

MINISTERIO DE INDUSTRIA
REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL



10 ES	11	NUMERO	454435 A1
	21		
	22	FECHA DE PRESENTACION	20-12-76

PATENTE DE INVENCION

30 PRIORIDADES:		
31 NUMERO	32 FECHA	33 PAIS
47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL F16H	62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
64 TITULO DE LA INVENCION MECANISMO DE TRANSMISION ORBITAL		
71 SOLICITANTE (S) COMPUDRIVE CORPORATION		
DOMICILIO DEL SOLICITANTE 76 Treble Cove Road, North Billerica, Massachusetts, Estados Unidos.		
72 INVENTOR (ES) Michel André Pierrat, estadounidense.		
73 TITULAR (ES)		
74 REPRESENTANTE D. BERNARDO UNGRIA GOIBURU		

1 Se conocen desde hace mucho tiempo mecanismos
de cambio de velocidad de numerosos tipos diferentes,
y estos han sido sometidos a perfeccionamientos conti-
5 nuos. Los mecanismos de cambio de velocidad relaciona-
dos con el invento son del tipo desmodrómico totalmen-
te mecanico, y en estos mecanismos se utiliza formas
especiales de transmisión por medio de engranajes para
transmitir energía con un par elevado y de manera muy
eficaz y suave, ocupando al mismo tiempo estos mecanis-
10 mos un espacio relativamente pequeño, presentando un
desgaste mínimo, e incluyendo un número reducido de pie-
zas que se desplazan a velocidades relativamente lentas.
La transmisión por medio de engranajes preferida para
estas aplicaciones incluye engranajes "planetarios"
15 dentados internamente, y engranajes "satélites" denta-
dos externamente en los cuales se producen contactos
de rodamiento continuo entre numerosos dientes que es-
tán simultaneamente acoplados para transmitir el par.
Los engranajes llamados "gerotor" presentan estas ca-
20 racterísticas y se describen, por ejemplo, en la Paten-
te de los Estados Unidos nº. 1.685.563 a nombre de Hill,
en la cual el engranaje interno tiene un diente menos
que el engranaje externo que lo rodea. Un par de estos
engranajes ha sido descrito en el contexto de un dis-
25 positivo de reducción e inversión de velocidad, en la
Patente de los Estados Unidos nº. 3.304.808 a nombre
de Grant. En otro reductor de velocidad, el de la Pa-
tente de los Estados Unidos nº 2.874.594 a nombre de
Sundt, se utilizan dos grupos o pares de engranajes
30 dentados que realizan un movimiento ondulante, con unas

1 bolas o rodillos interpuestos entre ellos, y teniendo
los " engranajes " diámetros diferentes. Esta última
circunstancia, que implica la utilización de diámetros
de engranaje diferentes en los varios grupos, consti-
5 tuye una dificultad con relación a los objetivos del
presente invento, y se ha comprobado que es una carac-
terística de las formas convencionales de engranajes
rectos, cuando deben realizarse diferentes relaciones
de velocidad dentro de las capacidades de transmisión
10 de par del armazón o elemento parecido. Por otra par-
te, los dispositivos de transmisión por engranajes rec-
tos presentan ciertas propiedades que parecen pertene-
cer a las especificaciones de la técnica anterior de
la Patente de los Estados Unidos nº. 2.108.384 a nombre
15 de Moisy, de la Patente de los Estados Unidos nº. 3.056.
315 a nombre de Mrs, de la Patente de los Estados Uni-
dos nº, 3.429.933 a nombre de Lorence, de la Patente
de los Estados Unidos nº. 2.667.089 a nombre de Gregory,
y de la Patente de los Estados Unidos nº 2.972.910 a
20 nombre de Menge. Además, la Patente de los Estados Uni-
dos nº. 3.574.489 a nombre del mismo solicitante que
la presente describe algunas transmisiones orbitales
en las cuales los engranajes tienen configuraciones
parecidas a las preferidas para la presente aplicación.

25 Una forma de transmisión por engranajes cono-
cida actualmente que conduce por sí misma de manera
perfecta a la utilización en transmisiones mecánicas
del tipo del invento incluye un engranaje satélite in-
terno que tiene dientes de forma "cicloidial" o lóbulos
30 de curvatura epitrocoide que cooperan con un engranaje

1 planetario externo circundante en el cual los dientes
tienen la forma de pasadores o rodillos cilíndricos y
cuyo número es superior en una unidad con relación al
número de dientes del engranaje satélite. Las transmi-
5 siones mecánicas mejoradas y especiales según el inven-
to permiten la intercambiabilidad de los grupos de en-
granajes, y por consiguiente la posibilidad de obtener
una amplia gama de velocidades diferentes, en razón de
la utilización de por lo menos dos conjuntos de engra-
10 najes satélite y planetario en los cuales los engrana-
jes satélites intercambiables tienen el mismo diámetro
y la misma excentricidad, permaneciendo así equilibrados
a pesar de presentar números de dientes diferentes, y
en los cuales los engranajes planetarios cooperantes
15 tienen igualmente todos el mismo diámetro y tienen sus
dientes dispuestos adecuadamente a una distancia radial
pre-determinada a partir de un eje central.

Una transmisión mecánica reductora de veloci-
dad preferida de acuerdo con el invento incluye un cár-
20 ter desarmable en el cual están montados unos ejes gira-
torios de entrada y de salida alineados, y en el cual
el eje de entrada está provisto de un saliente excéntri-
co que imparte una característica de cigüeñal que so-
porta un primer engranaje satélite de diámetro pre-deter-
25 minado que puede efectuar un movimiento de rotación re-
lativa, siguiendo los dientes de dicho engranaje una
curvatura epitrocoide y estando acoplados con un primer
conjunto de engranajes planetarios circulares consti-
tuidos por rodillos montados por medio de pasadores en
30 un disco de diámetro pre-determinado que está montado

1 en el cárter coaxialmente respecto al eje central del
eje de entrada. Montado igualmente en el saliente excén-
trico se halla un segundo engranaje satélite, idéntico
al primero, salvo que presenta un número de dientes di-
5 ferente, estando los dos engranajes satélites acoplados
angularmente para que giren conjuntamente alrededor de
un eje excéntrico común, aunque puedan ser separados
axialmente para poder ser sustituidos por otros engra-
najes que tienen diferentes números de dientes. Un con-
10 trapeso que compensa los desequilibrios de rotación de
los engranajes satélites dispuestos excéntricamente y
de su casquillo de montaje, está montado en los ejes de
entrada y sirve no solamente para corregir el desequili-
brio de estos engranajes particulares, sino también
15 para corregir el desequilibrio de otros engranajes de
dimensiones similares pero con un número de dientes di-
ferentes, utilizados en sustitución. A su vez, dicho
segundo engranaje satélite está acoplado con un segun-
do disco de engranaje similar al primero, el cual, co-
20 mo el primero, está provisto de rodillos montados so-
bre pasadores cuyo número máximo para su configuración
particular es superior en una unidad respecto al número
de los dientes del engranaje satélite cooperante, estan-
do el segundo disco de engranaje acoplado angularmente
25 en posición de accionamiento con el eje de salida coaxial.

En variante de construcción, puede obtenerse
una acción diferencial haciendo girar uno cualquiera de
los discos de engranaje, y puede realizarse un cambio
de velocidad incluyendo conjuntos de engranajes suplemen-
30 tarios y bloqueando selectivamente un disco de engrana-

1 je con exclusión de los demás.

