



ESPAÑA

19 ES	11 462771	10 AT
21	22	FECHA DE PRESENTACION

PATENTE DE INVENCION

30 PRIORIDADES:	32 FECHA	33 PAIS
31 NUMERO		
P 26 44.531.8	1-10-1976	ALEMANIA FEDERAL

47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL	62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
	F04B; F16H	

54 TITULO DE LA INVENCION
"MAQUINA HIDROSTATICA DE ENGRANAJES CON UN PAR DE RUEDAS DENTADAS TROCOIDES"

71 SOLICITANTE (S)	La Compañia alemana: FURSTLICH HOHENZOLLERNISCHE HUTTENVERWALTUNG LAUCHERTHAL
--------------------	--

DOMICILIO DEL SOLICITANTE	Lauchertal / Hohenzollern (ALEMANIA FEDERAL)
---------------------------	--

72 INVENTOR (ES)	1.- Siegfried Eisenmann, Ingeniero alemán. 2.- Hermann Härle, Ingeniero alemán.
------------------	--

73 TITULAR (ES)	
-----------------	--

74 REPRESENTANTE	FRANCISCO GARCIA CABRERIZO	S/REF: 28.456 N/REF: 33.320/JG.
------------------	----------------------------	------------------------------------

- El invento tiene por objeto un par de engranajes trocoides con una rueda hueca con dentado interior y con un piñón con dentado exterior que engrana con la rueda hueca, al mismo tiempo, que la forma de los flancos eficaces de los
5. dientes de una de las ruedas es determinada por su rodadura sobre la otra rueda. La expresión "par de engranajes trocoides" no debe abarcar aquí únicamente un par de engranajes, en el que al menos una de las ruedas posee un dentado trocoide en sentido estricto, sino también un par en el que al me-
10. nos una de las ruedas posee un dentado cicloide o un dentado de arco de circunferencia, ya que en este último el perfil de los flancos de los dientes es muy parecido al de un dentado trocoide en sentido estricto. Además, en el invento también es posible sustituir la forma trocoide de los flancos
15. de los dientes por otras curvas análogas, ya que en el invento interesa menos la forma trocoide de los flancos de los dientes, que la forma de diente "aproximada" que se produce generalmente en un dentado trocoide.

- El invento tiene por objeto especialmente un par de
20. ruedas dentadas con una diferencia muy pequeña, pero superior a uno, entre el número de dientes de la rueda hueca y el número de dientes del piñón.

- Las máquinas hidrostáticas de engranajes con estos
25. pares de ruedas dentadas poseen la ventaja de una construcción muy concéntrica, de un volumen reducido, de una potencia de impulsión grande, de una buena capacidad de aspiración, de una reducida pulsación de la impulsión, de una frecuencia baja de engrane de los dientes, de bajo ruido de funcionamiento y de la posibilidad de proveer el piñón de un árbol muy
30. grueso o de practicar en él un paso interior de gran diámetro

para el árbol. Se prestan de forma excelente para el montaje económico y orgánico en calidad de bombas de impulsión acopladas directamente a los árboles de trabajo de máquinas de fuerza o de trabajo considerablemente mayores.

5. Un par de engranajes trocoides de esta clase, se describe, por ejemplo en la patente alemana DT-PD 2 041 483 ó en la memoria alemana DOS 2 318 753 ó en la memoria alemana DOS 2 024 339.

- La máquina, según el invento, posee con preferencia
10. una rueda hueca con nueve u once dientes, al mismo tiempo, que el piñón posee siete o nueve dientes. El dentado de la rueda hueca se determina ventajosamente y en primer lugar en el sentido de que el ancho del pie del diente sea aproximadamente igual al doble del ancho del entrediente en el círculo
15. de pie. Entonces se determina como forma de diente provisional un triángulo cuya altura sea aproximadamente igual a las tres quintas partes del ancho del pie del diente. Los lados menores, que forman los flancos de los dientes, se abomban después uniforme y convexamente hacia el exterior, como se
20. presenta por ejemplo en la memoria alemana DOS 2 024 339, en la que los vértices de las curvas de los flancos de los dientes así determinados están distanciados de los correspondientes lados del triángulo aproximadamente la vigésima parte del ancho del pie del diente. A continuación se acorta todavía la
25. cabeza del diente en la vigésima parte del ancho del pie del diente, de manera, que se obtiene una superficie de cabeza de diente capaz de cooperar de forma hermética con una pieza de relleno. Las curvas de los flancos de los dientes pueden ser trocoides, arcos de circunferencia o también curvas análogas,
30. que sean exclusivamente convexas en la zona de los flancos de

los dientes.

