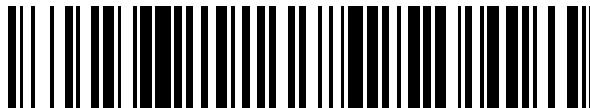


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 431 114**

51 Int. Cl.:

F16H 61/00 (2006.01)

F16H 15/42 (2006.01)

F16D 3/06 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **29.09.2003 E 03753332 (0)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **17.07.2013 EP 1546580**

54 Título: **Transmisión**

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:

25.11.2013

73 Titular/es:

ROHS, ULRICH (100.0%)

Roonstrasse 11

52351 Düren, DE

72 Inventor/es:

ROHS, ULRICH;

DRÄGER, CHRISTOPH y

BRANDWITTE, WERNER

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 431 114 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

5 La invención se refiere a una transmisión, en particular con dos elementos de transmisión rotativos que, cada uno, presenta al menos una superficie de rodadura para un elemento de acoplamiento rotativo que acopla los dos elementos de transmisión rotativos. En este caso, al menos una de las superficies de rodadura de ambos elementos transmisión rotativos presenta, preferentemente, al menos dos pistas de rodadura para el elemento de acoplamiento con diferentes radios de rodadura, de manera que, de este modo, se pueda implementar una transmisión de variación continua o casi continua. En una disposición de este tipo, ambos elementos de transmisión pueden estar arriostrados, usando el elemento de acoplamiento, por medio de un dispositivo de arrostramiento que presiona los dos elementos de transmisión contra el elemento de acoplamiento con una fuerza de presión variable. De esta manera es posible implementar presiones variables y, por lo tanto, ajustables que actúan entre los elementos de transmisión rotativos y el elemento de acoplamiento.

10
15 Tales disposiciones se conocen, por ejemplo, por el documento EP 0 878 641 A1 y el documento EP 0 980 993 A2 de clase genérica. Las dos documentaciones se refieren a transmisiones a anillo cónico de fricción en las que dos conos con ángulos de cono opuestos están montados rotativos de tal manera que entre los mismos queda una rendija constante en la cual, como elemento de acoplamiento, un anillo rota abrazando uno de los conos. Ambas documentaciones dan a conocer tanto dispositivos de presión hidrostática como hidrodinámica, así como también dispositivos de presión mecánicos, mediante los cuales al menos un cono puede ser desplazado de tal manera que disminuya la anchura de la rendija. De este modo, el elemento de acoplamiento puede ser presionado contra ambas superficies de rodadura de los conos, de manera que de este modo la presión pueda implementar una transmisión de fuerza suficiente. Mientras que en las soluciones hidrostáticas y/o hidrodinámicas puede realizarse sin más una variación variando las relaciones hidráulicas o las relaciones hidrostáticas o hidrodinámicas, las soluciones mecánicas prevén rampas de entrada endentadas entre sí de dos subconjuntos transmisores de par, de manera que estos dos subconjuntos pueden torcerse una respecto del otro en función del par, con lo cual el dispositivo de presión respectivo se expande axialmente y/o en función del par se reduce en su dimensión axial. De esta manera, con pares más elevados es posible realizar sin más también una fuerza de presión mayor, enfrentando dichas fuerzas mediante rodamientos de arrostramiento apropiados, por ejemplo rodamientos de rodillos cónicos, de manera que, finalmente, resulte una mayor fuerza de arrostramiento para el elemento de acoplamiento y/o el anillo de fricción.

20
25 El objetivo de la presente invención es poner a disposición una transmisión con dos elementos de transmisión rotativos, cada uno de los cuales presenta al menos una superficie de rodadura para un elemento de acoplamiento rotativo, presentando al menos una superficie de rodadura al menos dos pistas de rodadura para el elemento de acoplamiento con diferentes radios de rodadura y estando los dos elementos de transmisión arriostrados mediante la integración del elemento de acoplamiento por medio de un dispositivo de arrostramiento, que mediante una fuerza de presión variable presiona los dos elementos de transmisión contra el elemento de acoplamiento, pudiendo conseguirse una fuerza de presión más fiable y reproducible en función del par, pero también en función de otros parámetros operativos.

30
35 Para conseguir dicho objetivo, la invención propone una transmisión con las características de la reivindicación 1. Otras configuraciones ventajosas de la invención se indican en las reivindicaciones secundarias subsiguientes.

40
45 En particular, puede estar prevista una transmisión de este tipo en la cual el dispositivo de arrostramiento comprende un dispositivo de presión que con una fuerza de presión variable presiona, por un lado, la superficie de rodadura de uno de los dos elementos de transmisión contra el elemento de acoplamiento y, por otro lado, se apoya en un rodamiento de arrostramiento, y un elemento de resorte dispuesto para actuar en serie con el dispositivo de presión.

50
55 En el presente caso, el dispositivo de arrostramiento comprende todos los subconjuntos de la transmisión según la invención que aseguran una fuerza de presión suficiente y, correspondientemente, están cargados con al menos partes de la misma, mientras que el dispositivo de presión según la invención presenta los subconjuntos responsables de una fuerza de presión variable. Conectando el elemento de resorte y el dispositivo de presión en serie, el dispositivo de presión dispone con la misma fuerza de presión, que de manera natural puede alcanzar en función de la constante elástica del elemento de resorte las mismas dimensiones como sería el caso también con un dispositivo de presión de acuerdo con el estado actual de la técnica, de un margen de maniobra sustancialmente mayor, por lo cual es posible implementar un movimiento esencialmente uniforme del dispositivo de presión. Ello conduce, particularmente, a una reproducibilidad incrementada de las fuerzas de presión respectivas. La invención permite, además, una variación de las curvas características de fuerza-presión y/o par-presión como, por ejemplo, mediante la variación de los gradientes de curvas de pistas para colisas, cuerpos de rodadura o similares, de manera que puede ser creada una compensación de tolerancias.

60
65 Preferentemente, el elemento de resorte transmite acumulativa y/o alternativamente tanto la fuerza de presión variable como un par entre la superficie de rodadura del primer elemento de transmisión y el dispositivo de arrostramiento y/o entre la superficie de rodadura del primer elemento de transmisión y el dispositivo de presión.

- De este modo, el dispositivo de presión puede ser aliviado, al menos en parte, de la doble carga de transmitir el par directamente a la superficie de rodadura del primer elemento de transmisión y/o a un subconjunto conectado a dicha superficie de rodadura y, al mismo tiempo, tener que desplazarse respecto de dicho subconjunto. De esta manera también es posible conseguir el objetivo mencionado anteriormente de aplicar la fuerza de presión variable de manera a ser posible reproducida. Consecuentemente, esta configuración es ventajosa de manera acumulativa o alternativa respecto de la solución descrita anteriormente para una transmisión de clase genérica, representando el documento EP 0 980 993 A2 meramente un elemento de resorte que, sin embargo, está conectado en paralelo con el dispositivo de presión y no transmite un par.
- Como solución adicional, la invención propone una transmisión de clase genérica en la cual el dispositivo de arrostamiento comprende un dispositivo de presión con dos elementos de presión y al menos un elemento de rodadura, que en al menos una pista de elemento de rodadura rueda en función del par, implementado de manera que un primer elemento de presión es desplazado respecto del segundo elemento de presión en el sentido de la fuerza de presión cuando el elemento de rodadura modifica su posición en el elemento de rodadura en función del par.
- De esta manera, el desplazamiento del segundo elemento de presión debido al par puede ser asegurado con una fricción relativamente baja, de manera que también en esta solución está garantizada una elevada reproducibilidad de la fuerza de presión en función del par y/o debido al par.
- En una forma de realización preferente es posible prever un sensor de par en el lado conductor y/o en el lado conducido, siendo, consecuentemente, la fuerza de presión del dispositivo de presión seleccionado en función del par detectado. De esta manera, la fuerza de presión y, por lo tanto, una fuerza de contacto o fuerza de fricción, que se presenta entre el elemento de acoplamiento y uno de los elementos de transmisión, puede ser ajustado a las relaciones de par existentes. Es obvio que un sensor de este tipo también puede ser aplicado, ventajosamente, en forma independiente de las restantes características de la presente transmisión, en particular en el caso de una transmisión de variación continua y/o una transmisión que actúa por medio de fricción o interacción hidráulica, particularmente para adaptar la fuerza de presión a las relaciones existentes y, por ejemplo, evitar el patinaje con la menor pérdida posible o, por ejemplo, para seleccionar apropiadamente las relaciones de transmisión. Como sensor también es posible usar bandas extensométricas y/o medidores de esfuerzos o torsiómetros y/o disposiciones de medición.
- La disposición descrita en último término es ventajosa, particularmente, cuando el dispositivo de presión es activado externamente, como es el caso, particularmente, en cojinetes hidrostáticos o hidrodinámicos. Por otra parte, el dispositivo de presión también puede ser activado internamente, particularmente cuando está implementado mecánicamente, en función del par, por ejemplo mediante un par que actúa sobre el mismo. Particularmente, en una configuración de este tipo, para medir el par puede ser usada una fuerza de presión causada por un par y/o un desplazamiento de componentes del dispositivo de presión causado por un par. De este modo, una medición de par se puede realizar de manera particularmente económica, ya que es posible prescindir de otros sensores de par muy costosos. Dicha disposición es particularmente ventajosa si el dispositivo de presión está dispuesto en el elemento de transmisión conducido de la transmisión. Es obvio que esta disposición ofrece soluciones económicas también de manera independiente de las demás características de la transmisión.
- En un dispositivo de ajuste puede ser ventajoso, independientemente de las demás características de la presente invención, prever un elemento de embrague que, alternadamente, mediante la apertura desacopla estos dos elementos de transmisión de un tercer elemento de transmisión y/o mediante el cierre los acopla con dicho tercer elemento de transmisión, de manera que el tren de engranajes puede ser conectada, opcionalmente, a una transmisión total. En una disposición de este tipo, las fuerzas necesarias para el cierre del elemento de embrague son aplicadas, preferentemente, por el dispositivo de presión. En este sentido es ventajoso que el elemento de embrague esté dispuesto en el curso de la fuerza de presión.
- En una disposición de este tipo, la apertura del embrague es suficiente para compensar la fuerza de presión en un lugar apropiado, de manera que la fuerza de presión ya no cargue el embrague respectivo. De esta manera, el embrague correspondiente se abre y los dos elementos de transmisión se encuentran correspondientemente desacoplados. En particular, cuando el dispositivo de presión es activado en función del par, ello resulta inmediatamente en la reducción de la fuerza de presión, porque, debido al embrague abierto, ya no se transmite un par. De esta manera, las fuerzas a aplicar para la apertura se reducen directamente en una medida considerable. Adicionalmente, la reducción de la presión también causa la reducción de las pérdidas que podrían estar causadas por los elementos de transmisión que, eventualmente, todavía están en movimiento libre. Para el cierre del embrague sólo es necesario reducir la fuerza antagónica respectiva, de manera que el dispositivo de presión se torne nuevamente activo. Por lo tanto, para el cierre del embrague no se requieren subconjuntos adicionales.
- En una variante de realización particularmente preferente, durante el funcionamiento puede estar prevista una rendija entre al menos uno de los elementos de transmisión rotativos y el elemento de acoplamiento. Mediante una operación sin contacto de este tipo, una transmisión de este tipo puede tener un desgaste extremadamente pobre, incluso independientemente de las demás características de la transmisión según la invención, estando previsto entre los elementos de transmisión correspondientes y el elemento de acoplamiento un mecanismo de interacción apropiado para

la transmisión de fuerza y/o par. Preferentemente está previsto un acoplamiento por medio de un fluido y/o un líquido que, pese a una presión, permanece en la rendija y transmite las fuerzas necesarias y/o los pares. Adicionalmente, también pueden estar previstos otros mecanismos de interacción, por ejemplo disposiciones electrostáticas o magnéticas.

Una rendija de este tipo es apropiada, particularmente, para la transmisión a anillo cónico de fricción en la cual la rendija y/o el líquido se encuentran, en cada caso, entre los conos y el anillo de fricción al menos durante el funcionamiento. De este modo, el anillo también puede ser posicionado, sin más, para una relación de transmisión deseada. Sin embargo, una rendija de este tipo también es apropiada para otras transmisiones variables de manera continua, en las cuales los elementos de transmisión interactúan entre sí por medio de fricción.

En el presente contexto, el concepto "interrelación friccional" entre elementos de transmisión describe cualquier interrelación en la que los pares son transmitidos de un elemento de transmisión al otro elemento de transmisión sin que para este propósito exista una unión positiva entre dichos elementos de transmisión. Por regla general, en una interrelación friccional existe un cierto patinaje, al menos por encima de pares límite relativamente elevados, por lo cual un patinaje de este tipo se presenta, frecuentemente, de manera no destructiva, siendo, por lo general, las transmisiones respectivas operadas por debajo de dichos pares límite.

Alternativa y/o acumulativamente a la rendija descrita anteriormente, un líquido, en particular un aceite de silicona que comprende grupos fenilmetilsiloxánicos, dimetildifenilsiloxánicos y/o metilfenilsiloxánicos que contienen grupos fenílicos, puede ser usado como líquido para humectar al menos uno de los elementos de transmisión rotativos y/o un elemento de acoplamiento, por ejemplo un anillo de fricción. En particular, también pueden ser usados los dimetilpolisiloxanos, que contienen, por ejemplo, grupos fenilalquílicos o fluoralquílicos. En este caso pueden alternar, en particular, grupos dimetilsiloxílicos con grupos difenilsiloxílicos, individualmente o como bloques siloxánicos.

Los líquidos de este tipo se conocen, generalmente, con el nombre de "aceites de siliconas" que, en general, también han sido dados a conocer –de manera inespecífica– en el documento EP 0 878 641 A1 como líquido para humedecer los elementos de transmisión rotativos de una transmisión de variación continua.

Los aceites de siliconas tienen, comparativamente, bajas características de lubricación, lo que ha resultado ser negativo en los ensayos prácticos, en particular en interacción con elementos de acoplamiento rodantes, por ejemplo rodillos de acoplamiento o anillos de fricción, de manera que se asume que en los aceites de siliconas conocidos se rompe una película de líquido durante el funcionamiento. Sin embargo, los aceites de siliconas se caracterizan, especialmente, por las características de sus propiedades de soportar temperaturas elevadas en comparación con otros líquidos.

Los metilsiloxanos, dimetildifenilsiloxanos y/o metilfenilsiloxanos propuestos que presentan grupos fenílicos se destacan, en particular, en comparación con otros líquidos, por una mayor compresibilidad cuando, por ejemplo, en polimetilsiloxanos se encuentran incorporados bloques de difenilsiloxanos, lo que presumiblemente evita la rotura de la película. De este modo, en general para transmisiones es posible poner a disposición, ventajosamente, aceites que presentan un comportamiento ventajoso en transmisiones con elementos de acoplamiento rotativos en lo que se refiere a su comportamiento de temperatura/viscosidad y/o temperatura/compresibilidad, habiéndose encontrado que para sistemas de este tipo los líquidos de cualquier tipo cuya viscosidad y/o compresibilidad cambie en función de un gradiente de viscosidad y/o de compresibilidad dependiente de la temperatura que se encuentra en el intervalo entre los gradientes de viscosidad y/o compresibilidad de aceites minerales y los gradientes de viscosidad y/o compresibilidad de dimetilsiloxanos. Con dichas características, un líquido y/o un aceite pueden lubricar, por una parte, la transmisión respectiva lo suficiente como para no llegar a temperaturas de trabajo demasiado elevadas. Por otra parte, la lubricación no es tan fuerte como para obstaculizar un acoplamiento suficiente entre el elemento de acoplamiento y el elemento de transmisión respectivo. Además, la ventana de compresibilidad descrita produce, incluso bajo presión, una suficiente estabilidad de la película fluida que envuelve los componentes, sin obstaculizar una distribución uniforme del líquido.

En particular, es posible usar líquidos con polidimetilsiloxanos, polidimetildifenilsiloxanos y/o polimetilsiloxanos que contienen grupos fenílicos y/o polimetilfenilsiloxanos y/o polidimetilsiloxanos y/o polidimetilsiloxanos alquilosustituídos y-trifluoropropilsustituídos. También se pueden aplicar "siliconas" en las que en los polidimetilsiloxanos usados están contenidos también sustituyentes orgánicos, por ejemplo 10 a 25% de grupos fenílicos o grupos γ -trifluoropropílicos u otros grupos alquílicos.

Además, acumulativa y/o alternativamente es particularmente ventajoso, si el líquido correspondiente está estabilizado respecto de su temperatura y, a ser posible, cambie sus propiedades menos que lo que es del caso en los aceites minerales. De este modo es posible garantizar una larga vida útil de la transmisión, porque el fluido correspondiente se degenera menos. Además, las propiedades físicas del fluido permanecen constantes a ser posible, incluso en diferentes estados de funcionamiento, por ejemplo a carga máxima, o revoluciones máximas o, por ejemplo, en procesos de arranque en invierno.

Con relación a las unidades fenilsiloxánicas en los polidimetilsiloxanos, y/o en relación a unidades fenilsiloxánicas en siloxanos en general, para conseguir los resultados deseados las mismas pueden ser aplicados de dos en dos o

también en bloque. Por otra parte, la compresibilidad descrita anteriormente es particularmente ventajosa en interacción con la rendija, que permanece entre el elemento de acoplamiento y el elemento de transmisión rotativo, llena del líquido correspondiente y puenteada establemente mediante líquido, incluso a presiones elevadas. En este caso, el líquido se usa para la transmisión de potencia, de manera que las fuerzas de cizallamiento que se producen puedan conectar en unión no positiva el elemento de acoplamiento y el elemento de transmisión respectivo. Por otra parte, la elevada compresibilidad garantiza que dicha transmisión sea posible aún con pares elevados y/o mayores en los cuales sólo una rendija reducida puede implementar fuerzas de cizallamiento suficientemente grandes y una película de líquido irrompible, siendo, por otra parte, la rendija capaz de mantener tales fuerzas de presión sólo mediante elevadas fuerzas de presión y una gran fuerza de resistencia del líquido contra fuerzas de presión de este tipo.

Es obvio que las consideraciones nombradas anteriormente respecto de la rendija y/o del líquido, ya sea su estabilidad térmica, su compresibilidad y/o su viscosidad, también son ventajosas independientemente de las demás características de la presente transmisión según la invención, individualmente o en conjunto, para una transmisión de variación continua, en particular para una transmisión con dos elementos de transmisión rodantes uno encima del otro.

En particular, en elementos de transmisión que per se están acoplados por medio de una adherencia friccional o también por medio de una interacción hidráulica, hidrostática o hidrodinámica, magnética o de cualquier otra interacción sin contacto y/o cualquier interacción sin unión positiva puede ser ventajoso que en una transmisión que comprende para un elemento de acoplamiento dos pistas de rodadura de un elemento de transmisión, dichas pistas de rodadura estén provistas de diferentes superficies para, de manera apropiada, poder configurar y/o adaptar la interacción, por ejemplo una presión superficial o similar. En este caso, por ejemplo, a lo largo de al menos uno de los elementos rotativos pueden estar dispuestas ranuras o salientes de diferente anchura y/o una estructura superficial y/o un tratamiento superficial variables. De esta manera, por ejemplo, es posible ajustar una presión superficial a diferentes radios del elemento de transmisión. Es obvio que una variación de superficie de este tipo en pistas de rodadura sobre un elemento de transmisión es ventajosa incluso independientemente de las demás características de la transmisión de acuerdo con la invención.

Para una configuración de la interacción independiente de las pistas de rodadura también es posible estructurar la superficie del elemento de acoplamiento. En particular, dicha superficie puede presentar ranuras o similares para, por ejemplo, en una interacción hidráulica influir de manera apropiada las fuerzas de cizallamiento y de compresión. Además, el elemento de acoplamiento puede presentar también superficies distintas para diferentes elementos de transmisión con los cuales está en contacto.

Para poder garantizar una buena distribución de las fuerzas de cizallamiento, en particular en interacción con un líquido que humedece la superficie de rodadura del elemento de acoplamiento y/o la superficie de rodadura correspondiente del elemento de transmisión respectivo, sin que se rompa la película de líquido, el elemento de acoplamiento puede presentar al menos una superficie de rodadura con una sección transversal distinta a una recta, preferentemente con una sección transversal convexa o bombeada. De este modo puede permanecer garantizada una película de líquido continua que y transmite suficientes fuerzas de cizallamiento, incluso con fuerzas de presión elevadas. En este caso, la selección de la sección transversal es adaptada, preferentemente, al líquido. De manera acumulativa y/o alternativa, la sección transversal puede apartarse, apropiadamente, de una recta para un elemento de acoplamiento sujetado solamente en un lado mediante un dispositivo de retención, particularmente como se describirá más adelante, ya que un dispositivo de retención unilateral de este tipo, pese a que le deja al elemento de acoplamiento un número relativamente elevado de libertades, también puede interactuar de manera estabilizante con un elemento de acoplamiento relativamente inestable debido a la superficie de rodadura diferente de una recta, de modo que todo el sistema, particularmente en el caso de un cambio de pista de rodadura, también puede ser operado con poco gasto de energía.

Es obvio que una configuración de superficie de este tipo del elemento de acoplamiento y/o de los elementos de transmisión rotativos puede ser usada, ventajosamente, para la configuración de la interacción del elemento de transmisión con el elemento de acoplamiento, incluso independientemente de las demás características de la transmisión de acuerdo con la invención.

Como ya se sabe por el documento EP 0 980 993 A2 y por el documento EP 0 878 641 A1, el elemento de acoplamiento, en particular cuando está implementado como anillo de fricción rotativo, puede modificar su pista de rodadura mediante su propia fuerza en función de un ángulo de variación especificado. En este caso, el ángulo del elemento de acoplamiento es ajustado, preferentemente, para regular la pista de rodadura respectiva. Puesto que precisamente dicho ángulo es crítico respecto de un ajuste y/o respecto de la estabilidad de una pista de rodadura ya seleccionada, es ventajoso cuando un correspondiente dispositivo de ajuste para la posición angular de un dispositivo de retención y/o el dispositivo de retención mismo esté implementado sin juego mediante una pretensión, por ejemplo mediante un resorte. Es obvio que una pretensión de este tipo es ventajosa incluso independientemente del tipo de ajuste angular del elemento de acoplamiento, en particular incluso independiente de las demás características de la presente transmisión.

También puede estar previsto, en particular, un ajuste forzado del elemento de acoplamiento, tal como se ha dado a conocer, por ejemplo, por el documento DE 38 35 052 A1. Particularmente, en una disposición de este tipo se ha

- demostrado como conveniente, independientemente de las demás características de la transmisión, que un elemento de acoplamiento esté en contacto con el dispositivo de sujeción meramente en el sector de entrada y sea guiado correspondientemente. Ha quedado demostrado que una guía del elemento de acoplamiento en el sector de salida introduce inestabilidad al sistema porque -condicionado por la conducción forzada- además de la torsión del elemento de acoplamiento, como en el caso de un anillo de fricción, se produce también un desplazamiento del elemento de acoplamiento que desestabiliza todo el sistema si actúa en el sector de salida. Por este motivo se sugiere que el elemento de acoplamiento rotativo esté en contacto, meramente, con un dispositivo de retención solamente en el sector de entrada, por lo que es posible evitar una inestabilidad de este tipo.
- 5
- 10 Es obvio que en el presente contexto, el término “anillo de fricción” también incluye elementos de acoplamiento en los cuales el anillo de fricción no interactúa en forma directamente friccional sino en contacto con los elementos de transmisión correspondientes por medio de una interacción que difiere de una unión positiva
- 15 En una disposición de este tipo, entre un dispositivo de ajuste para el dispositivo de retención, que puede estar implementado, por ejemplo, mediante un husillo o también mediante un varillaje, y el elemento de acoplamiento permanece un grado de libertad rotacional alrededor de un eje perpendicular al plano de rotación del eje de rotación del elemento de acoplamiento. De esta manera es posible minimizar la influencia de una conducción forzada variadora, de manera que el anillo de fricción y/o el elemento de acoplamiento pueden asumir su posición apropiada de manera casi automática. En una disposición de este tipo existe, particularmente, la posibilidad de que el dispositivo de retención puede ser implementado de manera extremadamente económica, porque -en la ejecución mínima- necesita presentar meramente un apoyo alineado perpendicular al plano de rotación del elemento de acoplamiento. En una configuración alternativa, el dispositivo de retención puede mantener el elemento de acoplamiento esencialmente sin juego y prevenir entre el dispositivo de retención y el dispositivo de ajuste un grado de libertad rotacional, por ejemplo una articulación. También es posible, alternativamente, que el dispositivo de retención mantenga el suficiente grado de libertad rotacional para el elemento de acoplamiento.
- 20
- 25 De manera acumulativa o alternativa, para el elemento de acoplamiento puede estar previsto un dispositivo de retención estacionario mediante el cual el elemento de acoplamiento puede ser mantenido, opcionalmente, en una pista de rodadura definida. Mediante un dispositivo de retención estacionario de este tipo es posible, por ejemplo, implementar un estado de operación permanente que puede incluir, meramente para casos de situaciones especiales, por ejemplo un arranque, una aceleración rápida o un frenado causado por el motor.
- 30
- 35 Se propone, además, una transmisión con dos elementos de transmisión rotativos que, cada uno, presenta al menos una superficie de rodadura para un elemento de acoplamiento rotativo, presentando como mínimo una de las superficies de rodadura al menos dos pistas de rodadura con diferentes radios de rodadura para el elemento de acoplamiento y estando previstos elementos variadores mediante los cuales el elemento de acoplamiento puede ser cambiado de una de las dos pistas de rodadura a la otra de las dos pistas de rodadura y comprende un dispositivo de ajuste controlable, destacando la transmisión porque los elementos variadores incluyen un dispositivo de seguridad que en caso de fallo del dispositivo de ajuste controlable cambia el elemento de acoplamiento a una pista de rodadura de seguridad.
- 40
- 45 De manera acumulativa o alternativa se propone que mediante una velocidad definida el dispositivo de seguridad ajuste el elemento de acoplamiento, preferentemente, a la pista de rodadura de seguridad.
- 50 Además, de manera acumulativa o alternativa se propone que el dispositivo de seguridad comprenda una pretensión de al menos otro subconjunto de los elementos variadores.
- 55 Mediante las medidas prescriptas se garantiza que la transmisión permanezca en estado operacional controlado, incluso en presencia de un fallo del sistema, particularmente un fallo del control. De esta manera, mediante la pretensión de un subconjunto, por ejemplo un puente de ajuste, una jaula o similar, es posible garantizar que, en caso que falle una fuerza de ajuste del dispositivo de ajuste controlable, debido a la pretensión dicho subconjunto llegue a una posición deseada, de manera que el elemento de acoplamiento es ajustado de manera apropiada. En particular, cuando el elemento de acoplamiento es ajustado a una pista de rodadura de seguridad se asegura que un vehículo o un tren de accionamiento con la transmisión continúen siendo operativos y que el elemento de acoplamiento, debido al fallo del sistema, no abandone la superficie de rodadura. Preferentemente, la pista de rodadura de seguridad es seleccionada para una relación de transmisión en la cual un motor también pueda ejecutar procedimientos de arranque. De esta manera se garantiza que un vehículo pueda ser movido, si bien sólo lentamente, hasta un punto de destino, por ejemplo un aparcamiento. De otro modo, el vehículo ya no podría arrancar en el caso de una parada intermedia. Sin embargo, en el caso de que la transmisión tenga otros elementos de transmisión que regulen las relaciones de transmisión, por ejemplo una primera marcha, también se podría seleccionar como pista de rodadura de seguridad una pista de rodadura con una relación de transmisión que permita marchas más veloces. Los procedimientos de arranque pueden entonces ser asumidos por dicha primera marcha, mientras que la pista de rodadura de seguridad puede ser usada para marchas más veloces.
- 60
- 65 Preferentemente, un ajuste del elemento de acoplamiento a la pista de rodadura de seguridad se produce a una velocidad definida porque en transmisiones de este tipo son posibles disposiciones en las cuales el elemento de

5 acoplamiento puede ser ajustado por medio de todas las pistas de rodadura posibles y/o por medio de toda la superficie de rodadura en unas pocas revoluciones del elemento de transmisión correspondiente. En disposiciones de este tipo, un ajuste incontrolado bajo condiciones operativas desfavorables puede producirse tan rápido que un motor propulsor no sería capaz de adaptarse a las condiciones operativas modificadas. Ello puede producir la inmediata detención del motor, su destrucción y/o la destrucción de la transmisión, con lo cual, por ejemplo, un vehículo motorizado sería repentinamente incontrolable. Mediante una velocidad de ajuste definida se asegura que las condiciones operativas no cambien de manera incontrolada y, particularmente, no cambie demasiado rápido, de manera que un motor puede seguir este ajuste incluso durante un fallo del sistema, por ejemplo de un controlador electrónico. Una velocidad de ajuste definida de esta manera puede ser garantizada, por ejemplo, mediante una pretensión apropiada. Una pista de rodadura de seguridad puede estar definida, por ejemplo, mediante un tope correspondiente que está provista, posiblemente, de un resorte. Del mismo modo pueden estar previstos dos dispositivos de resorte, uno de los cuales controla de manera decisiva al menos la velocidad de ajuste en un sentido de ajuste y el otro controla al menos la velocidad de ajuste en el otro sentido de ajuste, de manera que el elemento de acoplamiento correspondiente pueda ser guiado mediante la interacción entre las dos disposiciones incorrectas, sin una detención brusca, desde cualquier posición operativa a una pista de rodadura de seguridad.