5 Por consiguiente, uno de los aspectos del invento consiste en proporcionar transmisiones mecánicas de tipo nuevo y mejorado, destinadas a obtener reducciones de velocidad y efectos parecidos, dotadas de una gama excepcionalmente amplia de capacidad de cambio de velocidad, utilizando piezas relativamente poco numerosas montadas en un conjunto de volumen reducido que incluye por lo menos un par de conjuntos de engranajes satélites y planetarios que pueden ser elegidos entre un número importante de conjuntos intercambiables que presentan diferentes relaciones de engranajes.

15 Otro objeto del invento consiste en proporcionar una transmisión mecánica de tipo nuevo y sencillo que conduce por sí misma a una fabricación de coste reducido y a un montaje fácil, permitiendo obtener unos aparatos que facilitan velocidades de rotación notablemente diferentes, introduciendo conjuntos de engranajes satélites y planetarios elegidos entre una gran variedad de conjuntos de dimensiones intercambiables, sin que sea necesario efectuar cambios correspondientes en el dispositivo de equilibrado mecánico.

20 Aunque los aspectos y las características del invento que se consideran como nuevos se reseñan en las Reivindicaciones adjuntas, otros detalles de realización práctica preferida así como otros objetos y características del invento podran entenderse fácilmente leyendo la siguiente descripción de los modos de realización preferidos, tomada conjuntamente con los dibujos que la acompañan y en los cuales :

25

30

1 La Figura 1 representa los principales compo-
nentes de una transmisión mecánica reductora de veloci-
dad mejorada en despiece, representándose un fragmento
en sección transversal de la parte principal del cárter
5 para mayor claridad;

 La Figura 2 es una vista en planta de los
dos conjuntos de engranaje planetario y satélite uti-
lizados en la transmisión de la Figura 1 , conjunta-
mente con sus ejes correspondientes y las líneas que
10 representan sus dimensiones diametrales;

 La Figura 3 es una vista en sección transver-
sal de una transmisión que corresponde a la ilustra-
ción de la Figura 1;

 La Figura 4 ilustra una transmisión similar
15 en la cual el cambio de engranaje puede conseguirse me-
diante el bloqueo selectivo de uno de los engranajes
planetarios de la pluralidad de grupos de engranajes
y en la cual los rodillos de los engranajes planeta-
rios están aprisionados en lugar de estar montados
20 en pasadores; y

 La Figura 5 es una vista en planta de un frag-
mento de uno de los conjuntos de engranajes de la trans-
misión de la Figura 4.

 El dispositivo de transmisión mecánica 6 que
25 se ilustra en las Figuras 1 y 3 es de un tipo de construc-
ción en la cual un árbol de entrada 7 está destinado a
girar a una velocidad relativamente elevada al ser accio-
nado por una fuente de energía situada al exterior de
una extremidad de un cárter en dos partes y a producir
30 la rotación a una velocidad reducida determinada con

1 una relación exacta, de un árbol de salida 8 dispuesto
en posición de alineación con el primer árbol a lo lar-
go de un eje 9-9. Las piezas separables 10a y 10b del
cárter están normalmente mantenidas unidas por unos tor-
5 nillos adecuados (que no aparecen en el dibujo) e in-
cluyen unos soportes de cojinete 11a y 12a para los ár-
boles de salida 8 y un soporte de cojinete 11b para
el árbol de entrada 7. Un segundo soporte de cojinete
8b, destinado a la extremidad interna del árbol de en-
10 trada 7, está situado en el interior de la extremidad
interna del árbol de salida 8. Dentro de la cavidad
restante 10c definida en el interior de los elementos
de cárter unidos, están situados dos grupos de engra-
najes planetario y satélite, incluyendo uno de dichos
25 grupos el engranaje satélite 13 provisto de un número
de dientes relativamente importante que siguen una cur-
vatura epitrocoide y que estan acoplados con los dientes
de tipo de rodillo equidistantes 14a montados por medio
de pasadores en el disco 14 del engranaje planetario,
20 incluyendo el otro de dichos grupos el engranaje saté-
lite 15 que tiene un número de dientes más pequeño que
siguen una curvatura epitrocoide y que están acopla-
dos con los dientes de tipo de rodillo 16a montados por
medio de pasadores en el disco 16 del engranaje plane-
25 tario. De acuerdo con la técnica conocida, cada uno
de los engranajes satélites está diseñado de modo que
tenga un diente menos que su engranaje planetario coo-
perante que lo rodea, de tal manera que el engranaje 13
tenga un lóbulo convexo menos que el número máximo
30 pre-determinado de rodillos 14a montados por medio de

1 pasadores en el disco 14, y de tal manera que el engranaje 15 tiene un lóbulo convexo menos que el número máximo pre-determinado de rodillos 16a montados por medio de pasadores en el disco 16. Los centros de los
5 discos de engranaje planetario 14 y 16 coinciden con el eje 9-9, mientras que los centros de ambos engranajes satélites 13 y 15 están situados a lo largo de un eje 17-17 excéntrico con relación al eje 9-9 en un grado adecuado para que se obtenga el estado de contacto de rodamiento deseado entre todos los rodillos y el
10 engranaje satélite de cada grupo. Esta última excentricidad se obtiene por medio de un saliente en forma de leva circular excéntrica 7a que forma parte integrante del árbol de entrada 7, estando los dos engranajes satélites 13 y 15 montados en este con una excentricidad común gracias a un cojinete 18 que facilita su movimiento angular con relación al saliente de la leva. Los engranajes satélites 13 y 15 están igualmente sujetos conjuntamente de manera angular por medio de dispositivos de fijación tales como los pernos 19 (Figura 3). El disco de engranaje planetario 14 están mantenidos angularmente por un pasador de fijación 20 (Figura 3) sujeto en él y en la parte 10b del cárter, y la respuesta resultante a la rotación del árbol de entrada 7 consistirá en una rotación en sentido inverso de una vuelta completa del engranaje satélite 13 alrededor de su eje
25 17-17 cada vez que el árbol de entrada efectúa un número de vueltas igual al número de lóbulos convexos o dientes de este engranaje satélite.