El círculo de pie de la rueda hueca y el círculo de cabeza del piñón deben ser en general tan grandes como sea posible sin que se produzcan corrientes de engrane.

5. En estos pares de ruedas dentadas trocoides se obtiene un grado de solapamiento muy superior a la unidad, generalmente un múltiplo de la unidad, ya que la línea de engrane se ciñe al piñón. Con una fabricación absolutamente exenta de errores de las formas de los flancos de los dientes de ambas
10. ruedas dentadas y con un funcionamiento absolutamente exento de holguras de la transmisión, no se podría oponer nada a este extenso engrane de los dientes con un solapamiento grande.

- Sin embargo, esta exactitud y estas condiciones de funcionamiento no pueden ser realizadas en ningún caso en la
15. práctica. Los errores de los flancos de los dientes, los errores de redondez y los errores de división, así como los errores de la orientación de los flancos de los dientes y la tolerancia de la distancia entre ejes pueden dar lugar a un agarramiento, produciendo en cualquier caso ruidos mecánicos,
20. incluso con una holgura preestablecida de los flancos de los dientes. Si se intenta evitar las deficiencias del engrane por medio de una holgura excesivamente grande de los flancos de los dientes, las vibraciones dinámicas y las irregularidades del movimiento de rotación de ambas ruedas dentadas o las
25. presiones, en el caso de las máquinas hidrostáticas, producen con mayor razón ruidos y esfuerzos mecánicos, ya que en los flancos de los dientes se produce una alternancia de apoyo. En las bombas de engranajes se puede producir además una pérdida no despreciable de rendimiento volumétrico, al mismo
30. tiempo que la pulsación de la impulsión aumenta considerable-

mente.

Estas dificultades son eliminadas en el apareamiento de ruedas dentadas trocoides, según el invento, por el hecho de que los flancos de los dientes de al menos una de las ruedas poseen fundamentalmente la forma determinada por la rodadura de una de las ruedas en la otra en una zona de engrane de esta clase, forma que todavía es suficiente para obtener una relación de ángulos de giro o una relación de multiplicación constante. Esto significa, que el grado de solapamiento se limita fundamentalmente a uno, es decir, que el engrane de los dientes sólo se aprovecha en la zona más profunda del engrane de los dientes y en la medida que sea necesario.

En las bombas de engranajes y en los motores de engranajes hidrostáticos tiene esto la gran ventaja de que la transmisión del par motor de una rueda dentada a la otra y, por lo tanto, el contacto cinemático de fuerza de los flancos de los dientes, sólo tiene lugar en la zona de hermeticidad de los dientes necesaria entre las cámaras de trabajo en el tabique de estanqueidad, lo que permite obtener una considerable mejora del grado de rendimiento volumétrico y, con ello, de la potencia de presión de la máquina. El apareamiento de ruedas dentadas trocoides, según el invento, recibe además con esta medida una insensibilidad a la separación entre ejes análoga a la de un dentado de envolvente. Se reduce ampliamente el peligro de que se produzcan deficiencias de engrane. Finalmente, también se reduce el desgaste.

Según la ejecución de los dientes trocoides, es posible obtener este resultado aplicando las medidas a ambas ruedas. Sin embargo, en la práctica se prefiere, que únicamente los flancos de diente del piñón posea fundamentalmente la for

ma determinada por la zona de engrane producida por la rodadura del piñón en la rueda hueca, zona mínima necesaria para obtener una relación de ángulos de giro constante de ambas -ruedas.

5. La limitación del engrane de los dientes se produce ventajosamente por el hecho de que los flancos de los dientes de una de las ruedas dentadas, con preferencia de la rueda -dentada generada por rodadura, se corrijan por el hecho de -que los flancos de los dientes se rebajan ligeramente exterior
10. mente a la zona de engrane mínima necesaria para obtener una relación de ángulos de giro constante de ambas ruedas dentadas. Ventajosamente, los flancos están rebajados en las zonas no necesarias hasta tal punto, que con seguridad no entran en contacto, durante el funcionamiento, con los flancos de los
15. dientes de la otra rueda, pero no más, ya que un rebajado excesivo daría lugar a cavidades indeseadamente grandes entre los dentados en el punto del engrane más profundo de los dientes. Si la rueda hueca es, como se practica con preferencia, el perfil matriz del dentado es ventajoso, que el flanco de -
20. la rueda hueca conserve su forma teórica y los flancos de los dientes del piñón generado por rodadura en la rueda hueca son corregidos en el sentido de que, exteriormente a la zona de engrane mínima necesaria para obtener una relación de ángulos de giro constante de las dos ruedas dentadas, se asegure un -
25. juego suficiente entre los flancos de los dientes.

