



342045

MEMORIA DESCRIPTIVA

=====
Correspondiente a la solicitud de registro de una Patente de In-
vención que, por veinte años se solicita registrar en España, a
favor de la firma ATLAS COPCO AKTIEBOLAG, de nacionalidad jurídi-
ca sueca, residente en NACKA (Suecia), -----

p o r

" MAQUINA ACCIONADA POR ROTORES DE TORNILLO "

=====
Esta invención se relaciona con máquinas de rótores de torni-
llo que están compuestas de un alojamiento con perforaciones pa-
lelas de intersección y pasos de entrada y de salida que comuni-
can con dichas perforaciones a través de los orificios de entrada
5 y de salida creados en el alojamiento y que mantienen rótores
principal y de contención con por lo menos tres roscas helicoida-
les y ranuras en el rotor principal que coincide en por lo menos
cuatro roscas helicoidales y ranuras en el rotor de contención.
Dichos rótores principal y de contención cooperan uno con el otro
10 y con las paredes de dichas perforaciones para definir cavidades

342045



para el paso de un fluido de trabajo que se mueve desde los orificios de entrada hacia los de salida del alojamiento. En el tipo de máquinas de rotor de tornillo con el cual se relaciona la presente invención dichas roscas y ranuras del rotor principal quedan casi al exterior del círculo primitivo de dicho rotor principal y dichas roscas del rotor principal tienen un perfil generalmente convexo en los flancos delantero y trasero; dichas roscas y ranuras del rotor de contención son por lo menos una o más que las roscas y ranuras del rotor principal y quedan prácticamente dentro del círculo primitivo de dicho rotor de contención y las roscas de dicho rotor de contención tienen por lo general perfiles curvados cóncavos en los flancos delantero y trasero. En las máquinas de este tipo que trabajan como compresores, los volúmenes de dichas cavidades disminuyen hacia el orificio de salida y en las máquinas que trabajan como motores de fluido elástico, dichos volúmenes aumentan hacia dicho orificio de salida. Las máquinas de rotores de tornillo de este tipo pueden también funcionar como bombas de vacío, contadores de gas y expansores.

En la Patente de los Estados Unidos número 1821523, Montelius sugiere una máquina de rotores de tornillo con un rotor principal y un rotor de contención con roscas del tipo anteriormente citado y en donde una porción de raíz de la rosca del rotor principal coopera con una porción de cresta de la rosca del rotor de contención para proporcionar un contacto de rodamiento a lo largo de dichas porciones que están situadas cerca de los círculos primitivos. Entre dichas porciones se obtiene un sello de banda si la porción de raíz se produce, de una manera bien conocida de los engranes cicloidales, mediante generación movable, es decir, mediante puntos que se mueven a lo largo de la porción de cresta de la rosca del rotor de contención. Montelius da a conocer un rotor de tornillo principal de roscas sencillas y un rotor de tornillo de contención

342045



de roscas dobles que debido a esta y a otras razones no es apropiado para las máquinas de rótores de tornillo de conformidad con la invención y no producen compresión ni expansión interna en las cavidades en que se mueven a lo largo los rótores.

5 En la Patente de los Estados Unidos número 2.174.522, Lysholm ha sugerido una máquina de rotor de tornillo en donde el rotor principal tiene roscas con un perfil convexo que están situadas al exterior del círculo primitivo de dicho rotor principal, y el rotor de contención tiene roscas con perfil cóncavo que quedan dentro del círculo primitivo de dicho rotor de contención. El flanco
10 delantero de la rosca del rotor principal en la máquina de Lysholm tiene un perfil circular y el flanco trasero de dicha rosca tiene un perfil generado mediante el borde más hacia afuera del flanco delantero del rotor de contención. El flanco trasero de las ros-
15 cas del rotor de contención en la máquina de Lysholm tiene un perfil circular que corresponde al perfil circular del flanco delantero de la rosca del rotor principal. El flanco delantero de la rosca del rotor de contención en la máquina de Lysholm tiene un perfil que se genera mediante el ápice de la rosca del rotor principal. El perfil de Lysholm tal y como se ha descrito en lo que antecede y como se ilustra en las figuras 2 a 5 en su patente tiene la ventaja de que produce una línea de sellado continua entre los espacios de alta y baja presión en la máquina y de esta manera evita las fugas excepto a través de dicho sello durante el funcionamiento de la máquina.

25 El perfil de Lysholm, sin embargo, tiene la desventaja de que los bordes de la rosca del rotor de contención que generan los flancos traseros y parte de los flancos delanteros del perfil del rotor principal y durante el funcionamiento se destinan a formar
30 un empaque de espacio entre los rótores que son muy difíciles de

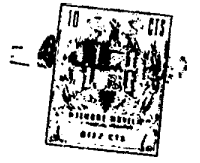


342045

fabricar con exactitud para proporcionar las características de sellado que son necesarias para obtener en la máquina una eficiencia aceptable. Además, los mismos bordes están muy expuestos a estropearse durante el funcionamiento y cualquier daño que experimenten los bordes estropea una longitud considerable de la línea de sellado y de esta manera queda reducido el rendimiento de la máquina.

En la máquina de Lysholm, cuando las cavidades que llevan fluido durante el funcionamiento reducen su volumen en la porción de salida y el fluido está circulando a través del orificio de salida, entonces los perfiles del rotor y la pared de extremo del alojamiento cerrarán el área del orificio de salida para dicha cavidad antes de que se haya vaciado completamente. Este volumen que se cierra desde el orificio de salida tiene que vaciarse en el orificio de entrada lo cual significa una cierta pérdida puesto que la energía del volumen ya comprimido no puede recuperarse.

Se han hecho muchos intentos de mejorar el perfil de Lysholm respecto a las desventajas mencionadas y también se han hecho muchos ensayos para mejorar el rendimiento reduciendo el escape interno, reduciendo la longitud de la línea estanca y/o cambiando la clase de guarnición desde su cierre original de "borde a superficie" hasta un cierre más efectivo de "superficie a superficie". Lysholm se dió cuenta parcialmente del problema con los bordes pronunciados y en su patente anteriormente citada, la figura 6 sugiere debido a "razones prácticas" el proporcionar una porción de cabeza radial pequeña en las roscas del rotor de contención y una porción de pie radial correspondiente en las ranuras del rotor principal que quedan al exterior del círculo primitivo del rotor de contención y dentro del círculo primitivo del rotor principal, respectivamente. Esta modalidad se ilustra en la figura 3 de los di-



342045

bujos que se acompañan, que muestra un contorno de sección de una rosca de rotor principal y una ranura y roscas del rotor de contención engranadas. Las porciones de cabeza de perfil de Lysholm forman bordes redondeados delantero y trasero en las crestas de la rosca del rotor de contención que cooperan con las porciones de raíz conformadas con la rosca del rotor principal y que se exponen menos a daño mecánico que los bordes pronunciados. En la figura 3, M y G son los ejes del rotor principal y de contención. R_1 y R_2 son radios del círculo primitivo del rotor principal y de contención y R_M y R_G son radios de las perforaciones del rotor principal y de contención; $a_1 - b_1$ es el flanco del rotor principal, generado mediante a_2 en la rosca del rotor de contención; $a_2 - b_2$ es el flanco del rotor de contención, generado por el ápice b_1 de la rosca del rotor principal; r es el radio de las porciones del flanco del rotor principal y de contención circulares $b_1 - c_1$ y $b_2 - c_2$. La porción $c_1 - d_1$ del flanco del rotor principal se genera mediante c_2 en la rosca del rotor de contención. La cabeza f_2 se ajusta en el pie f_1 . Para mayor claridad, la porción de cabeza más allá del círculo primitivo del rotor de contención y el pie dentro del círculo primitivo del rotor principal se muestran en proporción mucho mayor a los radios de los rotores de lo que sería deseable en la práctica. Esto es lo que manifiesta Lysholm acerca del tamaño de esta modificación. Las flechas W_M y W_G indican las direcciones de rotación del rotor principal y de contención.

La máquina de Lysholm está diseñada para funcionar con pequeñas holguras entre los rotores principal y de contención y entre el alojamiento y los rotores para formar la guarnición anteriormente mencionada a lo largo de la línea de sellado ó cierre.

Una máquina de rotor de tornillo mejorada, de diseño general semejante a la máquina de Lysholm ha sido sugerida por Nilsson en la



342045

Patente de los Estados Unidos número 2.622.787 la cual tiene las ventajas de que las cavidades cerradas anteriormente mencionadas en el área de salida se evitan y que los bordes externos pronunciados de perfil de rotor de compuerta de Lysholm solo está generando porciones de raíz del perfil del rotor principal y se reduce la importancia crítica de dichos bordes. Además se añade una cabeza redondeada más grande que aquellas sugeridas por Lysholm al exterior del punto de generación del flanco del rotor de contención, es decir, al exterior del círculo primitivo del rotor de contención a fin de mantener este punto todavía importante menos expuesto a dañarse.

