

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 587 403**

51 Int. Cl.:

F16H 15/38 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **05.06.2008 PCT/EP2008/057009**

87 Fecha y número de publicación internacional: **10.12.2009 WO09146748**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **05.06.2008 E 08760585 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **01.06.2016 EP 2307762**

54 Título: **Transmisión variable reversible - RVT**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
24.10.2016

73 Titular/es:
**DE MAZIÈRE, FILIP (100.0%)
Bommelsrede 38 B
9070 Heusden**

72 Inventor/es:
DE MAZIÈRE, FILIP

74 Agente/Representante:
ARIAS SANZ, Juan

ES 2 587 403 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 variable reversible - RVT

Campo de la invención

5 La invención se refiere al campo de las cajas de cambios/transmisiones. Especialmente, la invención proporciona un nuevo tipo de transmisión variable reversible para vehículos tales como coches, autobuses, camiones, vehículos todoterreno, carretillas elevadoras, manipuladores de brazo telescópico y similares. Alternativamente, la caja de cambios puede usarse en sistemas tales como molinos de viento etc. y otras aplicaciones industriales que requieren transferir potencia a velocidades variables.

Antecedentes de la invención

10 Las ventajas de la presente invención pueden describirse mejor mostrando las discrepancias entre la transmisión ideal y las transmisiones de coche actualmente disponibles.

La transmisión ideal

15 En teoría, la transmisión de coche ideal transmite la potencia del motor a las ruedas de modo que para cualquier nivel de potencia requerido, el motor funciona a su mayor punto de eficiencia, independientemente de la velocidad del coche. Un motor funciona a su mayor eficiencia cuando se pisa el acelerador a fondo, tal como se muestra en el gráfico de la figura 10 que muestra el consumo de combustible específico de un motor diésel. La potencia se modula más cambiando la velocidad del motor que cambiando el acelerador. Por ejemplo, conducir por una autopista a 120 km/h a velocidad constante requiere sólo aproximadamente 25 HP. La velocidad del motor óptima es entonces de aproximadamente 1300 RPM para los motores actuales. La razón de par motor de transmisión requerida es entonces de 0,441, mientras que una razón típica de una caja de cambios real varía desde 0,90 hasta 0,65 en la razón mayor. La conclusión es que las razones de las cajas de cambios actuales no son suficientemente altas como para una eficiencia de motor óptima.

25 La figura 10 ilustra la afirmación anterior. Con las cajas de cambios conocidas, el coche circula a 120 km/h a 2400 RPM y con 73 Nm a partir del motor. El consumo de combustible específico (SFC) es entonces de 265 g/kWh. En el caso ideal (de un motor de par motor bajo) la velocidad del motor debe reducirse sólo hasta 1700 RPM para obtener la mayor eficiencia. El motor produce entonces 103 Nm con un SFC de 225 g/kWh. Esto supone un ahorro de combustible del 15%. Esto supone por ejemplo un ahorro de combustible de desde 6,5 l/100 km hasta 5,5 l/100 km, que se obtiene sólo mejorando el punto de funcionamiento del motor, sin considerar la eficiencia de la transmisión.

30 Para conducir, es necesario que la transmisión sea una razón de par motor infinita. Cuando el coche está todavía a velocidad cero y la velocidad del motor es al menos el ralentí, la razón de transmisión debe ser infinita. Las soluciones actuales con un embrague deslizante o un convertidor de par motor de deslizamiento echan a perder mucha energía durante cada arranque.

35 Lo anterior debe seguir siendo cierto también durante y después de un cambio de posición repentino del acelerador. (Un cambio de posición del acelerador es de hecho un cambio en la potencia de motor requerida.) Esto significa que la razón debe poder cambiar muy rápidamente. Supongamos que el coche circula a una velocidad moderada constante con un acelerador al 85% para el consumo óptimo. El motor produce sólo una pequeña fracción de la potencia del motor disponible. Si se requiere aceleración, sin cambio de razón, el motor sólo puede acelerar con el acelerador al 15% restante, de modo que la baja potencia sólo puede aumentar con el 15%. Por tanto, es necesario reducir la marcha inmediatamente para obtener la potencia del motor requerida: la transmisión debe cambiar inmediatamente la razón de modo que el motor acelera a la velocidad del motor a la que produce la potencia requerida con eficiencia óptima.

La transmisión ideal debe ser respetuosa con el medio ambiente, no debe contener aceites o materiales tóxicos o no reciclables.

45 La eficiencia ideal debe ser del 100%, el tamaño, el peso y el coste deben ser lo más bajos posible, con fiabilidad y durabilidad perfectas.

Limitaciones de las transmisiones de coches actuales

MT= Transmisión manual con embrague con funcionamiento en seco

AT= Transmisión automática con el convertidor de par motor, equipado posiblemente con bloqueo

50 DCT= Embrague doble con embragues con funcionamiento en seco y en húmedo

CVT por correa= Transmisión variable de manera continua con una correa entre 2 poleas cónicas

CVT toroidal= Transmisión variable de manera continua con poleas semi- o completamente toroidales

HSD= Accionamiento hidrostático. Se trata de un sistema hidráulico con una bomba de pistón axial variable, accionada por el motor y un motor hidráulico variable que acciona una caja de cambios o directamente las ruedas. La velocidad de salida es variable desde cero hasta una velocidad determinada cambiando una válvula, el sentido de rotación puede invertirse.

5

	Eficiencia (autopista)	Problemas
MT	Alta eficiencia de aproximadamente el 88 – 97%	Son necesarios muchos más engranajes y una extensión mayor para mejorar la economía de combustible (1) Más engranajes requieren mucho más cambio y confunden al conductor
AT	Eficiencia moderada de aproximadamente el 88 – 92%	Son necesarios muchos más engranajes y una extensión mayor para mejorar la economía de combustible (1) Más engranajes dan como resultado mayor coste Durante el cambio, la eficiencia es baja. Más cambio contrarresta la mejora de consumo de combustible.
DCT	Alta eficiencia del 89 – 95%	Son necesarios muchos más engranajes y una extensión mayor para mejorar la economía de combustible (1) Más engranajes dan como resultado mayor coste Más engranajes -> más cambio -> más uso del embrague -> más disipación de energía
CVT por correa	¿Baja eficiencia < el 85%?	La correa no debe deslizarse para transmitir par motor, sino que la correa debe deslizarse para cambiar la razón. Por tanto, baja eficiencia cuando se cambia la razón o cambios de razón lentos. Es necesaria alta presión en la polea, lo que conduce a altas pérdidas hidráulicas.
CVT toroidal	¿Baja eficiencia < el 85%?	Las poleas están rodando unas sobre las otras con un movimiento de perforación. Este movimiento de perforación crea un macrodeslizamiento forzado. Este deslizamiento reduce la eficiencia y crea calor que es necesario disipar.
HSD	Eficiencia muy baja de aproximadamente el 70 – 80%	Sistema pesado, a menudo usado para todoterrenos (cargadoras con ruedas...) o pequeños camiones. Sin caja de cambios, baja razón de velocidad máxima en un intervalo de eficiencia aceptable.

(1) Se refiere a la historia del número típico de razones de engranaje en un turismo:

	MT	AT	DCT	Mayor razón de engranaje
Años 70 de 1900 y anteriores	4	3 (+1er engranaje usado sólo en reducción de marcha)		1
Años 80 y 90 de 1900	5	4		Aproximadamente de 0,90 a 0,95
Años 2000 - 2007	5 - 6	5 – 6 - 7	6 - 7	Aproximadamente de 0,65 a 0,90

Conclusión:

10 MT, AT, DCT: aunque siempre son necesarios más engranajes para mejorar el consumo de combustible, en alguna parte hay un límite práctico donde ya no es posible más mejora. Las razones mayores todavía no son lo suficientemente altas como para una economía de combustible óptima.

CVT: baja eficiencia; la razón mayor tampoco es todavía lo suficientemente alta como para una economía de combustible óptima.

15 En la patente estadounidense US1856383 se da a conocer un engranaje diferencial de rueda de fricción, que también usa una rueda motriz y una rueda accionada y medios para comunicar el movimiento de una a la otra, usando un sistema en voladizo. Están integrados resortes en el sistema en voladizo para compensar la distancia variable entre la rueda motriz y la rueda accionada y para generar la presión de contacto entre las ruedas de tracción. Esta construcción es demasiado débil para diseñarse para transferencia de par motor compacta.

Por tanto, existe la necesidad de una caja de cambios o transmisión mejorada que supere las limitaciones y desventajas indicadas anteriormente.

20 **Sumario de la invención**

La invención proporciona una transmisión variable reversible que comprende los denominados variadores

planetarios definidos a continuación.

La invención proporciona un variador planetario (13), que funciona como subsistema para transmisiones variables o reversibles, que puede variar de manera continua la razón de transmisión, caracterizado

- 5 - porque consiste en una rueda anular(1), dos o más planetas (2) montados alrededor de un árbol central (12) y un sol (3), de modo que cada componente, concretamente la rueda anular, el árbol central y el sol forman una superficie de contacto con otros componentes de transmisión
- porque la rueda anular es un cuerpo axisimétrico alrededor del eje central con una superficie de rodadura conformada según la curva tractriz, y porque esta superficie está preferiblemente endurecida o recubierta para soportar fuerzas de tracción y compresión
- 10 - porque el sol es principalmente igual que la rueda anular pero el diámetro interior y exterior de la curva tractriz pueden diferir de los diámetros de la rueda anular
- porque los planetas consisten en una rueda planetaria (5) con una superficie de rodadura básicamente cónica, preferiblemente endurecida o recubierta para transmitir fuerzas de tracción y compresión, montada en rotación libre alrededor de una horquilla planetaria (4) por medio de rodamientos o cojinetes radiales y axiales (8) y
- 15 porque la parte superior virtual del cono mencionado coincide con la intersección del eje del árbol central (9) con el eje de la bisagra del planeta (2)
- porque cada horquilla planetaria (4) de un variador planetario (13) puede rotar libremente alrededor de una articulación de bisagra (8) de la que el eje es perpendicular al eje de árbol central y paralelo al plano de la rueda planetaria y porque cada horquilla planetaria y cada rueda planetaria está diseñada para no interferir entre sí para todos los ángulos de inclinación aplicables entre el eje de planeta y el eje de árbol central
- 20 - porque la rueda anular, los planetas y el sol se aprietan unos contra otros de modo que las superficies de rodadura están en contacto entre sí y porque las presiones de contacto son suficientemente altas como para transmitir el par motor requerido
- porque el árbol central se mueve axialmente (longitudinalmente) con una velocidad definida en relación con la fuerza de apriete y el par motor transmitido, con el fin de cambiar la razón de transmisión
- 25 - porque la curva tractriz de la rueda anular y el sol tienen ambas el mismo parámetro de longitud L como la longitud desde el punto de contacto de rodadura de la rueda planetaria hasta la intersección del eje de bisagra con el eje de árbol central, donde L se usa en la ecuación de la tractriz $+/-x+c = L*(\cos \alpha + \ln|\tan(\alpha/2)|)$, siendo c una constante arbitraria y α el ángulo de inclinación entre la tangente en el punto de contacto y el eje del árbol central
- 30 - y porque la forma de las superficies de rodadura de las ruedas planetarias, que es básicamente cónica, se desvía ligeramente de esta forma teórica de manera convexa con el fin de optimizar la distribución de la presión de contacto.

La invención proporciona además una transmisión variable reversible, que comprende un variador planetario primario y uno secundario según la invención, caracterizada porque

- 35 - la rueda anular (1a) del variador planetario primario (13a) está conectada al alojamiento (14) de modo que no puede rotar pero puede moverse axialmente mediante una fuerza de precarga que comprime todos los contactos de rodadura de ambos variadores planetarios
- los árboles centrales de ambos variadores planetarios se combinan en 1 árbol principal (12) y están conectados en rotación al árbol de entrada de transmisión (11) y pueden moverse axialmente mediante una fuerza de dirección en ambos sentidos, mientras que el árbol de entrada no se mueve axialmente
- 40 - el sol (3a) del variador planetario primario (13a) está conectado a la rueda anular (3b) del variador planetario secundario (13b) de modo que la ruedas anular y el sol combinados pueden rotar alrededor del eje central de la transmisión
- 45 - y porque el sol (3b) del variador planetario secundario (13b) está conectado al árbol de salida de la transmisión y porque la fuerza de reacción de la fuerza de precarga se transfiere al alojamiento a lo largo de un rodamiento axial.

La invención proporciona además una transmisión variable reversible según la invención, caracterizada además porque

- 50 - las dimensiones relativas de la rueda anular, el sol y los planetas se eligen para que sean apropiados para una aplicación en un coche, lo que significa que la razón de velocidad mayor es tan alta que el motor puede suministrar su potencia casi siempre en su mejor punto de eficiencia. En particular, las dimensiones relacionadas

con la razón de transmisión son: diámetro exterior de la rueda anular primaria y secundaria, diámetro interior del sol primario y secundario, diámetro eficaz de las ruedas planetarias, parámetro de longitud L de la ecuación de la tractriz; la razón de velocidad de transmisión obtenida del ejemplo mostrado es de 2,266 (en valor absoluto) que ilustra el intervalo de razón típico para el concepto. (La razón de velocidad de transmisión es la velocidad de salida dividida entre la velocidad de entrada, dejando de lado las pérdidas de eficiencia)

- las dimensiones relativas de la rueda anular, el sol y los planetas se eligen para que sean apropiados para una aplicación en un coche, lo que significa que la razón de velocidad mayor en marcha hacia atrás es lo suficientemente alta como para conducir el coche con velocidad del motor moderada y ruido bajo en marcha hacia atrás. En particular, las dimensiones relacionadas con la razón de transmisión en marcha hacia atrás son: diámetro interior de la rueda anular primaria y secundaria, diámetro exterior del sol primario y secundario, diámetro eficaz de las ruedas planetarias, parámetro de longitud L de la ecuación de la tractriz; la razón de velocidad de transmisión obtenida en marcha hacia atrás del ejemplo mostrado es de 0,695, que ilustra el intervalo de razón típico para este concepto
- y porque moviendo el árbol principal de la transmisión, la razón de transmisión varía de manera continua entre la razón de velocidad mayor en marcha hacia delante pasando por parada y la razón de transmisión mayor en marcha hacia atrás.

La invención proporciona además una transmisión variable reversible según la invención, caracterizada además porque

- la fuerza normal en cada contacto de rodadura se crea mediante una fuerza de precarga, que actúa desde el alojamiento sobre la rueda anular primaria no rotatoria y porque la fuerza de reacción se transfiere sobre un rodamiento desde el sol secundario hasta el alojamiento
- y porque las fuerzas de dirección netas para definir la posición del árbol principal y por tanto también para definir la razón de transmisión, se crean mediante una fuerza en uno de ambos sentidos y que actúa desde el árbol de entrada hasta el árbol principal, rotando ambos con la misma velocidad, y porque la fuerza de reacción se transfiere sobre rodamientos desde el árbol de entrada al alojamiento.

La invención proporciona además una transmisión variable reversible según la invención, caracterizada además porque

- la fuerza de precarga, tal como se explicó anteriormente, se crea mediante uno o más sistema(s) de pistón y cilindro entre el alojamiento y la rueda anular primaria y se activa mediante una presión neumática o hidráulica única o se crea mediante un sistema de precarga mecánico, donde este sistema mecánico también puede usarse como freno de aparcamiento cuando la transmisión se coloca en razón de velocidad cero
- la presión de dirección se crea mediante un sistema de pistón-cilindro hidráulico o neumático, que puede funcionar en ambos sentidos, integrado en el árbol de entrada y el árbol principal
- y porque la presión hidráulica o neumática para crear la presión de dirección mencionada en la reivindicación 4 se sella entre el alojamiento estacionario y el árbol de entrada rotatorio mediante anillos de pistón o sellos diseñados para sellar partes que rotan a diferentes velocidades de rotación.

La invención comprende además un sistema hidráulico, destinado a controlar una transmisión variable reversible según la invención en un coche, camión u otro vehículo en carretera o todoterreno, caracterizado porque

- se usa una bomba accionada por motor para suministrar la presión y el flujo hidráulicos
- un acumulador de alta presión y uno de baja presión están integrados en el sistema, en el que el fluido procedente del acumulador de baja presión para presurizar el pistón de precarga (30) y el pistón de dirección (28) se usa con prioridad con respecto al acumulador de alta presión
- el acumulador de alta presión se llena mediante la bomba con prioridad con respecto al acumulador de baja presión
- se usan las válvulas reductoras de presión para controlar la presión de precarga y las presiones de dirección para el sentido de marcha hacia delante y hacia atrás
- se añade posiblemente una característica de seguridad por medio de 2 válvulas de retención en la línea de presión de precarga y porque una de ellas se conmuta mediante la presión de dirección hacia delante y la otra mediante la presión de dirección hacia atrás con el fin de drenar la presión de precarga inmediatamente en cuanto una de las presiones de dirección activas desciende por debajo de una presión de desviación determinada
- y porque la característica de seguridad mencionada puede simplificarse extrayendo la válvula de retención de seguridad (37) del esquema hidráulico.

La invención comprende además un programa de software destinado a controlar una transmisión variable reversible según la invención con una válvula hidráulica según la invención en un coche, camión u otro vehículo en carretera o todoterreno, caracterizado porque

- 5 - la curva (de par motor del motor frente a la velocidad del motor) que expresa el consumo de combustible mínimo para cada nivel de potencia del motor se almacena en la memoria de los controladores
- el controlador PID define la velocidad del pistón de dirección, conectado al árbol principal, con el fin de obtener una velocidad del motor igual a la velocidad del motor requerida calculada a partir de la curva de consumo de combustible mínimo
- 10 - la velocidad del pistón de dirección tal como propone el controlador PID puede reducirse para que permanezca dentro del intervalo de microdeslizamiento basándose en el procedimiento de cálculo
- y porque la presión de precarga y la presión de dirección que determinan el ángulo de los planetas en relación con el eje del árbol principal se calculan basándose en la teoría publicada de microdeslizamiento longitudinal y transversal.

15 La invención proporciona además el uso de una combinación de uno o más variadores planetarios según la invención, en diferentes disposiciones de transmisión variable, caracterizado porque

- cada superficie de contacto del variador planetario, concretamente la rueda anular, el árbol central y el sol, puede conectarse a la entrada de transmisión, la salida, el alojamiento, la superficie de contacto con otro variador planetario o cualquier otro componente de transmisión tal como engranajes descentrados o sistemas de engranaje planetario
- 20 - o porque pueden obtenerse diferentes disposiciones de transmisión variable reversible tal como se describió anteriormente. La expresión "reversible" significa en este caso una transmisión variable de la que puede cambiarse de manera continua el sentido de rotación de salida, en relación con el sentido de rotación de entrada y de la que la razón de velocidad se define incluso a velocidad de salida muy baja y cero, sin componentes de (macro)deslizamiento tal como se usa en convertidores de par motor o embragues de disco de fricción.

25 La invención proporciona además una transmisión variable reversible según la invención, caracterizada además porque

- el interior de la transmisión donde están moviéndose los contactos de rodadura, se llena con un gas inerte, o aire normal y un fluido de salpicadura para refrigeración y lubricación, o un gas con una niebla de un refrigerante
- 30 - y porque dicho interior se sella con respecto al aceite lubricante para los rodamientos y con respecto al exterior de la transmisión.

La invención proporciona además un variador planetario según la invención, caracterizado además porque

- el flujo de lubricación para los rodamientos o cojinetes dentro de los planetas se realiza posiblemente mediante un circuito cerrado para cada planeta y porque el aceite se bombea alrededor mediante álabes dentro de los planetas, bombeando hacia el exterior el aceite, que se guía adicionalmente a través de los rodamientos o cojinetes
- 35 - un flujo de lubricación alternativo para los rodamientos o cojinetes dentro de los planetas se realiza integrando este flujo de aceite en el flujo de lubricante principal que comprende todos los rodamientos del árbol de entrada y de salida. El flujo se toma del árbol central a través de una de las bisagras (en particular uno de los pasadores de bisagra), guiado a través de los rodamientos de los planetas y que fluye de vuelta a través de la otra bisagra (o en particular el otro pasador de bisagra) al interior del árbol central
- 40 - y porque otra alternativa es que los rodamientos de los planetas se lubriquen con grasa o que se usen rodamientos híbridos que no requieren ninguna lubricación.