- Dado que en las transmisiones interiores se pueden producir, sobre todo, deficiencias en el engrane de las cabezas de los dientes, se realiza la corrección de forma preferente en la cabeza del diente. Si la curva de corrección tiene
30. forma de arco de circunferencia, se obtiene la ventaja de

- que ésta puede ser dominada de forma sencilla desde el punto de vista matemático y tecnológico. Para ello se procede de la siguiente forma; en el extremo de la zona considerada como necesaria de la curva teórica del perfil del diente (según las
5. condiciones constructivas son naturalmente posibles variaciones de esta zona en el sentido de agrandarla, pero estas variaciones deberían ser pequeñas) se levanta una perpendicular sobre la que se debe hallar el centro del arco de circunferencia de corrección de la cabeza del diente, para asegurar la
 10. transición tangente del flanco del diente hacia una curvatura retraída de la cabeza del diente. El arco de circunferencia de la curvatura de la cabeza del diente se tiene que hallar en todos los puntos, con excepción de su principio, dentro del perfil teórico del flanco del diente, de manera, que no
 15. se produzcan contactos entre dientes en su zona. Esta separación de los dientes entre sí no sólo es importante durante el desengrane, sino sobre todo, durante el engrane, ya que en caso contrario los dientes pueden chocar bruscamente produciendo un ruido considerable. Por esta razón también es necesario
 20. que el flanco de diente posterior también sea corregido de esta forma. De aquí surge la exigencia de un diente exactamente simétrico tanto en la rueda hueca como en el piñón.

- Otras características ventajosas, que dan lugar, sobre todo, a un perfeccionamiento favorable del dentado desde
25. el punto de vista de la fabricación, de las propiedades de resistencia, del desgaste, de la compresión de Hertz, de las propiedades de frecuencia, de la evitación de corrientes de arrastre entre la cabeza del diente y la carcasa, de la configuración de la carcasa de bombas y de motores, se exponen en
 30. las subreivindicaciones que, sin embargo, no tienen que estar

limitadas necesariamente a las formas aquí representadas.

En lo que sigue se describe con detalle por medio - del dibujo una forma de ejecución preferida de un par de ruedas dentadas, según el invento.

5. La figura 1 representa de forma esquemática una vista de conjunto de las dos ruedas dentadas de una bomba de engranajes, según el invento, con línea de engrane teórica y continua, dibujada en toda su extensión, así como con pieza de relleno.
10. La figura 2 representa la posición de las ruedas dentadas en la que un diente del piñón acaba de engranar con un diente de la rueda hueca en el círculo de cabeza de ésta.
- La figura 3 representa una posición, girada en el sentido de las agujas del reloj, de las ruedas dentadas en la que el mismo diente del piñón se desengrana del diente de la rueda hueca, mientras que el diente siguiente empieza a engranar con el siguiente diente de la rueda hueca.
15. La figura 4 representa a mayor escala la configuración preferida de la cabeza del diente de piñón con la forma del flanco del diente teórica y la corregida, según el invento.
20. En la transmisión representada en la figura 1, el perfil 1 de los flancos de diente de la rueda hueca 2 está formado, por ejemplo, por circunferencias 3 de radio r , cada una de las cuales define los flancos opuestos de dientes adyacentes. Los centros 6 de las circunferencias 3 de los flancos de los dientes se hallan todos sobre una circunferencia 7 de radio R concéntrica con el centro 8 de la rueda hueca. La circunferencia 3 puede abarcar también tres o más dientes de la
25. rueda hueca. Entonces habrá, correspondientemente, más puntos
- 30.

