

P.- 43.901

Case Nº 69.1080

376127

SECCION TECNICA
CLASIFICACION
CLASE <u>B-62</u>
SUBCLASE <u>D</u>

Memoria descriptiva



para solicitar PATENTE DE INVENCION

por 20 años

a nombre de ARTHUR ERNEST BISHOP

~~estad~~ de nacionalidad australiana

con domicilio en 24 Brinker Rd. Barrington, Illinois,
Estados Unidos de América.

por: "UN MECANISMO DE DIRECCION ASISTIDA, INTEGRAL"
(Clase Internacional B62d)

25.3.70

- 1 -

POOR
QUALITY



Como saben quienes están familiarizados con la técnica de los mecanismos de dirección de automóviles, se han conseguido recientemente mejoras en el manejo de vehículos mediante la incorporación de direcciones de relación variable. Como ejemplos de tales sistemas están las anteriores Patentes Americanas Números 2.865.215; 2.865.216 y 2.865.217, expedidas a Arthur E. Bishop. Los sistemas de relación variable, de acuerdo con tales patentes, proporcionan una relación de dirección alta o menos directa en condiciones de marcha centrada o en línea recta, y proporcionan una rápida disminución de la relación a medida que se gira el volante de dirección separándolo de la posición correspondiente a marcha centrada, con una subsiguiente graduación de la disminución de la relación hasta una relación inferior, prolongándose sin variación de relación apreciable a medida que las ruedas del vehículo giran hacia sus máximos ángulos de giro, o posiciones extremas de viraje. Se prefiere que la aplicación de potencia, por medio de un motor hidráulico, por ejemplo, se proporcione en el lado de salida de la conexión de relación variable del mecanismo de dirección. Tales sistemas han sido análogamente expuestos y reivindicados en las patentes anteriores de Bishop antes mencionadas. De acuerdo con tales patentes, la potencia aplicada por un motor hidráulico de dirección, por ejemplo, se aplica con una relación sustancialmente uniforme.

En las situaciones de maniobra se ha visto la importancia de proveer una capacidad de rapidez de viraje máxima junto, a la condición de dirección de marcha en línea recta con objeto de evitar lo que corrientemente se

25.3.70



denomina "adelantamiento" de la bomba de dirección, con un consiguiente fallo aparente de respuesta del sistema de dirección. De acuerdo con el presente invento se emplea un sistema satisfactorio para cumplir tales requisitos. Aquí,
 5 el servomotor hidráulico de dirección está conectado a la parte del vehículo que se gira, por medio de una conexión que proporciona sustancialmente un par de torsión aplicado al mecanismo de dirección en la condición centrada o en línea menor que el correspondiente al máximo ángulo de giro
 10 de las ruedas del vehículo. Esta característica se combina con la transmisión de relación variable de la dirección, para proporcionar una disposición en que se proporciona una fuerza de ayuda menor que la usual en condiciones de posición centrada, con una mejor sensación de la dirección
 15 durante la marcha centrada, pero en que se dispone de sustancialmente más potencia a medida que el sistema de dirección se mueve separándose de su condición correspondiente a posición centrada. Esta disposición permite la utilización de una combinación de menor potencia de bomba de dirección y motor para un diseño dado de la dirección o bien,
 20 alternativamente, proporciona un par de torsión sustancialmente aumentado, disponible para el conductor del vehículo, con la misma potencia de motor y bomba que se usa corrientemente.

25 En los casos en que se produzca un fallo de la potencia, y, en consecuencia, la dirección haya de ser manual, la conexión más directa entre el servomotor de dirección y el eje de salida de la dirección, como se prevé en este invento, proporciona una menor carga de resistencia
 30 del motor en las zonas próximas a la central. En estas zo-



nas es donde se producen típicamente fallos de la bomba y, en consecuencia, con el presente invento se proporcionan además superiores características de funcionamiento en caso de fallo de potencia.

5 De acuerdo con el presente invento, se ha provisto una columna de la dirección o eje de entrada de la dirección. En una forma preferida, se provee un tornillo sin fin en forma de diábolo con una pista de leva de relación variable, en general como se ha descrito en la anterior
10 patente americana de Bishop, antes mencionada, Número 2.865.217. Esta pista de leva proporciona, en cooperación con un seguidor de leva de tipo de rodillo llevado por un eje transversal, una alta relación en posición centrada con una relación que disminuye rápidamente, y luego menos rápidamente a medida que el sistema se mueve separándose de
15 su condición de posición centrada. El eje transversal está montado a pivotamiento en general transversal al tornillo sin fin de diábolo y está provisto, de acuerdo con el presente invento, de una rueda dentada de leva que tiene
20 dientes con un círculo primitivo de radio variable que aumenta al separarse de la condición de posición centrada. Una cremallera que tiene dientes que engranan con la rueda dentada coopera con la rueda dentada de leva del eje transversal para proporcionar contacto de baja fricción con la
25 misma, para hacer oscilar a la rueda dentada de leva en respuesta a la aplicación de potencia a la cremallera desde un servomotor. La salida de potencia del motor a la cremallera, con la válvula de dirección abierta, es sustancialmente constante durante todo el recorrido del motor. La
30 válvula de dirección está montada sobre la columna del vo-

25.3.70

31 MAR 1970

5 lante de la dirección, o bien en el lado correspondiente
al conductor de la transmisión de la dirección de relación
variable, y dispuesta para ser afectada solamente por el
par de torsión de entrada y no por la relación variable,
10 mientras que el motor está conectado para accionamiento
a la rueda dentada de leva del lado de la columna de la
dirección de la conexión de dirección de relación varia-
ble. El resultado de este conjunto cooperante es una re-
lación de dirección en general no directa en la condición
15 de posición centrada, con una mejora simultánea en la sen-
sación de la dirección durante la marcha, por aplicación
de un par de torsión de dirección máximo disponible rela-
tivamente menor (aunque una más rápida rotación del eje
de salida, o una mayor capacidad de rapidez de viraje) en
20 condiciones de marcha centrada. Estas características, a-
copladas con una capacidad mejorada de fuerza en el margen
de maniobras de aparcamiento, son sumamente deseables en
un sistema de dirección y, hasta el presente, no se ha
dispuesto de ellas en la dirección de los vehículos auto-
móviles.

En la realización ilustrada se ha provisto un
sistema nuevo y sumamente compacto. Se logra esto median-
te perfiles especiales de diente en el sector dentado del
eje transversal, o eje del sector, y mediante la provisión
25 de un soporte de una orejeta sobre el eje transversal pa-
ra el seguidor de leva que incorpora un nuevo ajuste de
engrane. El diente especial del sector y la construcción
de soporte del seguidor de leva permiten brochar el sector
dentado del eje transversal y permiten además un amplio
30 soporte metálico para el rodillo, a pesar de que apoya

31 MAR 1950

por un solo extremo. El seguidor de rodillo y el sector dentado de relación variable resultantes constituyen una configuración nueva y sumamente compacta para un sistema de servodirección.

5 La Figura 1 es una vista en alzado lateral, en corte transversal parcial, de un mecanismo de dirección construido de acuerdo con el presente invento;

La Figura 2 es una vista en corte transversal tomada a lo largo de la línea II - II de la Figura 1;

10 La Figura 3 es una vista en corte transversal tomada a lo largo de la línea III - III de la Figura 1;

La Figura 4 es una ilustración esquemática de una transmisión de dirección usual mostrando la relación mutua de las partes de la dirección con las ruedas orienta-
15 bles;

La Figura 5 es un gráfico en que se comparan gráficamente el par de torsión requerido para la dirección del vehículo y el par de torsión de que se dispone para hacer frente a estas exigencias;

20 La Figura 6 es una vista detallada, con dimensiones en pulgadas inglesas (una pulgada inglesa igual a 2,54 cm.) de una rueda dentada de eje transversal de acuerdo con una realización del invento;

La Figura 7 es una vista detallada de una cremallera construida para funcionamiento con la rueda dentada de la Figura 6;

La Figura 8 es una representación esquemática del desarrollo del engranaje del presente invento representado en la condición de posición centrada;

30 La Figura 9 es una representación esquemática



del engranaje ilustrado en la Figura 8, con las partes avanzadas;

La Figura 10 es una representación esquemática del engranaje ilustrado en las Figuras 8 y 9, en una posición más avanzada;

La Figura 11 es un gráfico que representa las variaciones de radio primitivo de un sector dentado desarrollado de acuerdo con el presente invento;

La Figura 12 es una vista comparativa, por un extremo, desde arriba, del sector dentado de eje transversal;

La Figura 12A es una vista en corte transversal tomada a lo largo de la línea XII - XII de la Figura 13;

La Figura 13 es una vista en alzado del sector dentado de eje transversal, en que se ilustran detalles de la configuración con una sola orejeta del mismo; y

La Figura 14 es una vista lateral únicamente del sector dentado de eje transversal de la Figura 13, tal como se vé desde la derecha en esa figura.

Como puede verse de la consideración de la Figura 4, el invento del presente sistema está diseñado para utilización en un sistema de dirección de automovil de cualquier configuración conocida. Un ejemplo, ilustrado esquemáticamente, incorpora un engranaje de dirección enterizo accionado por una columna 11 del volante de la dirección conectada a un volante de la dirección 12. La salida desde el engranaje de la dirección 10 es aplicada a un eje transversal 13 que lleva un brazo de mando 14 conectado a un tirante 15 de la transmisión de la dirección. El tirante 15 está conectado a brazos de dirección 16, 17 de las res-

31 MAR



pectivas ruedas orientables 18, 19. El tirante está provisto de un brazo loco 20 sujeto a pivotamiento al bastidor 21 del vehículo. Tal como se ha descrito, el sistema es de funcionamiento usual y de configuración general. Cuando se aplica una entrada de rotación al volante 12, como en 22, el eje transversal 13 oscila, moviendo alternativamente el tirante 15 y originando una acción de giro de las ruedas orientables 18, 19.

Al examinar los fenómenos de la dirección se ha comprobado que los requisitos de carga de la dirección varían sobre el margen de movimientos de la dirección. Se ha comprobado así que el par de torsión requerido para girar las ruedas aumenta a medida que se van girando más las ruedas. Este aumento es gradual al principio, y va creciendo más rápidamente a medida que las ruedas se aproximan a su posición extrema de giro, pudiendo verse ese par de torsión requerido en la línea 30 del gráfico de la figura 5.