45 La invención proporciona además el uso de una transmisión según la invención para transmitir potencia a velocidades variables en un coche, camión, autobús, vehículo todoterreno, cortacésped, turbina eólica, manipulador de brazo telescópico, carretilla elevadora o cualquier otra aplicación industrial en la que sea necesario transmitir potencia a velocidades variables.

La invención proporciona además un sistema de transmisión variable (reversible) que comprende una transmisión de la invención, un sistema hidráulico según la invención y un programa de software según la invención.

Breve descripción de los dibujos

50 Nomenclatura de las partes en los dibujos: (1) rueda anular, (2) planeta, (3) sol, (4) horquilla planetaria, (5) rueda planetaria, (6) rodamiento radial planetario, (7) rodamiento de empuje planetario, (8) pasador de bisagra, (9) árbol

central, (10) válvula de alivio de presión, (11) árbol de entrada, (12) árbol principal, (13) variador planetario, (14) alojamiento, (15) rodamiento axial en la entrada, (16) rodamiento radial en la entrada, (17) sol anular de cojinete, (18) rodamiento radial en la salida, (19) rodamiento axial en la salida, (20) cojinete de entrada, (21) cojinete de salida, (22) distributor de aceite, (23) anillos de pistón, (24) sellos de labios, (25) tubo de sellado, (26) cilindro de dirección hacia delante, (27) cilindro de dirección hacia atrás, (28) pistón de dirección, (29) pistón de fuerza de precarga, (30) cilindro de fuerza de precarga, (31) pasadores de localizador, (32) álabes de bombeo de aceite, (33) válvula de reducción de presión para presión de dirección hacia delante (válvula proporcional de pSF), (34) válvula de reducción de presión para presión normal (válvula proporcional de pN), (35) válvula de retención de seguridad para presión de dirección hacia delante, (36) válvula de retención de seguridad para presión de dirección hacia atrás, (37) acumulador de baja presión, (38) acumulador de alta presión, (39) bomba de aceite, (40) conmutador de bomba hidráulica, (41) conmutador de alimentación hidráulica, (42) conmutador de acumulador hidráulico, (43) sensores de presión, (44) fuerza de dirección, (45) árbol de salida, (46) dispositivo de transferencia de par motor (es decir, conexión de ranura), (47) engranaje anular, (48) engranaje planetario, (49) portador de engranaje planetario, (50) engranaje de sol, (51) fuerza de precarga, (52) fuerza de dirección, Índice a: variador planetario primario, Índice b: variador planetario secundario.

Figura 1: Representación esquemática de la rueda anular o el sol (1,3) que interacciona con los planetas (2). L representa la longitud desde la parte superior de los conos de rodadura hasta el punto de contacto de rodadura. La figura 1a muestra 2 conos que ruedan uno sobre el otro. Sólo cuando las partes superiores de ambos conos coinciden, los conos pueden rodar uno sobre el otro (con posiciones de eje fijas) con rodadura pura sin deslizamiento. La figura 1b representa la sección transversal de la rueda anular o el sol y la tangente en diferentes puntos sobre la curva. En la figura 1c, los planetas se añaden en esos tres puntos para una mejor visualización. Obsérvese que L es constante.

Figura 2: Representación esquemática del variador planetario, que comprende un planeta (2), conectado al árbol principal (9). El planeta (2) está rodando sobre la rueda anular (1) y el sol (3), dando como resultado que el sol rote a una velocidad de salida determinada. La variación en la inclinación del eje del planeta (2) en relación con el árbol principal (9) cambia la velocidad de salida del sol (3) que interacciona para una velocidad constante del árbol principal (9), (4) la horquilla planetaria, (5) la rueda planetaria, (6) el rodamiento radial planetario, (7) el rodamiento de empuje planetario, (8) el pasador de bisagra, (9) el árbol central, (10) la válvula de alivio de presión.

Figura 3: Representación esquemática de la transmisión variable reversible de la invención. Las figuras 3a y 3b representan una vista ampliada de los variadores planetarios primero y segundo respectivamente en su posición en la transmisión. Obsérvese que el segundo sol (3) rota a una velocidad variable alrededor del eje de la transmisión, en función de la colocación (deslizamiento) de los variadores planetarios en la dirección longitudinal de la caja de cambios, cambiando de ese modo el eje de los planetas con respecto al árbol principal y posteriormente la interacción con la rueda anular (1a) y (1b) y el sol (3a) y (3b).

Figura 4: Representación esquemática de los planetas y su conexión al árbol principal de la transmisión.

Figura 5: Representación esquemática del esquema hidráulico.

Figura 6: Representación esquemática de una realización alternativa de la transmisión variable reversible.

Figura 7: Representación esquemática de una realización alternativa adicional de la transmisión variable reversible.

Figura 8: Representación esquemática de una realización alternativa adicional de la transmisión variable reversible.

Figura 9: Diagrama de bloques de software del software necesario para dirigir la caja de cambios.

Figura 10: Esquema de la técnica anterior del consumo de combustible típico de un motor diésel y una caja de cambios tradicional, adaptado de Brandstetter y Howard 1989: specific fuel consumption for the Ford 2.5 litre D1 Diesel engine.

Figura 11: Resultados de simulación de un arranque con acelerador a fondo desde parada.

Figura 12: Resultados de simulación de conducción de manera constante a 50 km/h y luego una aceleración repentina con acelerador a fondo.

Figura 13: Representación tridimensional de una posible realización de una horquilla planetaria

Descripción detallada de las realizaciones preferidas

La transmisión de la presente invención puede compararse mejor con una transmisión toroidal. Una transmisión semi- o completamente toroidal tiene los inconvenientes de que la extensión total es limitada. También necesita un el convertidor de par motor u otro dispositivo para el arranque y un mecanismo de cambio y engranajes para el sentido de conducción inverso. La principal desventaja es que las poleas y ruedas planetarias están rodando una sobre la otra con un movimiento de perforación, lo que significa que los contactos de rodadura se fuerzan por su

geometría a macrodeslizamiento mientras se transmiten fuerzas de accionamiento. Por consiguiente, estos contactos de rodadura deben lubricarse para reducir el desgaste y para disipar el calor. Las superficies lubricadas tienen un bajo coeficiente de fricción. Con el fin de transmitir fuerzas de accionamiento mediante las superficies de contacto, estas superficies deben presionarse entre sí con fuerzas altas, de modo que se necesita un diseño pesado. Otra consecuencia del macrodeslizamiento es naturalmente la menor eficiencia de la transmisión.

Descripción de los componentes

Principalmente, la transmisión de la presente invención está compuesta por 2 denominados variadores planetarios. Un variador planetario es un subsistema mecánico, comparable a un sistema de engranajes planetarios, pero con una razón variable y con superficies de rodadura en lugar de engranajes. El variador planetario se diseña de modo que en los contactos de rodadura se produzca la rodadura pura sin movimiento de perforación. En la aplicación de la transmisión de la presente invención, la presión de contacto de los contactos de rodadura se controla de modo que las tensiones de contacto permanezcan dentro de los límites aceptables y que la presión de contacto sea lo suficientemente alta como para evitar el macrodeslizamiento.

En la bibliografía, se describe microdeslizamiento como un estado de dos superficies de rodadura sometidas a una carga normal y que transmiten una fuerza tangencial (tangencial a la superficie) de modo que en la zona de contacto esté presente una subregión donde las dos superficies estén adheridas entre sí. Fuera de esta subregión, pero todavía dentro de la zona de contacto, se produce fluencia debido a la deformación elástica de los cuerpos.

El macrodeslizamiento es un estado en el que no está presente esta subregión con un contacto adhesivo. En el estado de macrodeslizamiento, no puede controlarse la magnitud del deslizamiento.

El variador planetario

El subsistema de variador planetario (figura 2) está compuesto por las siguientes partes:

- La rueda anular (1)
- Los planetas (2)
 - La horquilla planetaria (4)
 - La rueda planetaria (5)
 - Rodamientos radiales (6)
 - Rodamiento de empuje (7)
 - Pasadores de bisagra (8)
 - Árbol central (9)

El sol (3)

La rueda anular (1), el sol (3) y el árbol central (9) tienen todos ellos un eje de rotación común. La rueda anular (1) se comprime axialmente contra 2 o más planetas (2) con una fuerza de precarga (52). Las ruedas planetarias (5) pueden rotar libremente alrededor de la horquilla (4) por medio de rodamientos radiales (6). Se transfieren fuerzas centrífugas y fuerzas que resultan de la fuerza de precarga (52) mediante el rodamiento de empuje (7) a la horquilla planetaria (4). Cada horquilla planetaria (4) puede rotar libremente alrededor de los pasadores de bisagra (8) en el plano creado por el árbol central (9) y la horquilla planetaria (4). El eje de bisagra de cada planeta (2) atraviesa el árbol central (9) en el mismo punto. Las ruedas planetarias (5) se empujan contra el sol (3) que suministra la fuerza de reacción para la fuerza de precarga (52).

Cambiando la posición relativa de la bisagra a las ruedas, se cambia la razón de transmisión. Durante el cambio de la razón, deben controlarse la velocidad de contacto transversal y la presión de contacto con el fin de mantener la fluencia transversal y longitudinal en el intervalo de microdeslizamiento.

La rueda anular (1) y el sol (3)

La superficie de contacto activa de tanto la rueda anular como del sol (1, 3) con los planetas (2) es una superficie axisimétrica con una forma especial.

Para obtener rodadura sin deslizamiento de dos cuerpos (planeta y rueda anular, planeta y sol), sus ejes de rotación y la tangente en sus superficies de contacto deben atravesar las 3 por un punto. Véase la figura 1a: la punta de los 2 conos coincide. Si un punto de la superficie de contacto rueda sin deslizamiento sobre otro, entonces todos los puntos lo hacen. No se produce movimiento de perforación.

La curva tanto del sol como de la rueda anular que ofrecen rodamiento sin deslizamiento puede construirse a partir

de sus propiedades en el plano xy: cualquier tangente de la curva debe atravesar el eje x central

de modo que la distancia desde esta intersección con el eje x hasta el punto de tangencia sea una constante L. El punto de intersección con el eje x es la posición de las bisagras. La curva se genera entonces mediante el siguiente conjunto de ecuaciones diferenciales:

5 $L \sin \alpha = y$

$\alpha = \arctan (dy/dx)$

donde : x, eje horizontal que representa el eje de rotación

eje y perpendicular al eje x

L longitud desde la bisagra hasta el punto de contacto de rodadura

10 α el ángulo de la tangente con el eje x

Tras la diferenciación:

$+/-x + c = \sqrt{(L^2 - y^2)} - L / 2 * \ln((L + \sqrt{(L^2 - y^2)}) / (L - \sqrt{(L^2 - y^2)}))$

$+/-x + c = L*(\cos \alpha - 1/2 * \ln((1 + \cos \alpha) / (1 - \cos \alpha)))$

o:

15 $+/-x + c = L*(\cos \alpha + \ln |\tan (\alpha / 2)|)$

siendo c una constante de integración arbitraria.

Limitando y α a

$0 \leq y \leq L$

$0^\circ \leq \alpha \leq 90^\circ$

20 puede construirse la superficie de revolución alrededor del eje x. Esta superficie se muestra en la figura 1b: la tangente en 3 puntos aleatorios sobre la curva corta el eje x con una longitud L desde el punto de tangente hasta la intersección con el eje x. En la figura 1c, se añaden los planetas en estos 3 puntos. La distancia del punto de contacto del planeta a su bisagra también es L de modo que se cumplen las condiciones para rodadura pura para todas las posiciones de la bisagra a lo largo del eje x. En matemáticas, esta curva se conoce como la curva tractriz y la describieron por primera vez Christian Huygens y Claude Perrault en el año 1693. Esta curva se formula principalmente en una expresión matemática diferente, pero la fórmula anterior es más práctica para la aplicación en esta transmisión.

En la práctica, la superficie puede desviarse ligeramente de la teórica para compensar la compresión o el desgaste de la superficie. El material, la dureza, la aspereza, el estado, el recubrimiento y el gas o fluido de lubricación de la superficie de contacto se seleccionan para optimizar la tracción y el desgaste. Tales composiciones se conocen bien en la técnica de la tecnología de perfil de engranajes y herramientas de mecanizado.

La rueda anular y el sol tienen características para permitir o prohibir la rotación, para permitir o prohibir el movimiento axial y para centrar el componente, dependiendo de su función dentro de la transmisión y del tipo de transmisión. Algunos ejemplos no limitativos de diferentes configuraciones de las combinaciones de rueda anular-planeta - sol se representan en las figuras 3 y 6-8. En estas realizaciones, la primera rueda anular no puede rotar, mientras que en realizaciones alternativas, la rueda anular puede hacerse rotar mientras que los planetas que ruedan sobre la rueda anular están fijos. Aún en realizaciones alternativas, tanto la rueda anular como los planetas pueden hacerse rotar independientemente entre sí por ejemplo a diferentes velocidades. De hecho, es posible cualquier configuración, siempre que se respete el concepto de las superficies de contacto axisimétricas de los planetas con la rueda anular y el sol tal como se explicó anteriormente.

Materiales usados

En una realización preferida, los componentes rotatorios (planetas y ruedas) están contruidos de acero o acero endurecido, la carcasa de la transmisión puede ser por ejemplo de aluminio y la cubierta con álabes puede estar compuesta por ejemplo por aluminio o plásticos. Puede usarse cualquier otro material adecuado conocido en la técnica que pueda soportar la dureza, requisitos de tracción y resistencia al desgaste del material necesarios.

El recubrimiento de la superficie de la superficie de interacción de los planetas y las ruedas puede estar compuesto

por ejemplo por: AlTiN (nitruro de aluminio y titanio), TiCN (carburo-nitruro de titanio), TiN (nitruro de titanio) o TiCrN (nitruro de cromo y titanio). Puede usarse cualquier otro material adecuado conocido en la técnica que pueda soportar la dureza, requisitos de tracción y resistencia al desgaste necesarios.

Los planetas (2)

5 El variador planetario tiene dos o más planetas (2) para la transmisión de las fuerzas de accionamiento. En una realización preferida, hay tres planetas por variador planetario, tal como se representa en la figura 4. La tangente en la superficie de rodadura atraviesa el centro de la bisagra. La distancia desde el punto de contacto de rodadura hasta la bisagra equivale a L: esta es la misma longitud L que en la fórmula de la superficie de la rueda.

(i) La rueda planetaria (5)

10 La superficie de rodadura de la rueda planetaria (5) está abombada para evitar altas tensiones de contacto de borde. De manera similar a la superficie de la rueda anular y el sol, el material, la dureza, la aspereza, el estado y el recubrimiento de la superficie de contacto están optimizados para la tracción y el desgaste.

(ii) La horquilla planetaria (4) y los pasadores de bisagra (8)

15 Las horquillas (4) y los pasadores de bisagra (8) están diseñados para que sean suficientemente fuertes como para hacer frente a las fuerzas centrífugas, la fuerza de precarga (52) y los movimientos de accionamiento. Por otra parte, las horquillas (4) pueden no interferir entre sí para todos los ángulos de inclinación de los planetas (2). En las figuras 2, 3 y 4 se muestra un diseño de las horquillas. En la figura 13 se muestra una vista tridimensional. Las 3 horquillas de 1 variador planetario son iguales. Las 2 patas de la horquilla (4) son imágenes especulares entre sí a través del eje central de la horquilla (4).

20 (iii) Rodamientos y lubricación

25 Todos los rodamientos (6, 7) pueden ser o bien rodamientos de rodillos o deslizante. Se realiza un flujo de aceite para refrigerar y lubricar los rodamientos mediante álabes en la rueda planetaria (5). Las ruedas planetarias (5) siempre están rotando cuando funciona el motor. La válvula de alivio de presión (10) se abre por debajo del ralenti mediante fuerzas centrífugas y se cierra por la fuerza de resorte antes de que el motor entre en parada. Esta válvula permite que el aceite se expanda térmicamente sin acumular presión. En la parada debe evitarse que el aceite de los planetas (2) contamine la zona de los contactos de rodadura lo que requerirá en general otra lubricación o ausencia de la misma. Naturalmente son posibles sistemas de lubricación alternativos. También es posible el uso de rodamientos de rodillos híbridos sin lubricación.

Aplicaciones del variador planetario

30 El variador planetario tiene, de manera similar a un sistema de engranajes planetarios, tres superficies de contacto que pueden ser la entrada, la salida, una conexión con el alojamiento, una conexión con otro variador planetario o una conexión con otros componentes de transmisión tales como conjuntos de engranajes planetarios o engranajes excéntricos. Con uno o más variadores planetarios, posiblemente combinados con otros componentes de transmisión (tales como conjuntos de engranajes planetarios o descentrados), pueden construirse diferentes disposiciones de transmisión variable.

La transmisión variable reversible

Disposición general

40 La combinación de dos variadores planetarios tal como se describe a continuación y se muestra en las figuras 3 y 4 es uno de los diferentes métodos para obtener una transmisión reversible. Con "reversible" quiere decirse una transmisión que puede cambiar el sentido de rotación de salida de una manera continuamente variable y por tanto que pasa a través de la razón de velocidad cero.

45 El motor está conectado directamente, o a través de un sistema amortiguador de la torsión, al árbol de entrada de transmisión (11). Este árbol está conectado al árbol central (9a) del variador planetario primario (13a) de tal manera que ambos árboles no pueden rotar relativamente uno con respecto al otro. Este árbol central (9a) puede deslizarse axialmente en relación con el árbol de entrada (11). Los árboles centrales (9a, 9b) de variador planetario primario (13a) y secundario (13b) se combinan en un árbol principal de transmisión (12).

50 La rueda anular del variador planetario primario (1a) está fijada al alojamiento (14) con dos o más pasadores de localizador (31) de modo que no puede rotar, sino que sólo puede moverse axialmente. Se empuja contra los planetas (2a) del variador planetario primario mediante una presión hidráulica controlada pN. La rueda anular (1a) se mueve axialmente cuando la razón de transmisión cambia. En lugar de pasadores de localizador fijos (31) puede integrarse un amortiguador de vibración de torsión sustituyendo los pasadores de localizador (31) por elementos elásticos tales como resortes y elementos de amortiguación que funcionan en dirección tangencial y montados entre el alojamiento (14) y la rueda anular primaria (1a). Estos elementos elásticos deben permitir entonces un movimiento tangencial de la rueda anular primaria (1a) con alta rigidez y un movimiento axial de la rueda anular primaria (1a) con

una rigidez mucho menor.

5 El sol (3a) del variador planetario primario está conectado como una parte con la rueda anular (1b) del variador planetario secundario. Este sol-rueda anular combinados (3a, 1b) se centran mediante los planetas del variador planetario primario y el secundario (2a, 2b) sin rodamientos para el centrado. Sin embargo, para evitar vibraciones del árbol de entrada largo o para crear un “estado neutro” (véase 4.6.1), pueden añadirse cojinetes o rodamientos radiales (17) entre el sol-rueda anular (3a, 1b) y el árbol principal (12). El sol-rueda anular (3a, 1b) se mueven axialmente cuando cambia la razón.

Los planetas (2b) del variador planetario secundario también están conectados al árbol principal (12).

10 El sol (3b) del variador planetario secundario es la salida de la transmisión. Está ubicada de manera axial y radial mediante rodamientos (18, 19). Estos rodamientos (18, 19) se seleccionan para transmitir la fuerza de precarga (52) y los componentes axiales de la fuerza de dirección (53), las fuerzas centrífugas y las fuerzas giroscópicas que actúan sobre los planetas (2a, 2b).

