



115523

MEMORIA DESCRIPTIVA

Correspondiente a una solicitud de Modelo de Utilidad que se presenta en España, por Veinte años, a favor de Helga Stoeckicht, Sylvia y Alexander Stoeckicht, Louisa Niessen Stoeckicht, Augusta Hofer von Ankershoffen (nacida) Stoeckicht, de nacionalidad alemana, residentes en Alemania por:

"TRANSMISION DE ENGRANAJES CILINDRICOS PROVISTOS DE DIENTES DE DOBLE INCLINACION PERFECCIONADA".

5.- La presente invención se refiere, como su enunciado indica, a una transmisión de engranajes cilindricos provistos de dientes de doble inclinación perfeccionada, en la cual solamente uno de los engranajes que engranan entre si está montado axialmente.

10.- Las transmisiones de engranajes provistos de dientes de doble inclinación (llamados tambien de dientes en racha) son empleados hoy dia casi exclusivamente para la transmisión de grandes potencias, y especialmente tambien con elevados números de revoluciones, la razón de su supe-



- rioridad es que esta transmisión permite el empleo de --  
grandes ángulos de inclinación, con sus conocidas venta-  
jas, sin que se manifiesten fuerzas axiles que tengan --  
que ser absorbidas por cojinetes. En general, las ejecu-  
5.- ciones conocidas de tales engranajes de dientes en fle-  
cha o de dientes de doble inclinación poseen dos llama-  
das mitades de flecha de igual tamaño y de iguales ángu-  
los de inclinación, pero de distinta dirección de paso.--  
En un tal par de ruedas de dientes de doble inclinación,  
10.- una de ellas, casi siempre la mayor, suele estar guiada  
fijamente en sentido axil, mientras que la otra está mon-  
tada regulable en sentido axil; de este modo, esta últi-  
ma puede ser regulada axilmente de modo que las fuerzas  
axiles y opuestas de los dientes de las dos mitades de -  
15.- flecha vienen a encontrarse equilibradas. Se consigue --  
con ello el que por una parte se verifique la misma dis-  
tribución de la carga entre las dos mitades de flecha y,  
por otra, que no se manifiesten fuerzas axiles libres --  
que tengan que ser absorbidas por cojinetes. Estas venta-  
20.- jas les han proporcionado a dichos engranajes un empleo  
casi universal en la construcción de transmisiones para  
grandes potencias. Sin embargo, se han manifestado tam-  
bién inconvenientes, constituidos por los efectos de los  
inevitables errores del sistema de dientes y, que por --  
25.- tanto, son a su vez también inevitables. Su efecto es --  
aumentado por el hecho de que no se manifiestan nunca, o  
a lo sumo alguna vez sólo por casualidad se manifiestan  
de la misma manera y simultáneamente en los dientes que  
engranan cada vez de las dos mitades. A continuación se  
30.- habla de errores en más y en menos. Por error en más hay



- que entender un error de división mayor que la medida teórica; un error en menos es, por tanto, un error de división menor que la medida teórica. Si ahora, por ejemplo, en el engrane de los dientes de una mitad de flecha se --
- 5.- manifiesta un error en más, mientras que en el engrane de la otra mitad de flecha se manifiesta un error en menos o no se manifiesta ningún error, ello surte el efecto de -- que la entera (o casi entera) fuerza circunferencial actúa sobre la mitad de flecha mencionada en primer lugar,
- 10.- y ello hasta que la fuerza axial que se manifiesta en el engrane de los dientes, a consecuencia de la oblicuidad de los dientes, ha desplazado el piñón desplazable longitudinalmente hasta que el par de dientes que tiene el --- error en menos de la otra mitad de flecha ha sido aplica-
- 15.- do.

La longitud del recorrido de desplazamiento resulta -- por una parte de la suma de los errores de división para compensar y, por otra, del ángulo de oblicuidad de los --

20.- dientes, y más precisamente el recorrido de desplazamiento axial resulta tanto más pequeño cuanto mayor es el ángulo de inclinación en la otra mitad de la flecha.