La figura 4 es un contorno de sección transversal semejante a la figura 3 de una rosca del rotor principal y la ranura y roscas del rotor de contención coincidentes de una modalidad de la máquina de Nilsson. En esta modalidad los perfiles de ambos rotores tienen flancos simétricamente conformados delantero y trasero. El perfil del rotor de contención está configurado como un arco circular $a_2 - c_2 - d_2$ con el radio r dentro del círculo primitivo y tiene la porción de cabeza anteriormente mencionado f_2 al exterior del círculo primitivo. El perfil de rotor principal complementa el perfil de rotor de contención puesto que la porción principal de los flancos adyacentes a la cresta es un arco circular $b_1 - c_1 - d_1$ que coincide con una en el rotor de contención. Las porciones de raíz $a_1 - b_1$ y $d_1 - e_1$ de los flancos del rotor principal se generan mediante los puntos a_2 y d_2 en el círculo primitivo del rotor de contención y la porción de pie f_1 dentro del círculo primitivo ajusta la porción de cabeza del perfil de rotor de contención. En la figura 4 las letras M y G de nuevo indican los ejes del rotor principal y de contención. R_1 y R_2 de nuevo son los radios del círculo primitivo y el rotor principal y de contención



342045

y R_M y R_G son los radios de la perforación de las perforaciones del rotor principal y de contención.

5 La máquina de Nilsson también está dispuesta para funcionar con holguras pequeñas y así formar una guarnición en cualquier sitio entre los rotores principal y de contención como entre los rotores y el alojamiento.

10 Tal y como se ha mencionado en lo que antecede el perfil original de Lysholm formó una línea de sellado continua entre los volúmenes ocupados que tienen diferentes presiones. Esto no es el caso del perfil de Nilsson. Ciertos "agujeros de sopladura" forman los pasos entre estos volúmenes y permiten un flujo continuo del medio de trabajo desde los espacios de alta a baja presión. Esto significa una pérdida considerable y el rendimiento total de las máquinas con el perfil de Nilsson difícilmente es mejor que en la
15 de Lysholm.

Los perfiles de la máquina de rotor de tornillo anteriormente mencionados se describen y se discuten en el libro ruso "Compresores de tornillo" de I. A. Sakun, Moscú, 1960 de la cual se han copiado y amplificado las figuras 3 y 4. Sakun describe también
20 otra modificación de la máquina original de Lysholm que se ilustra en la figura 5 y que se llevó a cabo en un compresor construido para el Instituto de Construcción de Buques de Leningrado (ISI) en 1949. En la figura 5, las letras M y G de nuevo indican los ejes de rotor principal y de contención y R_1 y R_2 los radios del círculo primitivo; R_M y R_G de nuevo son los radios de la perforación; $a_1 - b_1$ es una porción de raíz trasera de la rosca del rotor principal que se genera mediante una porción de línea recta.
25 $a_2 - b_2$ de la rosca del rotor de contención. De manera semejante, $e_1 - f_1$ es una porción de raíz delantera de la rosca del rotor principal generada mediante la porción de línea recta $d_2 - e_2$ de
30



342045

la rosca del rotor de contención; $b_1 - c_1$ en la rosca de rotor principal se genera mediante el punto b_2 de la rosca de rotor de contención y $b_2 - c_2$ en la rosca del rotor de contención mediante el ápice c_1 de la rosca del rotor principal; $c_1 - d_1$ en la rosca del rotor principal y $c_2 - d_2$ en la rosca del rotor de contención son círculos con radios r que inciden en el punto P. $d_1 - e_1$ en la rosca del rotor principal generada mediante el punto d_2 de la rosca del rotor de contención.

La diferencia entre el perfil original de Lysholm y este perfil de LSI es que en el perfil LSI el punto b_2 en el perfil del rotor de contención que está generando el flanco trasero del perfil del rotor principal se mueve hacia el interior del círculo primitivo. La porción $a_2 - b_2$ del perfil del rotor de contención entre el punto b_2 y el círculo primitivo, es decir, en este caso el diámetro externo es una recta radial. La parte correspondiente $a_1 - b_1$ del perfil del rotor principal se genera mediante la línea $a_2 - b_2$, es decir, mediante un punto que se mueve continuamente a lo largo de dicha línea. Se llevó a cabo la misma modificación en los flancos opuestos en donde el punto d_2 en el rotor de contención ha generado la parte $d_1 - e_1$ del perfil del rotor principal y la línea recta $d_2 - e_2$ en el rotor de contención ha generado la parte $e_1 - f_1$ del rotor principal. Esta modificación significa que no se puede depender de los bordes en el diámetro externo del perfil del rotor de contención para producir la parte principal de la línea de sellado y los puntos de generación del rotor de contención se exponen menos a dañarse. Este es el punto principal en esta modificación y la diferencia en comparación con el perfil de Lysholm, y son tan pequeñas cuando se relaciona al rendimiento y otras características de funcionamiento que no se reconoce influencia capaz de medirse.

342045



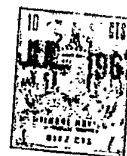
A fin de obtener las máquinas de conformidad con los diseños anteriores que tengan rendimiento tan bueno para ser competitivas con otros diseños de compresor y de motor de gas y particularmente con un compresor de émbolo, las máquinas de rotor de tornillo de los diseños anteriormente descritos y diseños semejantes tienen que realizarse con tolerancias reducidas y holguras pequeñas. Las tolerancias reducidas siempre son costosas desde el punto de vista de fabricación y las holguras pequeñas hacen que las máquinas sean sensibles a la deformación térmica o a la deformación debida a las flexiones elevadas variables, al desgaste del cojinete y las impurezas en el fluido de trabajo que es usualmente gas o aire. Debido a la alta velocidad de funcionamiento el más leve contacto entre las piezas usualmente será desastroso para la máquina.

Un objetivo de la presente invención es obtener una máquina de rótores de tornillo en la que esté evitada la trabazón de los rótores gracias a un perfil en el cual:

Primero.-Ciertas porciones cerca de los círculos primitivos de los rótores respectivos en donde es baja la velocidad relativa entre los rótores tienen forma que proporciona un buen "engrane", lo cual significa que las superficies coincidentes tienen unas diferencias lo menor posible entre sus radios de curvaturas y que cualquier área de contacto entre las dos superficies se mueve continuamente con relación a ambas superficies durante el giro de los rótores.

Segundo.-La holgura entre los rótores varía a lo largo del perfil según el principio de que con los rótores sincronizados en una posición con un contacto entre las porciones de "engrane", las holguras entre las otras porciones de los perfiles son lo bastante grandes para asegurar que no ocurre contacto en estas otras porciones durante cualesquiera de las circunstancias de funcionamiento.

Tercero.-El rotor de contención no necesita ser impulsado externa-



342045

mente, sino que lo es continuamente en la dirección de giro mediante la presión del fluido interno, y el par de torsión impulsor interno no excede al que pueden soportar con seguridad las porciones de engrane de los perfiles. Esto también significa que en los compresores inundados con aceite u otras máquinas que utilizan un lubricante, los engranes de sincronización pueden admitirse sin riesgo de desgaste de los perfiles del rotor.

Otro objetivo de la invención es aumentar el rendimiento de la máquina accionada con rótores de tornillo dotándola de un perfil en el cual:

Primero.-La longitud de la línea de sellado en comparación con el volumen efectivo de la máquina es más corta que para los perfiles conocidos anteriormente.

Segundo.-Las partes principales de la guarnición a lo largo de las líneas de sellado se forma mediante superficies con poca diferencia en los radios de curvatura lo cual significa una estanqueidad más eficiente que con la guarnición que se forma mediante el borde pronunciado que coopera con una superficie.

Tercero.-Las holguras y consecuentemente las áreas de escape se mantienen a un mínimo entre el borde trasero del rotor principal y el borde delantero del rotor de contención a través de una parte de perfil que tiene una línea de sellado, además la parte restante con la guarnición del tipo menos eficiente de "borde pronunciado a superficie" se reduce. Esto se obtiene llevando a cabo el perfil tal y como se ha mencionado en el párrafo anterior en los puntos primero y tercero. Al principar el montaje de la máquina es posible colocar las porciones de engrane coincidentes anteriormente mencionadas en los lados en cuestión de los perfiles del rotor con un leve contacto, es decir, dejar que las porciones de engrane mencionadas lleven la carga que normalmente es adaptada mediante los

342045



engranes de sincronización. Si los r6tores en la m6quina que funciona en seco se cubren mediante un revestimiento contra desgaste de un grueso apropiado este revestimiento se expondr6 a un cierto desgaste durante un per6odo de funcionamiento hasta que los engranes de sincronizaci6n se adapten a la carga. El resultado ser6 pr6cticamente una holgura cero preparada para imprecisiones de fabricaci6n as6 como para cualquier deformaci6n debida a las condiciones de trabajo.

5
10
Cuarto.-El 6rea del agujero de corriente entre los vol6menes que tienen presiones diferentes, anteriormente mencionada como una ventaja particularmente para el perfil sugerido por Nilsson, se mantiene peque6a.

15
Quinto.-Las cavidades cubiertas en el 6rea de salida anteriormente mencionadas, son una desventaja, particularmente para el perfil de Lysholm, pero tambi6n en el perfil LSI se reducen.

20
En el dibujo que se acompa6a, la figura 1 es una secci6n vertical longitudinal y la figura 2 es una vista de planta de un compresor de tornillo t6pico, cuyos r6tores podr6an realizarse con los perfiles conocidos anteriormente mencionados, as6 como con un perfil de conformidad con la presente invenci6n.

