 a la carcasa 32 o en la salida 25. Como es evidente inmediatamente, de este modo se puede cambiar el sentido de rotación del mecanismo conducido, con lo que fácilmente se puede ejecutar una marcha hacia adelante y una marcha atrás. Estando los embragues 30, 31 abiertos, el diferencial, y el rodete de la turbina 22 se ejecutan libremente, de modo que la transmisión con anillo cónico de fricción se puede utilizar a pesar del acoplamiento de los mecanismos accionados.

Esta disposición tiene la ventaja de que se pueden aprovechar las ventajas del convertidor Trilok 20 para el arranque o bien en marcha atrás. Además, a través del diferencial 23 la marcha de avance y la marcha atrás están ejecutadas de una manera extremadamente compacta. Por otro lado, a través de la caja de cambios mecánica 3, se pueden evitar la desventaja del convertidor Trilok 20 de causar grandes pérdidas de energía a través de deslizamiento en el funcionamiento normal, así como ocasionar un aumento del número de revoluciones, ya que a través de la caja de cambios manual 3 el rodete de la turbina 22 se ejecuta en cortocircuito y el mecanismo de accionamiento de la unidad de la transmisión con anillo cónico de fricción 1 directamente a través del rodete de la bomba 21. El acoplamiento del lado del mecanismo conducido de los dos trenes de engranajes 1 y 2 posibilita además, antes de una operación de cambio entre los dos trenes de engranajes 1 y 2, fijar la unidad de transmisión con anillo cónico de fricción 1 respecto a su cambio de marchas, de tal modo que los dos escalones de engranaje 1 y 2 quedan casi sincronizados también del lado de entrada. La sincronización restante puede autoejecutarse a través de la caja de cambios 3, pudiendo actuar de apoyo también el convertidor Trilok 20.

También en la disposición de transmisión ilustrada en la figura 4, están interconectados operativamente dos conos 91, 92 circundantes dispuestos de manera contrapuesta a través de un anillo de fricción 93, que puede desplazar a lo largo de una separación que permanece entre las superficies exteriores de los conos 91, 92, de modo que pueden realizarse diversas relaciones de cambio de marchas. Con esta disposición, tanto el cono de accionamiento 91 como el cono accionado 92 pueden ser cambiados a través de una sincronización 94 a un árbol secundario principal 95, el cual a su vez engrana mediante un piñón 96 con el diferencial principal 97 de un vehículo motorizado. En esta disposición, el cono de accionamiento 91 y el cono accionado 92 con un número idéntico de inversiones de la dirección de rotación, están conectados al árbol secundario principal 95, de modo que mediante sincronización 94 se puede garantizar inmediatamente una inversión de la dirección de rotación. Esta disposición permite, con un mínimo número de componentes constructivos y por consiguiente de una manera más rentable, implementar una marcha de avance y una marcha atrás. En este caso, una inversión de la dirección puede efectuarse a elección mediante engranajes que engranan o mediante correas circundantes sólo entre uno de los conos 91, 92 y la sincronización 94, de manera que mediante esta disposición también puede presentarse, dado el caso, de manera económica una primera marcha o una sobremarcha. Dependiendo de la dirección de giro del mecanismo conductor, pueden estar interconectados los piñones 91a o bien 92a y las poleas 91b y 92b a través de una disposición de correa o engranar directamente. Además, es concebible prever una rueda dentada inversora de dirección de rotación entre el piñón 96 y el diferencial 97.

Preferentemente, la sincronización está provista de una posición de reposo y una posición intermedia, de modo que los conos 91, 92 puedan funcionar libremente. De este modo, el anillo de fricción 93 o bien otro elemento de acoplamiento, también se puede ajustar estando parado el vehículo de motorizado.

La disposición mostrada en la figura 4 utiliza en particular, la inversión de la dirección de rotación de la transmisión con anillo cónico de fricción para proporcionar de forma rentable una marcha de avance y una marcha atrás. De este modo, esta disposición también es apta para todas las demás transmisiones de variación continua que invierten la dirección de rotación.

También la transmisión que se muestra en la figura 5, comprende como una sub-transmisión de variación continua, una transmisión con anillo cónico de fricción 40, estando asignado a la transmisión con anillo cónico de fricción por el lado del mecanismo conductor, un divisor de potencia 41 y por el lado del mecanismo conducido un divisor de potencia 42. En este caso, a través del separador de potencia 41 y 42, está conectada en paralelo una primera marcha 43 a la transmisión con anillo cónico de fricción 40, estando éstos sincronizados por el lado del mecanismo

conducido, como ya se ha descrito anteriormente, y por medio de embragues de fricción 44, 45 puede ser conectado selectivamente en el tren de accionamiento entre el mecanismo conductor 46 y el mecanismo conducido 47.

El ejemplo de fabricación mostrado en la figura 6 muestra una disposición coaxial del mecanismo conductor y del mecanismo conducido, que en el caso de una transmisión de variación continua, en particular en el caso de una transmisión con anillo cónico de fricción, puede realizar de forma ventajosa un mecanismo conducido coaxial por ambos lados. Esto conduce por un lado a una sollicitación relativamente baja de la carcasa y por otro lado la construcción es extremadamente compacta, atravesando preferentemente, y, en particular, en este ejemplo de fabricación, un árbol secundario 50 el cono de accionamiento 51 de una transmisión con anillo cónico de fricción 52. Esta disposición también es favorable en el caso de otros tipos de transmisiones de variación continua, en particular, en combinación con electromotores, en cuyo último caso, el árbol secundario también puede atravesar el árbol de inducido del electromotor.

A este respecto, un motor no ilustrado en este ejemplo de fabricación impulsa a través de un mecanismo conductor 53 el cono de accionamiento 51, que a su vez actúa a través de un anillo de fricción 54 sobre un cono de accionamiento 55. Este está conectado operativamente a través de un piñón 56 a una polea conducida 57, que está dispuesta sobre el árbol secundario 50.

Una estructura similar presenta la transmisión representada en la figura 7, cuya carcasa 60 está unida a una carcasa 61 de un electromotor. También en este ejemplo de fabricación, el árbol de inducido 53 es hueco y está atravesado por el árbol secundario 50. Sin embargo, el piñón conducido 56 engrana con una polea conductora 58 de un diferencial 59, que a su vez está conectado al árbol secundario 50 dividido en dos partes. Ya que de todos modos se debe prever en este punto una rueda dentada, esta disposición es extremadamente compacta.

Además, esta disposición presenta complementariamente entre el motor y la transmisión de variación continua un engranaje planetario 62 para la reducción del par motor con el fin de no sobrecargar la transmisión de variación continua.

La disposición del anillo cónico de fricción 80 ilustrado en la figura 8 puede ser utilizado especialmente en conjunto con las disposiciones de las figuras 5, 6 y 7, implementando de una manera muy compacta, una marcha atrás, comprendiendo esta transmisión 80 dos conos 81 y 82 que interactúan a través de un anillo. El cono 82 comprende, además de un área cónica normal (D), un área (R), que circunda en sentido contrario, que es implementado en este ejemplo de fabricación mediante un anillo cónico 84, que gira alrededor de planetas 85, que a su vez están montados fijamente en la carcasa de la transmisión 86 y, con su cara interior ruedan en un árbol cónico 87 del cono 82. De esta manera, el anillo cónico 84 gira en la dirección opuesta a la del resto del cono 82. De este modo, el anillo cónico 84 rota en sentido contrario a la parte restante del cono 82. Además, el cono 82 presenta un rango neutro (N), que comprende un anillo 88, que a su vez está soportado giratoria- y libremente en el árbol cónico 87. Con esta disposición, el anillo de fricción 83 puede ser desplazado primeramente del área principal (D) del cono 82, al área (N), adaptándose en anillo cónico 88 a la rotación predeterminada por el cono principal 82 y el anillo de fricción 83. Si el anillo de fricción 83 continúa siendo desplazado en la dirección hacia el área de marcha atrás (R), éste abandona por otro lado, el área principal (D), de modo que el sentido de rotación del área neutral (N) puede adaptarse al sentido de rotación del anillo de marcha atrás 84. De esta manera, se realiza una marcha atrás extremadamente compacta.

Una marcha atrás 80 de este tipo o bien también una disposición configurada en sí de manera conocida para la inversión de sentido de rotación, puede ser ventajoso, en particular, con el ejemplo de fabricación mostrado en la figura 4, ya que de este modo, si el divisor de potencia y/o de par motor o bien el sumador 41 o bien el 42 están interconectados adecuadamente y las relaciones de cambio de marcha están seleccionadas adecuadamente, se puede ejecutar un paro del árbol secundario 47, a pesar de que la transmisión con anillo cónico de fricción 40 y el árbol 43 roten. De esta manera se pueden realizar sin problemas y sin transición todas las situaciones de conducción en un vehículo, es decir, marcha atrás, desplazamiento de avance y detención, sin más acoplamientos, pudiéndose prever embragues u otros escalones de engranajes para situaciones de conducción adicionales, tales como funcionamiento a plena carga o funcionamiento continuo.

En la disposición representada en las figuras 9 a 16, que en lo esencial corresponde a la disposición según las figuras 1 a 3, por lo que se omiten explicaciones repetitivas, están previstos dos trenes de engranajes 101, 102, que se pueden cambiar a discreción en un tren de accionamiento a través de una caja de cambios manual 123 sincronizada o de un embrague cónico 134. En este caso, el primer tren de engranajes 101 presenta a su vez una transmisión con anillo cónico de fricción con dos conos dispuestos opuestamente 104, 105, de tal manera que permanece un espacio 6 entre los conos 104, 105, en el que un anillo de fricción 107 recorre el cono 105 abrazándolo. Para que esta transmisión con anillo cónico de fricción pueda transferir pares de rotación, el cono 104 comprende un dispositivo de apriete 108, que sujeta los dos conos 104 y 105 entre cojinetes de sujeción 109, 110 mediante la aplicación de una fuerza de apriete variable, de una manera conocida en sí o bien de una manera prescrita. Para este propósito, el dispositivo de apriete presenta dos elementos de rodadura 117, así como cuerpos guía 118 y 119, que están fijados por discos de muelle 120 y a través de los cuales, se aplica una fuerza de apriete

dependiente del par motor, como se explicará a continuación, expandiéndose el dispositivo de apriete 108 dependiendo del par motor y apoyándose correspondientemente contra los cojinetes 109, 110.

5 Como se desprende particularmente de la figura 9, la marcha atrás comprende una polea conductora 124, con la que el tren de engranajes 102 es desviado del tren de engranajes principal. A través de poleas intermedias 130 y 133, se acciona una polea de cambio 125, que mediante la caja de cambios 123 sincronizada puede ser acoplada al piñón 126, el que a su vez engrana directamente con la polea exterior 127 del diferencial principal 115. La disposición general es extremadamente compacta y se puede diseñar aún más compacta, si la polea conductora 124 se puede conectar al árbol primario 121 a través de una transmisión manual sincronizada, y si engrana directamente con la polea exterior 127.

15 A parte de esta marcha atrás, esta disposición comprende una marcha de avance, que se realiza mediante la transmisión de variación continua 101. La marcha de avance se acopla a la polea exterior 127 a través del piñón 129 y de este modo a la marcha atrás 102, pudiéndose activar o desactivar a través del embrague 134. Como se evidencia inmediatamente, los respectivos elementos de engranaje de los trenes de engranaje 101 y 102 se desplazan libremente incluso en estado desembragado.

20 Como se indicó anteriormente, el dispositivo de apriete 108 opera juntamente con el embrague 134. El funcionamiento se puede comprender en base a las figuras 13 a 16. Como se muestra en las figuras 13 y 14, el dispositivo de apriete 108 puede expandirse dependiendo del par motor transmitido. En este caso, la figura 13 muestra la disposición a un par motor alto y por lo tanto a elevadas fuerzas de apriete y la figura 14 muestra la disposición a bajas fuerzas de apriete. Sustancialmente la fuerza de apriete dependiente del par motor se genera porque el cuerpo de apoyo 119 se asienta sobre un cojinete de sujeción 109 a través de un contra-cuerpo 150 y a través de un árbol secundario 151. Sobre el árbol 151 se asienta también el piñón de conducido 129. Además, el árbol 151 se asienta radialmente sobre un cuerpo de centraje 153 a través de un cojinete de aguja 152. Partiendo del cono conducido 104 se transfiere al piñón conducido 129 a través de un dentado 154 (véase la figura 16) y del par motor 155.

