



CONCEDIDA

PATENTE DE INVENCION

19 ES	11 NUMERO	10 A1
21	463.428	
22	FECHA DE PRESENTACION	
	21-10-1977	

30 PRIORIDADES:	32 FECHA	33 PAIS
31 NUMERO		
PV 6806-76	22-10-1976	Checoslovaquia

47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL	62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
	F 16H	

54 TITULO DE LA INVENCION

"PERFECCIONAMIENTOS INTRODUCIDOS EN UN ENGRANAJE DE TRANSMISION PLANETARIO AUTOMATICO, DE ESCALONAMIENTO MULTIPLE"

71 SOLICITANTE (ES)

POVAŽSKE STROJÁRNE, národný podnik (6121/Sv/2/9195 S 9195)

DOMICILIO DEL SOLICITANTE

Považská Bystrica, Checoslovaquia

72 INVENTOR (ES)

Jiří BEDNÁŘ

73 TITULAR (ES)

74 REPRESENTANTE

DON FERNANDO DE ELZABURU MARQUEZ (P.-67.276)

UNE A. 4 MOD. 3106 Jga

20 JUN 1978

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta. UTILICESE COMO PRIMERA PAGINA DE LA MEMORIA

POOR QUALITY

1 El invento se refiere a un engranaje de transmi-
sión planetario, automático, de escalonamiento múltiple,
en el que el cambio de escalón o relación se realiza me-
diante embragues centrífugos de disco, de platos múlti-
5 ples, adecuado para automóviles, en particular para auto-
móviles de pasajeros.

Los engranajes de transmisión automáticos de es-
calonamiento múltiple conocidos, con cambio de relaciones
por medio de embragues centrífugos son sencillos, pero --
10 sus propiedades de funcionamiento no son totalmente satis-
factorias, particularmente al comienzo del cambio a igual
velocidad del vehículo sin tener en cuenta la carga; ade-
más, la mutua dependencia de la primera fase del cambio
de relación entre la velocidad v_1 y la velocidad v_2 (v_1
15 es la velocidad a la que tiene lugar un contacto sin fuer-
za de las partes de fricción del embrague, v_2 es la velo-
cidad a la que el embrague de cambio de relación transmi-
te una parte diferencial del par), y en la segunda fase
del cambio, dentro del margen de velocidades de v_2 a v_3
20 (v_3 es la velocidad a la cual tiene lugar un acoplamiento
rígido del acoplamiento de cambio de relaciones), por lo
que la segunda fase del cambio tiene lugar con una reduc-
ción de las revoluciones del motor desde n_2 a n_3 , cuya --
brusquedad, dependiendo del tiempo, no debe perjudicar a
25 la continuidad del cambio, por lo que el margen de veloci-
dades, v_1 a v_3 , en el que se reduce la eficacia de trans-
misión de potencia debido al patinamiento del embrague de
cambio de relaciones, no crece proporcionalmente. Estos
engranajes de transmisión no son adecuados para más de --
30 dos escalones de velocidad o relaciones. En engranajes

1 de transmisión planetarios automáticos, en los que se --
consigue el cambio de relación mediante embragues contro-
lados por aceite y frenos, las consecuencias de la mutua
dependencia, en la primera y en la segunda fases del cam-
5 bio, de la continuidad del cambio en un estrecho margen
de velocidad seleccionado v_1 a v_3 - son eliminadas por un
embrague de arranque hidrodinámico, posiblemente por un
convertidor hidrodinámico de par a costa de una eficacia
reducida de transmisión de potencia dentro de todo el mar-
10 gen de velocidades del vehículo, excepto para la relación
o escalón de velocidad superior si el elemento hidrodiná-
mico se encuentra en él, y a costa de precios superiores
y de mayor complejidad del engranaje de transmisión si el
elemento hidrodinámico está conectado al escalón de velo-
15 cidad o relación superior, lo que influye desfavorablemen-
te sobre el consumo de combustible y hace que las propie-
dades de funcionamiento estén aseguradas por medios de --
control bastante complicados, siendo la parte hidráulica
y, últimamente, también la parte electrónica, costosas y
20 haciendo necesario un conocimiento de la tecnología y ser-
vicio.