20 En lugar de un tope fijo y/o en lugar de un tope fijo pero elástico, el dispositivo de seguridad puede presentar un tope ajustable y/o un tope ajustable y elástico desplazable por medio de un dispositivo de ajuste adicional. De este modo no resulta una pista de rodadura de seguridad definida directamente invariable. Más bien, la misma puede ser especificada mediante el dispositivo de ajuste adicional.

25 Además de ello, es ventajoso cuando se ha previsto de un registro sensorial, particularmente eléctrico, de las posiciones finales del elemento de acoplamiento. De esta manera es posible detectar de manera rápida y fiable estados operativos especiales, por ejemplo un defecto de la transmisión. Preferentemente, la transmisión presenta, además, en el sector de entrada del elemento de acoplamiento al menos un tope final mecánico, contra el cual puede impactar el elemento de acoplamiento en el caso de un cambio de pista de rodadura, dispuesto de tal manera que coloca el eje de rotación del elemento de acoplamiento en una posición estacionaria cuando el elemento de acoplamiento impacta contra uno de los topes finales. También esta solución está basada en el conocimiento de que una guía anular estable se produce de manera más fiable en el sector de entrada, de manera que en este sentido los topes finales pueden influenciar activamente el ángulo de ajuste del elemento de acoplamiento y, por lo tanto, su marcha de una pista de rodadura a la otra para evitar, de esta manera, un daño total de la transmisión en el caso en que, por ejemplo, falle el dispositivo de retención.

35 Las características descritas precedentemente respecto del dispositivo de retención también son ventajosas, independientemente de las demás características de la transmisión, en particular para reducir considerablemente el número de subconjuntos y, por lo tanto, los costes de toda la transmisión. En particular, en un dispositivo de retención de este tipo, el dispositivo de retención mismo puede ser de construcción significativamente más ligera, de manera que las secuencias necesarias de los movimientos también pueden ser implementadas más rápidamente y/o mediante menos accionamientos motorizados. En este sentido, un dispositivo de retención forzosamente ajustado tiene, además, la ventaja de que la posición del elemento de acoplamiento puede ser determinado directamente mediante la posición del dispositivo de retención, de manera que es posible prescindir de otros sensores.

45 Para asegurar que en una transmisión que tiene una sub-transmisión de variación continua los problemas en situaciones de marcha especiales, por ejemplo durante una marcha lenta, en reversa y/o carga permanente constante, estén reducidos, se propone una transmisión que tenga una sub-transmisión de variación continua que se distingue por dos trenes de engranajes conectadas en paralelo, estando la sub-transmisión variable de manera continua prevista en un primero de los dos trenes de engranajes.

50 Una disposición de este tipo permite implementar situaciones de marcha y/o carga especiales mediante el segundo tren de engranajes, mientras que el primer tren de engranajes puede poner a disposición las ventajas de la transmisión de variación continua. En el presente contexto, el concepto "conexión paralela de dos trenes de engranajes" significa que los dos trenes de engranajes presentan entre una sub-transmisión compartida del lado de entrada, por ejemplo el árbol de accionamiento de un motor o un disco de embrague o similar, y una sub-transmisión compartida del lado de salida, por ejemplo el diferencial principal de un vehículo motorizado. Entre la sub-transmisión compartida del lado de entrada y la sub-transmisión del lado de salida, los dos trenes de engranajes pueden ser operados al mismo tiempo de manera alternada, sumatoria y/o diferencial para, de esta manera, satisfacer diferentes requerimientos. Es obvio que una disposición de este tipo también es conveniente independientemente de las demás características de la presente invención.

60 En tal sentido puede ser ventajoso si en el segundo de los dos trenes de engranajes se encuentre dispuesta una marcha reversa, una primera marcha y/o una sobremarcha. Para estas situaciones, las transmisiones de variación continua sólo pueden ser usadas de manera limitada, y con un gasto relativamente grande y/o sujeto a pérdidas elevadas, en particular en la sobremarcha, es decir a altas revoluciones y pares bajos.

65 Si al menos se ha previsto una rueda libre entre los dos trenes de engranajes, dichos trenes de engranajes pueden

reunirse sin complicaciones de cambios complejas y/o sistemas de cambios y regulación complejos.

5 De manera acumulativa o alternativa, en una transmisión que comprende una sub-transmisión variable de forma continua, la misma puede ser posicionada entre dos divisores de potencia, por ejemplo un mecanismo diferencial parcial o un engranaje planetario parcial, por lo cual al menos una entrada de la sub-transmisión de variación continua puede estar conectada mecánicamente con al menos una salida de un divisor de potencia del lado de entrada y al menos una salida de la sub-transmisión de variación continua con al menos una entrada de un divisor de potencia del lado de salida. Mediante una disposición de este tipo, una transmisión de par puede ser configurada ampliable o ser ampliado el sector de ajuste de la sub-transmisión de variación continua, por lo cual, de acuerdo al conocimiento actual, ello se produce por cuenta del nivel de eficiencia porque, por naturaleza, ambos divisores de potencia producen pérdidas. Por otra parte, una disposición de este tipo permite un aumento considerable del campo de aplicaciones para transmisiones de variación continua. Adicionalmente, el par que debe ser conducido a través de la sub-transmisión de variación continua misma puede ser reducido, por lo cual con una implementación apropiada es posible mantener las pérdidas en sus límites porque, en este caso, un menor par en la transmisión de variación continua, particularmente cuando es una transmisión a anillo cónico de fricción, produce menores pérdidas que, por consiguiente, pueden reducir las pérdidas en los divisores de potencia.

20 De manera acumulativa y/o alternativa, en una transmisión que también comprende al menos una marcha adelante y al menos una marcha atrás, independientemente de la presencia de una transmisión de variación continua, puede estar previsto un mecanismo diferencial que implemente esta marcha adelante y esta marcha atrás, con lo cual al menos un subconjunto del mecanismo diferencial puede ser fijado, alternativamente, a la carcasa y/o a otro subconjunto del mecanismo diferencial parcial. De esta manera, es posible implementar de manera muy compacta una transmisión con una marcha adelante y una marcha atrás en la cual, por ejemplo, un subconjunto diferencial de un mecanismo diferencial puede ser usado como entrada. Si, a continuación, el subconjunto central del diferencial se conecta con el segundo subconjunto diferencial, es posible implementar un sentido rotacional. Contrariamente, si el segundo subconjunto diferencial y/o en el subconjunto central del diferencial es conectado con la carcasa y fijado de esta manera, el otro subconjunto, no fijado, cambia su sentido de rotación, con lo cual es posible implementar la inversión de la marcha mencionada anteriormente. De este modo es posible implementar una transmisión particularmente compacta que presenta una marcha adelante y una marcha atrás.

30 Además, se propone de manera acumulativa o alternativa una transmisión que comprenda al menos dos pasos de transmisión que puedan ser variados, opcionalmente, por medio de una sub-transmisión al tren de engranajes, presentando el primero de los dos pasos de transmisión una sub-transmisión de variación continua. Inicialmente, una disposición de este tipo es, aparentemente, contraria al sistema porque se ha previsto una transmisión de variación continua para poder prescindir de cualquier tipo de cambios. Sin embargo, una disposición de este tipo permite usar una transmisión de variación continua solamente cuando sus ventajas son realmente predominantes. Por ejemplo, al arrancar se presentan con frecuencia pares comparativamente elevados que solicitan considerablemente una transmisión de variación continua y/o requieren un diseño sobredimensionado de la transmisión de variación continua. En tal sentido, es ventajoso, por ejemplo, implementar la primera marcha separada y sólo conectar la sub-transmisión de variación continua después de arrancar. En este caso la sub-transmisión de variación continua puede ser dimensionada, particularmente, de manera que antes del proceso de cambio de uno al otro de los dos pasos de transmisión, la velocidad del segundo paso de transmisión esté ajustado por medio de la transmisión de variación continua a la velocidad del primer paso de transmisión, de manera que la transición del primer paso de transmisión al segundo paso de transmisión y/o también del segundo paso de transmisión al primer paso de transmisión se pueda producir per se de manera continua. De esta manera, las ventajas de una transmisión de variación continua pueden ser aprovechadas de manera óptima, sin tener que aceptar las desventajas que se pueden producir, por ejemplo, al arrancar.

50 Lo mismo es válido para situaciones en las que, con potencia esencialmente constante y/o pares esencialmente constantes, una sub-transmisión de variación continua no es absolutamente necesaria, porque los cambios de velocidad pueden ser implementados mediante cambios del número de revoluciones del motor. En situaciones operacionales de este tipo, las sub-transmisiones de variación continua presentan elevadas pérdidas generalmente causadas, por ejemplo, por el patinaje, que pueden ser evitadas por medio de un paso de transmisión conectado adicional, pudiendo también en este caso implementar el cambio en puntos operativos en los que un cambio de paso sea percibido poco o nada por los pasajeros del vehículo. En particular, la transmisión de variación continua puede ser llevada a una situación operativa apropiada para este propósito. También es posible, por ejemplo, acoplar o desacoplar un paso de transmisión de este tipo por medio de una rueda libre.

60 Adicionalmente, el paso de transmisión que puede ser acoplado, adicionalmente, al paso de transmisión puede comprender un elemento de mecanismo diferencial que, por ejemplo, sea usado para el cambio entre la marcha adelante y la marcha atrás y para una marcha de arranque. Particularmente, en una configuración de este tipo es ventajoso cuando los subconjuntos del elemento de mecanismo diferencial, necesarios para el cambio entre la marcha adelante y la marcha atrás, sean fijados por medio de embragues de fricción, con lo cual es posible implementar un cambio lo más cuidadoso y uniforme.

65

En una transmisión con dos pasos de transmisión que pueden ser cambiados, opcionalmente, al tren de engranajes por medio de una sub-transmisión, en un primero de los dos pasos de transmisión que comprende una sub-transmisión de variación continua, el cambio de marchas parcial puede acoplar la sub-transmisión de variación continua con un rodete de bomba de un convertidor Trilock o de otro subconjunto conectado directamente con un árbol de salida de motor, y el segundo paso de transmisión puede ser conectado con un rodete de turbina del convertidor Trilock, o de otro subconjunto de salida de motor conectable adicionalmente. De esta manera, la potencia del motor, en particular en condiciones de trabajo normales, puede ser transmitida directamente a la sub-transmisión de variación continua, mientras que, en particular en procesos de arranque, se transmiten pares elevados al segundo paso de transmisión, de manera que en este sentido la sub-transmisión de variación continua se encuentra descargada. Ello es válido, particularmente, en la interacción con el rodete de turbina de un convertidor Trilock en el que, por naturaleza, se presenta una sobrecarga de par que, de otro modo, cargaría considerablemente la sub-transmisión de variación continua.

Particularmente en combinación con un motor eléctrico, una sub-transmisión de variación continua con un mecanismo conductor y mecanismo conducido coaxiales es ventajosa incluso independientemente de las demás características de la transmisión según la invención, porque en una disposición de este tipo los pares actuantes sobre la carcasa pueden ser minimizados de manera especialmente compacta. En el mecanismo conducido coaxial previsto se ha dispuesto, preferentemente, un engranaje diferencial parcial que, por una parte, es accionado por un mecanismo conducido de la transmisión de variación continua. Esta disposición es particularmente compacta, porque el mecanismo conducido de la transmisión de variación continua actúa sin otros pasos intermedios sobre un engranaje diferencial que, de todos modos, debe estar previsto, particularmente en vehículos motorizados. Además, por regla general, se requieren ruedas dentadas u otros elementos de transmisión para disponer de un mecanismo conductor y un mecanismo conducido, de manera que con el mecanismo diferencial parcial no son necesarios subconjuntos adicionales. Las disposiciones anteriormente descritas son aptas, en particular, en combinación con un accionamiento de entrada electromotriz, en las cuales, inicialmente, conectar un motor eléctrico a una transmisión de variación continua parece como contrario al sistema, porque de todos modos la velocidad de un motor eléctrico es regulable casi arbitrariamente. Por otra parte, la transmisión de variación continua permite operar un motor eléctrico a velocidades a las cuales las relaciones de par/amperaje son propicias. De esta manera, la eficiencia total del tren de accionamiento respectivo puede ser aumentada o la cantidad de corriente necesaria puede ser reducida, en particular a bajas revoluciones.

Una transmisión según la invención, pero también una transmisión de variación continua diferente, puede estar conectada mecánicamente en el lado del mecanismo conductor o del mecanismo conducido con un punto de desembrague, por ejemplo un embrague de arranque, un convertidor, un disco de fricción, un embrague húmedo o una sincronización. Esta disposición que per se es contraria a una transmisión de variación continua tiene la ventaja de que en los procesos de arranque la transmisión de variación continua y/o el accionamiento puede ser cuidadosa, de manera que se prolonga la vida útil. Un embrague de arranque o un punto de desembrague previsto en el lado del mecanismo conducido son particularmente ventajosos porque en una disposición de este tipo es posible un ajuste de parada con el motor en marcha. Por otra parte, un embrague de arranque y/o punto de desembrague en el lado conductor permite la conexión de otros elementos de transmisión, en el caso que ello fuese necesario.

Las dos sub-transmisiones engranan, preferentemente, con su mecanismo conducido en un mecanismo conductor del tren de engranajes siguiente y, de esta manera, se reúnen nuevamente. Esta transmisión es de construcción particularmente compacta cuando dicho accionamiento del siguiente tren de engranajes es el diferencial principal, o sea el diferencial que conecta y acciona ambas ruedas de un eje propulsado de vehículo motorizado. Una construcción compacta de este tipo se refleja en un menor número de piezas, por lo que se puede reducir el coste. Por otra parte, una construcción compacta de este tipo resulta en un volumen total menor, con lo cual los costes totales del vehículo motorizado pueden disminuir aún más.

Dependiendo de la implementación concreta puede ser ventajoso si una de las dos sub-transmisiones comprende una marcha atrás, dado el caso con una primera marcha, mientras que la segunda sub-transmisión presenta la transmisión de variación continua, en particular una transmisión a anillo cónico de fricción. Particularmente, si la primera de estas sub-transmisiones prescinde de una primera marcha separada, resulta una construcción especialmente compacta con las ventajas mencionadas anteriormente.

Preferentemente, cada una de las dos sub-transmisiones puede ser conectada adicionalmente y/o desconectada. Ello se produce, particularmente, porque las sub-transmisiones respectivas deben ser interrumpidas por medio de un embrague. En una primera aproximación no es importante el lugar donde ha de producirse dicha interrupción; ella se puede producir tanto en el lado conductor como en el lado conducido, pudiendo los elementos de transmisión posicionados más allá de esta desconexión moverse sin problemas a la par en vacío, de manera que ambas líneas de sub-transmisión no necesitan tener, en cada caso, dos embragues. Sin embargo, para evitar pérdidas debidas a elementos de transmisión arrastrados en vacío, también pueden estar previstos múltiples embragues en las líneas de sub-transmisión. No obstante, esto último aumenta el número de componentes y el espacio de instalación necesario, lo que por su parte afecta los costes.

Es obvio que una construcción de este tipo de una transmisión de variación continua con una sub-transmisión paralela

también es ventajosa independientemente de las demás características de la presente invención. Ello es particularmente válido en conexión con una transmisión a anillo cónico de fricción como transmisión de variación continua, porque de esta manera las ventajas de una inversión del sentido de rotación causada por la transmisión a anillo cónico de fricción se pueden implementar muy efectivamente de manera compacta con la otra sub-transmisión.

5

A la luz de una construcción compacta, en una transmisión de variación continua, en particular en una transmisión a anillo cónico de fricción, se propone que un elemento de embrague, usado para la conexión adicional o desconexión del tren de engranajes que comprende la transmisión de variación continua, sea dispuesto dentro de uno de los elementos de transmisión de variación continua, por ejemplo dentro de un cono, de la transmisión de variación continua respectiva.

10

En una transmisión de variación continua, para que se pueda garantizar una variabilidad apropiada, se deben disponer en los elementos de transmisión esenciales superficies de interacción comparativamente grandes. Mediante la disposición de un elemento de embrague de este tipo dentro de los elementos de transmisión que comprenden estas grandes superficies de interacción es posible ahorrar un espacio considerable, porque se aprovecha el espacio dentro de estos elementos de transmisión que por lo demás no se usa. Es obvio que una disposición de este tipo de un elemento de embrague muestra las ventajas correspondientes en una transmisión de variación continua también de manera independiente de las demás características de la presente invención.

15

Además, de manera acumulativa y/o alternativa se propone una transmisión de variación continua, en particular una transmisión a anillo cónico de fricción, con una marcha atrás, prevista detrás de la salida, en serie con la transmisión restante. Una disposición de este tipo tienen la ventaja de que la transmisión puede ser operada usando un sentido de rotación constante, lo cual es ventajoso para la transmisión de variación continua respecto de su activación y/o respecto del ajuste del anillo de fricción. Además, esta disposición también permite regular la marcha atrás de manera continua.

20

En el sentido de la disposición de la marcha atrás, los conceptos "en serie", "delante" y/o "detrás" se refieren al flujo de potencia en el tren de accionamiento que incluye una transmisión de variación continua. En este sentido, de acuerdo con la presente invención, la marcha atrás debe estar dispuesta en serie en el lado de la transmisión de variación continua opuesto al motor en el tren de accionamiento.

25

Preferentemente, la marcha atrás comprende un engranaje epicicloide con al menos una estructura de transmisión que soporta al menos un elemento de transmisión del engranaje epicicloide y puede ser fijado, opcionalmente, a una carcasa y/o a un elemento de transmisión rotativo. Mediante una disposición de este tipo se pone a disposición una marcha atrás que -según los requerimientos- también puede ser cambiada durante la rotación del accionamiento, o sea también durante la rotación de la transmisión a anillo cónico de fricción y/o de la transmisión de variación continua mediante la fijación correspondiente opcional del elemento de transmisión rotativo, pudiendo tal fijación ser implementada de manera correspondientemente cuidadosa mediante embragues y/o sincronizaciones apropiadas. Una posibilidad de cambio de este tipo está adaptada, particularmente, a los requerimientos de una transmisión a anillo cónico de fricción que, por su parte, en su relación de transmisión sólo puede ser variado en estado rotativo.

30

35

La marcha atrás puede comprender, en particular, un engranaje planetario con planetarios, rueda planetaria central y rueda exterior de los cuales un primer elemento de transmisión está conectado mecánicamente con el mecanismo conducido de la transmisión de variación continua y un segundo elemento de transmisión con el mecanismo conducido de la disposición completa de transmisión de variación continua y marcha atrás, mientras que el tercer elemento de transmisión puede ser fijado respecto de una carcasa, al menos en cuanto a un grado de libertad. Un engranaje planetario tiene la propiedad ventajosa de que al fijar uno de sus elementos de transmisión -rueda exterior, rueda planetaria central, planetarios, en el cual estos últimos deberían mantener, ventajosamente, su capacidad intrínseca de rotación- los respectivos otros elementos de transmisión pueden continuar girando e interactúan entre sí de acuerdo con las relaciones de transmisión resultantes de ello. En particular, una fijación correspondiente de un elemento de transmisión produce, al menos en cuanto a un grado de libertad, una modificación sustancial de las velocidades relativas entre los restantes dos elementos de transmisión, de manera que esta modificación de la velocidad relativa puede ser usada para activar la marcha atrás.

40

45

50

Esto último puede ser asegurado, particularmente, porque el tercer elemento de transmisión son los planetarios. Si en un engranaje planetario, los planetarios por se están fijados en su grado de libertad rotacional alrededor de la rueda planetaria central se produce, inmediatamente, una inversión del sentido de rotación entre la rueda exterior y la rueda planetaria central, por lo cual es posible implementar una marcha atrás respectiva cuando con planetarios girando conjuntamente de manera apropiada se implementa la marcha adelante respectiva, siendo posible -eventualmente- seleccionar de manera apropiada relaciones de transmisión mediante el engranaje planetario.

55

La disposición completa compuesta de la transmisión de variación continua y/o, en particular, de la transmisión a anillo cónico de fricción y marcha atrás es de construcción particularmente compacta cuando el primer elemento de transmisión es accionado por un piñón que rota con el cono conducido de la transmisión a anillo cónico de fricción.

60

Una disposición de este tipo garantiza un flujo de potencia y/o par inmediato y directo entre la transmisión a anillo cónico de fricción y marcha atrás, de manera que la disposición completa es de construcción extremadamente compacta y, de este modo, extremadamente económica, en particular para vehículos motorizados modernos.

65

Respecto de este último requisito puede ser ventajoso, acumulativa o alternativamente, cuando el segundo elemento de transmisión gira conectado con la estructura rotativa de un diferencial. Particularmente, en relación con el uso en un vehículo motorizado, el diferencial principal puede, en este caso, ser usado de manera ventajosa, de manera que la marcha atrás está integrada directamente al diferencial, resultando una construcción compacta, en particular en relación con una transmisión a anillo cónico de fricción, independientemente de la configuración del lado conductor de la marcha atrás.

En particular respecto de la operación normal es ventajoso si el primer y el segundo elemento de transmisión pueden ser fijados uno al otro. Dependiendo de la configuración concreta de los procesos de cambios respecto de la marcha atrás, un ajuste de este tipo también puede ser usado, ventajosamente, para fijar un estado operativo deseado del engranaje planetario. Debido a que el primer y el segundo elemento de transmisión pueden ser fijados uno al otro, se garantiza un flujo de potencia directo por medio del engranaje planetario, de manera que en este estado operativo el engranaje planetario trabaja, esencialmente, sin pérdida y la disposición completa trabaja con un grado de eficiencia extremadamente elevado, en particular respecto de una marcha adelante. Preferentemente, la fijación opcional de la tercera transmisión y los dos primeros elementos de transmisión es acoplada correspondientemente, de manera que el engranaje planetario rota de manera fiable en cada uno de sus estados. En este sentido, es especialmente ventajoso si el primer y/o el segundo elemento de transmisión están formados por la rueda exterior y/o la rueda planetaria central y el tercer elemento de transmisión por los planetarios, puesto que de este modo es posible implementar de manera muy sencilla y compacta la interacción necesaria entre los elementos de transmisión. Ello es particularmente válido cuando el segundo elemento de transmisión está conectado directamente a la estructura rotativa de un diferencial y/o implementado en una pieza con la misma y/o el primer elemento de transmisión es accionado directamente por un piñón que se mueve con el cono conducido. En una configuración de este tipo, la disposición completa, en particular en accionamientos convencionales de vehículos motorizados, cada uno de los cuales está implementado con accionamientos equidireccionales gracias a la elevada cantidad de unidades y variantes en las clases complementarias de vehículos motorizados, puede producir una transmisión extraordinariamente compacta y, consecuentemente, económica y aplicable también a vehículos extremadamente pequeños.

Par fijar respecto de la carcasa, por ejemplo, la estructura de la transmisión rotativa y/o los planetarios o el tercer elemento de transmisión, en lo que se refiere a un grado de libertad, para una fijación de esta clase es posible aplicar, ventajosamente, los más diversos tipos, por ejemplo conexiones en unión por adherencia friccional o positiva. En particular, han resultado ventajosas las conexiones por adherencia friccional que permiten una transición fluida y - dependiendo de la configuración concreta- permiten incluso conectar la marcha atrás durante la rotación. Sin embargo, esto último no es ventajoso en cualquier aplicación debido a las fuerzas relativamente elevadas y pérdidas por fricción, de manera que un embrague de arranque entre el motor y la transmisión a anillo cónico de fricción puede ser particularmente conveniente. Según el caso concreto de aplicación, para la fijación son apropiados los embragues, frenos inerciales, sincronizaciones y disposiciones similares, como son usuales en relación con cajas de cambio bien conocidas.

Es obvio que una disposición de este tipo de una marcha atrás también es ventajosa de manera acumulativa o alternativa respecto de las características de la presente invención para poner a disposición una transmisión con las ventajas correspondientes mencionadas anteriormente. En este caso, pasan a primer plano particularmente el grado de compactibilidad y, por lo tanto, el número de los subconjuntos usados y/o la minimización de costes resultante y/o, por otro lado, el sentido de rotación del motor.

Para poner a disposición una transmisión de variación continua que pueda transmitir también pares mayores de manera fiable y con bajas pérdidas, se propone equipar una transmisión de este tipo, de manera acumulativa o alternativa a las características nombradas precedentemente, con al menos dos sub-transmisiones de variación continua que estén posicionadas en paralelo en un tren de engranajes, estando las dos sub-transmisiones de variación continua conectados por medio de una transmisión acumulativa a un elemento de entrada y/o de salida.