Será desde luego evidente para los expertos en la técnica que el par de torsión requerido para virar un vehículo automóvil dependerá de una serie de factores, algunos de los cuales son peculiares para cada automóvil en particular. Para un modelo de automóvil de 1.968 se obtuvo una curva de par de torsión requerido, indicada en la línea 30 en la Figura 5, curva que se considera típica. Como puede verse en ella, se requiere un par de torsión de algo menos de 9.200 cm-kg para girar las ruedas estando centradas, con el vehículo estacionario y los frenos aplicados. Cuando se giran las ruedas del vehículo hasta un máximo que se aproxima a los 35°, el par de torsión requerido habrá aumentado, como puede verse, hasta aproximadamente 13.800.

31 MAR



cm - kg, tambien con los frenos del vehículo aplicados. Puede observarse que el par de torsión requerido para funcionamiento de la dirección con los frenos del vehículo desaplicados, es algo menos que los valores citados, pero tambien se observará que el par de torsión requerido con los frenos desaplicados aumenta de una manera en general similar a como indica la curva 30, aunque algo menos rápidamente.

En los sistemas de servodirección usuales que ahora se encuentran en el mercado, se emplean dos conceptos de fuerza. El primero de éstos se ha ilustrado en la línea en general horizontal 31 de la Figura 5, y puede denominarse un sistema de par de torsión constante, en que el motor es de par de torsión constante y su salida es de relación sustancialmente constante. La potencia del motor y la relación de salida se eligen para proporcionar par de torsión suficiente en las posiciones adyacentes a las extremas de viraje, con la válvula de la dirección totalmente abierta. Sustancialmente todos los sistemas de servodirección de la técnica anterior han proporcionado, o han sido diseñados con la intención de proporcionar, tal disponibilidad de par de torsión sustancialmente constante. En los sistemas usuales, el par de torsión disponible está diseñado para ser sustancialmente constante a un valor de aproximadamente 11.500 cm-kg, y se observará que tal disponibilidad de par de torsión es más que suficiente para hacer funcionar el vehículo con giros de hasta incluso 30° aproximadamente. Más allá de este punto, el par de torsión disponible en el ejemplo ilustrado es inferior al par de torsión requerido para continuar el giro con los frenos aplicados. En tal sistema, en consecuencia, será necesario un mo-



tor mayor, o un mayor brazo de palanca (radio primitivo de la rueda dentada de salida accionada) para proporcionar la apropiada disponibilidad de par de torsión en todo el margen de recorrido de la dirección. Se verá, sin embargo, que en la condición centrada, en línea, el par de torsión disponible es muy sustancialmente superior al par de torsión requerido para girar, y, en consecuencia, se observará que el sistema es en general ineficaz por proporcionar más par de torsión del necesario en condición en línea, y una cantidad insuficiente de par de torsión en las posiciones extremas de giro.

Una segunda forma de servodirección que se encuentra actualmente en el mercado se ha ilustrado en la línea 32 de la Figura 5. Esa curva de disponibilidad de par de torsión se adapta en general a la lanzada al mercado en los sistemas de servodirección de los vehículos de la General Motors, en los que se emplea un sistema de servodirección de relación variable. En tales sistemas, en los que se utiliza en general un motor de servodirección alternativo alineado coaxialmente con una columna de la dirección de tuerca de bolas recirculantes, la salida del motor es aplicada sobre el lado correspondiente a la columna del volante de la dirección del engranaje de la dirección de relación variable. Tal sistema se ha ilustrado de un modo general en la Patente Americana de la General Motors número 2.953.932. En tal sistema el par de torsión de que se dispone es, a la vista de la variación de la relación, sustancialmente mayor en la condición en línea, mientras que disminuye hasta aproximadamente la cifra de 11.500 cm-kg junto a las posiciones extremas de giro del



vehículo. También, por consiguiente, el par de torsión de que se dispone es muy sustancialmente superior al par de torsión requerido en la condición en línea, y puede muy bien ser sustancialmente inferior al requerido en las posiciones extremas de giro del vehículo. Ese aumento innecesario de par de torsión trae consigo desventajas de diseño, por cuanto la transmisión de la dirección debe ser diseñada para soportar el par de torsión innecesariamente elevado y, en la condición de conducción en marcha centrada se dispone de una capacidad sustancialmente inferior de rapidez de viraje, o velocidad de salida.

El presente invento está diseñado para proporcionar curvas adaptadas de "par de torsión disponible" y "par de torsión requerido". La conexión del servomotor al eje de salida se hace en una forma de relación variable y de manera que se produce un mínimo de pérdida de potencia en la transferencia de fuerza al eje de salida. De esta manera la fuerza disponible puede ser adaptada exactamente a los requisitos de cualquier vehículo dado, y se puede lograr por tanto un máximo rendimiento del sistema de servodirección con un motor mínimo.

Como se ha ilustrado en la Figura 1, el engranaje de la dirección indicado en general en 10 tiene un eje de salida o eje transversal 13. La columna 11 de la dirección acciona un tornillo sin fin 25 a través de una conexión de movimiento perdido que incorpora una barra de torsión 26 y un estriado suelto 24. El tornillo sin fin acciona un manguito 23 de válvula de la dirección, giratorio con ensanche en el centro, a través de una conexión de accionamiento 27. La conexión de la dirección que comprende la columna



11, el tornillo sin fin 25 y la conexión de movimiento perdido 26, 24, puede ser de cualquier forma usual. Funciona, al girar la columna 11 de la dirección, haciendo girar el eje transversal 13 por medio de un rodillo 29 seguidor de leva llevado a pivotamiento sobre el eje de soporte 28 montado transversalmente al eje geométrico del eje transversal 13. Se prefiere que el tornillo sin fin 25 proporcione una relación variable mediante la provisión de una pista de leva helicoidal de un paso variable, que proporciona una relación relativamente alta de la dirección en la condición en línea o de marcha en línea recta y una relación de la dirección que disminuye rápidamente a medida que se giran las ruedas del vehículo en sentido de separarlas de la posición en línea, con una variación de la relación que va disminuyendo gradualmente a medida que se va girando gradualmente el vehículo. La conveniencia de esta característica, en combinación con la adaptación del par de torsión, se comprenderá si se recuerda que con tal relación alta en la condición en línea se requiere realmente un par de torsión total relativamente menor en el volante de la dirección para conseguir el giro de las ruedas del vehículo, en particular cuando el vehículo se está moviendo rápidamente. Así, proporcionando una construcción de par de torsión adaptado con una disponibilidad de par de fuerzas en la condición en línea sustancialmente menor que el que se ha empleado corrientemente, puede proporcionarse al conductor una mayor sensación de la dirección durante la marcha. Esta sensación no es sin embargo excesiva en las situaciones en que la demanda de par de torsión es muy elevada y la relación es también muy alta, ya que con un poco más de



par de torsión del volante de la dirección, y por consi-
guiente de desviación de la válvula, se obtiene del servo-
motor fuerza suficiente para efectuar el giro de las rue-
das, en buena parte independientemente de la fuerza que
5 aplique el conductor.

Se aplica la potencia, de acuerdo con el presen-
te invento, por medio de una cremallera 42 de salida de mo-
vimiento alternativo. La cremallera 42 coopera con el pi-
ñón 43 enterizo con el eje transversal 13 y es mantenida
10 en engrane apropiado con el mismo mediante un bloque de
cojinete 44 soportado de modo ajustable por un tornillo 45
y una tuerca de seguridad 46. Los dientes que engranan 43a
y 42a están provistos, como puede verse en la Figura 3,
con una relación variable. En el sistema ilustrado, el cír-
culo primitivo de la rueda dentada 43, representado en 47,
15 tiene un radio mínimo alrededor del eje geométrico de ro-
tación 13a del eje 13 en el punto central o en línea 48,
aumentando el radio a medida que se recorre el círculo pri-
mitivo separándose desde la posición en línea. El círculo
20 primitivo de los dientes 42a de la cremallera 42 coincide
con el círculo primitivo de los dientes 43a y, por consi-
guiente, al ser movida alternativamente la cremallera 42
separándose de su condición en línea ilustrada, la relación
de aplicación de potencia desde la cremallera al eje trans-
25 versal 13 aumenta para cualquier presión hidráulica dada.
Preferiblemente, ese aumento está especialmente ajustado
para proporcionar sustancialmente la misma disponibilidad
de par de torsión con la servoválvula de dirección usual
totalmente abierta, pues los requisitos de par de torsión
30 30 son para ese automóvil individual cuando permanece esta-



cionario con los frenos aplicados. No solamente garantiza
ésto un par de torsión suficiente en las posiciones extre-
mas de giro del vehículo, sino que proporciona además un
par de torsión sustancialmente menor en la condición en
5 línea. Este menor par de torsión tiene una ventaja impor-
tante por proporcionar una característica sustancialmente
mejorada de rapidez de viraje. En otras palabras, cuando
el motor 40 proporciona un par de torsión relativamente me-
nor, lo hace como resultado del hecho de que el pistón 41,
10 que se desplaza a una velocidad constante con la válvula
totalmente abierta, se mueve menos para proporcionar un
grado dado de rotación de salida. En consecuencia, se con-
sigue una rotación del eje de salida relativamente rápida
con un movimiento menor del pistón y, en consecuencia, la
15 respuesta del sistema es sustancialmente más rápida, o bien
aumenta la capacidad de rapidez de viraje en las condiciones
de bajo par de torsión en la posición centrada y en las ad-
yacentes a ésta. Es deseable una respuesta tan rápida como
sea posible en la posición centrada o de marcha en línea
20 recta y en las adyacentes a ésta, y que la contribución ma-
nual sea considerable con objeto de mejorar las maniobras
para evitar obstáculos y mejorar las características de sen-
sación de la dirección durante la marcha, respectivamente,
y ello se consigue, de acuerdo con los principios del pre-
25 sente invento, mediante la adaptación de pares de torsión
descrita en lo que antecede.