Un objeto de este invento es proporcionar un --
engranaje de transmisión planetario automático, de esca-
lonamiento múltiple, en el que se eliminarían en su mayor
25 parte dichos inconvenientes en el transcurso de los cam-
bios de relaciones, y que sería menos caro y se fabrica-
ría de manera más simple que los engranajes de transmi-
sión similares utilizados en la actualidad.

De acuerdo con este invento, el tambor del em-
30 brague de cambio de relación, conectado firmemente a la

1 rueda dentada de salida del engranaje planetario, está
provisto de un mecanismo para retro-acoplamiento de poten-
cia, que comprende una parte de salida, una parte de re-
5 gylación y un tope de reposo. La parte de salida compren-
de brazos portadores, conectados firmemente a la rueda de
entrada del siguiente engranaje planetario o al eje de sa-
lida del engranaje de transmisión, y un brazo de salida
de portadores oscilantes, suspendido de tornillos fijados
al tambor del embrague del cambio de relación, aplicándose
10 se los brazos de salida de dichos portadores oscilantes,
mediante sus caras de contacto, con brazos portadores de
modo que, debido a la fuerza transmitida a través de los
brazos de salida a los brazos portadores, de acuerdo con
la magnitud del par en la salida del engranaje planetario
15 o de engranajes planetarios siguientes, se reduzca el --
efecto de la fuerza centrífuga de contrapesos centrífugos
y de brazos de guiado del portador oscilante, controlán-
dose así la parte de regulación. La parte de regulación
comprende contrapesos centrífugos guiados por brazos de
20 guiado de portadores oscilantes, un disco controlado y un
resorte de recuperación, merced a cuya acción se sujetan
los contrapesos centrífugos entre una superficie inclina-
da del disco controlado y el tambor del embrague de cam-
bio de relación.

25 Las ventajas del engranaje de transmisión pla-
netario automático de escalonamiento múltiple de acuerdo
con este invento son su sencillez y los bajos costes de
fabricación con propiedades de funcionamiento ventajosas.

30 Los dibujos anejos muestran una realización po-
sible del objeto de este invento, junto con un diagrama

1 que indica sus propiedades en funcionamiento.

La figura 1 muestra el curso de fuerzas de accionamiento P_H transmitidas, de las resistencias $P_f + P_w$ de accionamiento, de las revoluciones n del motor y del rendimiento dependiendo de la velocidad v del vehículo para un engranaje de transmisión de cuatro escalones o relaciones.

La figura 2 es un alzado en sección longitudinal de una posible realización del objeto de este invento para un engranaje de transmisión planetario automático de tres escalones o relaciones.

La figura 3 es una vista en sección transversal del engranaje, que muestra en alzado una posible realización de un mecanismo para retro-acoplamiento de potencia.

La figura 1 muestra los cursos resultantes de las fuerzas de accionamiento para diferentes aberturas de la mariposa del acelerador para un estrecho margen de velocidades de la potencia transmitida con una eficacia reducida, donde la eficacia η se reduce desde el valor $\eta = 1$ en la curva P_{pk} hasta el valor $\eta = \frac{i_k}{i(k-1)}$ en la curva P_{IIk} a una velocidad de v_2 , por lo que las fuerzas de accionamiento mostradas en la curva P_{IIk} no pueden -- igualar a las resistencias de accionamiento con otro rendimiento que $\eta = 1$, ya que los cursos de P_{IIk} aumentan con una velocidad superior del vehículo de manera más pronunciada de los cursos de las resistencias de accionamiento $P_c = (P_f + P_w) + P_z$, donde P_z es un incremento de las resistencias de accionamiento debido al viento o a que se está ascendiendo por una pendiente. Con la eficacia η inferior (por ejemplo, para resistencias de acciona-

1 miento P_{01} a la carga total del motor con una velocidad
 24) el accionamiento es posible sólo teóricamente, ya
 que las resistencias de accionamiento P_{01} sustancialmente
 incrementadas a una velocidad $v_{24} = 128,6$ km/h del vehí-
 5 culo, solamente podrían ser vencidas sobre un largo tra-
 mo recto con una pendiente uniforme y con una eficacia su-
 perior; por otra parte, una ligera reducción de las resis-
 tencias de accionamiento provocaría un igualamiento de --
 las resistencias al accionamiento con fuerzas de acciona-
 10 miento a una velocidad superior, a saber, v_0 , cuando la
 eficacia de la transmisión de potencia $\eta = 1$ y el vehí-
 culo tiene en la cuarta relación de transmisión, a la ve-
 locidad reducida v_{34} , una reserva de potencia de acciona-
 miento para vencer resistencias de accionamiento P_{02} in-
 15 crementadas de modo que el margen de velocidades del ve-
 hículo, v_{24} a v_{34} , no es estable para una abertura cons-
 tante de la mariposa del acelerador, y solamente puede --
 conseguirse una velocidad constante dentro de este margen
 merced a una reducción de la alimentación de combustible
 20 y con un rendimiento del 100%.