30 En el dispositivo de apriete 108, estos pares de rotación causan un desplazamiento de los conos 117, de modo que la fuerza de apriete se puede variar de la manera deseada, como se muestra en las figuras 13 y 14. Como se evidencia inmediatamente a partir de las figuras 13 a 16, ambos cuerpos 119 y 150 están dispuestos respectivamente sobre superficies cónicas 156, 157 (véase la figura 16). Finalmente, las dos superficies cónicas 156, 157 conforman el embrague 134 efectivo que es cerrado por el dispositivo de apriete 108. Para desacoplar el embrague 134, la disposición general comprende una carcasa de cilindro fijo 158, en el que se desplaza un pistón 159, que puede presurizarse con una presión a través de una línea hidráulica 160. El pistón 159 está montado sobre el cuerpo de soporte 119 a través de un cojinete axial 161 y un cuerpo de soporte 162. Si ahora se aplica presión sobre el pistón 159, éste alivia al cuerpo 150 del embrague 134 de la fuerza de apriete del dispositivo de apriete 108. A la vez que se desacopla el embrague 134 ya no se transfiere ningún par motor, de modo que el dispositivo de apriete 108 se relaja, por lo tanto, se debe generar sólo una presión muy baja para desacoplar el embrague 134 o bien para mantenerlo abierto. Estando desacoplado el embrague 134, permanece un espacio 163 entre las superficies cónicas 156, 157, como se muestra en la figura 16. Se debe entender que en lugar del pistón hidráulico 159, así como de la hidráulica 160, también se pueden prever otras medidas, a través de las cuales se pueda aliviar el cuerpo 119 y desacoplar el embrague 134. Particularmente es adecuada cualquier medida con la que el cuerpo puede ser apoyado 119 sobre la carcasa de la transmisión general, prescindiendo del embrague 134.

45 La disposición ilustrada en las figuras 13 a 16 se caracteriza en particular por el hecho de que el pistón 159 no gira, de modo que se puede realizar un sellado relativamente económico.

50 La disposición tiene particularmente la ventaja de que para acoplar el embrague no se requieren mecanismos adicionales. Por otra parte, las fuerzas de cierre dependen del par motor transferido, incrementándose con éste, ya que de todos modos, el dispositivo de apriete está equipado al respecto como corresponde.

55 Las disposiciones mostradas en las figuras 17 y 18 comprenden respectivamente una transmisión con anillo cónico de fricción 201 y una marcha atrás 202 conectada en serie con ésta. En estos ejemplos de fabricación, las transmisiones con anillo cónico de fricción 201 están construidas básicamente de forma idéntica y presentan respectivamente un cono de entrada 203 y un cono conducido 204, que están dispuestos axialmente paralelo el uno hacia el otro y pudiendo desplazarse un anillo de fricción 205 a un hueco 206 existente entre ellos, de modo que, dependiendo de la posición del anillo de fricción 205 se puede ajustar una relación de transmisión variable. El anillo de fricción 205 se acopla en estos ejemplos de fabricación al cono de accionamiento 203, mientras que el cono conducido 204 porta un piñón conducido 207. Se entiende que, dependiendo de la configuración específica, la transmisión con anillo cónico de fricción también puede ser diseñada de manera diferente.

65 En el ejemplo de fabricación según la figura 17, el piñón conducido 207 engrana directamente con un grupo constructivo 208, que porta la polea principal 209 de un engranaje planetario 210. La disposición que se muestra en la figura 18 comprende también un engranaje planetario 211 con un engranaje principal 212, que es impulsado por el piñón conducido 207. Esto se lleva a cabo a través de una correa 213 y una polea 214 que gira con la polea principal

212. Como correa 213, se pueden utilizar todo tipo de correas conocidas o disposiciones de cadenas con las que se puede garantizar permanentemente una transmisión de potencia suficientemente fiable.

5 Ambas transmisiones planetarias 210 ó 211 presentan respectivamente poleas planetarias 215 y 216, que por un lado engranan con la respectiva polea principal 209 ó 212, y por el otro lado con una respectiva polea exterior 217 ó 218.

10 En el ejemplo de fabricación según la figura 17, la polea exterior 217 está conectada directamente a la estructura giratoria 219 de un diferencial 220. En concordancia con esta disposición, la transmisión planetaria 210 y con ello la marcha atrás 202 se sitúa directamente sobre el diferencial 220. Esta disposición resulta ser, por esta razón, extremadamente compacta en diseño y de una eficiencia sumamente elevada, ya que el número de elementos de engranaje en el tren de accionamiento está reducido. Se entiende que una marcha atrás 202, dispuesta directamente sobre el diferencial 220, también es beneficiosa debido a su diseño compacto, independientemente de las otras características del presente invento. Por cierto, una disposición en la que el piñón conducido 207 engrana directamente con una polea de entrada de una marcha atrás y la polea de salida de la marcha atrás está conectada directamente a la estructura giratoria de un diferencial, es favorable para motores de vehículos motorizados debido a la inversión de sentido condicionada por una transmisión con anillo cónico de fricción, ya que una disposición de este tipo sólo requiere un número mínimo de elementos de engranaje, presentando por lo tanto una eficiencia extremadamente alta.

20 Sin embargo, en el ejemplo de fabricación según la figura 18, la polea exterior 218 está conectada a una polea conducida 221 y gira con esta última, que engrana por su lado con el bastidor 222 giratorio de un diferencial 223. La reversión de sentido consiguiente, es compensada por la disposición de la correa 213, estando la marcha atrás dispuesta sobre o bien en torno a un árbol intermedio 224, en el ejemplo de fabricación según la figura 18. Una disposición sobre el árbol 224 tiene la ventaja respecto a la disposición propuesta en la figura 17, dispuesta directamente sobre el diferencial 220, de que la disposición general puede ser diseñada con mayor flexibilidad en su disposición espacial de acuerdo a la figura 18. Esto es particularmente ventajoso en entornos en los que están limitadas las condiciones espaciales directamente en las proximidades del diferencial debido a terceros componentes constructivos. Se entiende que la disposición de la marcha atrás sobre un árbol intermedio 224, especialmente también a causa del cambio de sentido de giro causado por ese hecho, es también ventajosa independientemente de las otras características del presente invento. Esto último se da particularmente cuando la transmisión con anillo cónico de fricción debe aplicarse junto con los motores extranjeros, que tienen un sentido de rotación opuesto. En dichos casos, se puede prescindir de la disposición de la correa 213 y el piñón 207 puede engranar con la corona 214. Además, puede ser ventajoso si el cono conducido 204 está dispuesto directamente sobre el árbol 224, de modo que se puede prescindir en su totalidad a un piñón conducido 207, así como a una disposición de correas 213.

35 Además, es inmediatamente evidente para el especialista, que el accionamiento procedente de la transmisión con anillo cónico de fricción 201 también se puede realizar mediante las poleas exteriores 217 y 218, o a través de los elementos de otra transmisión de la marcha atrás en lugar de a través de las poleas principales 209 ó 212. Asimismo, la salida de la marcha atrás no se debe producir necesariamente a través de las poleas exteriores 217 ó 218. Más bien, para ello también se pueden utilizar las poleas principales o bien otros elementos de engranaje. Para que los ejemplos de fabricación mostrados en las figuras 17 y 18 puedan mantener de manera confiable sus estados "hacia adelante" o "hacia atrás", están previstos sistemas de fijación respectivamente, con los que un elemento de engranaje puede ser fijado rígidamente, concretamente en estos ejemplos de fabricación, un bastidor 225, 226 que gira con los planetas, en el que los planetas están montados. Además, existen sistemas de fijación que posibilitan una fijación entre sí, de elementos de engranaje del respectivo engranaje planetario 210 y 211. En este caso, se fijan a elección unos junto a otros en el ejemplo de fabricación según la figura 17, la polea principal 209 y la polea exterior 217 y en el ejemplo de fabricación según la figura 18, la polea exterior 218 y el bastidor 226 giratorio de los planetas 216.

50 Para fijar los elementos de engranaje en la carcasa o entre sí, se pueden aplicar diversos sistemas de fijación, tales como embragues, frenos automáticos de retención o sincronizaciones. De éstos, se han previsto tres a modo de ejemplo en los ejemplos de fabricación ilustrados, pudiendo éstos ser intercambiados sin más, acorde a los requisitos específicos.

55 En el ejemplo de fabricación según la figura 17, el bastidor 225 de los planetas 215 se fija por medio de un freno electromagnético 227, el cual puede frenar a elección un piñón de freno 228, el que a su vez engrana con el bastidor 225 de los planetas 215. En el caso que en esta disposición se deba cambiar el sentido de rotación, se activa el freno, de modo que en la medida en que el bastidor 225 es ralentizado con respecto a la polea principal 209 y a la polea exterior 217, disminuye el movimiento o el número de revoluciones del mecanismo conductor hasta que finalmente se detiene y luego cambia de sentido.

60 La fijación de la polea exterior 217 y la polea principal 209 se realiza a través de un embrague 229, pudiéndose también fijar de este modo las poleas planetarias 215 con respecto a la polea exterior 217 y a la polea principal 209. Debido a que en este estado, la polea planetaria 210 se desplaza con una pérdida extremadamente baja, este

estado se ha seleccionado preferentemente como marcha de avance, siendo evidente inmediatamente que un respectivo embrague del embrague 229 también puede estar previsto, por ejemplo, entre el bastidor 225 y la polea principal 209 y/o la polea exterior 217. Del mismo modo, puede ser suficiente impedir a los planetas 215 únicamente en su rotación con respecto al bastidor 225 para detener en sí el engranaje planetario 210 y dejarlo circular como un todo.

En el ejemplo de fabricación según la figura 18, la fijación selectiva se realiza a través de una sincronización 230, por medio de la cual el bastidor 226 que porta los planteas 216 y que circula con éstos, puede ser sincronizado optativamente con la polea exterior 218 o respecto a una polea fija 231 que está fijada en este ejemplo de fabricación, en la carcasa 232. Los mecanismos que se presentan en este caso, corresponden a los mecanismos, como los del ejemplo de fabricación según la figura 18 que ya se explicaron, entendiéndose que el bastidor 226 también puede sincronizarse con la polea principal 212 en lugar de con la polea exterior 218.

La transmisión de variación continua ilustrada en la figura 19 presenta un cono de entrada 301, así como dos conos de salida 302, 303, que respectivamente están acoplados al cono de entrada 301 a través de los anillos de fricción 304, 305 que circulan en torno a los respectivos conos de salida 302, 303. Al desplazar los anillos de fricción 304, 305 a lo largo del resquicio que permanece entre los conos 301, 302, 303, se pueden ajustar con variación continua las sub-transmisiones 306 o bien 307 conformadas por los conos 301 y 302 o bien 301 y 303.