La magnitud de la fuerza circunferencial adicional -- que se manifiesta en la mitad de flecha que tiene el error en más durante la operación de compensación es, en el caso de dientes simétricos de doble inclinación, del 100% --

25.- cuando menos, ya que tiene que hacerse cargo de la parte de la carga que normalmente, es decir, en condiciones --- ideales, actúa sobre la otra mitad de la flecha. Pero puede también hacerse más grande cuando la fuerza axial que

30.- se forma en los dientes no basta para desplazar el piñón



con su eje, en el tiempo a disposición, lo suficiente para que los errores sean compensados y que ambas mitades de flecha vuelvan a trabajar. Este será generalmente el caso de las transmisiones con elevadas frecuencias de engrane y especialmente cuando se trate de grandes transmisiones con piñones de grandes masas.

Como se ve, las ventajas de los dientes de doble inclinación son conseguidas a costa de inconvenientes, cuando menos en el caso de transmisiones de marca rápida.

10.- La invención se ha propuesto resolver el problema de eliminar-no por completo, aunque sí de manera esencial-dichos inconvenientes. La invención tiene por tanto el fin de la creación de una transmisión cuyos engranajes se regulan con grandísima eficacia y rapidez sobre una igual distribución de la carga entre las dos mitades de flecha, reduciendo simultáneamente de manera esencial las solicitaciones adicionales que son consecuencia de inevitables errores en los dientes.

20.- Para resolver este problema, la invención parte de una transmisión de engranajes provistos de dientes de doble inclinación, en el cual uno solamente de los engranajes que engranan entre sí está montado axialmente y en que ambas mitades de flecha poseen distintos ángulos de inclinación, pudiendo ser mayores o menores de 45º dichos ángulos de inclinación.

30.- Según la invención, se resuelve el problema haciendo que en cada una de las ruedas que engranan entre sí, de las que preferiblemente la mitad de flecha de menor ángulo de inclinación revela una mayor anchura de dientes que la otra, esté acoplado un ángulo de inclinación de -

115523



menos de  $45^\circ$  con un ángulo de inclinación de más de  $45^\circ$  y de que la diferencia entre los dos ángulos de inclinación sea tan grande que el valor de tangencia del ángulo de inclinación mayor sea cuando menos doble del valor de tangencia del ángulo de inclinación menor.

5.-

Se consigue con esta medida:

1. Una desigual distribución de la carga circunferencial sobre las dos mitades de flecha, y ello precisamente en una medida tal que la mitad de flecha con el ángulo de inclinación menor recibe cuando menos el doble de la parte de carga que corresponde a la otra mitad de la flecha; a consecuencia de ello, aumenta considerablemente la fuerza de regulación axil (en comparación con la transmisión de dientes simétricos de doble inclinación) y se reducen las cargas adicionales que se originan en caso de errores, como se indicará detalladamente más adelante con referencia a un ejemplo;

10.-

15.-

2. una considerable reducción del recorrido de regulación axil, ya que, con los dientes oblicuos de un ángulo de inclinación de más de  $45^\circ$ , no sólo se invierte la relación entre fuerza circunferencial y fuerza axil de manera que la fuerza axil resulta mayor que la fuerza circunferencial, sino que, además, se invierte la relación entre recorrido axil y recorrido circunferencial; esta relación con un ángulo de inclinación de más de  $45^\circ$ , resulta inferior a 1, mientras que con los ángulos corrientes de inclinación menor es superior a 1.

20.-

25.-

Por lo tanto, como se mostrará a continuación con referencia a un ejemplo, no sólo se reduce considerablemente la sollicitación adicional anteriormente mencionada y

30.-

115523



se aumenta la fuerza axial de regulación que realiza la --  
distribución de la carga entre las mitades de flecha, si-  
no que, al propio tiempo, se reducen los recorridos axi--  
les de regulación. El hecho de que la relación entre el -  
5.- recorrido axial y el recorrido circunferencial sea conside-  
rablemente distinta en las dos mitades de flecha, provoca  
la manifestación de impulsos distintos en los movimientos  
axiales de compensación en las distintas direcciones y tra-  
baja, por tanto, en contra de la formación de las vibra--  
10.- ciones axiales, posibles en las transmisiones de dientes -  
simétricos de doble inclinación, que surten un efecto des-  
ventajoso.