Campo de aplicación

Esta transmisión está concebida para coches de pasajeros, pero su aplicación puede extenderse a:

- 15 • Camiones: en los que se necesitan muchas razones, profundas y altas, junto con una alta eficiencia.
- Vehículos todoterreno
- aplicaciones en las que es importante una velocidad más lenta y una buena eficiencia a baja velocidad tales como cortacésped grandes
 - 20 ○ carretillas elevadoras que necesitan una maniobrabilidad fluida a baja velocidad en ambos sentidos de conducción y una marcha hacia atrás relativamente rápida (comparable a la 2ª marcha en marcha hacia delante)
 - máquinas tales como manipuladores de brazos telescópicos en las que debe poder controlarse una baja velocidad de manera independiente de la resistencia variable del terreno
- Turbinas eólicas en las que la “salida” de transmisión está conectada a la hélice que rota muy lentamente y la “entrada” acciona el generador.
- 25 • Otras aplicaciones industriales en las que debe transferirse potencia a velocidades variables.

Ejemplos

La invención se ilustra mediante los siguientes ejemplos no limitativos.

Ejemplo 1: Detalles de un ejemplo de una transmisión según la invención

30 El árbol de entrada (11) está soportado por el rodamiento (15) y el rodamiento (16). El rodamiento (15) soporta las fuerzas resultantes axiales de la fluencia centrífuga, giroscópica, transversal y fuerzas de fricción de ranuras. Los rodamientos (15, 16) están alojados en el distributor de aceite (22) que está conectado con pernos al alojamiento (14). El árbol de entrada que procede del motor está unido al árbol principal de la transmisión a modo de un elemento de árbol acanalado, permitiendo el movimiento axial en traslación, pero no la rotación uno en relación con el otro. De esta manera, el par motor procedente del árbol de entrada (11) se transmite a través de la ranura interna larga a las ranuras exteriores del árbol principal (12). En lugar de una ranura, son posibles alternativas que transmiten el par motor y permiten el movimiento axial (en la dirección longitudinal del árbol). El árbol principal (12) está centrado mediante el cojinete (20) dentro del árbol de entrada (11) y otro cojinete (21) en el sol (3b) del variador planetario secundario. Estos cojinetes (20, 21) no se cargan mediante fuerzas radiales sino que sólo deben centrar el árbol principal (12) y permitir un movimiento axial. El primer cojinete (20) está dividido para permitir el montaje sobre las ranuras. El sol (3b) del variador planetario secundario está soportado sobre dos rodamientos (18, 19). Uno de ellos soporta las cargas axiales.

35 40

Se suministra aceite de lubricación para los rodamientos (15, 16, 18, 19) y cojinetes (20, 21) a partir del alojamiento (14) a través de perforaciones en el distributor de aceite (22) sobre el rodamiento (15) y el rodamiento (16), entonces el flujo se divide. Una parte pasa a través del cojinete (20) y las ranuras y después a través de la perforación central en el árbol principal (12). La otra parte evita estos componentes por un orificio y se reúne con el primer flujo de aceite en la perforación central. En el extremo del árbol principal (12), el flujo de lubricante pasa a través del cojinete (21) y los 2 rodamientos de sol (18, 19). El aceite fluye de vuelta a través de una perforación en el alojamiento (14) hasta el cárter.

45

La lubricación de los rodamientos (6a, 6b, 7a, 7b) de cada planeta se muestra como un circuito cerrado, pero 50 alternativamente puede estar integrado en el circuito de lubricante mediante un flujo de aceite a través de canales dentro de los pasadores de bisagra (8a, 8b). Esta alternativa requerirá sellos entre los pasadores de bisagra (8a, 8b)

y la horquilla planetaria (4a, 4b). En el diseño de circuito cerrado, el flujo se genera mediante álabes (32) dentro de la rueda planetaria (5), bombeando hacia el exterior el aceite. En cuanto el árbol de entrada está rotando, los planetas (2) también rotan alrededor de su eje y por tanto el aceite circula a través de los rodamientos (6 y 7). El diseño de la lubricación supone que el fluido o gas de lubricación de los contactos de rodadura no debe mezclarse con el aceite de lubricación de los rodamientos. Por este motivo, el interior de la transmisión con los contactos de rodadura está completamente sellado con respecto al aceite de lubricación para los rodamientos y evidentemente sellado con respecto al exterior. El alojamiento (14) y el distribuidor de aceite (22) también contienen 2 perforaciones más para las presiones de dirección pSF y pSR. Estas presiones están selladas mediante 3 anillos de pistón (23) entre el distribuidor de aceite (22) y el árbol de entrada rotatorio (11). El aceite que escapa de la presión de dirección sobre los anillos de pistón (23) se recoge en el circuito de lubricante. El circuito de lubricante está perfectamente sellado con respecto al exterior de la transmisión y con respecto al área de las superficies de rodadura mediante sellos de labios (24). A través del tubo de sellado (25) las presiones de dirección pSF y pSR se sellan y dirigen hacia el cilindro de dirección delantero (26) y el cilindro de dirección trasero (27) respectivamente.

El cojinete (17) se fabrica de material para funcionar en seco o funcionar con el gas o fluido para los contactos de rodadura. En el funcionamiento normal, este cojinete (17) no entra en contacto con el árbol principal (12). Véase la sección 4.6.1.

El concepto de transmisión según la invención tiene las siguientes ventajas:

- Sólo se requiere un sistema de pistón-cilindro (29, 30) para generar la fuerza de precarga (52) que presiona todas las superficies de contacto entre sí. Este cilindro (30) no rota, lo que hace que el suministro hidráulico (o neumático) sea fácil porque no se necesitan sellos dinámicos.

- El cilindro de dirección (26, 27) rota con la misma velocidad que el árbol principal (12). De lo contrario se necesitarían rodamientos grandes, que funcionaran en ambos sentidos axiales. Los sellos del pistón de dirección (28) sólo se mueven axialmente y no tangencialmente. Una rotación relativa sería imposible con estos diámetros grandes y altas velocidades del motor. En la disposición mostrada de la figura 3 sólo se necesita un pistón de dirección (28) que funcione en ambos sentidos axiales para mover los árboles centrales (9) de ambos variadores planetarios.

- Combinando los 2 variadores planetarios tal como se muestra en la figura 3, la razón de transmisión de cada variador planetario se amplifica de tal manera que se crea una razón de sobremarcha muy larga en el sentido de conducción hacia delante. Otra ventaja es que en el sentido de conducción hacia atrás también se obtiene una razón de velocidad de transmisión más alta, que evita una alta velocidad del motor cuando se conduce en marcha hacia atrás.

- La razón de par motor larga (0,441) permite conducir el coche a cualquier velocidad y cualquier nivel de potencia con una eficiencia óptima del motor. Esto reducirá el consumo de combustible del motor del 15 al 20%. Véase también el gráfico de motor en la figura 10. Los motores modernos producen mucha potencia a baja velocidad del motor. Se producen 25 HP (suficiente para conducir a aproximadamente de 110 a 120 km/h con velocidad constante) con una eficiencia óptima próxima a una velocidad del motor de tan sólo 1300 RPM.

- El objetivo de los controles para este concepto de transmisión es hacer funcionar el motor siempre a su eficiencia óptima. Esto significa que a una potencia de motor moderada, el motor funciona a una velocidad muy baja. Esta condición sólo puede ser aceptable para el conductor si es posible cambiar la razón muy rápido cuando el conductor pisa repentinamente el acelerador. Cambiar la razón significa que las ruedas planetarias (5) deben realizar un movimiento transversal (= perpendicular a la dirección de rodadura) sobre la rueda anular (1) y el sol (3). Esto no es un problema porque la distancia transversal que debe superarse para un cambio de razón dado es tan pequeña en relación con la distancia longitudinal en la dirección de rodadura que este movimiento transversal puede realizarse lo suficientemente rápido mientras los contactos de rodadura permanecen en condición de microdeslizamiento.

- La razón de par motor varía de manera continua entre -1,44 (marcha hacia atrás) pasando por el infinito y +0,441 (marcha hacia delante). Por tanto, no se necesita ningún dispositivo de arranque. Durante el arranque, no se disipa energía en un embrague deslizante o el convertidor de par motor. La ausencia de esta disipación de calor reduce el consumo de combustible en más de 0,1 a 0,12 l/100 km. Sin embrague principal o el convertidor de par motor, evidentemente también se reducen costes y peso. La razón de par motor varía por tanto de manera continua hasta el infinito pero el par motor de salida máximo se limita al par motor correspondiente al límite de deslizamiento de neumático del coche sobre una superficie seca. Resulta más fácil expresar la razón en cuanto a la razón de velocidad (=velocidad de salida dividida entre velocidad de entrada). La razón de velocidad varía entonces continuamente entre -0,695 en marcha hacia atrás pasando por cero y +2,268 en la marcha hacia delante a la marcha más alta.

- Para una aceleración máxima desde la parada con un dispositivo de arranque (el convertidor de par motor o embrague), el motor debe llevarse a la velocidad a la que suministra el par motor máximo (o el par motor necesario para acercarse al deslizamiento de neumático). La aceleración del motor necesita tiempo. Durante este tiempo, la fuerza de accionamiento máxima no está disponible en las ruedas. Con una transmisión variable con una razón de

velocidad que varía desde cero según se explicó anteriormente, la fuerza de accionamiento máxima está disponible desde la velocidad de ralentí del motor. Esta fuerza de accionamiento máxima también está por tanto disponible desde que se empieza a pisar el acelerador. La siguiente simulación muestra que la transmisión puede aumentar la velocidad del motor lo suficientemente rápido con el fin de mantener continuamente la fuerza de accionamiento máxima hasta el punto de que el motor alcanza su potencia máxima. (A partir de este punto en adelante, las velocidades del motor permanecen constantes siempre que el pedal del acelerador esté completamente pisado a fondo).

• Por tanto, la transmisión también puede permanecer en parada y funcionar muy lentamente (en marcha hacia delante o hacia atrás) sin ningún componente deslizante. La eficiencia también permanece alta a muy baja velocidad. Conducir a tales razones bajas es casi independiente de la pendiente, ascendente o descendente. (Muy útil al aparcar en una pendiente o contra un bordillo, por ejemplo). Esta razón de velocidad muy baja también resulta práctica cuando se arranca sobre superficies deslizantes o nevadas. En un coche convencional con un embrague deslizante, se controla el par motor de las ruedas accionadas. Cuando el agarre de los neumáticos desciende por debajo de la fuerza de accionamiento, las ruedas aceleran sin control hasta que se cierra el embrague. En condiciones nevadas o con barro, los neumáticos se hunden en un foso, de modo que el coche puede quedarse atascado. Con la transmisión de la presente invención, se controla la velocidad de las ruedas y pueden rotar a una velocidad dada muy baja. Cuando el agarre de los neumáticos disminuye, las ruedas siguen rotando a la misma velocidad baja de modo que los neumáticos pueden recuperar el agarre sobre el terreno. Esta capacidad también es muy útil para vehículos todoterreno o coches con tracción a las 4 ruedas.

• La eficiencia simulada de la propia transmisión es, a niveles de potencia bajos, de alrededor del 99,4%. Esta cifra incluye pérdidas mecánicas e hidráulicas. A una aceleración de acelerador a fondo, se reduce hasta el 96 - 97%. Las cajas de cambios actuales tienen la mayor eficiencia al par motor máximo, una situación que se produce con poca frecuencia en los coches modernos de alta potencia. La transmisión de la presente invención parece tener la mayor eficiencia a una potencia baja y un cambio de razón cero o lento. Tales condiciones de conducción contribuyen mucho al consumo de combustible global.

• Una consecuencia de la alta eficiencia es que no se necesita ningún sistema de refrigeración o que sólo se usa un pequeño sistema de refrigeración en condiciones poco frecuentes. Una bomba, dispositivo de refrigeración, ventilador, refrigerante y controles hidráulicos sólo aumentan el coste y el peso y aumentan el riesgo de verter aceite en el entorno. Además, la potencia para accionar la bomba del dispositivo de refrigeración reduce adicionalmente la eficiencia.

• La simulación muestra que la razón de transmisión puede cambiar tan rápido (cuando se pisa repentinamente el acelerador) que todo el par motor del motor se consume en la aceleración del propio motor. Evidentemente, un cambio de razón más rápido no tiene sentido. Esto significa que la potencia del motor aumenta desde casi cero hasta la potencia completa en 200 ms. (Las simulaciones se realizan para un motor de gasolina de 300 HP, 400 Nm con un turismo de transmisión en las ruedas traseras de 1800 kg).

• En resumen, la mejora de la eficiencia total es de alrededor del 18 al 30%

• De 15 al 20% a partir de la eficiencia de motor mejorada

• Del 2 al 7% a partir de la eficiencia de transmisión de la presente invención frente a la MT

• Del 1 al 3% a partir de la ausencia de embrague o convertidor de par motor

• Puede realizarse fácilmente un freno de aparcamiento cuando la razón de velocidad de transmisión se pone a cero.

(El resultado es por tanto permanecer en parada mientras el motor puede rotar sin suministrar potencia). Cuando se aplica un dispositivo mecánico como fuerza de precarga (52), esta fuerza se mantendrá también cuando se corte el motor. De esta manera la salida de transmisión no puede rotar, independientemente de si el motor está funcionando o no.

• La figura 11 ilustra una simulación de un arranque desde la parada

• La figura 12 simula una aceleración repentina tras conducir a una velocidad constante de 50 km/h. Muestra lo rápido que se logra la aceleración del coche.

Ejemplo 2: Controles hidráulicos

La figura 5 muestra un método hidráulico para generar las fuerzas de precarga y la fuerza de dirección, pero estas fuerzas también pueden crearse mediante medios neumáticos o mecánicos.

Una presión controlada de manera hidráulica está actuando sobre el pistón de fuerza de precarga (29) de la rueda anular (1a) del variador planetario primario para crear las fuerzas normales entre los planetas (2a, 2b) y las ruedas anulares y el sol (1a, 1b, 3a, 3b). El pistón de fuerza de precarga (29) y el cilindro de fuerza de precarga (30) no están rotando. La fuerza normal en cada superficie de contacto debe ser lo suficientemente grande de modo que la

fluencia longitudinal y la transversal en las zonas de contacto permanezcan en microdeslizamiento. Una presión mucho mayor que la necesaria de manera permanente acortará la vida de los rodamientos y las superficies de contacto.

5 La razón se controla mediante la presión de dirección hacia delante pSF que actúa sobre el pistón de dirección (28) en el cilindro de dirección delantero (26) y mediante la presión de dirección hacia atrás pSR que actúa sobre el otro lado del pistón de dirección (28) en el cilindro de dirección trasero (27). Este pistón de dirección (28) y los cilindros de dirección (26, 27) están rotando con la velocidad de entrada. Sin presión de dirección, la razón de transmisión pasará a ser la razón de velocidad cero porque las fuerzas centrífugas sobre los planetas (2a, 2b) tiran del árbol principal (12) en la posición de razón de velocidad cero. La fuerza de dirección neta se controla mediante el software. La rápida reducción de marcha (cuando se conduce en marcha hacia delante) no requiere en la mayoría de los casos nada de potencia hidráulica a partir de la presión de dirección ya que las fuerzas centrífugas sobre los planetas (2a, 2b) generalmente ya son lo suficientemente fuertes como para reducir la marcha disminuyendo únicamente la presión de dirección hacia delante pSF. Cuando las fuerzas centrífugas no son suficientes, la rápida reducción de marcha se ve ayudada por la presión de dirección hacia atrás pSR.

15 Ejemplo 3: Controles de software

Como ejemplo para una aplicación en automóvil se explica un programa de software.

20 En general el SW debe controlar la presión de fuerza de precarga y las presiones de dirección pSF y pSR. Por motivos de seguridad y facilidad de control, ninguno de los lados del pistón de dirección (28) pasa nunca por la presión cero sino que siempre hay como mínimo una presión de sesgo en un lado. Véase 4.6.1. Las entradas para el SW son la posición de acelerador, el sentido de conducción requerido, la velocidad de entrada, la velocidad de salida y el par motor del motor y el mapa de eficiencia. Posiblemente se usará la posición del pistón de dirección como señal de retroalimentación.

25 A partir de la posición de acelerador se conoce el nivel de potencia de motor requerido. Define con el mapa de eficiencia la velocidad del motor requerida. Con un controlador de PID (o PID²), el SW define la primera propuesta para la velocidad del pistón de dirección (28) de modo que la velocidad del motor cambia hacia la velocidad del motor requerida. Más en detalle, el ordenador de transmisión calcula la fuerza de precarga y la fuerza de dirección en 5 etapas con el fin de impedir que se produzca macrodeslizamiento en uno de los contactos de rodadura y evitar que el control antipatinaje del coche interfiera con demasiada frecuencia.

Etapa 1:

30 A una velocidad de coche baja, la potencia requerida se limitará mediante el valor conocido del agarre de los neumáticos sobre hormigón seco. Con la potencia de motor requerida y con el mapa de eficiencia de combustible del motor se calculan la velocidad del motor requerida y el par motor. El controlador PID define entonces la velocidad vS del pistón de dirección (28). Después se calculan todos los parámetros geométricos y todas las velocidades internas (longitudinal y transversal en la dirección de rodadura). Con el par motor de entrada de transmisión actual, se calculan las fuerzas longitudinales en los contactos de rodadura.

Etapa 2:

Se supone que la presión de precarga pN es máxima.

40 Con la teoría de microdeslizamiento, se calcula la fluencia longitudinal. Si todas las fluencias longitudinales están en microdeslizamiento, el controlador pasa a la siguiente etapa; si no es así, debe reducirse el par motor de entrada. (Esto último no debe producirse, ya que significa que la transmisión está subdiseñada).

Etapa 3:

La velocidad de dirección vS ya se ha calculado por el controlador; se supone que la presión de precarga pN es máxima.

45 Con el par motor de entrada y la velocidad de entrada actuales conocidos, se conocen las fuerzas longitudinales en los puntos de contacto. La velocidad de dirección vS también define todas las velocidades transversales en los contactos de rodadura. Con la teoría de microdeslizamiento, conociéndose las fuerzas normales y con las velocidades transversales, se define el microdeslizamiento longitudinal. A partir de la teoría de microdeslizamiento también se define la fluencia transversal. Ambas fluencias definen la fluencia total.

50 Si la fluencia total está dentro del microdeslizamiento, el controlador pasa a la siguiente etapa; si no es así, debe reducirse la velocidad de dirección vS a la nueva velocidad de dirección vS.

Etapa 4:

Con la sugerencia actual de velocidad de dirección vS y las fuerzas de accionamiento actuales, es posible encontrar la presión de precarga mínima pN que da como resultado microdeslizamientos ligeramente por debajo del límite de

microdeslizamiento.

5 Se calcula la presión de precarga correcta p_N . (Con esta secuencia de cálculos, la presión de precarga no puede superar el límite máximo). La posición del pistón de dirección se conoce mediante la razón de velocidad de salida con respecto a velocidad de entrada (o directamente a partir del sensor de posición). Esta posición define todas las condiciones geométricas. Las fuerzas centrífugas se conocen a partir de la velocidad de entrada y las fuerzas de accionamiento se conocen a partir de la velocidad del motor (= de entrada) y la posición del acelerador.

Además, se calcula la presión de dirección para obtener la velocidad de dirección v_S . En cada punto de contacto de rodadura se conoce la velocidad transversal y con la teoría de microdeslizamiento se calculan las fuerzas transversales. La resultante es la fuerza de dirección neta.

10 Etapa 5:

Cuando la presión de dirección es mayor que el límite, la velocidad de dirección v_S debe reducirse y el controlador vuelve a la etapa 1; si no es así, la presión de precarga p_N y la presión de dirección hacia delante p_{SF} se definen para permanecer dentro del microdeslizamiento y para usar el motor lo más cerca posible de su punto de eficiencia máxima para la petición de potencia (de cambio) dada.