En el lado de salida, las dos sub-transmisiones 306, 307 y los conos de salida 302, 303 están conectados a través de una transmisión acumulativa 308 en un árbol de salida 309. En el ejemplo de fabricación mostrado en la figura 19, la transmisión acumulativa 308 comprende un engranaje planetario con una corona exterior 311, poleas planetarias 312 y una polea principal 313. La corona exterior 311 está fijamente conectada a una corona 314, que a su vez engrana con un piñón 315, que está dispuesto en el árbol secundario 316 del cono 303. De manera similar, la polea principal 313 está conectada fijamente a una polea 317 con la que circunda, la cual a su vez, engrana con un piñón 318 que está dispuesto sobre el árbol secundario 319 del cono 302. Además, las poleas planetarias 312 están alojadas en un bastidor 320 que está conectado al árbol secundario 309 y que circula juntamente con el árbol secundario 309 y las poleas planetarias 312. De ese modo, se ha proporcionado una transmisión acumulativa 308, en la que los números de revoluciones del piñón 315, 318 o bien del cono conducido 302, 303 se suman al par motor total del árbol 309, dependiendo de la relación de transferencia, así como de la posición de los anillos de fricción 304, 305. Preferentemente, se han seleccionado las relaciones de transferencia, de tal manera que en caso de posición idéntica de los anillos de fricción 303, 305, es decir, el mismo par número de revoluciones de ambos conos conducidos 302, 303, las poleas planetarias 312 permanecen paradas en el bastidor 320 con respecto a su propia rotación, y circundan únicamente junto con la corona exterior 311 y la polea principal 313. De este modo se pueden minimizar las pérdidas precisamente en funcionamiento continuo. Para minimizar la pérdida sirve además, un embrague 321 con el que el árbol secundario 309 puede ser conectado directamente al cono de accionamiento 301, o según un modelo de fabricación concreto, a través de un engranaje de transferencia, de modo que especialmente a altas y relativamente uniformes velocidades, en las que las ventajas de una transmisión de variación continua no se pueden aprovechar en cualquier caso, y las transmisiones de variación continua de este tipo conducen a pérdidas innecesarias, se pueden puentear las dos sub-transmisiones 306, 307.

Como se ve inmediatamente, la transmisión acumulativa 308 suma el número de revoluciones de los dos conos 302, 303 y sirve por lo demás como balanza del par motor, para los pares de rotación que se producen en ese cono 302, 303

El ejemplo de fabricación mostrado en la figura 20, corresponde esencialmente al ejemplo de fabricación mostrado en la figura 19, de modo que los componentes constructivos de idéntica funcionalidad están numerados también idénticamente, prescindiendo de una repetición de las funcionalidades idénticas. Más allá del ejemplo de fabricación según la figura 19, el ejemplo de fabricación según la figura 20 comprende por un lado, un embrague de bloqueo 322, mediante el cual se puede fijar el bastidor giratorio 320 de las poleas planetarias 312 a la corona exterior 311, y por otra parte, un embrague 323, por medio del cual el bastidor 320 y el árbol secundario 309 pueden fijarse a una carcasa de embrague estacionaria, por lo demás, no representada en detalle. El primer embrague 322 sirve para forzar en condiciones de funcionamiento dadas, el paro en auto-rotación de las poleas planetarias 312, de modo que se evitan pérdidas por las poleas planetarias 312, y la carcasa 320, así como el árbol 309 giran en conjunto con la corona exterior 311 y la polea principal 313. El segundo embrague 323 sirve para mantener fijas las poleas planetarias 312, pero también giratorias en torno a sus propios ejes. Esta disposición está particularmente destinada a una cooperación con una transmisión, en la que ésta está diseñada de tal manera, que la corona exterior ya la polea principal 313 también pueden girar en direcciones opuestas o bien que giren en direcciones opuestas. Esto se puede realizar, por ejemplo, mediante una rueda dentada interpuesta adicional, pero también mediante una marcha atrás independiente en el tren de engranajes entre al menos una de las sub-transmisiones 306, 307 y la transmisión acumulativa 308. En dicha disposición, la transmisión acumulativa 308 puede ser dirigida por las dos sub-transmisiones 306, 307, de tal modo que en el árbol 309 se produce un número de revoluciones igual a 0, aunque el cono de accionamiento 301 rote. En este estado, el embrague 323 puede ser usado para fijar la transmisión. En dicha disposición, es posible entonces una aproximación del árbol secundario 309, sólo mediante un ajuste de los anillos de fricción 304, 305, o bien mediante el ajuste de las sub-transmisiones 306, 307.

La disposición mostrada en la figura 21 también se corresponde esencialmente con la disposición de la figura 19. A este respecto, las sub-transmisiones 306, 307 son idénticas en estas dos disposiciones. Sólo la transmisión acumulativa 308 en la disposición según la figura 21, está diseñada de manera diferente que ésta en la disposición según la figura 19. Por esta razón, se omite en este punto una explicación detallada de los componentes coincidentes y su funcionamiento.

En la transmisión de variación continua mostrada en la Figura 21, el árbol secundario 309 está conectado directamente a una corona exterior 324 de un engranaje planetario y gira junto a éste. Por otra parte, las poleas planetarias 312 están montadas en un bastidor 325, el cual junto con las poleas planetarias 312 y una polea 326 puede girar, engranando la polea 326 con el piñón 315 en el árbol secundario 306 del cono 303. Por el contrario, la polea principal 313, como en los ejemplos de fabricación según las figuras 19 y 20, está conectada a una polea 317, que engrana con el piñón 318 en el árbol secundario 319 del cono 2.

La transmisión 308 que se muestra en la figura 21, actúa también de este modo como una transmisión acumulativa y suma o bien resta los números de revoluciones de las dos sub-transmisiones 306, 307.

La disposición que se muestra en la figura 22 corresponde también con respecto a sus sub-transmisiones 306, 307, a las disposiciones que se ilustran en las figuras 19 a 21. Esencialmente, la transmisión 308 sólo está configurada de manera diferente. En este caso, la transmisión acumulativa 308 es accionada mediante poleas cónicas 327 o bien 328, que están dispuestas respectivamente en los árboles secundarios 316 o bien 319 de los conos 303 o bien 302. Para ello, las poleas cónicas 327 o bien 328 engranan con las poleas cónicas 329 o bien 330, que a su vez están conectadas a las poleas cónicas fijas 331 o bien 332 del diferencial y que giran en torno a su propio eje. La fricción de la transmisión según la figura 22 tiene lugar a través de una rueda dentada 310, que está conectada a los cojinetes del eje de las poleas cónicas giratorias 333 o bien 334 del diferencial, que a su vez engranan con las poleas cónicas 331 o bien 332 del diferencial. Como se evidencia inmediatamente, esta disposición también prevé una transmisión acumulativa.

El ejemplo de fabricación según la figura 23 corresponde en su diseño básico, al ejemplo de fabricación mostrado en la figura 22, de modo que incluso en este caso la transmisión acumulativa 308 está conformada esencialmente por un diferencial 335, que con una polea conducida 336 acciona el árbol secundario 309 a través de una polea cónica 337. Además, la polea conducida 336 engrana con una polea cónica 338, que a su vez puede conectarse a través de un embrague sincronizado 339 al cono de accionamiento 301 de modo que, si es necesario, las dos sub-transmisiones 306, 307 pueden ser puenteadas. Además, en esta disposición, los árboles secundarios 316, 319 de los conos conducidos 302, 303 puede conmutarse opcionalmente a través de embragues sincronizados 340 y 341, a poleas cónicas 342, 343 o bien 344, 345, que a su vez engranan con poleas cónicas 346 y 347, que están conectadas respectivamente a las poleas cónicas del diferencial, rotando alrededor de un eje fijo. De este modo, a través de los embragues 340 o bien 341 puede modificarse fácilmente el sentido de rotación eficaz de las sub-transmisiones 306, 307, de modo que la transmisión según la figura 23 presenta un comportamiento de transmisión altamente versátil.

Se entiende que en lugar de la transmisión con anillo cónico de fricción 306, 307 ilustrada, otras transmisiones de variación continua también pueden ser favorablemente utilizadas como sub-transmisiones para dichas transmisiones de variación continua según el invento. Como se evidencia inmediatamente a partir de las figuras 19 a 23, las sub-transmisiones 306, 307 presentan, definidos por los respectivos ejes cónicos 348, 349, 350 respectivos, que están respectivamente alineados paralelos entre sí, sub-transmisiones, que se encuentran todas ellas en el plano del dibujo. De esta manera, estas transmisiones son construidas de una manera extremadamente plana y son particularmente adecuadas para su uso en camiones y camionetas, ya que éstas pueden estar previstas, por ejemplo, por debajo de una zona de carga. Esta aptitud adquiere mayor vigencia, ya que las transmisiones según el invento trabajan con un alto grado de eficiencia mediante el uso de dos sub-transmisiones también en el caso de pares motor más elevados, como los que son producidos por los motores diesel modernos, ya que las presiones de contacto extremadamente elevadas pueden evitarse mediante el uso de dos sub-transmisiones.

Como ya se indica mediante la descripción y el ejemplo de fabricación mostrado en las figuras 19 a 22 y se explica a modo de ejemplo en base al ejemplo de fabricación según la figura 23, mediante la elección de las direcciones de rotación, con las que las sub-transmisiones 306, 307 actúan sobre la transmisión acumulativa 308, se puede influir considerablemente la característica de la caja de cambios completa. En particular, en este sentido son favorables las marchas de retroceso o bien las unidades de transmisión que cambian la dirección de rotación. Una alternativa a este respecto se explica de forma ejemplarizante en la figura 8 para la sub-transmisión 80 antes citada.

Se entiende que en la transmisión representada en las figuras 19 a 23, también se puede seleccionar de forma inversa el flujo de potencia, de modo que los elementos de salida 309, 310 actúan como elementos de entrada y el cono de entrada 301 como cono de salida.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Transmisión con una transmisión con anillo cónico de fricción de variación continua como subtransmisión de variación continua y con dos trenes de engranajes paralelos (1, 2, 101, 102), estando prevista la subtransmisión de variación continua en el primer de los dos trenes de engranajes; (1,2 101, 102), caracterizada porque en el segundo de los dos trenes de engranajes (1, 2, 101, 102) está prevista una primera marcha y/o una sobremarcha.
- 10 2. Transmisión según la reivindicación 1, caracterizada porque en el segundo de los dos trenes de engranajes (1, 2, 101, 102), está prevista una marcha atrás
3. Transmisión según la reivindicación 1 o 2, caracterizada porque entre los dos trenes de engranajes (1, 2, 101, 102) está prevista al menos una marcha libre.
- 15 4. Transmisión según una de las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque al menos los dos trenes de engranajes (1, 2) se pueden conectar a discreción a través de una unidad de caja de cambios manual (3).
- 20 5. Transmisión según la reivindicación 4, caracterizada porque las salidas de los dos trenes de engranajes (1, 2) están acoplados de tal manera, que antes de la operación de conmutación desde el uno hacia el otro de ambos trenes de engranajes (1, 2) se puede producir una adaptación del número de revoluciones del primer tren de engranajes (1, 2) al número de revoluciones del segundo tren de engranajes (1, 2) a través de la transmisión de variación continua.
- 25 6. Transmisión según una de las reivindicaciones anteriores, caracterizada porque el segundo tren de engranajes (2) comprende una unidad de transmisión diferencial (23).
7. Transmisión según una de las reivindicaciones 4 a 6, caracterizada por un tercer tren de engranajes, que se puede activar a través de una unidad de caja de cambios manual y/o a través de una marcha libre.
- 30 8. Transmisión según una de las reivindicaciones 4 a 7, caracterizada porque la unidad de caja de cambios manual (3) acopla la unidad de transmisión de variación continua (1) a un rodete de bomba (21) de un convertidor Trilok (20) y porque el segundo tren de engranajes (2) está acoplado a un rodete de turbina (22) del convertidor Trilok (20).
- 35 9. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizada porque la unidad de caja de cambios manual (3) acopla la unidad de transmisión de variación continua (1) a un rodete de bomba (21) de un convertidor Trilok (20) y porque el segundo tren de engranajes (2) está acoplado a un rodete de turbina (22) del convertidor Trilok (20).
- 40 10. Transmisión según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 3 y 9, caracterizada porque los dos trenes de engranajes (101, 102) están conectados en paralelo a través de dos divisores de potencia (124, 127, 41, 42).
- 45 11. Transmisión según una de las reivindicaciones 4 a 8, caracterizada porque al menos los dos trenes de engranajes (101, 102) están conectados en paralelo a través de dos divisores de potencia (124, 127, 41, 42).
12. Transmisión según la reivindicación 10 u 11, caracterizada porque los trenes de engranajes (101, 102) pueden conectarse a discreción a través de embragues de fricción (44, 45) en un tren de engranajes entre el mecanismo conductor (46) y el mecanismo conducido (47).
- 50 13. Transmisión según una de las reivindicaciones precedentes, caracterizada porque el primer y el segundo tren de engranajes (1, 2, 101, 102) están ensamblados respectivamente con su mecanismo conducido (26, 126, 29, 129) a un mecanismo conductor (27, 127) del tren de engranajes siguiente (15, 115) o bien engranan con el mismo.
14. Transmisión según la reivindicación 13, caracterizada porque el mecanismo conductor (127) del siguiente tren de engranajes (15.115) es el diferencial principal (115) de un vehículo motorizado.