Los diversos modelos de vehículos automóviles ten-
drán características de la dirección, carga de la dirección
y requisitos de respuesta, algo diferentes. Además, el sis-
30 tema de dirección es un campo muy delicado en el funciona-



miento del vehículo. Para proporcionar una adaptación completa de pares de torsión, la transmisión del par de torsión a través del sistema deberá ser sustancialmente independiente de cualesquiera efectos de acuíamiento de los componentes del mecanismo de la dirección en cualquier momento dado. En muchos sistemas de servodirección de la técnica anterior se producen pérdidas por rozamiento en el tren de servomando, y es importante, de acuerdo con el presente invento, reducir al mínimo tales pérdidas. Además, a la vista de las características relativamente individuales de las diferentes marcas y modelos de vehículos, se desea que exista flexibilidad en el diseño de la conexión de relación variable entre el cilindro de potencia 41 y el eje transversal 13. Estas características se logran ambas satisfactoriamente de acuerdo con el presente invento. Como se ha ilustrado en los dibujos, el servomotor está conectado al eje transversal por medio de una conexión de engranaje de relación variable, en que la transmisión de la fuerza se efectúa por medio de una combinación de contacto de deslizamiento y de rodadura. Este contacto se logra por medio de la cremallera 42 y el piñón 43. La cremallera 42 y el piñón 43 proporcionan un sistema satisfactorio de transmisión del par de torsión, que puede variarse por selección de las diversas relaciones de círculos primitivos, sin cambiar ninguna parte componente que no sea el eje transversal con sus dientes de piñón enterizos y la cremallera de potencia. Puesto que es fácil determinar el par de torsión requerido en el eje transversal de cualquier modelo de vehículo dado, también es fácil desarrollar en el mismo punto la suficiente capacidad de par de torsión y desarrollar los círculos

31 MAR 1970



primitivos variables 47, 48a y las formas de los dientes del piñón y la cremallera.

En las figuras 6 - 14 de detalle, se ha representado una realización del nuevo engranaje que aquí se ha usado para la aplicación de potencia. En ellas se han ilustrado las configuraciones de los dientes, constituidas por una pluralidad de superficies relativamente sencillas. Limitando las superficies a superficies planas o a superficies curvadas de radio fijo, se ha eliminado la generación de los perfiles de los dientes en un tallador de engranajes. Por el contrario, los dientes de ambas partes pueden ser brochados, técnica que es relativamente económica desde el punto de vista tanto del tiempo como del coste de la mecanización. Al mismo tiempo se ha logrado una construcción de diente que proporciona esencialmente ausencia de holgura en la posición de marcha en línea recta, aumentando gradualmente la holgura hasta una cifra más alta, sustancialmente constante, a medida que se va girando el volante de la dirección.

En las Figuras 6 - 14 se han representado dentados adecuados. Pueden brocharse de modo que cuando se ajustan para obtener la deseada ausencia de holgura en la posición centrada, desarrollarán un grado de holgura controlado cuando se giran a uno u otro lado desde la posición centrada, y mantendrán la holgura en todo el recorrido hasta las posiciones extremas de giro, de un modo que no es fácil conseguir con las ruedas dentadas talladas. En las Figuras 6 y 7 de los dibujos se han representado las dimensiones relativas para ilustrar la construcción de los dentados. No se emplean curvas complicadas. Cada una de las curvas

25.3.70

376127

31



tiene un solo radio, y una pasada de la brocha paralela a la línea central retirará sucesivamente el material, sin que sea necesaria la rotación o la oscilación de las piezas dentadas ni de las herramientas durante el corte. Puesto que el recorrido de trabajo de la brocha tiene lugar en línea recta, la anchura del diente principal o central puede variarse a voluntad, sin que ello afecte en modo alguno a los otros dientes, técnica de construcción que no se encuentra fácilmente entre las anteriores técnicas del tallado de engranajes.

Por ejemplo, al considerar los dispositivos de la técnica anterior, los dientes de la cremallera y del piñón, de relación variable, como los usados por la General Motors y anteriormente mencionados, tienen limitaciones sustanciales. La forma del diente empleado en tal técnica anterior presenta una gran limitación en el margen de patrones de relaciones. Las uniones bruscas entre los cambios de relación, como los que provee el dispositivo de la General Motors, son producidas por los cambios bruscos en la relación de engranaje entre el útil de corte y el piñón que está siendo tallado en el tallador de engranajes empleado. La variabilidad del radio primitivo debe ser incorporada, en tales situaciones, en la máquina que talla el sector, y también en el equipo de calibrado que se emplea para verificar las piezas. Esto hace que sea difícil usar una curva suave, arbitraria, en tales dispositivos de la técnica anterior. Parece claro que quienes anteriormente han trabajado en el campo de los mecanismos de cremallera y piñón de servodirección no se han dado cuenta de que las evolventes de círculo y otras formas clásicas de dientes de

31 MAR 1961



ruedas dentadas, que son de por sí de características uniformes de velocidad, están mal adaptadas para servir como punto de partida para configuraciones de relación variable. En la situación de relación variable, es deseable que la

5 relación de potencia vaya en general aumentando a medida que se gira la rueda dentada desde el centro, por las razones ya indicadas; pero es también de suma importancia proporcionar un engrane exacto con un apriete general en la posición centrada, procediendo a aumentar gradualmente

10 la holgura del engrane a uno y otro lado del centro con ligeros cambios en la velocidad relativa entre los miembros conductor y conducido en los puntos en que el contacto cambia de un diente a otro. De acuerdo con este invento, se ha ideado inicialmente un engranaje no generado que

15 produce de por sí las relaciones variables, usando a la vez una configuración geométrica relativamente sencilla y sin dejar de satisfacer los requisitos antes indicados. Es por tanto una cualidad importante de estas piezas dentadas que son geométricamente sencillas y, sin embargo, como resultado de un cuidadoso dimensionado, satisfacen los diversos

20 y complicados requisitos de este sistema.

De acuerdo con este invento, los dientes se hacen con flancos arqueados, de modo que cualquier par de flancos en aplicación controla la relación entre la cremallera

25 y el piñón como si estuviesen conectados por un mecanismo de manivela. Como es bien sabido, el mecanismo de manivela clásico produce un movimiento aproximadamente armónico entre un elemento que se mueve alternativamente y gira, con una relación de velocidades que está variando constantemente, y esa relación puede ser modificada en un amplio

30

25.3.70

- 18 - 376127

31 MAR



margen variando para ello las proporciones de las partes.
Estas propiedades se usan en las piezas dentadas hechas de acuerdo con este invento, fabricando dientes sucesivos cuyos centros y radios están elegidos de modo que se obtenga un gráfico de relaciones de velocidades que satisfaga los requisitos de engranaje antes indicados. Aunque en las Figuras 6 y 7 se han ilustrado las dimensiones de una estructura satisfactoria, la obtención de tal engranaje puede comprenderse más claramente de las Figuras 8 a 10.

10 Como se ha representado en ellas gráficamente, se ha considerado que el eje de rotación C del piñón o sector se mueve con relación a un miembro 142 de cremallera estacionaria, a lo largo de un eje A - B, mientras el sector 143 gira alrededor de C a derechas. En tanto que el flanco arqueado 145 del sector 143, con un radio R alrededor del centro 146, permanece en contacto con el flanco arqueado 148 que tiene un radio r alrededor del centro 147, la distancia 146 - 147 permanecerá constante, y podría substituirse por una barra rígida, tal como la ilustrada en 149, pivotada al piñón en 146 y a la cremallera en 147. El sector 143 girará, al moverse su punto C de pivotamiento a lo largo del eje A - B, a una velocidad determinada por el centro instantáneo de rotación entre el mismo y la cremallera, el cual estará situado donde la línea 146 - 147 corta a una línea trazada perpendicularmente al eje A - B a través del centro C, como en 151 para la posición centrada representada en la Figura 8.

A medida que el centro C se mueve a lo largo del eje A - B y es obligado a pivotar por la barra imaginaria 149, el punto de intersección 151 de la barra 146 - 147 con

31 MAR.



la perpendicular por el centro C se desplazará según una trayectoria curvada como la representada por la línea de trazos 152. Se comprobará que en las ruedas dentadas de dientes de evolvente de círculo usuales, tal línea de trazos sería una línea recta paralela al eje A - B y sería denominada la línea o "círculo" primitivo de cremallera, con un radio primitivo correspondiente del sector de C-151.

El eje 146 - 147 de la barra 149 representan la línea de acción de la fuerza entre los dientes en sus puntos de contacto, y por consiguiente el ángulo entre el eje 146 - 147 y el eje A - B, como se ha ilustrado en 153, corresponde al ángulo de presión en un engranaje usual. En la realización ilustrada se ha representado un ángulo 153 de aproximadamente 20°. Si se determinan el ángulo de presión y el radio primitivo C-151 por las consideraciones de diseño que de ordinario se tienen en cuenta, y son valores apropiados, por tanto dentro de límites, los radios R-r determinarán la trayectoria del círculo primitivo 152. Ahora bien, si se eligen R y r de tal modo que la perpendicular a la barra 149 en el punto 151 y la perpendicular al eje A - B por el punto 147, y la línea 146-C prolongada, se encuentran en un punto tal como en 154, la trayectoria del círculo primitivo 152 cortará a la línea C-151 exactamente en ángulo recto. Es decir, que la velocidad de rotación del piñón sería constante cuando C pase por el centro. Esta condición no es deseable y, por consiguiente, en la Figura 8, el punto 146 (que debería estar situado en 146' para que 146-C-154 estuviesen en línea recta como antes se ha dicho) está situado más próximo al punto 147 a lo largo de la barra 149, en la distancia 146 - 146', y el

31 MAR



círculo primitivo 152 está en consecuencia inclinado hacia abajo a su paso por 151.