Teóricamente, tiene lugar un calentamiento del
 embrague de cambio de relación y una reducción del coefi-
 ciente de fricción en caso de una conducción más prolon-
 gada a la velocidad v_{24} , como consecuencia de lo cual la
 25 constante del embrague de cambio de relación se reduce a
 k_{s4z} y el coeficiente de retro-acoplamiento de potencia
 $a \cdot x_{4z} = \frac{k_{s4z}}{k_{s3}}$ que se muestra en los cursos cambiados de
 fuerzas P_{Iz4} de la fase I y P_{IIz4} de la fase II, las re-
 sistencias de accionamiento se igualan con la fuerza de
 30 accionamiento P_{Iz4} a una velocidad v_z ligeramente incre-

1 mentada y con una eficacia η incrementada. Además de la
mutua independencia de los cursos de las fases I. y II.,
la fase de transmisión no requiere ninguna solución de la
continuidad del cambio de relación por introducción de un
5 elemento hidrodinámico por delante del engranaje de trans-
misión, sino que es suficiente un sencillo embrague cen-
trífugo de arranque, que deslice solamente dentro del es-
trecho margen de velocidades comprendido entre 0 y v_s ; --
por lo que, para una carga reducida, la velocidad v_s cae
10 a lo largo de la curva P_s , a una velocidad superior a v_s
el embrague de arranque está conectado rígidamente, lo que
contribuye igualmente a una reducción del consumo de com-
bustible y con excepción del margen de velocidades en el
curso del cambio de relaciones bajo carga, cuando la efi-
15 cacia de la transmisión de potencia se reduce automática-
mente, el engranaje de transmisión planetario automático,
de escalonamiento múltiple, no perjudica las propiedades
dinámicas del vehículo. Los cursos de P_{pk} y P_{IIk} asegu-
ran el denominado efecto de "reducción rápida" (un cambio
20 automático a una relación inferior por una actuación brus-
ca del pedal del acelerador, por ejemplo en el caso de un
adelantamiento) dentro de un margen de velocidades arbi-
trario, limitado solamente por los cursos de P_{vk} , como es,
por ejemplo, posible para seleccionar la velocidad v_{p14} ,
25 de modo que una brusca actuación del pedal del acelerador
da lugar a un cambio de relación desde la cuarta a la pri-
mera. Otra ventaja es que, en el caso de una selección
de $x_k \geq \frac{i(k-1)}{i_k} - 1$ cualquier valor del par es trans-
mitido desde el engranaje de transmisión, desde una velo-
30 cidad superior a v_{p14} a través de la cuarta relación, lo

1 que es ventajoso, mediante una adecuada selección de --
 v_{p14} , para un arranque de emergencia del motor remolcando
 el vehículo o, posiblemente, haciéndolo rodar por una pen-
 5 diente sin ninguna otra disposición, ya que la parte ac-
 cionada del embrague de arranque está provista, igualmen-
 te, de contrapesos centrífugos lo que, además, reduce la
 velocidad del vehículo a la cual el embrague de arranque
 es conectado rígidamente sin reducción de la fuerza que
 puede conseguirse en el curso del arranque, lo que repre-
 10 senta una reducción del consumo de combustible, particu-
 larmente en el tráfico urbano.