Fig. 1

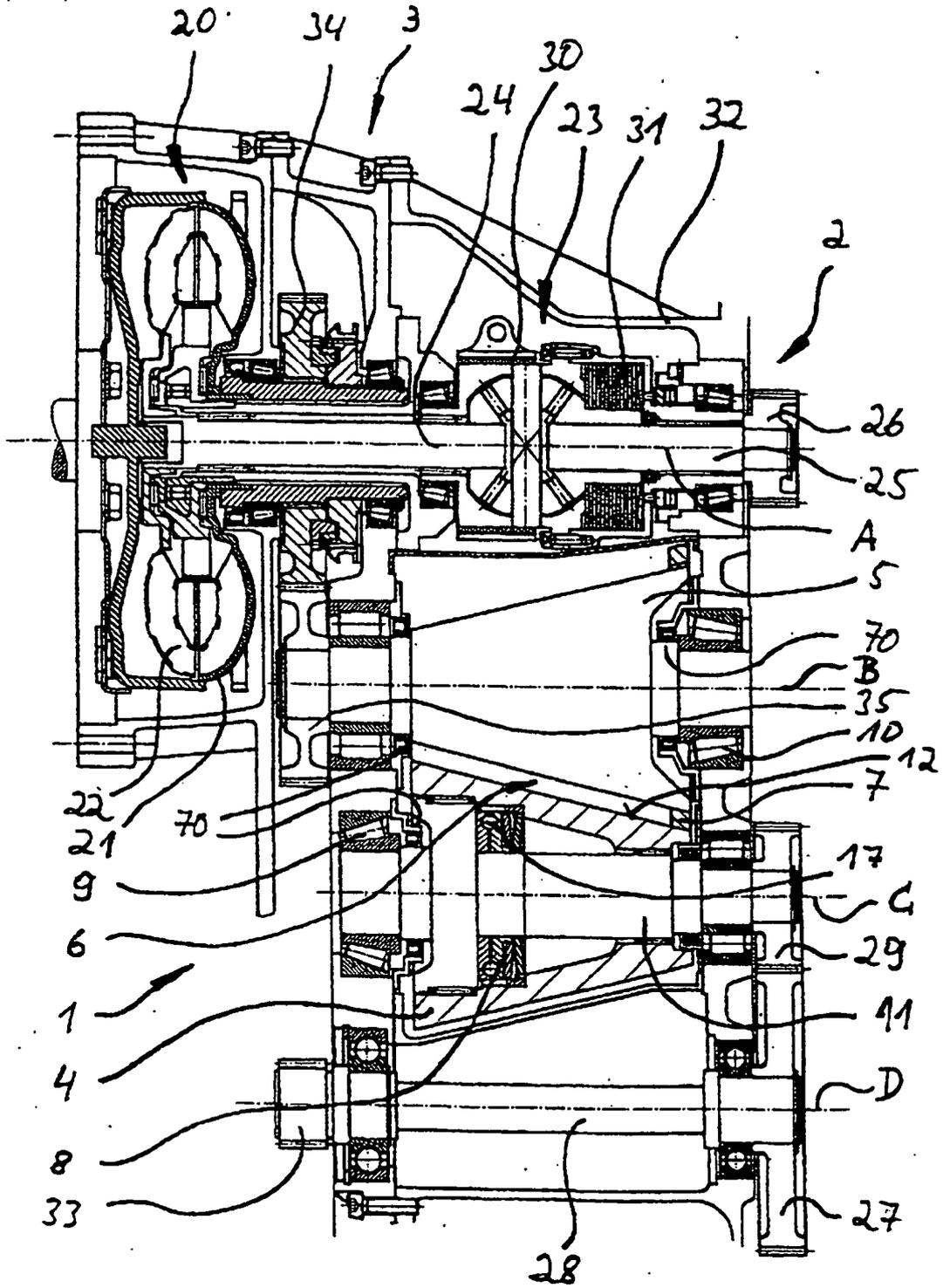


Fig. 2

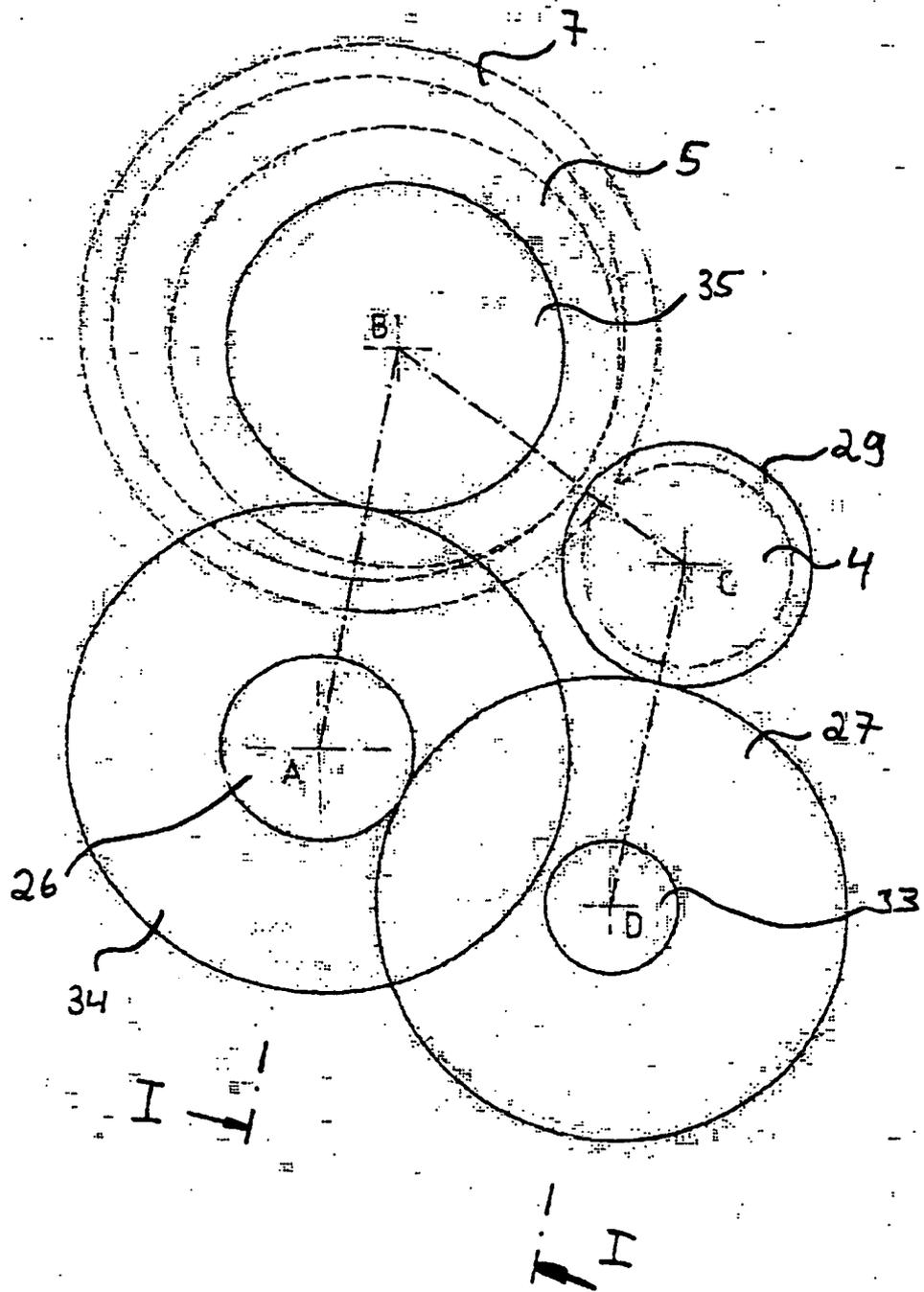


Fig. 3

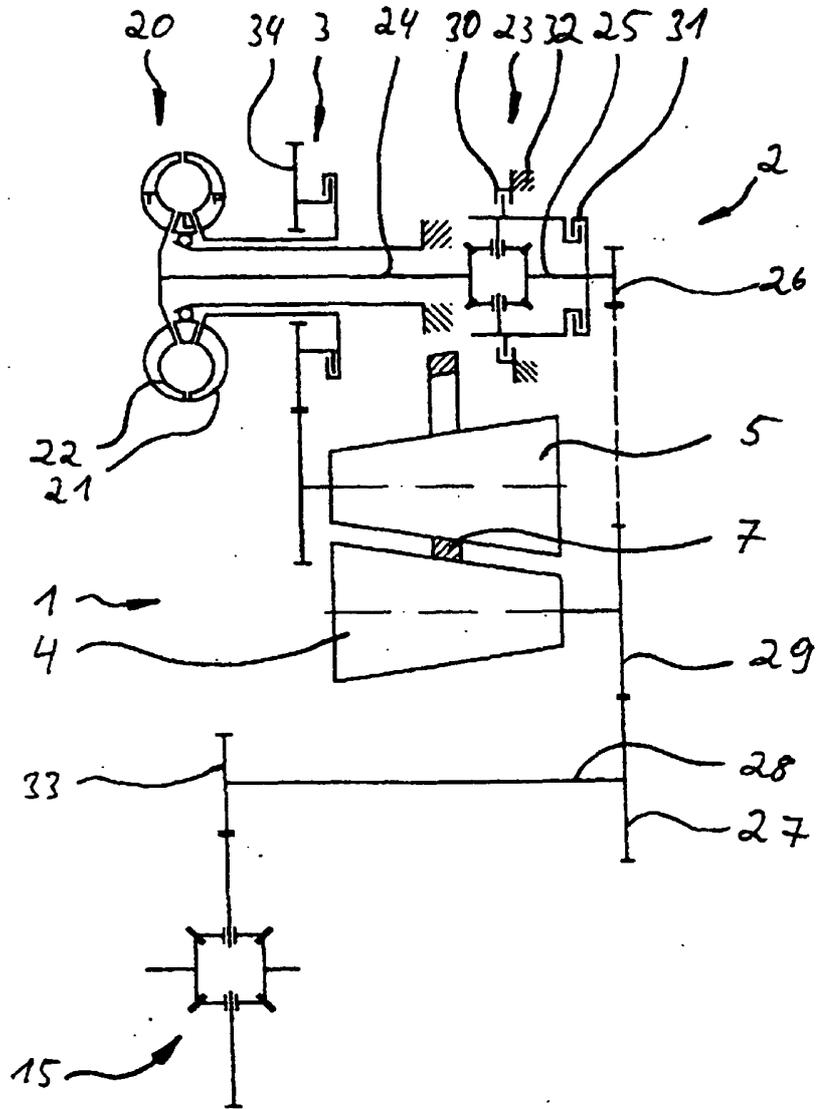
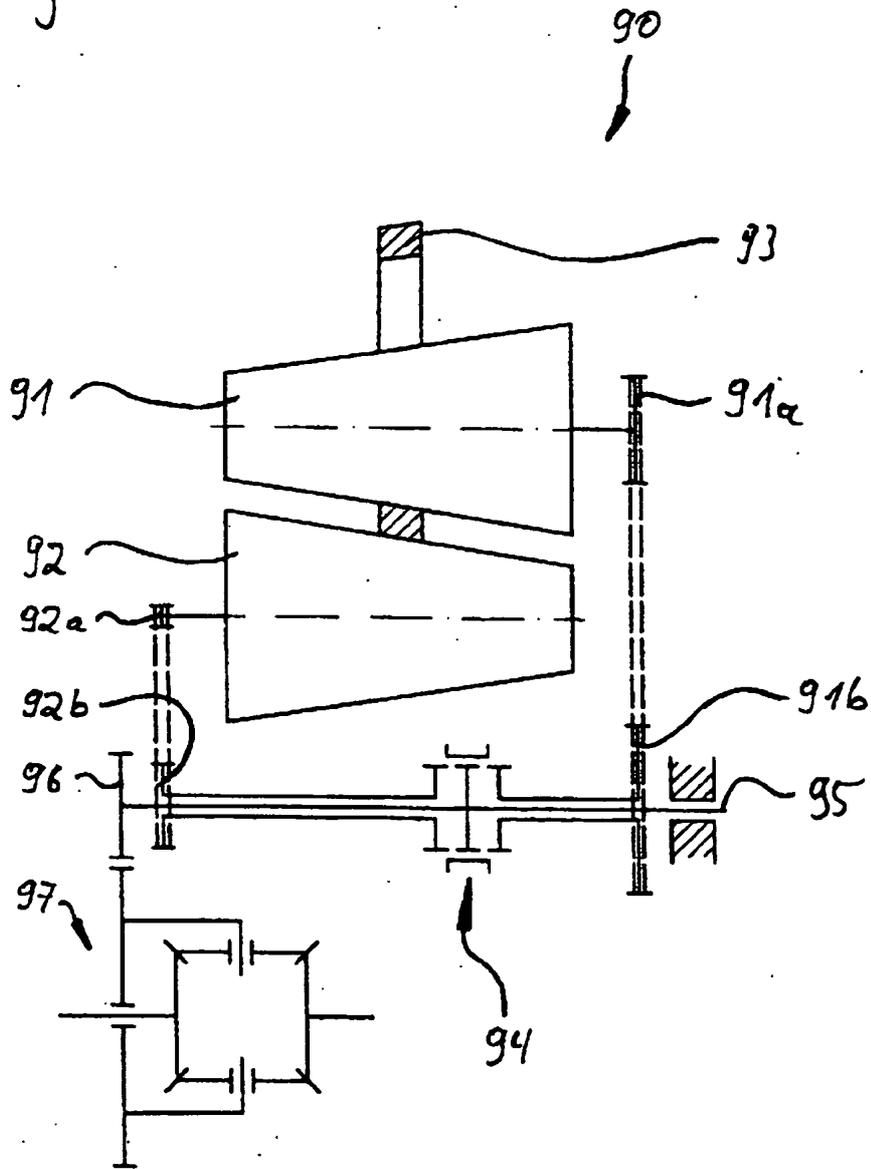