Las transmisiones conocidas de dientes de doble incli-  
nación, en las que han sido propuestos distintos ángulos  
15.- de inclinación para las dos mitades de flecha no son ade-  
cuadas para la resolución del problema planteado. Así, --  
una conocida transmisión de dientes de doble inclinación  
revela ángulos de inclinación de 45 y 60°, otra ángulos -  
de inclinación de 30 y 45°. En ambos casos, la relación -  
20.- de los valores tangenciales de estos ángulos es demasiado  
pequeña para proporcionar las ventajas según la invención.

Una condición previa esencial para la resolución del  
problema planteado está constituida por el hecho de que -  
sólo una rueda de los engranajes que engranan entre sí es  
25.- té montada fija axialmente. Esta característica le falta -  
por completo a otra transmisión conocida, en la que las -  
dos distintas inclinaciones de dientes son inferiores a -  
45°. Aquí, la inclinación menor de los dientes es tan pe-  
queña, que ni se pueden producir las ventajas descritas -  
30.- ni se consiguen las ventajas de los dientes corrientes de



doble inclinación de gran inclinación de dientes, como mar  
cha silenciosa y gran capacidad.

- Si las ruedas que engranan entre sí tienen distintos diámetros de círculo primitivo, en una forma preferida de la invención, la mitad de flecha que muestra el ángulo mayor de inclinación se encuentra en la rueda dentada que posee el diámetro de círculo primitivo menor en el lado de la misma en el cual la rueda recibe y respectivamente transmite el momento de torsión exterior. En esta
- 5.- primera mitad de flecha de los dientes, los cambios de forma resultantes de la flexión y de la torsión tienen la misma dirección, de modo que estos cambios de forma se su  
man, mientras que en la segunda mitad de flecha son de di  
rección contraria, de modo que aquí los cambios de forma
- 10.- se compensan hasta un pequeño valor diferencial. Además, la primera mitad de flecha experimenta una torsión adicio  
nal debida a la parte de momento de torsión que corresponde  
a la segunda mitad de flecha. Ahora bien, mientras que, en un engranaje de dientes de doble inclinación cuyas in-
- 15.- clinaciones de dientes sean iguales entre sí, la segunda mitad de flecha no revela en la anchura de los dientes si  
no cambios de forma prácticamente insignificantes, la su  
ma de los cambios de forma en la anchura de los dientes -
- 20.- de la primera mitad de flecha es tan grande que dichos cam  
bios de forma representan un factor esencial para la posi  
bilidad de carga de la transmisión. Es por ello que estas transmisiones, incluso cuando se emplearon engranajes tem  
plados, no pudieron ser sometidas a una carga mayor en --
- 25.- consideración de la suma de los cambios de forma de la --
- 30.- primera mitad de los dientes.



- Sin embargo, si la mitad de flecha que revela el mayor ángulo de inclinación en la rueda dentada que posee el diámetro menor de círculo primitivo se encuentra del lado de la misma en el cual la rueda recibe y respectivamente transmite el momento de torsión exterior, dichas condiciones resultan radicalmente mejoradas. La suma de los cambios de forma en la anchura de dientes de la mitad de la flecha con el ángulo de inclinación menor sigue, como hasta aquí, insignificativamente pequeña, pero la suma de los cambios de forma que resultan de la flexión y de la torsión en la anchura de dientes de la mitad de la flecha del ángulo mayor de inclinación resulta decisivamente reducida, resultando además muy favorable la circunstancia de que los cambios de forma resultantes, para determinar su efecto para el correspondiente engrane, tienen que ser multiplicados por el coseno del ángulo de inclinación. Los valores de coseno de ángulos de inclinación que, según la invención, son superiores a  $45^\circ$  para la mitad de flecha que tiene el ángulo mayor de inclinación, son sin embargo tan pequeños que sólo dificulta el engrane una parte notablemente inferior de los cambios de forma efectivos, resultantes de flexión y de distribución. En tales circunstancias, es posible, gracias a tal construcción, someter tales transmisiones reductoras o multiplicadoras a cargas mucho mayores que hasta aquí, sin que lo impidan de manera decisiva los cambios de forma que dificultan el engrane. Esta norma de que la mitad de flecha de la rueda más pequeña que tiene el ángulo de inclinación mayor se encuentra del lado de la misma en el cual la rueda recibe y respectivamente transmite el momento de torsión exterior
- 5.-
- 10.-
- 15.-
- 20.-
- 25.-
- 30.-



se manifiesta naturalmente con todas sus ventajas sólo en el caso de condiciones más elevadas de reducción o de multiplicación.