30 El mecanismo descrito hasta aquí es sustancial-

1 mente idéntico a las transmisiones conocidas, ya que la
rotación de un árbol de entrada 7 proporciona simple-
mente una rotación en sentido inverso de un engranaje
5 satélite 13 alrededor de un eje excéntrico con una re-
ducción de velocidad determinada por el número de los
dientes del engranaje planetario. Sin embargo, la trans-
formación de este movimiento excéntrico a velocidad re-
ducida en una rotación útil alrededor de un eje alinea-
do con el eje del árbol de entrada necesita un mecanis-
10 mo suplementario tal como un mecanismo que incluye pe-
queños pasadores de arrastre dispuestos de manera fija
en una brida alrededor de un árbol de salida y que están
acoplados con unos agujeros complementarios de diámetro
más importante formados en el engranaje satélite que gi-
15 ra excéntricamente. De acuerdo con el invento, la uti-
lización de un segundo engranaje satélite 15 sujeto
en el primer engranaje satélite 13, y de un segundo
disco de rodillo 16 sujeto en un árbol de salida 8, no
solamente permite obtener la transformación deseada de
20 la rotación excentrica del primer engranaje satélite 13
en una rotación del árbol de salida 8 alrededor de un
eje 7-7 común al eje del árbol de entrada, sino que ade-
más, lo que es muy importante, amplia la capacidad de
reducción de velocidad de la transmisión. A este efecto
25 el segundo disco de rodillos 16 está sujeto angularmen-
te en el árbol de salida 8 para arrastrarlo, por medio
de una chaveta 20a o un dispositivo de fijación equi-
valente. Cuando se hace girar el árbol de entrada 7
desde el exterior del cárter, su saliente de leva excén-
30 trico 7a hace que el engranaje satélite circundante 13

1 efectúe un movimiento "orbital" dentro del conjunto
anular de pasadores de rodillo 14a sujetos en el cárter
por medio del engranaje planetario fijo 14. Ya que di-
cho engranaje 13 tiene un diente menos que el engrana-
5 je planetario 14, éste último está obligado a girar
angularmente alrededor de su eje excéntrico 17-17, en
una cantidad igual a la separación angular entre sus
dientes adyacentes cada vez que el árbol de entrada
efectúa una vuelta completa; este movimiento angular
10 del engranaje 13 se efectúa en una dirección opuesta
a la de la rotación del árbol de entrada. Al mismo
tiempo, el segundo engranaje satélite 15, que está su-
jeto angularmente con el engranaje 13 por unos tornillos
19, debe necesariamente describir un trayecto de movi-
15 miento orbital angularmente con el engranaje 13, en es-
ta misma dirección angular opuesta y en la misma can-
tidad y alrededor del mismo eje 17-17 de la excéntrica
de soporte 7a. Este movimiento orbital del segundo en-
granaje satélite 15 se produce dentro del conjunto
20 angular correspondiente de pasadores de rodillo 16a
del segundo engranaje planetario 16, y éste último,
que presenta una diferencia de un diente con relación
al engranaje satélite 15, está obligado simultáneamente
a desplazarse angularmente alrededor del eje 9-9 por
25 medio de su soporte de cojinete con el árbol de salida
8 en el cual está achavetado. La potencia de salida a
velocidad reducida puede obtenerse por medio de este eje
de salida, el cual está alineado con el árbol de entra-
da 7.

30 Además de efectuar una transformación del mo -

1 movimiento angular orbital del primer grupo de engranajes
 satélite y planetario (13 y 14) en un movimiento de sa-
 lida angular alineado, la disposición original del se-
5 gundo grupo de engranajes satélite-planetario (15 y 16)
 permite obtener ventajosamente una mayor capacidad de
 cambio de velocidad y utiliza ventajosamente elementos
 de engranaje sustancialmente idénticos a los del primer
 grupo. Respecto a esta capacidad suplementaria de cambio
10 de velocidad, se observará que el primer grupo de engra-
 najes satélite y planetario (13 y 14) puede facilitar
 solamente una relación entre las velocidades angulares
 de salida y entrada igual a la inversa del número de
 dientes, N_1 , en el primer engranaje satélite 13, es de-
 cir $\frac{1}{N_1}$; además, el movimiento de salida angular resul-
15 tante se efectúa en una dirección opuesta a la del mo-
 vimiento aplicado a la entrada. Por el contrario la dis-
 posición perfeccionada de las Figuras 1 y 3 permite ob-
 tener unos cambios de velocidad, que responden a la re-
 lación $\frac{(N_1)(N_2 + 1)}{N_1 - N_2}$, en la cual N_1 es el número de
20 dientes del primer engranaje satélite 13, y N_2 es el
 número de dientes del segundo engranaje satélite 15.
 En una construcción del tipo ilustrado, en la cual el
 diámetro externo 21 (Figura 2) de los engranajes plá-
 netarios 14 y 16 acoplados con los engranajes satélites
25 13 y 15 es un poco inferior a 165,1 mm (6,5 pulgadas),
 se ha comprobado que un número máximo práctico de rodi-
 llos 14a ó 16a es de 88, y entonces N_1 ó N_2 es igual
 como máximo a 87, ya que cada engranaje satélite inclu-
 ye un diente menos que el número de rodillos de su en-
30 granaje planetario correspondiente. Si uno de los en-

1 granajes planetarios está provisto de 85 rodillos, de
tal manera que $N_1 = 84$, y si el otro engranaje plane-
tario tiene 84 rodillos de modo que $N_2 = 83$, enton-
ces la relación de reducción de velocidad pasa a ser :
5 $\frac{(84)(83 + 1)}{84 - 83}$, es decir 7.056. Sustituyendo el con-
junto de engranaje planetario de 84 rodillos con uno que
incluye solamente 13 rodillos, la relación de reducción
de velocidad disminuye hasta $\frac{(84)(12 + 1)}{84 - 12}$, es de-
cir 15. La dirección de rotación del árbol de entrada
10 7 y del árbol de salida 8 es la misma si el número de
rodillos 16a del engranaje planetario de salida 16 es
inferior al número de rodillos 14a del engranaje pla-
netario fijo 14, de la manera ilustrada; sin embargo,
la dirección de rotación del árbol de salida se inver-
15 tirará respecto a la del árbol de entrada si el número
de rodillos del engranaje planetario de salida 16 es
superior al número de rodillos del engranaje planetario
fijo 14, y ésto representa otro aspecto de la mejora.
Pueden obtenerse numerosas relaciones de reducción de
20 velocidad utilizando tan solo un pequeño número de
grupos de engranaje satélite y planetario; a título
de ejemplo 10 grupos de este tipo que incluyen de 13
a 85 rodillos proporcionarán 45 relaciones de veloci-
dad, desde 15 a 7.056. En un modo de realización que
25 se describe a título de ejemplo, que incluye dos grupos
de engranajes parecidos en los cuales los engranajes
planetarios han sido elegidos para incluir 6 números
diferentes de rodillos, escalonados entre 13 y 37, de
tal manera que los engranajes satélites cooperantes
30 tengan un número de lóbulos o dientes variables entre

1 12 y 36, pueden obtenerse 13 relaciones de velocidad diferentes entre entrada y salida, de valores escalonados entre 1/19,5 y 1/186, de la siguiente manera:

	N_1	N_2	Relación de velocidad
5	36	30	1/186
	30	24	1/125
	18	15	1/96
	24	18	1/76
10	15	12	1/65
	30	18	1/47,5
	24	15	1/42,66
	36	18	1/38
	30	15	1/32
15	36	15	1/27,43
	24	12	1/26
	30	12	1/21,66
	36	12	1/19,5

Si se cambia de posición cualquiera de estos dos grupos de engranajes de tal manera que N_1 pase a ser N_2 y N_2 pase a ser N_1 en la lista que antecede, se invierte la dirección de rotación del árbol de salida y se reduce de una unidad las relaciones de velocidad. Por consiguiente, puede utilizarse un pequeño número de grupos de engranajes diferentes para conseguir una amplia gama de reducciones de velocidad en direcciones de rotación diferentes; la lista que antecede tiene solamente un carácter ilustrativo y desde luego pueden obtenerse numerosas otras relaciones con valores de N_1 y N_2 escalonados entre los números elegidos entre 12

1 y 36, teniendo muchas de estas relaciones denominadores
que no son números enteros.