- de intersección 4 por arco de circunferencia. La rueda hueca se monta generalmente de forma giratoria con su circunferencia periférica exterior 9 en una carcasa 10 no representada. Concéntricamente con esta circunferencia 9 periférica exterior posee una circunferencia 11 de cabezas de diente, que coincide con la periferia exterior de la pieza de relleno 12 y en la que se hallan las superficies rectificadas de las cabezas de los dientes. De esta manera se forman cámaras de diente 13 cerradas, que al girar transportan, por ejemplo, un líquido. Es conveniente, que para la rueda hueca se elija un número de dientes impar, por ejemplo, once, para satisfacer la primera condición de una indivisibilidad de los divisores y evitar en lo posible una excitación de vibraciones producida por armónicos superiores. El círculo primitivo 14 se elige convenientemente, de tal modo, que el grueso del diente sea aproximadamente igual al antrediente cuando se mide sobre él.

- El piñón 15 posee menos dientes que la rueda hueca. La diferencia entre la cantidad de dientes depende del grueso deseado que debe poseer la pieza de relleno 12, de la relación del número de dientes, de la frecuencia de engrane de los dientes deseada, del diámetro del árbol deseado y del caudal de impulsión que debe poseer la bomba. Su círculo primitivo 16 es, en relación con las cantidades de dientes, menor que el de la rueda hueca y posee una separación entre ejes a. La forma del diente 17 del piñón se obtiene por el hecho de que al dentado de la rueda hueca ejecuta, en calidad de perfil matriz, un movimiento rotativo alrededor del centro 18 del piñón y al mismo tiempo un movimiento giratorio alrededor de su propio centro 8, es decir, que ejecuta un

movimiento de satélite. Si nos imaginamos arena finamente re-
partida en el plano del dibujo en el interior de este perfil
de rueda husca, la arena será acumulada por este movimiento
de satélite del perfil en una superficie residual libre, pro-
5. duciendo así una imagen de la figura envolvente interior del
dentado husco.

Esta figura envolvente representa, por lo tanto, la
contrarrueda de la rueda husca, es decir, el piñón. Si en -
una simplificación cinemática se hace, que los dos centros 8
10. y 18 se hallen en reposo en el espacio se obtiene una veloci-
dad angular cero del movimiento circular y el movimiento de
satélites se transforma en dos movimientos de rotación. Si -
los dos círculos primitivos ruedan sin deslizamiento uno so-
bre el otro durante el movimiento de satélites precedente, -
15. se obtiene una relación de movimientos de rotación constante
en cualquier posición cuando los centros se hallan en reposo
(movimiento fijo), como se desea siempre en esta clase de -
transmisiones. El piñón poseerá igualmente una circunferen-
cia 19 de cabezas de diente a la que pertenecerán ventajosa-
20. mente superficies de cabeza de diente que se deslizan igual-
mente sobre la parte interior de la pieza de relleno 12. El
dentado de piñón también forma en este caso cámaras de dien-
te 20 cerradas, que pueden transportar, por ejemplo un líqui-
do en el mismo sentido.

25. Si la diferencia entre la cantidad de dientes y el
número de dientes son muy pequeños, como en el ejemplo repre-
sentado, se obtienen varios puntos de engrane simultáneos en
los que entran en contacto los flancos de los dientes de am-
bas ruedas. La totalidad de todos los puntos de engrane posi-
30. bles en cualquier posición angular de la transmisión da lugar

a la línea de engrane 21 teórica. Sin embargo, la longitud de la línea de engrane teórica del dentado no corregido exige, - que la transmisión posea una exactitud de dentado extraordinariamente grande, al mismo tiempo, que los cojinetes de las -
5. ruedas dentadas no deben poseer holgura alguna, dado que en--tonces ya no sería posible un engrane correcto de ambas rue--das.

Sin embargo, merced al engrane iterativo de los dientes sucesivos no es necesario este engrane múltiple de los -
10. dientes para asegurar relaciones de ángulo de rotación siem--pre constantes de ambas ruedas. Para obtener al menos de for--ma aproximada un sólo punto de engrane de los dientes se rebajan, como se desprende de la figura 4, las partes próximas a la circunferencia de cabeza de los flancos de los dientes del
15. piñón.