5.- Se explicará la invención con referencia al dibujo -- que muestra esquemáticamente una transmisión provista, según la invención, de dientes de doble inclinación.

10.- En el dibujo está representada una transmisión cons--tituida por engranajes con dientes de doble inclinación -- que engranan entre sí, previstos según la invención. El dibujo representa esquemáticamente una sección axil de -- dicha transmisión. Una rueda dentada 1 está montada con su eje 2 desplazable longitudinalmente en dos cojinetes 3 y 13 y engrana con la rueda dentada 4 montada a su vez, de manera corriente, en dos cojinetes 5 y 14, de los cua--les el cojinete 5 está previsto de manera conocida a modo de cojinete fijo o de guía. En el ejemplo aquí represen--tado, la transmisión está rodeada por una caja 6; el eje 2 de la rueda 1 desplazable longitudinalmente está acopla--do con su parte 7 que recibe su potencia (siendo dicha -- parte 7 un árbol en el ejemplo de realización) mediante -- un acoplamiento 8 en sí conocido, por ejemplo un acopla--miento de doble sistema de dientes, que permite un despla--zamiento axil.

25.- Se explicará mejor el funcionamiento de esta transmi--sión con referencia a un ejemplo: supóngase que el ángulo de inclinación de los dientes, en la mitad de flecha 9-10 esté previsto de una magnitud corriente, por ejemplo 30°. Sin embargo, en la otra mitad de flecha 11-12 tiene que -- ser considerablemente mayor, por ejemplo de 60°.

30.- Si se indican ahora las fuerzas circunferenciales de

115523

17



los dos sistemas de dientes con  $U_1$  y  $U_2$ , los ángulos de inclinación con  $\beta_1$  y  $\beta_2$ , las fuerzas axiales que se manifiestan en los engranes como consecuencia de la inclinación de los dientes con  $A_1$  y  $A_2$ , entonces rigen las relaciones siguientes:

$$A_1 = U_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1$$

y

$$A_2 = U_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2$$

10.-

Debido al equilibrio de las fuerzas axiales en la rueda dentada 1 desplazable longitudinalmente, es  $A_1 = A_2$ . - Entonces es

15.-

$$U_1 \cdot \operatorname{tg} \beta_1 = U_2 \cdot \operatorname{tg} \beta_2$$

o

$$U_1/U_2 = \operatorname{tg} \beta_2 / \operatorname{tg} \beta_1.$$

20.-

Para los ángulos supuestos anteriormente ( $\beta_1 = 30^\circ$ ,  $\beta_2 = 60^\circ$ ) es

$$\operatorname{tg} \beta_1 = 0,5775$$

y

$$\operatorname{tg} \beta_2 = 1,732,$$

25.-

de modo que

$$U_1/U_2 = 1,732/0,5775 = 3$$

$$U_1 = 3 \cdot U_2$$

30.-

Dicho con otras palabras: una mitad de flecha con el ángulo de inclinación de  $30^\circ$  recibe el 75% de la carga - circunferencial, mientras que la otra recibe el 25%. Es-



to significa que la carga adicional dinámica, en el caso de que el efecto de error anteriormente descrito conduzca a que, transitoriamente, toda la carga tenga que ser transmitida por los dientes de 30º, es no ya el 100%, sino tan sólo el  $33 \frac{1}{3}\%$  de la carga nominal. Esto significa que los dientes de 30º, si acaso, tienen que ser ensanchados sólo poco para recibir la mayor parte (75%) de la carga total como carga estática.