25
30
Las figuras 3 a 5 ilustran tal y como se ha mencionado anteriormente en secci6n transversal esquem6ticamente los perfiles de Lysholm, de Nilsson y de LSI, respectivamente a fin de mostrar pr6cticamente el estado actual de la t6cnica. Las figuras 6a y 6b muestran en esquema y con una l6nea gruesa las l6neas de sellado en los r6tores principal y de contenci6n del perfil de LSI que se muestra en la figura 5. Las figuras 6c y 6d son secciones transversales esquem6ticas de los r6tores principal y de contenci6n, y la figura 6a muestra el r6tor principal desde la izquierda en la figura 6c, mientras que la figura 6b muestra el r6tor de contenci6n en



la figura 6d desde la derecha. Las líneas de sellado en las figuras 6a y 6b por lo tanto son simétricas respecto a un plano vertical perpendicular al dibujo.

5 La figura 7 ilustra un contorno en sección transversal semejante al de las figuras 3 a 5 de una rosca de rotor principal y las ranuras y roscas del rotor de contención coincidentes de lo que podría denominarse el perfil básico de conformidad con la presente invención. Las figuras 8a - 8d son vistas semejantes a las figuras 6a - 6d de las líneas de sellado o áreas en los rotores principal
10 y de contención con el perfil que se muestra en la figura 7.

La figura 9 muestra en escala mayor el perfil del rotor de compuerta de la invención, junto con un perfil teórico con una holgura constante a fin de indicar las variaciones en las holguras de conformidad con la invención. La figura 10a - 10f muestran en es-
15 quema los rotores principal y de contención coincidentes de acuerdo con la invención en posiciones del rotor relativas, a fin de ilustrar las variaciones de las holguras en varias posiciones de los rotores.

La figura 11 muestra en esquema una sección transversal y la fi-
20 gura 12 una sección longitudinal de los rotores de la invención con las líneas de sellado entre los volúmenes de presiones diferentes que se indican en la proyección de rotación con mira a mostrar las superficies en el perfil del rotor de contención en donde dos flancos opuestos de las roscas de acoplamiento se exponen a presiones
25 diferentes que ocasionan pares de torsión, impulsores o de frenado, en los rotores.

La presente invención se describe a continuación en relación con una modalidad de máquina de rotores de tornillo en forma de un compresor de rotores. Debe quedar entendido, sin embargo, que esta
30 modalidad se describe sólo como ejemplo, puesto que el compresor de

342045



rótores de tornillo es la máquina de rótores de tornillo más común; pero las máquinas de rótores de tornillo de conformidad con la invención puede también realizarse como motores de rótores, expansores de rótores u otras máquinas de rótores de tornillo con volúmenes variables de cámara de trabajo dentro de lo reivindicado en esta invención. Los compresores de rótores de tornillo de conformidad con la invención pueden tener uno o más rótores principales y uno o más rótores de contención que cooperan con los primeros y con el alojamiento para proporcionar cavidades de trabajo que cambian de volumen a medida que se mueve un fluido a lo largo de los rótores desde un orificio de entrada hasta un orificio de salida. Los compresores de rótor de tornillo de conformidad con la invención pueden además ser máquinas de etapa sencilla, de dos etapas o de etapas multiples y el número de etapas de compresión, por ejemplo, no influencia el carácter de los rótores de tornillo de conformidad con la invención. La máquina ilustrada es un compresor de rótor de tornillo de una etapa sencilla con un rótor principal y un rótor de contención montados para girar en las citadas perforaciones y con los ejes paralelos en un alojamiento y que tienen roscas helicoidales y ranuras intercoincidentes.

El compresor de tornillo mostrado en las figuras 1 y 2 presenta un alojamiento que comprende una porción inferior -31-, una porción superior -32-, una porción de extremo de entrada de dos piezas -33-, -34- y una porción de tapa -35- de la sincronización. Se suministra aire u otro fluido gaseoso hacia el alojamiento -31-, -32- del compresor de tornillo a través de la boca de entrada -36- y el aire comprimido u otro fluido gaseoso pasante por el compresor sale del mismo a través de la boca de salida -37-. En el alojamiento -31-, -32- del compresor se montan dos rótores de tipo de tornillo -38- y -39- para girar en las perforaciones -10- y -11-, y



342045

5 los arboles se apoyan en los cojinetes -12- y -13- que pueden ser
cojinetes sencillos, cojinetes de bolas o de rodillos. Los róto-
res se mantienen en posición lateralmente mediante los cojinetes
de empuje -14- que pueden ser cojinetes sencillos o cojinetes de
10 bola o de rodillo, capaces de soportar el empuje axial. Se utili-
zan anillos de estanqueidad -15- y -16- ordinarios alrededor de
los arboles en los extremos del rotor para impedir escapes hacia
o desde las cámaras de compresión. El compresor va provisto con en
granés de sincronización -17-, -18-. Los número -19- y -20- indi-
can anillos de retención del aceite para impedir el escape del
aceite de los alojamientos de cojinete. Desde la boca de entrada
-36- un paso de entrada -21- que tiene dos ramificaciones alrede-
dor de los arboles del rotor desemboca en un orificio de entrada
-22- que comunica con las perforaciones -10-, -11-. Un orificio
15 de salida indicado en -23- en la porción de extremo inferior y
en el fondo del alojamiento -31- comunica con el paso de salida
-24- y la boca de salida -37- del compresor. El compresor puede
ser impulsado por cualquier fuente de energía apropiada tal como
un motor diesel o un motor eléctrico a través de una conexión -25-
20 del árbol. Los orificios de entrada y de salida pueden configurar-
se de varias maneras diferentes.

Los rótores principal y de contención -38- y -39- cooperan de
manera ordinaria para definir entre si y con las paredes de las
perforaciones -10- y -11- cavidades para la circulación de un
25 fluido de trabajo que se mueve desde el orificio de entrada -22-
y el orificio de salida -23- del alojamiento y que tienen un volú-
men que cambia durante dicho movimiento. La forma de los rótores
principales y de contención -38-, -39-, que es característica de
la presente invención, se muestra en las figuras 7 a 12. La figura
30 7 es una sección transversal de una porción del alojamiento -31-,



342045

-32- y de las roscas y ranuras interacopladas de los r6tores -38- y
-39- y muestra la forma general del perfil sin tomar en cuenta las
holguras y sellos que se han ilustrado m6s particularmente en re-
laci6n con las figuras 8 a 10. Se han empleado unas mismas letras
de referencia en la figura 7 y en los contornos de secci6n trans-
versal de las m6quinas de r6tores de tornillo conocidas que se han
citado en las figuras 3 y 5; consecuentemente, las letras M y G
en la figura 7 indican los ejes del r6tor principal y de conten-
ci6n. R_1 y R_2 son los radios del circulo primitivo del r6tor prin-
cipal y de contenci6n y R_M y R_G son los radios de las perforacio-
nes del r6tor principal y de contenci6n. El radio de la perfora-
ci6n R_G del r6tor de contenci6n, en la modalidad ilustrada, es
igual al radio del circulo primitivo R_2 del r6tor de contenci6n.
 $a_1 - b_1 - c_1$ es el flanco trasero de la rosca del r6tor princi-
pal y $a_2 - b_2 - c_2$ es el flanco delantero de la rosca del r6tor
de contenci6n. $a_2 - b_2$ es una porci6n de sello de banda que se
forma por una recta y es una porci6n de un radio del r6tor de con-
tenci6n. $b_2 - c_2$ est6 generado por el 6pice c_1 de la rosca del
r6tor principal sin tomar en cuenta las holguras, $a_1 - b_1$ es la
porci6n de raiz trasera de la rosca del r6tor principal sin tomar
en cuenta las holguras generadas mediante la porci6n de l6nea
recta $a_2 - b_2$ de la rosca del r6tor de contenci6n, de manera que
se obtiene un sello de banda entre dichas porciones. El punto a_1
se genera mediante a_2 y el punto b_1 por b_2 tambi6n sin tomar en
cuenta las holguras. La porci6n $b_1 - c_1$ del flanco trasero del
r6tor principal se genera mediante el punto b_2 o la porci6n de
extremo interna de la porci6n de sello de banda $a_2 - b_2$ en el
r6tor de contenci6n tambi6n sin tomar en cuenta las holguras.

La porci6n de la rosca del r6tor principal de e_1 a d_1 es cir-
cular con un radio r que incide en el punto P que es el punto de

342045



intersección entre los círculos primitivos. La porción $d_1 - e_1$ de la rosca del rotor principal delantera sin tomar en cuenta las holguras es generada mediante una porción $d_2 - e_2$ que es una porción radial recta de la rosca trasera del rotor de contención.

5 La porción $c_2 - d_2$ de la rosca trasera del rotor de contención es un arco circular, prácticamente con un radio r , que con holgura apropiada se conforma con el arco $c_1 - d_1$.

Las figuras 8a - 8d muestran las áreas de sellado entre un par de rótores de tornillo como aquéllos que se dan a conocer en la figura 7 y debe observarse que se obtiene una línea de sellado ininterrumpida prácticamente a través de toda la línea de intersección -26- entre las perforaciones -10- y -11-. Los números de referencia 1 - 6 indican en las figuras 7, 8a - 8d, 11 y 12 puntos en la línea de sellado de los rótores de conformidad con la invención. El agujero de corriente que se obtiene en relación con el compresor conocido, anteriormente mencionado, aquí está en el compresor de LSI anteriormente mencionado reducida hasta un mínimo sin importancia puesto que las líneas de sellado entre los rótores se juntan casi con la línea de intersección -26-. La calidad relativa del sello a lo largo de las líneas de sellado de los perfiles de conformidad con la invención, es decir, el sello más o menos perfecto se indica mediante un número mayor o menor de líneas paralelas de punto y raya en las figuras 9a y 9b y se hace referencia a continuación para compararse con las figuras 11 y 12.