En la figura 2 se representa, para el caso de dos -
dientes 22 y 23 rayados, la posición del primer engrane del -
dentado corregido. El primer punto de contacto 24 de la rueda
hueca es el punto de intersección del flanco de la rueda hueca
20. y de la circunferencia de cabeza de la rueda hueca. En el
caso del piñón 15 se halla aproximadamente en la zona de la -
curvatura 25 del pie del diente. Si el piñón gira en el senti--do de las agujas del reloj hasta la posición representada en
la figura 3, el punto de engrane de los flancos de los dien--
25. tes, situado sobre la línea de engrane 21, se desplaza a lo -
largo del elemento parcial 26 (figura 3), representado con -
trazo grueso, hasta el punto 27. Sin embargo, esta es la posi
ción angular en la que los dientes 28 y 29 siguientes, que en
granar a continuación, entran por primera vez en contacto en
30. la circunferencia de cabeza 11 de la rueda hueca, asumiendo a

su vez la transmisión de la rotación del piñón a la rueda hueca. Exteriormente al elemento parcial 26 de la línea de engrane no es, por lo tanto, necesario un ulterior engrane de los dientes, lo que significa, que el flanco de los dientes del piñón sólo tiene que equivaler, en la zona del elemento parcial 26, a la forma teórica generada por el movimiento circular. En el ulterior transcurso del movimiento de giro de las ruedas dentadas detrás del punto 27 no se debe producir ya contacto alguno y los flancos de los dientes deben separarse tanto más cuanto más avanza el giro. Por las razones expuestas más arriba tampoco se debe producir un contacto delante del punto 24, por ejemplo en los flancos 32 y 33 siguientes. Por lo tanto, es necesario, que el diente del piñón sea recortado en el punto de engrane más alto deseado, lo que es desfavorable cuando se trata de máquinas de impulsión, mientras que, en el caso de querer conservar toda la altura del diente para obtener un caudal de impresión grande, es preciso realizar en la cabeza de diente del piñón una corrección del flanco del diente, de tal modo, que no se pueda producir un engrane de los dientes detrás del elemento parcial 26 de la línea de engrane 21 ni delante del punto 24.

Esta corrección se representa a mayor escala y para mayor claridad en la figura 4. En esta figura se designa con 34 el diente del piñón y con 35 el diente de la rueda hueca. Con 36 se designa la curvatura del pie del diente del piñón, mientras que con 37 se designa la parte no corregida del flanco del diente del piñón, que se extiende desde el primer punto de engrane 38 en el pie del diente hasta el último punto de engrane 39. La línea 40 de punto y raya marca la prolongación teórica, no corregida, del flanco del diente. Representa

la curva envolvente de todas las demás formas posibles del flanco del diente de la rueda hueca. Con 41 se representa la curva de corrección, retrasada en todos los puntos con relación a la línea 40 teórica, del flanco del diente, que en este caso tiene forma de arco de circunferencia. Como se aprecia en la figura, la curva se prolonga, eventualmente por medio de un elemento rectilíneo corto, hasta el canto 42, que sirve para la entrada correcta en la pieza de relleno 12. Entre las curvas 40 y 41 y el canto 42 se representa la parte rebajada del diente, que se designa con 43 y que muestra de forma muy clara las relaciones de holgura de los dientes exteriormente a la zona de engrane activa deseada. Esta representación no sólo permite apreciar la posición requerida y la elección correcta del radio 44 de la curvatura de la cabeza del diente, sino también la posición correcta retrasada del canto 42.

Mencionémos todavía, que las formas representadas en la figura sólo representan una ejecución preferida del objeto del invento y que esta configuración propuesta puede ser aplicada también a numerosos otros dentados de trocoide.

N O T A:

La Patente de Invención que se solicita por veinte años, para España, de acuerdo con la vigente Legislación, deberá recaer sobre: "MAQUINA HIDROSTATICA DE ENGRANAJES CON UN PAR DE RUEDAS DENTADAS TROCOIDES", con Prioridad de la Demanda de Patente en Alemania Federal nº P 26 44.531.8, de fecha 1 de Octubre de 1976, según las características esenciales de las siguientes:

30.

REIVINDICACIONES

1.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de
ruedas dentadas trocoides compuesto por una rueda hueca con
dentado interior y un piñón con dentado exterior, que engrana
5. con la rueda hueca, al mismo tiempo, que la forma de los flancos eficaces de los dientes de una de las ruedas es determinada por la rodadura de esta sobre la otra rueda, caracterizada por el hecho de que los flancos de los dientes de al menos una de las ruedas equivale, fundamentalmente sólo en una zona
10. de engrane (26, 37), a la forma determinada por la rodadura de una de las ruedas sobre la otra, siendo esta zona de engrane suficiente para obtener una relación de ángulos de giro constante en todo momento de ambas ruedas, mientras que en el resto están rebajados.