15 Ejemplo 4: Sistemas hidráulicos

Suministros hidráulicos

En la figura 5 se muestra un suministro de potencia hidráulica preferido.

Seguridad

20 Cuando sólo se usa una válvula proporcional para la presión de dirección hacia delante p_{SF} y otra para la presión de dirección hacia atrás p_{SR} , puede producirse una condición no segura cuando, suponiendo que el coche está conduciéndose en marcha hacia delante, la válvula proporcional para p_{SF} (33) falla hasta la presión cero. En este caso, las fuerzas centrífugas cambiarán la razón de transmisión muy rápidamente a la razón de velocidad cero de modo que el motor presentará un régimen de giro excesivo y las ruedas se bloquearán. Para evitar estas consecuencias, se añaden 2 válvulas de retención de seguridad (36, 37) y las válvulas de reducción de la presión ("válvulas proporcionales") (33, 34) imponen siempre la presión de sesgo mínima (es decir 0,5 bar) sobre ambos lados del pistón de dirección (28). Esta presión de sesgo mantiene las válvulas de retención de seguridad (válvulas de apertura-cierre) (36, 37) abiertas. Cuando una válvula proporcional (33 o 34) falla hasta la presión cero, la válvula de apertura-cierre correspondiente (36 o resp. 37) drena la presión de precarga p_N y la transmisión no transmite ningún par motor. El coche irá en punto muerto y el motor se protege por su propia protección frente a régimen de giro excesivo. En este estado, la transmisión está "en neutro". (Sólo en este caso de emergencia, el cojinete (17) soportará el sol-rueda anular (3a, 1b)).

Potencia hidráulica

35 Durante aceleraciones de acelerador a fondo se necesita una alta presión (es decir de 20 a 50 bar) con casi ausencia de flujo. En esta situación, la potencia hidráulica necesaria es de alrededor de 50 vatios, pero durante un rápido cambio de razón, se necesitan una alta presión y un alto flujo simultáneamente durante una fracción de un segundo. La potencia hidráulica máxima puede ascender hasta cerca de 10 kW. Cuando se conduce con velocidad constante y potencia de motor moderada, las presiones hidráulicas p_N y p_{SF} son bajas (alrededor de 10 bar) y la potencia hidráulica necesaria es inferior a 5 vatios.

40 Con el fin de cumplir estos requisitos con un consumo de potencia eficaz y un bajo coste, se selecciona una solución con un acumulador de baja presión (38) y un acumulador de alta presión (39).

Esquema hidráulico

45 La bomba de aceite (40) con un pequeño desplazamiento se acciona por motor. El conmutador de bomba hidráulica (41) es una válvula de apertura-cierre que selecciona si la bomba (40) suministra potencia a uno de los acumuladores (38 ó 39) o drena todo el flujo de bomba de vuelta al cárter y por tanto no consume casi nada de potencia del motor. El conmutador de alimentación hidráulica (42) selecciona qué acumulador llenar. El acumulador de alta presión (39) obtiene prioridad con respecto al acumulador de baja presión (38). El conmutador de acumulador hidráulico (43) selecciona qué acumulador se usa como suministro para las 3 válvulas proporcionales: se usa el acumulador con la menor presión que supera la máxima de las presiones requeridas. Se usan sensores de presión (44) que monitorizan las presiones de acumulador como información de entrada para el controlador de transmisión. Las presiones p_N , p_{SF} y p_{SR} se controlan tal como se describió anteriormente en 4.4.

Ejemplo 5: Refrigeración y filtrado

El microdeslizamiento en las superficies de rodadura crea calor. A alta potencia de motor y alta razón de par motor se crea más calor que el que se transferirá al gas o fluido circundante. Este exceso de calor aumentará la

temperatura de las ruedas planetarias, anular y el sol. A niveles de potencia inferiores o razón de par motor inferior los componentes rotatorios se enfriarán mediante convección al gas o fluido ambiental. Posiblemente pueden añadirse aletas de refrigeración en los planetas y en el interior de la rueda anular y el sol para mejorar la transferencia de calor. Este gas o fluido puede ser un gas inerte para evitar la corrosión de las piezas de acero, pero también puede ser aire normal combinado con un lubricante o un gas con una niebla de un fluido de refrigeración. Las aletas de refrigeración en el interior del alojamiento transferirán el calor del gas o fluido interno al alojamiento. El propio alojamiento, posiblemente equipado con aletas de refrigeración en el exterior, se enfriará mediante el viento fuerte. En algunas aplicaciones o condiciones, la refrigeración por convección tal como se describió anteriormente puede ser insuficiente. En ese caso, se añadirá un ventilador que sopla el gas o una bomba que hace circular el fluido. Fuera del alojamiento, se enfriará el gas o fluido. En el mismo circuito se recogerán partículas de las superficies de rodadura en un filtro.

Ejemplo 6: Diseños de transmisión alternativos

Con el variador planetario pueden realizarse diferentes disposiciones de transmisión conectando la rueda anular 1, el sol 3 y el árbol central 9 con otros variadores planetarios o con otros componentes de transmisión tales como sistemas de engranaje planetario o engranajes descentrados. A continuación se proporcionan algunos ejemplos de las muchas posibilidades diferentes:

la figura 6 muestra un ejemplo de una transmisión reversible, que consiste en 2 variadores planetarios. "Reversible" significa una transmisión que puede variar no sólo de manera continua su razón a una velocidad de salida cero sino también de manera continua el sentido de rotación de salida. Con respecto a la disposición de la figura 3, esta alternativa tiene la ventaja de que las ruedas planetarias 5 y las horquillas 4 del variador primario no rotan alrededor del árbol central 9a. De esta manera, no se someten a altas fuerzas centrífugas. Una desventaja es que la razón de velocidad superior es menor que en el diseño de la figura 3. Se necesita mover los 2 árboles centrales 9 del diseño alternativo axialmente mediante 2 pistones de dirección por ejemplo para controlar la razón de transmisión, mientras que en el diseño original sólo se necesita 1 pistón de dirección 28.

El árbol de entrada 11 acciona el sol primario 3a y la rueda anular secundaria 1b. Los planetas primarios 2a están conectados al árbol central primario 9a con pasadores de bisagra 8 de la misma manera que en el diseño original. El árbol central primario 9a no puede rotar, pero puede moverse axialmente mediante las fuerzas de dirección 53a. Estas fuerzas controlan la posición axial del árbol central 9a y por tanto también la razón de transmisión. La rueda anular primaria 1a está conectada mecánicamente al sol secundario 3b a través de un dispositivo de transferencia de par motor 47. Este dispositivo de transferencia de par motor 47 transmite el par motor entre 2 componentes pero permite un desplazamiento axial entre estos componentes. Puede realizarse mediante una conexión de ranuras, pero son posibles mecanismos alternativos. El árbol central secundario 9b está conectado al árbol de salida 46 con un dispositivo de transferencia de par motor similar 47. De manera similar, este árbol central secundario 9b está colocado axialmente mediante fuerzas de dirección 53b para obtener la razón de transmisión requerida. Todas las superficies de contacto de rueda anular 1, planetas 2 y sol 3 de los variadores planetarios primario y secundario se presionan entre sí con el fin de transmitir el par motor mediante fricción. Esto se realiza únicamente mediante una fuerza de precarga 52 que actúa sobre un rodamiento sobre la rueda anular primaria 1a. La fuerza de reacción se transfiere desde el sol secundario 3b a través de un rodamiento al alojamiento.

La figura 7 muestra otro diseño alternativo de una transmisión reversible. En este caso, el variador planetario secundario se sustituye por un sistema de engranajes planetarios convencional (con razón de transmisión constante). En este diseño, el árbol central 9a del variador planetario es estacionario y por tanto ninguna fuerza centrífuga actúa sobre los rodamientos de los planetas 2. La mayor razón de transmisión en ambos sentidos de rotación de este diseño es evidentemente inferior a la de la disposición anterior de la figura 6. El variador planetario primario es igual al de la figura 6. En este caso, la rueda anular primaria 1a está conectada al engranaje anular 48 a través del dispositivo de transferencia de par motor 47. El sol 3a está conectado al engranaje de sol 51. El par motor se transfiere a los engranajes planetarios 49 que accionan el portador de engranajes planetarios 50 que es la salida de transmisión. Entre el variador planetario y el sistema de engranajes planetarios se necesita un sellado para evitar que el aceite lubricante para el sistema de engranajes pueda alcanzar el interior del alojamiento del variador planetario. Dado que esta transmisión también es "reversible", la velocidad de salida puede variar de manera continua hasta cero y el sentido de rotación de la salida también puede variar de manera continua.

En la figura 8 se muestra una transmisión variable con sentido de rotación de salida fijo. Con este concepto puede combinarse una cantidad aleatoria de variadores planetarios con el fin de obtener una razón de expansión grande. Si la razón de transmisión de 1 variador planetario varía entre r y $1/r$, entonces la expansión de razón total para n variadores planetarios es $r^{(2n)}$ (en valor absoluto). En los ejemplos mostrados r es igual a aproximadamente 2. El árbol de entrada 11 acciona el sol primario 3a. Todos los árboles centrales 9 de cada variador planetario están conectados. El árbol central 9 no puede rotar pero puede colocarse mediante 1 fuerza de dirección axial 45. Todos los contactos de rodadura se presionan entre sí mediante aplicación únicamente de una fuerza de precarga 52 con la rueda anular de salida 1b a través de un rodamiento. La fuerza de reacción se transfiere al alojamiento a partir del sol primario 3a a través de un rodamiento. Dado que los árboles centrales 9 no rotan, no hay fuerzas centrífugas que actúen sobre los rodamientos de las ruedas planetarias 2.

REIVINDICACIONES

1. Variador planetario, que funciona como subsistema para transmisiones variables o reversibles, que puede variar de manera continua la razón de transmisión,
 - 5 en el que dicho variador comprende una rueda anular, dos o más planetas montados alrededor de un árbol central y un sol, de modo que cada componente, concretamente la rueda anular, el árbol central y el sol forman una superficie de contacto con otros componentes de transmisión;
 - en el que la rueda anular es un cuerpo axisimétrico alrededor del eje del árbol central con una superficie de rodadura conformada según la curva tractriz, y en el que esta superficie está preferiblemente endurecida o recubierta para soportar fuerzas de tracción y compresión;
 - 10 - en el que el sol es principalmente igual que la rueda anular pero el diámetro interior y exterior de la curva tractriz puede diferir de los diámetros de la rueda anular;
 - en el que los planetas comprenden una rueda planetaria con una superficie de rodadura básicamente cónica, preferiblemente endurecida o recubierta para transmitir fuerzas de tracción y compresión, montada en rotación libre alrededor de una horquilla planetaria por medio de rodamientos o cojinetes radiales y axiales y en el que la parte superior virtual del cono mencionado coincide con la intersección del eje del árbol central con el eje de la bisagra del planeta;
 - 15 - en el que cada horquilla planetaria de un variador planetario puede rotar libremente alrededor de una articulación de bisagra de la que el eje es perpendicular al eje de árbol central y paralelo al plano de la rueda planetaria y en el que cada horquilla planetaria y cada rueda planetaria está diseñada para no interferir entre sí para todos los ángulos de inclinación aplicables entre el eje de planeta y el eje de árbol central;
 - en el que la rueda anular, los planetas y el sol se aprietan unos contra otros de modo que las superficies de rodadura están en contacto entre sí y en el que las presiones de contacto son suficientemente altas como para transmitir el par motor requerido;
 - 20 - en el que la curva tractriz de la rueda anular y el sol tienen ambas el mismo parámetro de longitud L como la longitud desde el punto de contacto de rodadura de la rueda planetaria hasta la intersección del eje de bisagra con el eje de árbol central, donde L se usa en la ecuación de la tractriz $+/-x+c = L*(\cos \alpha + \ln|\tan(\alpha/2)|)$, siendo c una constante arbitraria y α el ángulo de inclinación entre la tangente en el punto de contacto y el eje del árbol central;
 - 25 - y en el que la forma de las superficies de rodadura de las ruedas planetarias, que es básicamente cónica, se desvía ligeramente de esta forma teórica de manera convexa con el fin de optimizar la distribución de la presión de contacto; caracterizado porque:
 - 30 el árbol central se mueve axialmente con una velocidad definida en relación con la fuerza de apriete y el par motor transmitido, con el fin de cambiar la razón de transmisión.
 2. Transmisión variable reversible, que comprende un variador planetario primario y uno secundario según la reivindicación 1, caracterizada porque:
 - 35 - la rueda anular del variador planetario primario está conectada al alojamiento de modo que no puede rotar pero puede moverse axialmente mediante una fuerza de precarga que comprime todos los contactos de rodadura de ambos variadores planetarios
 - 40 - los árboles centrales de ambos variadores planetarios se combinan en 1 árbol principal y están conectados en rotación al árbol de entrada de transmisión y pueden moverse axialmente mediante una fuerza de dirección en ambos sentidos, mientras que el árbol de entrada no se mueve axialmente
 - 45 - el sol del variador planetario primario está conectado a la rueda anular del variador planetario secundario de modo que la rueda anular y el sol combinados pueden rotar alrededor del eje central de la transmisión
 - y porque el sol del variador planetario secundario está conectado al árbol de salida de la transmisión y porque la fuerza de reacción de la fuerza de precarga se transfiere al alojamiento a lo largo de un rodamiento axial.
 3. Transmisión variable reversible según las reivindicaciones 1 y 2, caracterizada porque
 - 50 - las dimensiones relativas de la rueda anular, el sol y los planetas se eligen para que sean apropiados para una aplicación en un coche, lo que significa que la razón de velocidad mayor es tan alta que el motor puede

- 5 suministrar su potencia casi siempre en su mejor punto de eficiencia, en particular, las dimensiones relacionadas con la razón de transmisión son las siguientes: diámetro exterior de la rueda anular primaria y secundaria, diámetro interior del sol primario y secundario, diámetro eficaz de las ruedas planetarias, parámetro de longitud L de la ecuación de la tractriz; en la que la razón de velocidad de transmisión obtenida por ejemplo es de 2,266 en valor absoluto,
- 10 - las dimensiones relativas de la rueda anular, el sol y los planetas se eligen para que sean apropiados para una aplicación en un coche, lo que significa que la razón de velocidad mayor en marcha hacia atrás es lo suficientemente alta como para conducir el coche con velocidad del motor moderada y ruido bajo en marcha hacia atrás, en particular, en la que las dimensiones relacionadas con la razón de transmisión en marcha hacia atrás son las siguientes: diámetro interior de la rueda anular primaria y secundaria, diámetro exterior del sol primario y secundario, diámetro eficaz de las ruedas planetarias, parámetro de longitud L de la ecuación de la tractriz; en la que la razón de velocidad de transmisión obtenida en marcha hacia atrás por ejemplo es de 0,695,
- 15 - y porque moviendo el árbol principal de la transmisión, la razón de transmisión varía de manera continua entre la razón de velocidad mayor en marcha hacia delante pasando por parada y la razón de transmisión mayor en marcha hacia atrás.
4. Transmisión variable reversible según una cualquiera de las reivindicaciones 2-3, caracterizada porque:
- 20 - la fuerza normal en cada contacto de rodadura se crea mediante una fuerza de precarga, que actúa desde el alojamiento sobre la rueda anular primaria no rotatoria, porque la fuerza de reacción se transfiere sobre un rodamiento desde el sol secundario hasta el alojamiento;
- y porque las fuerzas de dirección netas para definir la posición del árbol principal y para definir la razón de transmisión, se crean mediante una fuerza en uno de ambos sentidos y que actúa sobre el árbol principal, y porque estas fuerzas se transfieren sobre un rodamiento al alojamiento.
5. Transmisión variable reversible según una cualquiera de las reivindicaciones 2 a 4, caracterizada porque
- 25 - la fuerza de precarga según se explica en la reivindicación 4 se crea mediante uno o más sistema(s) de pistón y cilindro entre el alojamiento y la rueda anular primaria y se activa mediante una presión neumática o hidráulica única o se crea mediante un sistema de precarga mecánico, donde este sistema mecánico también puede usarse como freno de aparcamiento cuando la transmisión se coloca en razón de velocidad cero;
- 30 - la presión de dirección se crea mediante un sistema de pistón-cilindro hidráulico o neumático, que puede funcionar en ambos sentidos, integrado en el árbol de entrada y el árbol principal;
- y porque la presión hidráulica o neumática para crear la presión de dirección mencionada en la reivindicación 4 se sella entre el alojamiento estacionario y el árbol de entrada rotatorio mediante anillos de pistón o sellos diseñados para sellar partes que rotan a diferentes velocidades de rotación.
- 35 6. Transmisión variable reversible según una cualquiera de las reivindicaciones 2 a 5, que comprende además un sistema hidráulico, destinado a controlar dicha transmisión variable reversible en un coche, camión u otro vehículo en carretera o todoterreno, caracterizada porque:
- 40 - se usa una bomba accionada por motor para suministrar la presión y el flujo hidráulicos;
- un acumulador de alta presión y uno de baja presión están integrados en el sistema, en la que el fluido procedente del acumulador de baja presión para presurizar el pistón de precarga y el pistón de dirección se usa con prioridad con respecto al acumulador de alta presión;
- el acumulador de alta presión se llena mediante la bomba con prioridad con respecto al acumulador de baja presión
- 45 - se usan las válvulas reductoras de presión para controlar la presión de precarga y las presiones de dirección para el sentido de marcha hacia delante y hacia atrás;
- se añade posiblemente una característica de seguridad por medio de 2 válvulas de retención en la línea de presión de precarga y porque una de ellas se conmuta mediante la presión de dirección hacia delante y la otra mediante la presión de dirección hacia atrás con el fin de drenar la presión de precarga inmediatamente en cuanto una de las presiones de dirección activas desciende por debajo de una presión de desviación determinada;
- 50 - y porque la característica de seguridad mencionada puede simplificarse extrayendo la válvula de retención de seguridad del esquema hidráulico.

7. Transmisión variable reversible según la reivindicación 6, que comprende además un sistema mediado por ordenador destinado a controlar dicha transmisión variable reversible con una válvula hidráulica en un coche, camión u otro vehículo en carretera o todoterreno, caracterizada porque:
- 5 - la curva de par motor del motor frente a la velocidad del motor que expresa el consumo de combustible mínimo para cada nivel de potencia del motor se almacena en la memoria de los controladores;
- el controlador PID define la velocidad del pistón de dirección, conectado al árbol principal, con el fin de obtener una velocidad del motor igual a la velocidad del motor requerida calculada a partir de la curva de consumo de combustible mínimo;
- 10 - la velocidad del pistón de dirección tal como propone el controlador PID puede reducirse para que permanezca dentro del intervalo de microdeslizamiento basándose en el procedimiento de cálculo;
- y porque la presión de precarga y la presión de dirección que determinan el ángulo de los planetas en relación con el eje del árbol principal se calculan basándose en la teoría publicada de microdeslizamiento longitudinal y transversal.
8. Uso de una combinación de uno o más variadores planetarios según la reivindicación 1, en diferentes disposiciones de transmisión variable, caracterizado porque:
- 15 - cada superficie de contacto del variador planetario, concretamente la rueda anular, el árbol central y el sol, puede conectarse a la entrada de transmisión, la salida, el alojamiento, la superficie de contacto con otro variador planetario o cualquier otro componente de transmisión tal como engranajes descentrados o sistemas de engranaje planetario;
- 20 - o porque pueden obtenerse diferentes disposiciones de transmisión variable reversible tal como se describió anteriormente, en el que la expresión "reversible" significa una transmisión variable de la que puede cambiarse de manera continua el sentido de rotación de salida, en relación con el sentido de rotación de entrada y de la que la razón de velocidad se define incluso a velocidad de salida muy baja y cero, sin componentes de macrodeslizamiento tal como se usa en convertidores de par motor o embragues de disco de fricción.
- 25 9. Transmisión variable reversible según una cualquiera de las reivindicaciones 2 a 5, caracterizada porque:
- el interior de la transmisión donde están moviéndose los contactos de rodadura, se llena con un gas inerte, o aire normal y un fluido de salpicadura para refrigeración y lubricación, o un gas con una niebla de un refrigerante;
- 30 - y porque dicho interior se sella con respecto al aceite lubricante para los rodamientos y con respecto al exterior de la transmisión.
10. Variador planetario según la reivindicación a 1 o transmisión variable según una cualquiera de las reivindicaciones 2-5, caracterizados porque:
- 35 - el flujo de lubricación para los rodamientos o cojinetes dentro de los planetas se realiza posiblemente mediante un circuito cerrado para cada planeta y porque el aceite se bombea alrededor mediante álabes dentro de los planetas, bombeando hacia el exterior el aceite, que se guía adicionalmente a través de los rodamientos o cojinetes;
- 40 - un flujo de lubricación alternativo para los rodamientos o cojinetes dentro de los planetas se realiza integrando este flujo de aceite en el flujo de lubricante principal que comprende todos los rodamientos del árbol de entrada y de salida, en los que el flujo se toma del árbol central a través de una de las bisagras, en particular uno de los pasadores de bisagra, guiado a través de los rodamientos de los planetas y que fluye de vuelta a través de la otra bisagra, o en particular el otro pasador de bisagra al interior del árbol central;
- y porque otra alternativa es que los rodamientos de los planetas se lubriquen con grasa o que se usen rodamientos híbridos que no requieren ninguna lubricación.
- 45 11. Uso de una transmisión según una cualquiera de las reivindicaciones 2 a 5 para transmitir potencia a velocidades variables en un coche, camión, autobús, vehículo todoterreno, cortacésped, turbina eólica, manipulador de brazo telescópico, carretilla elevadora o cualquier otra aplicación industrial en la que sea necesario transmitir potencia a velocidades variables.
- 50 12. Sistema de transmisión variable que comprende una transmisión según una cualquiera de las reivindicaciones 2-7.