El uso de una transmisión acumulativa, también llamada engranaje de superposición, tiene la ventaja de que velocidades idénticas y/o velocidades definidas con precisión para uno de los elementos de transmisión de la sub-transmisión, como son necesarios en el estado de la técnica, no tienen que ser forzadas. Más bien, ambas sub-transmisiones realizan su propia contribución en función de la velocidad a la velocidad resultante de la transmisión acumulativa. Por lo tanto, la disposición según la invención, permite activar y también regular ambas sub-transmisiones por separado, aprovechando de este modo los beneficios que resultan de una descomposición de una transmisión de variación continua en dos sub-transmisiones de variación continua, por ejemplo una división del par sobre las dos sub-transmisiones, sin que por ello se tengan que asumir las desventajas resultantes de un número de revoluciones forzado, por ejemplo las pérdidas por fricción o un volumen de regulación incrementado.

La conexión por ser 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 al control no es posible en el caso de una simetría, como la que es forzada por el acoplamiento de los planetarios de un engranaje planetario.

5 Típicos representantes de una transmisión acumulativa según la invención son, por ejemplo, engranajes planetarios en los cuales dos de los tres componentes de transmisión (planetarios, rueda planetaria central, rueda exterior) están conectados con las dos sub-transmisiones y el tercer elemento de transmisión es usado como mecanismo conductor o mecanismo conducido, siendo los planetarios compartidos como una unidad de transmisión, o bien un diferencial en el cual ambas sub-transmisiones están, en cada caso, conectadas con una de los elementos diferenciadores del diferencial.

10 Las dos sub-transmisiones de variación continua pueden presentar un elemento de transmisión compartido en su lado opuesto de la transmisión acumulativa. Este puede ser, por ejemplo, un árbol de entrada compartido o un árbol de salida compartido. Del mismo modo, éste puede ser en particular un elemento de transmisión directo de las dos transmisiones de variación continua, que es compartida por las dos sub-transmisiones. Con este propósito, por ejemplo, en el caso de transmisiones a anillo cónico de fricción se ofrece uno de los conos como un elemento de transmisión compartido. A través de una configuración de este tipo, una transmisión de este tipo es de construcción relativamente compacta y económica, puesto que debido al doble uso se puede reducir el número total de los elementos de la correspondiente transmisión.

20 En el presente contexto, el término "lado orientado opuesto a la transmisión acumulativa" significa un sentido 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 condiciones geométricas y espaciales.

25 Un gran número de transmisiones de variación continua presentan un plano de transmisión principal, en la que están dispuestos los subconjuntos esenciales, por ejemplo árboles de entrada y de salida, conos de entrada y salida o cuerpos de rotación simétrica similares, definiendo de este modo un plano de transmisión. Una transmisión según la invención es de construcción particularmente compacta si los dos planos principales de ambas sub-transmisiones están dispuestos paralelos entre sí. Un tipo de construcción particularmente plano se puede conseguir cuando los dos planos de sub-transmisión son idénticos. Una transmisión configurada de este tipo según la invención es de construcción extremadamente plana y, además, es capaz de enfrentar pares relativamente elevados. Entre otras cosas, una transmisión de este tipo es apropiada en este sentido en particular para camionetas con motores diesel, ya que está particularmente bien diseñada, en términos de su espacio constructivo, para su fijación, por ejemplo, debajo de una plataforma de carga, pudiendo, además, satisfacer sin ningún problema los elevados pares de los motores diesel modernos.

35 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, en particular una caja de cambios y/o una marcha atrás. Mediante una disposición de este tipo, se pueden implementar transmisiones con un comportamiento de accionamiento muy amplio, en particular con la posibilidad de implementar una transmisión de variación continua con marcha adelante y marcha atrás. En particular, una transmisión de este tipo se puede retroacoplar, incluso cuando el accionamiento está funcionando, de tal modo que el mecanismo conducido permanezca estático libre de par.

40 Aunque la presente invención incrementa significativamente el grado de eficiencia de la transmisión global respecto de transmisiones basadas en el estado actual de la técnica, las transmisiones de variación continua muestran pérdidas relativamente altas, especialmente bajo condiciones de funcionamiento relativamente constantes como las que se producen, por ejemplo, después de un proceso de arranque o en la carretera o autopista. Para evitar estas pérdidas, particularmente bajo condiciones de trabajo en las una transmisión de variación continua no es absolutamente necesaria, 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 trabajo mencionadas anteriormente, la sub-transmisión de variación continua con sus pérdidas relativamente elevadas puede ser puenteada, de modo que bajo estas condiciones de trabajo se incrementa el grado de eficiencia. Es obvio que el uso de dos sub-transmisiones de variación continua de este tipo también es ventajoso independientemente de las demás características de la presente invención.

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

55 La figura 1, una primera transmisión en sección a lo largo de la línea I-A-B-C-D-I de la Fig. 2;

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

60 la figura 3, una representación esquemática de la transmisión según la figura 1;

la figura 4, una representación ampliada de un cono conducido;

65 la figura 5, una vista en planta del elemento de resorte de un dispositivo de presión de la transmisión según las figuras 1 a 4;

- la figura 6, una representación esquemática de otra transmisión;
- la figura 7, una representación esquemática de otra transmisión;
- 5 la figura 8, una representación esquemática de otra transmisión posible con mecanismos conductor y conducido coaxiales;
- la figura 9, una representación esquemática de otra transmisión posible con mecanismos conductor y conducido coaxiales, mostrando un anillo de fricción en dos posiciones de trabajo;
- 10 la figura 10, una marcha atrás posible en una transmisión según la invención;
- la figura 11, una representación esquemática de otra transmisión en un modo de representación similar a la figura 3;
- 15 la figura 12, la transmisión según la figura 11 en una sección a través del diferencial, de la marcha atrás y la montura del cono de salida;
- la figura 13, la transmisión según las figuras 11 y 12 en una sección a través del diferencial, de la marcha atrás y del mecanismo conducido del cono de salida;
- 20 la figura 14, una transmisión según las figuras 11 a 13 en una representación similar a la figura 1;
- la figura 15, una ampliación de detalle de la representación según la figura 14 con dispositivo de presión expandido;
- 25 la figura 16, la disposición según la figura 15 con dispositivo de presión acortado;
- la figura 17, la disposición según las figuras 15 y 16 con embrague cónico abierto;
- la figura 18, la ampliación del detalle XVIII de la figura 17;
- 30 la figura 19, una representación esquemática de una marcha atrás complementaria y/o alternativa;
- la figura 20, una representación esquemática de otra marcha atrás complementaria y/o alternativa;
- 35 la figura 21, una representación esquemática de un posible fraccionamiento de la transmisión de variación continua en dos sub-transmisiones;
- la figura 22, la transmisión según la figura 21 con opciones de cambios adicionales;
- 40 la figura 23, una representación esquemática para otro posible fraccionamiento de la transmisión de variación continua en dos sub-transmisiones, en representación similar a las figuras 21 y 22;
- la figura 24, una representación esquemática para otro posible fraccionamiento de la transmisión de variación continua en dos sub-transmisiones, en representación similar a las figuras 21 a 23;
- 45 la figura 25, una caja de cambios según la figura 24 con opciones de cambios adicionales;
- la figura 26, la viscosidad en función de la temperatura en aceites de silicona ejemplarizados;
- 50 la figura 27a, una sección esquemática a través de un elemento de acoplamiento y/o anillo de fricción;
- las figuras 27b a 27e, diferentes configuraciones de superficie en ampliaciones de detalle de los detalles A según la figura 27a;
- 55 la figura 28, el puente de ajuste de la transmisión según la figura 1, en vista en planta esquemática;
- la figura 29, esquemáticamente una pretensión del puente de ajuste según las figuras 1 y 28;
- la figura 30, esquemáticamente un tope final para el dispositivo de retención según las figuras 28 y 29; y la figura 31, una forma de realización alternativa del dispositivo de retención mostrado en las figuras 28 a 30.
- 60 La transmisión mostrada en las figuras 1 a 3 comprende, esencialmente, dos pasos de transmisión 1, 2 que pueden ser cambiados, ocasionalmente, por medio de una caja de cambios 3 sincronizada en un tren de accionamiento.
- 65 En este caso, la primera línea de transmisión 1 presenta una transmisión a anillo cónico de fricción con dos conos 4, 5

dispuestos de manera antagónica de tal manera que queda una rendija 6 entre los conos 4 y 5 en el que un anillo de fricción 7 corre abrazando el cono 5. Para que esta transmisión a anillo cónico de fricción pueda transferir pares, el cono 4 comprende un dispositivo de presión 8 que sujeta los dos conos 4 y 5 entre cojinetes de sujeción 9, 10 mediante la aplicación de una fuerza de presión variable.

Como se observa particularmente en las figuras 1 y 4, el cono 4 presenta, por una parte, una superficie de rodadura 12 y, por otra parte, un elemento de sujeción 11, entre los que actúa el dispositivo de presión 8, pudiendo el dispositivo de presión 8 desplazar axialmente el elemento de sujeción 11 respecto de la superficie de rodadura 12, de modo que el elemento de sujeción 11 se apoya, por un lado, en el cojinete de sujeción 9 y, por otro lado, la superficie de rodadura 12 presiona contra el anillo de fricción 7, contrarrestando esta presión mediante el segundo cono 4 y el cojinete de sujeción 10 complementario.

En detalle, el dispositivo de presión 8 incluye dos muelles de disco 13, 14 así como dos elementos de presión 15, 16 y dos elementos de rodadura 17 y/o cuerpos de rodadura dispuestos entre los elementos de presión. Como se ve directamente en la figura 2, los muelles de disco 13, 14, así como los elementos de presión 15, 16 están dispuestos en serie respecto de la fuerza de presión, de modo que, en el caso de un cambio en el par, le queda al elemento de presión 15 una libertad de movimiento considerablemente mayor respecto al estado actual de la técnica, lo que conduce a un ajuste más preciso y reproducible de la fuerza de contacto. Además, el muelle de disco 13 presenta cavidades radiales 18, 19 que engranan en salientes correspondientes del subconjunto y/o elemento de presión 15 que presenta la superficie de rodadura 12. De este modo, el muelle de disco 13 transmite un par entre el subconjunto que presenta la pista de rodadura 12 y el elemento de presión 15, por lo que el elemento de presión 15 se libera de un movimiento de deslizamiento cargado con un par respecto del subconjunto que comprende la superficie de rodadura 12, lo que a su vez conduce, en función del par resultante, a una mayor reproducibilidad de la fuerza de presión. En este ejemplo de realización, los elementos de rodadura 17 ruedan en pistas de los respectivos elementos de presión 15, 16, que presentan una profundidad variable. De esta manera se puede implementar una distancia entre los elementos de presión en función del par, asegurando los elementos de rodadura 17 un alto grado de reproducibilidad de la fuerza de presión resultante cuando los elementos de presión 15, 16 son desplazados en el sentido circunferencial mediante una presencia del par. Es obvio que las características antemencionadas pueden ser ventajosas, independientemente entre sí, para asegurar la reproducibilidad de la fuerza de presión resultante.

Además, es evidente que en lugar de bolas también pueden encontrar aplicación otros elementos de rodadura, por ejemplo rodillos y/o elementos de rodadura montados estacionariamente fijos sobre un elemento de presión. Además, es concebible prever un dispositivo de presión de este tipo en el cono de accionamiento 5.

Sin embargo, en lugar de la disposición mecánica, en un ejemplo de realización alternativo, también puede estar previsto un actuador motorizado para el dispositivo de presión que, al igual que cojinetes axiales hidrodinámicos o hidrostáticos, es controlado por medio de un par medido, para realizar una fuerza de presión en función del par.

Por otra parte es evidente que sólo se puede usar un desplazamiento de los elementos de presión 15, 16 o bien un desplazamiento en sentido circunferencial del componente constructivo que incluye la superficie de rodadura 12 y del elemento de sujeción 11 o, por ejemplo, una fuerza axial sobre los cojinetes de sujeción 9, 10 para la fijación del par que se manifieste.

El ejemplo de realización ilustrado en las figuras 1 a 5, comprende, además, con respecto a la transmisión a anillo cónico de fricción de variación continua 2 en el lado conductor, un embrague de arranque realizado como convertidor Trilok. En este caso, el paso de transmisión que comprende la transmisión a anillo cónico de fricción 1 es conectable directamente al rodete de la bomba 21 del convertidor Trilok 20 por medio de la caja de cambios 3 o bien una rueda dentada de accionamiento 35 y una rueda dentada sincronizada 34, mientras que un arranque se puede realizar por medio del rodete de la turbina 22 del convertidor Trilok y por medio de un mecanismo diferencial parcial 23. Este último mecanismo diferencial parcial 23 está conectado rígidamente en un lado diferencial 24 al rodete de turbina 22, mientras que el segundo lado diferencial 25 se utiliza como mecanismo conducido de este paso de transmisión y está conectado por medio de una rueda dentada 26 y con la rueda dentada 27 de un árbol secundario principal 28 de la transmisión global que comprende un piñón conducido 33, engranando, por otra parte, la rueda dentada 27 con el mecanismo conducido 29 de la transmisión a anillo cónico de fricción parcial 1. El piñón conducido 33 puede engranar, por ejemplo, con el diferencial principal de un vehículo motorizado. La transmisión diferencial parcial 23 comprende dos embragues de fricción 30, 31 que, opcionalmente, pueden fijar la entrada principal de la transmisión diferencial parcial 23 en la carcasa 32 o a la salida 25. Como es evidente inmediatamente, se puede cambiar de este modo el sentido de rotación del mecanismo conducido, con lo que sin más es posible ejecutar una marcha hacia adelante y una marcha atrás. Estando los embragues 30, 31 abiertos, el diferencial y el rodete de la turbina 22 son concomitantes, de modo que la transmisión a anillo cónico de fricción se puede usar pese al acoplamiento de los mecanismos conducidos.

Esta disposición tiene la ventaja de que para el arranque o bien en marcha atrás se pueden aprovechar las ventajas del convertidor Trilok 20. Además, la marcha adelante y la marcha atrás están implementadas mediante el diferencial 23 de una manera extremadamente compacta. Por otro lado, mediante la transmisión 3, se puede evitar la desventaja del convertidor Trilok 20 de causar grandes pérdidas de energía mediante el deslizamiento en el funcionamiento normal, así

5 como ocasionar una sobrecarga del par, ya que mediante la transmisión 3 el rodete de la turbina 22 se cortocircuita y el accionamiento de la transmisión a anillo cónico de fricción 1 se realiza directamente por medio del rodete de la bomba 21. El acoplamiento en el lado conducido de los dos pasos de transmisión 1 y 2 posibilita, además, antes de un proceso de cambio entre estos dos pasos de transmisión 1 y 2, ajustar de tal modo la transmisión a anillo cónico de fricción parcial 1 respecto de su relación, que los dos pasos de transmisión 1 y 2 quedan virtualmente sincronizados también en el lado de entrada. La sincronización restante puede ejecutarse mediante la caja de cambios 3 misma, pudiendo también el convertidor Trilok 20 actuar de apoyo.

10 También en la disposición de transmisión ilustrada en la figura 6, están conectados mecánicamente entre sí dos conos 91, 92 rotativos dispuestos de manera coaxial contrapuesta por medio de un anillo de fricción 93, que puede ser desplazado a lo largo de una rendija que permanece entre las superficies laterales de los conos 91, 92, de modo que es posible implementar diversas relaciones de transmisión. Con esta disposición, tanto el cono conductor 91 como el cono conducido 92 pueden ser cambiados por medio 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, con un número idéntico de inversiones del sentido de rotación el cono conductor 91 y el cono conducido 92 están conectados al árbol secundario principal 95, de modo que mediante la sincronización 94 se puede asegurar directamente una inversión del sentido de rotación. Esta disposición permite, con un mínimo de subconjuntos, y por consiguiente de una manera extremadamente económica, implementar una marcha adelante y una marcha atrás. En este caso, una inversión del sentido de rotación puede efectuarse, opcionalmente, mediante engranajes que engranan o mediante correas circundantes solamente entre uno de los conos 91, 92 y la sincronización 94, de manera que, dado el caso, mediante esta disposición también es posible fabricar de manera económica una primera marcha o una sobremarcha. En función del sentido de rotación del accionamiento, los piñones 91a o bien 92a y las ruedas 91b y 92b pueden estar interconectados por medio de una disposición de correas o engranar directamente. Además, es concebible prever una rueda dentada inversora del sentido de rotación entre el piñón 96 y el diferencial principal 97.

25 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 y/u otro elemento de acoplamiento también puede ser cambiado estando parado el vehículo motorizado.

30 La disposición mostrada en la figura 6 usa, en particular, la inversión del sentido de rotación de la transmisión a anillo cónico de fricción para proporcionar de forma económica una marcha adelante y una marcha atrás. En este sentido, esta disposición también es apta para todas las demás transmisiones de variación continua que invierten el sentido de rotación.

35 Además, en cada caso, la disposición mostrada en la figura 6 presenta, al igual que la disposición según las figuras 1 a 5, en el lado conducido y en el lado conductor elementos de transmisión con los cuales el par puede ser conducido evitando la transmisión a anillo cónico de fricción 91, 92, 93.

40 También el tren de accionamiento que se muestra en la figura 7 comprende como sub-transmisión de variación continua, una transmisión a anillo cónico de fricción 40 que tiene asignado en el lado conductor, al igual que en el ejemplo de realización según las figuras 1 a 5, un divisor de potencia 41 y en el lado conducido un divisor de potencia 42. En este caso, por medio de los separadores de potencia 41 y 42 está conectada en paralelo una primera marcha 43 a la transmisión a anillo cónico de fricción 40, estando éstos, como ya se ha descrito anteriormente, sincronizados en el lado conducido, y pueden ser conectados, opcionalmente, por medio de embragues de fricción 44, 45 en el tren de accionamiento entre el mecanismo conductor 46 y el mecanismo conducido 47.

50 El ejemplo de realización mostrado en la figura 8 muestra una disposición coaxial de mecanismo conductor y mecanismo conducido que, en el caso de una transmisión de variación continua, en particular en el caso de una transmisión a anillo cónico de fricción, puede realizar de forma ventajosa un mecanismo conducido coaxial bilateral. Esto conduce, por un lado, a una solicitud relativamente baja de la carcasa y por otro lado la construcción es extremadamente compacta, atravesando preferentemente y en particular, en este ejemplo de realización, un árbol secundario 50 el cono de accionamiento 51 de una transmisión a anillo cónico de fricción 52. Esta disposición también es ventajosa en el caso de otros tipos de transmisiones de variación continua, en particular en combinación con motores eléctricos, en cuyo último caso el árbol secundario también puede atravesar el árbol de inducido del motor eléctrico.

55 En tal sentido, en este ejemplo de realización un motor (no mostrado) impulsa por medio de un mecanismo conductor 53 el cono conductor 51 que, a su vez, actúa por medio de un anillo de fricción 54 sobre un cono conducido 55. El mismo está conectado mecánicamente por medio de un piñón 56 a una rueda conducida 57 montada sobre el árbol secundario 50.

60 Una estructura similar presenta la transmisión representada en la figura 9, cuya carcasa 60 está unida a una carcasa 61 de un motor eléctrico. También en este ejemplo de realización, el árbol de inducido 53 es hueco y atravesado por el árbol secundario 50. Sin embargo, el piñón conducido 56 engrana con una rueda conductora 58 de un diferencial 59 que a su vez está conectado al árbol conductor 50 bipartido. Ya que en este lugar de todos modos se debe prever una rueda dentada, esta disposición es extremadamente compacta.

65

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

5 La disposición del anillo cónico de fricción 80 ilustrado en la figura 10 puede ser utilizado especialmente en conjunto con las disposiciones según las figuras 7, 8 y 9 e implementar de una manera extremadamente compacta una marcha atrás, comprendiendo esta transmisión 80 dos conos 81 y 82 que interactúan entre sí por medio de un anillo 83. El cono 82 comprende, además de un sector cónico normal (D), un sector (R) circundante en sentido antagónico, lo cual en este ejemplo de realización es implementado mediante un anillo cónico 84 que gira alrededor de planetarios 85, que a su vez están montados fijos en la carcasa de transmisión 86 y ruedan con sus caras interiores en un árbol cónico 87 del cono 82. De este modo, el anillo cónico 84 rota de manera antagónica a la parte restante del cono 82. Además de ello, el cono 82 presenta un intervalo neutro (N) que comprende un anillo 88 que a su vez está montado de manera libremente giratoria en el árbol cónico 87.

15 En esta disposición, el anillo de fricción 83 puede ser desplazado, primeramente, del sector principal (D) del cono 82 al sector (N), adaptándose en anillo cónico 88 a la rotación especificada por el cono principal 82 y el anillo de fricción 83. Si el anillo de fricción 83 continúa siendo desplazado en sentido hacia el sector de marcha atrás (R), éste abandona, por otro lado, el sector principal (D), de modo que el sentido de rotación del sector neutral (N) puede ajustarse al sentido de rotación del anillo de marcha atrás 84. De esta manera, se realiza una marcha atrás extremadamente compacta.

20 Una marcha atrás 80 de este tipo o bien también una disposición configurada de manera per se conocida para la inversión de sentido de rotación, puede ser ventajoso, en particular, con el ejemplo de realización mostrado en la figura 7 ya que, de este modo, si el divisor de potencia y/o de revoluciones o bien el sumador de revoluciones 41 o bien 42 están interconectados apropiadamente y las relaciones de transmisión están seleccionadas apropiadamente, es posible implementar un paro del árbol de salida 47, pese a la rotación de la transmisión a anillo cónico de fricción 40 y del árbol 43. De esta manera, en un vehículo es posible implementar sin transición todas las situaciones de marcha, o sea marcha atrás, marcha adelante y parada, sin otros acoplamientos, pudiéndose disponer embragues u otros pasos de transmisión para situaciones de marcha adicionales, por ejemplo funcionamiento a plena carga o funcionamiento a carga continua.

30 En la disposición ilustrada en las figuras 11 a 18, que en lo esencial corresponden a la disposición según las figuras 1 a 5, por lo que se omiten explicaciones repetitivas, están previstas dos trenes de engranajes 101, 102, que se pueden cambiar, opcionalmente, en un tren de accionamiento por medio de una caja de cambios 123 sincronizada o de un embrague cónico 134. En este caso, el primer tren de engranajes 101 presenta a su vez una transmisión a anillo cónico de fricción con dos conos 104, 105 opuestos de tal manera que quede una rendija 6 entre los conos 104 y 105 en la que un anillo de fricción 107 recorre abrazando el cono 105. Para que esta transmisión a anillo cónico de fricción pueda transmitir pares, el cono 104 comprende un dispositivo de presión 108 que sujeta los dos conos 104 y 105 de una manera per se conocida o bien de la manera prescrita entre cojinetes de sujeción 109, 110 aplicando una fuerza de presión variable. Para este propósito, el dispositivo de presión presenta dos elementos de rodadura 117, así como cuerpos de guía 118 y 119 sujetos por medio de discos de muelle 120 mediante los cuales, como se explicará más adelante, se aplica una fuerza de presión en función del par, puesto que el dispositivo de presión 108 se expande en función del par y se apoya, correspondientemente, contra los rodamientos 109, 110.

45 Como se visualiza particularmente en la figura 11, la marcha atrás comprende una rueda conductora 124, mediante la cual el tren de engranajes 102 se desvía del tren de engranajes principal. Por medio de poleas intermedias 130 y 133 se acciona una rueda de posicionamiento 125, que por medio de la transmisión 123 sincronizada puede ser acoplada al piñón 126 que, a su vez, engrana directamente con la rueda exterior 127 del diferencial principal 115. La disposición general es de construcción extremadamente compacta y puede ser diseñada aún más compacta si la rueda conductora 124 engrana directamente con el árbol de accionamiento 121 por medio de una caja de cambios sincronizada y engrana directamente con la rueda exterior 127.

50 Además de esta marcha atrás 102, esta disposición comprende una marcha adelante realizada mediante la transmisión de variación continua 101. La marcha adelante se acopla a la rueda exterior 127 por medio del piñón 129 y, de este modo, a la marcha atrás 102, pudiendo ser conectada o desconectada por medio del embrague 134. Como se visualiza inmediatamente, los respectivos elementos de transmisión de los trenes de engranaje parciales 101 y 102 marchan libremente en conjunto, incluso en estado desembragado.

60 Como se ha indicado precedentemente, el dispositivo de presión 108 trabaja en conjunto con el embrague 134. El modo de funcionamiento se puede comprender, de la mejor manera, mediante las figuras 15 a 18. Como se muestra en las figuras 15 y 16, el dispositivo de presión 108 se puede expandir en función del par transmitido. En este caso, la figura 15 muestra la disposición con un par elevado y, por lo tanto, con grandes fuerzas de presión y la figura 16 muestra la disposición con fuerzas de presión reducidas. En lo esencial, la fuerza de presión en función del par se genera porque el cuerpo de apoyo 119 se apoya por medio de un contracuerpo 150 y un árbol secundario 151 sobre un rodamiento de arrostramiento 109. Sobre el árbol 151 está montado también el piñón conducido 129. Además, el árbol 151 está montado radialmente sobre un cuerpo de centrado 153 por medio de un rodamiento de agujas 152. Desde el cono

conducido 104 es transmitido un par al piñón conducido 129 por medio de un dentado 154 (véase la figura 18) y 155.

5 En el dispositivo de presión 108, dichos pares producen un desplazamiento de las bolas 117, de modo que la fuerza de presión se puede variar de la manera deseada, como se muestra en las figuras 15 y 16. Como se visualiza inmediatamente en las figuras 15 a 18, ambos cuerpos 119 y 150 están en contacto, respectivamente, por medio de superficies cónicas 156, 157 (véase la figura 18). Finalmente, las dos superficies cónicas 156, 157 conforman el embrague 134 activo, cerrado mediante el dispositivo de presión 108. Para abrir el embrague 134, la disposición global comprende un cilindro 158 fijo a la carcasa en el que se desplaza un émbolo 159 que puede ser presurizado por medio de una línea hidráulica 160. El émbolo 159 está montado en el cuerpo de soporte 119 por medio de un cojinete axial 161 y un cuerpo de soporte 162. Si de aquí en más se aplica una presión sobre el pistón 159, éste descarga al cuerpo 150 del embrague 134 de la fuerza de presión del dispositivo de presión 108. En cuanto se abre el embrague 134 ya no se transfiere ningún par, de modo que el dispositivo de presión 108 se relaja, por lo cual para abrir y/o mantener abierto el embrague 134 sólo es necesario generar una presión muy reducida. Con el embrague 134 abierto, entre las superficies cónicas 156, 157 permanece un espacio 163, como se muestra en la figura 18. Es obvio que, en lugar del émbolo 159 y del sistema hidráulico 160, también pueden estar previstas otras medidas mediante las cuales sea posible descargar el cuerpo 119 y abrir el embrague 134. Particularmente es apropiada cualquier medida mediante la que el cuerpo 119, prescindiendo del embrague 134, pueda ser apoyado en la carcasa de la transmisión global.

20 La disposición ilustrada en las figuras 15 a 18 se caracteriza, en particular, por el hecho de que el émbolo 159 no gira en conjunto, de modo que se puede realizar un sellado relativamente económico.

25 La disposición tiene, particularmente, la ventaja de que para cerrar el embrague no se requieren dispositivos adicionales. Además de ello, las fuerzas de cierre dependen del par transmitido y se incrementan con éste ya que, de todos modos, en este sentido el dispositivo de presión está equipado apropiadamente.