Una ventaja destacada de los grupos combinados
mencionados más arriba de engranajes planetario-satélite
5 está constituida por la intercambiabilidad de estos
grupos, es decir la posibilidad de elegir los emplaza-
mientos de grupos física y dinámicamente equivalentes
en una estructura dada que incluye árboles, cojinetes,
carters, etc. Como se ha indicado más arriba, el diámetro
10 21 (Figura 2) de los engranajes planetarios (14 y 16)
es el mismo y, además, sus rodillos (14a y 16a) tienen
diámetros externos idénticos 22 y 23, y están montados
de modo que giren alrededor de unos ejes tales como 24
y 25 que están situados a la misma distancia radial 26
15 a partir del eje central 9-9 de los engranajes planeta-
rios . En otros aspectos, tales como la configuración
general, el diámetro interno, y la posibilidad de uti-
lizar fijación mediante chavetas o de otro tipo, estos
engranajes planetarios son preferentemente idénticos,
20 y puede introducirse en el conjunto cualquier grupo
elegido entre varios grupos disponibles que presentan
números de rodillos diferentes para obtener una rela-
ción de reducción de velocidad pre-determinada. Todos
los engranajes satélites acoplados, tales como 13 y 15,
25 tienen a su vez el mismo diámetro externo, 27, y tienen
el mismo espesor axial y las mismas dimensiones diame-
trales internas para cooperar con el cojinete céntri-
co 18, así como la misma distribución y la misma dimen-
sión de agujeros de fijación mutua, y así sucesivamen-
30 te. Como resultado de esta idéntica física sustancial

1 entre todos los varios engranajes satélites que pueden
ser elegidos para ser utilizados en el conjunto, éstos
presentarán sustancialmente el mismo desequilibrio di-
námico durante sus movimientos orbitales y, basándose
5 ventajosamente en este fenómeno, tanto las excentrici-
dades rotacionales de la leva 7a como las excentricida-
des orbitales de dos cualesquiera engranajes satélites
elegidos para ser utilizados en el conjunto, estarán
equilibradas con precisión por una unidad de contrapeso
10 pre-determinada. En las Figuras 1 y 3 se representa es-
ta última unidad constituida por dos mitades de contra-
peso excéntrico 28a y 28b que están sujetas conjunta-
mente y también sujetas en el árbol de entrada 7 por me-
dio de un pasador de fijación 29. La masa excentrada
15 formada alrededor del árbol 7 por estos elementos de
contrapeso está naturalmente orientada en sentido dia-
metralmente opuesto a la masa excentrada del saliente
de leva 7a y las masas excentradas de los dos engrana-
jes satélites 13 y 15 que efectúan movimientos orbita-
20 les conjuntos, estando siempre éstas últimas masas ex-
centradas, alineadas obligatoriamente con la excentrici-
dad de la leva 7a alrededor de la cual están montadas.
Se ha indicado más arriba que dos engranajes satélites
montados excentricamente e interconectados, no solamente
25 efectúan un movimiento orbital en el interior de sus
engranajes planetarios respectivos, sino que giran tam-
bién lentamente alrededor de su eje excéntrico común
17-17, a razón de un diente o de un lóbulo, de aquel de
los engranajes satélites que reacciona con el engranaje
30 planetario fijo, por cada vuelta del árbol de entrada.

1 Sin embargo, esta rotación en sentido inverso es por
sí misma una rotación equilibrada, y el equilibrado
realizado por los contrapesos 28a y 28b necesita sola-
mente compensar los desequilibrios de la leva 7a mien-
5 tras gira, y de los engranajes satélites 13 y 15 du-
rante su movimiento orbital, sin que sea necesario te-
ner en cuenta el hecho de que éstos últimos engranajes
giran igualmente. El cojinete 18 está incluido de la
misma manera en este efecto de equilibrado. Con las
10 construcciones descritas y con las proporciones relati-
vas de los engranajes satélites y planetarios de los
grupos entre los cuales puede elegirse un par adecuado
de grupos para obtener una relación de velocidad y la
dirección de rotación de salida deseada, las necesida-
15 des de equilibrado del conjunto permanecen fijas y no
han de ser cambiadas, Por ese motivo, una sola es-
tructura de contrapeso pre-determinada, constituida por
ejemplo por los elementos 28a y 28 servirá para equili-
brar el conjunto cualquiera que sea los conjuntos de en-
20 granajes utilizados. Al respecto, se observará que dife-
rentes engranajes satélites, tales como 13 y 15 dotados
de números diferentes de lóbulos o dientes, presentarán
sin embargo sustancialmente el mismo desequilibrio di-
námico o la misma excentricidad, ya que la distancia
25 radial desde la parte superior a la parte inferior de
los lóbulos es la misma y que los lóbulos tienen el mis-
mo perfil para asegurar un contacto de rodamiento sustan-
cialmente continuo con rodillos de diámetro idéntico se-
parados equi-angularmente alrededor del eje central de
30 un engranaje planetario correspondiente y a la misma dis-

1 tancia radial respecto al eje central del mismo. De ma-
nera ventajosa, el fabricante del equipo original nece-
sita solamente construir un conjunto básico, con excep-
ción de los conjuntos de engranajes propiamente dichos,
5 para obtener numerosas relaciones posibles de velocidad
de salida en cualquier dirección de rotación, y los con-
juntos de engranajes adecuados pueden ser introducidos
fácilmente, ya sea en fábrica, ya sea por un distribui-
dor, eligiéndolos en existencias relativamente reduci-
das de dichos grupos para satisfacer las velocidades
10 y direcciones especificadas por las aplicaciones de los
clientes.

Aunque se necesita por lo menos un par de con-
junto de engranajes satélite y planetario para llevar
15 a la práctica el invento, es igualmente posible utili-
zar uno o varios grupos suplementarios, como puede ver-
se en el dispositivo de cambio de velocidad y dirección
que se ilustra en las Figuras 4 y 5. Los componentes y
las características de este dispositivo que son los equi-
valentes funcionales de los que han sido descritos ya
20 con referencia a las Figuras 1-3 llevan los mismos ca-
racteres de referencia distinguiéndolos con el signo prima
que se les añade, y se entenderá que los efectos y las
relaciones de funcionamiento son esencialmente idénti-
cos que en caso del dispositivo de las Figuras 1-3, con
25 las diferencias notables que se describen a continuación.
El aparato de las Figura 4 y 5 incluye dos grupos de
engranajes planetario y satélite 15' y 16', así como 13'
y 14' generalmente similares a los que están identifica-
dos por los números idénticos en las Figuras 1-3, salvo
30