La figura 1 muestra solamente la parte del cur-
 so de la eficacia η en donde cae durante el cambio de re-
 lación, debido al deslizamiento del embrague de cambio de
 15 relación. Las relaciones de transmisión i_k de escalones
 individuales se han seleccionado como sigue:

$$i_1 = 3,52$$

$$i_2 = 2,23$$

$$i_3 = 1,4$$

$$20 \quad i_4 = 1$$

Los cursos de fuerzas de accionamiento P_H y de
 las revoluciones n del motor se muestran en línea continua
 para el acelerador completamente abierto, en línea de tra-
 zos para el acelerador parcialmente abierto, y en línea
 25 de trazos y puntos para una abertura mínima del acelera-
 dor cuando, en el caso de una marcha en llano, sin viento,
 tiene lugar un cambio de relación, de la tercera a la --
 cuarta. El curso de la fuerza de accionamiento P_{Ik} depen-
 diendo de la velocidad del vehículo en el cambio de rela-
 30 ción al escalón de orden k de transmisión en la fase I.--

1 del cambio de relación, está determinado por la ecuación:

$$P_{Ik} = \frac{P_{v(k-1)} - k_{sk} (v_{2k}^2 - v^2) - P_{zk} \left(\frac{i(k-1)}{i_k - 1} + x_k \right)}{1 - x_k}$$

5 en donde:

$P_{v(k-1)}$ es el curso de la fuerza de accionamiento transmitida a la relación de orden (k-1) a partir del par del motor, independientemente de la velocidad v del vehículo.

10 k_{sk} es la constante del embrague de la relación de orden k,

P_{2k} es la fuerza de accionamiento de la relación de orden k de la transmisión a la velocidad v_{2k} al término de la fase I. de cambio de relación y a n revoluciones del motor.

15

x_k es el coeficiente de retro-acoplamiento que caracteriza al cambio ΔP_s de la fuerza de accionamiento transmitida por el embrague de cambio de relación a un cambio ΔP de la fuerza de accionamiento en la salida del engranaje de transmisión planetario, de modo que:

20

$$\Delta P_s = \Delta P \cdot x_k.$$

El curso de la fuerza de accionamiento P_{IIk} en el curso de la fase II de cambio de relación dependiendo de la velocidad v es:

25

$$P_{IIk} = P_{2k} - \frac{k_{sk} (v_{2k}^2 - v^2)}{\frac{i(k-1)}{i_k} - 1 + x_k}$$

30

1 El curso de la fuerza de accionamiento P_{pk} , en donde la fase I del cambio de relación comienza a una velocidad v , es:

$$5 \quad P_{pk} = \frac{k_{sk} (v^2 - v_{pk}^2)}{x_k}$$

donde v_{pk} es la velocidad a la que comienza la fase I de cambio de relación con una carga nula.

10 La importancia física de la constante k_{sk} del embrague de cambio de relación se deduce de la ecuación:

$$k_{sk} = \frac{P_{2k}}{v_{2k}^2 - v_{1tk}^2}$$

donde:

15 v_{1tk} es la velocidad del vehículo, a la que se produciría la fase I de cambio de relación a k_{sk} , P_{2k} y v_{2k} sin acción del retro-acoplamiento de potencia. La constante del embrague viene determinada por la ecuación:

$$20 \quad k_{sk} = \frac{P_{2k} \left(\frac{i^{(k-1)}}{i_k} - 1 - x_k \right)}{v_{2k}^2 - v_{pk}^2}$$

La eficacia de la transmisión de potencia en la fase I de cambio de relación es:

$$25 \quad \eta_I = \frac{P_{Ik}}{P_{v(k-1)}}$$

La eficacia de transmisión de potencia en la fase II de cambio de relación es:

30

1

$$v_{II} = \frac{n_{II}}{n}$$

5

Para la mejor determinación de los cursos de P_{pk} , P_{Ik} y P_{IIk} se han seleccionado los siguientes parámetros.

10

2. Relación de velocidad $v_{22} = 51,2$ km/h $v_{p2} = 23$ km/h
 $x_2 = 0,65$

3. Relación de velocidad $v_{23} = 80,6$ km/h $v_{p3} = 36$ km/h
 $x_3 = 0,65$

4. Relación de velocidad $v_{24} = 128,6$ km/h $v_{p4} = 50$ km/h
 $x_4 = 0,65$

Un ejemplo de una realización real del objeto de este invento se indica en las figuras 2 y 3.

15

La potencia de accionamiento es transmitida desde el cigüeñal 3 a través de un embrague centrífugo de fricción 14 de arranque, cuya parte de accionamiento 15 está provista de contrapesos centrífugos 18 de arranque. La parte accionada 16 del mismo está firmemente conectada a la rueda 7 de entrada del engranaje de transmisión planetario 4, cuyo portador 19 está bloqueado contra rotación en sentido inverso mediante una rueda libre 20.