Fig. 4



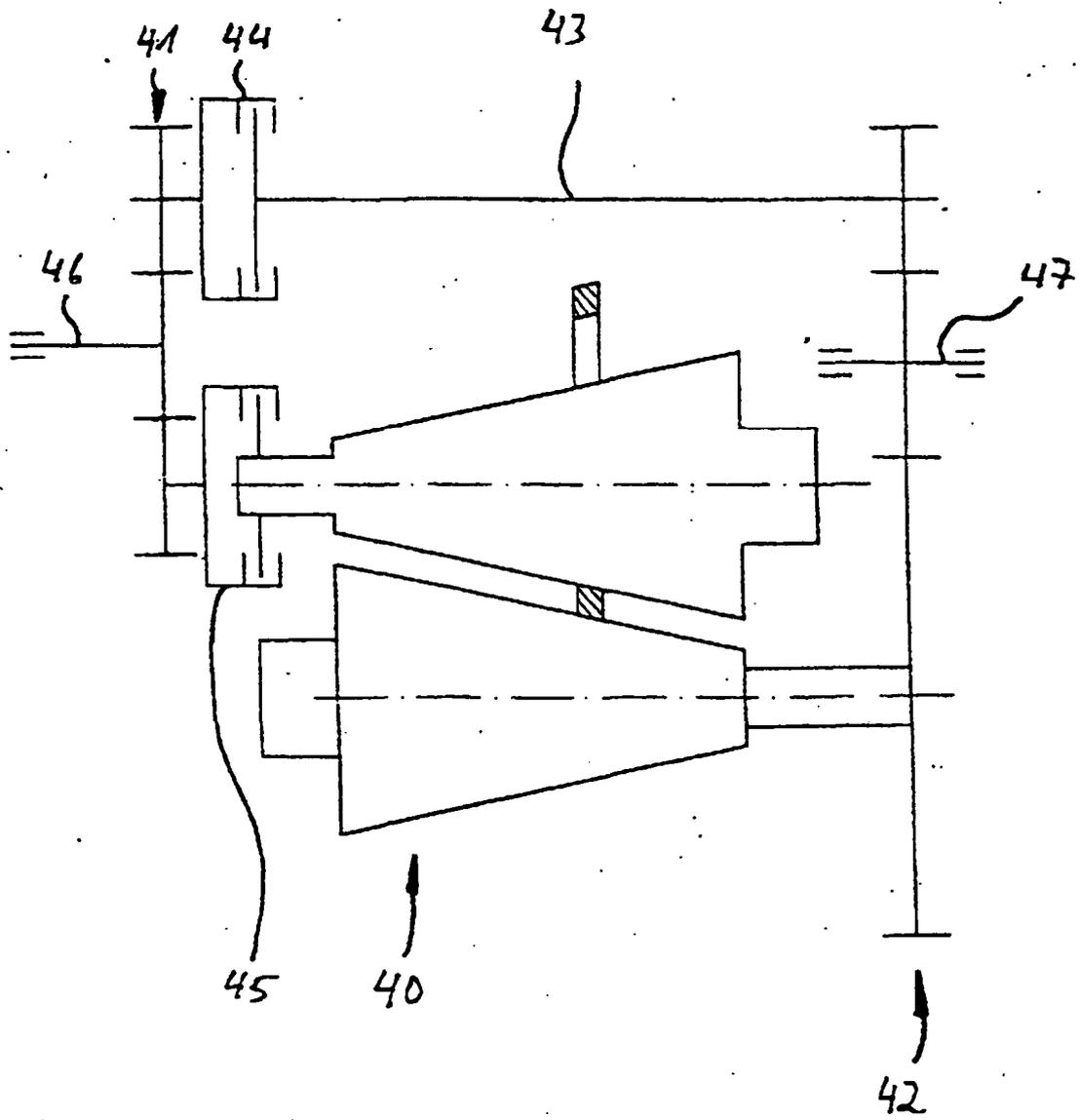
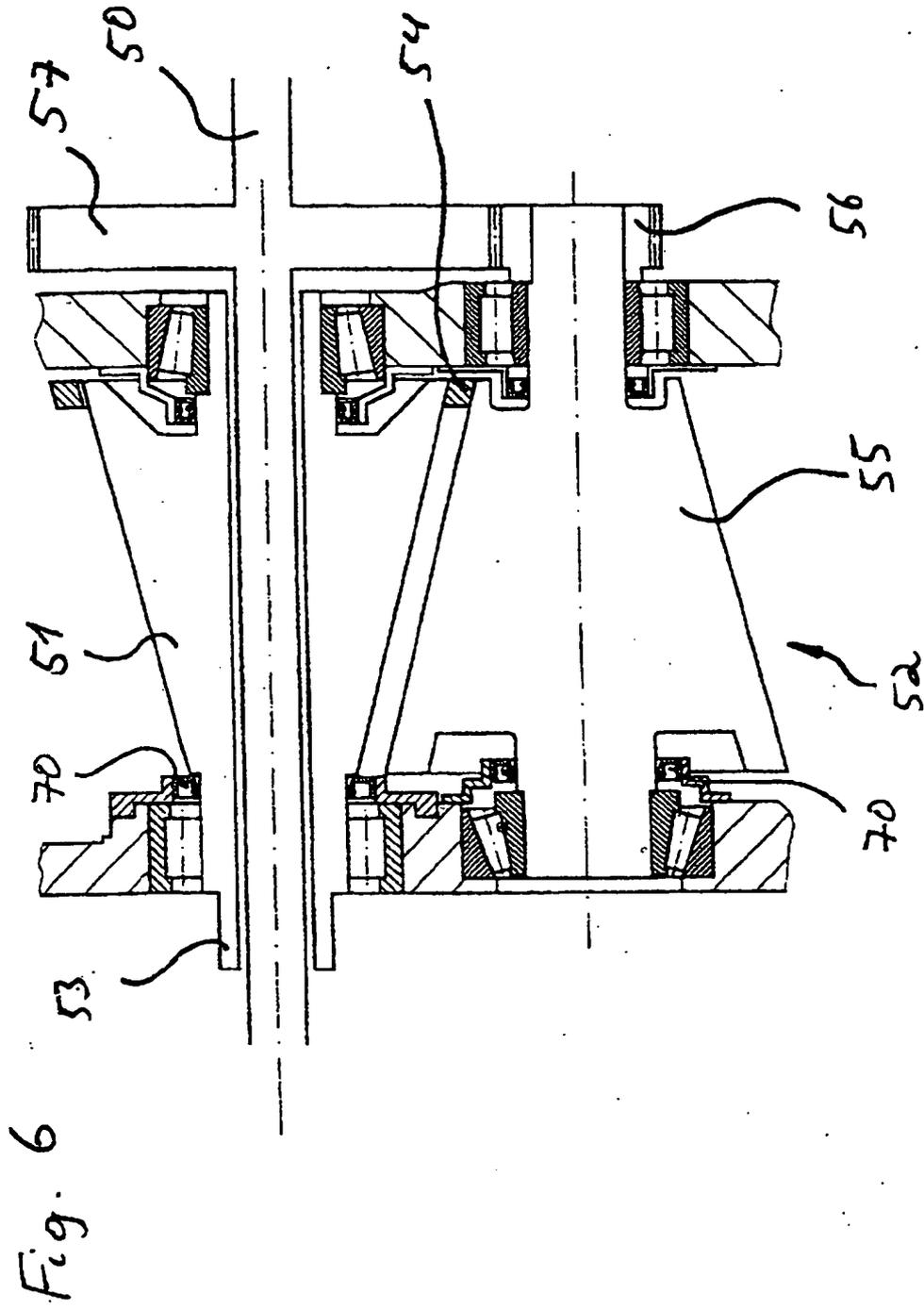