1 que el engranaje planetario 14' está mantenido en una
relación fija con respecto al cárter 10a' solamente cuan-
do está sujeto de este modo por un pasador de fijación
30 que puede adaptarse en un orificio periférico adecua-
do 30a cuando se ejerce una presión en contra de la fuer-
5 za de orientación opuesta de un muelle 30b por medio
de una leva deslizante 31a de un elemento de cambio 31.
En la construcción ilustrada, los rodillos de engranaje
planetario, tales como 16a' que se representan en la Fi-
10 gura 5, están mantenidos en unas cavidades formadas en
el interior del armazón generalmente anular o en forma
de aro del engranaje 16', en lugar de estar sujetos por
medio de pasadores lateralmente en un lado del mismo,
y esta variante de realización conduce por sí misma per-
15 fectamente a la posibilidad de apilar anularmente de ma-
nera compacta varios conjuntos de engranajes planetario
y satélite, que incluyen dos grupos suplementarios cons-
tituidos por los engranajes satélite 32 y 33 y los en-
granajes planetarios circundantes cooperantes 34 y 35,
20 respectivamente, en los cuales están situados los rodi-
llos de engranaje planetario 34a y 35a. Estos dos con-
juntos suplementarios de engranajes planetarios y saté-
lites están provistos de rodillos y lóbulos cuyo número
es diferente en cada uno de ellos y también con relación
25 al grupo que incluye los engranajes 13' y 14', de tal
manera que sea posible cambiar la relación de velocidad
y/o la dirección de salida. Todos los engranajes satéli-
tes 15', 32, 33 y 13' están sujetos angularmente los unos
con los otros para que puedan efectuar un movimiento or-
30 bital conjunto alrededor del eje de entrada excéntrico

1 17' establecido por su soporte de árbol de manivela excén-
trico 7a', el cual en este caso forma parte integrante
de los contrapesos 28a' y 18b' que compensan tanto esta
excentricidad como las excentricidades combinadas de
5 los cuatro engranajes satélites. El elemento de cambio
31 puede deslizarse en el interior del cárter 10a' para
que sea posible accionar selectivamente y de manera in-
dependiente los otros dos pasadores de fijación , 36 y
37 los cuales, lo mismo que el pasador de fijación 30,
10 pueden acoplarse con los engranajes planetarios 34 y 35
con los cuales cooperan, para impedir su rotación. Los
separadores 38 y 39 mantienen el conjunto de engranajes
apilados en una posición adecuada los unos con relación
a los otros para la finalidad deseada.

15 En otro aparato que utiliza los conceptos des-
critos aquí, las configuraciones de los dientes de los
engranajes planetarios pueden ser las de unos dientes
continuos, tales como las que se ilustran en la Patente
de los Estados Unidos a nombre del mismo solicitante n.º.
20 3.574.489 , aunque para los modos de realización descri-
tos más arriba es preferible emplear rodillos o pasado-
res. Al respecto se observará que los números de pasado-
res o rodillos de engranajes planetarios mencionados
aquí son los números máximos pre-determinados para con-
25 juntos o configuraciones circulares dadas en las cuales
los pasadores o los rodillos están distribuidos equi-an-
gularmente, mientras que, de hecho, los números reales
de pasadores o rodillos utilizados pueden ser inferiores,
distribuyéndolos sin embargo de acuerdo con estas confi-
30 guraciones o perfiles. Por ejemplo, haciendo referencia

1 a los rodillos 16a del engranaje planetario 16 (Figura 2)
que se representan en número de doce en el perfil o en
la distribución ilustrada, es posible suprimir muchos
o casi la totalidad de dichos rodillos sin que el fun-
5 cionamiento descrito más arriba deje de ser satisfacto-
rio. Ocurre lo mismo con los rodillos 14a del engranaje
planetario 14; es posible suprimir uno de cada dos de
los 24 rodillos con resultados satisfactorios, por ejem-
plo, y este procedimiento es particularmente ventajoso
10 cuando el número máximo de rodillos que corresponde a
la distribución prevista sería excesivo. Naturalmente
el tamaño de los rodillos no varía aunque el número de
los mismos que se utiliza sea inferior al número máximo
para una distribución equi-angular dada. Igualmente, el
15 número máximo, en lugar del número real de pasadores
o rodillos utilizados, es en cada caso superior en una
unidad al número de dientes en forma de lóbulo del en-
granaje satélite cooperante.

En una modificación, los engranajes satélites
20 emparejados pueden fabricarse a partir de una sola pie-
za, en lugar de formarse separadamente y sujetarse el
uno con el otro; estos pares de engranajes satélites de
una sola pieza son particularmente adecuados para ser
utilizados en versiones miniaturizadas al máximo del
25 reductor de velocidad, y pueden adecuadamente realizar-
se mediante fundición a presión, sinterización, o mol-
deo por inyección, por ejemplo. Además, los modos de
realización descritos que sirven para reducir la veloci-
dad pueden también ser modificados para funcionar como
30 transmisiones diferenciales, aplicándose una entrada

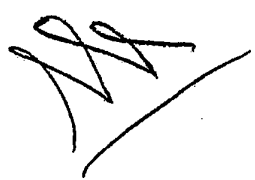
1 al árbol de entrada, como se ha indicado más arriba,
 y aplicándose una segunda entrada giratoria a uno de
 los engranajes planetarios, facilitando el otro engranaje planetario la salida giratoria deseada.

5 Por consiguiente, se entenderá que los procedimientos particulares y los modos de realización preferidos mencionados aquí se han dado solamente a título ilustrativo y sin caracter limitativo, y que los peritos en la materia podrán introducir varias modificaciones adiciones y cambios sin alejarse de los principios básicos del invento. Por tanto se entiende que las Reivindicaciones adjuntas abarcan todas aquellas variaciones que caen dentro de los verdaderos espíritu y alcance del invento.

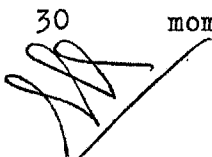
15 En resumen, la presente Patente de Invención que se solicita deberá recaer en las siguientes

REIVINDICACIONES

1.- Mecanismo de transmisión orbital que incluye dos engranajes capaces de realizar un movimiento orbital, dotados de superficies periféricas que actúan como dientes externos de número diferente, N_1 y N_2 , respectivamente, unos medios que soportan dichos engranajes capaces de realizar un movimiento orbital para que se desplacen conjuntamente de manera excéntrica alrededor de un eje y angularmente alrededor de sus centros excéntricos respecto a dicho eje, dos engranajes que no realizan movimientos orbitales, concéntricos a dicho eje y acoplados alrededor de dichos dos engranajes que realizan movimientos orbitales, respectivamente, teniendo dichos engranajes que no realizan movimientos orbitales unas

30 

superficies periféricas que actúan como dientes inter-
nos de una configuración de dientes acoplados con dichos
dientes de dichos engranajes que realizan un movimiento
orbital, siendo el número máximo predeterminado de dichos
5 dientes de las configuraciones de dientes de dichos engranajes que no realizan un movimiento orbital, diferentes por lo menos en una unidad con relación al número de dientes de los engranajes que realizan un movimiento orbital,
10 N_1 y N_2 respectivamente, teniendo uno de cada uno de los dos pares acoplados de engranajes que efectúan un movimiento orbital y que no efectúan un movimiento orbital sus dientes en forma de lóbulos sujetos integralmente en ellos, teniendo las superficies de éstos lóbulos una curvatura continua y siguiendo una curvatura continua sustancialmente epitrocoide alrededor de toda la periferia del primero de dichos pares de engranajes, teniendo las superficies que actúan como dientes del otro de cada uno de los dos pares de engranajes acoplados, la misma curvatura circular y estando todos los ejes centrales de su curvatura circular situados a una distancia radial fija a partir de un eje dado de los mismos y estando situados en posiciones angulares de acuerdo con una configuración predeterminada de posiciones de dientes separados equiangularmente alrededor de dicho eje dado, estando dichos
15 lóbulos configurados y dispuestos con relación a dichas superficies de curvatura circular de tal manera que se obtenga un contacto de rodamiento sustancialmente continuo entre dichas superficies de los lóbulos y las superficies de todos los dientes de curvatura circular en cualquier momento, y donde la relación de la diferencia entre las
20
25
30



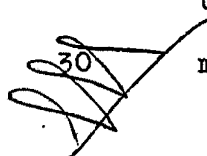
5 velocidades angulares de dicho medio de soporte y el mencionado engranaje que no realiza movimiento orbital, con respecto a la diferencia entre las velocidades angulares de dichos dos engranajes que no efectúan movimiento orbital, es sustancialmente:

$$\frac{N_1 (N_2 + 1)}{(N_1 - N_2)} \text{ a uno}$$

10 2.- Mecanismo de transmisión orbital según la reivindicación 1, caracterizado porque dichas superficies de curvatura circular que actúan como dichos dientes del otro engranaje de cada uno de dichos pares de engranajes acoplados están formadas por unas superficies cilíndricas de unos elementos cilíndricos que tienen sus ejes centra
15 les mantenidos a una distancia radial fija a partir de dicho eje dado y que están situadas en dichas posiciones angulares.