20

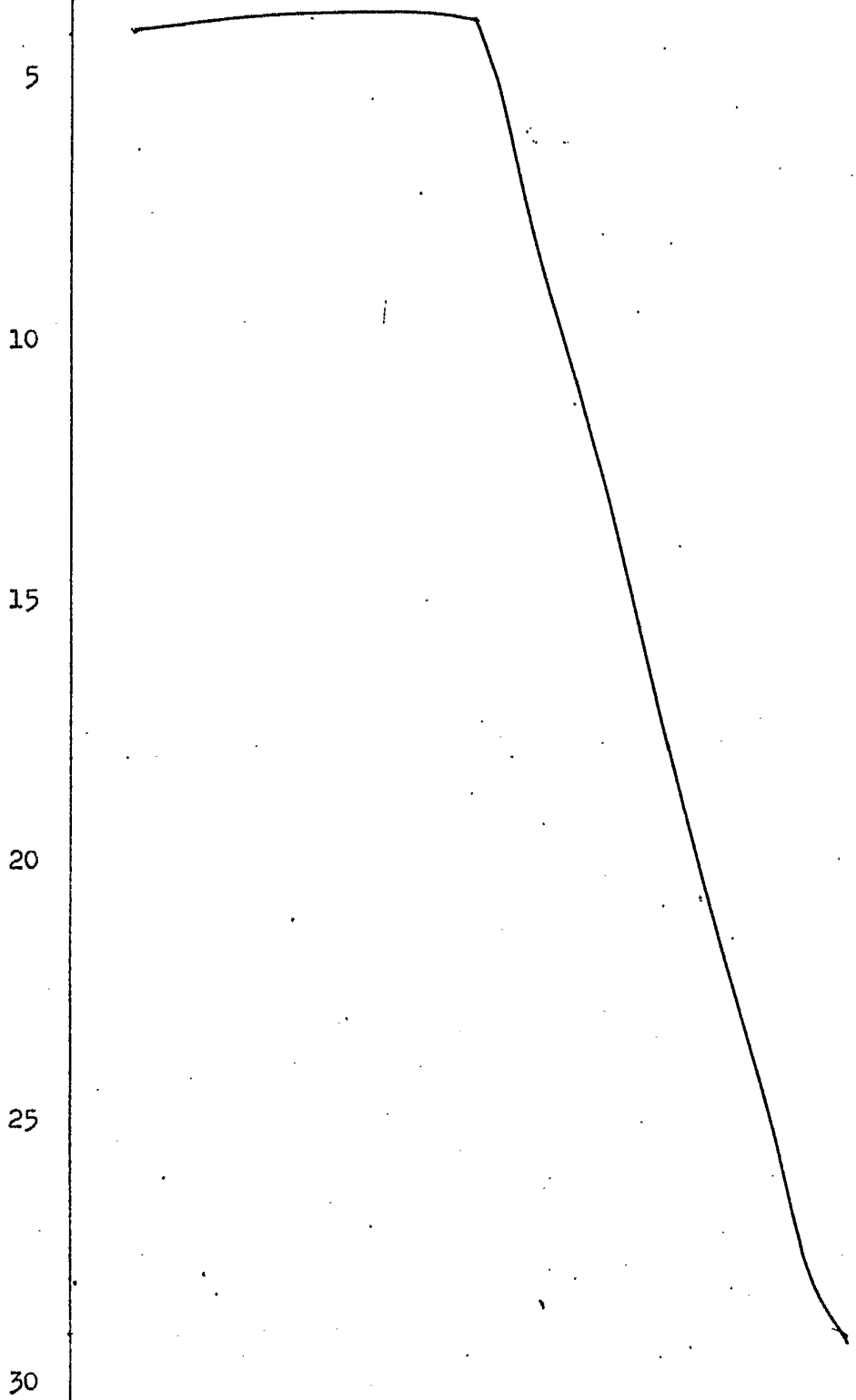
25

Los discos portadores 21 del embrague 2 de cambio de relación y los discos accionados 22 del embrague 2 de cambio de relación están guiados por el tambor 1 conectado firmemente con la rueda de salida 3 del engranaje 4 de transmisión planetario, por lo que el tambor 1 del embrague 2 de cambio de relación está provisto de un mecanismo 23 de retro-acoplamiento de potencia, que comprende una parte de salida 24, una parte de regulación 25 y un tope de reposo 28, comprendiendo la parte de salida 24 --