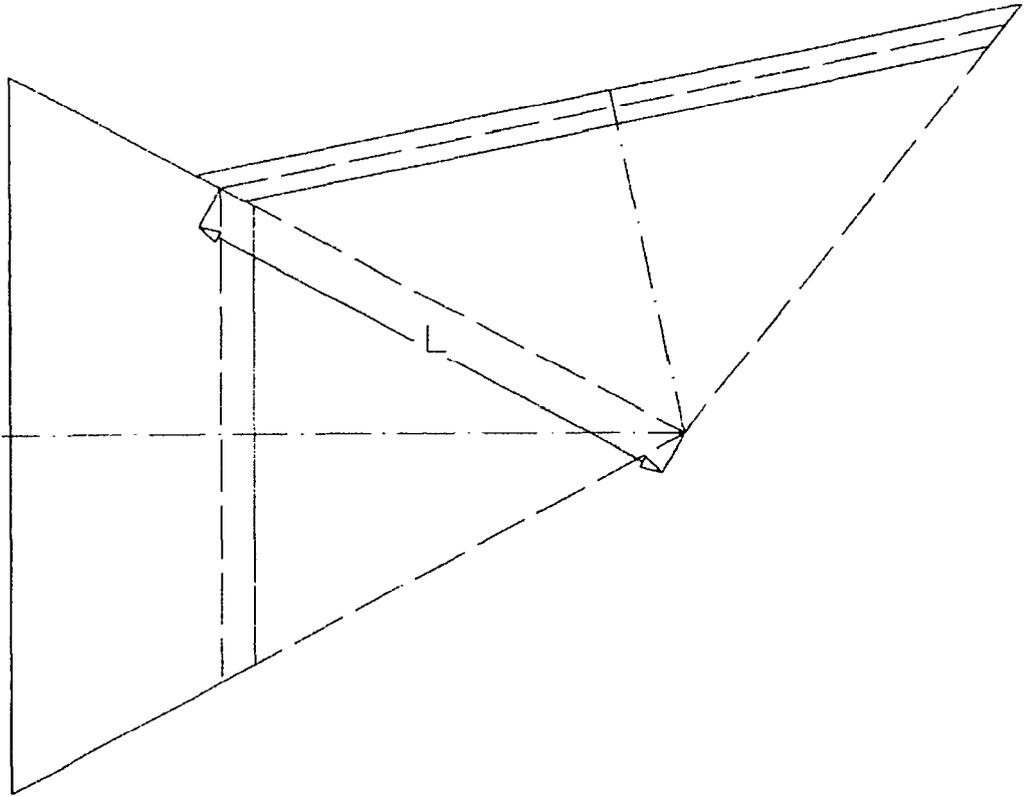


FIG 1a

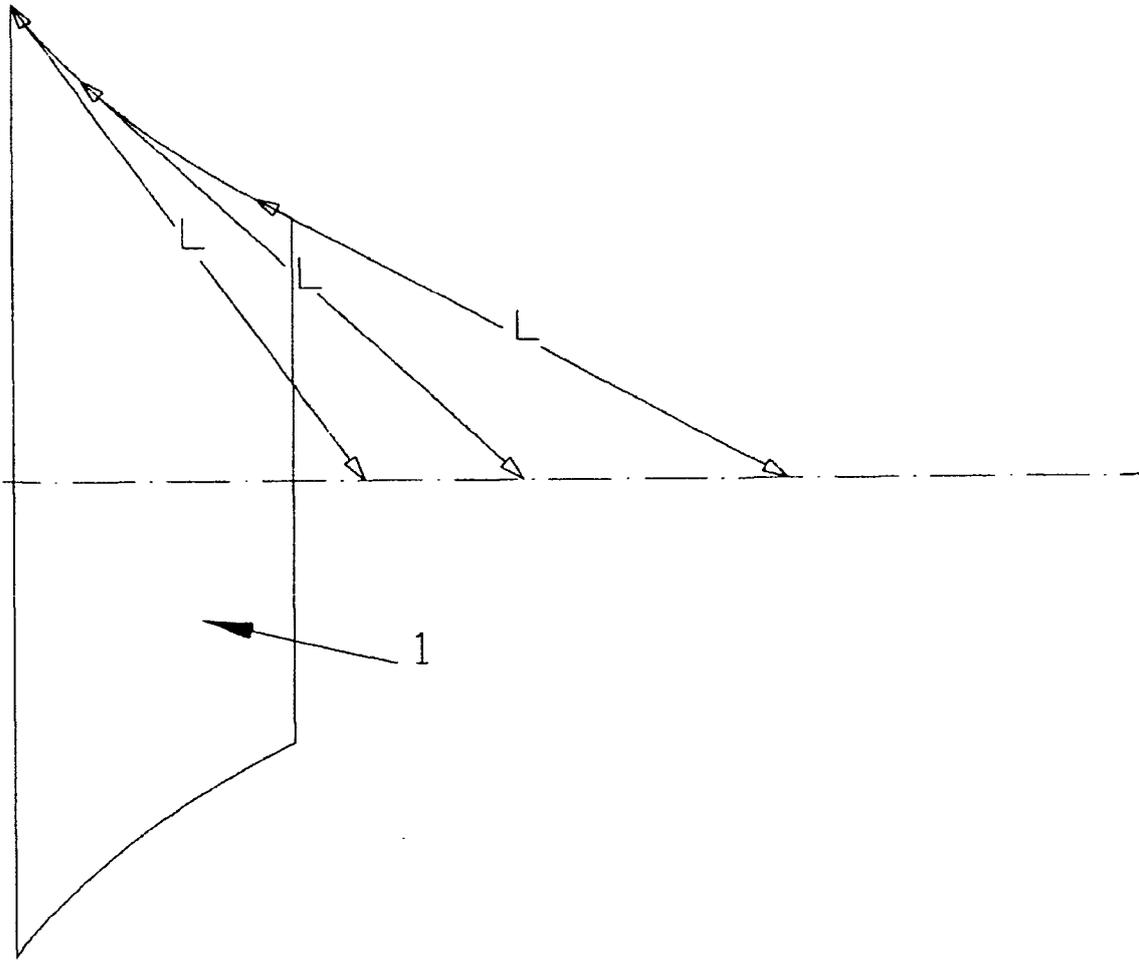


FIG 1b

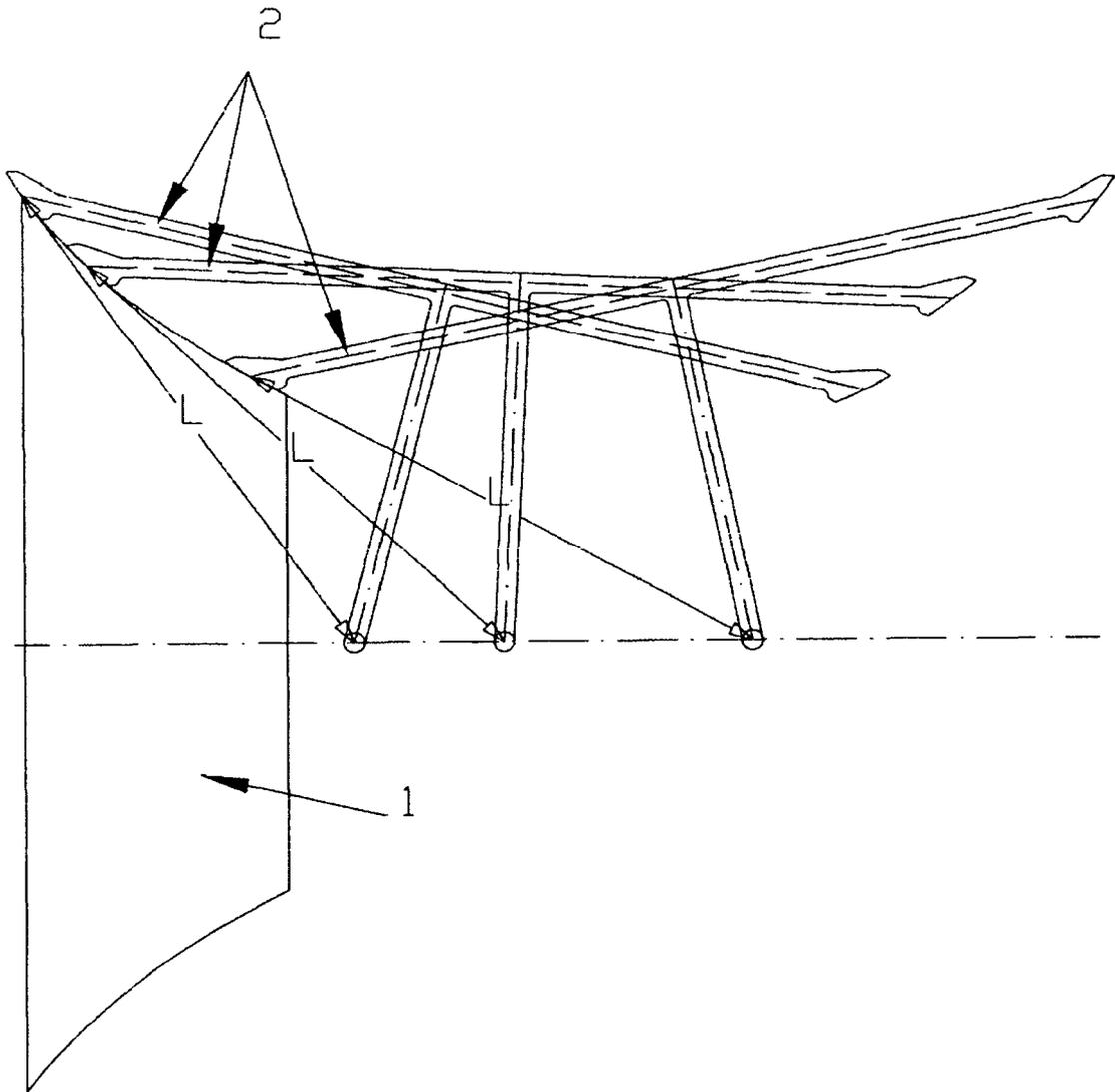


FIG 1c

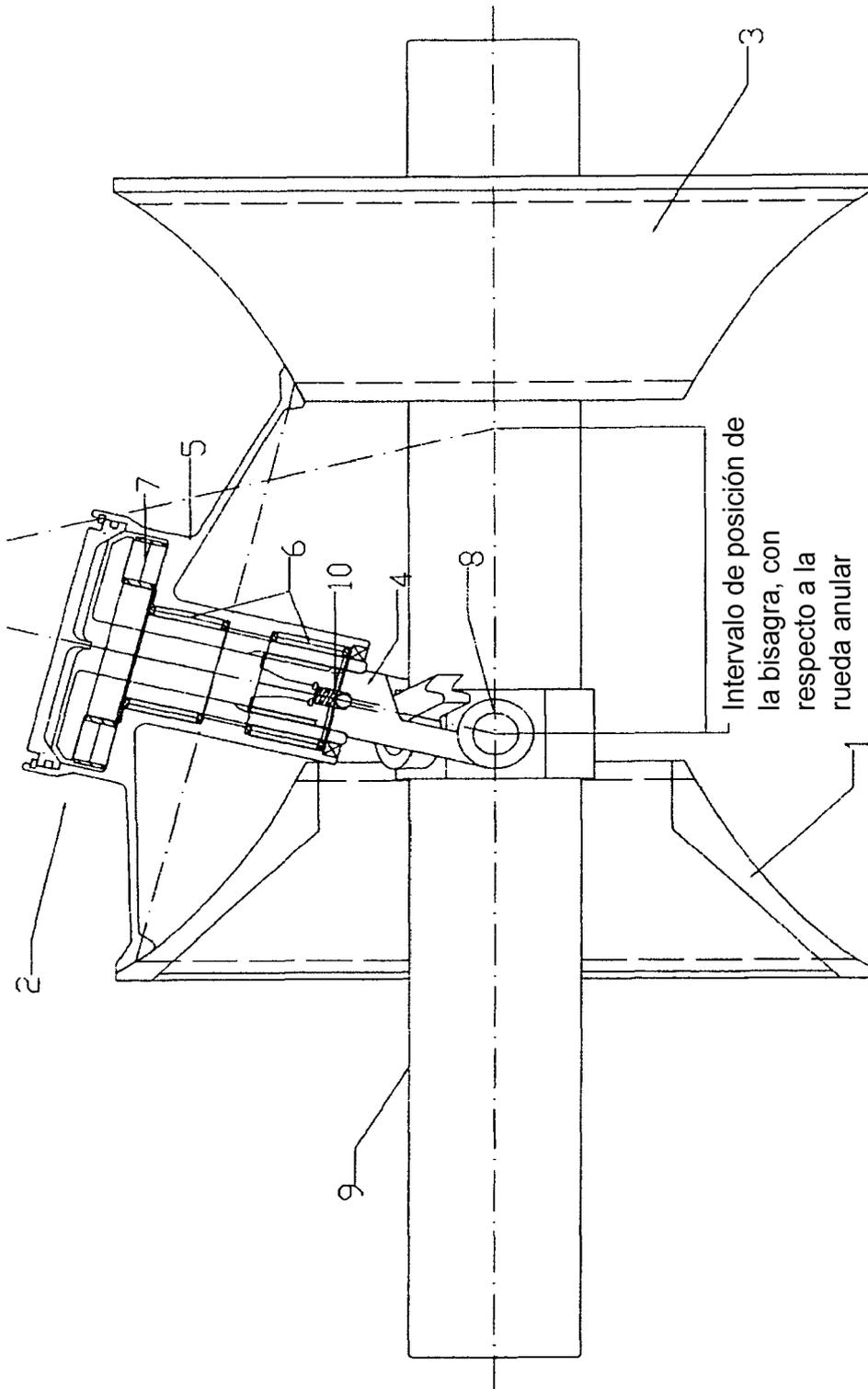


FIG 2

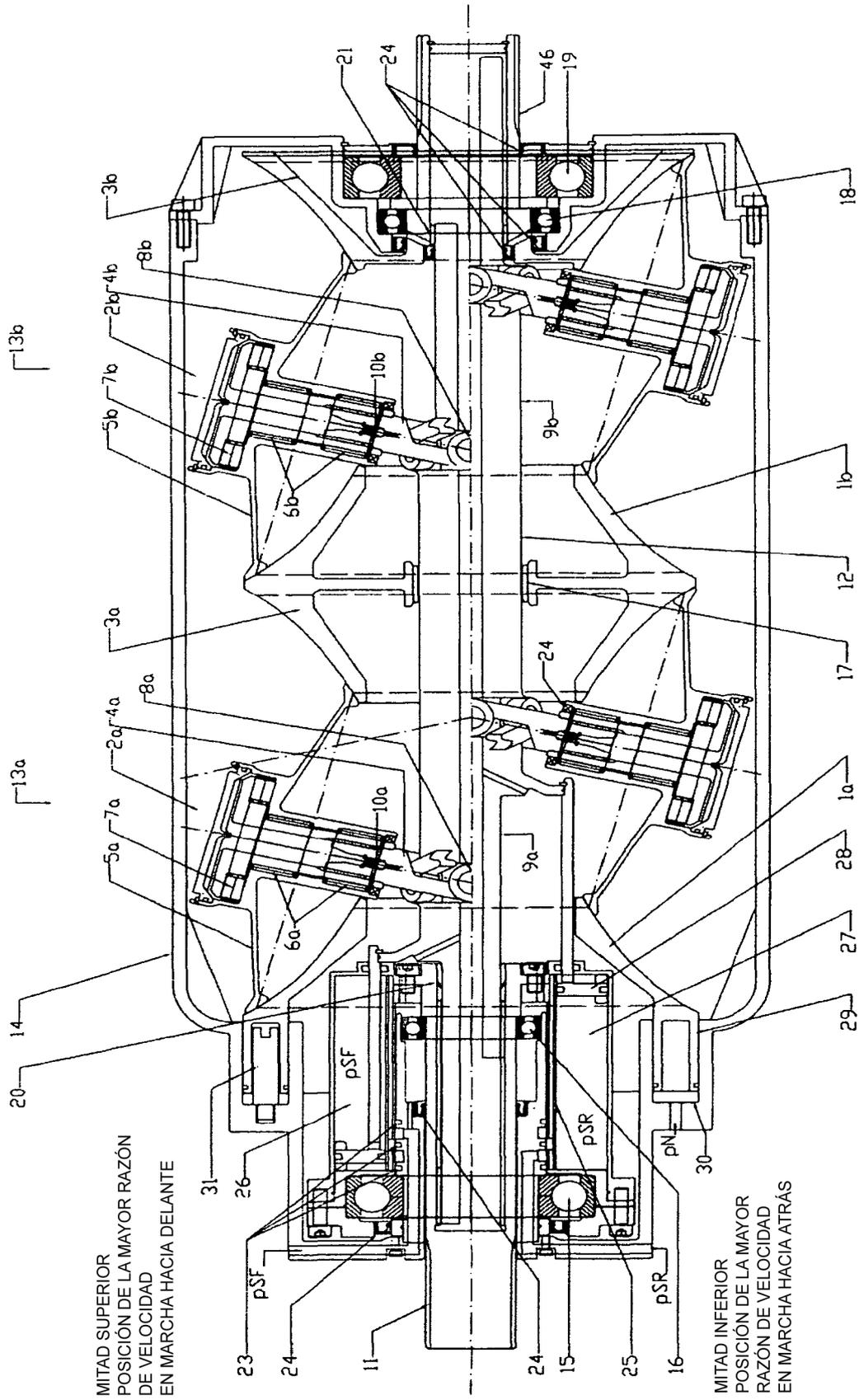


FIG 3

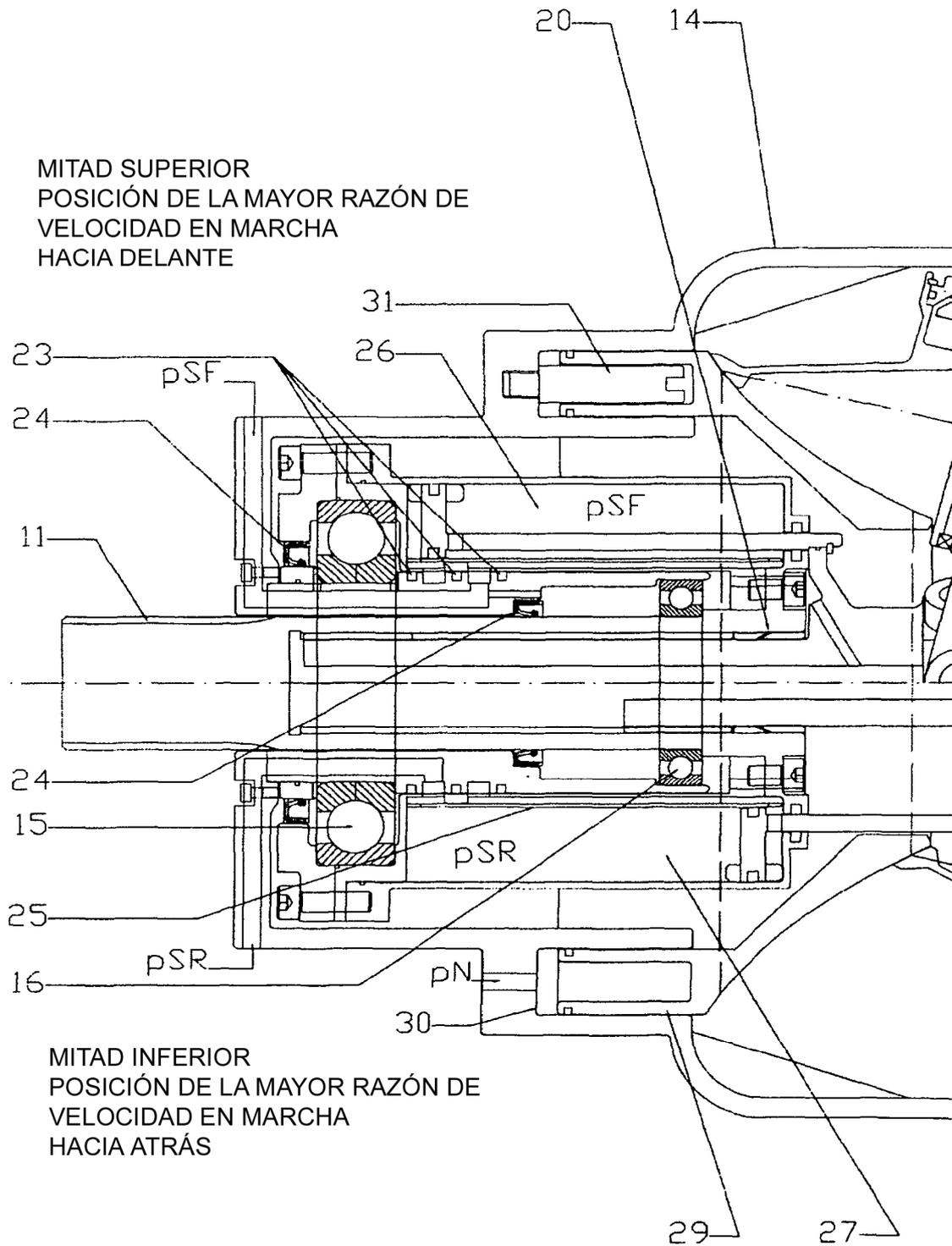


FIG 3a