Fig. 5



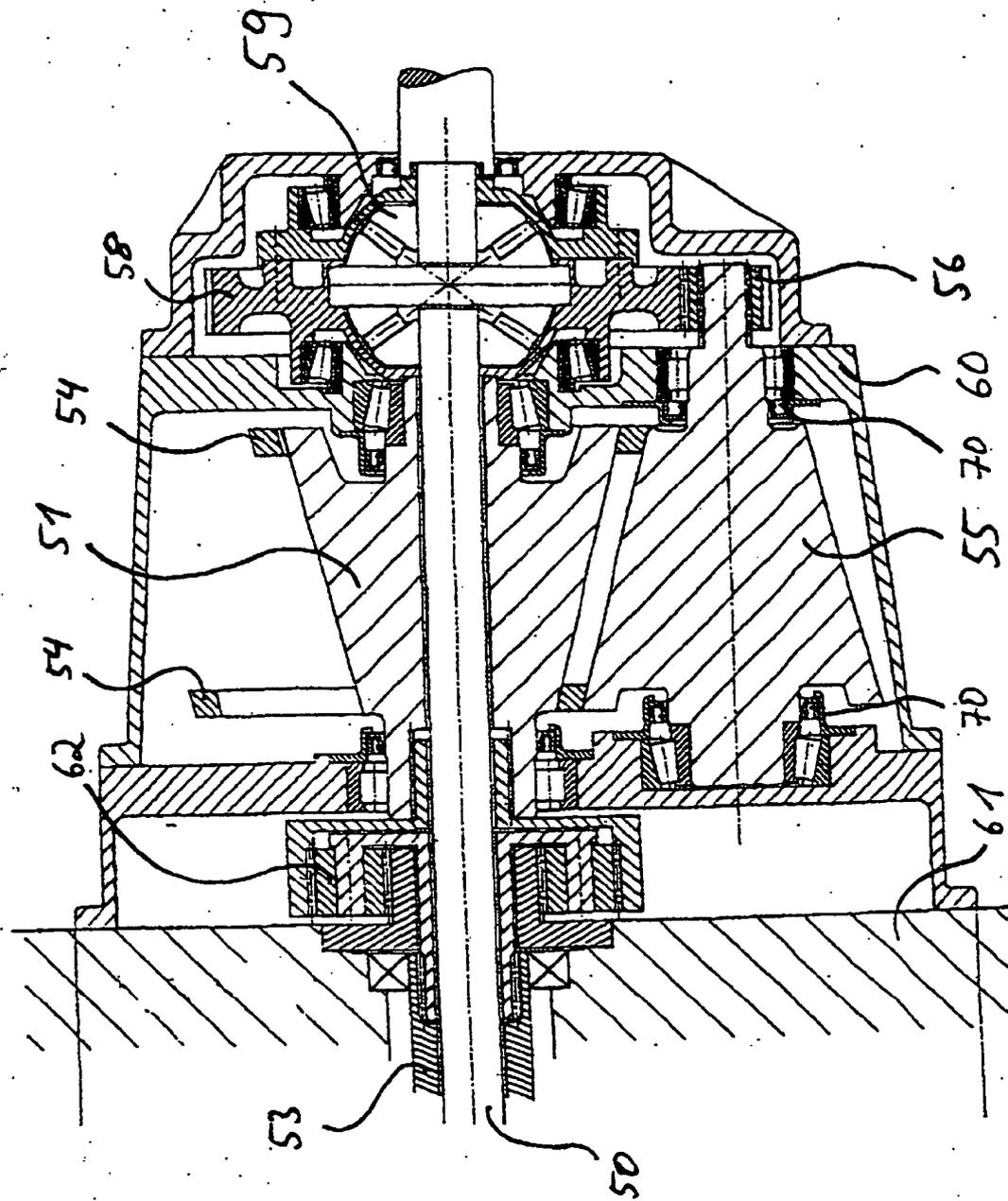
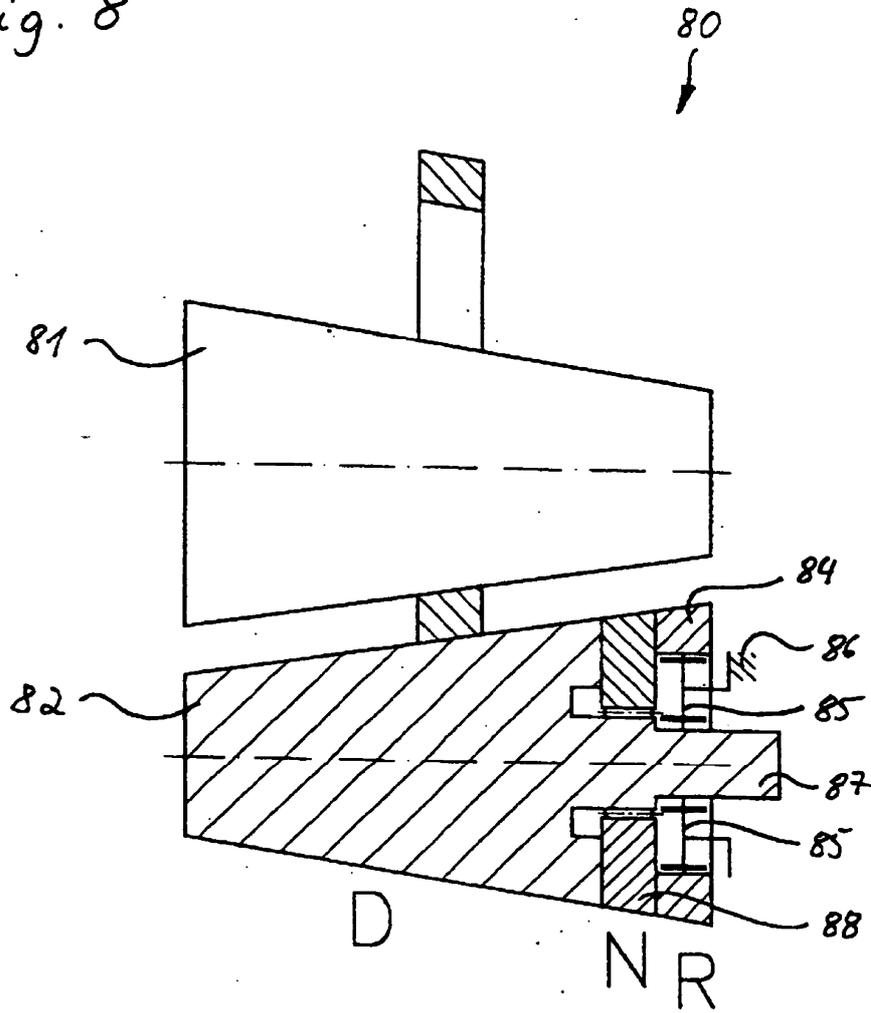


Fig. 7

Fig. 8



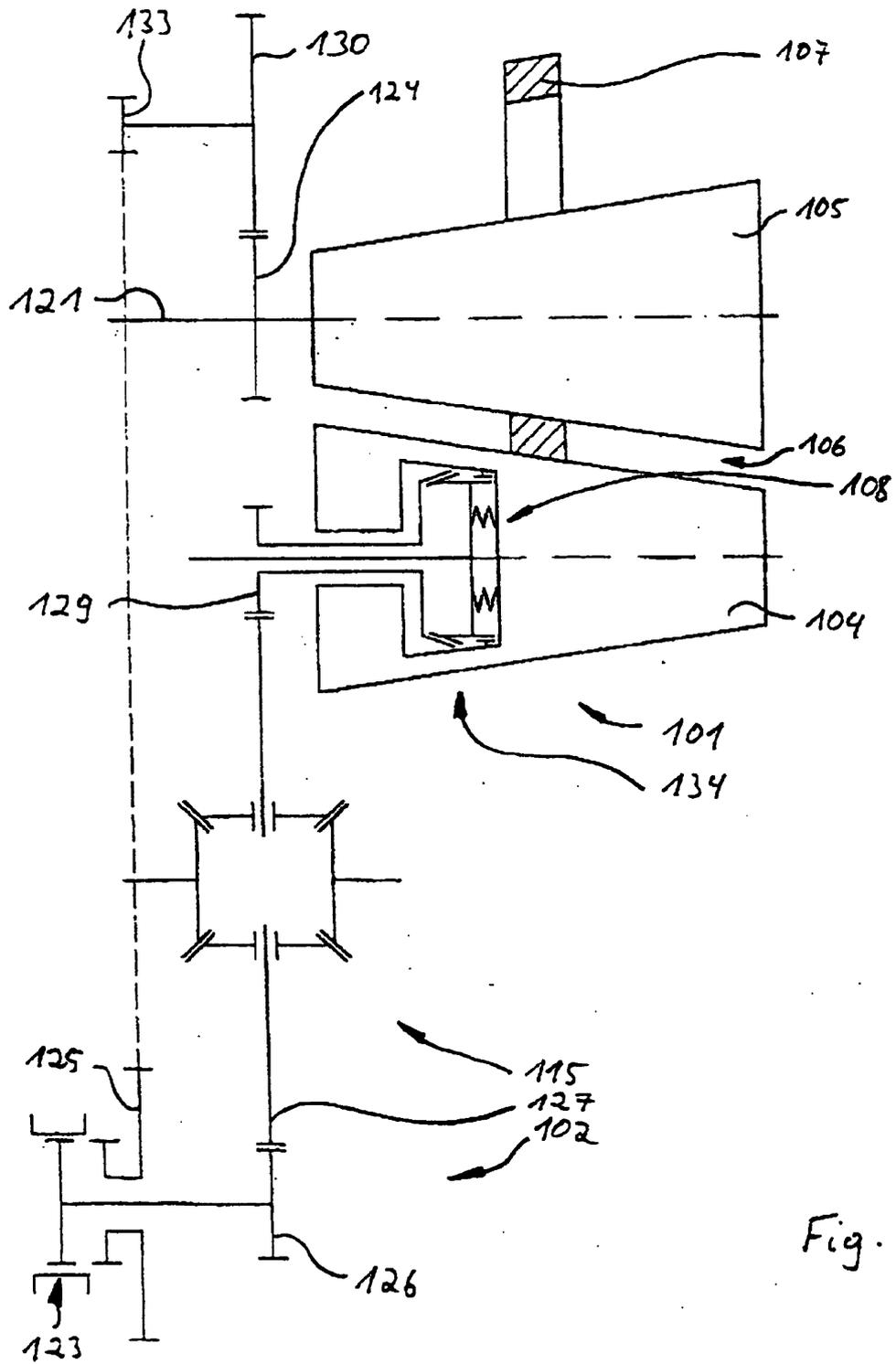
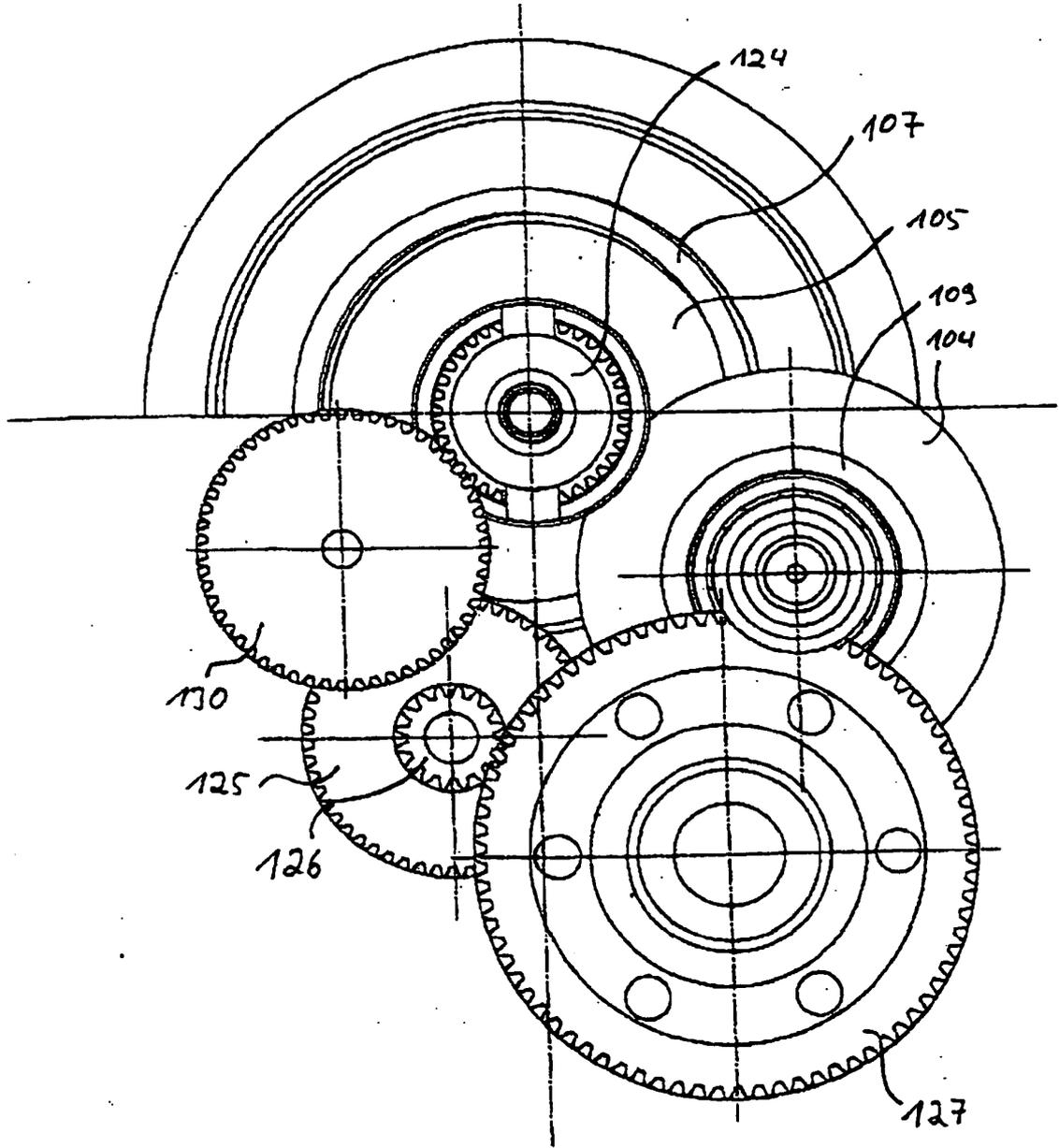