20 3.- Mecanismo de transmisión orbital según la reivindicación 2, caracterizado porque dichos elementos cilíndricos son unos rodillos, dichos rodillos forman dichos dientes de ambos engranajes que no efectúan un movimiento orbital y están a la misma distancia radial fija a partir de dicho eje dado, y porque dichos dos engranajes que no realizan un movimiento orbital tiene el mismo diáme
25 tro.

4.- Mecanismo de transmisión orbital según la reivindicación 1, caracterizado porque los engranajes están contenidos en un recinto, un primer y segundo ejes soportados en el recinto para rotación alrededor de un eje común, teniendo cada eje una porción del mismo accesible des-

30


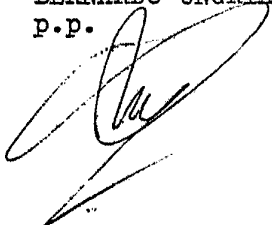
de el exterior del recinto, teniendo dicho primer eje una porción de cigüeñal que soporta los engranajes que realizan movimiento orbital, teniendo dichos pares de engranajes acoplados dimensiones que permite físicamente su intercambio los unos con los otros dentro de dicho recinto, medios para hacer girar a uno de los engranajes que no realizan movimiento orbital en forma diferente al engranaje orbital al que se acopla y medios para montar el otro engranaje que no realiza movimiento orbital en el segundo eje para que gire dentro del recinto.

5.- Se reivindica por último como objeto sobre el que ha de recaer la Patente de Invención que se solicita: " MECANISMO DE TRANSMISION ORBITAL ".

Todo conforme queda descrito y reivindicado en la presente memoria descriptiva que consta de veinticinco páginas mecanografiadas y dibujos adjuntos.

Madrid, 20 de Diciembre de 1976

BERNARDO UNGRIA
P.P.



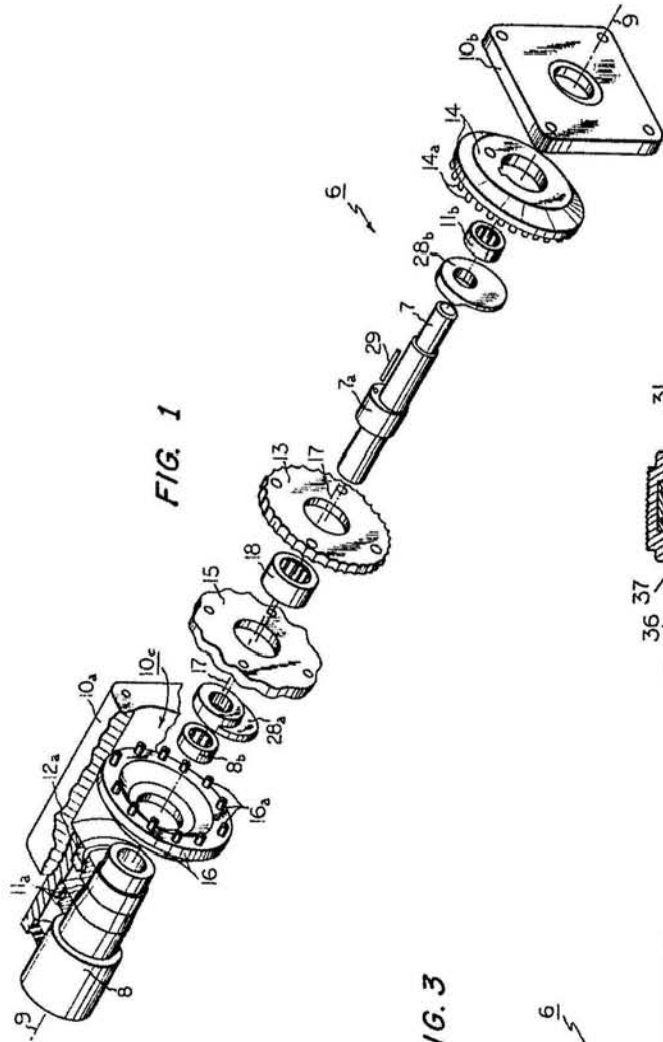
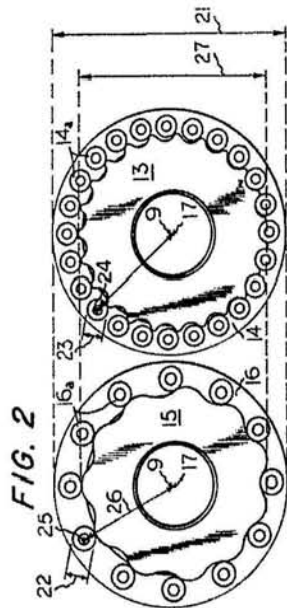