Hasta aquí solamente se han considerado los flancos 148, 145 de la cremallera y del sector en el lado derecho de la Figura 8, y es evidente que en toda dirección normal en que hay una tendencia a que las ruedas vuelvan a la posición centrada por giro de las mismas, el par de dirección proporcionado por las cremalleras 142 para girar el piñón 143 a derecha hará que se produzca contacto en el lado derecho del sector central del diente y los dientes sucesivos, como se ha ilustrado. No obstante, cuando el giro se efectúa mientras el vehículo permanece estacionario, o cuando está circulando por carreteras desiguales, habrá instantes de inversión de la carga que hará que entren en acción los flancos opuestos de los dientes, y es importante que haya solamente un grado limitado de holgura en los dientes. Tal holgura limitada deberá ser de tan solo unas centésimas de milímetro. En la posición centrada, sin embargo, cuando las cargas son simétricas, no debe haber holgura en absoluto, e incluso es más deseable que haya un ligero grado de carga previa o de ajuste de interferencia. Además, puesto que la mayor parte del recorrido normal de un vehículo es en línea recta, se producirá desgaste que exigirá un ajuste entre la cremallera y el piñón, y debe haber un mínimo de holgura al separarse del centro en los dientes para permitir tal ajuste posterior sin que se produzca entonces interferencia al moverse los dientes separándose de la relación centrada. El ajuste de apriete de los dientes al separarse del centro no es en absoluto deseable, pues haría que el mecanismo de la dirección "colgase" o no volviese rápida-



mente a la posición centrada después de un viraje.

Por supuesto, en la Figura 8 el lado izquierdo de las piezas es una imagen especular del lado derecho ya descrito, y existirá una barra imaginaria con un eje entre los puntos 155 y 156 que determinaría un círculo primitivo 157 para el contacto entre 159 y 160. En estas circunstancias, las líneas 152 y 157 son simétricas alrededor del eje C-151.

Dado que se ha dispuesto que los círculos primitivos 152 y 157 crucen la línea central con una cierta ligera inclinación respecto a la perpendicular C-151, deben diverger entre sí. Esto significa que cuando el piñón gira en sentido a derechas durante una maniobra de dirección normal controlada por el contacto sobre el flanco 145 a la derecha, y por consiguiente por el círculo primitivo 152 girará más lentamente que si estuviese controlado por contacto sobre el flanco 160 en el lado izquierdo, y por consiguiente por el círculo primitivo 157. Esto significa que debe existir holgura en uno u otro de los flancos, en general en el lado descargado, o a la izquierda en el caso de la Figura 8. Si la cremallera y el piñón estuviesen realmente acoplados por barras 146 - 147 y 155 - 156, esta última barra tendría que "estirarse" lo que, puesto que los radios son fijos, equivaldría a una holgura entre las caras 159 - 160. La cantidad de holgura para cualquier distancia dada de recorrido desde el centro, vendrá indicada en general por el área entre las curvas 152 y 157, y por consiguiente, puede controlarse el régimen de divergencia de esas curvas, o bien el régimen de acumulación de holgura, juntamente con la forma "caída" en general de las

25.3.70



01 MAR

curvas, eligiendo valores apropiados de R, r, del ángulo 153 y de la distancia 146 - 146'.

5 Como se ha ilustrado en la Figura 9, en un cierto punto 165 del recorrido del pivote C del piñón 143 a lo largo del eje A - B, se alcanzarán los límites útiles de acción de los flancos 159 y 160 de los dientes que normalmente no son activos, y de ordinaria antes de que ocurra esto para los flancos activos 145 y 148. El radio primitivo del piñón será 164-165 para la condición cargada y 158 - 10 165 para la condición no cargada. La acumulación de holgura, representada por el área entre las curvas de salida y de retorno en la vista de detalle, Figura 11, habrá llegado a ser de aproximadamente 0,10 mm, que es adecuada para prever el desgaste y el posterior ajuste en la condición 15 centrada.

Continuando con el diseño deben seleccionarse propiedades adecuadas para que los flancos 162 y 163 tomen el relevo de los flancos 159 y 160 para rotación a derechas y cuando el contacto se produce en el lado izquierdo de los dientes del sector, tal como cuando se gira 20 mientras el vehículo permanece estacionario o cuando se marcha por carreteras irregulares y el sector conduce momentaneamente a la cremallera. Con objeto de evitar más acumulación de holgura, el círculo primitivo debe estar 25 próximo a la línea 152 como por ejemplo, en la línea 166. Se observará que la línea 166 nace en el punto 167, inmediatamente debajo de la posición 165 del pivote del piñón. El brusco aumento del radio primitivo 165 - 158 a 165-167, supone un aumento brusco de la velocidad de la cremallera 30 en condiciones de carga inversa, tal como cuando el sector



acciona a la cremallera, lo que significa que el nuevo contacto se producirá entre los flancos 162 y 163 a una velocidad relativa apreciable. Esto es importante con objeto de obtener un cambio bien definido del contacto o del punto de intercambio. Se apreciará que si los puntos 158 y 167 fuesen casi coincidentes, el intercambio tendría lugar en un punto mas definido en el recorrido del piñón y, por consiguiente, habria de preverse una cantidad sustancial de exceso de altura tanto de los dientes de la cremallera como de los dientes del piñón, como se hace en las ruedas dentadas usuales con objeto de dar margen para los errores de paso entre los dientes que hacen contacto.

Al elegir las coordenadas para los centros de los radios de los flancos 162 y 63 de diente, se decidió que se necesitaba un radio muy grande del flanco 162 para obtener la forma deseada del círculo primitivo 166. De hecho, r' se hizo infinito por lo que 162 es una línea recta inclinada formando un ángulo 170 con la perpendicular a A - B, y la barra imaginaria 171 está pues inclinada ese mismo ángulo en todas las condiciones de funcionamiento. El punto de unión de la barra 171 al piñón 143 estará por tanto de un cierto punto a lo largo del eje geométrico de la barra 171 que pasa por el punto 167, el radio seleccionado para el cual debe tener lugar el intercambio. Se selecciona un radio R' apropiado, por un procedimiento de tanteo, para obtener el círculo primitivo deseado 166. Al seguir moviéndose el piñón a lo largo del eje A - B, como en el punto 172, el pivote 169 de la barra 171 del piñón bajará por la línea 175 paralela al flanco 162 del diente, pero a una distancia R' . El radio primitivo del sector es-



tará de nuevo en la intersección del eje geométrico de la barra 171 y de la perpendicular por el punto 172, como en 174.

5 Se observará, de lo dicho en lo que antecede, que la forma general del círculo primitivo es la que proporciona un par de torsión creciente, en la salida del eje del sector, al tener lugar movimiento separándose del centro, según se ha ilustrado en la figura 5, como deseable. A

10 continuación del intercambio que se acaba de describir bajo condiciones de carga inversa en el recorrido 165 del sector, los flancos 145 y 148 normalmente activos, alcanzan su límite útil para un cierto recorrido 176 del sector y entonces son puestos en acción los flancos 180 y 181, de una manera similar a como ocurría en el intercambio anteriormente descrito. Como antes, se usan formas arqueadas

15 y lineales con un radio R'' centrado en 178 y un radio r'' que es infinito. En este caso se desea una disminución brusca del radio primitivo, pues la cremallera está ahora conduciendo al sector. La disminución del radio 177-183

20 asegura un aumento brusco de la velocidad de rotación del sector, y por consiguiente, un intercambio bien definido.

Al continuar el sector su desplazamiento desde el punto 176 a la posición extrema 172, su rotación es controlada, en el sentido activo, exactamente como si lo fuera por una barra 184 de longitud infinita, como en el caso de la barra 171. El círculo primitivo se obtendrá, como

25 antes, como se ha indicado mediante la línea de trazos 182. También es aceptable un radio r'' de longitud finita. La diferencia es pequeña, ya que el margen del contacto

30 entre 180 y 181 es muy corto. En tal caso podría emplearse



el centro 179.

Se observará que las superficies 180 y 181 de los dientes son muy cortas o están truncadas en el diseño del invento ilustrado, y que el radio de la raíz de los 5 dientes terminales del sector es relativamente grande. Esto tiene gran importancia, ya que proporciona un radio grande del material del sector en los extremos del segmento de sector dentado. Puesto que, como se explica en lo que sigue, el sector del presente invento es muy compacto 10 y preferiblemente está brochado, es importante, proveer un radio relativamente grande en al menos un extremo del recorrido del sector, para permitir la formación de un soporte enterizo, para el seguidor de tornillo sin fin situado encima del sector sobre el eje del sector. El truncado es 15 posible de acuerdo con el presente invento, ya que se usa una parte muy pequeña de las superficies de contacto 180 y 181. Esto es posible dado que el sector rebasa el recorrido de la cremallera, como se ha ilustrado en la Figura 10, de modo que la misma pequeña parte de la superficie 20 181 de contacto de la cremallera se emplea dos veces, al aproximarse el sector a los extremos de su giro. La línea de contacto se mueve inicialmente hacia abajo al moverse el pivote C del sector hacia la derecha, desde el punto 176. Cuando el punto C se mueve directamente encima del 25 punto 178, se logra un movimiento máximo hacia abajo, y un movimiento continuado, o "rebasamiento", del punto C hacia el punto 172 produce movimiento hacia arriba de la línea de contacto. El contacto sobre el flanco 181, que se produce cuando la línea central de la barra 184 lo cruza, se mueve análogamente hacia abajo y de nuevo hacia 30

25.3.70

31 MAR



arriba en el retorno, lo que disminuye considerablemente la longitud de flanco necesaria, favorece la compacidad y reduce la cantidad de material de eje transversal que se requiere. La importancia de este ahorro puede verse en la 5 Figura 12, en que la línea de trazos 80 se aproxima a una forma de diente usual.

El radio primitivo del sector varia de acuerdo con el gráfico representado en la Figura 11, habiendose 10 ilustrado los respectivos círculos primitivos en 152, 182. Como se ha ilustrado, al moverse el sistema separándose de la relación centrada, el radio primitivo eficaz, con las cargas en el sistema sobre el flanco derecho 145 del sector 143, se mueve a lo largo de la trayectoria 151, 177, 183, 174, hasta el máximo recorrido de la cremallera, que tiene 15 lugar en un punto situado a algo más de 22,86 mm. del recorrido de la cremallera en la realización ilustrada. Al invertirse el par en el sentido de movimiento en que la dirección es girada en el otro sentido y las ruedas tienden a restituir el vehículo a la condición de marcha en línea 20 recta, el contacto se produce sobre la línea 166, 167, 158, 151. En cada caso, como el sistema se mueve hacia atrás en sentido opuesto al de transferencia de par de torsión provisto en el sentido de giro, el área entre los círculos primitivos en el sentido de giro y el círculo primitivo 25 en el sentido de retorno comprende la condición de holgura instantánea entre la cremallera y el sector al adoptar las partes una posición alejada de la relación centrada, sin holgura, descrita en lo que antecede. En consecuencia, la holgura se controla en el sistema de un modo muy exacto, 30 mediante la utilización de superficies de diente de rueda



dentada que tienen una forma de diente de radio constante, en lugar de las formas de diente de evolvente de circunferencia, usadas hasta el presente.