10

15

20

25 La figura 9 muestra en escala mayor un ejemplo de un perfil de rotor de contención $d_2'' - e_2'' - a_2'' - b_2'' - c_2''$ de conformidad con la invención, y un perfil de holgura constante, que se muestra en líneas punteadas e, ilustra las variaciones destinadas en las holguras para el rotor de contención en comparación con una rosca ordinaria cuando coopera con un perfil del rotor principal. Las mis-

30



342045

5 mas variaciones de holgura desde luego pueden obtenerse mediante una modificación apropiada del perfil del rotor principal en vez o aún mediante diferentes combinaciones de modificaciones de ambos perfiles del rotor y todas las citadas combinaciones que dan lugar a las características de acuerdo con esta invención deben considerarse incluidas en las reivindicaciones de esta patente de invención.

10 Las figuras 10a - 10f muestran piezas de cooperación de los perfiles del rotor de acuerdo con la invención en posiciones angulares diferentes e ilustran las holguras variables. Las holguras en varias porciones de los perfiles se marcan Cl en las figuras 10a - 10f con un número añadido y en una modalidad apropiada Cl 1 es menor que Cl 7, Cl 5 y Cl 4; Cl 2 es menor que Cl 4; Cl 8 es menor que Cl 5 y Cl 6.

15 Esto significa que el contorno en sección transversal anteriormente descrito de los rotores de acuerdo con la invención da por resultado una holgura mínima o ninguna holgura Cl 8 entre la porción de raíz generada $a_1 - b_1$ y la porción de sello de banda $a_2 - b_2$ del rotor de contención. En este área ocurre muy poco movimiento relativo entre el rotor de contención y el rotor principal durante el funcionamiento de la máquina. Se ha encontrado anteriormente que puede permitirse un contacto sin lubricación en esa área de un compresor de tornillo que funciona a alta velocidad. Si ocurre contacto en los compresores de tornillo en este
20 diseño provistos con engranes de sincronización tales como -17-, -18- dicho contacto solo da por resultado un efecto de pulido en las superficies de contacto. Debido al pequeño movimiento relativo entre el rotor de contención y el rotor principal en esta área se produce muy poco calor por fricción o rozamiento y en consecuencia no ocurre deformación de los rotores debido a esta razón.
30



342045

En el área entre b_2 y c_2 , el ápice del rotor principal c_1 se mueve con velocidad considerable con relación a la superficie del flanco del rotor de contención y en esta área la holgura Cl 5, Cl 6 de acuerdo con la invención se ha hecho tan grande que en todas las circunstancias no ocurrirá contacto entre el ápice c_1 y cualquier punto de la superficie $b_2 - c_2$. De esta manera la invención da lugar a una máquina accionada por rótores de tornillo donde se evitan los contactos peligrosos o desastrosos entre los rótores de tornillo y por lo tanto no puede ocurrir la trabazón de los rótores debido a dicha causa. De manera semejante, cualquier deformación del rotor que se deba al calor de compresión o a la presión de fluido en los rótores, puede únicamente dar por resultado el contacto entre las porciones del sello de banda $a_2 - b_2$ y las porciones de raíz $a_1 - b_1$, que no es perjudicial para los rótores.

La holgura Cl 4 entre las porciones de arco circulares $c_1 - d_1$ y $c_2 - d_2$ se hace, de conformidad con la invención lo bastante grande para impedir la trabazón en esta área y la holgura Cl 2 es más pequeña que la holgura Cl 4, de manera que cualquier contacto que se deba a alteraciones en la sincronización, por ejemplo ocurre entre la porción de raíz $d_1 - e_1$ y la porción $d_2 - e_2$ del rotor de contención en las áreas en donde es pequeño el movimiento relativo entre dichas porciones. Además, la holgura Cl 1 se hace menor que la holgura Cl 7 y consecuentemente cualquier contacto que se deba a desgaste de cojinete o deformación de los rótores transversalmente con respecto a los ejes de rotor da por resultado un contacto de rodamiento no peligroso entre las crestas del rotor de contención y el fondo cilíndrico de las ranuras del rotor principal.

El tamaño de las holguras diferentes anteriormente descritas



342045

depende de varios factores tales como:

1. los diámetros del rotor,
2. las condiciones de trabajo del compresor,
3. las disposiciones de enfriamiento en el alojamiento del compresor y los rótores, y
4. Las tolerancias de fabricación para los rótores, los cojinetes, los engranes de sincornización y el alojamiento del compresor.

Como ejemplo puede mencionarse que para un diámetro de rotor de 200 milímetros para un compresor que se destina para funcionar a una relación de presión máxima de 4,5 : 1, una temperatura de entrada máxima de 50°C. con un alojamiento y rótores enfriados con aceite y con las tolerancias de fabricación apropiadas para la producción normal en serie, el tamaño de las variaciones de las holguras en las áreas diferentes en comparación con las máquinas de holgura constante ordinarias puede ascender hasta aproximadamente ± 30 por ciento. Esto significa que la holgura entre $a_2'' - e_2''$ y el fondo de las ranuras del rotor principal entre $a_2'' - b_2''$ y $a_1 - b_1$ en el flanco trasero del rotor principal y entre $d_2'' - e_2''$ y $d_1 - e_1$ en el flanco delantero del rotor principal es aproximadamente el 70 por ciento de la holgura en las máquinas de holgura constante ordinarias. De manera semejante, la holgura entre b_2'' y $b_1 - c_1$ en el flanco trasero del rotor principal es aproximadamente de 130 por ciento de la holgura en dichas máquinas de holgura constante; lo mismo se aplica a las holguras entre c_1 y $b_2'' - c_2''$ o por lo menos en el área cerca de b_2'' , figura 9.

Las figuras 11 y 12 ilustran una vista axial y la proyección de rotación de las líneas de sellado entre las porciones interacopladas de los rótores -38-, -39- y muestra la manera como el gas comprimido actúa en los del rotor de contención en la dirección del giro. Para este fin todos los puntos en las líneas de sellado están



342045

mostrados con sus distancias radiales correctas desde la línea central del rotor de contención como se indica mediante las flechas x, y, z. Esto significa que las áreas A encerradas mediante el lóbulo de la línea de sellado o las áreas B encerradas entre la línea de sellado y la periferia C del rotor de contención muestran las áreas de flanco del rotor de compuerta periféricamente proyectadas y expuestas a una presión en direcciones de rotación opuestas y representan el tamaño correcto de las áreas en donde actúan dichas presiones para dar lugar a un par de torsión impulsor o de frenado en el rotor. El punto 1 en las figuras 11 y 12 corresponde al punto P (e_2') en la figura 7, 2 a d_2 , 3 a c_2 , 4 a b_2' , 5 a b_2 y 6 a P (a_2'). Los mismos números que se usaron en las figuras 11 y 12 se usan en las figuras 8a - 8d para facilitar una comparación entre las líneas de sellado en estas vistas. Las secciones transversales en las figuras 8c y 8d sirven para mostrar como las proyecciones en las vistas laterales 8a y 8b se toman orientadas hacia el rotor respectivo. Es evidente que con la dirección de giro W_M , W_G que se indica en la figura 7 la presión en el área A ocasionará una acción impulsora y la presión en el área B ocasionará una acción de frenado en el rotor de contención. Cambiando la longitud de las piezas de perfil $a_2 - b_2$ y $d_2 - e_2$ en la figura 7, las áreas A y B en la figura 12 pueden influenciarse. De conformidad con la invención, la parte del perfil $a_2 - b_2$ puede de preferencia elegirse para que sea de 5 a 50 por ciento de la profundidad de la rosca del rotor de contención y $d_2 - e_2$ puede elegirse de 5 a 25 por ciento de dicha profundidad. Hacer la porción de perfil $a_2 - b_2$ corta, significa que el área del agujero de corriente es pequeña y que la línea de sellado es larga. Por el contrario, una porción larga $a_2 - b_2$ significa un agujero de corriente más grande y una línea de sellado más corta de mejor calidad. Si las dimensiones del rotor aumentan, el área del agujero de corriente



aumenta en proporción al cuadrado del diámetro mientras que la longitud de la línea de sellado aumenta en proporción al diámetro. Esto significa que la longitud óptima de la parte del perfil $a_2 - b_2$ depende de las dimensiones del rotor. Además las tolerancias de fabricación tendrán influencia en el escape a través de la guarnición del espacio a lo largo de la línea de sellado más que el escape a través del agujero de corriente tienen que tomarse en consideración cuando se elige la longitud de la parte $a_2 - b_2$. Como ejemplo puede mencionarse que para un diámetro de rotor de 200 milímetros con tolerancias de fabricación apropiadas para la producción en serie normal la mejor longitud de la parte de perfil $a_2 - b_2$ se ha encontrado que es aproximadamente el 10 por ciento de la profundidad de la rosca del rotor de contención. La longitud de la porción de perfil $d_2 - e_2$ puede luego elegirse para proporcionar el tamaño deseado del área A de manera que se obtiene un par de torsión impulsor apropiado en el rotor de contención. Puesto que el par de torsión requerido depende de la fricción del cojinete del rotor, el uso del cojinete de antifricción será ventajoso para el rendimiento del compresor, asimismo para reducir indirectamente el escape interno permitiendo que aumente la porción de perfil $d_2 - e_2$ que también da por resultado una línea de sellado algo más corta. Para el compresor anteriormente mencionado equipado con cojinetes de antifricción, la longitud de la porción de perfil $d_2 - e_2$ puede de preferencia ser aproximadamente el 25 por ciento de la profundidad de rosca del rotor de contención.