- Sin embargo, si se manifestara alguna vez el efecto -
- 10.- de error contrario, es decir, un error en menos en el lado de 30º y un error en más en el lado de 60º, entonces este error no podría actuar nunca en la práctica, porque las muy grandes fuerzas axiales que se manifestarían entonces en el lado de 60º no sólo volverían a restablecer muy eficazmente la posición de equilibrio en la rueda dentada desplazable longitudinalmente, sino que las deformaciones elásticas que se manifiestan en los lados de los dientes de 70º, precisamente debido al mayor ángulo de inclinación, permiten un cedimiento todavía mayor en la dirección
- 15.- circunferencial, de modo que en realidad puede producirse sólo en medida mínima un aumento de carga dinámica de los dientes de 60º. Desde el punto de vista de la construcción, estas condiciones hacen que los dientes de 30º, aun cuando tienen que recibir una parte de carga superior al de la mitad de flecha de las transmisiones de dientes de doble inclinación hasta aquí conocidas, no tiene que ser prevista más ancha que ésta, o sólo tiene que serlo en medida insignificante. La otra mitad de flecha con el gran ángulo de
- 20.- inclinación, debido a la parte de carga menor que le corresponde, tiene que ser prevista considerablemente más estre-
- 25.-
- 30.-



cha que la mitad de flecha de las transmisiones corrientes. Ello se traduce en una reducción de la anchura total de la transmisión, lo cual es en muchos casos, por sí solo, un factor decisivo. La menor anchura de las ruedas se traduce en -

5.- menos cojinetes y por tanto en una mayor rigidez a la flexión.

Es sabido que en muchas de tales transmisiones se producen en los ejes de los piñones unas torsiones que son difíciles de compensar. Lo perjudicial es el que la primera -

10.- mitad de flecha, vista en la dirección del flujo de fuerza, está no sólo expuesta a torsión por la parte del momento de torsión que le corresponde, sino adicionalmente también a torsión por la parte de momento de torsión que corresponde a la segunda mitad de flecha. Ahora bien, en la transmisión

15.- prevista, la mitad de flecha provista del gran ángulo de inclinación es menos sensible a las torsiones que la otra, y - ello precisamente por dos razones: en primer lugar, su anchura de dientes es muy pequeña, en segundo lugar la torsión no se traduce por completo en medida circunferencial, sino -

20.- sólo en la proyección a la normal al lado del diente. En el caso de un ángulo de inclinación de  $60^\circ$ , este último hecho representa por sí solo una reducción a la mitad. Por tanto, es recomendable disponer primero en la dirección del flujo de fuerza la mitad de flecha con el mayor ángulo de inclinación,

25.- menos sensible a la torsión.

Se quiere atraer la atención, además, sobre una clase ventajosa de adaptación del ángulo de inclinación que es --- ventajosa cuando por razones de sujeción de herramientas, - por ejemplo para los dientes de ambas mitades de flecha, se

30.- quiere prever el mismo módulo normal. En tales casos, es re



comendable elegir los números de dientes de las dos ruedas de modo que sean divisibles por un número entero, por ejemplo 2 o 3. Se explicará esto con un ejemplo. Dígase, sin embargo, por adelantado que, cuando ambas mitades de flecha tienen el mismo número de dientes, el módulo normal de los dientes con el ángulo grande de inclinación resulta necesariamente mucho más pequeño que el de los otros de menor ángulo de inclinación. Esto resulta de la relación siguiente:

5.-

$$m_n = m_{st} \cdot \cos \beta$$

siendo  $m_n$  el módulo normal,  $m_{st}$  el módulo frontal y  $\beta$  el ángulo de inclinación. Como, con el número de dientes, el módulo frontal es dado como magnitud fija, los módulos

15.-

normales se comportan como el coseno de los ángulos de inclinación. En el caso del ejemplo anteriormente indicado, en el cual una mitad de flecha tiene un ángulo de inclinación de 30° y la otra un ángulo de 60°, los módulos normales se comportan según la ecuación

20.-

$$m_{n30}/m_{n60} = \cos 30^\circ / \cos 60^\circ = 0,866/0,5.$$

es decir, que el módulo normal de los dientes con el mayor ángulo de inclinación resulta considerablemente más pequeño que el otro. Sin embargo, si se elige, por ejemplo, un

25.-

número de dientes divisible por 2 y los ángulos de inclinación de los dientes de modo que sus cosenos sean como 1:2, entonces es posible elegir para la mitad de flecha con el ángulo de inclinación mayor la mitad del número de dientes, y por tanto el módulo frontal doble y con ello el

30.-

mismo módulo normal que para la otra mitad de flecha. Natu



ralmente, es posible, de la misma manera, emplear en lugar de 2, otros divisores de números enteros.