15. 2.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de
ruedas dentadas trocoides, según la reivindicación 1, caracterizada por el hecho de que los flancos de los dientes de la
rueda dentada generada por rodadura son corregidos de tal forma, que, exteriormente a la zona de engrane (26, 37) mínima
20. necesaria para obtener una relación de ángulos de giro constante de ambas ruedas dentadas, se asegure una holgura suficiente entre los flancos de los dientes.

25. 3.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de
ruedas dentadas trocoides, según la reivindicación 1 ó 2, caracterizada por el hecho de que los flancos de diente del piñón equivalen a la forma determinada por la rodadura del piñón en la rueda hueca fundamentalmente sólo en la zona de engrane (26, 37) suficiente para obtener una relación de ángulos de giro constante en todo momento entre ambas ruedas.

30. 4.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de

ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizada por el hecho de que los flancos de diente de la rueda dentada corregida están correspondientemente rebajados en la cabeza del diente.

5. 5.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizada por el hecho de que la curva de corrección (41) posee la forma de un arco de circunferencia.

10. 6.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según la reivindicación 5, caracterizada por el hecho de que el centro (45) del radio del arco de circunferencia se halla sobre la perpendicular levantada en el extremo (39) del lado de la cabeza de la curva (37) teórica del flanco del diente.

15. 7.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 6, caracterizada por el hecho de que los dientes, tanto de la rueda hueca como del piñón, son exactamente simétricos.

20. 8.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizada por el hecho de que los flancos de diente de la rueda hueca son limitados por una hipocicloide desde una línea exterior equidistante.

25. 9.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 8, caracterizada por el hecho de que los flancos de diente (46) de la rueda hueca poseen un perfil de arco de circunferencia convexo.

30. 10.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según la reivindicación 9, caracte



rizada por el hecho de que cada dos flancos opuestos de dos dientes adyacentes de la rueda hueca se hallan sobre un arco de circunferencia común.

5. 11.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 10, caracterizada por el hecho de que la relación entre el número de dientes del piñón y el número de dientes de la rueda hueca es una fracción sin divisores.

10. 12.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 11, caracterizada por el hecho de que el piñón posee dos dientes menos que la rueda hueca.

15. 13.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 12, caracterizada por el hecho de que el piñón posee tres dientes menos que la rueda hueca.

20. 14.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 12 ó 13, caracterizada por el hecho de que la rueda hueca posee 9 u 15 dientes, con preferencia 9 u 11 dientes.

25. 15.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 14, caracterizada por el hecho de que la distancia entre los flancos enfrentados de dientes adyacentes de la rueda hueca, medida sobre el círculo primitivo, es aproximadamente igual a la distancia entre los flancos de los dientes de un diente de la rueda hueca, medida sobre el círculo primitivo.

30. 16.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según una de las reivindicaciones 1 a 15, caracterizada por el hecho de que en el espacio libre

6

existente entre los círculos de cabeza del piñón y de la rueda husca, situado frente al punto más profundo del engrane de los dientes, se prevé una pieza de relleno (12) en forma de media luna sobre la que se deslizan herméticamente las superficies de las cabezas de los dientes.

17.- Máquina hidrostática de engranajes con un par de ruedas dentadas trocoides, según la reivindicación 15, caracterizada por el hecho de que los cantos redondeados de los dientes del piñón se prolongan hacia las superficies de las cabezas de los dientes por medio de pequeños escalones (47), cuya altura equivale a una fracción de un milímetro y previstos al menos en uno de los lados.

18.- "MAQUINA HIDROSTATICA DE ENGRANAJES CON UN PAR DE RUEDAS DENTADAS TROCOIDES"

15. Según queda sustancialmente descrito en la presente Memoria que consta de diez y seis hojas escritas a máquina, por una sola cara, y acompañada de dibujos.