FIG. 1

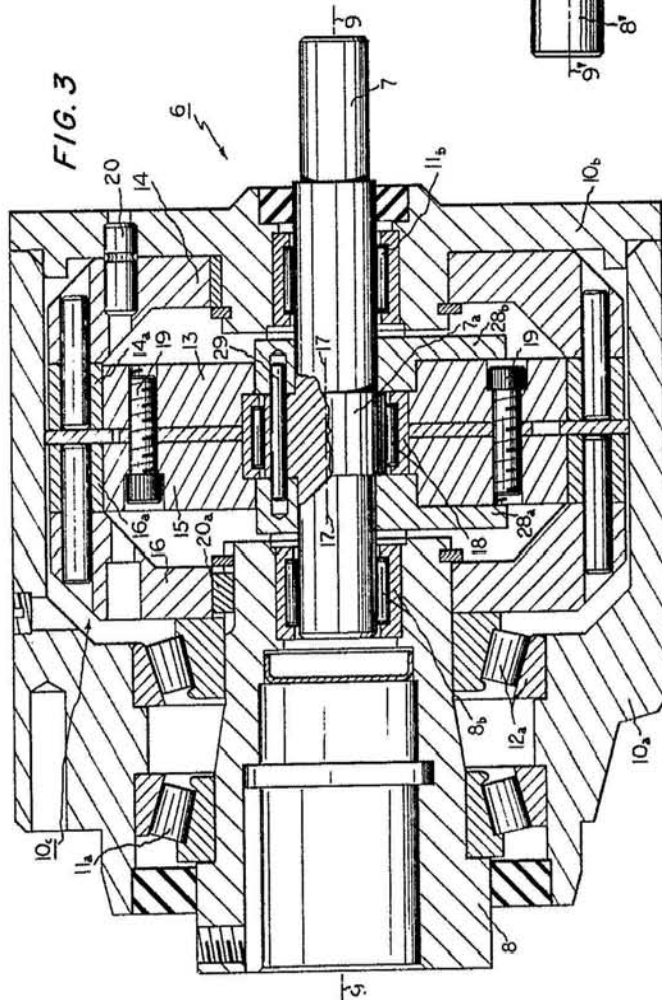


FIG. 3

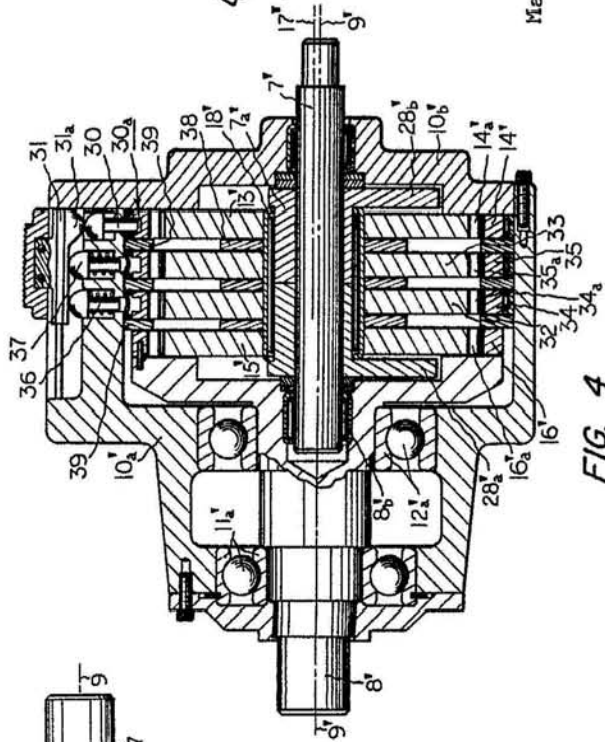


FIG. 4

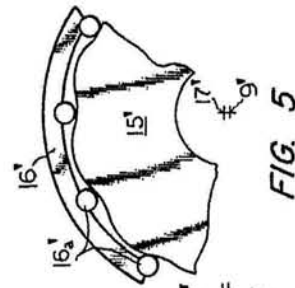


FIG. 5

FIG. 2

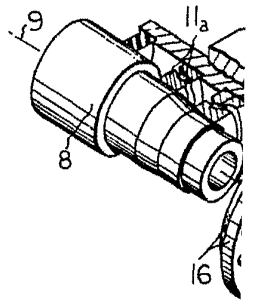
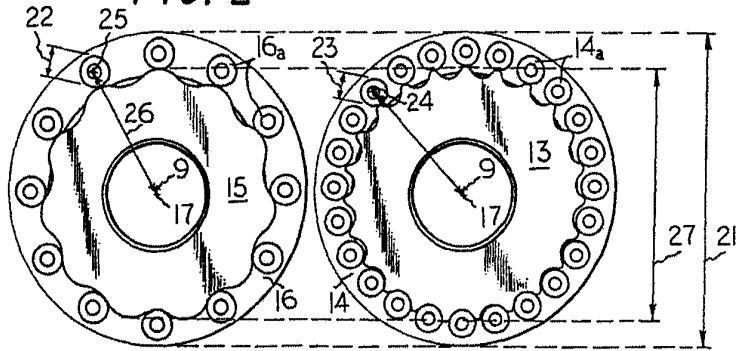
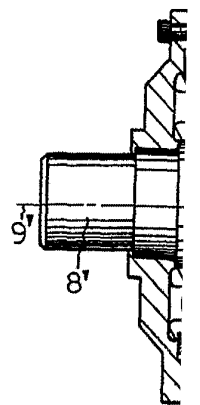
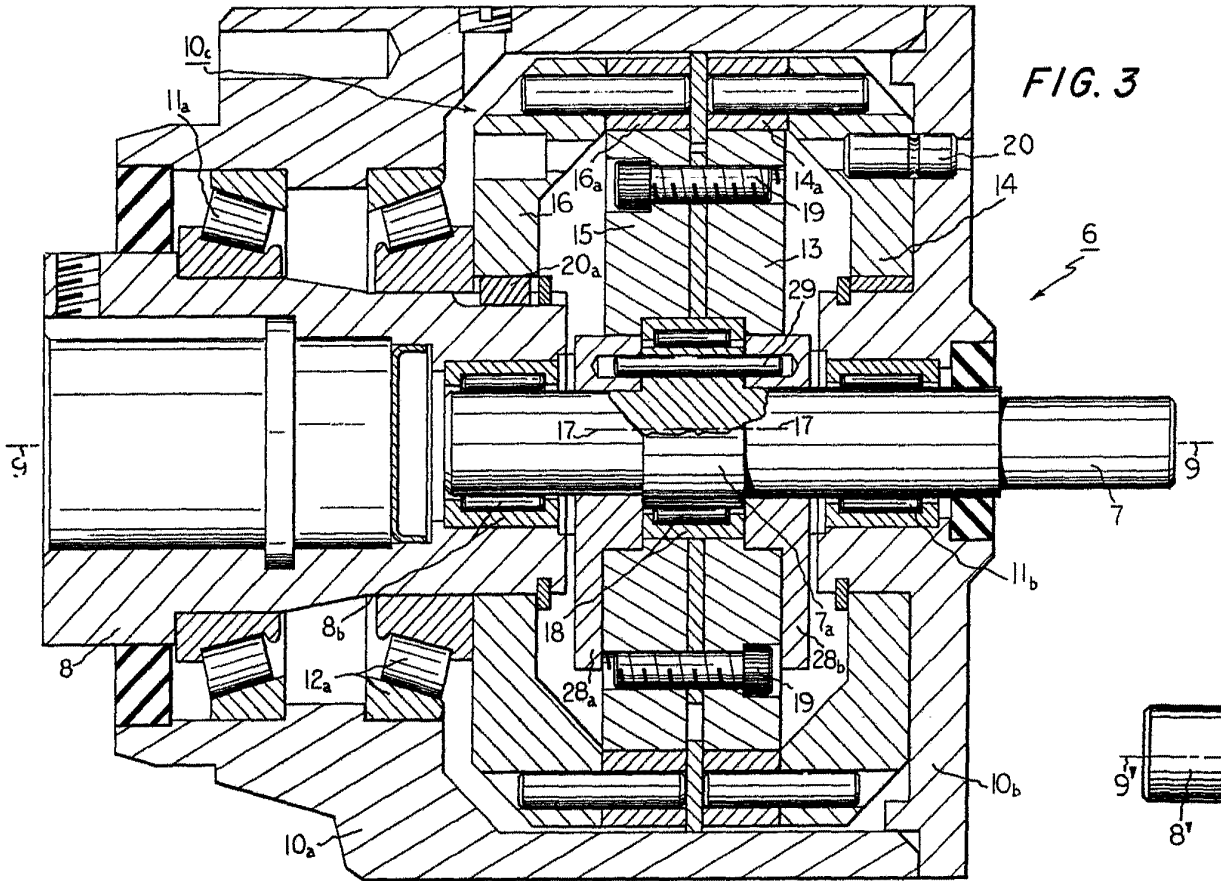