Una ventaja que se ha conseguido mediante la construcción de los dientes en forma distinta a la de evolvente de circunferencia, y mediante la utilización de superficies arqueadas de radio fijo, (incluyendo líneas rectas de radio infinito), es que las superficies pueden ser brochadas o talladas con organos de corte que tengan un filo que se adapte a la forma del diente. En una operación de brochado, el útil de brochar tiene una configuración de superficie de corte en el cortador final que corresponde sustancialmente a las superficies de contacto activas de los dientes formados de la manera descrita en lo que antecede. La brocha es movida alternativamente, paralelamente al eje geométrico del eje 13 del sector, y, análogamente, la brocha empleada para tallar la cremallera 42 es movida transversalmente al eje geométrico longitudinal de la cremallera 42. Los cortadores de desbastar de la brocha son sustancialmente de la misma configuración que el cortador final, pero dejan unas áreas de diente sobrantes algo mayores. Como resultado, el útil de brochar puede ser afilado después de su uso, moviendose gradualmente el cortador final hacia el extremo del cortador de desbastar de la brocha y proporcionandose un nuevo cortador final. De esta manera se consigue una vida de servicio máxima para el conjunto de brocha y, debido a la curvatura sencilla de las formas de diente, se efectúa fácilmente el afilado continuo de la brocha mediante una rueda de esmerilar que tenga una configuración de sección transversal idéntica a la del cortador final. Al evi-

25.3.70

376127



5 tarse la complicada curvatura de los dientes de forma de evolvente de círculo, se ha hecho posible, y se prefiere, seguir una técnica de fabricación por brochado alternativo. Por la misma razón, puede usarse una muela o un cortador rotativo con la superficie de corte que se adapte a la forma del diente y que se mueve en sentido axial o radial hacia dentro del eje transversal.

10 Como resultado del empleo de la técnica de brochado alternativo para la construcción de los dientes, es importante que ningún material del eje del sector interfiera con el paso de la brocha en sentido axial del eje del sector. En la práctica, esto significa que no puede haber masa alguna de metal sobre el eje del sector que sobresalga más allá del radio de la raíz del sector dentado, a me-
15 nos que el arranque de algo de material por la brocha no sea un inconveniente para la necesaria resistencia del eje del sector dentado. Es sumamente importante obtener un sistema compacto. La compacidad de los sistemas de servo-
20 dirección es un problema que se agrava cada año a medida que los motores de los automoviles van siendo cada vez mayores, y las alturas de los capots van siendo cada vez menores. El espacio que queda para los accesorios tales como la dirección, se va reduciendo hasta el punto en que solo
25 los sistemas de dirección muy pequeños, o los que son susceptibles de hacerse sumamente pequeños, son aceptables para la construcción futura. En la realización ilustrada en la Figura 4, se ha ilustrado el servomotor 40 sustancialmente debajo de la columna 11 de la dirección, de una ma-
30 nera que requiere que el sector 43 esté sustancialmente del mismo lado del eje del sector dentado que el tornillo



sin fin 25. En la realización del invento ilustrada, el tornillo sin fin 25 está engranado con el seguidor de leva 29 en el punto óptimo, sustancialmente en la línea central horizontal del mismo, mientras que el sector 43a está en relación de engranaje directo con la cremallera 42. Para obtener compacidad, que como se ha explicado en lo que antecede es de la máxima importancia para la fabricación económica y para la utilización de los sistemas de dirección en todos los vehículos automóviles, es importante que el diámetro máximo del eje transversal sea el menor posible, y que el eje geométrico del servomotor 40 sea en general paralelo al eje geométrico de la columna 11 de la dirección. Para obtener máxima compacidad, un eje transversal de una sola orejeta, o eje del sector proporciona soporte para el seguidor de leva. Esto puede verse claramente en las Figuras 12, 13 y 14. Como puede verse en ellas, el eje transversal 13 está provisto de los dientes 43 y de una sola orejeta 50 que tiene una abertura 28a para eje, perforada a su través para acomodar el eje cilíndrico 28, representado claramente en la Figura 2. Es deseable que la orejeta 50 tenga una masa metálica de soporte tan grande como sea posible. Al mismo tiempo, es deseable que los dientes 43 puedan ser mecanizados por brochado alternativo, como anteriormente se ha descrito. Esto exige que el radio de la raíz de los dientes 43 no corte en ningún caso al material del eje transversal 13 de manera que interfiera considerablemente con el material de la orejeta 50. En la realización ilustrada, la trayectoria de la fresa corta realmente una pequeña cantidad de material, como en 52, de la orejeta 50.

31 MAR.



Los diseños de eje transversal de dirección de la técnica anterior han planteado una serie de problemas difíciles. En lo esencial, las combinaciones de tornillo sin fin de diábolo y rodillo seguidor del eje del sector se han construido proporcionando un par de orejetas de soporte de los extremos opuestos del eje del rodillo seguidor de leva. En la fabricación real de tales dispositivos, se ha fijado el eje en una o en las dos orejetas calentando el eje hasta un estado en que sea trabajable y metiendo a golpes el eje en posición, tratando al mismo tiempo de mantener unas estrechas tolerancias entre las orejetas que soportan al seguidor. Esto no ha sido fácil de conseguir y, como resultado, el coste de las configuraciones de tornillo sin fin albardillado ha resultado muy elevado cuando se ha exigido una rigurosa exactitud. En los engranajes de relación variable, la exactitud es de suma importancia para que no haya holgura, en particular en la condición de marcha centrada o en línea recta. Si es posible, conviene obtener un ajuste de apriete o interferencia en la condición centrada, con una acumulación de holgura muy gradual, y es importante que esta relación pueda cumplirse no solamente cuando el engranaje está nuevo sino también a lo largo del tiempo. Con el engranaje construido de acuerdo con el estudio anterior, se ha conseguido la compacidad deseada, la exactitud deseada, y al mismo tiempo puede ser fabricado por una técnica de brochado alternativo relativamente económica.

Se ha provisto además un nuevo ajuste de acuerdo con el presente invento, con el que puede mantenerse la extrema exactitud requerida y se mantiene en grado óptimo



la alineación del tornillo sin fin de diábolo y el seguidor. Como se ha indicado en lo que antecede, el punto medio 28m del eje 28 está sustancialmente sobre una línea perpendicular al eje geométrico del eje transversal 13, y que pasa por el eje geométrico del tornillo sin fin del diabolo. Esto supone una sensible diferencia respecto a los sistemas usuales de la técnica anterior, en que el eje geométrico del rodillo seguidor de leva está situado aproximadamente a 6,35 mm. por encima o por debajo del eje geométrico del tornillo sin fin de diábolo y más próximo al eje geométrico del tornillo sin fin de diábolo de lo que se desea en condiciones óptimas, de modo que el movimiento del eje transversal producirá el consiguiente ajuste unas veces bueno y otras veces malo. No obstante, tal ajuste es sustancialmente una solución de compromiso frente a la exactitud. De acuerdo con el presente invento, el ajuste del seguidor de leva se efectúa hacia y desde el eje geométrico del tornillo sin fin por medio de una excéntrica sobre la cual está montado el rodillo seguidor de leva. Como puede verse de las Figuras 12a y 13, el rodillo 29 va soportado para rotación alrededor de un manguito excéntrico 29a por medio de cojinetes de agujas 29b. El manguito excéntrico 29a está acoplado por estriado, por medio de estrias 29c que sobresalen por el extremo, a una corona de tornillo sin fin 29d soportada para rotación por el eje 28 y accionada por un miembro 29e de tornillo sin fin de ajuste. La rotación del miembro de ajuste 29e hará girar a la corona sin fin 29d y, a su vez, hará girar al manguito excéntrico 29a produciendo una variación en la posición del seguidor 29 de tornillo sin fin hacia y desde el eje geométrico del torni-



llo sin fin de diábolo 25, sin desplazamiento alguno sig-
nificativo en sentido axial a lo largo del eje transversal.
El tornillo sin fin 29e de ajuste se proyecta hacia arriba
más allá del cojinete 13a del eje transversal 13, como se
5 ha ilustrado en las Figuras 1 y 2, y puede llegarse al mis-
mo fácilmente para ajuste mediante una herramienta exterior,
quitando el tapón de cierre 29f en el alojamiento de la
servodirección. Puesto que los sistemas de accionamiento
de tornillo y corona sin fin son sustancialmente irrever-
10 sibles, el ajuste del tornillo sin fin 29e no será modifi-
cado por las cargas sobre el seguidor 29. No obstante, si
se desea, pueden emplearse arandelas freno o cualquier
otro dispositivo de retención, tal como el resorte 29i
ajustado por el tornillo 29h, con el tornillo sin fin
15 29e, para mantener su posición de ajuste.

El seguidor 29 está soportado, como se ha indica-
do anteriormente, por el eje 28, el cual está completamen-
te rodeado y soportado por la única orejeta 50 que tiene
un taladro 28 a su través. A fin de mecanizar el receptácu-
20 lo 13b con gran exactitud, es deseable hundir en el eje
transversal una muela o un útil de corte rotativo. Por
ejemplo, se mueve hacia el eje transversal en la dirección
de la flecha 13c representada en la Figura 14 un útil de
corte rotativo de una forma similar a la del rodillo 29,
25 pero ligeramente mayor que éste, y que gira alrededor de
un eje geométrico paralelo al eje geométrico 28. Eliminan-
do la segunda orejeta del eje transversal, y proveyendo
en su lugar un rebajo semicilindrico 28c, el útil de cor-
te, soportado por su eje de accionamiento giratorio, pue-
30 de ser metido en el eje 13 en toda su profundidad, y pue-



de acabarse con precisión y económicamente el rebajo 13b,
con todas las superficies de cojinete asociadas. Además,
la eliminación de la orejeta evita el conflicto de brochar
cuando se usa una brocha alternativa, en lugar de un útil
5 de formación de diente que se mueve radialmente, en la fa-
bricación de los dientes del sector.