Madrid, 29 SET. 1977

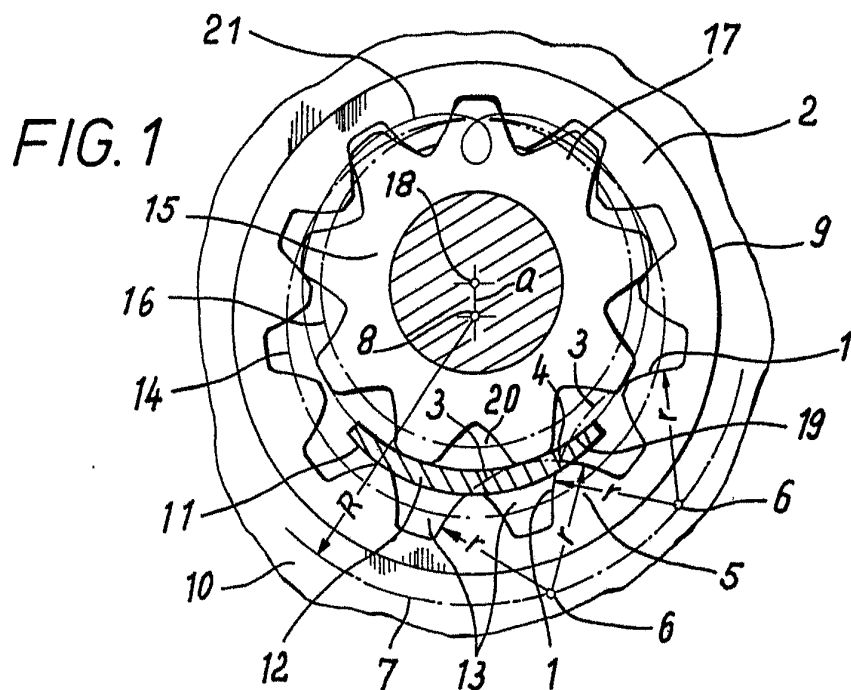
FURSTLICH HOHENZOLLERNISCHE HUTTEN

VERWALTUNG LAUCHERTHAL
FRANCISCO GARCIA CABRENZO
P.P. P.P.

Firmado: M.^a Dolores Jorquera

20.

B



Madrid. 29 SET. 1977
P.P.

M. J. S.

Escala variable

FIG. 2

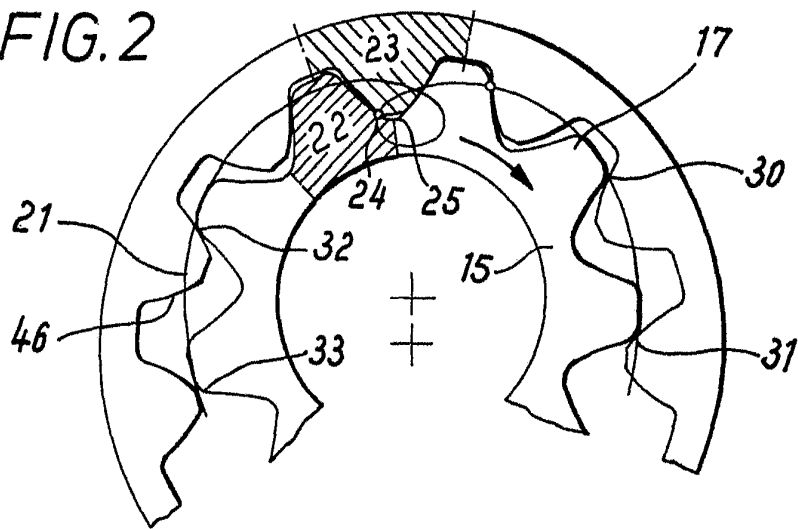
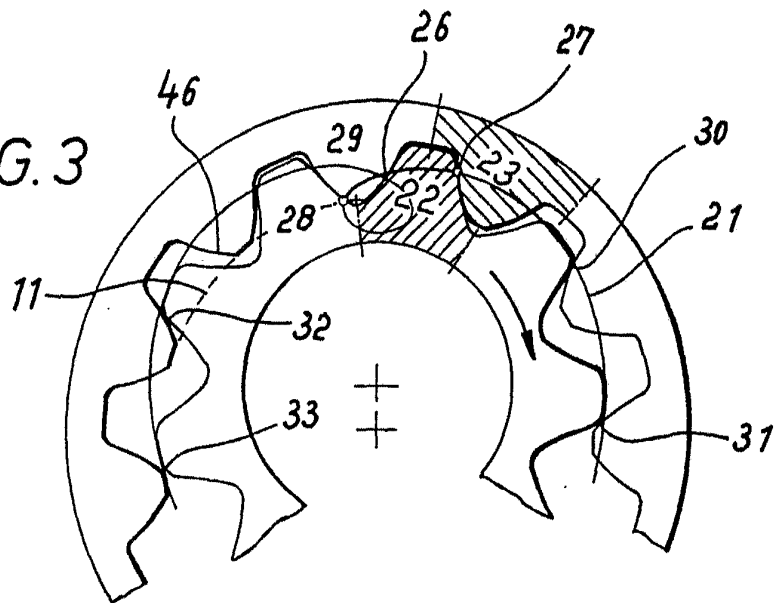