30 Las disposiciones mostradas en las figuras 19 y 20 comprenden, respectivamente, una transmisión a anillo cónico de fricción 201 y, consecuentemente, una marcha atrás 202 conectada en serie. En estos ejemplos de realización, las transmisiones a anillo cónico de fricción 201 están construidas, esencialmente, de forma idéntica y presentan, respectivamente, un cono de entrada 203 y un cono de salida 204 dispuestos axialmente paralelos el uno hacia el otro y entre los cuales se puede desplazar un anillo de fricción 205 en una rendija 206, de modo que, en función de la posición del anillo de fricción 205 es posible ajustar una relación de transmisión variable. En estos ejemplos de realización, el anillo de fricción 205 abraza el cono de accionamiento 203, mientras que el cono de salida 204 soporta un piñón de salida 207. Es obvio que, dependiendo de la configuración concreta, la transmisión a anillo cónico de fricción también puede ser configurada de manera diferente.

35 En el ejemplo de realización según la figura 19, el piñón conducido 207 engrana directamente con un subconjunto 208, que soporta la rueda planetaria central 209 de un engranaje planetario 210. La disposición que se muestra en la figura 20 comprende también un engranaje planetario 211 con una rueda planetaria central 212 impulsada por el piñón conducido 207. Esto se lleva a cabo por medio de una correa 213 y una polea 214 que gira con la rueda planetaria central 212. Como correa 213 se puede usar todo tipo de correas conocido y/o disposiciones de cadenas mediante las que se pueda garantizar de manera duradera una transmisión de potencia suficientemente fiable.

45 Ambas transmisiones planetarias 210 y 211 presentan, respectivamente, ruedas planetarias 215 y/o 216 que, por un lado, engranan con la respectiva rueda planetaria central 209 o 212 y, por otro lado, con una rueda exterior 217 o 218 respectiva.

50 En el ejemplo de realización según la figura 19, la rueda exterior 217 está conectada, directamente, a la estructura rotativa 219 de un diferencial 220. En este sentido, el engranaje planetario 210 y, por lo tanto, la marcha atrás 202 se sitúan, en esta disposición, directamente sobre el diferencial 220. Por esta razón, dicha disposición resulta ser extraordinariamente compacta en su construcción y de un grado de eficiencia extremadamente elevado, ya que el número de elementos de transmisión en el tren de accionamiento está minimizado. Es obvio que, debido a la construcción compacta, una marcha atrás 202 dispuesta directamente sobre el diferencial 220 también es beneficiosa independientemente de las demás características de la presente invención. Por lo demás, una disposición en la que el piñón conducido 207 engrana directamente con una rueda de entrada de una marcha atrás y la rueda de salida de la marcha atrás está conectada directamente a la estructura rotativa de un diferencial es favorable para motores de vehículos motorizados normales gracias al cambio de sentido debido a una transmisión a anillo cónico de fricción, ya que una disposición de este tipo sólo requiere un número mínimo de elementos de transmisión, presentando, por lo tanto, un grado de eficiencia extremadamente alto.

60 Sin embargo, en el ejemplo de realización según la figura 20, la rueda exterior 218 está conectada a una rueda de salida 221 y gira en conjunto con esta última que, por su parte, engrana con el bastidor 222 rotativo de un diferencial 223. La consiguiente inversión del sentido es compensada por la disposición de correas 213 en la cual, en el ejemplo de realización según la figura 20, la marcha atrás dispuesta sobre o bien en torno a un árbol intermedio 224. Una disposición sobre el árbol intermedio 224 tiene, respecto de la disposición directamente sobre el diferencial 220 propuesta en la figura 19, la ventaja de que la disposición global según la figura 20 puede ser configurada de manera

más flexible en cuanto a su disposición espacial. Esto es particularmente ventajoso en entornos en los que, debido a terceros subconjuntos, las condiciones espaciales en las proximidades del diferencial son limitadas. Es obvio que también es ventajosa la disposición de la marcha atrás sobre un árbol intermedio 224, especialmente también debido al cambio de sentido de rotación causado por dicho hecho, independientemente de las demás características de la presente invención. Esto último es válido, particularmente, cuando la transmisión a anillo cónico de fricción debe ser aplicada en interacción con los motores extranjeros que tienen un sentido de rotación opuesto. En tales casos, se puede prescindir de la disposición de correas 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 de un piñón conducido 207 separado, así como de la disposición de correas 213.

Además, es inmediatamente evidente para el entendido en la materia, que el accionamiento proveniente de la transmisión a anillo cónico de fricción 201 también se puede realizar por medio las ruedas exteriores 217 y/o 218 y/o por medio de otros elementos de transmisión de la marcha atrás en vez de por medio de los piñones centrales de planetario 209 y/o 212. Asimismo, el mecanismo conducido de la marcha atrás no es necesario que se produzca forzosamente por medio de las ruedas exteriores 217 y/o 218. Más bien, para ello también se pueden utilizar los piñones centrales de planetario y/u otros elementos de transmisión.

Para que los ejemplos de realización mostrados en las figuras 19 y 20 puedan mantener de manera fiable sus estados "hacia adelante" o "hacia atrás", se han previsto, en cada caso, sistemas de fijación mediante los cuales un elemento de transmisión puede ser fijado rígidamente, concretamente en estos ejemplos de realización un bastidor 225 y/o 226, rotativo junto con los planetarios, en el que pueden estar montados, rígidamente, los planetarios 215 y/o 216. Además, existen sistemas de fijación que posibilitan una fijación entre sí de dos elementos de transmisión del engranaje planetario 210 y/o 211 respectivo. En este caso, en el ejemplo de realización según la figura 19, la rueda planetaria central 209 y la rueda exterior 217 y en el ejemplo de realización según la figura 20 la rueda exterior 218 y el bastidor rotativo 226 de los planetarios 216 se fijan, opcionalmente, entre sí.

Para fijar los elementos de transmisión en la carcasa o entre sí es posible aplicar diversos sistemas de fijación, por ejemplo embragues, frenos inerciales o sincronizaciones. De éstos, en los ejemplos de realización mostrados se han previsto tres a modo de ejemplo, pudiendo los mismos ser intercambiados sin más en función de los requisitos concretos.

En el ejemplo de realización según la figura 19, el bastidor 225 de los planetarios 215 se fija por medio de un freno electromagnético 227 que puede frenar, opcionalmente, un piñón de freno 228, el que a su vez engrana con el bastidor 225 de los planetarios 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 rueda planetaria central 209 y a la rueda exterior 217, se reduce la marcha o el número de revoluciones del mecanismo conducido hasta que, finalmente, se detiene y cambia después el sentido.

La fijación de la rueda exterior 217 y de la rueda planetaria central 209 se realiza por medio de un freno 229, por lo cual también se fijan las ruedas planetarias 215 respecto de la rueda exterior 217 y de la rueda planetaria central 209. Debido a que en este estado, el engranaje planetario 210 se desplaza con una pérdida extremadamente baja, este estado se ha seleccionado preferentemente como marcha adelante, siendo evidente, inmediatamente, que un freno correspondiente al freno 229 también puede estar previsto, por ejemplo, entre el bastidor 225 y la rueda planetaria central 209 y/o la rueda exterior 217. Para detener, correspondientemente, por se el engranaje planetario 210 y permitirle rotar como un todo también puede ser suficiente impedir, meramente, que los planetarios 215 roten respecto del bastidor 225.

En el ejemplo de realización según la figura 20, la fijación opcional se realiza por medio de una sincronización 230, mediante la cual el bastidor 226 que soporta los planetarios 216 y que rota en conjunto con éstos, puede ser sincronizado, opcionalmente, con la rueda exterior 218 o respecto de una rueda fija 231 que, en este ejemplo de realización, está fijada en la carcasa 232. Los mecanismos que se presentan en este caso corresponden a los mecanismos, como los del ejemplo de realización que ya se explicaron en la figura 19, siendo obvio que el bastidor 226 también puede ser sincronizado con la rueda planetaria central 212 en lugar de serlo con la rueda exterior 218.

La transmisión de variación continua ilustrada en la figura 21 presenta un cono de entrada 301, así como dos conos de salida 302, 303 que, respectivamente, están acoplados al cono de entrada 301 por medio 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 de la rendija que permanece entre los conos 301, 302, 303, se pueden ajustar con variación continua las sub-transmisiones 306 y/o 307 formadas por los conos 301 y 302 y/o 301 y 303.

En el lado de salida, las dos sub-transmisiones 306, 307 y/o los dos conos de salida 302, 303 están conectados a un árbol de salida 309 por medio de una transmisión acumulativa 308. En el ejemplo de fabricación mostrado en la figura 21, la transmisión acumulativa 308 comprende un engranaje planetario con una corona exterior 311, ruedas planetarias 312 y una rueda planetaria central 313. La corona exterior 311 está fijamente conectada a otra corona 314, que a su vez engrana con un piñón 315, que está dispuesto sobre el árbol secundario 316 del cono 303. De manera similar, la rueda

planetaria central 313 está conectada fija a una rueda 317 con la que rota, la cual, a su vez, engrana con un piñón 318 que está dispuesto sobre el árbol secundario 319 del cono 302. Además, las ruedas planetarias 312 están alojadas en un bastidor 320 que está conectado al árbol secundario 309 y circula en conjunto con el árbol secundario 309 y las
 5 ruedas planetarias 312. Por lo tanto se ha proporcionado una transmisión acumulativa 308, en la que los números de revoluciones del piñón 315, 318 y/o del cono conducido 302, 303 se suman al número de revoluciones total del árbol 309 en función de la relación de transmisión y de la posición de los anillos de fricción 304, 305. Se han seleccionado, preferentemente, las relaciones de transmisión de tal manera que, en caso de posición idéntica de los anillos de fricción 304, 305, o sea con el mismo número de revoluciones de ambos conos conducidos 302, 303, las ruedas planetarias 312 permanecen detenidas en el bastidor 320 en lo que se refiere a su rotación intrínseca y rotan solamente en conjunto con
 10 la corona exterior 311 y la rueda planetaria central 313. De este modo es posible minimizar las pérdidas, precisamente en funcionamiento continuo. Además, para minimizar la pérdida se usa un embrague 321 con el cual el árbol secundario 309 puede ser conectado directamente o, según un modelo de realización concreto, por medio de un engranaje de transmisión al cono de accionamiento 301, de modo que pueden ser puenteadas las dos sub-transmisiones 306, 307, particularmente a velocidades altas y relativamente uniformes en las que las ventajas de una transmisión de variación continua no se pueden aprovechar de todos modos y donde las transmisiones de variación continua de este tipo producen pérdidas innecesarias.

Como es evidente inmediatamente, la transmisión acumulativa 308 suma el número de revoluciones de los dos conos 302, 303 y sirve por lo demás como balanza medidora del par para los pares que se producen en dicho cono 302, 303.

El ejemplo de realización mostrado en la figura 22 corresponde, esencialmente, al ejemplo de realización según la figura 21, de modo que los subconjuntos de idéntica acción están numerados también de manera idéntica y se prescinde de una repetición de las funcionalidades idénticas. Más allá del ejemplo de realización según la figura 21, el ejemplo de realización según la figura 22 comprende, por un lado, un embrague de bloqueo 322, mediante el cual se puede fijar el
 20 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 se pueden fijar a una carcasa de embrague estacionaria, por lo demás no representada en detalle. En condiciones de funcionamiento dadas, el embrague 322 nombrado en primer término sirve para forzar en determinados estados de funcionamiento la detención de las ruedas planetarias 312 en rotación intrínseca, de modo que se evitan pérdidas mediante las ruedas planetarias 312, y la carcasa 320 y el árbol 309 rotan en conjunto con la corona exterior 311 y la rueda planetaria central 313. El segundo embrague 323 se usa para mantener las ruedas planetarias 312 estacionarias pero rotativas en torno a sus propios ejes. Esta disposición está particularmente destinada a una interacción con una transmisión, en la que la transmisión está diseñada de tal manera que la corona exterior y la rueda planetaria central 313 también puedan rotar en sentidos opuestos o bien roten en
 30 sentidos opuestos. Esto se puede realizar, por ejemplo, mediante una rueda dentada adicional interpuesta o también mediante una marcha atrás separada en el tren de engranajes entre al menos una de las sub-transmisiones 306, 307 y la transmisión acumulativa 308. En una disposición de este tipo, la transmisión acumulativa 308 puede ser controlada de tal modo por medio de las dos sub-transmisiones 306, 307 que en el árbol 309 se produce un número de revoluciones igual a 0, no obstante el cono de accionamiento 301 rote. En este estado, el embrague 323 puede ser usado para fijar la transmisión. Entonces, en una disposición de este tipo sólo es posible una aproximación del árbol secundario 309 mediante un ajuste de los anillos de fricción 304, 305 y/o mediante el ajuste de las sub-transmisiones 306, 307.

La disposición mostrada en la figura 23 también se corresponde, esencialmente, con la disposición de la figura 21. En este sentido, las sub-transmisiones 306, 307 son idénticas en ambas disposiciones. Solamente la transmisión acumulativa 308 de la disposición según la figura 23 está diseñada de manera diferente a lo que es el caso en la
 45 disposición según la figura 21. Por esta razón se prescinde en este punto de una explicación detallada de los componentes coincidentes y de su funcionamiento.

En la transmisión de variación continua mostrada en la figura 23, el árbol secundario 309 está conectado directamente a una corona exterior 324 de un engranaje planetario y rota en conjunto con el mismo. Además, las ruedas planetarias 312 están montadas en un bastidor 325, el cual puede rotar en conjunto con las ruedas planetarias 312 y una rueda 326, engranando la rueda 326 con el piñón 315 en el árbol secundario 306 del cono 303. Por el contrario, la rueda planetaria central 313, como en los ejemplos de realización según las figuras 21 y 22, está conectada a una rueda 317 que engrana con el piñón 318 con el árbol secundario 319 del cono 2.

Por lo tanto, la transmisión 308 que se muestra en la figura 23 actúa como transmisión acumulativa y suma o bien resta los números de revoluciones de las dos sub-transmisiones 306, 307.

También la disposición que se muestra en la figura 24 corresponde, respecto de sus sub-transmisiones 306, 307, a las disposiciones que se ilustran en las figuras 21 a 23. En lo esencial, sólo la transmisión 308 está configurada de manera diferente. En este caso, la transmisión acumulativa 308 es accionada por medio de ruedas cónicas 327 o 328, que están dispuestas, respectivamente, en los árboles secundarios 316 y/o 319 de los conos 303 y/o 302. Para ello, las ruedas cónicas 327 y/o 328 engranan con las ruedas cónicas 329 y/o 330 que a su vez están conectadas fijas a las ruedas cónicas 331 y/o 332 del diferencial que giran en torno a su propio eje. El mecanismo de salida de la transmisión según la figura 24 se produce por medio de una rueda dentada 310 que está conectada a los cojinetes de eje de las ruedas cónicas rotativas 333 y/o 334 del diferencial que, a su vez, engranan con las ruedas cónicas 331 y/o 332 del diferencial.

Como se observa inmediatamente, mediante dicha disposición también se proporciona una transmisión acumulativa.

5 El ejemplo de realización según la figura 25 corresponde en su diseño básico al ejemplo de realización según la figura 24, de modo que, incluso en este caso, la transmisión acumulativa 308 está compuesta, en lo esencial, de un diferencial
 335 que con una rueda conducida 336 acciona el árbol secundario 309 por medio de una rueda cónica 337. Además, la
 10 rueda conducida 336 engrana con una rueda cónica 338 que, a su vez, puede conectarse por medio de un embrague
 sincronizado 339 con el 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 pueden ser conectados, opcionalmente, por medio de embragues sincronizados 340 y/o 341 a ruedas cónicas 342,
 343 y/o 344, 345 que, a su vez, engranan con ruedas cónicas 346 y 347 que están conectadas, respectivamente, a las
 15 ruedas cónicas del diferencial que rotan alrededor de un eje fijo. Por lo tanto, mediante los embragues 340 y/o 341 se
 puede modificar, fácilmente, el sentido de rotación eficaz de las sub-transmisiones 306, 307, de modo que la transmisión
 según la figura 25 presenta un comportamiento de transmisión extremadamente versátil.

20 Es obvio que en lugar de la transmisión a anillo cónico de fricción 306, 307 ilustrada, para dichas transmisiones de
 variación continua según la invención también pueden ser usadas, favorablemente, como sub-transmisiones otras
 transmisiones de variación continua. Como es evidente inmediatamente a partir de las figuras 21 a 25, las sub-
 transmisiones 306, 307, definidas mediante los ejes cónicos 348, 349, 350 correspondientes respectivamente alineados
 25 paralelos entre sí, presentan sub-transmisiones que se encuentran todas en el plano del dibujo. De esta manera, dichas
 transmisiones son de construcción extremadamente plana y apropiadas particularmente para usar en camiones y
 camionetas, ya que pueden estar dispuestas, por ejemplo, debajo de una plataforma de carga. Esta aptitud es tanto más
 válida porque las transmisiones según la invención trabajan con un alto grado de eficiencia mediante el uso de dos sub-
 transmisiones incluso en el caso de pares más elevados, como los que se producen en los motores diesel modernos,
 porque las fuerzas de presión extremadamente elevadas pueden evitarse mediante el uso de dos sub-transmisiones.

30 Como ya se ha indicado mediante la descripción y el ejemplo de realización según las figuras 21 a 24 y se explica, a
 modo de ejemplo, mediante el ejemplo de realización según la figura 25, mediante la elección de los sentidos de
 rotación, con los que las sub-transmisiones 306, 307 actúan sobre la transmisión acumulativa 308, se puede influir,
 considerablemente, en las características de la transmisión global. En particular, en este sentido son favorables las
 35 marchas atrás y/o las transmisiones parciales que cambian el sentido de rotación. Una alternativa a este respecto se ha
 explicado de forma en la figura 10 como ejemplo para la sub-transmisión 80 ya mencionada anteriormente.

40 Es obvio que en la transmisión mostrada en las figuras 21 a 25, el flujo de fuerzas también se puede seleccionar de
 forma inversa, de modo que los elementos de salida 309, 310 actúan como elementos de entrada y el cono de entrada
 301 como cono de salida.

45 Cómo es posible apreciar en las figuras 1, 4, 8 y 9 así como 14 a 17, las transmisiones de variación continua mostradas
 están selladas, cada una, en sentido a sus rodamientos mediante retenes 70 (solamente referidos a modo de ejemplo).
 De este modo se produce, como ya se conoce por el estado actual de la técnica, una cámara de fluido separada en la
 50 cual se encuentran dispuestos el cono y el elemento de acoplamiento. En los presentes ejemplos de realización se usa,
 preferentemente, como fluido un "aceite de siliconas" en el cual, de manera preferente, aproximadamente el 10 a 30
 %mol de los grupos metílicos en polidimetilsiloxano están sustituidos por grupos fenílicos y cuya viscosidad a 25°C es
 de 200 mm²/s, aproximadamente. Por otra parte, podría usarse cualquier otro fluido en el que la dependencia térmica de
 45 sus parámetros físicos y químicos está estabilizada en relación a la dependencia térmica de aceites minerales y/o se
 encuentra localizado entre los gradientes de aceites minerales y los gradientes de aceites de siliconas respecto de los
 gradientes de compresión dependientes de la temperatura y/o gradientes de viscosidad dependientes de la temperatura.

50 La dependencia térmica de los fluidos ejemplificados y/o líquidos descritos anteriormente se muestra, como ejemplo, de
 manera logarítmica en la figura 26, representando la línea de trazos 89a aceites minerales y la línea de trazos 89b
 aceite de siliconas. Dichos fluidos aseguran que, bajo condiciones de trabajo, se pueda formar una rendija, puenteadas
 por el fluido ,entre los conos 4, 5; 51, 55, 81, 82, 91, 92, 104, 105, 203, 204, 301, 302, 303 y los elementos de
 55 acoplamiento 7; 54, 83, 93, 107, 205, 304, 305. La existencia de dicha rendija puede ser detectada, por ejemplo, en
 componentes metálicos mediante mediciones de tensión eléctrica, habiéndose determinado experimentalmente que
 dicha rendija se forma sólo después de algunas revoluciones, o sea cuando el fluido se ha distribuido, de manera que la
 compresibilidad y la viscosidad debería ser seleccionada apropiadamente respecto de la dimensión de la rendija. En
 este caso, los dispositivos de arrostramiento y/o de presión están dimensionados de manera que en condiciones de
 trabajo se conserva una rendija correspondiente.

60 Para garantizar una presión superficial uniforme en pistas de rodadura diferentes y, por lo tanto, para radios diferentes
 de los conos 4, 5; 51, 55, 81, 82, 91, 92, 104, 105, 203, 204, 301, 302, 303, la superficie de rodadura 12 de ambos
 conos está implementada, de manera preferente, axialmente diferente. En los presentes ejemplos de realización, ello se
 implementa mediante ranuras de diferentes anchuras (no mostradas). Alternativamente, es posible prever una rugosidad
 superficial axialmente variable o algo similar.

65 Preferentemente, la superficie del anillo de fricción 7; 54, 83, 93, 107, 205, 304, 305 también está provisto de ranuras,

5 para influir sobre la fuerza de cizallamiento del líquido en las rendijas restantes entre los conos 4, 5; 51, 55, 81, 82, 91, 92, 104, 105, 203, 204, 301, 302, 303 y el anillo de fricción 7; 54, 83, 93, 107, 205, 304, 305, como se muestra a modo de ejemplo en la figura 27 mediante un anillo de fricción 71. El anillo de fricción 71 muestra dos superficies rotativas 72, 73, cada una de las cuales, como se explica en base a los anillos de fricción 7; 54, interactúan con las superficies de
10 conos 4, 5; 51, 55, 81, 82, 91, 92, 104, 105, 203, 204, 301, 302, 303. En este caso, las superficies 72, 73 pueden presentar diferentes configuraciones superficiales. Por ejemplo, los filetes trapezoidales 74 (véase la figura 27b) son particularmente ventajosos, porque los mismos pueden apoyarse muy bien sobre el material restante del anillo 71. De manera acumulativa o alternativa puede haber dispuestas entradas redondeadas de ranuras (véanse las figuras 27b y 27c), con lo cual es posible evitar canaladuras en una superficie opuesta. Las entradas redondeadas de ranuras 75
15 también parecen ser ventajosas para la distribución de la película de aceite o la presión superficial. Contrariamente, los fondos de ranura (76, véanse las figuras 27b, 27c y 27d) pueden evitar efectos de entalladura bajo carga en los fondos de ranura. También pueden estar dispuestos filetes paralelepípedos 77 (véase la figura 27c). También se pueden usar filetes 78 con desarrollos de sección transversal redondos 79, como se muestran en las figuras 27d y 27e.

20 Las ranuras de este tipo pueden estar previstas idénticas o diferentes tanto sobre los conos como también, según la forma de realización concreta, en las superficies de anillos de fricción. En particular, la distribución de ranuras o filetes en una superficie puede variar, particularmente en sentido axial. Por ejemplo, la presión superficial o la distribución de la presión superficial también se puede variar o ajustar apropiadamente, por ejemplo, a lo largo de un cono y/o adaptar al espesor de la película de aceite. En este caso, la cantidad de drenado de aceite de la zona de contacto de los
25 elementos de transmisión respectivos es determinada, particularmente, por la sección transversal de la ranura.

Además, el anillo de fricción presenta, preferentemente, una sección transversal bombeada, de manera que pese a la presencia de una rendija es posible implementar una superficie de contacto a ser posible grande por medio de la presión superficial hertziana.

30 La transmisión a anillo cónico de fricción mostrada en las figuras 28 y 29 comprende dos ruedas cónicas de fricción 403, 404, dispuestas a distancia radial sobre ejes paralelos 401, 402, posicionadas en sentido opuesto una a la otra y que tienen el mismo ángulo de conicidad. Entre las ruedas cónicas de fricción 403, 404, llenando su rendija, se encuentra dispuesto un anillo de fricción 405 que rodea la rueda cónica de fricción 403 y está retenido en una jaula 406.

35 La jaula 406 se compone de un marco formado por dos travesaños 407, 408 y dos ejes paralelos 409, 410 alojados en los mismos. Dichos ejes 409, 410 están posicionados paralelos a los ejes 401, 402 y, al mismo tiempo, a las generatrices de las ruedas cónicas de fricción 403, 404 inclinadas en el ángulo de conicidad y soportan un puente de ajuste 411 con dos pivotes 412 enfrentados sobre cada uno de los cuales está montado un rodillo de guía 413. Los rodillos de guía 413 agarran el anillo de fricción 405 en ambos lados y lo proveen de la guía axial necesaria.

40 El centro del travesaño 407 presenta un eje de rotación vertical 414 sobre el cual pivota toda la jaula 406. Con este propósito, el travesaño inferior 408 está conectado engranado a un accionamiento transversal 415 (no mostrado en detalle) y un servomotor 416.

45 En este ejemplo de realización y en los ejemplos de realización explicados anteriormente, el eje de rotación 414 se encuentra en el plano definido por los ejes de rotación de las ruedas cónicas de fricción 403, 404. El mismo también puede estar situado en un plano paralelo al mismo o intersectar bajo un ángulo agudo el plano mencionado en primer término.

50 Si la jaula 406 pivota unos pocos grados angulares, el accionamiento friccional produce un ajuste axial del puente de ajuste 411 y, consecuentemente, una modificación de la relación de transmisión de las ruedas cónicas de fricción. Para ello es suficiente un consumo energético muy reducido.

55 Para implementar una pretensión, en el accionamiento transversal 415 se encuentra posicionado un resorte 417 que aplica una pretensión a la jaula 406. Mediante dicha pretensión se garantiza que en el caso de un fallo del servomotor 416 y/o un fallo en el sistema electrónico que acciona dicho servomotor 416, la jaula 406 pivota sobre un ángulo de ajuste definido respecto del plano definido por los ejes de rotación de las ruedas cónicas de fricción 403, 404. Esto, como ya es conocido, produce un desplazamiento del anillo de fricción a lo largo de las superficies laterales de los conos debido a la rotación de las dos ruedas cónicas de fricción 403, 404.

60 En este caso, el resorte 417 está ajustado de tal manera que se asegure un ángulo predefinido y, consecuentemente, una velocidad de traslación y/o velocidad de ajuste predefinida, de manera que en el caso de un fallo del sistema el motor de accionamiento no sea sobrecargado respecto del servomotor 416.

65 Además, en este ejemplo de realización se ha previsto en el puente de ajuste 411 una rampa de tope 418 que se corresponde con una cuña 419 fijada mediante un resorte 420 a la carcasa de transmisión. Mediante el resorte 420 se ejerce una fuerza antagónica en contra de la fuerza del resorte 417, de manera que el anillo de fricción es mantenido en una pista de rodadura de seguridad definida en el caso en que el servomotor 416 y/u otro elemento del dispositivo de ajuste presente un fallo. En otra forma de realización es posible prescindir de esta disposición y/o del resorte 417.

En este ejemplo de realización, los resortes 417, 420 han sido escogidos de manera que el servomotor 416 y/o las fuerzas de fricción de las ruedas cónicas de fricción 403, 404 pueda vencer las mismas sin problemas.