Aunque la eliminación de la orejeta permite una
fabricación muy mejorada, no afecta sensiblemente a la re-
sistencia del sistema de dirección. De acuerdo con el pre-
10 sente invento, se ha provisto un casquillo 28b en el reba-
jo semicilindrico 28c alineado axialmente con el taladro
28a. Las cargas aplicadas al seguidor 29 por contacto con
el tornillo sin fin de diábolo, tienden a actuar contra
las paredes 28c y axialmente contra los cojinetes de rodi-
15 llos 28d, 28e. En consecuencia, se proporciona resistencia
suficiente para eliminar cualquier desviación del eje 28
en funcionamiento, al mismo tiempo que se proporciona la
compacidad final ilustrada. Para el montaje, el eje 28
puede ser introducido desde el extremo abierto del taladro
20 28a en la dirección de la flecha ilustrada en la Figura 12,
con el rodillo 29 y sus componentes de soporte en posición.
Al mover el eje 28 a la posición ilustrada en las Figuras
12a y 13, la orejeta 50 puede ser engatillada como en 28f
en una garganta 28g en el eje 28, impidiendo con ello todo
25 desplazamiento axial del eje 28. Con estos medios se obtie-
ne una colocación en posición totalmente exacta sin opera-
ción alguna de calentamiento, de conformación en caliente
u otra que pudiera ser causa de que se produjera un error
en la alineación. A fin de eliminar la holgura, puede em-
30 plearse una pequeña carga previa sobre el eje 28. Haciendo



el radio 28c menor en aproximadamente 0,025 mm. que el ra-
 dio del casquillo 28b, aunque alineado con el eje geométri-
 co del taladro 28a, se proporciona un ajuste de apriete.
 Como resultado de la construcción expuesta en lo que ante-
 5 cede, y del método de fabricación de piezas dentadas des-
 crito, se obtiene un sistema de dirección sustancialmente
 mejorado. Mediante la construcción especificada del engra-
 naje, se consigue un ahorro sustancial en el coste, se pro-
 vee un mecanismo sumamente compacto y se consiguen ajustes
 10 que hasta el presente era imposible conseguir con la preci-
 sión que aquí se obtiene. Los expertos en la técnica obser-
 varán que pueden realizarse fácilmente modificaciones en
 la construcción y en la configuración para adaptar la es-
 tructura del invento aquí descrito a diversas configuracio-
 15 nes de bastidor de automóvil y de espacio para motor, sin
 desviarse de los nuevos conceptos del invento. En consecuen-
 cia, se pretende que el invento quede limitado solamente
 por el alcance de las Reivindicaciones de la nota que se
 adjunta.

20 La presente solicitud que corresponde a la pre-
 sentada en Australia el 3 de Febrero de 1.969 con el núme-
 ro 49879/69 se acoge a los beneficios del artículo 51 del
 vigente Estatuto sobre Propiedad Industrial.

N O T A

25
 30 Los puntos de invención propia y nueva que se
 presentan para que sean objeto de esta solicitud de Paten-
 te de Invención en España, por VEINTE años son los siguien-

25.3.70

376127



tes:

19.- Un mecanismo de dirección asistida, integral, que comprende una columna de dirección que soporta un tornillo sin fin, un árbol transversal posicionado transversalmente a dicho tornillo sin fin y que tiene un seguidor de tornillo sin fin montado giratoriamente sobre un eje soportado en el mismo, para rotación alrededor de un eje transversal al eje del árbol transversal, y para cooperación de rodadura engranada con el tornillo sin fin, estando soportado dicho eje, en un extremo, por una orejeta circundante, del material de dicho árbol transversal, y, en el otro extremo, por un tope de segmento cilíndrico vuelto generalmente hacia dicho tornillo sin fin, y medios que cooperan con dicho tope y dicho seguidor, que proporcionan soporte de empuje axial para dicho seguidor.

20 22.- El mecanismo según la reivindicación 1, en el cual un manguito excéntrico rodea dicho eje y soporta para girar dicho seguidor, e incluye medios para hacer girar dicho manguito excéntrico, para ajustar el contacto entre dicho seguidor de tornillo sin fin, radialmente hacia dicho tornillo sin fin.

25 23.- El mecanismo según la reivindicación 1, en el cual el punto medio del eje de dicho seguidor de tornillo sin fin está situado generalmente sobre una línea perpendicular al eje del árbol transversal y que pasa a través del eje del tornillo sin fin.

30 24.- El mecanismo según la reivindicación 2, en el cual dichos medios para ajustar la posición angular de dicho manguito excéntrico comprenden una corona sin fin conectada a dicho manguito para rotación con el mismo

25.3.70



alrededor del citado eje, y un tornillo sin fin de ajuste engranado con dicha corona.

5 5º.- El mecanismo según la reivindicación 2, en el cual dichos medios últimamente mencionados se extienden axialmente en dicho árbol transversal y son accesibles para ajuste en un extremo de los mismos, y están en contacto de accionamiento engranado con dicha excéntrica en el citado árbol, para hacer girar la excéntrica con el fin de ajustar dicho seguidor hacia dicha columna de dirección.

10 6º.- El mecanismo según la reivindicación 1, en el cual dicho soporte de segmento cilíndrico es sustancialmente un semi-cilindro.

15 7º.- El mecanismo según la reivindicación 1, en el cual están previstos medios de cojinete de empuje entre dicha orejeta circundante y dicho seguidor, para cooperación con el lado respectivo vuelto axialmente de dicho seguidor.

20 8º.- El mecanismo según la reivindicación 7, en el cual un manguito cilíndrico rodea dicho eje y se asienta en el citado tope de segmento cilíndrico, teniendo dicho manguito un resalto en el mismo, que coopera con un resalto vuelto axialmente en dicho tope, con lo cual el empuje axial hacia dicho tope es transferido al árbol transversal a través de dichos resaltos.

25 9º.- El mecanismo según la reivindicación 1, en el cual dicho seguidor es de diámetro sensiblemente mayor que dicho tope de segmento cilíndrico, y en el cual dicho árbol transversal está mecanizado por una fresa giratoria que tiene una configuración de diámetro ligeramente mayor que el de dicho seguidor que gira alrededor de un eje paralelo al eje geométrico de dicho eje y es hundida en dicho árbol transversal, en un plano generalmente perpendicular

Handwritten signature and date: 25.3.70

31 MAR.



al eje del árbol transversal.

10^a.- Un mecanismo de dirección asistida, integral, que comprende una columna de dirección que soporta un tornillo sin fin, un árbol transversal posicionado transversalmente a dicho tornillo sin fin y que tiene un seguidor de tornillo sin fin giratoriamente montado en un eje soportado en el mismo, para rotación alrededor de un eje geométrico transversal al eje geométrico del árbol transversal, y para cooperación de rodadura engranada con el
5
10
15
tornillo sin fin, un engranaje de sector integral con dicho árbol transversal, un órgano servomotor de dirección, que comprende una cremallera que se desplaza de manera alternativa transversalmente a dicho árbol transversal, en engrane con y que acciona dicho engranaje de sector, comprendiendo las superficies de contacto de dicho engranaje de sector y dicha cremallera arcos de radios fijos.

11^a.- El mecanismo según la reivindicación 10, en el cual los límites periféricos de las bases del engranaje de sector comprenden la extensión máxima de la superficie de dicho árbol transversal, con lo cual los dientes de dicho sector pueden ser brochados por una brocha que se desplaza axialmente al árbol transversal.
20

12^a.- El mecanismo según la reivindicación 10, en el cual el engranaje de sector comprende un segmento con los dientes terminales del mismo axialmente alineados con material en el árbol transversal, que proporciona soporte para dicho seguidor.
25

13^a.- El mecanismo según la reivindicación 12, en el cual la línea primitiva de dicho sector varía desde un radio mínimo en el centro del segmento de engranaje a
30

25.3.70

15 ABR



un radio sensiblemente mayor, en los dientes terminales.

5

14º.- El mecanismo según la reivindicación 13, en el cual el radio de base de los dientes terminales de dicho sector de engranaje es sensiblemente mayor que el radio de base adyacente al centro del sector, y el contacto de los dientes de cremallera con los dientes terminales del sector se mueve en vaivén sobre las superficies de contacto de la cremallera, con movimiento relativo unidireccional, continuado, entre el sector y la cremallera.

10

15º.- Un mecanismo de dirección asistida, integral.

15

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.

Esta Memoria consta de treinta y nueve hojas escritas a máquina por una sola cara.

20

Madrid, 15 ABR 1927
P.A.