Fig. 9

Fig. 10



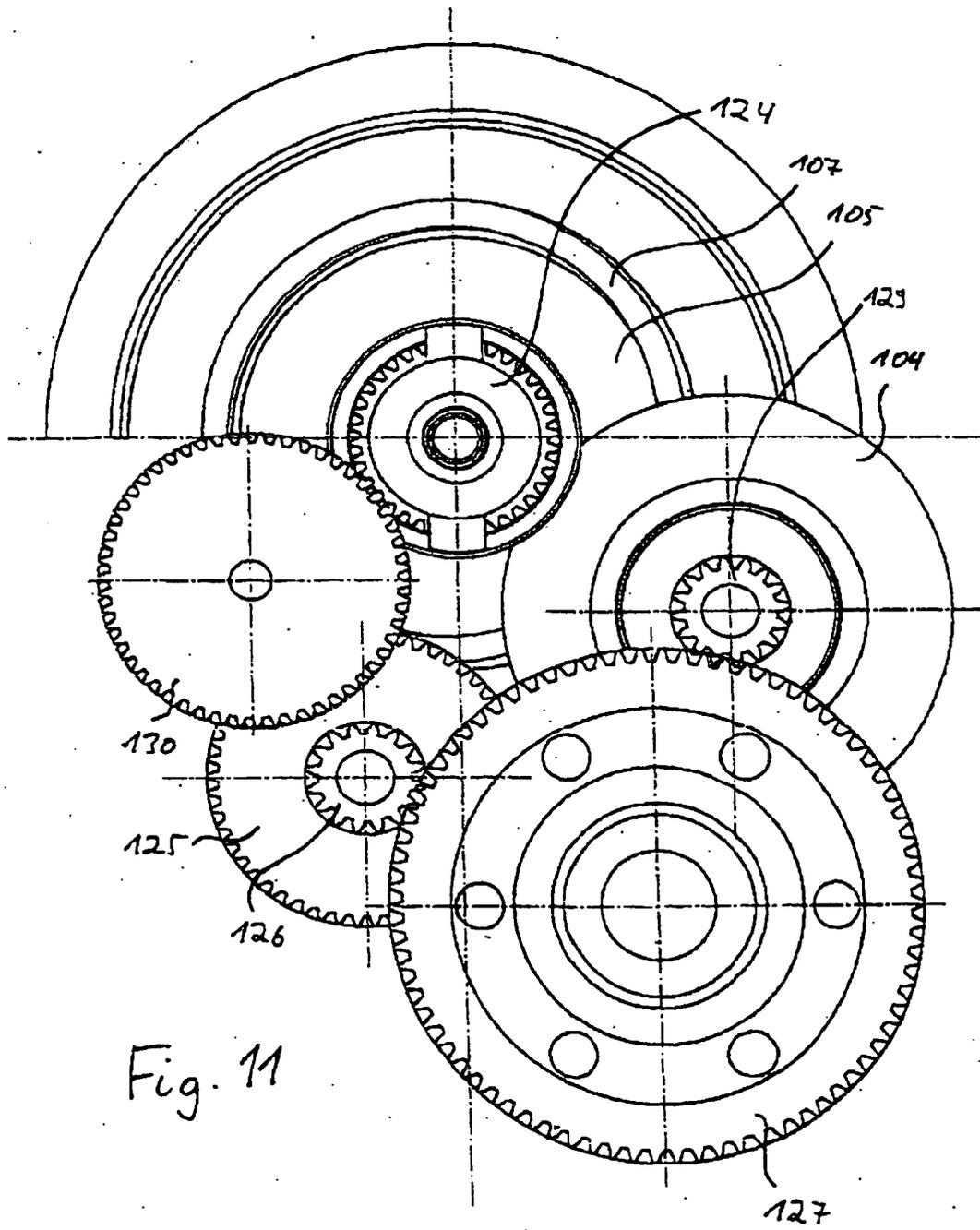


Fig. 11

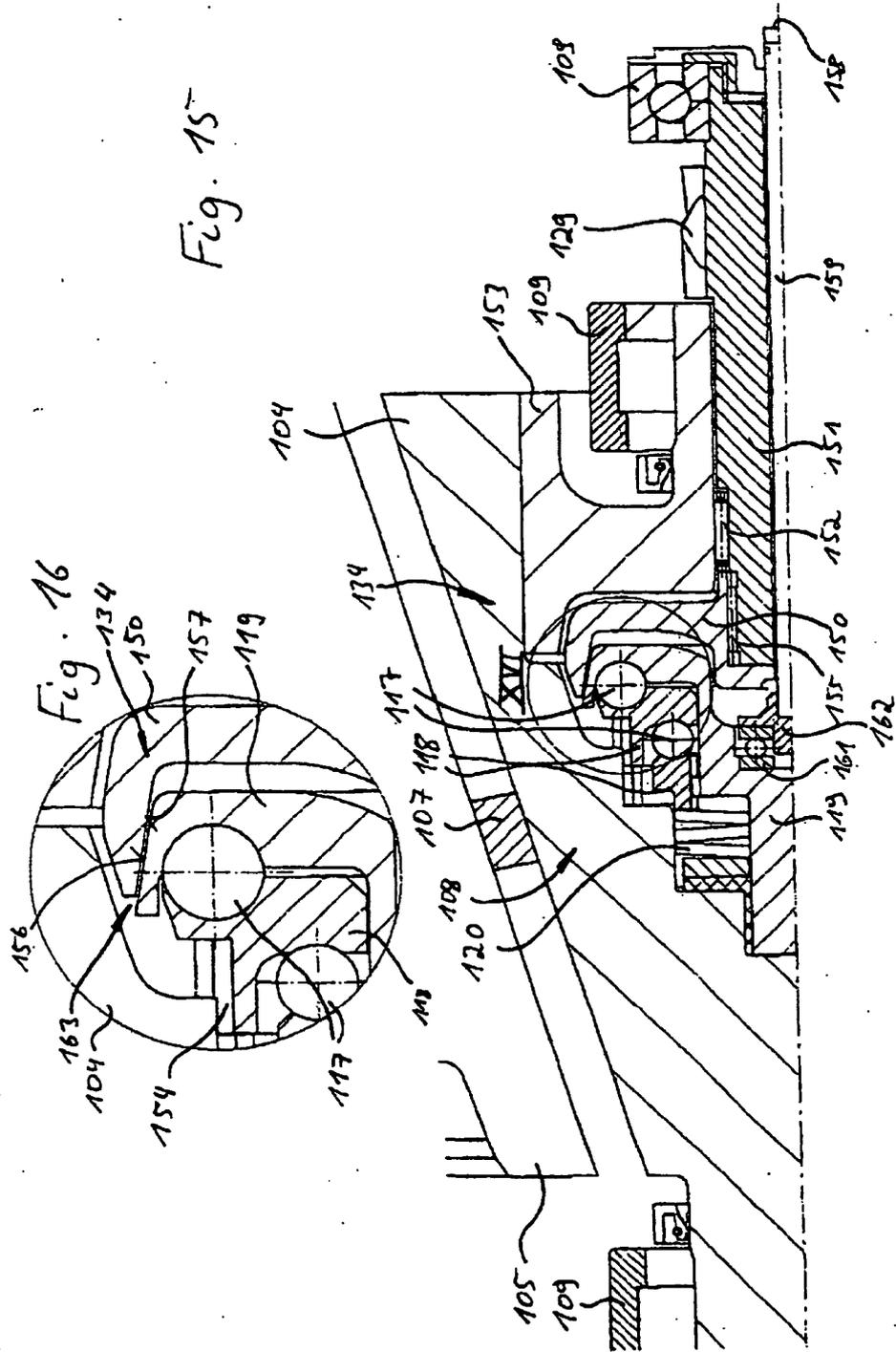


Fig. 17

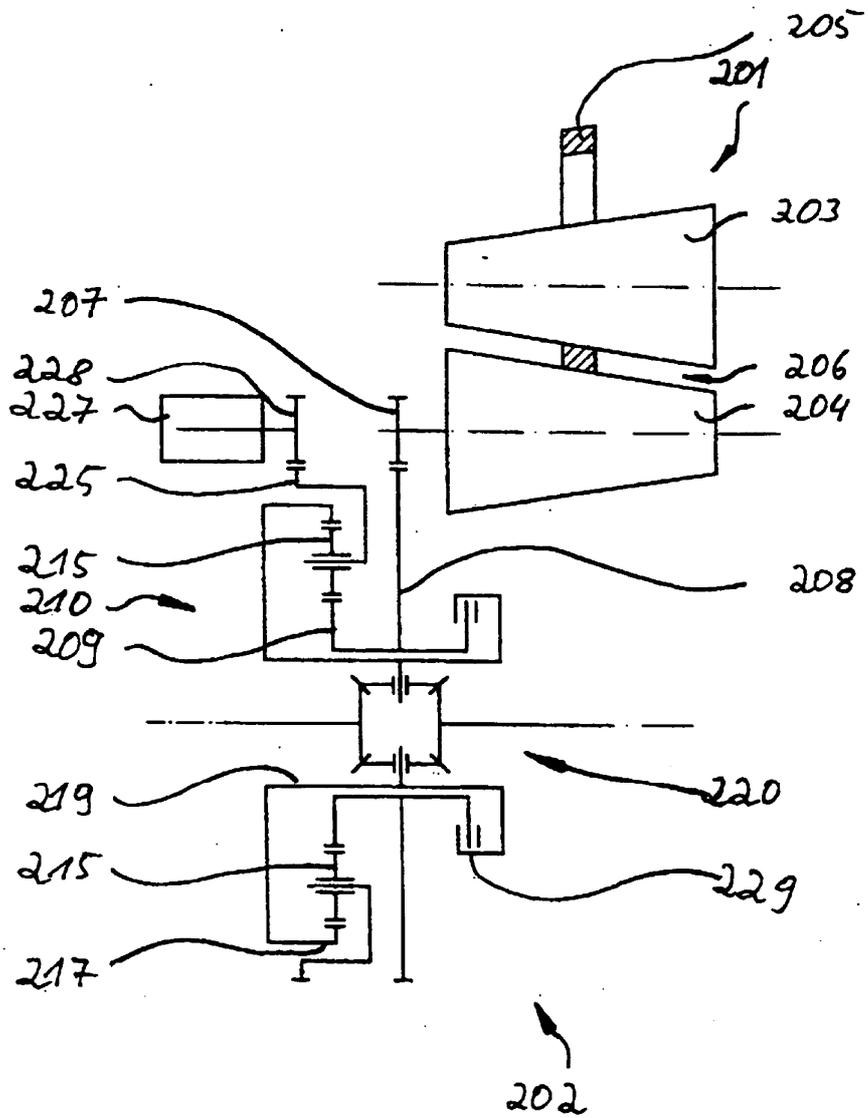


Fig. 18