Para asegurar una función correcta de engrane y funcionamiento uniforme del compresor bajo todas las condiciones de funcionamiento, el número de roscas de un compresor de conformidad con la invención, en el rotor principal debe ser por lo menos de tres y



342045

la longitud y avance del rotor debe ser de manera que la porción de raíz del rotor principal $a_1 - b_1$ esté en contacto coincidente con la porción de sello de banda $a_2 - b_2$ del rotor de contención, por lo menos en tres secciones transversales a lo largo de los rotores. El rotor de contención debe tener por lo menos tres roscas más que el rotor principal.

La presente invención ha dado un resultado sorprendente en lo que se refiere al rendimiento del compresor de tornillo que se construye con tolerancias de fabricación normales para la producción en serie aumenta en varios porcentajes de manera que puede construirse de conformidad con la invención un compresor de tornillo que es casi competitivo con un compresor de émbolo en lo tocante a rendimiento. Se ha encontrado asimismo que en el caso de los compresores inundados con aceite, en donde se inyecta aceite de enfriamiento y lubricación y sellado, en lo relacionado con el calor de compresión y para proporcionar un sello entre los rotors y el alojamiento, pueden omitirse los engranes de sincronización sin ocasionar desgaste alguno de las porciones de rotor $a_2 - b_2$, $a_1 - b_1$ o $d_2 - e_2$, $d_1 - e_1$ que puedan destruir las holgas importantes.

En los rotors de conformidad con la invención pueden obtenerse mejoras adicionales de rendimiento añadiendo pintura, polvillo u otro material contra desgaste en las roscas del rotor de contención o en las roscas del rotor principal o en ambas, prácticamente a través de las áreas entre los puntos $b_2 - c_2$ y $c_2 - d_2$ también entre los puntos $b_1 - c_1$ y $c_1 - d_1$.

El compresor de tornillo anteriormente descrito y que se ilustra en los dibujos adjuntos, debe considerarse como un ejemplo y puede modificarse de varias maneras dentro del alcance de las siguientes reivindicaciones. La invención asimismo comprende los rotors



342045

separados para máquinas accionadas por rótores de tornillo de conformidad con la invención.

N O T A

5 EN RESUMEN, la patente de invención que, por veinte años se solicita registrar en España, debera recaer sobre las siguientes reivindicaciones:

- 10 1ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo caracterizada por componerse de: a) un alojamiento con perforaciones paralelas y pasos de entrada y de salida que se comunican con las perforaciones a través de orificios de entrada y de salida colocados en el alojamiento;
- 15 b) Rótores principales y de contención montados para girar en el alojamiento en las respectivas perforaciones y que tienen por lo menos tres roscas y ranuras helicoidales entrelazadas, los rótores principales y de contención cooperan para definir uno con el otro y con las paredes de las perforaciones cavidades donde un fluido de trabajo se mueve desde los orificios de entrada hacia los orificios de salida del alojamiento;
- 20 c) las roscas y ranuras del rotor principal quedan prácticamente al exterior del círculo primitivo del rotor principal y dichas roscas del rotor principal tienen un perfil generalmente convexo en los flancos delanteros y traseros, y las roscas y ranuras del rotor de contención son por lo menos una más que las roscas y ranuras del rotor principal y quedan prácticamente dentro del círculo primitivo del rotor de contención y dichas roscas del rotor de contención tienen perfiles por lo general curvados de manera cóncava en los flancos delantero y trasero, y
- 25 d) una porción del sello de banda en el flanco delantero de la rosca del rotor de contención se extiende desde la cresta de la rosca de dicho rotor de contención a corta distancia hacia el eje de dicho rotor de contención, una primera porción de cooperación del flanco tra
- 30

342045



sero de la rosca del rotor principal se extiende desde la raíz de la rosca de dicho rotor principal para formar una porción de raíz generada por la porción de sello de banda, y una segunda porción del flanco trasero del rotor principal entre la primera porción de raíz generada y el ápice de la rosca de dicho rotor principal cuya segunda porción se genera prácticamente mediante el punto que queda hasta cierto punto por encima de la superficie del flanco delantero del rotor de contención en el extremo interno de la porción de sello de banda de manera que se produce una holgura considerablemente más grande entre la porción del sello de banda y la segunda porción del flanco trasero del rotor principal entre la porción de raíz generada y el ápice de la rosca de dicho rotor principal que la holgura entre la porción del sello de banda en el flanco delantero del rotor de contención y la primera porción de raíz generada de la rosca del rotor principal de manera que el contacto directo entre la porción de sello de banda del flanco delantero de la rosca del rotor de contención y la rosca del rotor principal se evita a través de la segunda porción de holgura grande.

2ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo caracterizada por componerse de: a) un alojamiento que tiene perforaciones paralelas y pasos de entrada y de salida que se comunican con las perforaciones a través de orificios de entrada y de salida colocados en el alojamiento,

b) rótores principales y de contención montados para girar en el alojamiento en las perforaciones y que tienen por lo menos tres roscas y ranuras helicoidales entrelazadas, los rótores principales y de contención cooperan para definir entre sí y con las paredes de las perforaciones, cavidades donde un fluido de trabajo se mueve desde los orificios de entrada hasta los de salida del alojamiento,

c) las roscas y ranuras del rotor principal quedan prácticamente al

342045



5 exterior del círculo primitivo del rotor principal y dichas roscas del rotor principal tienen un perfil generalmente convexo en los flancos delantero y trasero, y las roscas y las ranuras del rotor de contención son por lo menos una más que las roscas y ranuras del rotor principal y quedan prácticamente dentro del círculo primitivo de dicho rotor de contención, y las roscas de dicho rotor de contención tienen perfiles por lo general curvados en sentido cóncavo en los flancos delanteros y traseros y,

10 d) una porción del sello de banda en el flanco delantero de la rosca del rotor de contención que se extiende desde la cresta de la rosca de dicho rotor de contención a corta distancia hacia el eje de dicho rotor de contención, una primera porción de cooperación del flanco trasero de la rosca del rotor principal se extiende desde la raíz de la rosca del rotor principal para formar una

15 primera porción de raíz generada con holgura mínima por dicha porción del sello de banda en el flanco delantero del rotor de contención, y una segunda porción entre la primera porción de raíz y el ápice de la rosca del rotor principal generada prácticamente por la porción de extremo interna de la porción del sello de banda con

20 una segunda holgura considerablemente más grande que la holgura mínima.

25 3ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo de conformidad con la reivindicación 2ª, caracterizada en que la segunda holgura a través de la parte principal de la segunda sección es por lo menos treinta por ciento más grande que la holgura mínima.

30 4ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo de conformidad con la reivindicación 2ª, caracterizada en que se forma una porción del sello de banda en el flanco trasero de la rosca del rotor de contención que se extiende desde la cresta de la rosca de dicho rotor de contención a corta distancia hacia el eje de dicho rotor



342045

de contención, una primera porción de cooperación del flanco delantero de la rosca del rotor principal se extiende desde la raíz de la rosca de dicho rotor principal para formar una primera porción de raíz generada con holgura mínima por la porción del sello de
5 banda en el flanco trasero del rotor de contención, y una segunda porción entre la primera porción de raíz y el ápice de la rosca de rotor principal que se forma prácticamente como un arco circular y que coopera con una porción del flanco trasero del rotor de contención formado como un arco circular que se conforma con la segunda
10 porción en la rosca delantera del rotor principal y que coopera con la misma y con una tercera holgura considerablemente más grande que la holgura mínima.

5ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo de conformidad con la reivindicación 4ª, caracterizada en que la tercer holgura
15 entre las porciones en forma del arco circular en el flanco delantero del rotor principal y el flanco trasero del rotor de contención es por lo menos treinta por ciento más grande que la holgura mínima.

6ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo de conformidad con la reivindicación 2ª, caracterizada en que una segunda porción del flanco delantero del rotor de contención entre la porción del sello de banda y el fondo de la ranura de dicho rotor de contención se genera mediante el ápice en la rosca del rotor principal con una
20 cuarta holgura considerablemente más grande que la holgura mínima.

7ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo de conformidad con la reivindicación 6ª, caracterizada en que la cuarta holgura es por lo menos treinta por ciento más grande que la holgura mínima.
25

8ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo, caracterizada por
30 componerse de: a) un alojamiento con perforaciones paralelas y pa-

342045



5 sos de entrada y de salida que se comunica con las perforaciones
a través del orificio de entrada y de salida colocados en el aloja-
miento,

5 b) rótores principales y de contención montados para girar en el
alojamiento en las respectivas perforaciones y que tienen por lo
menos tres roscas y ranuras helicoidales entrelazadas, los rótores
principales y de contención cooperan para definir entre sí y con
las paredes de las perforaciones, cavidades donde un fluido de
trabajo se mueve desde los orificios de entrada hacia los de salida
10 del alojamiento,

15 c) las roscas y ranuras del rotor principal quedan prácticamente
al exterior del círculo primitivo de dicho rotor principal y las
roscas de dicho rotor principal tienen un perfil generalmente con-
vexo en los flancos delantero y trasero, y las roscas y ranuras del
rotor de contención son por lo menos una más que las roscas y ranu-
ras del rotor principal y quedan prácticamente dentro del círculo
primitivo del rotor de contención y las roscas de dicho rotor de
contención tienen perfiles curvados por lo general en sentido con-
cavo en los flancos delantero y trasero, y

20 d) una porción cilíndrica en la cresta de la rosca del rotor de con-
tención coopera con una porción cilíndrica en el fondo de la ranura
del rotor principal, dichas porciones cilíndricas quedan en los cír-
culos primitivos de los rótores de contención y principal, respec-
tivamente de manera que puedan cooperar con contacto de rodamiento,
25 la holgura mínima entre dichas porciones cilíndricas es notoriamen-
te menor que una quinta holgura entre el ápice de la rosca del rotor
principal y el fondo de las ranuras del rotor de contención de mane-
ra que siempre se evite el contacto entre el ápice de la rosca del
rotor principal y el fondo de las ranuras del rotor de contención.

30 9ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo de conformidad con

342045



la reivindicación 8ª, caracterizada en que la quinta holgura es por lo menos treinta por ciento más grande que la holgura mínima.

10ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo, caracterizada por componerse de: a) un alojamiento con perforaciones paralelas y pasos de entrada y de salida que se comunica con las perforaciones a través de orificios de entrada y de salida colocados en el alojamiento,

b) rótores principales y de contención montados para girar en el alojamiento en las perforaciones, que tienen por lo menos tres roscas y ranuras helicoidales entrelazadas, los rótores principal y de contención cooperan para definir entre sí y con las paredes de las perforaciones cavidades donde un fluido de trabajo se mueve desde los orificios de entrada hacia los de salida del alojamiento,

c) las roscas y las ranuras del rotor principal quedan prácticamente al exterior del círculo primitivo de dicho rotor principal y las roscas de dicho rotor principal tienen un perfil generalmente convexo en los flancos delantero y trasero, y las roscas y ranuras del rotor de contención son por lo menos una más que las roscas y ranuras del rotor principal que quedan prácticamente dentro del círculo primitivo de dicho rotor de contención y las roscas de dicho rotor de contención tienen por lo general perfiles curvados de manera cóncava en los flancos delantero y trasero, y

d) una primera porción del sello de banda en el flanco delantero de la rosca del rotor de contención que se extiende desde la cresta de la rosca de dicho rotor de contención a corta distancia hacia el eje de dicho rotor de contención, una primera porción de cooperación del flanco trasero de la rosca del rotor principal que se extiende desde la raíz de la rosca de dicho rotor principal para formar una primera porción de raíz generada con holgura mínima mediante la primera porción del sello de banda en el flanco delantero del rotor de



342045

contención, una segunda porción entre la primera porción de raíz y el ápice de la rosca del rotor principal que se general prácticamente mediante la porción de extremo interno de la primera porción del sello de banda con una segunda holgura considerablemente más grande que la holgura mínima, una segunda porción del sello de banda en el flanco trasero de la rosca del rotor de contención que se extiende desde la cresta de la rosca de dicho rotor de contención a corta distancia hacia el eje de dicho rotor de contención, una primera porción de cooperación del flanco delantero de la rosca de rotor principal que se extiende desde la raíz de la rosca de dicho rotor principal para formar una primera porción del flanco delantero de dicho rotor principal generada con una holgura mínima mediante la segunda porción del sello de banda, una segunda porción entre la primera porción del flanco delantero del rotor principal y el ápice de la rosca del rotor principal que se forma prácticamente como un arco circular y que coopera con una porción del flanco trasero del rotor de contención formado como un arco circular que se conforma con la porción segunda en la rosca delantera del rotor principal y que coopera con la misma con una tercera holgura considerablemente mayor que la holgura mínima, y una segunda porción del flanco delantero del rotor de contención entre la primera porción de sello de banda y el fondo de la ranura de dicho rotor de contención generada mediante el ápice de la rosca del rotor principal con una cuarta holgura considerablemente más grande que la holgura mínima.

11ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo de conformidad con la reivindicación 10ª, caracterizada en que en la primera, segunda, tercera y cuarta holguras son aproximadamente el doble de la holgura mínima.

12ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo de conformidad con la reivindicación 10ª, caracterizada en que la longitud radial



342045

de la primera y segunda porciones del sello de banda en los flancos delantero y trasero del rotor de contención es tan grande que las primeras áreas formadas en los flancos de dicho rotor de contención están sometidas a la presión impulsora del fluido y las segundas áreas formadas en los flancos de dicho rotor de contención se someten a una presión de frenado del fluido, las primeras áreas siendo mucho más grandes que las segundas áreas la resistencia de fricción del rotor de contención es prácticamente vencida y el rotor de contención resulta impulsado por la presión del fluido.

13ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo de conformidad con la feivindicación 10ª, caracterizada en que las porciones del sello de banda son partes rectas de los radios del rotor de contención.

14ª.-Máquina accionada por rótores de tornillo caracterizada por componerse de: a) un alojamiento con perforaciones paralelas y pasos de entrada y de salida que se suministran con las perforaciones y a través de orificios de entrada y de salida colocados en el alojamiento,

b) rótores principales y de contención montados para girar en el alojamiento y las perforaciones y que tienen por lo menos tres roscas y ranuras helicoidales entrelazadas, dichos rótores principal y de contención cooperan para definir entre sí y con las paredes de las perforaciones, cavidades donde un fluido de trabajo se mueve desde los orificios de entrada hacia los de salida del alojamiento,

c) las roscas y ranuras del rotor principal quedan prácticamente al exterior del círculo primitivo de dicho rotor principal y las roscas de dicho rotor principal tienen un perfil generalmente convexo en los flancos delantero y trasero, y las roscas y ranuras del rotor de contención son por lo menos una más que las roscas y com-



342045

puertas del rotor principal y quedan prácticamente dentro del círculo primitivo de dicho rotor de contención y las roscas de dicho rotor de contención tienen perfiles curvados por lo general en sentido convexo en los flancos delantero y trasero, y

5

d) una primera porción del sello de banda en el flanco delantero de la rosca del rotor de contención que se extiende desde la cresta de la rosca de dicho rotor de contención a corta distancia hacia el eje de dicho rotor de contención, una primera porción de cooperación del flanco trasero de la rosca de dicho rotor de contención se extiende desde la raíz de la rosca del rotor principal para formar una primera porción de raíz generada con holgura mínima mediante la primera porción del sello de banda, una segunda porción del sello de banda en el flanco trasero de la rosca del rotor de contención se extiende desde la cresta de la rosca de dicho rotor de contención a corta distancia hacia el eje de dicho rotor de contención, una primera porción de cooperación del flanco delantero de la rosca del rotor principal se extiende desde la raíz de la rosca de dicho rotor principal para formar una primera porción del flanco delantero de dicho rotor principal generado con una holgura mínima mediante la segunda porción del sello de banda, segundas porciones en los flancos trasero y delantero de la rosca del rotor principal que se extienden desde las porciones de raíz generadas hasta el apice de la rosca de dicho rotor principal y que cooperan con el rotor de contención con una holgura considerablemente más grande que la holgura mínima y un material de revestimiento de superficie contra desgaste en las segundas porciones que reduce algo la holgura más grande.

10

15

20

25

30

15^a.-Por último se reivindica como objeto sobre el que ha



342045

de recaer la patente de invención que por veinte años se solicita registrar en España, -----