5 La transmisión mostrada en la figura 30 se corresponde, en lo esencial, con la transmisión según las figuras 28 y 29, de manera que es posible omitir una explicación detallada. También esta transmisión comprende dos ruedas cónicas de fricción, de las cuales sólo una se muestra como rueda cónica de fricción 421 mediante una línea de trazos. Asimismo, en esta transmisión se ha previsto una jaula 422 que soporta un puente de ajuste (no mostrado) para un anillo de fricción (no mostrado) y es pivotante sobre un eje de rotación 423. En este ejemplo de realización, el eje de rotación 423
10 está dispuesto, aproximadamente, al nivel del centro de cono de la rueda cónica de fricción 421.

También esta disposición presenta medios de ajuste que comprenden un dispositivo de ajuste controlable en forma de un servomotor y/o control hidráulico o un accionamiento similar, así como un dispositivo de seguridad. En este caso, el dispositivo de seguridad presenta, por un lado, un resorte 424 fijado a una carcasa de transmisión 425 y pretensa la
15 jaula 422 de tal manera que la misma está desplazada en un ángulo leve respecto del eje de la rueda cónica de fricción 421, cuando el dispositivo de ajuste controlable, por los motivos que fuere, se encuentre sin potencia. De esta manera, en estados normales de trabajo la jaula 422 se mantiene bajo una pretensión.

En una desviación del ejemplo de realización mostrada en las figuras 28 y 29, esta disposición presenta un tope 427 elástico por medio de un resorte 426. El resorte 426 construye su fuerza antagónica cuando el anillo de fricción impacta
20 contra el tope 427, de manera que la jaula 422 conecta en contra de la fuerza del resorte 424 y el anillo de fricción se mueve en una pista de rodadura de seguridad definida.

La disposición según la figura 31 se corresponde, en lo esencial, con la disposición según la figura 30, prescindiendo, sin embargo, del tope 427. Por este motivo, este ejemplo de realización usa también una referencia idéntica.
25

Por un lado, según la configuración concreta de este ejemplo de realización, como tope puede ser usada la jaula 422. Por otro lado, se ha demostrado que mediante una adaptación adecuada de las superficies de los anillo de fricción, los
30 anillos de fricción, debido a los movimientos rotativos de las dos ruedas cónicas de fricción, experimentan un par que tiende a torcer el anillo de fricción sobre un eje que se encuentra en el plano determinado por los ejes de rotación de las ruedas cónicas de fricción y está dispuesto perpendicular a la rendija entre las ruedas cónicas de fricción. Dicho par es producido, evidentemente, por las diferentes superficies de contacto entre el anillo de fricción y la rueda cónica de fricción respectiva y por los diferentes radios de dichas superficies de contacto y su sentido de rotación depende del sentido de rotación de las ruedas cónicas de fricción.
35

Gracias a dicho par, un anillo de fricción no guiado tiende a desplazarse en un sentido determinado a lo largo de la rendija entre las dos ruedas cónicas de fricción. Lo mismo es válido también para un anillo de fricción guiado por medio de una jaula y/o un puente de ajuste, en tanto la jaula y/o el puente de ajuste estén montados con marcha
40 suficientemente suave y, por lo demás, libre de fuerzas.

Según la configuración concreta de la superficie del anillo de fricción, dicho par varía su fuerza a lo largo de su ajuste.

En la forma de realización mostrada en la figura 31, el resorte 424 puede ser seleccionado para que la fuerza de resorte compense el par a una velocidad definida en una determinada pista de rodadura que, después, es usada como pista de
45 rodadura de seguridad. Más allá de esta pista de rodadura de seguridad predomina el par producido por el anillo de fricción, de manera que el anillo de fricción se mueve hacia la pista de rodadura de seguridad, mientras que en el otro lado predomina la fuerza del resorte 424, de manera que se asegura también en este sentido que el anillo de fricción se mueva hacia la pista de rodadura de seguridad. Una pista de rodadura de seguridad 428 se muestra, a modo de ejemplo, en la figura 31.
50

La figura 32 muestra una implementación concreta del ejemplo de realización mostrado esquemáticamente en la figura 31. En este caso es una transmisión correspondiente como la que se usa en una tracción trasera de un vehículo. Un embrague hidráulico y/o convertidor hidráulico 430 está localizado delante de una transmisión a anillo cónico de fricción 429 y detrás de la transmisión a anillo cónico de fricción 429 se encuentra un engranaje planetario 431. Al mismo
55 tiempo, el árbol secundario 432 forma el árbol de la rueda cónica de fricción conductora 433 que, por medio de un anillo de fricción 434 acciona una rueda cónica de fricción conducida 435 sobre cuyo árbol secundario 436 está montado un piñón 437 que engrana con una rueda dentada 440 libremente rotatoria montada sobre un árbol secundario de transmisión 439. El árbol secundario de transmisión 439 está alineado con el árbol 432 y montado en el mismo de manera libremente rotatoria.
60

Un piñón 441 conectado en una pieza con la rueda dentada 440 forma la rueda planetaria central del engranaje planetario 431. Este engrana con ruedas dentadas planetarias 442 sujetadas en un soporte de planetario 443 que se mueve sobre el árbol secundario de transmisión 439. El soporte de planetario 453 presenta una proyección cilíndrica que incluye una rueda magnético 444 que engrana con las ruedas dentadas planetarias 442 y está conectado
65 permanentemente con el árbol secundario de transmisión 439 por medio de un dentado longitudinal 445.

Además, en el engranaje planetario 431 está dispuesto un embrague de discos múltiples 446 que puede conectar el árbol secundario de transmisión 439 con la corona 444. Finalmente, la proyección cilíndrica del soporte de planetario 443 tiene asignado un freno 446. Mediante el accionamiento del embrague de discos múltiples se activa el accionamiento de avance. Si se acciona el freno 446 el soporte de planetario 443 es sujetado y se produce un cambio de sentido del árbol secundario de transmisión 439, es decir un accionamiento reverso.

Como se puede ver directamente en la figura 32, la rueda cónica de fricción conductora 433 es abrazada por el anillo de fricción 434 que con su superficie lateral interior se encuentra en adherencia friccional con una superficie de rodadura 415 de la rueda cónica de fricción conductora 433 y con su superficie lateral exterior con una superficie de rodadura 451 de la rueda cónica de fricción conducida 435.

Las dos ruedas cónicas de fricción 433, 435 pueden tener, tal como se ha mostrado, diferentes diámetros, con lo cual, en caso necesario, es posible prescindir de un paso de transmisión en el mecanismo conducido siguiente. Por cuestiones de peso, las dos ruedas cónicas de fricción 433, 435 también pueden ser huecas, es decir que solamente se depende de su superficie lateral.

El anillo de fricción 434 está sujetado en una jaula 422 que en el punto 452 está dispuesto pivotante sobre un eje de giro 423. En la jaula 422 se sujetan dos ejes paralelos 453, cuyos ángulos de inclinación son iguales al ángulo de conicidad de las ruedas cónicas de fricción 433, 435. Sobre dichos ejes 453 se conduce un puente de ajuste 454 en el que se encuentra montado deslizante el anillo de fricción 434.

Para el ajuste de la jaula 422 se encuentra montado en la carcasa 425 un husillo de ajuste 455 montado conectado con un servomotor o magneto (no mostrados) como dispositivo de ajuste activable y engranado en la jaula 422. En el extremo de la jaula 422 opuesto al husillo de ajuste 455 se encuentra dispuesto el resorte 424.

Es obvio que el puente de ajuste no necesita ser implementado, absolutamente, como un puente. Más bien, en este sentido se puede usar cualquier subconjunto desplazable paralelo a los ejes de cono y que guíe el anillo de fricción. Lo mismo es válido para la jaula, en lugar de la cual también es posible usar cualquier otro subconjunto que retenga el puente de ajuste. Además, también esta transmisión presenta retenes 70 para la separación de las cámaras de fluido. Además, en estado de trabajo se encuentra prevista en esta disposición, en cada caso, una rendija entre los conos 433 y 435 y, asimismo, el anillo de fricción 434.

Como se ha indicado precedentemente, es posible prescindir de un tope elástico. En su lugar se puede usar, por ejemplo, un tope rígido como se muestra en el ejemplo de realización de la figura 33. Por lo demás, la estructura de este ejemplo de realización se corresponde, en lo esencial, con la estructura de la transmisión descrita anteriormente, de manera que en este sentido se puede prescindir de una explicación detallada. También en esta transmisión, un anillo de fricción 460 abraza una rueda cónica de fricción 461 y está montado de manera torsional sobre un eje de rotación 464 por medio de un puente de ajuste 462 y una jaula que presenta dos ejes 463, como es el caso en los ejemplos de realización precedentes. La transmisión es en su modo de funcionamiento y/o en su construcción esencialmente idéntica a las transmisiones ilustradas en las figuras 1 a 5, 28 y 29 y/o 32. Contrariamente al ejemplo de realización mostrado en la figura 30, la transmisión según la figura 33 no incluye un tope elástico. En dicho ejemplo de realización se usa para la definición de una pista de rodadura de seguridad un tope fijo 466 dispuesto en la carcasa 465. En este caso el dispositivo de seguridad presenta medios no mostrados que en el sentido de la flecha 467 ejercen sobre la jaula un par alrededor del eje de rotación 464. Éste puede ser, por ejemplo, un resorte que se corresponde con el resorte 424 del ejemplo de realización mostrado en la figura 30 o un par producido por la rotación de las ruedas cónicas de fricción y/o del anillo de fricción 460. Al alcanzar el tope 466 se ejerce contrapresión sobre el par 467, de manera que el anillo de fricción 460 es ajustado de manera ortogonal respecto del plano formado por los ejes de cono. Si el contrapar supera el par 467, el anillo de fricción 460 abandona dicha pista de rodadura de seguridad, por lo cual el contrapar se reduce a cero y, en consecuencia, el par 467 que lleva el anillo de fricción 460 a su pista de rodadura de seguridad vuelve a ser activo.

La disposición mostrada en la figura 34 se corresponde, en lo esencial, a la disposición según la figura 33, de manera que en este sentido también se aplican referencias idénticas. Sin embargo, la transmisión según la figura 34 presenta un tope 469 ajustable por medio de un husillo 468, de manera que la pista de rodadura de seguridad puede ser escogida libremente. Como se indica en la figura 35, en lugar de un tope 469 es posible prever una retención 470 que, en funcionamiento normal, sigue libremente el desplazamiento del anillo de fricción 460 y es usado solamente en caso de seguridad para un ajuste o posicionamiento del anillo de fricción 460. También en el caso de un funcionamiento normal, una sujeción 470 de este tipo puede ser usada como dispositivo de retención adicional para, en determinados estados de funcionamiento, fijar el anillo de fricción 460 en una posición deseada. De este modo, es posible ajustar y mantener de manera fiable una relación de transmisión constante, lo que puede ser una ventaja, por ejemplo, para un overdrive (velocidad elevada) y/o para procesos de arranque.

Se entiende que tales topes, sean éstos fijados a la carcasa o desplazables, o bien tales dispositivos de ajuste adicionales o bien dispositivos de pretensión adicionales también son ventajosos, independientemente de las demás

características de la presente invención. Además de ello, también puede estar previsto un registro sensorial, particularmente eléctrico, de las posiciones finales del elemento de acoplamiento y/o del anillo de fricción. De esta manera es posible, particularmente, detectar de manera rápida y fiable estados especiales de trabajo, por ejemplo un defecto de la transmisión. En particular, los topes de este tipo pueden interactuar con la jaula o una disposición similar en lugar de sólo con el anillo de fricción o un puente de ajuste. En particular, tales topes también pueden ser usados, por ejemplo, para definir otras pistas de rodadura. Además de ello, por medio del husillo 468 y los topes y sujeciones 469 y 470 respectivos también es posible cambiar de manera forzada el puente de ajuste 462 de los ejemplos de realización según las figuras 34 y 35. Para este propósito se necesita, preferentemente, en cada caso, un juego suficiente entre el actuador 469, 470 y el puente de ajuste 462, de manera que el desplazamiento del actuador 469, 470 produzca, primeramente, una modificación de la posición angular de la jaula 463, después de lo cual el eje de rotación del anillo 460 es correspondientemente desplazado siguiendo a continuación el movimiento del actuador 469, 470.

Debido a que la posición angular para el ajuste del anillo 460 con accionamiento intrínseco es crítica, en este ejemplo de realización se ha implementado, preferentemente mediante un resorte entre la carcasa y la jaula, por ejemplo respecto de la disposición según la figura 31, una pretensión respecto de la posición angular de la jaula 463, de manera que el juego entre el puente de ajuste 463 y el actuador 469, 470 no pueda causar una modificación no intencional de la posición angular de la jaula 463.

Además, en la carcasa 465 puede haber dispuestos topes finales correspondientes a la disposición según la figura 33, estando dichos topes finales dispuestos de tal manera que, también en este ejemplo, el anillo 460 se alinee, respecto de su eje de rotación, paralelo a los ejes de cono y, por lo tanto, ya no se mueve. De este modo es posible contrarrestar una destrucción total de la transmisión, en el caso que falle el dispositivo de posicionamiento del anillo. También es posible prever sensores que indican una posición correspondiente del puente de ajuste 462.

La figura 36 muestra una opción alternativa de ajuste, siendo esta variante de realización extremadamente económica. En esta variante de realización, el anillo 480 está conducido sólo en un lado mediante un dispositivo de retención 481. Esto está previsto en el lado de entrada, de manera que, en la representación seleccionada, el anillo 480, partiendo del dispositivo de retención 481 pasa primero la rendija entre los conos 482, 483 y después rota alrededor del cono 482, antes de alcanzar nuevamente el dispositivo de retención 481. El dispositivo de retención 481 está montado en un husillo 484 y comprende el anillo con un juego suficiente para poder desplazar la posición angular de su eje de rotación fuera del plano formado por los ejes de cono, por lo cual realiza un movimiento de desplazamiento y sigue el movimiento del dispositivo de retención 481 mediante su fuerza intrínseca. Alternativamente al juego del dispositivo de retención 481, el mismo puede estar provisto de un grado de libertad rotacional en el plano de dibujo de la figura 36 en relación al dispositivo de ajuste 484 configurado como husillo y guiar el anillo de manera esencialmente sin juego.

Si el anillo 480 está configurado de tal manera que presenta un par perpendicular a su eje de rotación, también puede estar previsto un dispositivo de retención, que guía de manera unilateral el anillo 480 en un apoyo 485, que se contraponga a este par y, según el desplazamiento deseado, se aleje del anillo, de manera que el mismo complete independientemente un movimiento rotativo de su eje de rotación del plano formado por los ejes de cono y comience a desplazarse hasta alcanzar la guía que lo alinee nuevamente de manera correspondiente, o tuerza el eje de rotación del anillo moviéndose hacia el mismo de manera que éste se aleje de la guía hasta que la misma ya no lo siga, y pivote su eje de rotación nuevamente de regreso mediante su par intrínseco hasta alcanzar nuevamente la guía.

La última disposición le deja al anillo 480 un juego especialmente amplio, de manera que se puede mover muy independientemente y de manera autoestabilizante, con lo cual se pueden minimizar las pérdidas por fricción.

REIVINDICACIONES

- 5 1. Transmisión a anillo cónico de fricción con dos conos (4, 5) con ángulos de conicidad opuestos como elementos de transmisión rotativos, dispuestos de manera que entre ellos permanece una rendija constante, y que, en cada caso, presentan al menos una superficie de rodadura para un anillo (7) como elemento de acoplamiento rotativo que rota de manera engranada en la rendija de uno de los conos (4, 5), presentando al menos una superficie de rodadura al menos dos pistas de rodadura de diferente radio para el elemento de acoplamiento y estando los dos elementos de transmisión sujetos con la inclusión del elemento de acoplamiento por medio de un dispositivo de arrostramiento que con una fuerza de presión variable presiona los dos elementos de transmisión contra el elemento de acoplamiento y comprende un dispositivo de presión (8) con dos elementos de presión (15, 16), siendo un primer elemento de presión (15) de los dos elementos de presión (15, 16) desplazable en el sentido de la fuerza de presión respecto del segundo elemento de presión (16) de los dos elementos de presión (15, 16), caracterizada porque el dispositivo de arrostramiento comprende el dispositivo de presión (8) con al menos un elementos de rodadura (17) que en al menos una pista de elemento de rodadura rueda en función del par, implementado de manera que el primer elemento de presión (15) es desplazado respecto del segundo elemento de presión (16) en el sentido de la fuerza de presión, cuando el elemento de rodadura (17) modifica su posición en la pista del elemento de rodadura en función del par.
- 10 2. Transmisión según la reivindicación 1, caracterizada porque el elemento de rodadura (17) rueda en una pista de profundidad variable.
- 15 3. Transmisión según las reivindicaciones 1 o 2, caracterizada porque el elemento de rodadura (17) es una bola.
- 20 4. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizada porque el dispositivo de presión (8) está dispuesto en el cono conducido de los dos conos (4, 5).
- 25 5. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizada porque el dispositivo de arrostramiento comprende un elemento elástico (13) que transmite tanto la fuerza de presión variable como el par entre la superficie de rodadura (12) del primer elemento de transmisión (4) y el dispositivo de arrostramiento y/o entre la superficie de rodadura (12) del primer elemento de transmisión y el dispositivo de presión (8).
- 30 6. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado porque en el lado conductor y/o en el lado conducido se ha previsto un sensor de pares y porque la fuerza de presión del dispositivo de presión (8) es escogido en función del par detectado.
- 35 7. Transmisión según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizado porque una fuerza de presión producida por un par y/o un desplazamiento de componentes (4, 11, 13, 14, 15, 16) del dispositivo de presión producido por un par es usado para la medición del par.

Fig. 1

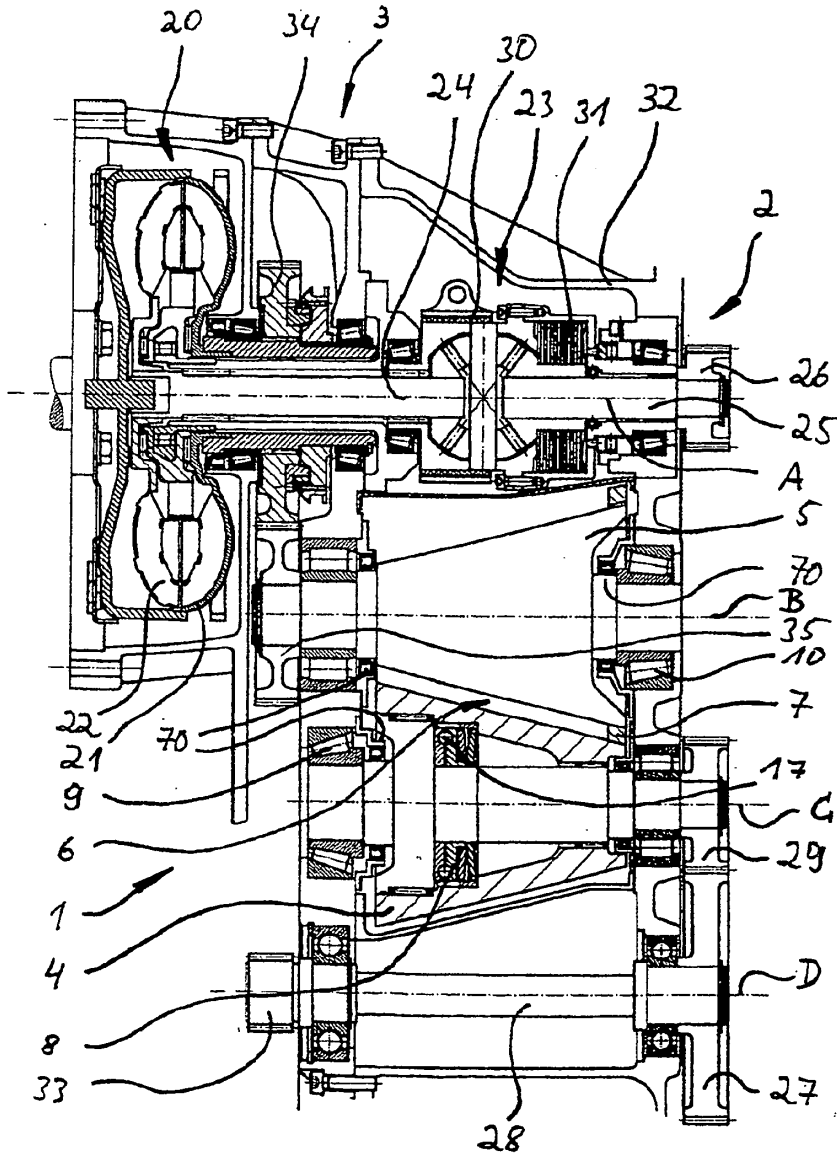


Fig. 2

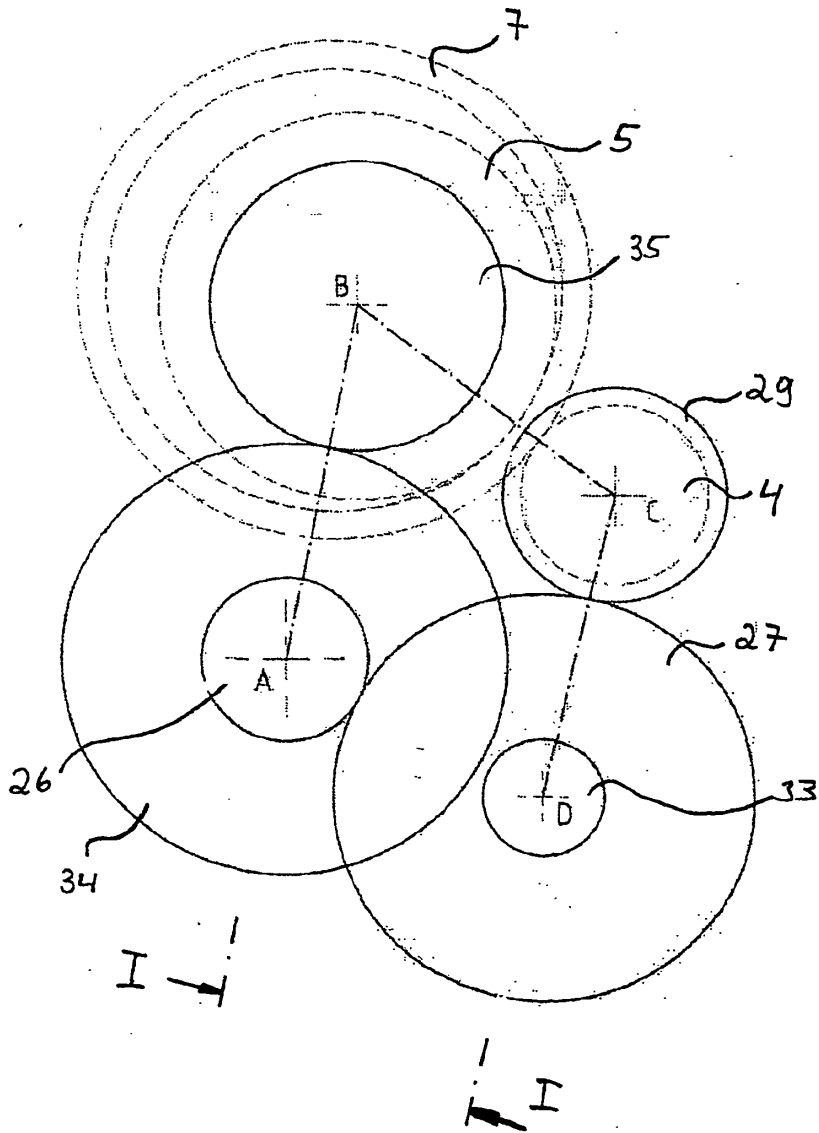
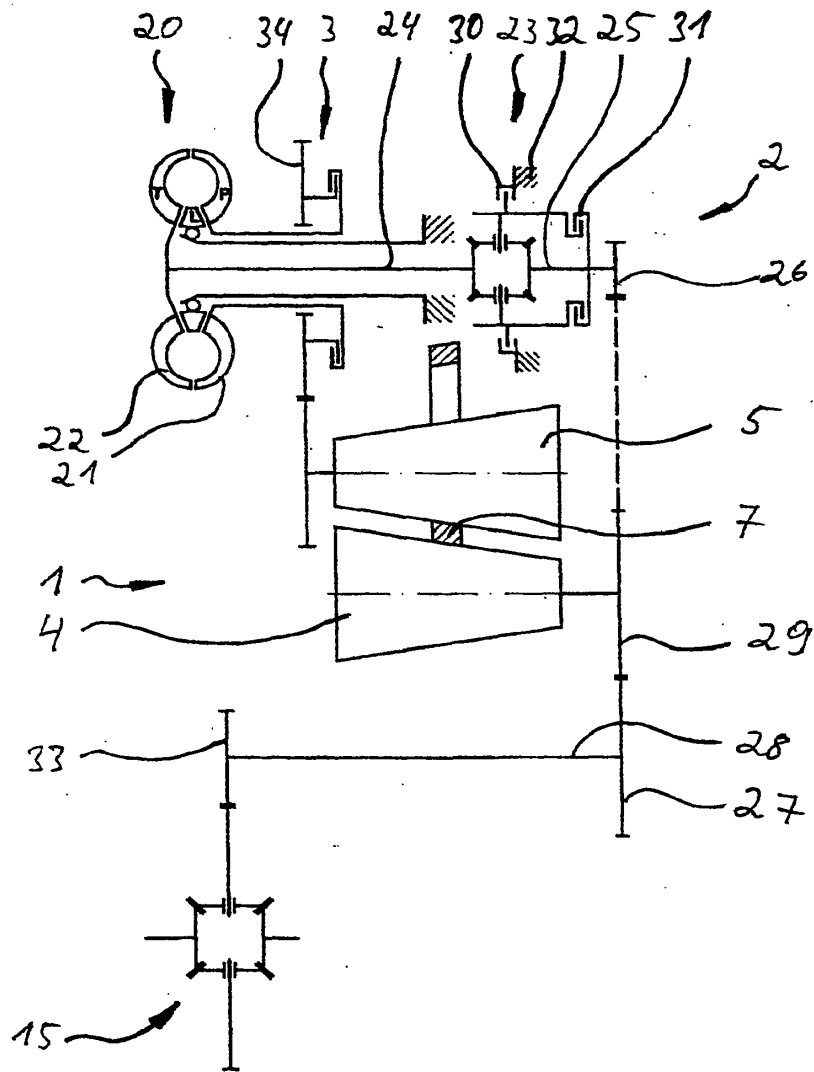