Alberto de Eizaburu
Por el autor

25

376 127

30

LN/
14.4.72

31 MAR 1974

Fig. 1

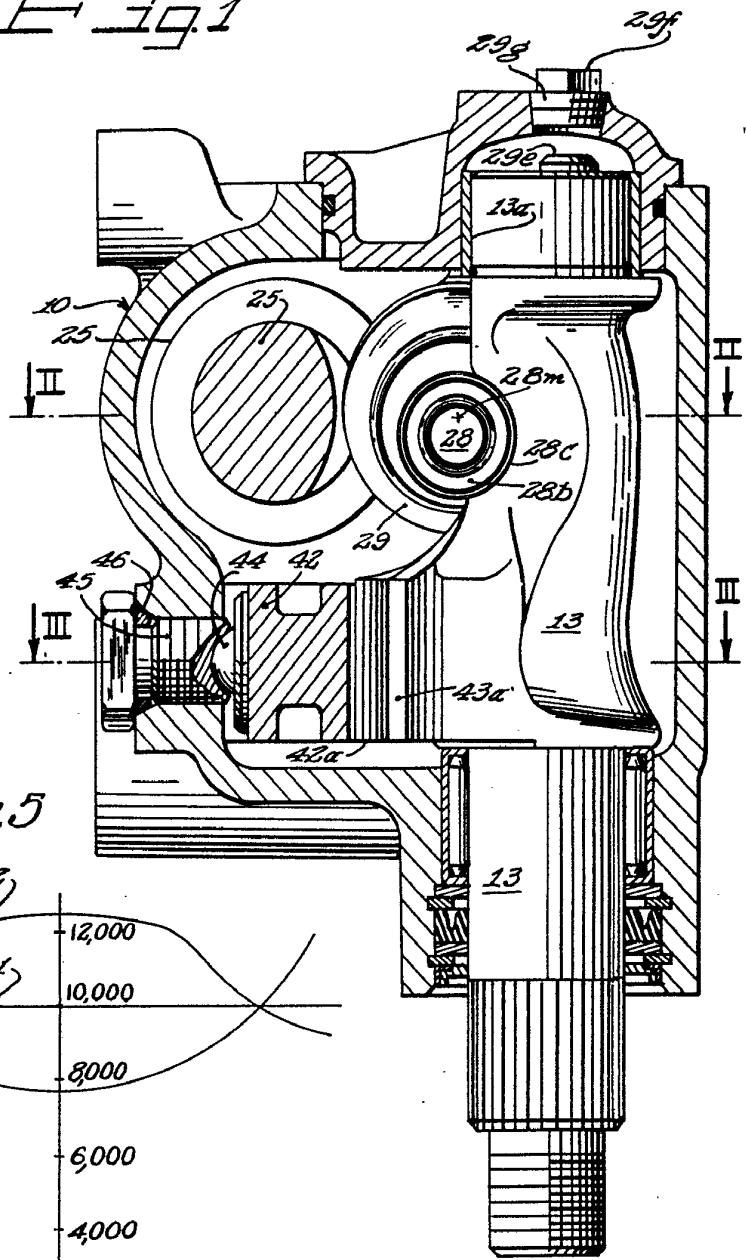
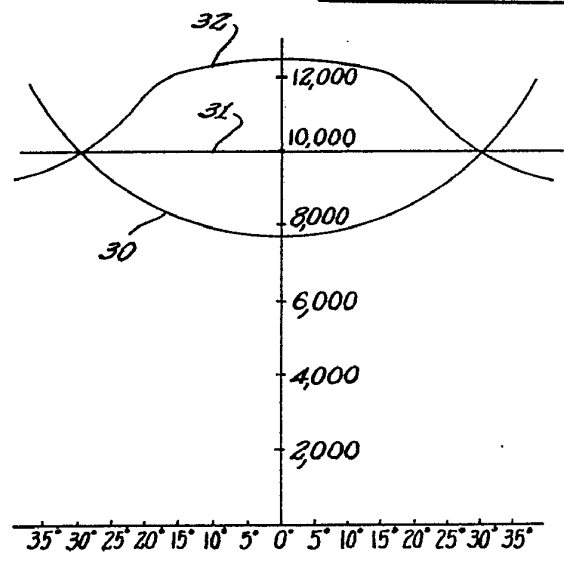
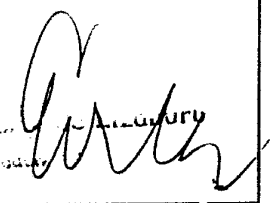


Fig. 5



Arthur Ernest Bishop
 For Invention



376127

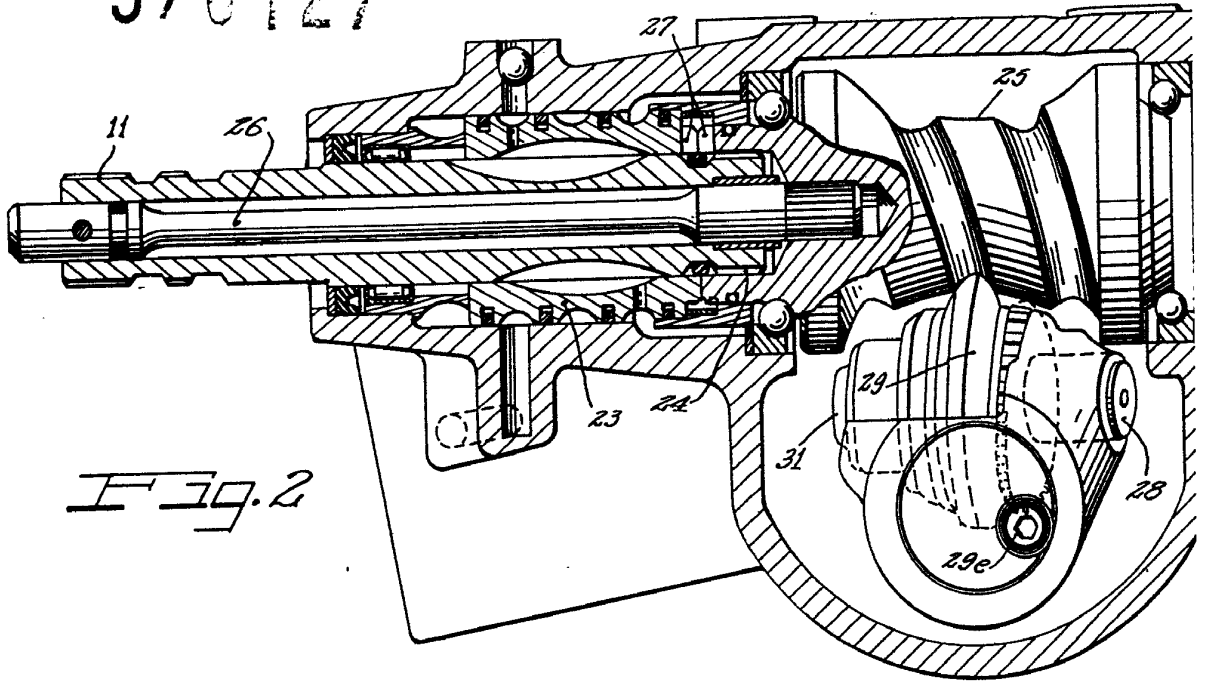


Fig. 2

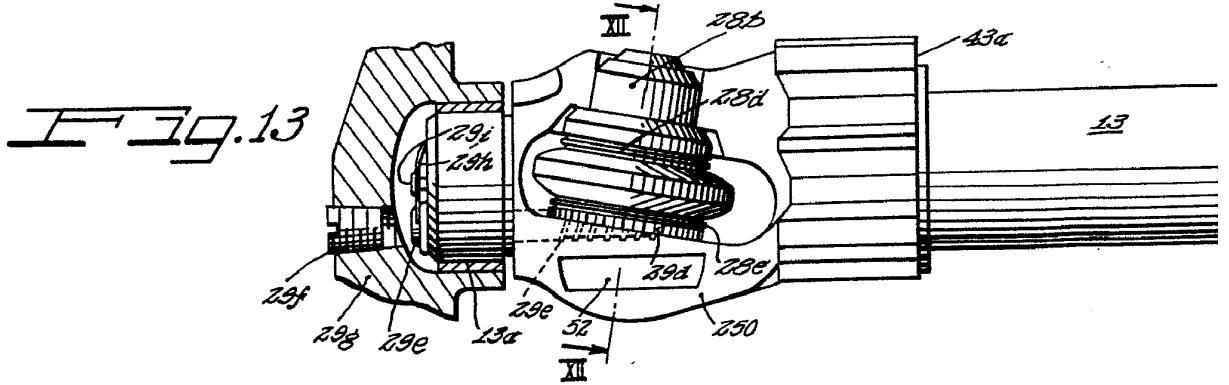


Fig. 13

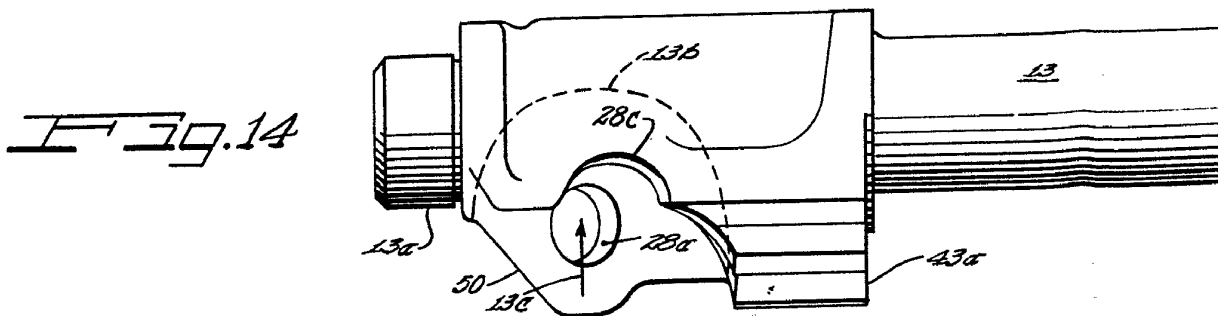


Fig. 14

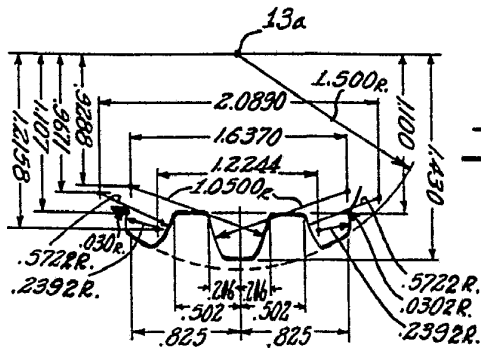
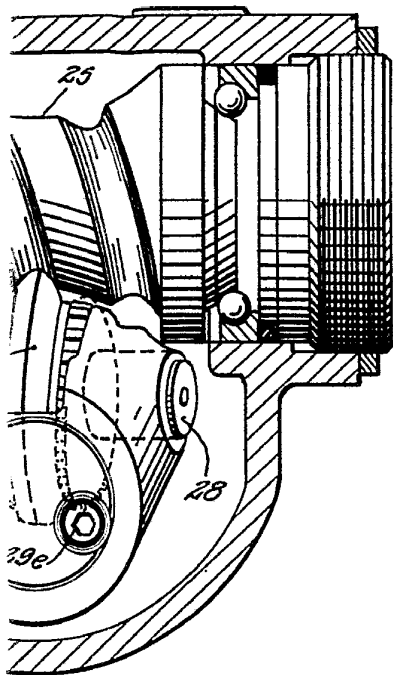