En las explicaciones anteriores, se han indicado los ángulos de inclinación 30 y respectivamente 60º sólo como

5.- ejemplos fáciles de comprender. Sin embargo, se hace constar explícitamente que la magnitud de los ángulos de inclinación no está de modo alguno ligada a ningún valor de terminado cualquiera.

10.- Como es perfectamente comprensible para los técnicos en la materia, podrán ser introducidas cuantas modificaciones de tamaño, forma, disposición y naturaleza de los elementos componentes del invento se consideren necesarias para un mejor logro de los fines del mismo, siempre que no se altere su esencialidad primitiva, y cuya descripción ha sido facilitada a título ilustrativo y no limitativo, debiéndose interpretar los conceptos expuestos en su más amplia acepción.

#### NOTA

20.-

Descrita suficientemente la naturaleza del objeto de la presente solicitud, se declara de propia y nueva invención en España lo contenido en las siguientes

25.-

#### REIVINDICACIONES

12. - Transmisión de engranajes cilíndricos provistos de doble inclinación perfeccionada, en los cuales solamente una de las ruedas dentadas que engranan entre sí está montada axialmente y en la que las dos mitades de flecha -

30.-



- tienen distintos ángulos de inclinación, que pueden ser -  
mayores o menores de  $45^\circ$ , caracterizadas por el hecho de  
que en cada una de las ruedas que engranen, de las cuales  
la mitad de flecha de menor ángulo de inclinación tiene -  
5.- preferiblemente una mayor anchura de dientes que la otra,  
un ángulo de inclinación de menos de  $45^\circ$  está acoplado --  
con un ángulo de inclinación de más de  $45^\circ$  y de que la di-  
ferencia entre ambos ángulos de inclinación es tan grande  
que el valor tangencial del ángulo de inclinación más ---  
10.- grande es cuando menos el doble del valor tangencial del  
ángulo de inclinación menor.

22. - Transmisión de engranajes cilíndricos provistos  
de doble inclinación, perfeccionado según se reivindica -  
en el punto 1, en la que las ruedas que engranan una en -  
15.- otra tienen diámetros de círculo primitivo distintos, ca-  
racterizada por el hecho de que la mitad de la flecha de  
mayor ángulo de inclinación de la rueda dentada que posee  
el diámetro de círculo primitivo menor se encuentra del -  
lado de la misma en el cual la rueda recibe y respectiva-  
20.- mente transmite el momento de torsión anterior.

32. - Transmisión de engranajes cilíndricos provistos  
de doble inclinación, perfeccionada según se reivindica -  
en el punto 1, caracterizada por el hecho de que la tan-  
gente del ángulo de inclinación mayor es aproximadamente  
25.- igual al valor triple de la tangente del ángulo de incli-  
nación menor.

42. - Transmisión de engranajes cilíndricos provistos  
de doble inclinación, perfeccionada según se reivindica -  
en los puntos 1 a 3, caracterizada por el hecho de que se  
30.- eligen de manera en sí conocida, para las dos mitades de

115523



flecha, distintos números de dientes, encontrándose dichos números de dientes en una relación recíproca de número -- entero, de que el número de dientes de la mitad de flecha con el menor ángulo de inclinación es el mayor y de que -  
5.- el coseno de los ángulos de inclinación se encuentra en - la misma relación recíproca.

52. - Transmisión de engranajes cilíndricos provistos de dientes de doble inclinación perfeccionada.

10.- Todo ello tal y como se describe en el cuerpo de la - presente Memoria, se reivindica en su nota y se representa a título de ejemplo en la adjunta hoja de planos.