Fig. 3



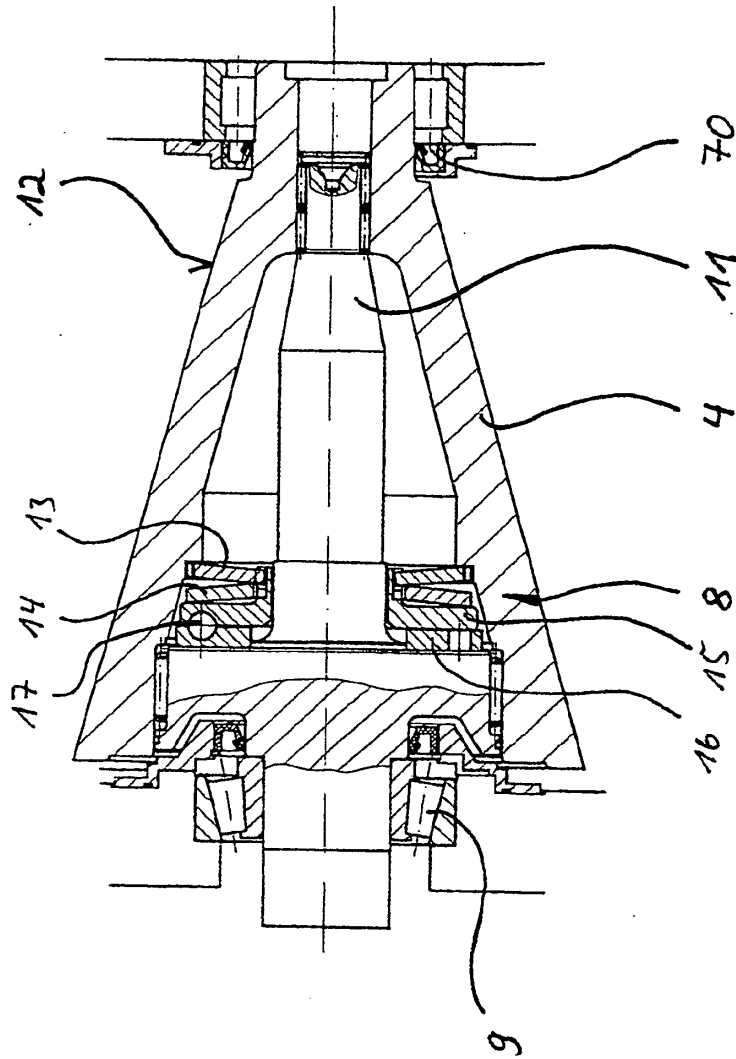


Fig. 4

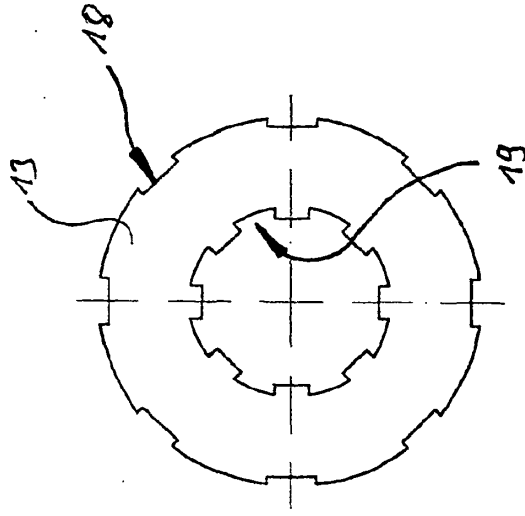
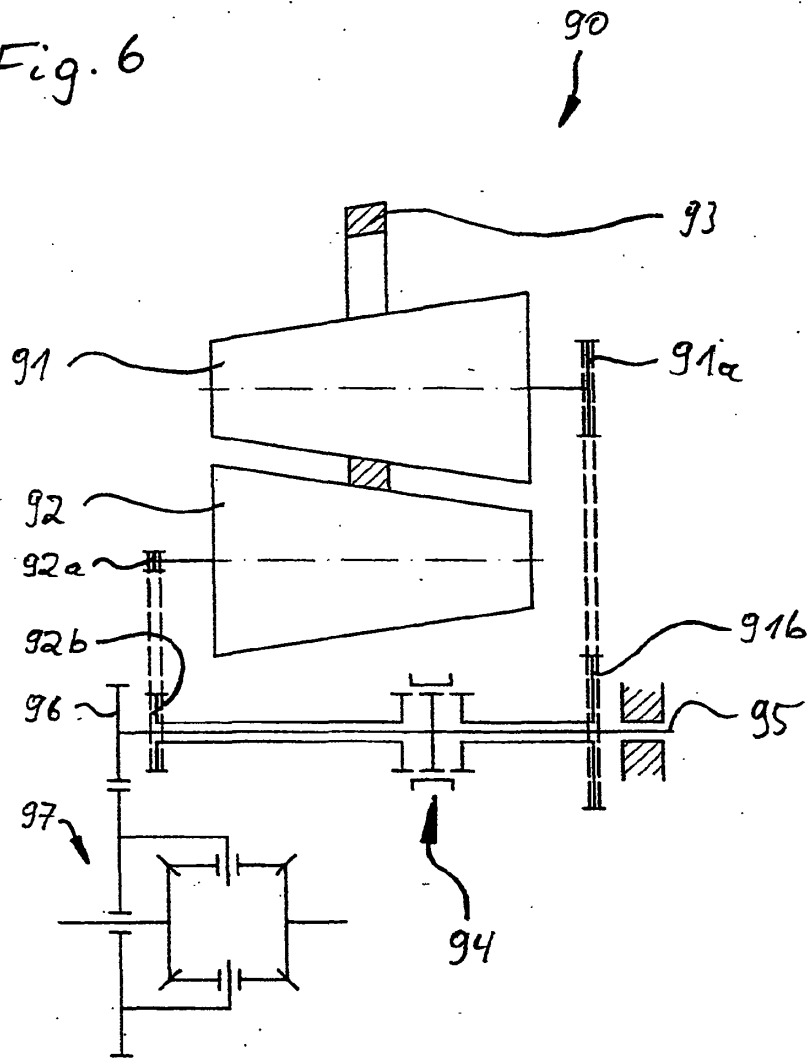


Fig. 5

Fig. 6



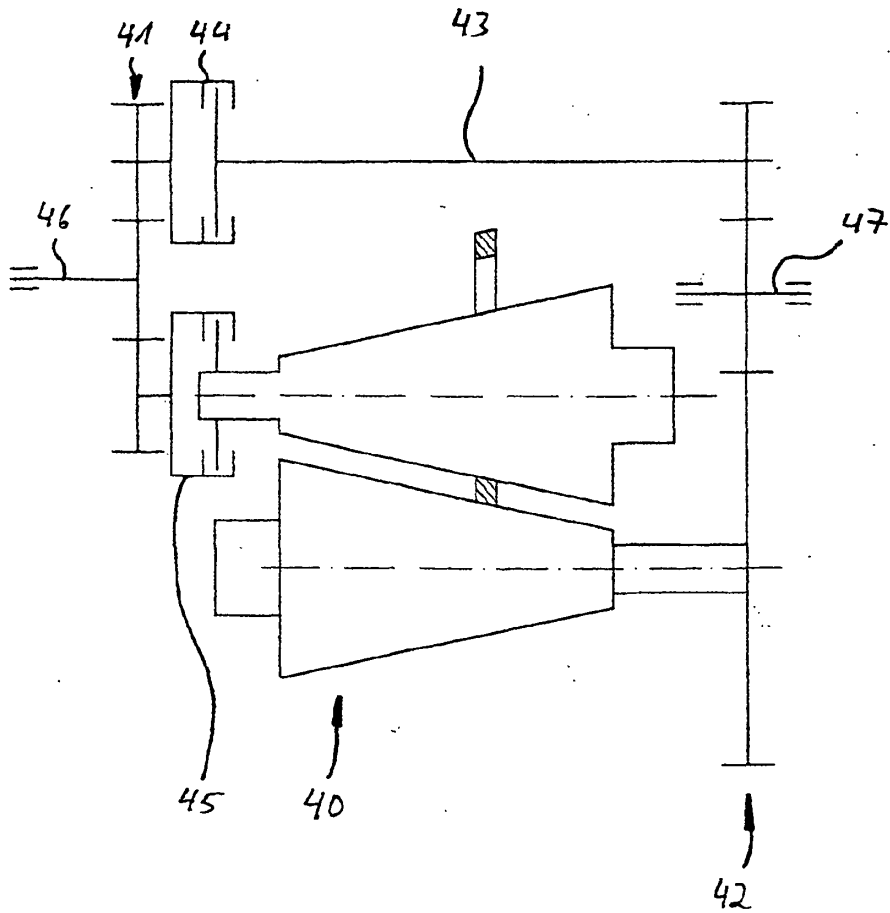


Fig. 7

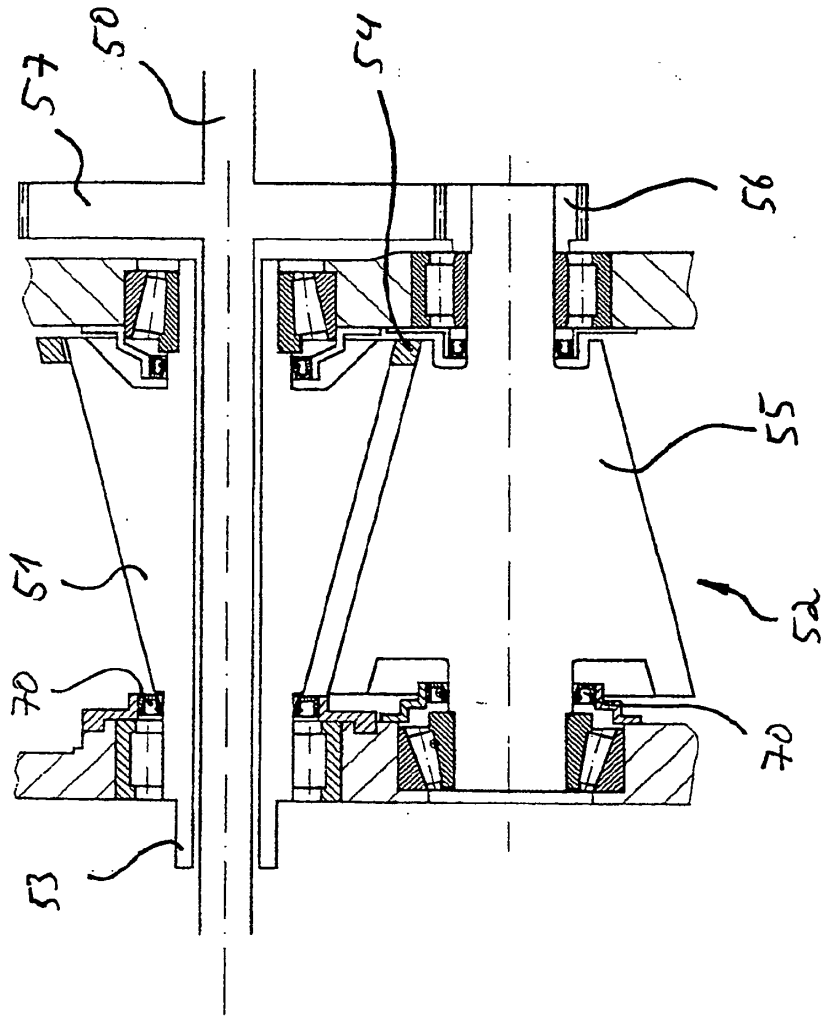
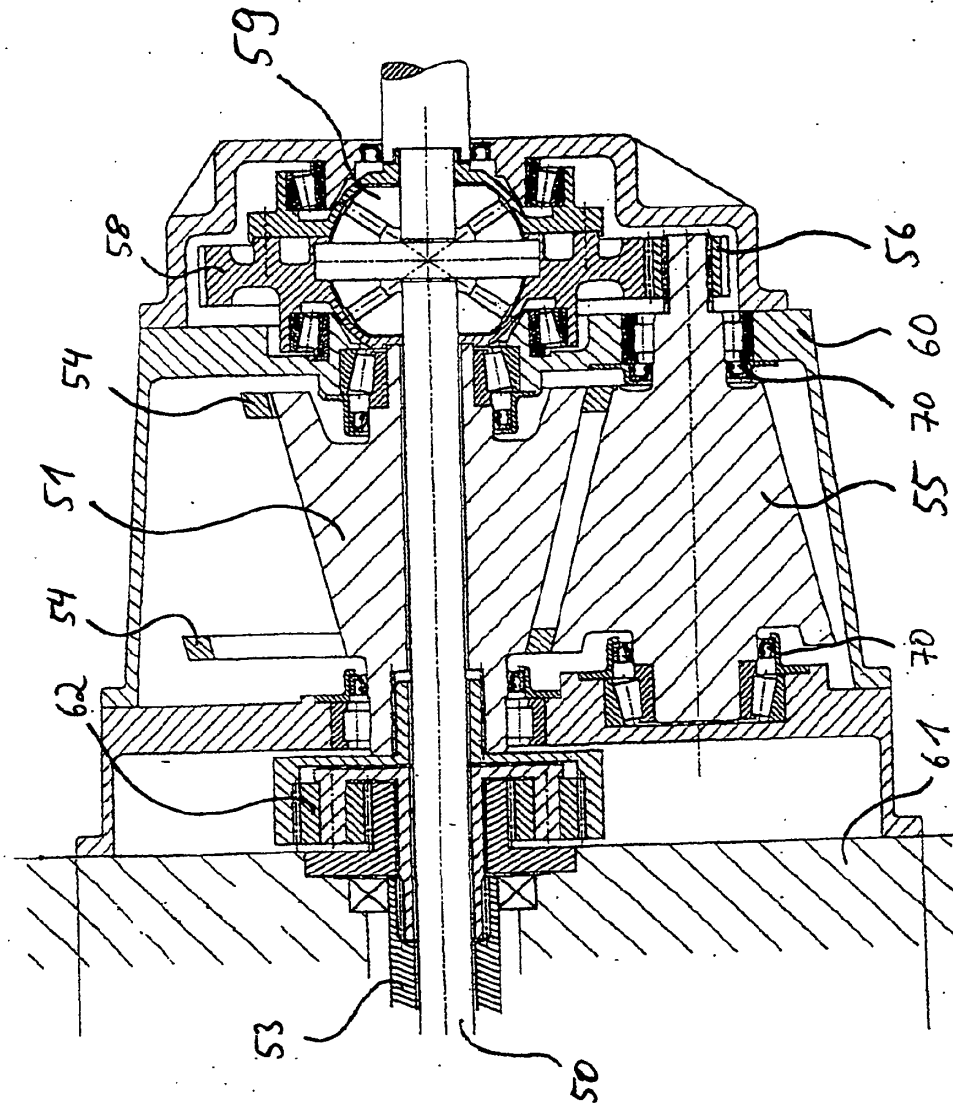


Fig. 8



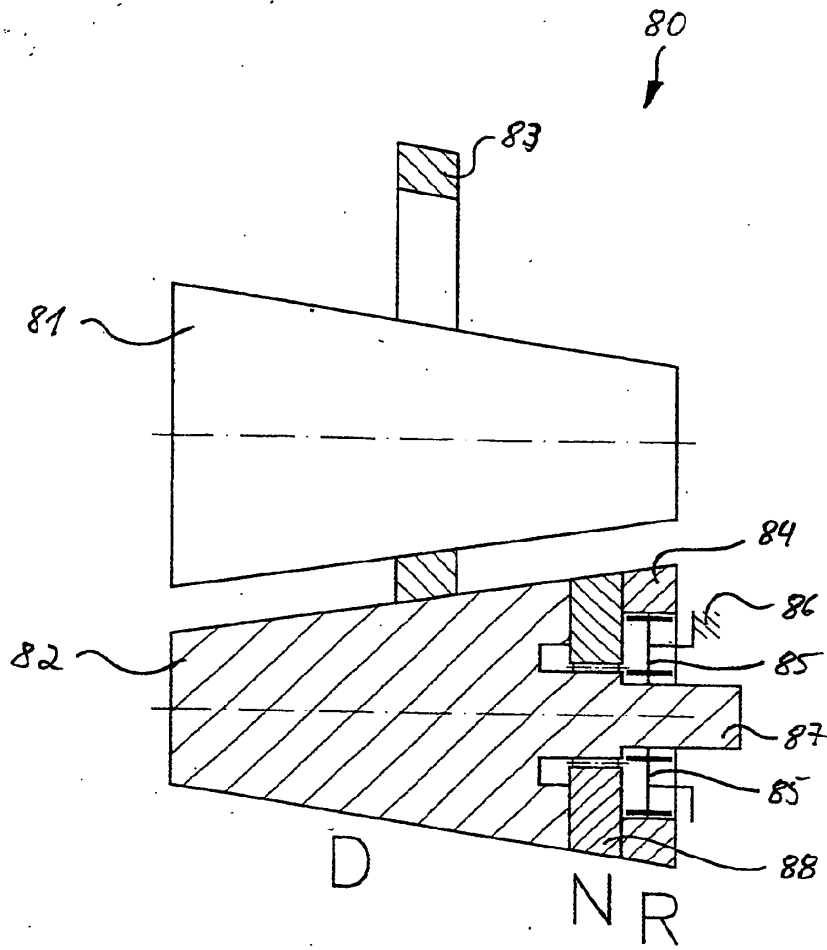


Fig. 10

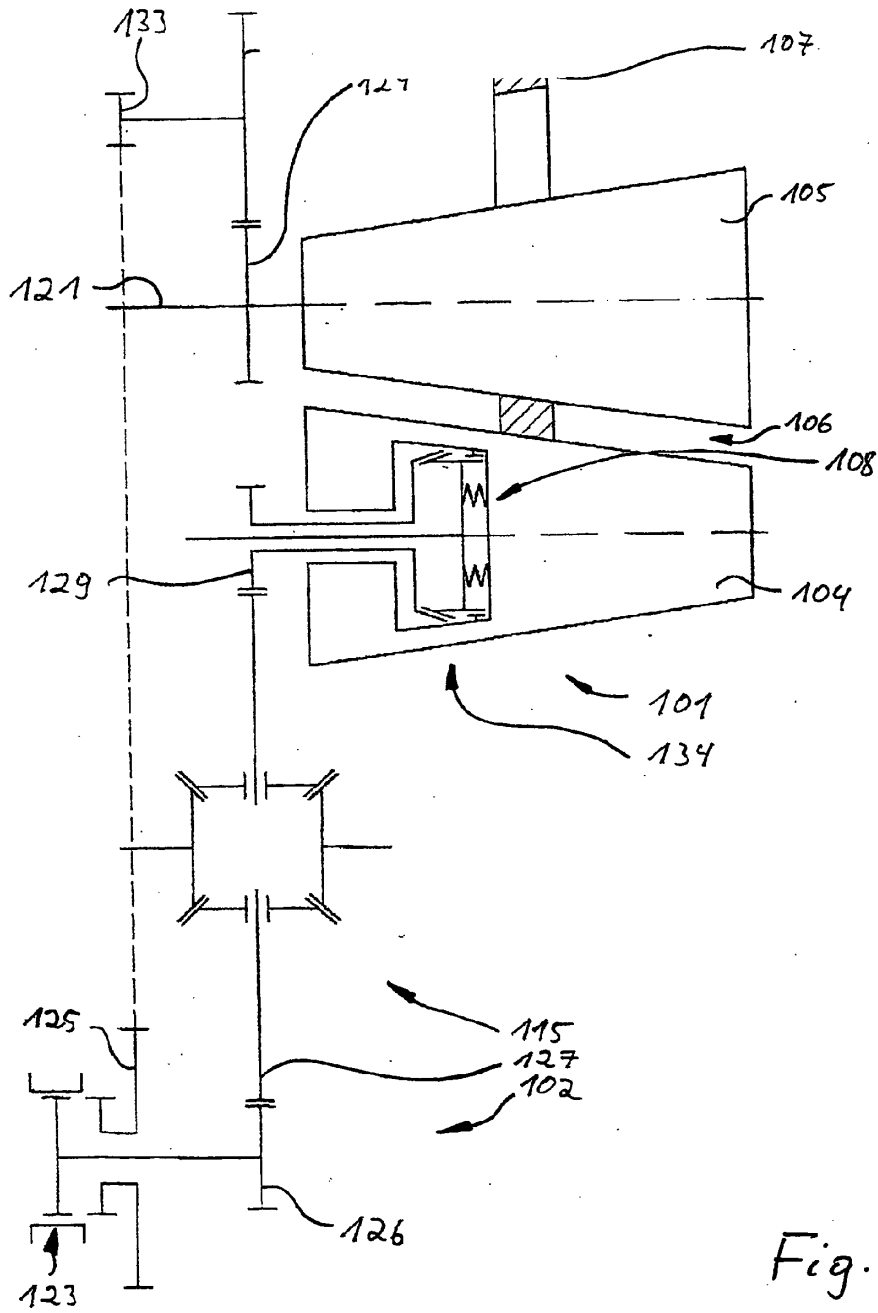
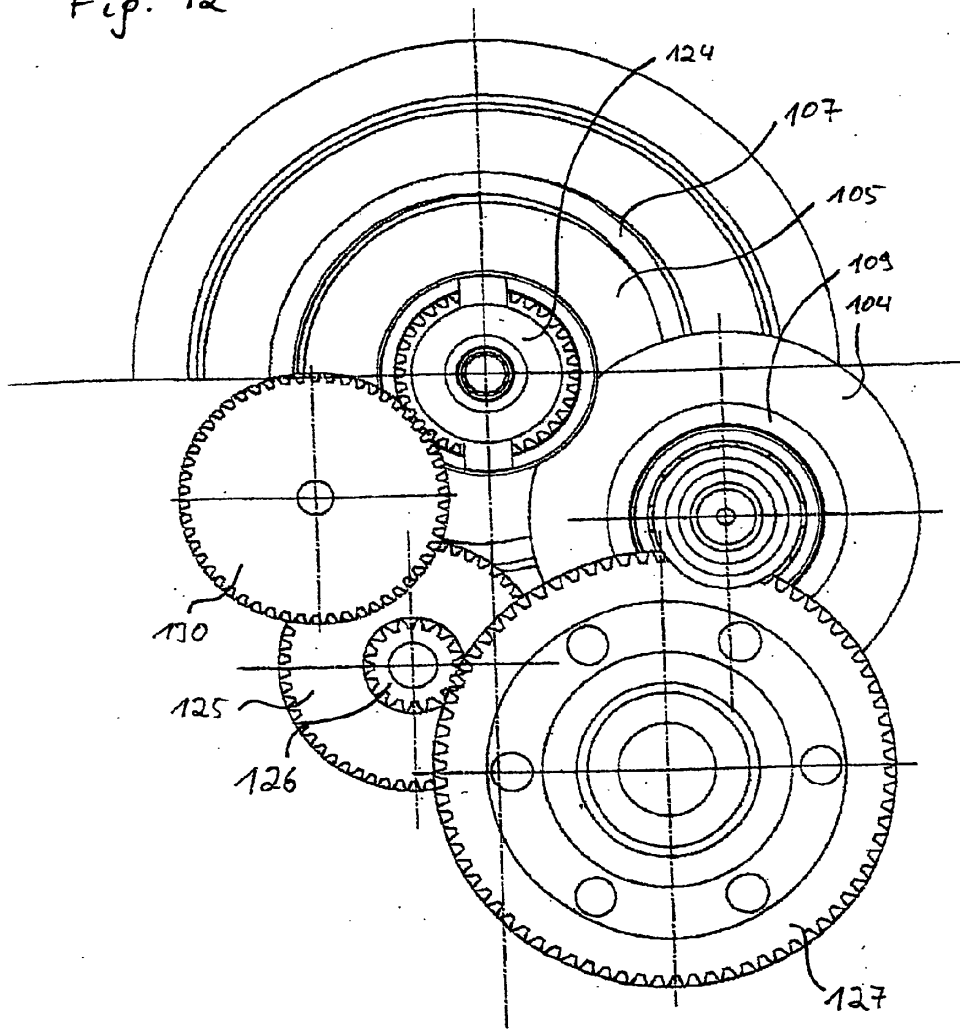