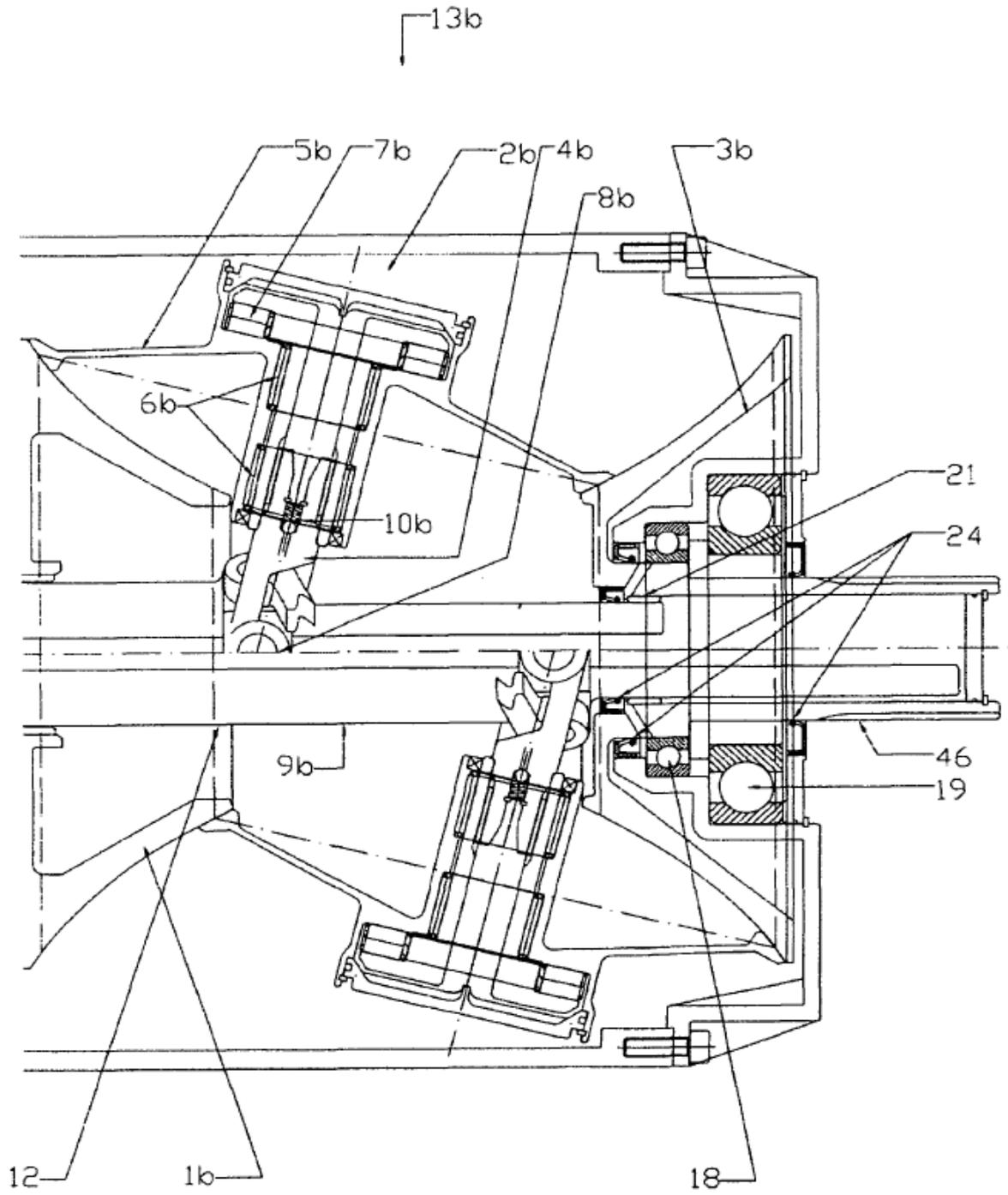


Fig 3b

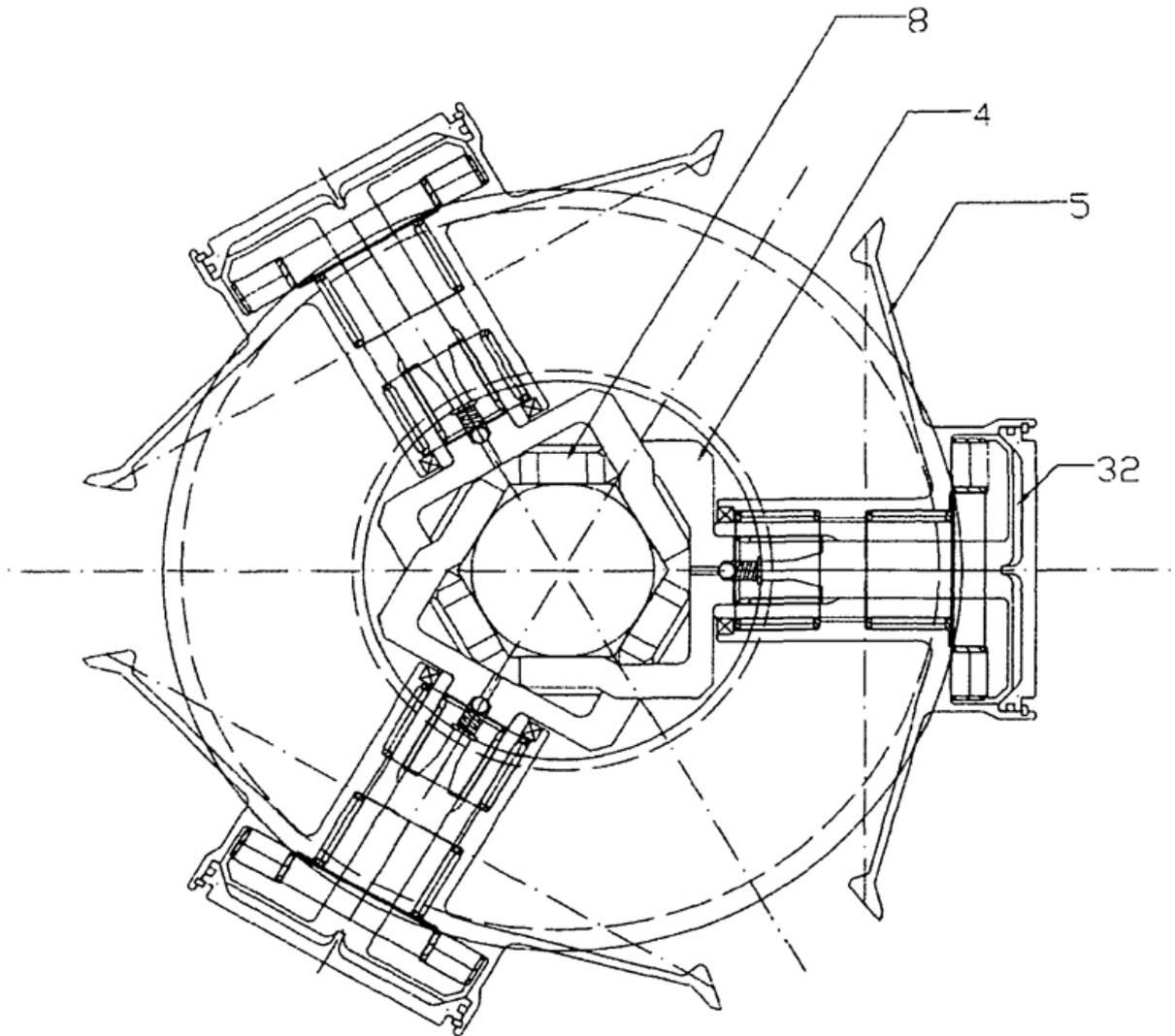


FIG. 4: SE MUESTRA EN POSICIÓN DE RAZÓN DE VELOCIDAD CERO

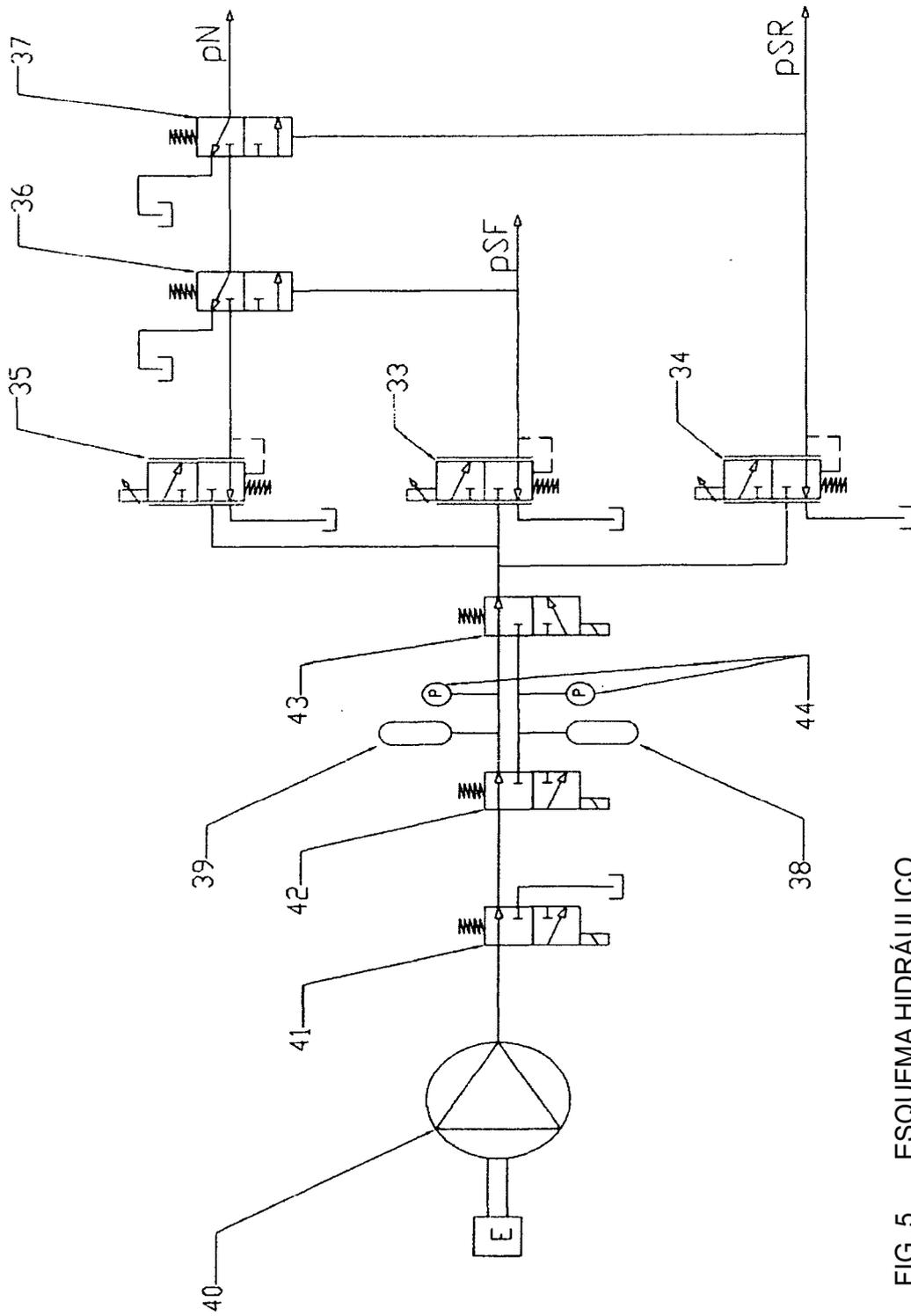


FIG. 5 ESQUEMA HIDRÁULICO

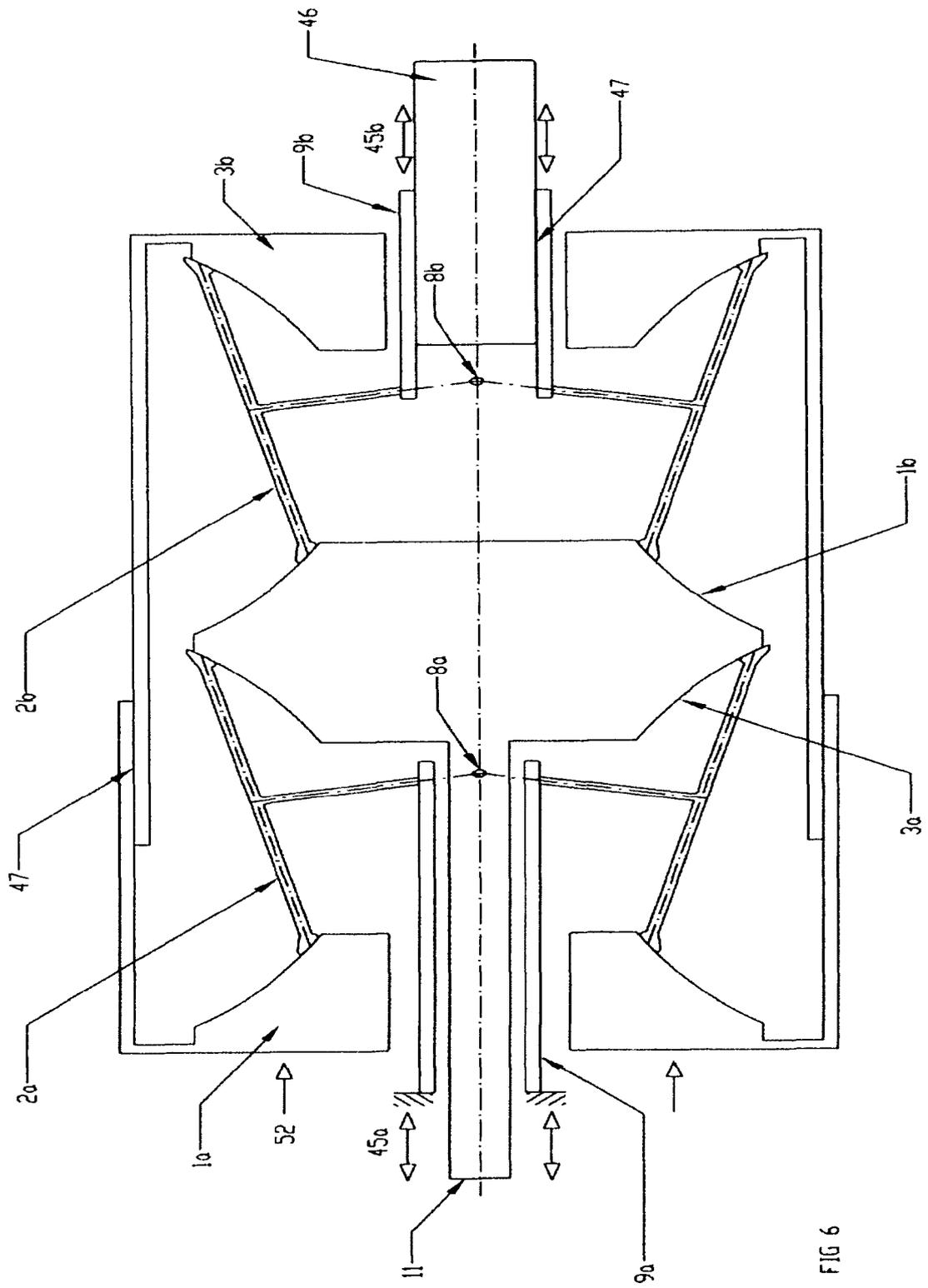
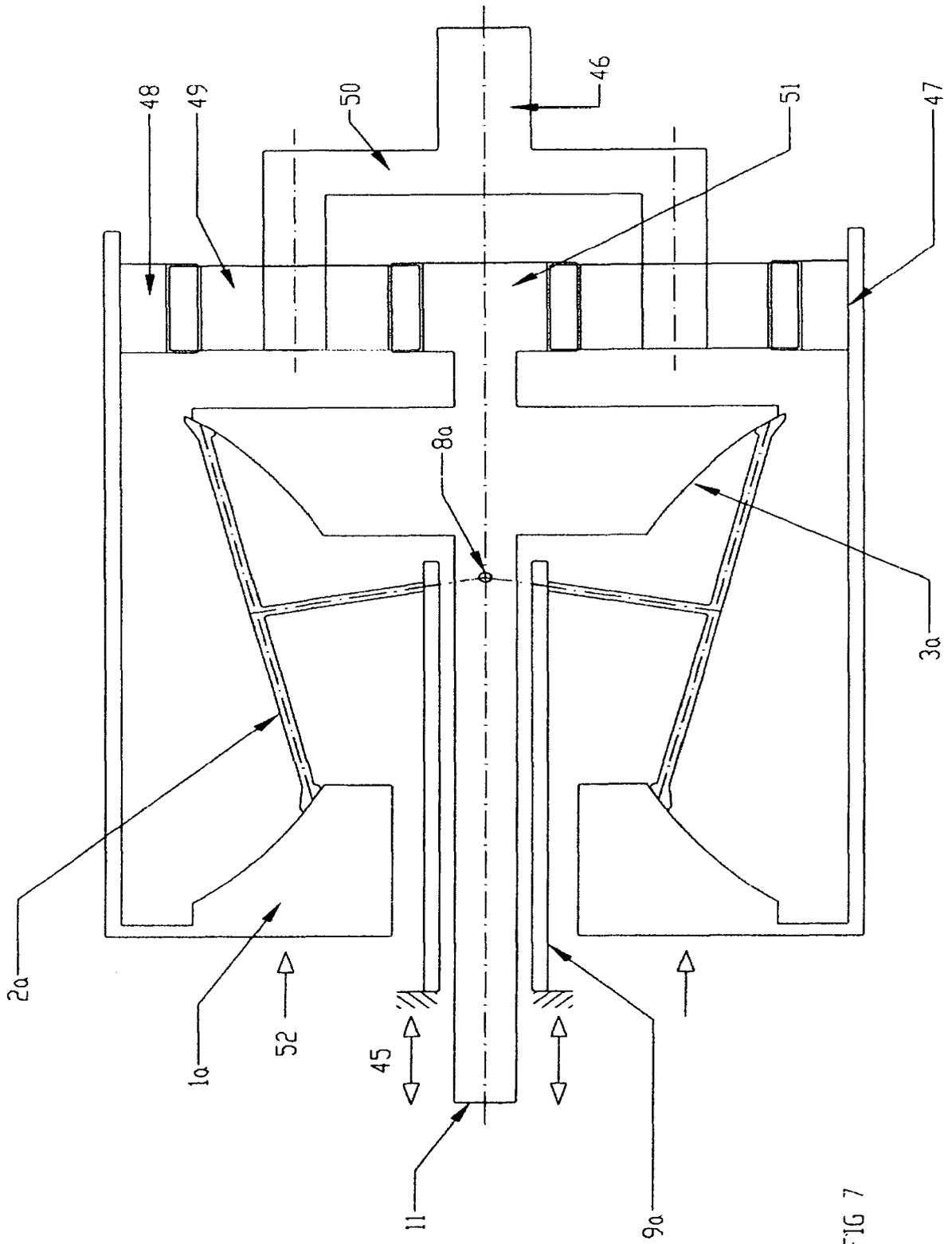