FIG. 3



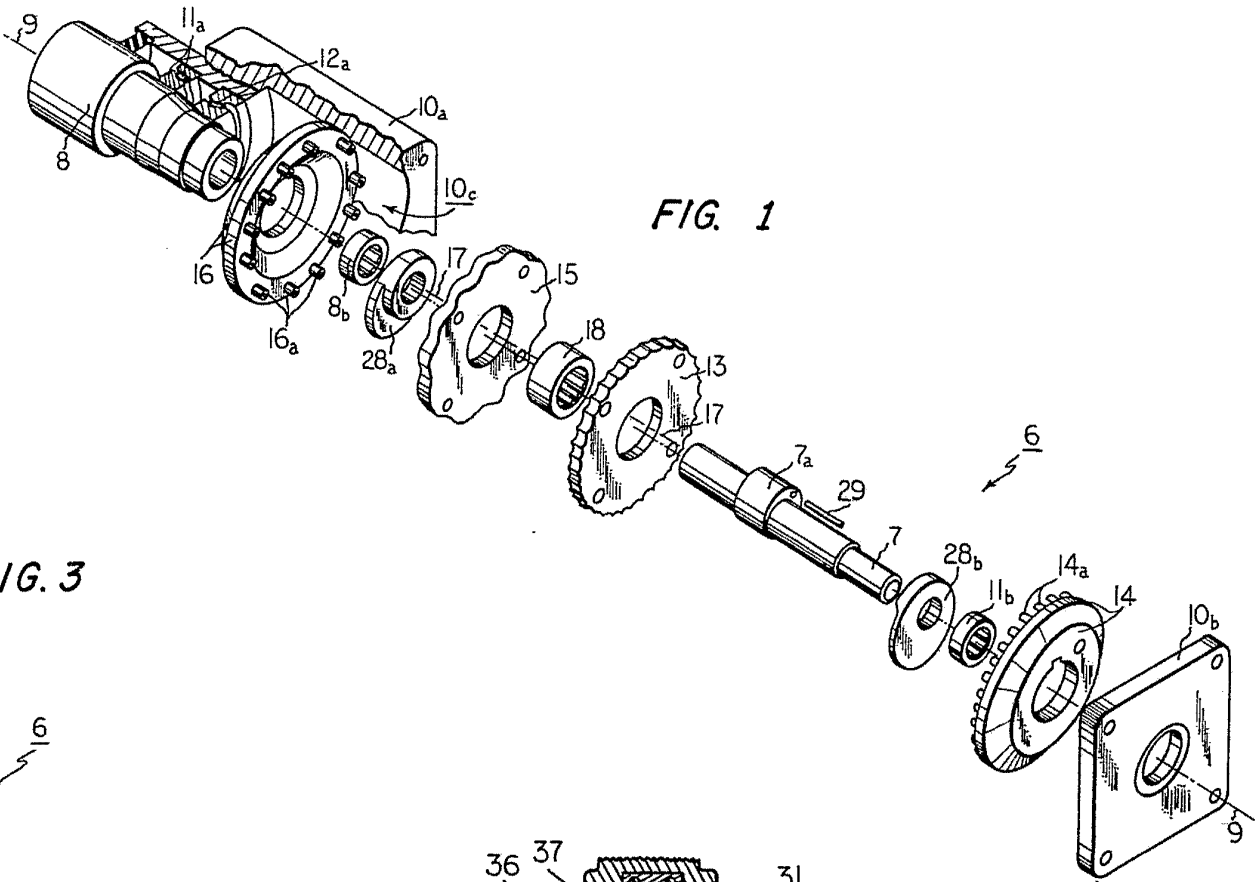


FIG. 1

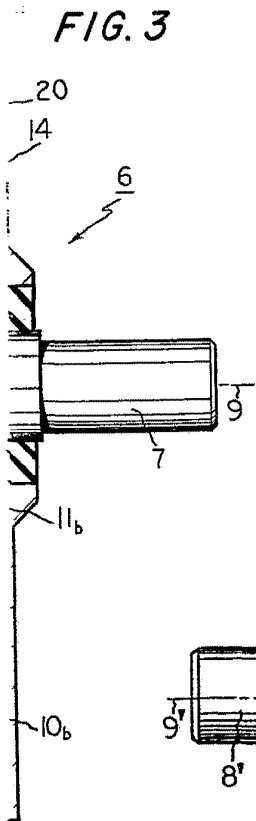


FIG. 3

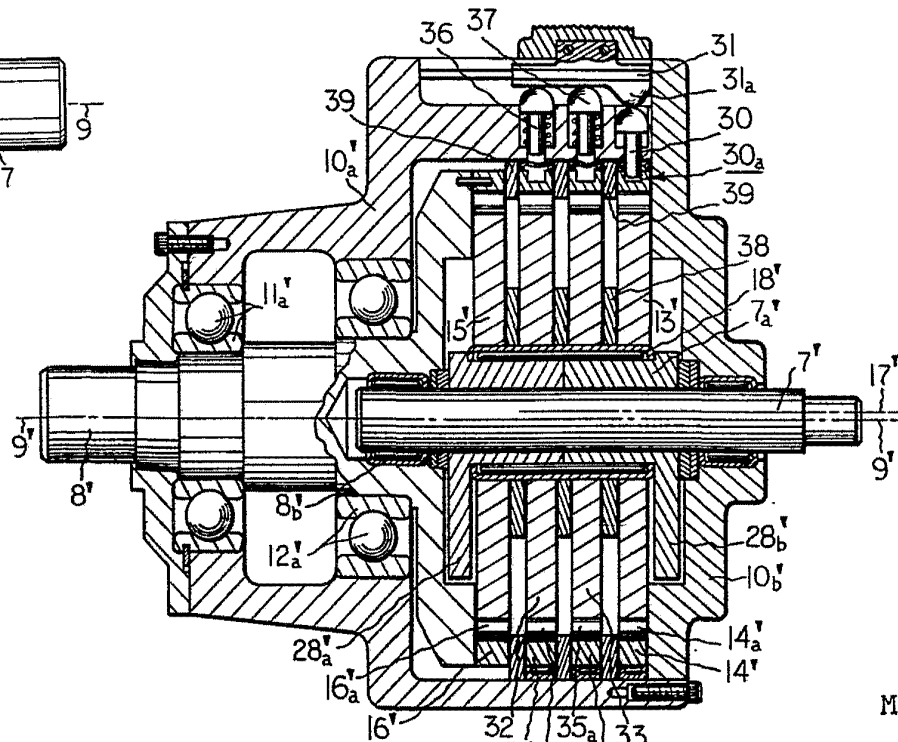


FIG. 4

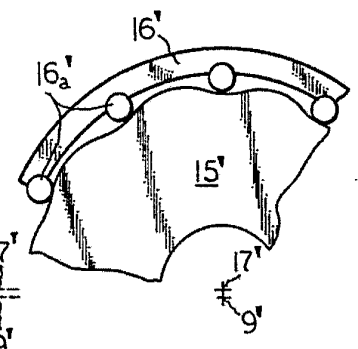


FIG. 5

ESCALA VARIABLE
 Madrid, 20 diciembre 1976
 BERNARDO UNGRIA
 p.p.