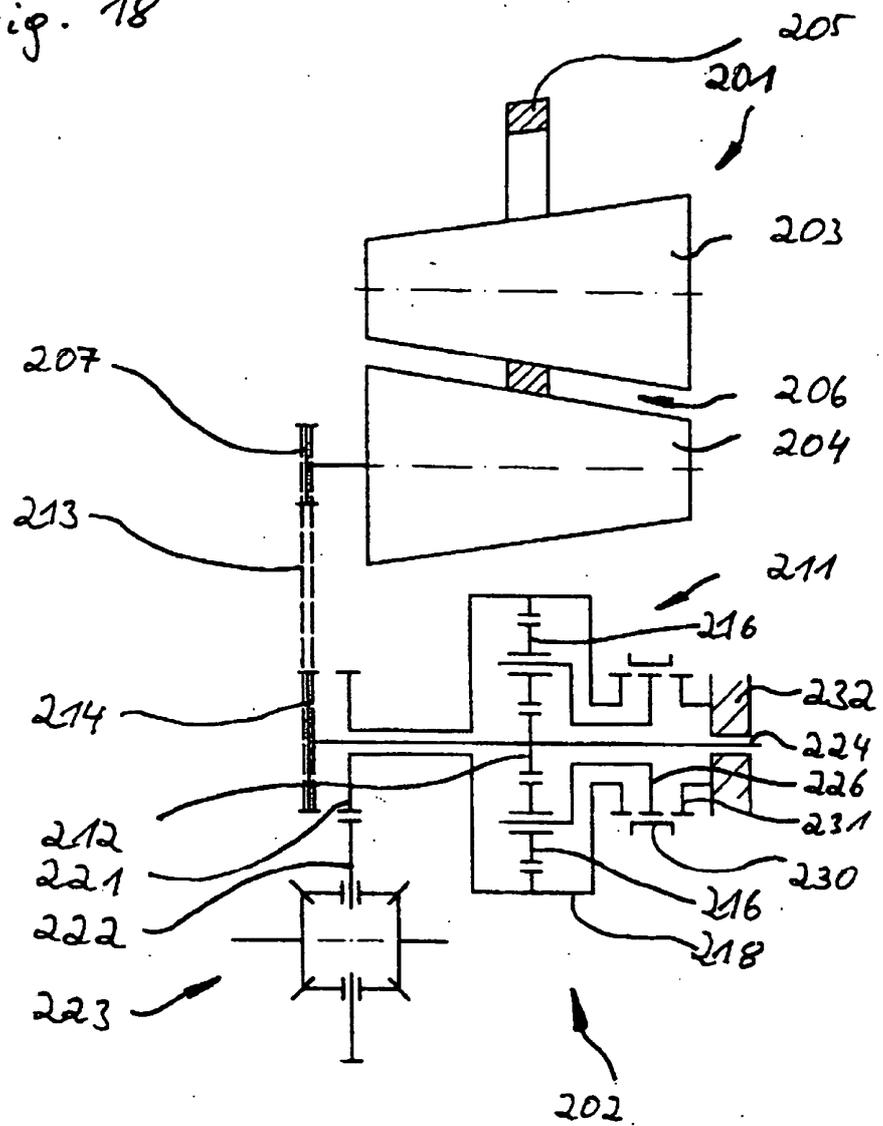


Fig. 19

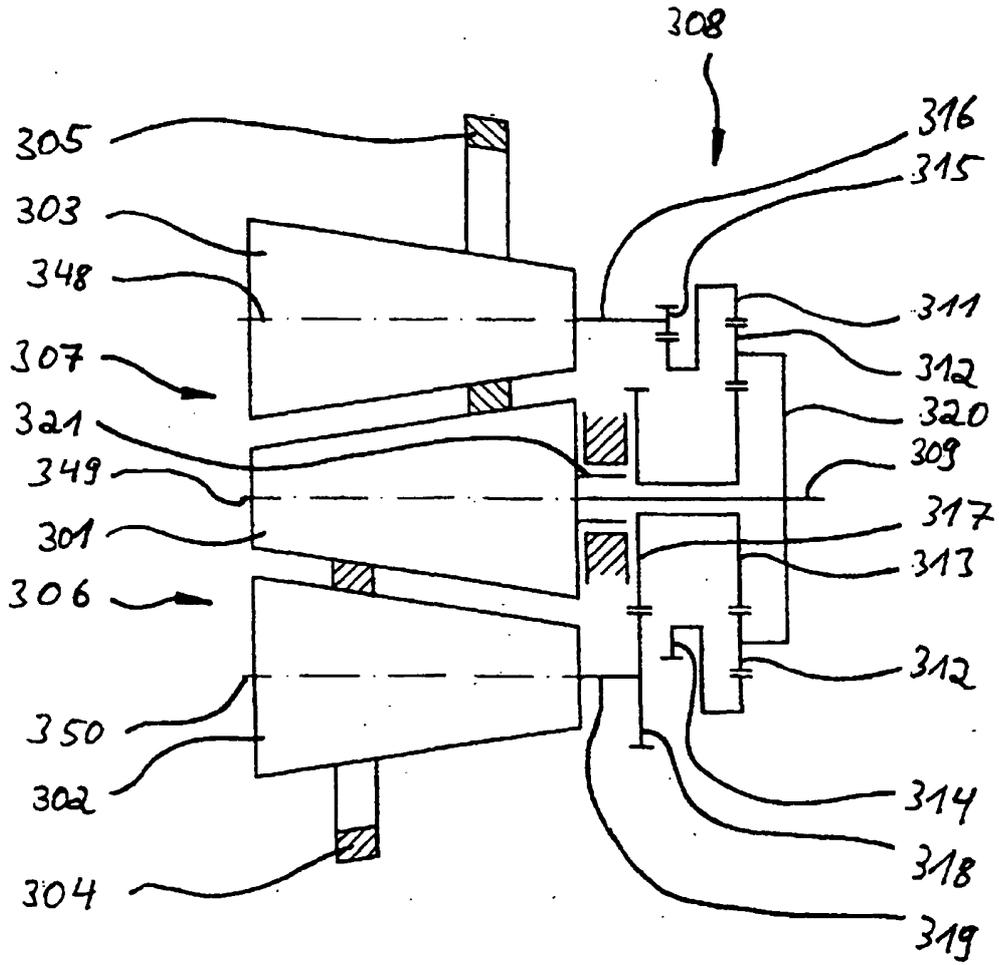


Fig. 20

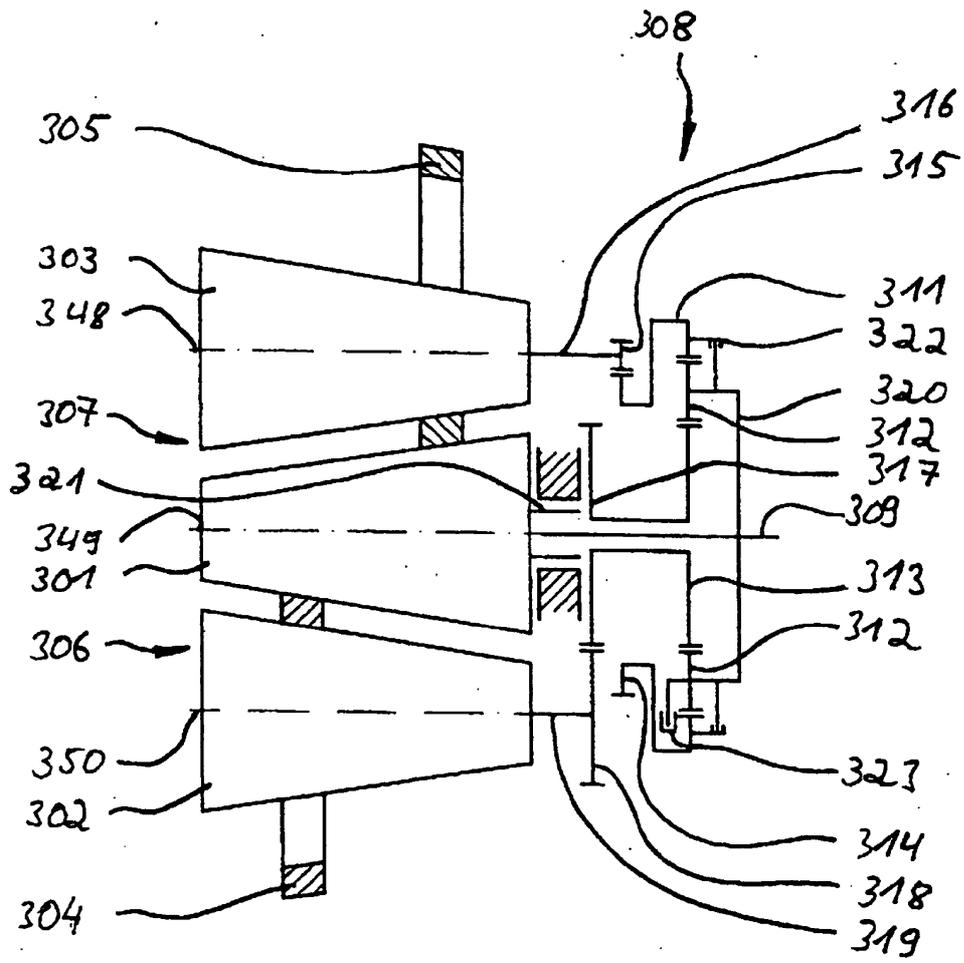


Fig. 21

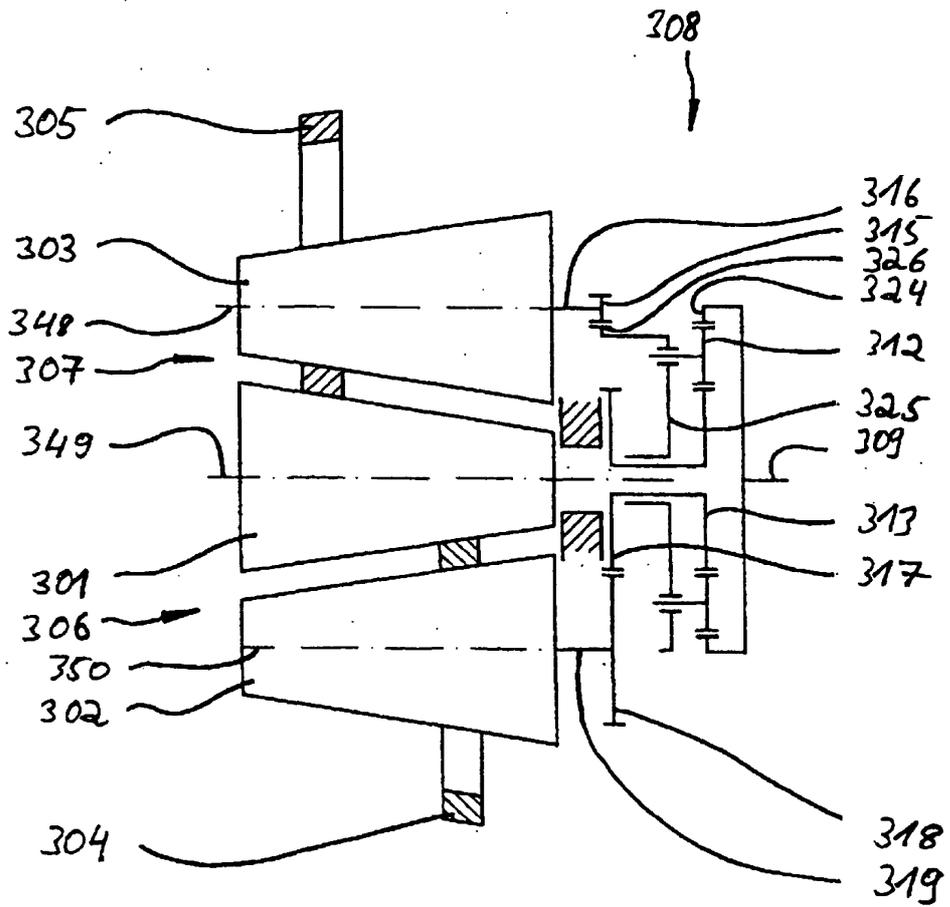


Fig. 22