p o r

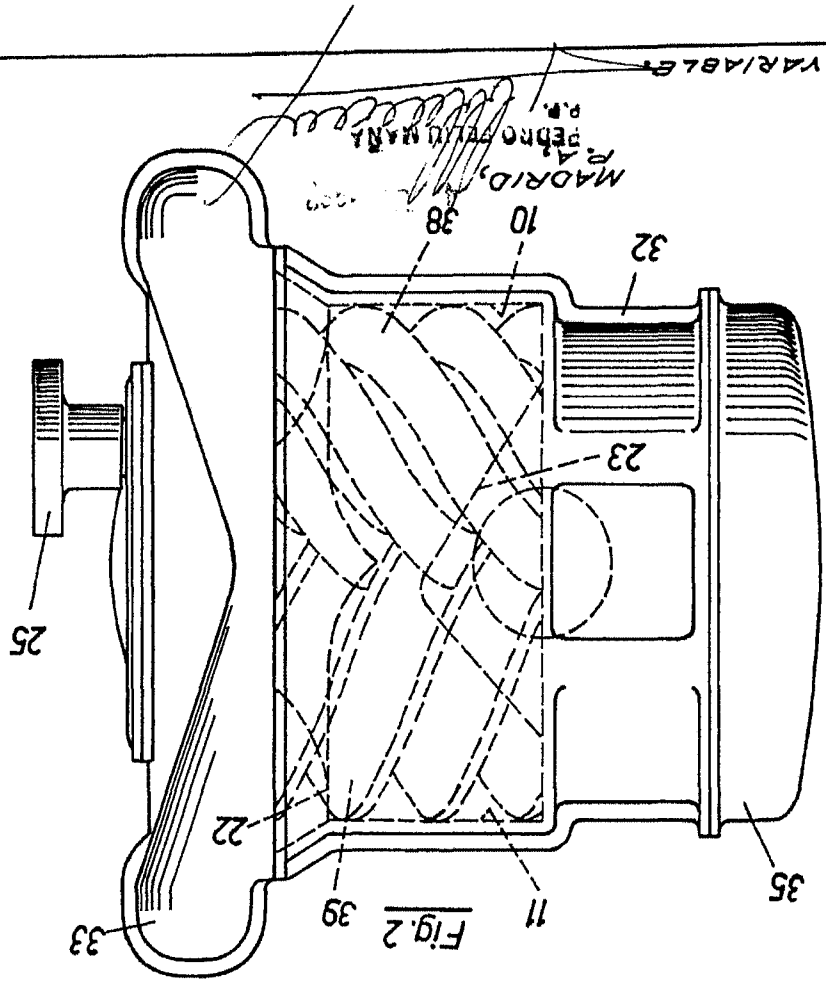
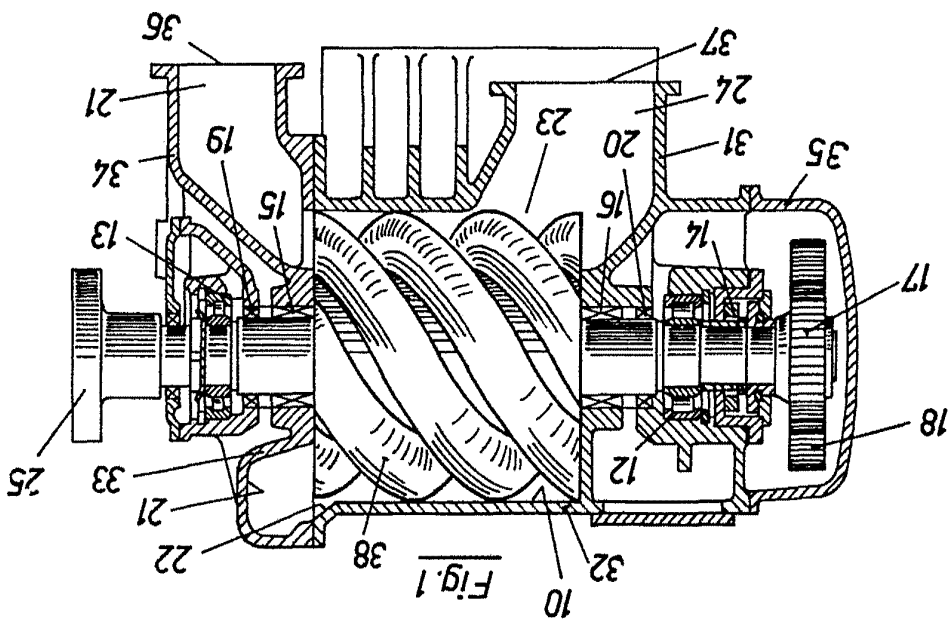
" MAQUINA ACCIONADA POR ROTORES DE TORNILLO "

Todo conforme queda expresado en la presente Memoria Descriptiva que consta de treinta y dos hojas escritas a máquina por una sola cara y planos que se acompañan.

Madrid, 4 JUL 1957

P. A. A.
PEDRO FELIPE MAÑA
C. P.

342045



P. A. PÉREZ
MADRID, 1967

ESCALA VARIABLE

342045

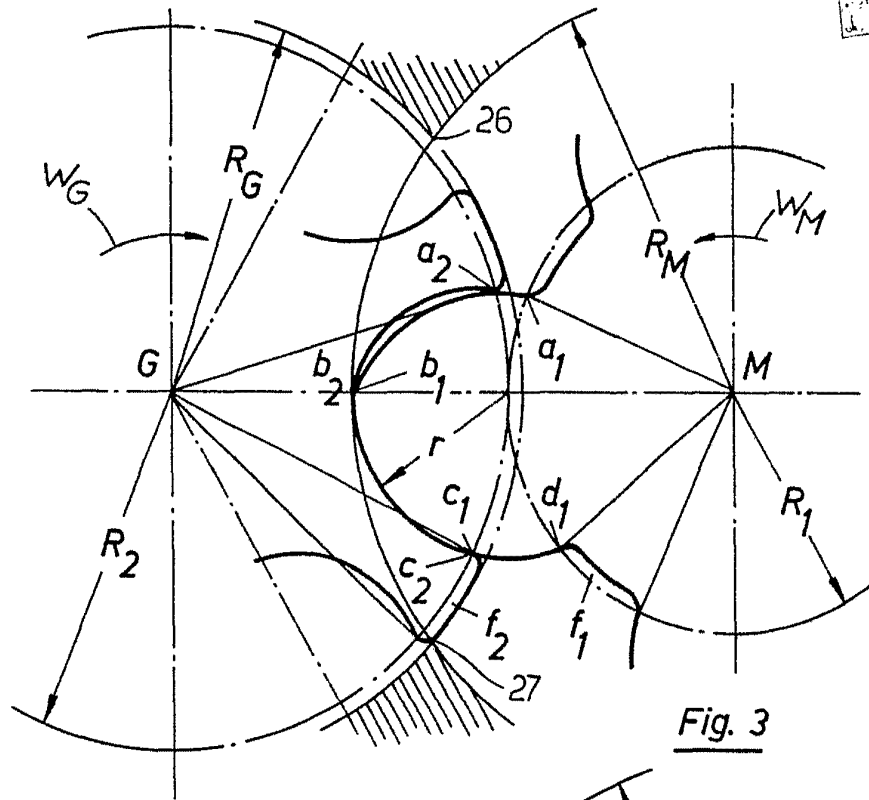


Fig. 3

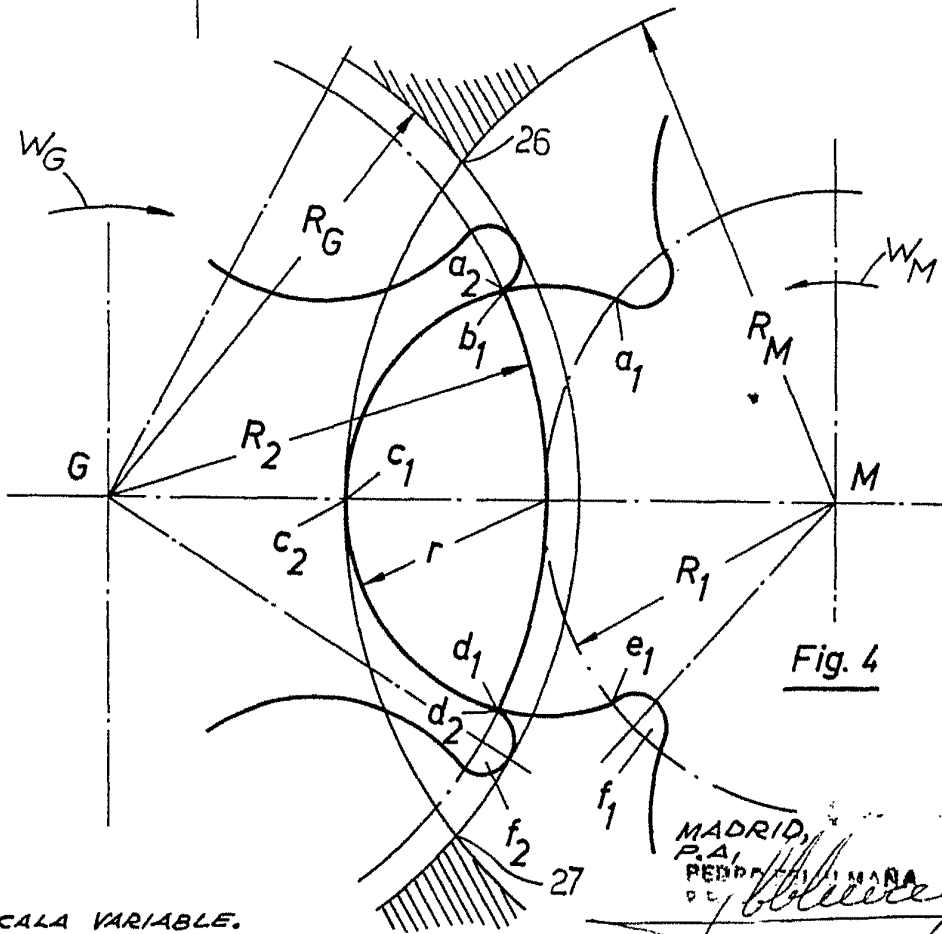


Fig. 4

ESCALA VARIABLE.

MADRID,
P.A.
PEDRO M. MANA
D.C.