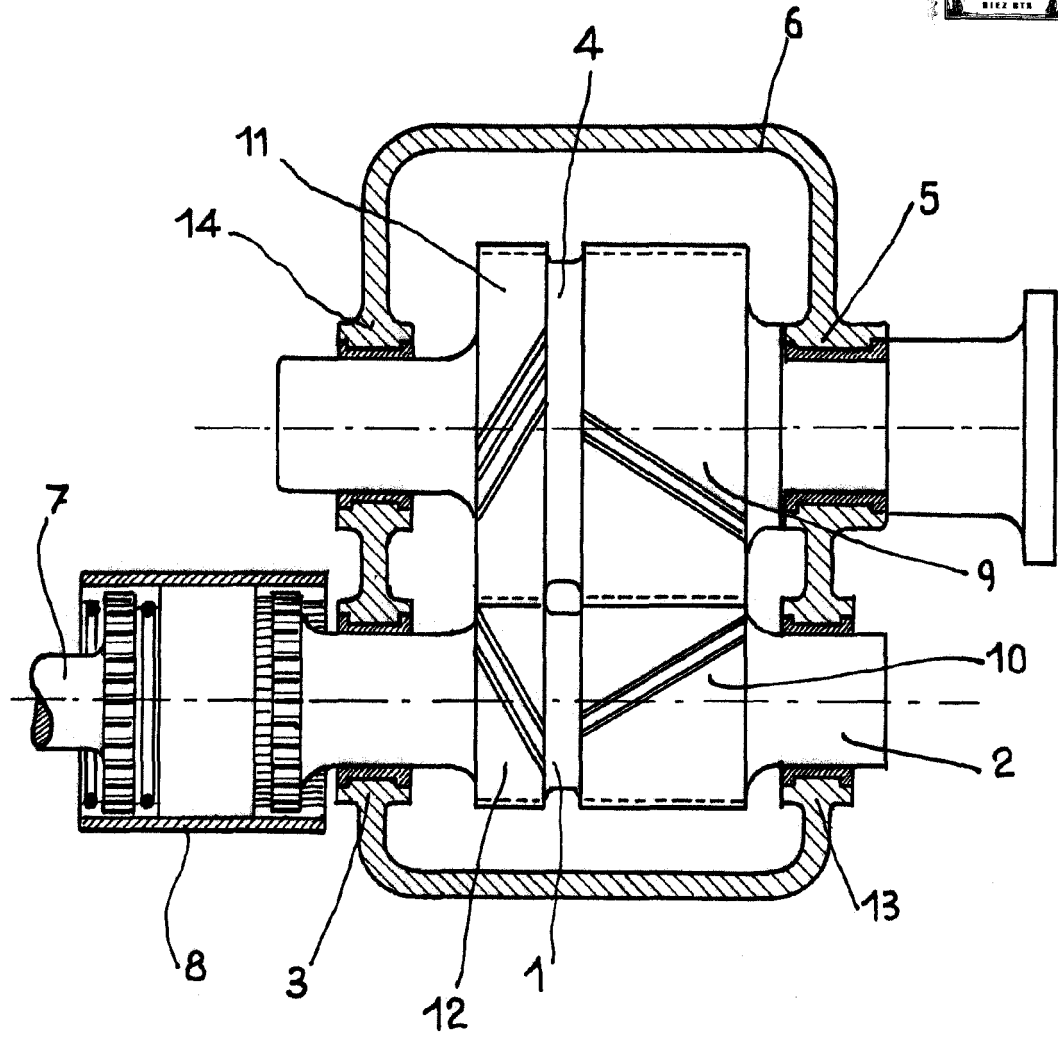
Esta Memoria consta de dieciséis hojas foliadas y mecanografiadas a dos espacios por una sola de sus caras.

Madrid, 17 AGO 1965

Heige Stoeckicht, Silvia y Alexander  
Stoeckicht, Louisa Niessen Stoeckicht  
y Augusta Hoffer von Steffen Stoeckicht.

HOJA UNICA

115523



Madrid.....de Julio de 1956

17 AGO 1965

ESCALA VARIABLE

*M. Stief*