Fig. 6

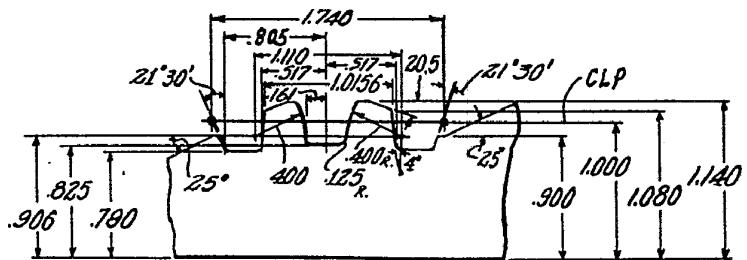


Fig. 7

Fig. 12

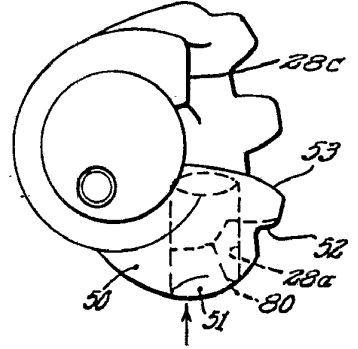
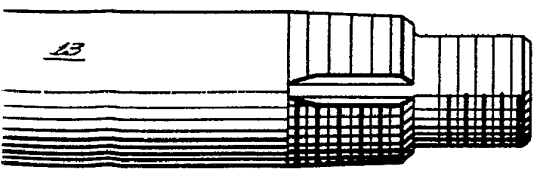
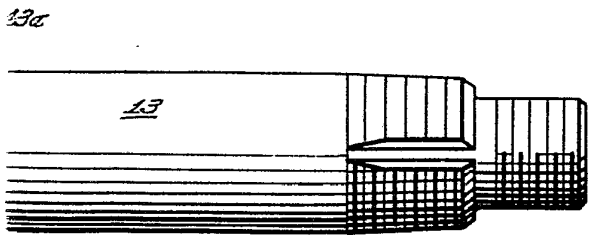
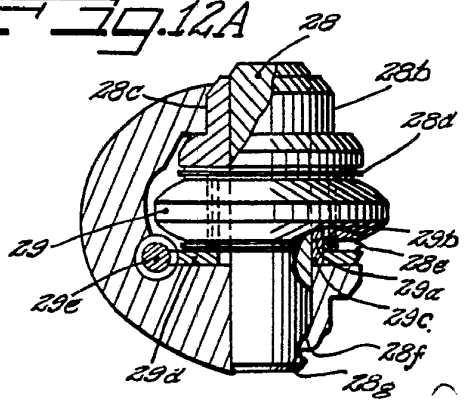


Fig. 12A



376127

81

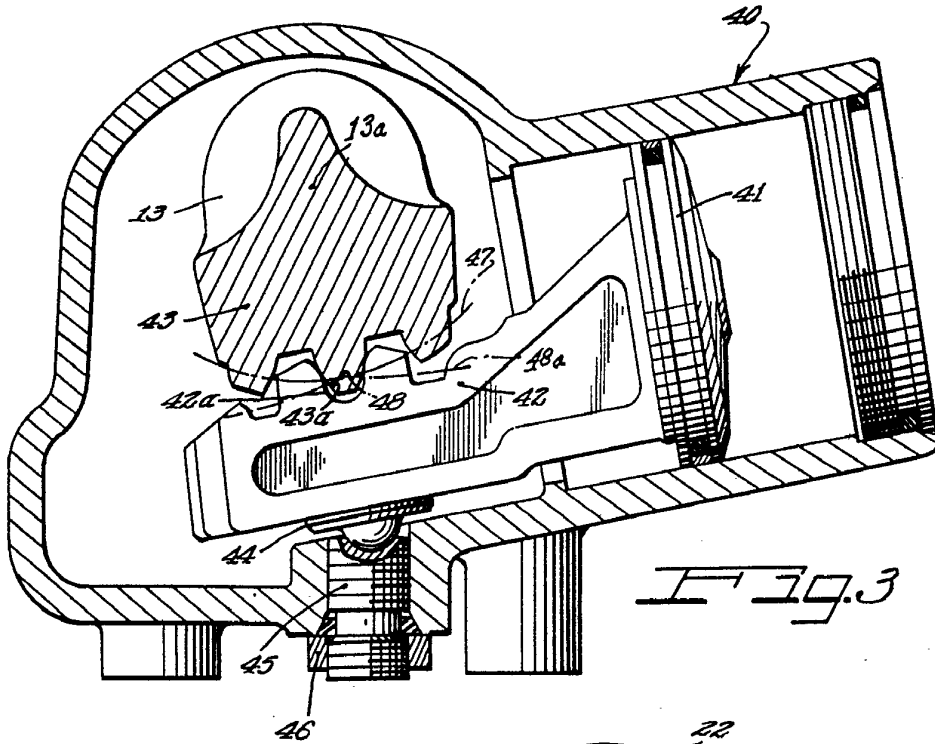


Fig. 3

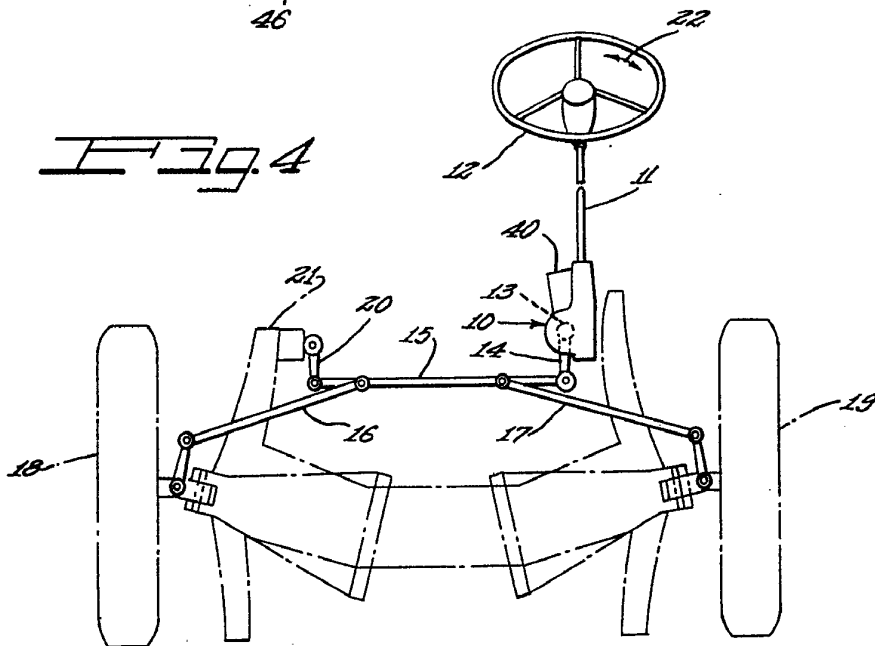


Fig. 4

Alberto de Elizaberry
For Patent

376127

31 MAR 1927



Fig. 10

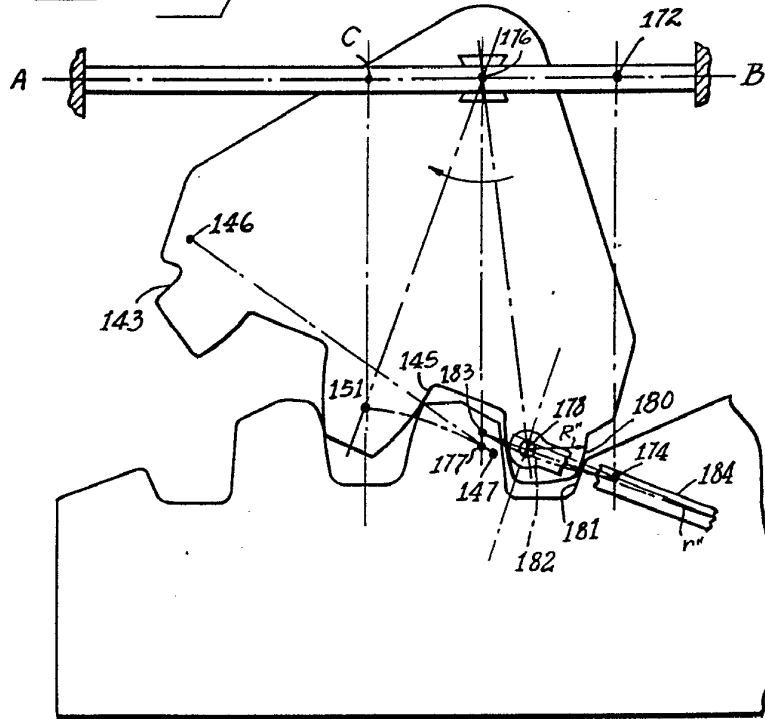
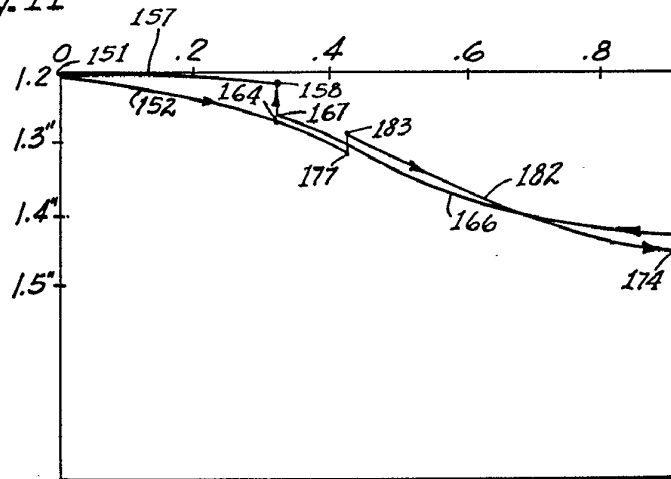


Fig. 11



Alberto de E. [Signature]
Por Poder.