FIG 6



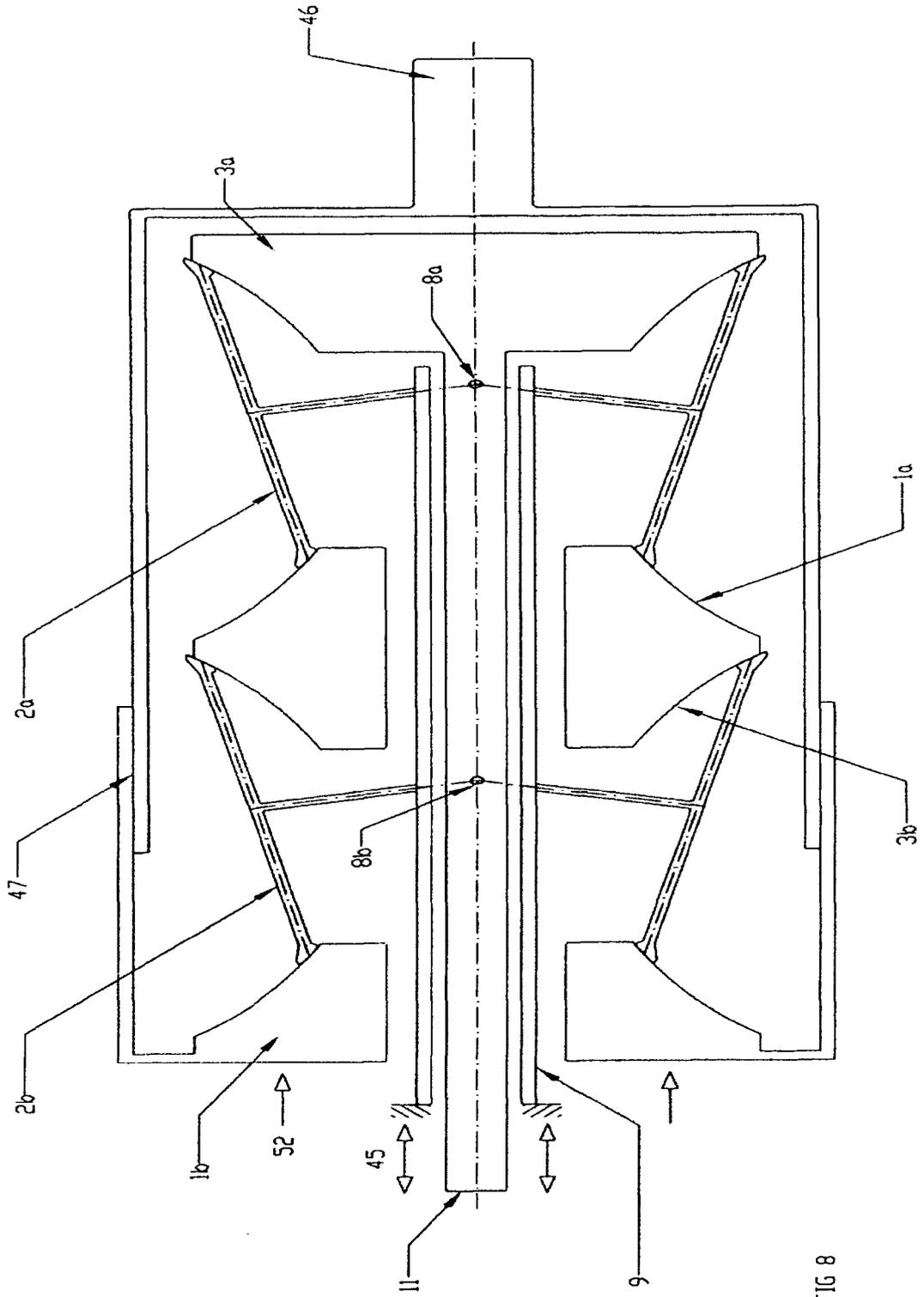


FIG 8

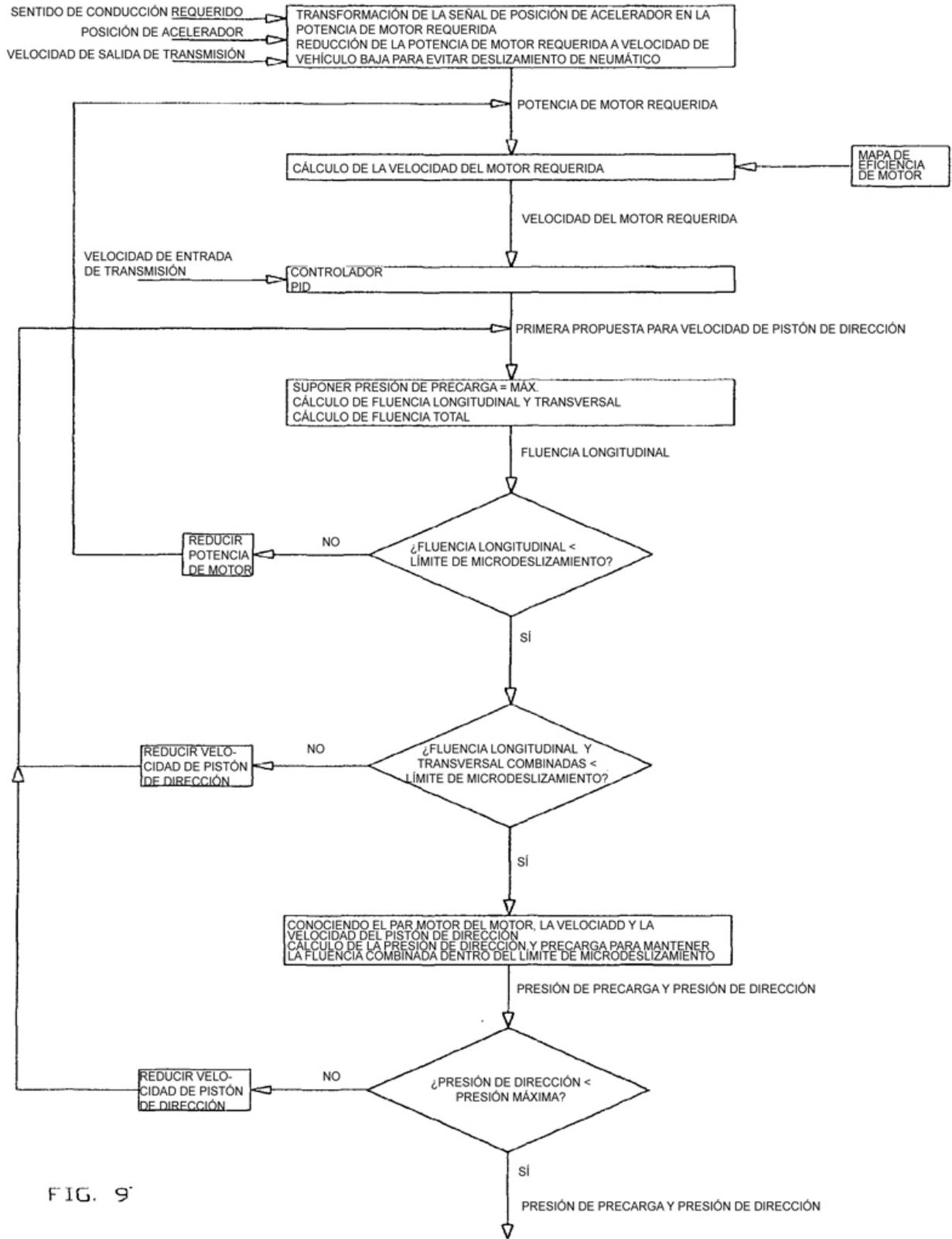


FIG. 9

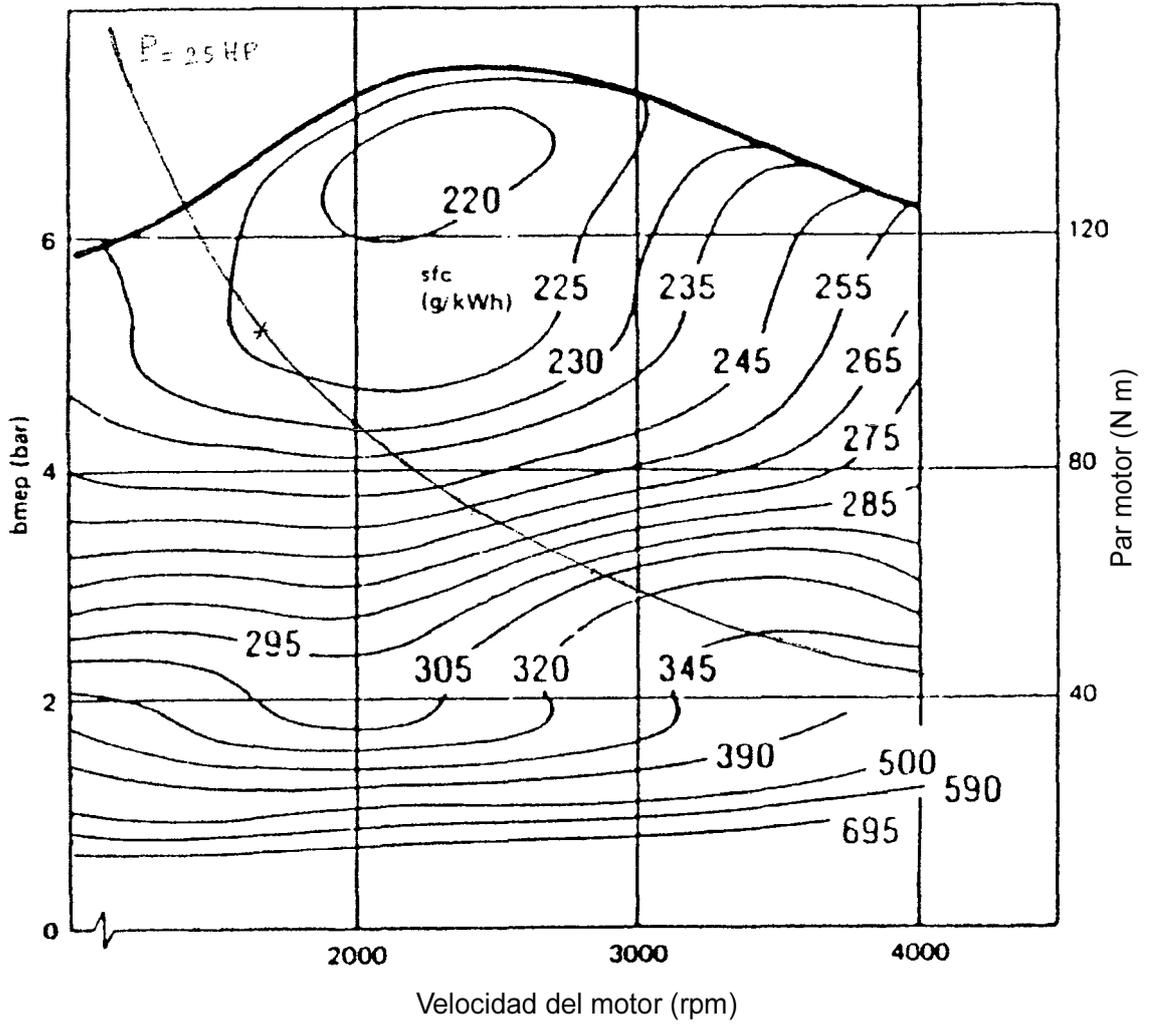


FIG. 10

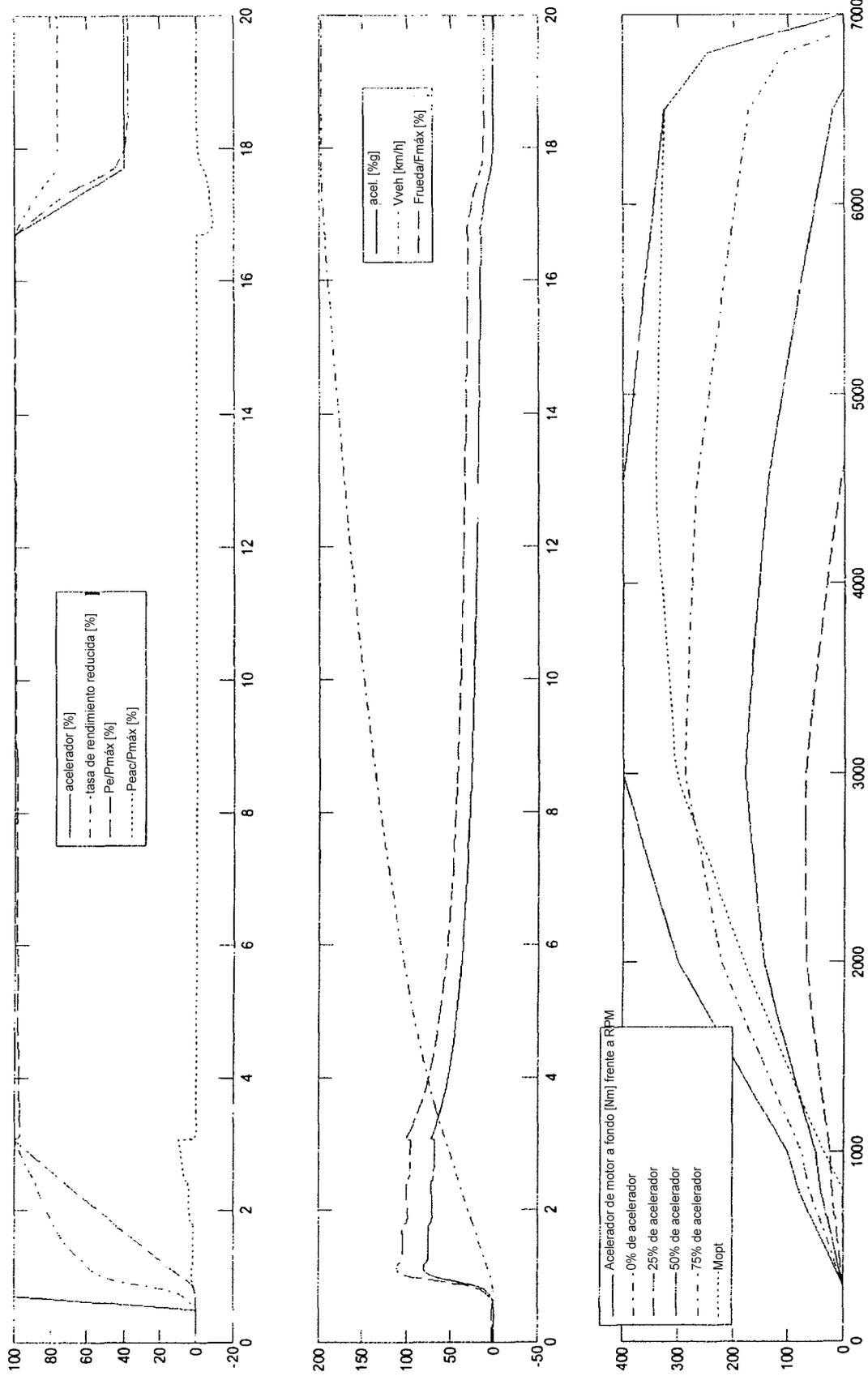
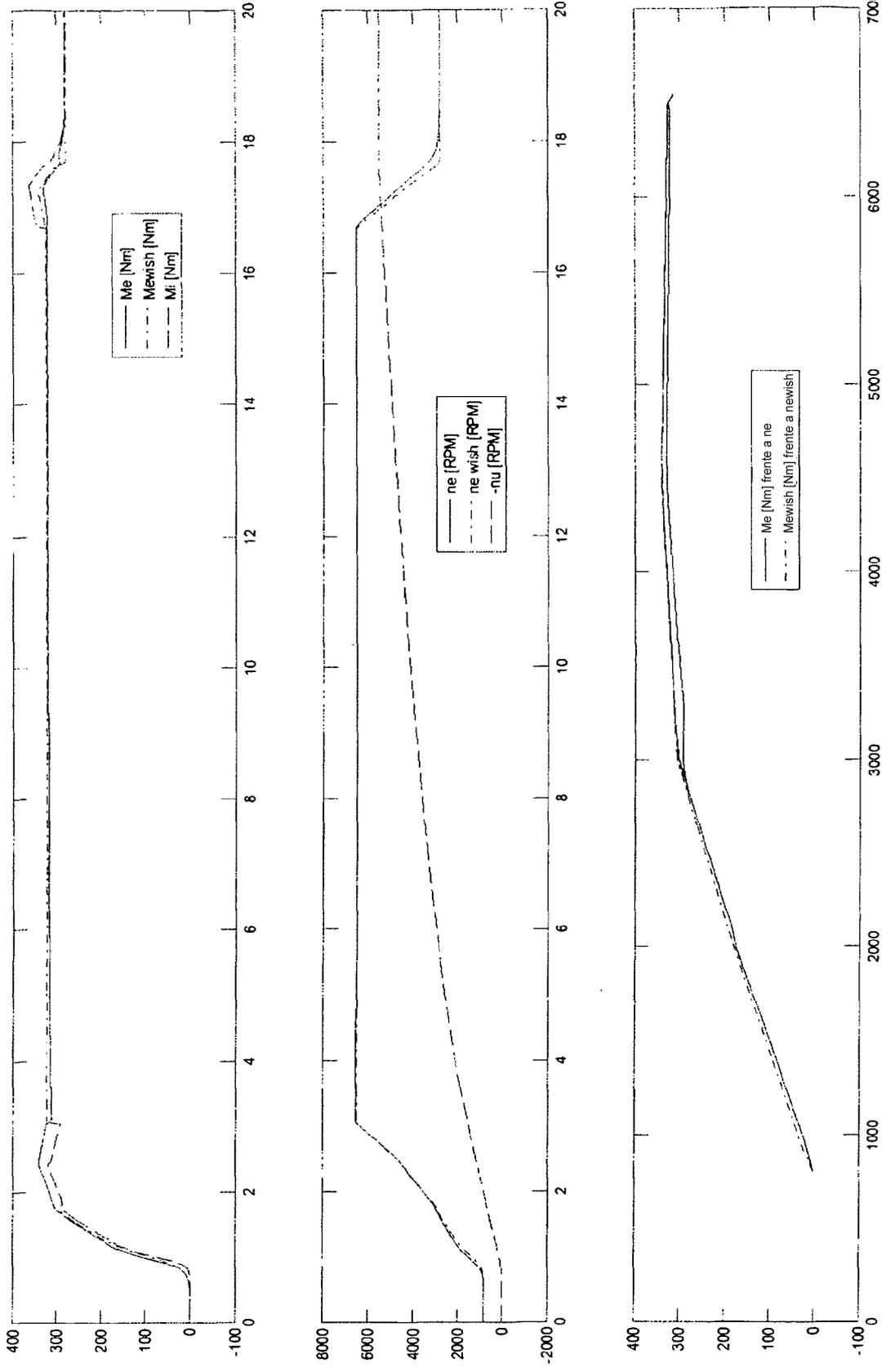


FIG. 11 a



2 a

FIG. 11 a cont.