Fig. 11

Fig. 12



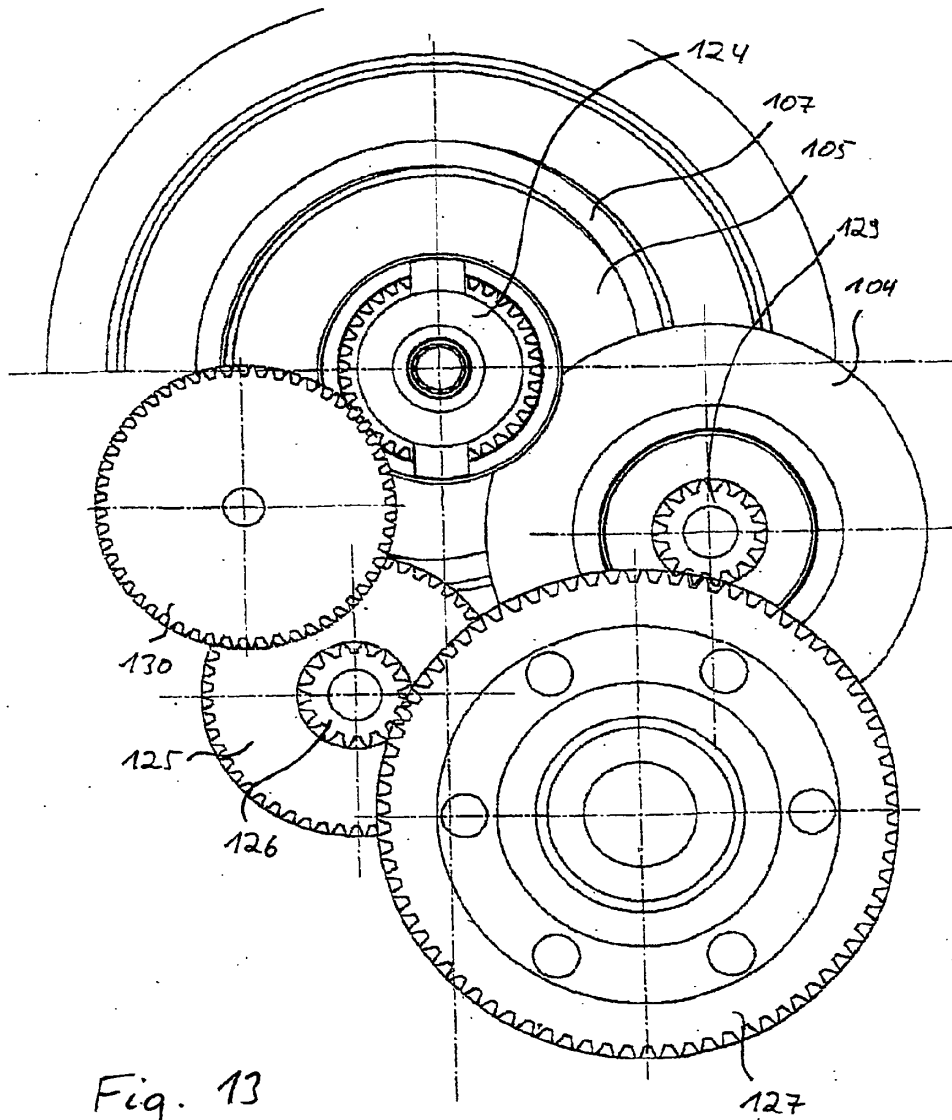


Fig. 13

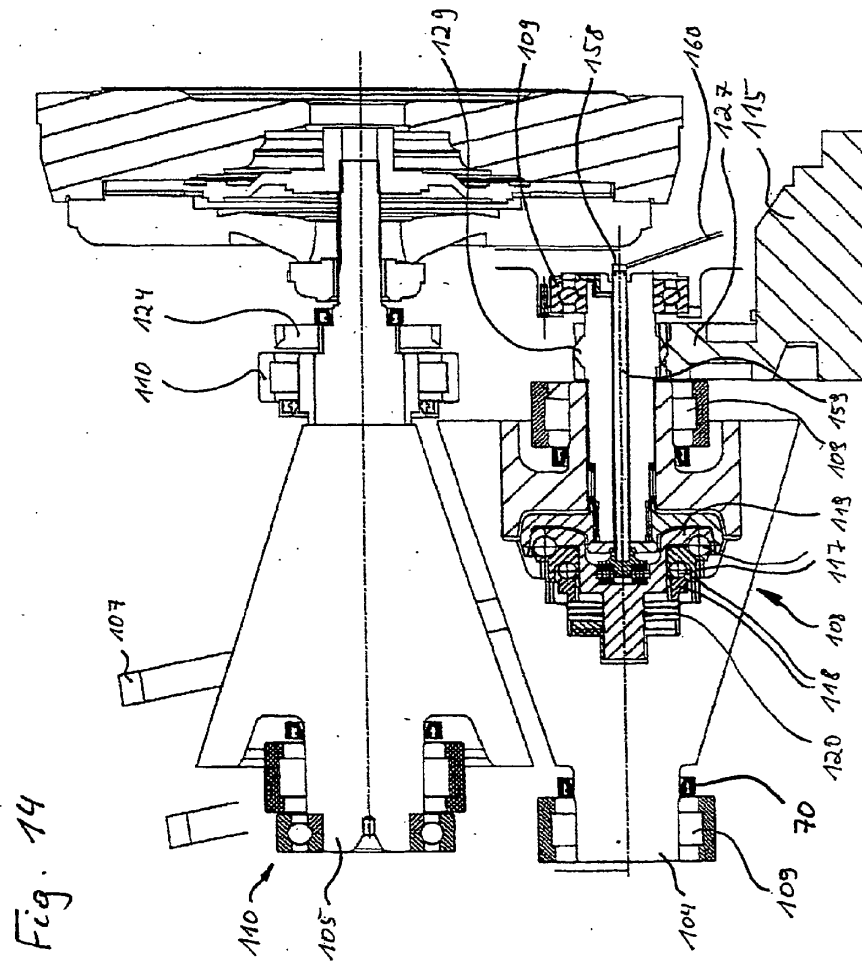


Fig. 15

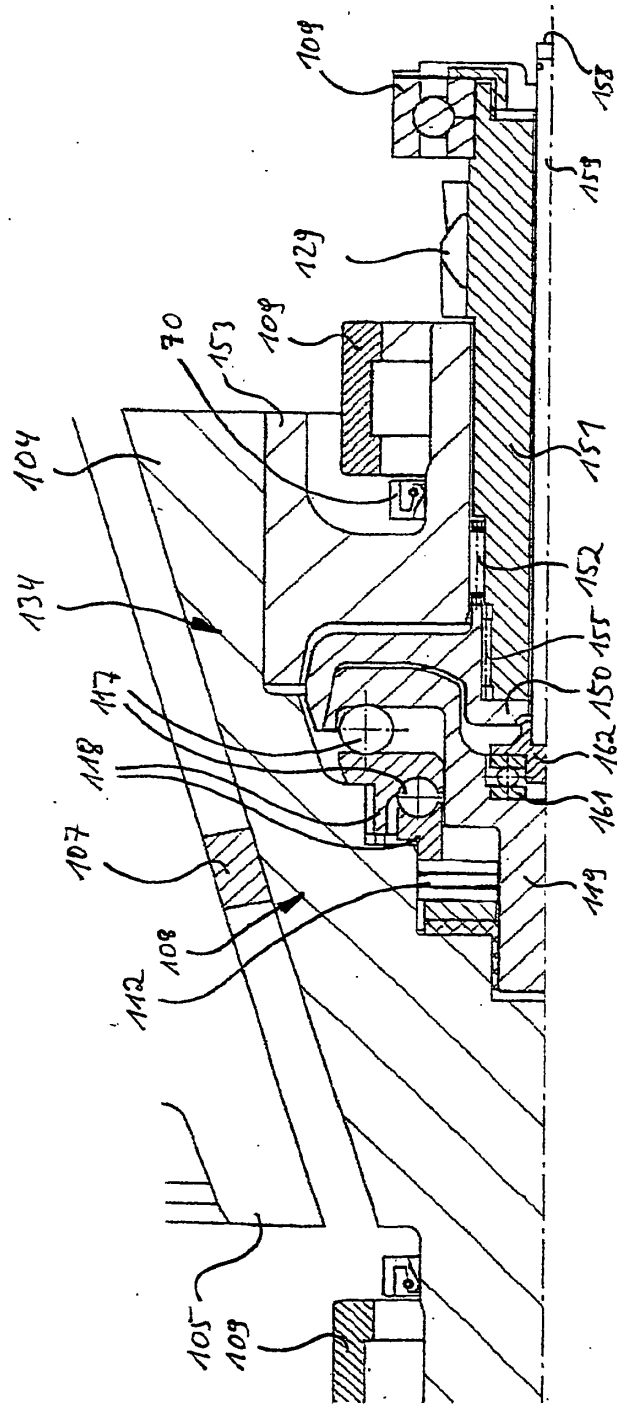
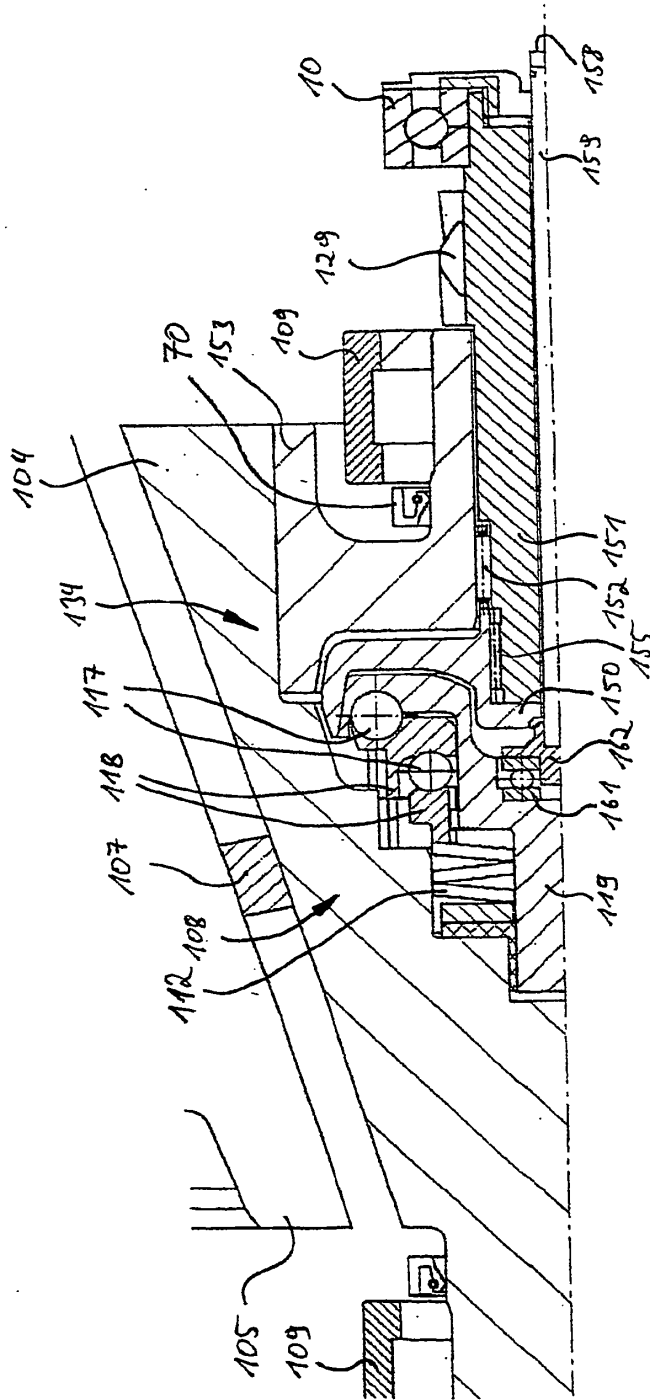