30

1 - brazos portadores 10 fijados a la rueda de entrada 7 del
siguiente engranaje de transmisión planetario 8 ó con el
árbol de salida 9 del engranaje de transmisión, respecti-
vamente y, además, brazos 36 de salida de portadores osci-
5 lantes 5 suspendidos en tornillos 12 fijados al tambor 1
del embrague 2 de cambio de relación, cuyos brazos de sa-
lida 36 están en aplicación, por sus caras de contacto 11,
con brazos portadores 10 de modo que, debido a la fuerza
transmitida a través de los brazos de salida 36 a los bra-
10 zos portadores 10 de acuerdo con la magnitud del par en
la salida del engranaje 4 de transmisión planetario o del
siguiente engranaje 8 de transmisión planetario, se redu-
ce el efecto de la fuerza centrífuga de los contrapesos
centrífugos 6 y de los brazos de guía 37 del portador os-
15 cilante 5, controlándose así la parte de regulación 25 que
comprende contrapesos centrífugos 6 guiados por brazos de
guía 37 de portadores oscilantes 5, comprendiendo la par-
te de regulación, además, un disco 27 controlado y un mue-
lle de recuperación 26 por medio del cual los contrapesos
20 centrífugos 6 quedan sujetos entre una superficie inclina-
da 29 del disco controlado 27 y el tambor 1 del embrague
2 de cambio de relación. El tope de reposo 28 está situa-
do en el brazo portador 10 o en el tambor 1 del embrague
2 de cambio de relación. Prolongaciones 30 de la parte
25 estable 31 de la rueda libre 20 encajan en rebajos longi-
tudinales 32 del cuerpo 33 de la carcasa, siendo la parte
estable 31 de la rueda libre 20 guiada en la dirección ra-
dial por una superficie de guiado 34 de la rueda libre 20.
La parte de embrague y la parte planetaria completas del
30 engranaje de transmisión, junto con la parte de acciona-

1 miento 16 del embrague 14 de fricción centrífugo de arran-
que forman, en el eje libre 35, una unidad de conjunto.



23117

1

REIVINDICACIONES

5

Los puntos de invención propia y nueva que se presentan para que sean objeto de esta solicitud de Patente de Invención en España, por VEINTE años, son los que se recogen en las reivindicaciones siguientes:

10

15

20

25

1ª.- Perfeccionamientos introducidos en un engranaje de transmisión planetario automático, de escalonamiento múltiple, provisto de embragues centrífugos de cambio de relación, en el que el tambor del embrague de cambio de relación, firmemente conectado a una rueda de salida del engranaje de transmisión planetario, está provisto de un mecanismo para retro-acoplamiento de potencia, que comprende una parte de salida, una parte de regulación y un tope de reposo, comprendiendo la parte de salida brazos portadores firmemente conectados a una rueda de entrada del siguiente engranaje de transmisión planetario o al árbol de salida del engranaje de transmisión y comprendiendo, además, brazos de salida de portadores oscilantes suspendidos en tornillos fijados al tambor del embrague de cambio de relación, cuyos brazos de salida de portadores oscilantes están en aplicación con dichos brazos portadores por medio de caras de contacto, comprendiendo la parte de regulación contrapesos centrífugos guiados por brazos de guía de portadores oscilantes y un disco controlado y un resorte de recuperación, por medio de cuyo resorte de recuperación dichos contrapesos centrífugos son sujetos entre una superficie inclinada del disco de control y el tambor del embrague de cambio de relación.

1 2ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con la reivindicación 1ª, según los cuales el engranaje comprende de uno a tres engranajes planetarios.

5 3ª.- Perfeccionamientos de acuerdo con las reivindicaciones 1ª o 2ª, según las cuales el engranaje está provisto de un embrague de fricción centrífugo de arranque insertado entre el cigüeñal y el engranaje planetario.

10 4ª.- "PERFECCIONAMIENTOS INTRODUCIDOS EN UN ENGRANAJE DE TRANSMISION PLANETARIO AUTOMATICO, DE ESCALONAMIENTO MULTIPLE".

Tal y como se ha descrito en la Memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y para los fines que se han especificado.

15 Esta Memoria consta de catorce hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 21.ENE.1978

P.A.

Fernando de Elzaburu
Por P.A.
[Handwritten signature]

20

25

JAC.