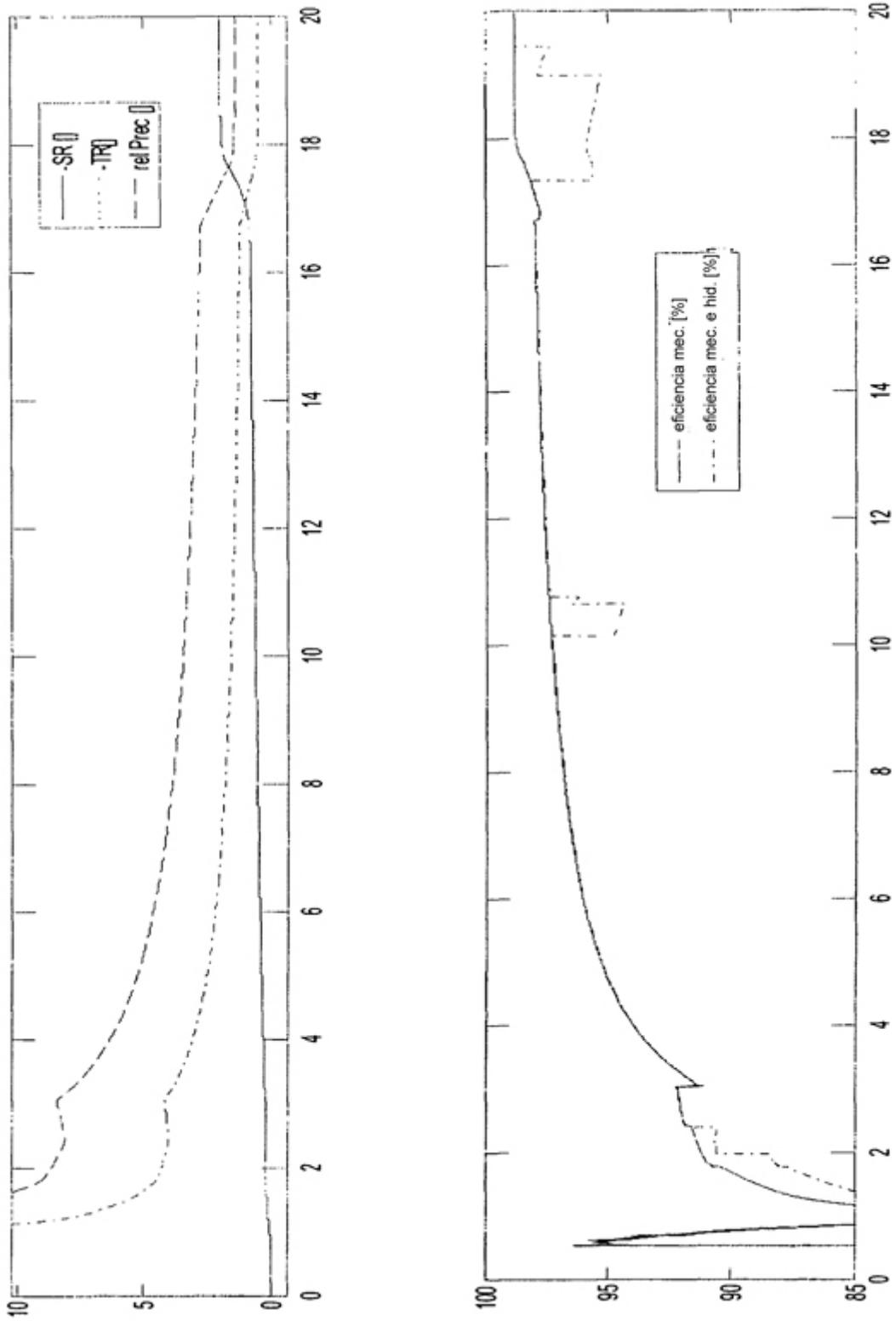


FIG. 11 b

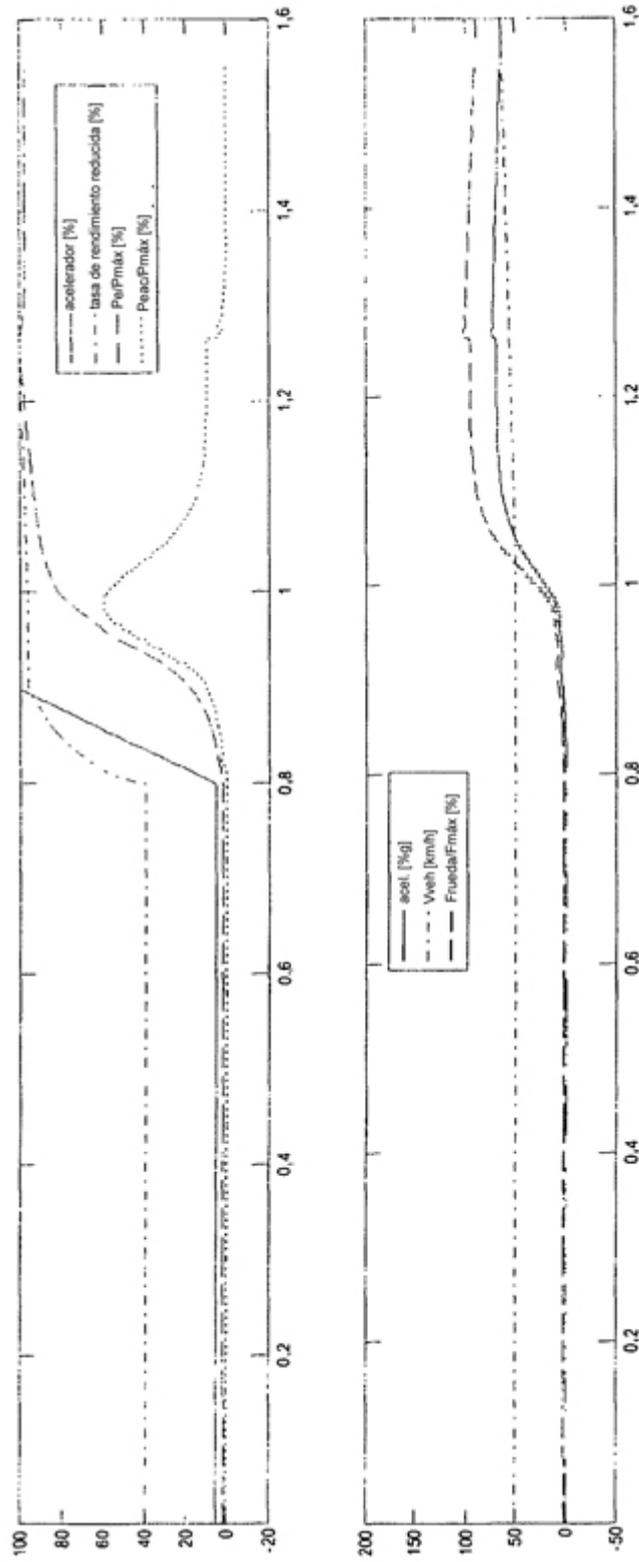


FIG. 12 a

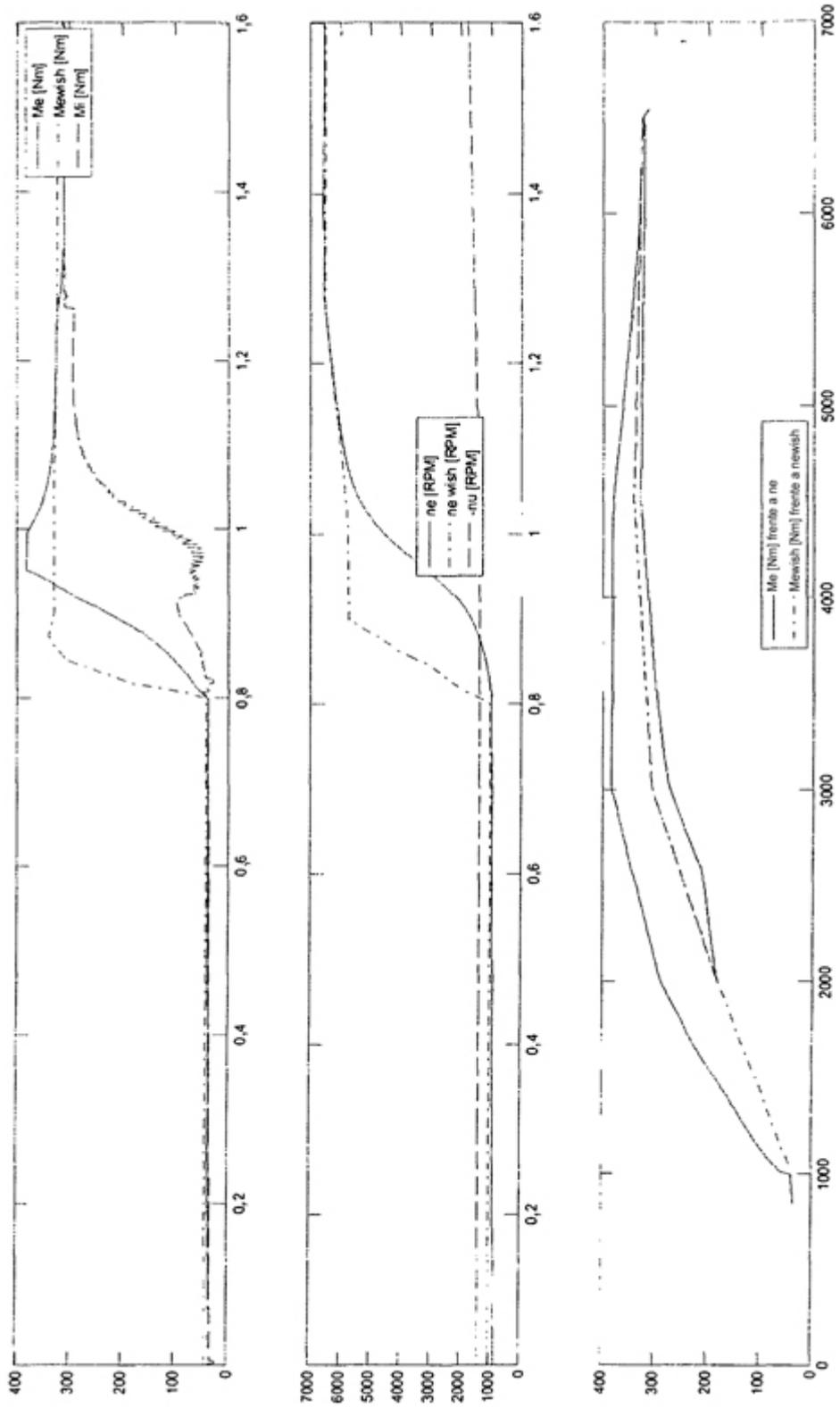


FIG. 12 a cont.

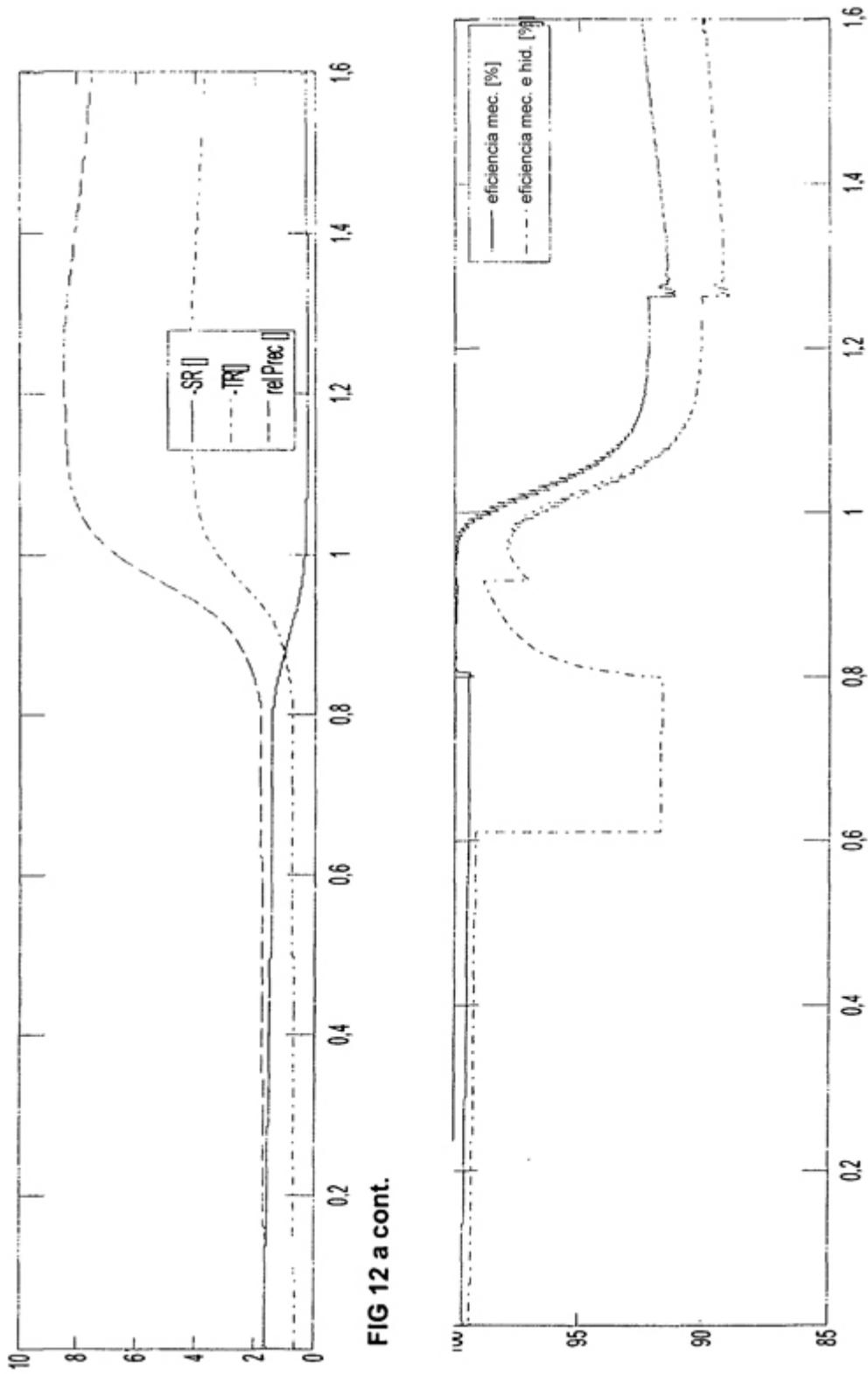


FIG. 12 a cont.

FIG. 12 b

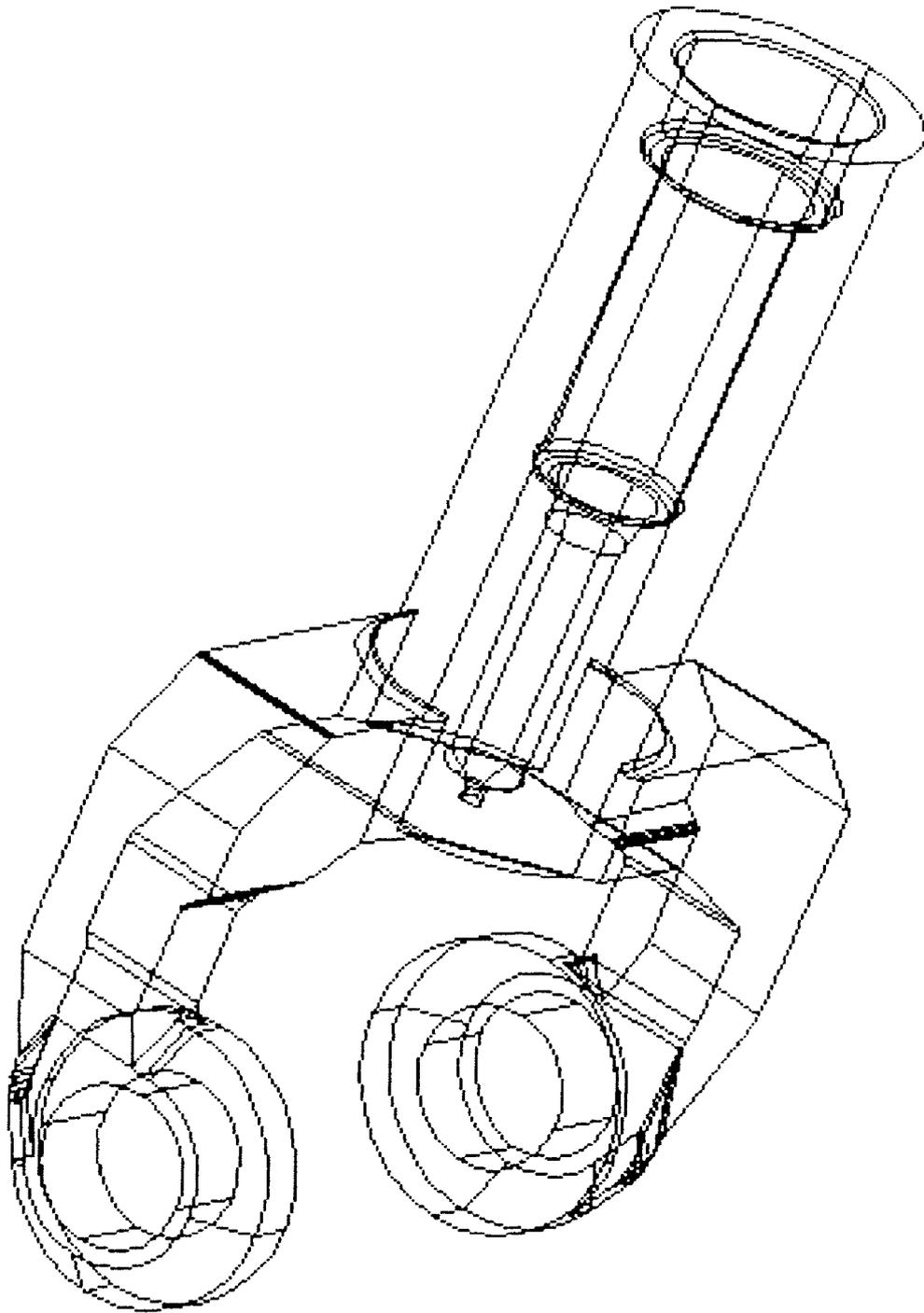


FIG. 13