FIG. 3

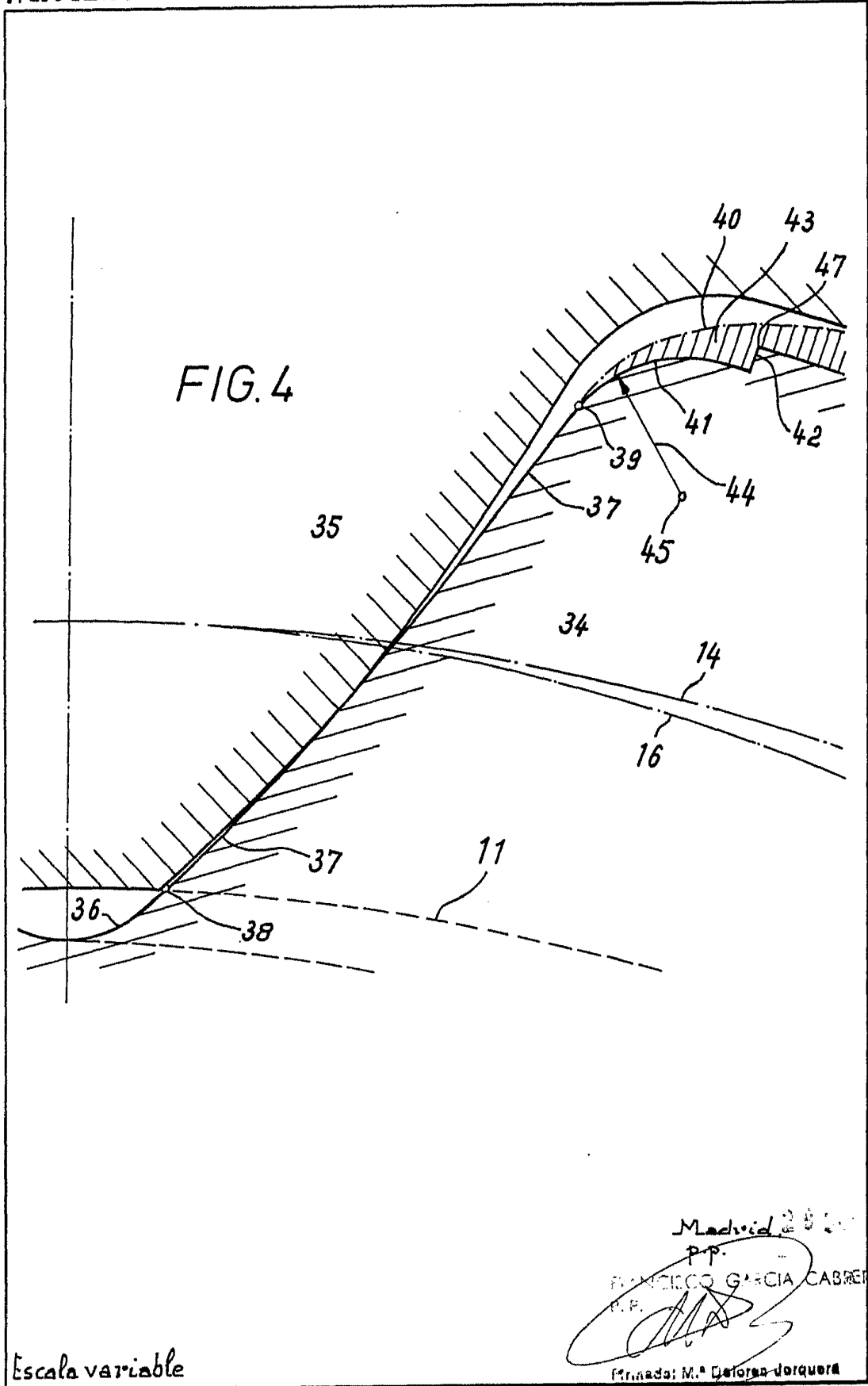


Madrid 29 de Mayo de 1907

P.P.

FELIPE GARCÍA CASERIZO

Ingeniero de Obras Públicas



Escala variable

Madrid 28 de Mayo de 1881
P.P.
FRANCISCO GARCIA CABREIZO
P.P.
Firmada: M.^a Dolores Torquera