[Handwritten signature]
30

23117

67276

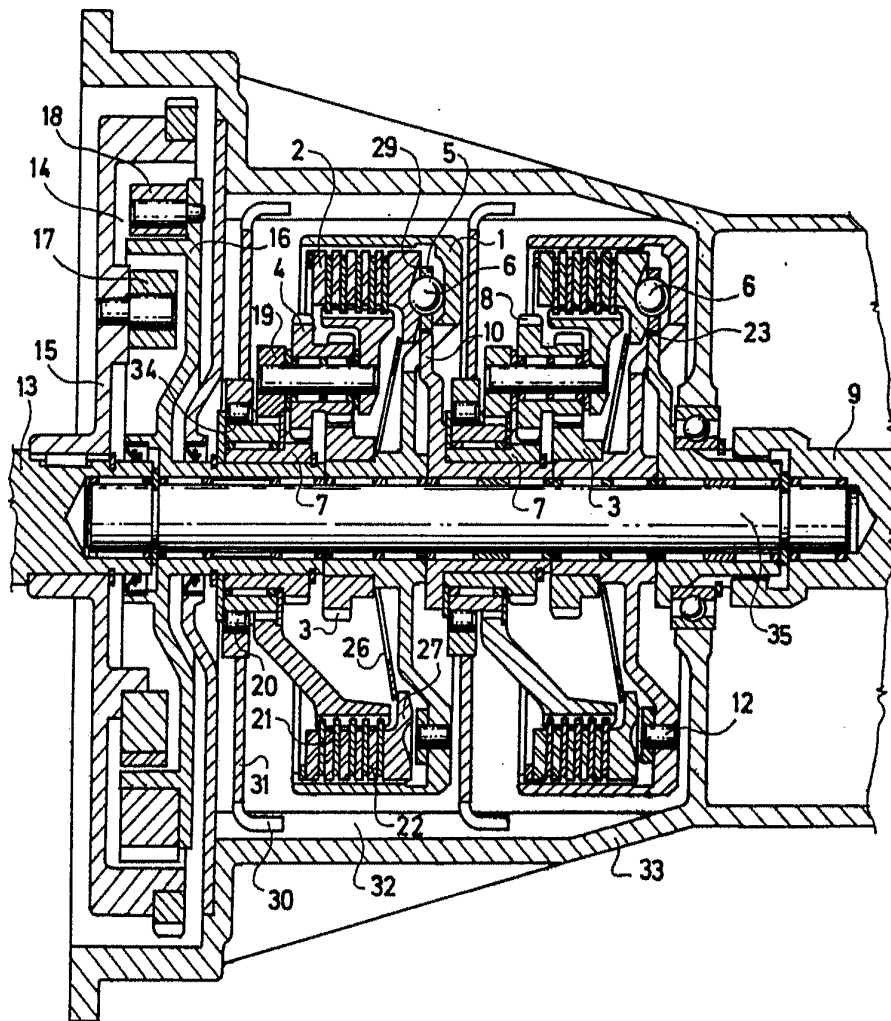


FIG. 2

Fernando di ...
Per ...

37276

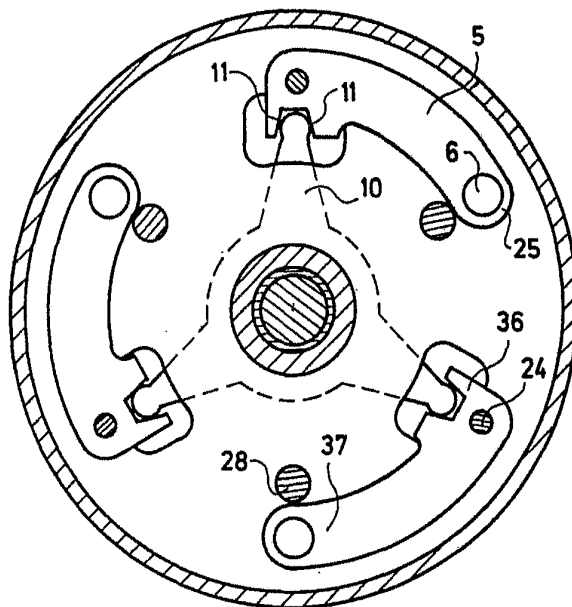


FIG. 3

Fernando de Elizaburu
Por Poder
[Signature]