Fig. 16



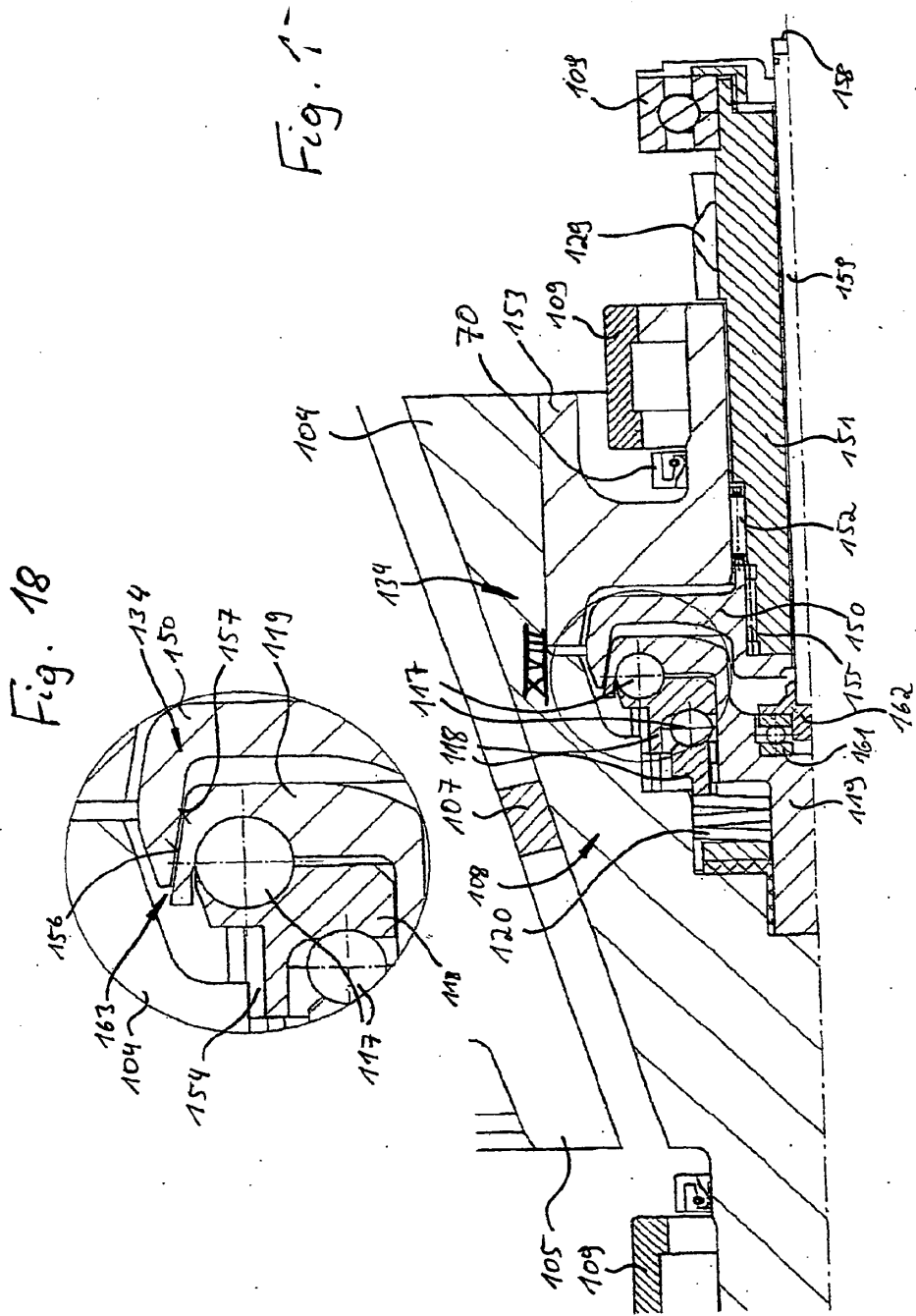


Fig. 19

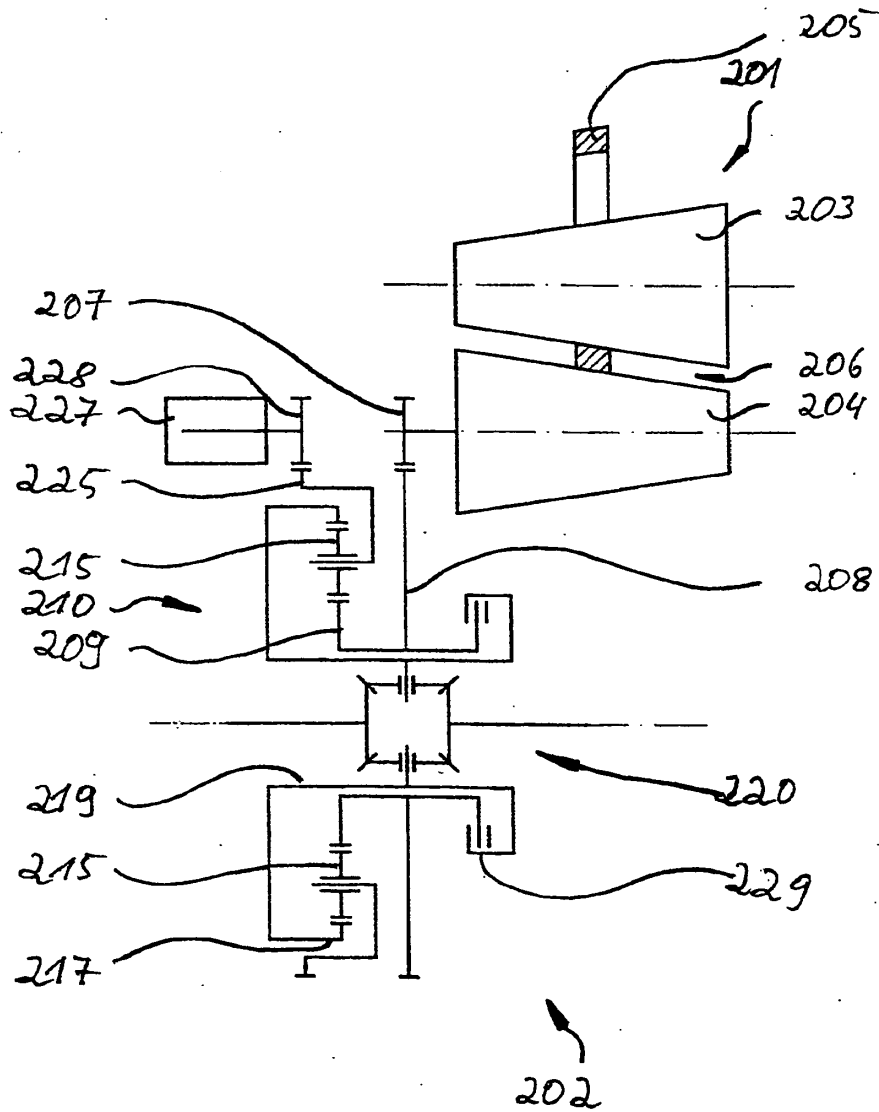


Fig. 20

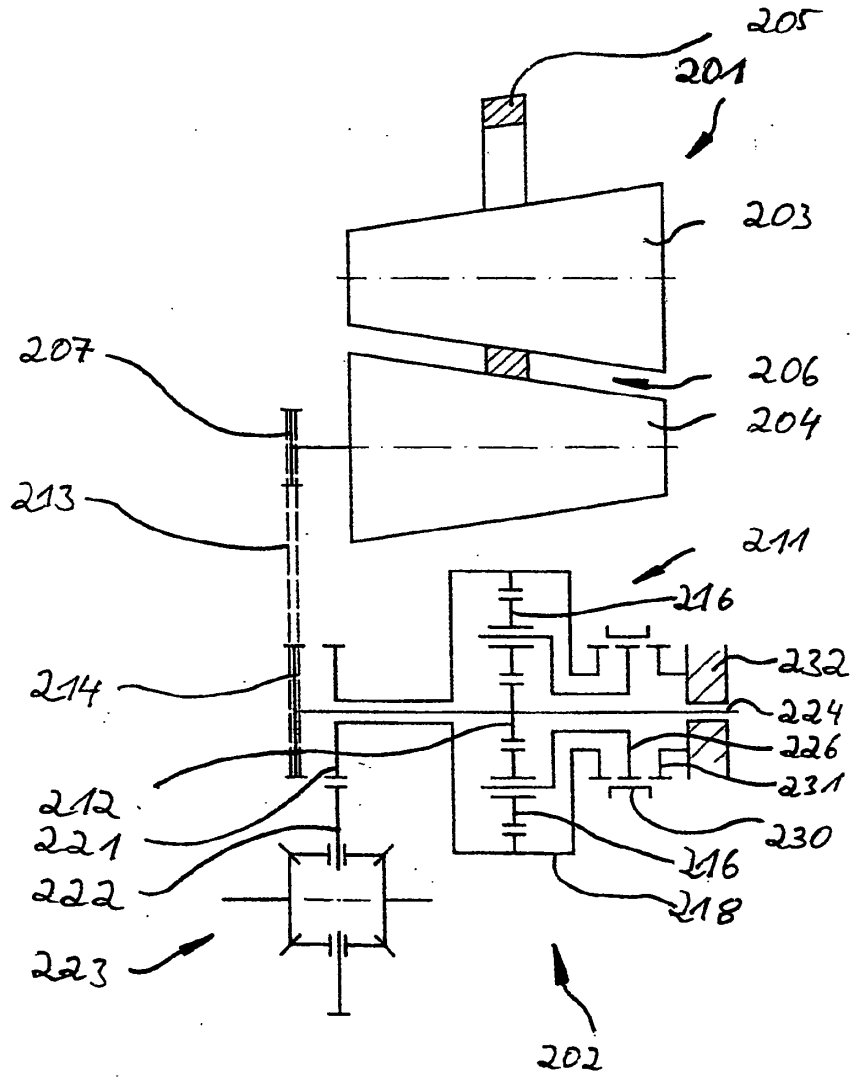


Fig. 21

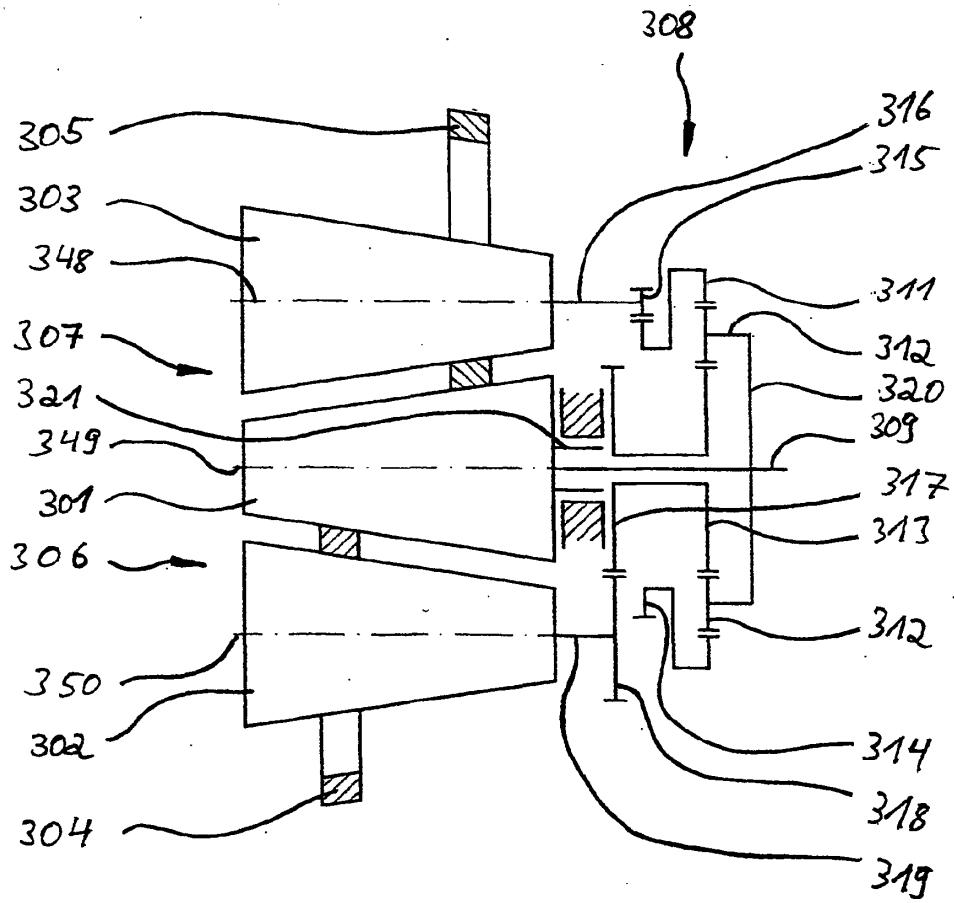


Fig. 22

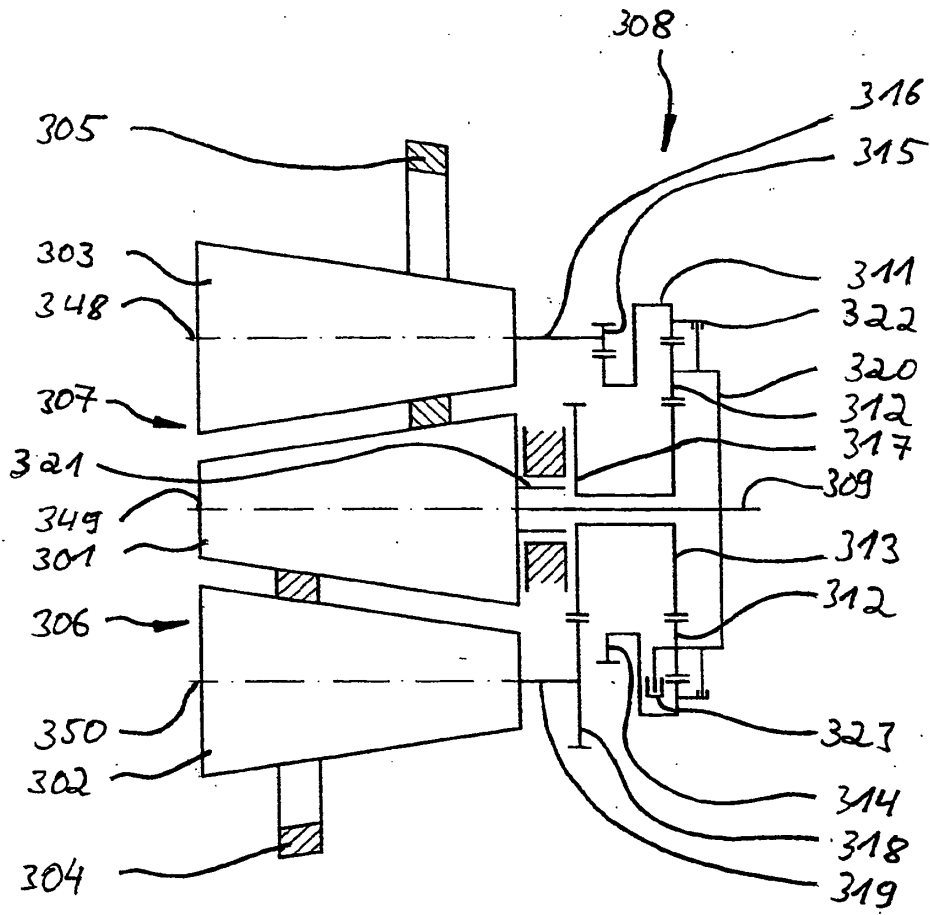


Fig. 23

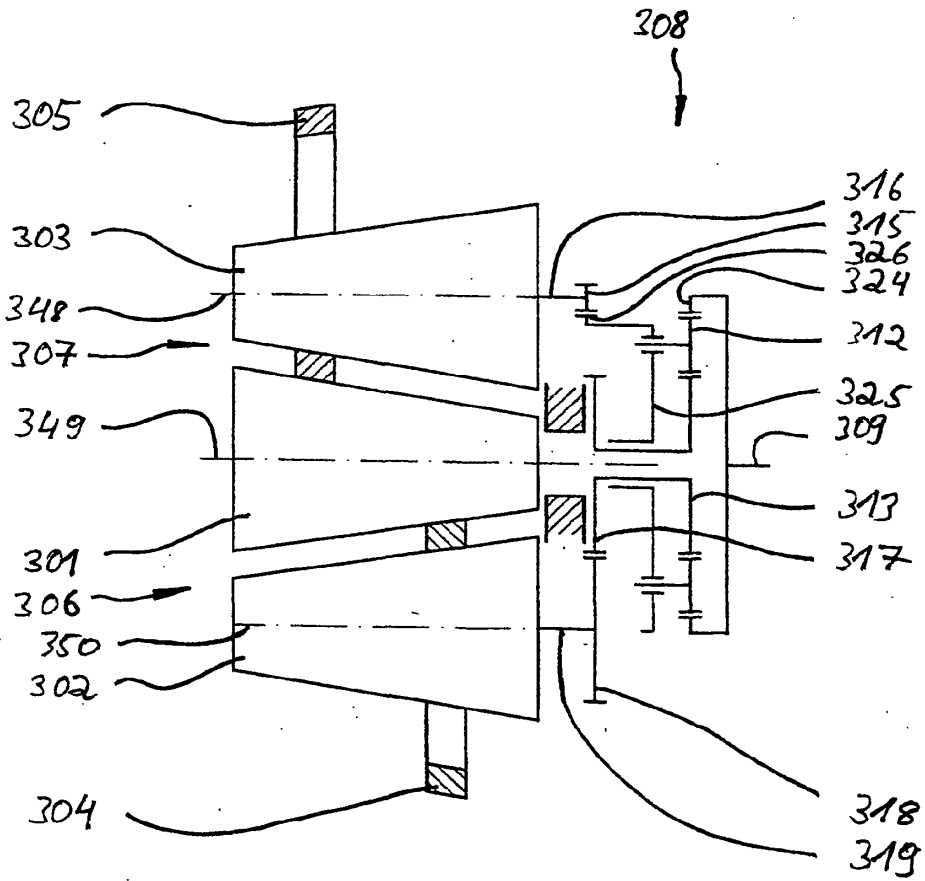


Fig. 24

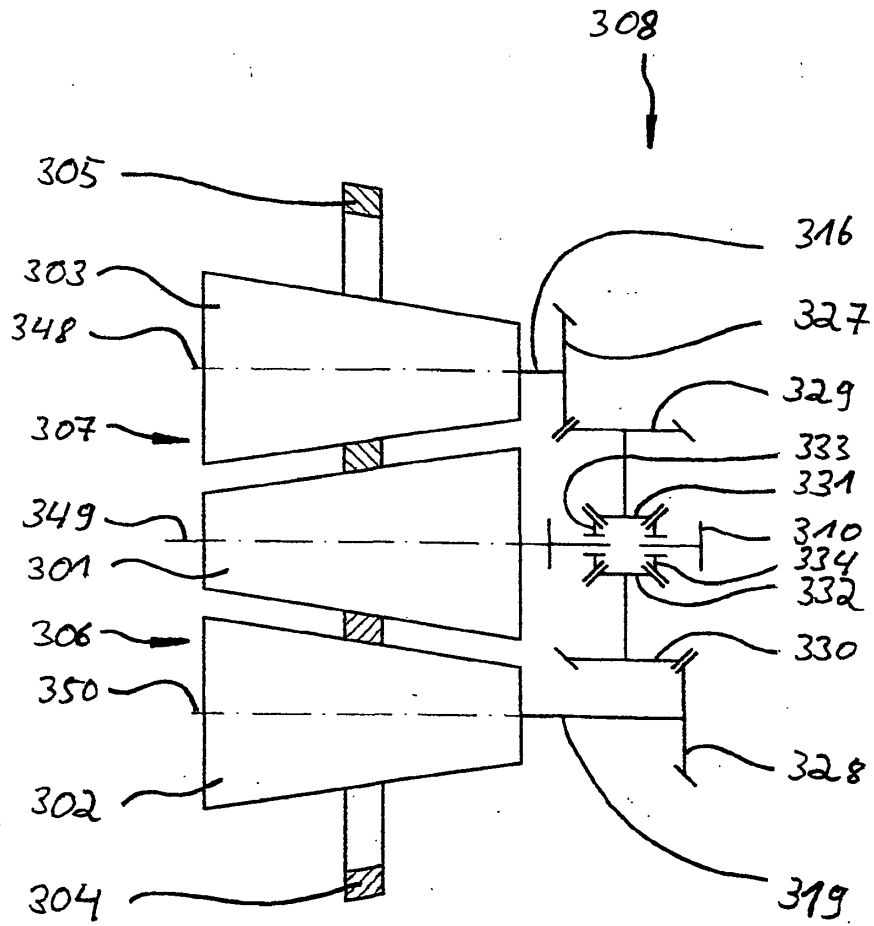
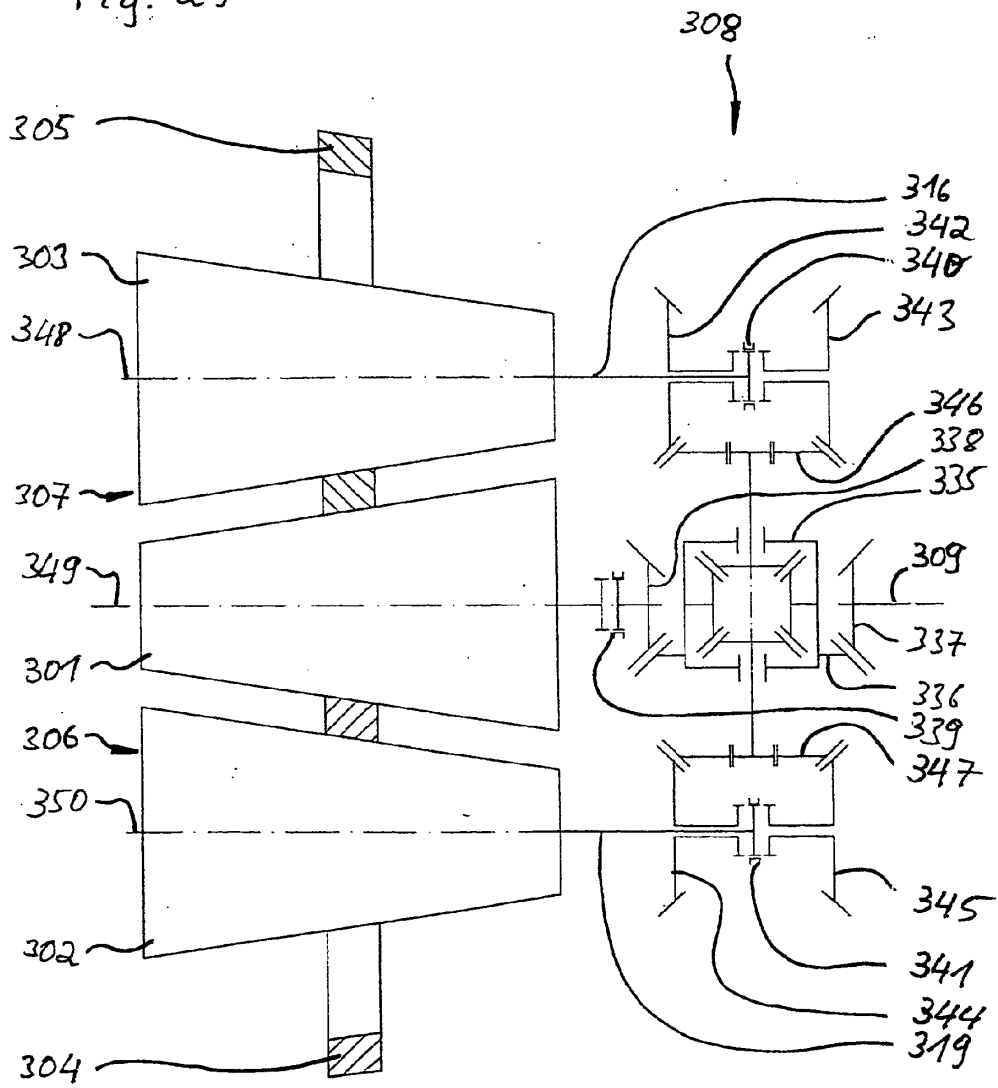


Fig. 25



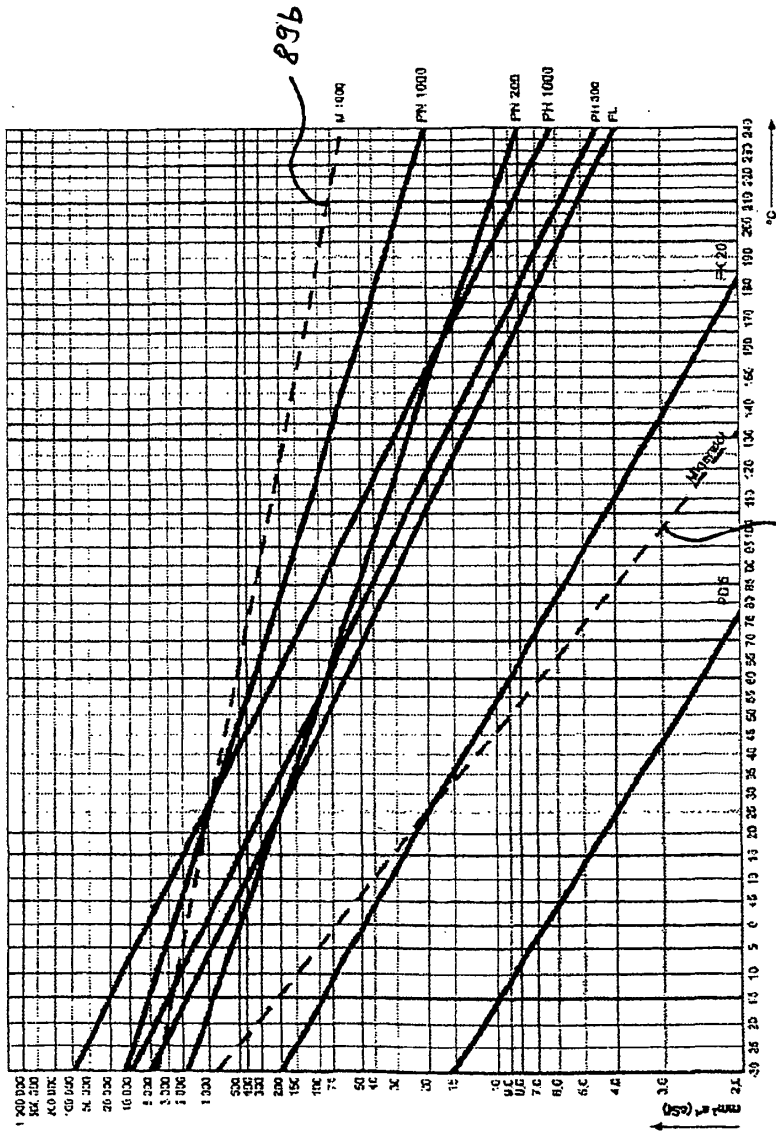
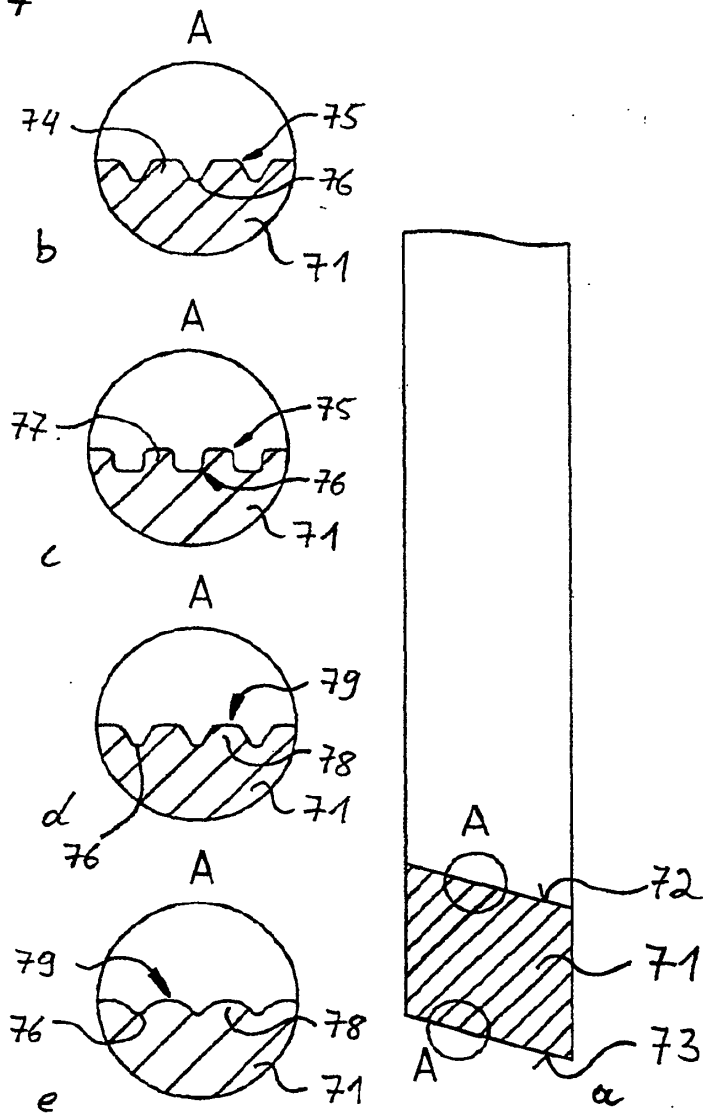


Fig. 26

Fig. 27



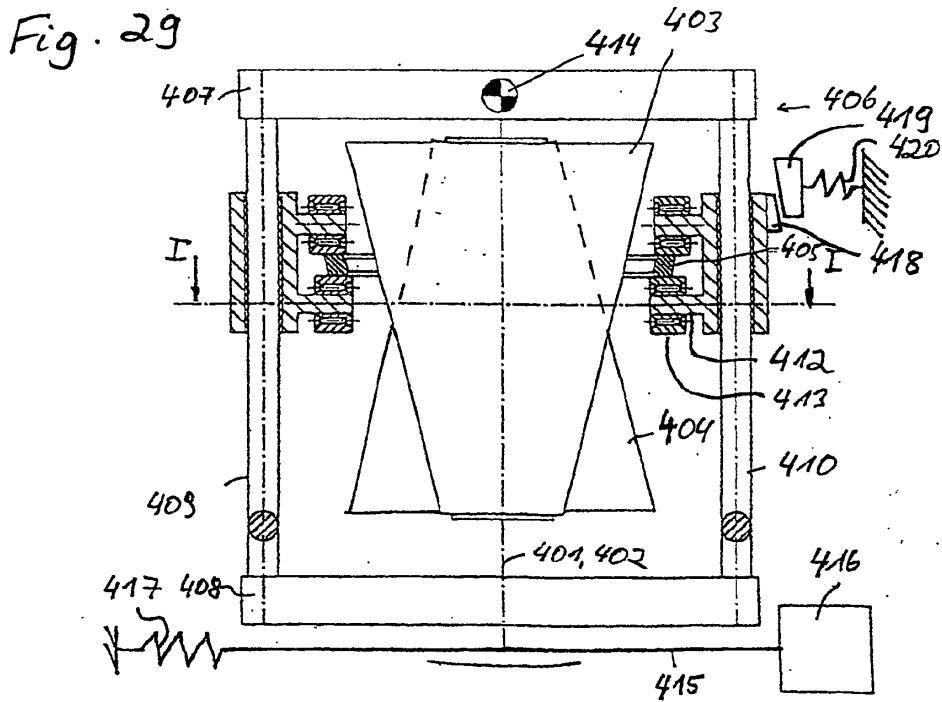
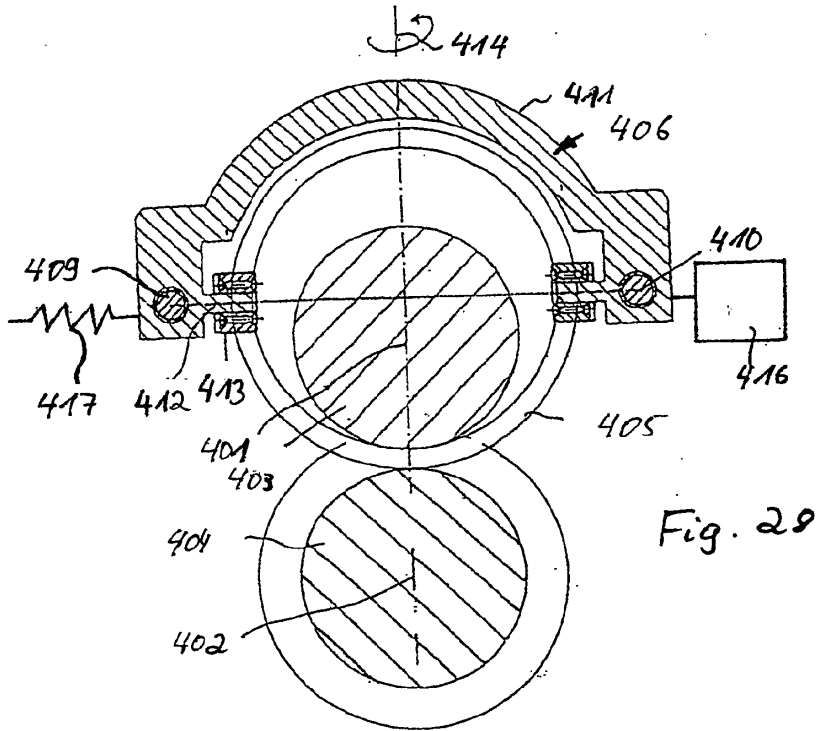


Fig. 30

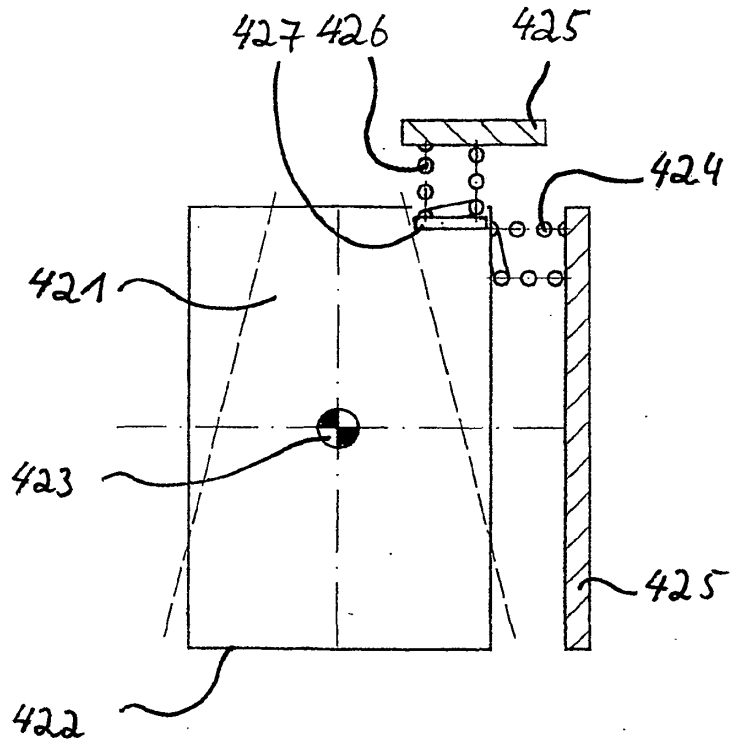
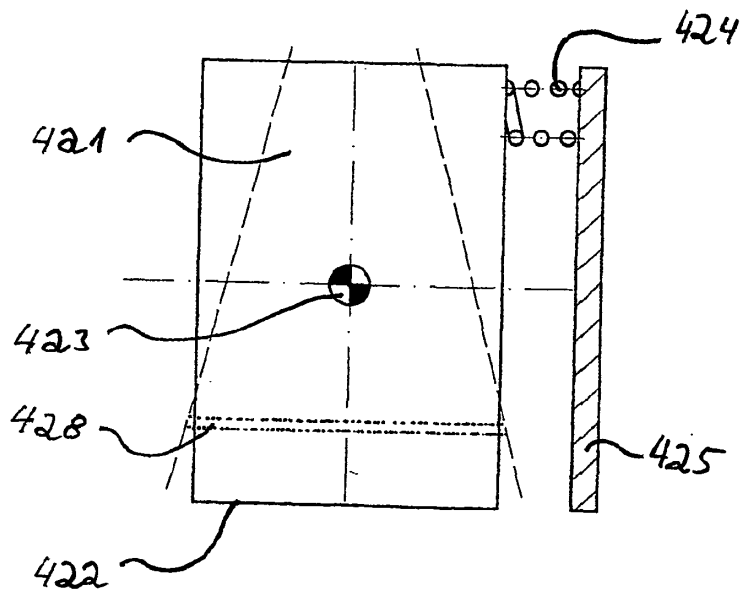


Fig. 31



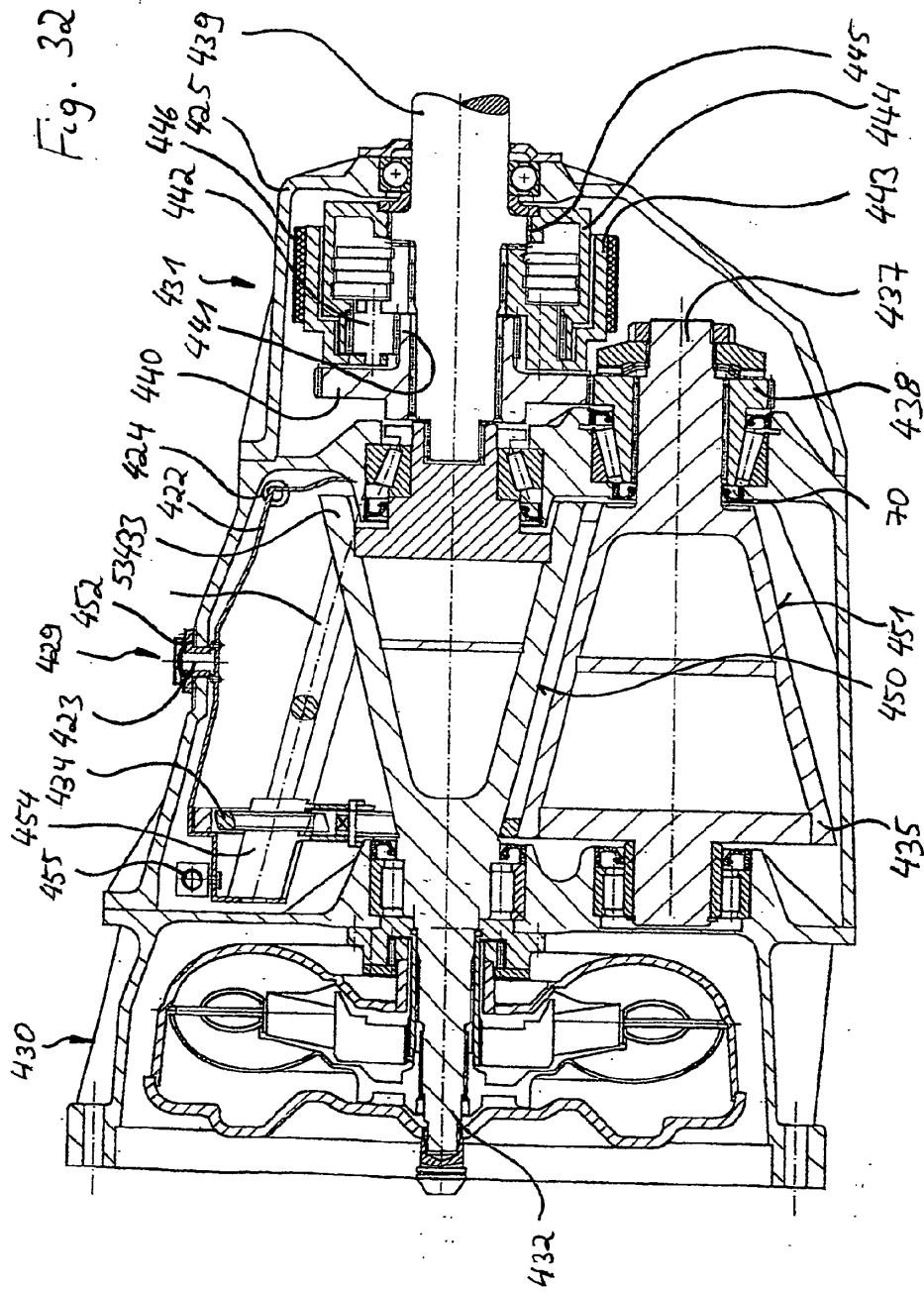


Fig. 33

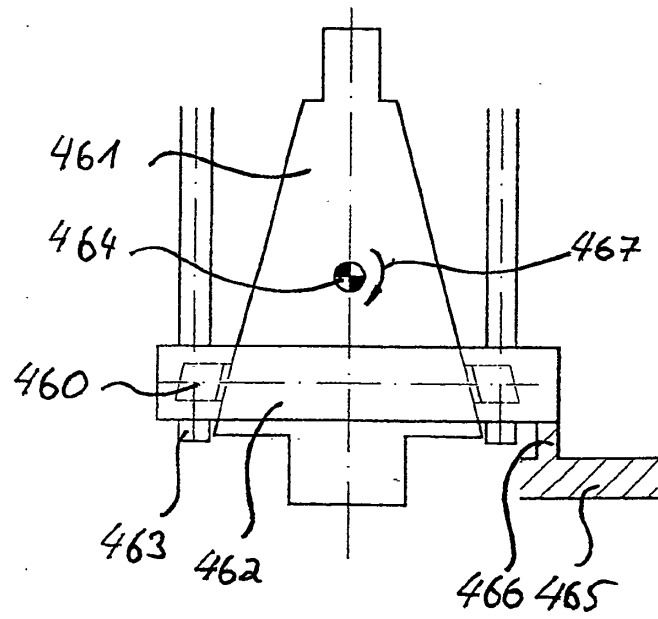


Fig. 34

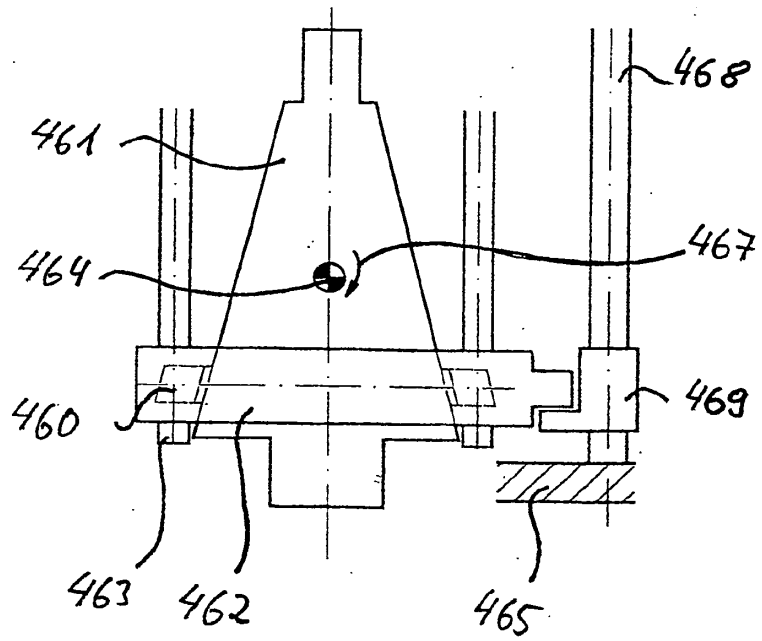
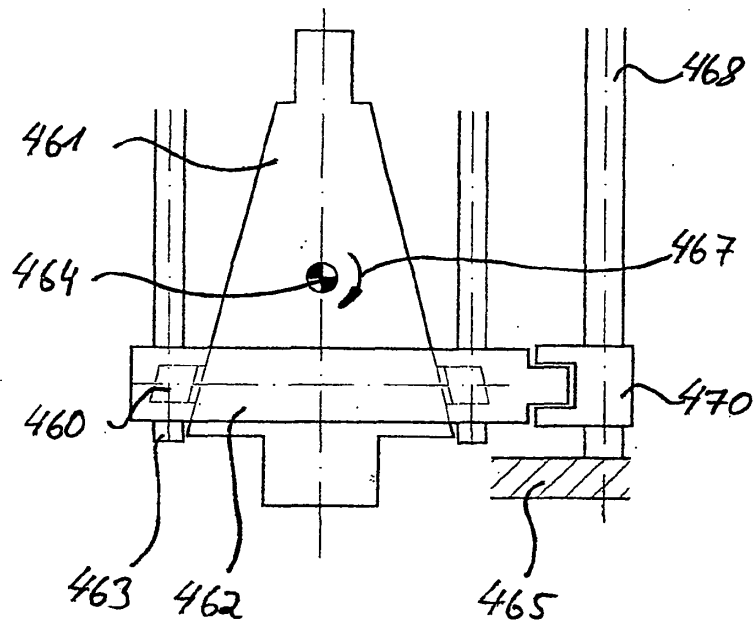


Fig. 35



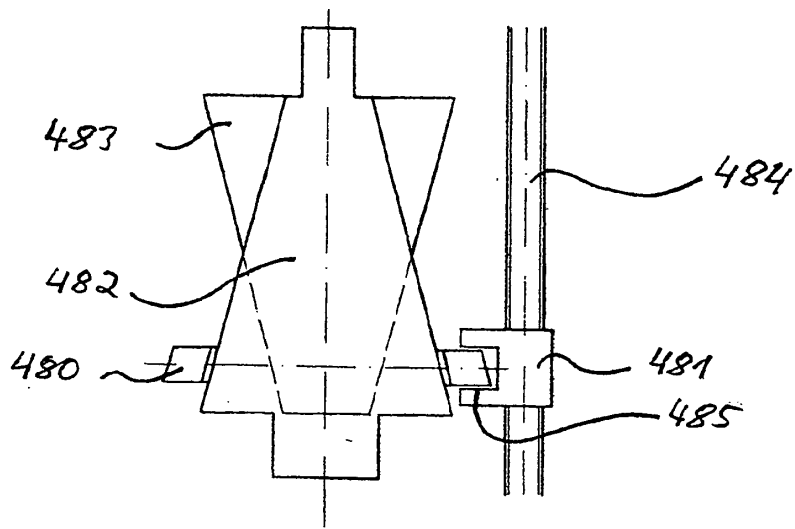


Fig. 36