342045

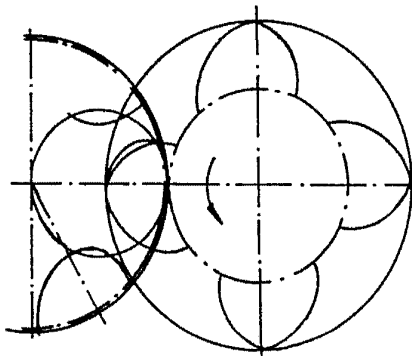


Fig. 6c

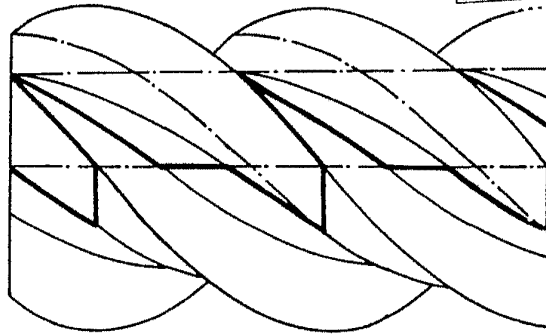


Fig. 6a

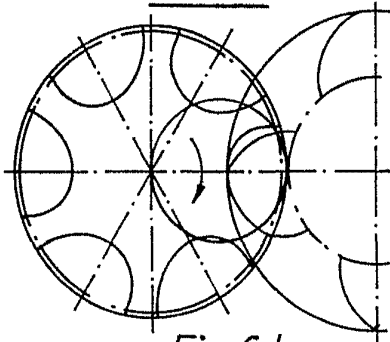


Fig. 6d

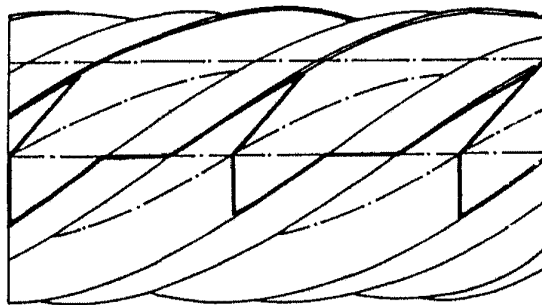


Fig. 6b

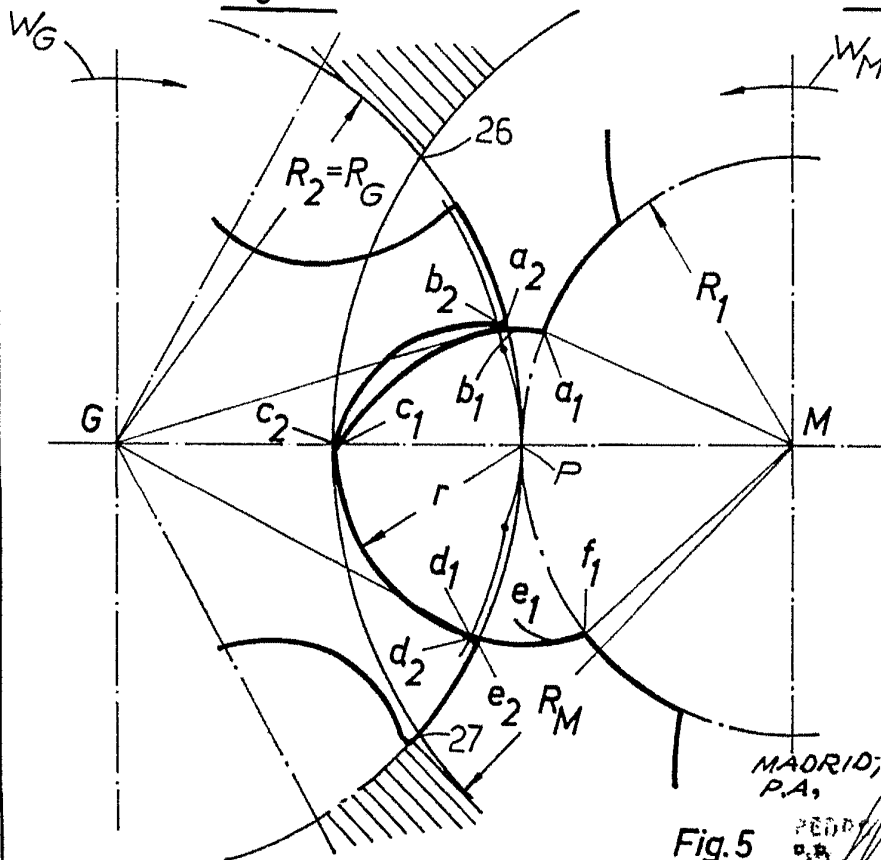


Fig. 5

MADRID,
P.A.

PEDRO TEKUMANA
D.R.

ESCALA VARIABLE.

342045

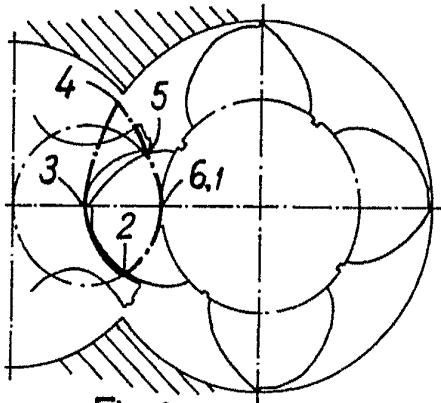


Fig. 8c

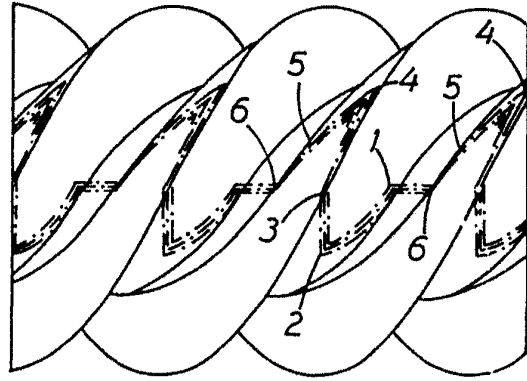


Fig. 8a

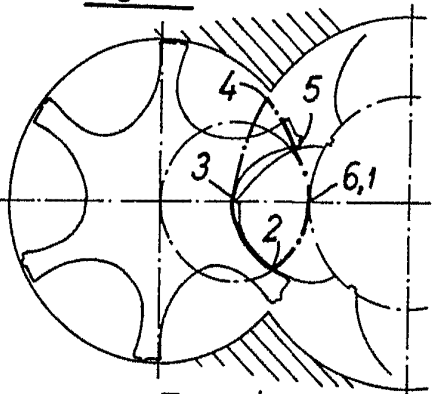


Fig. 8d

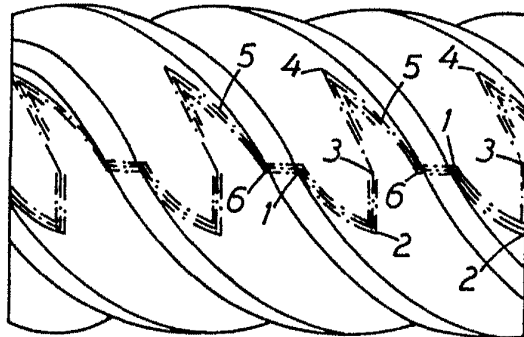


Fig. 8b

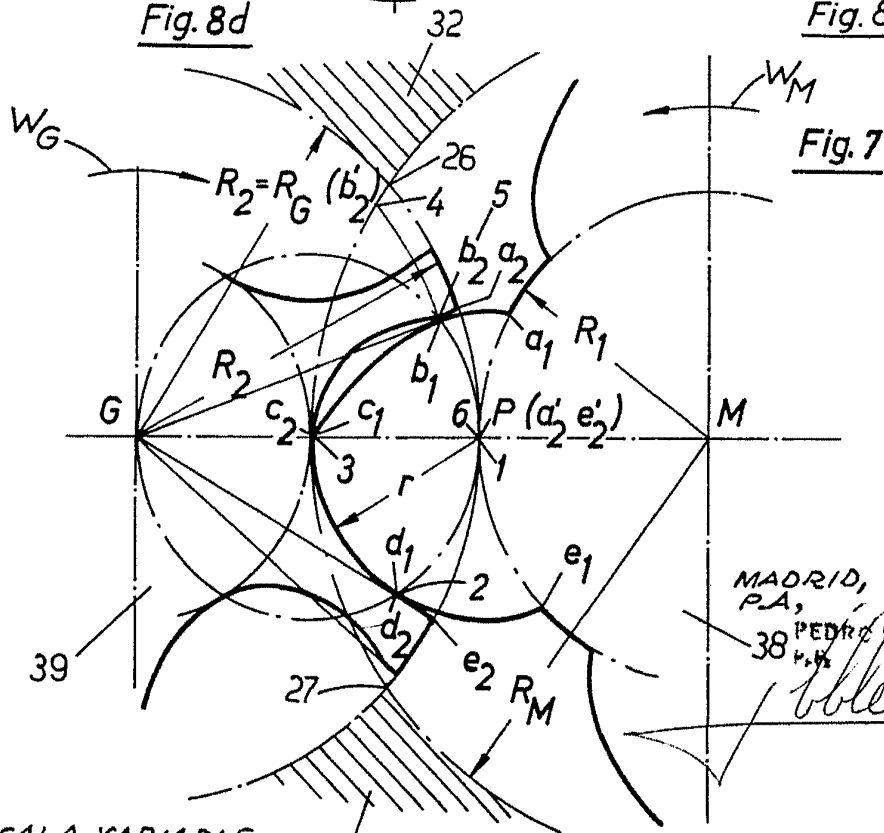


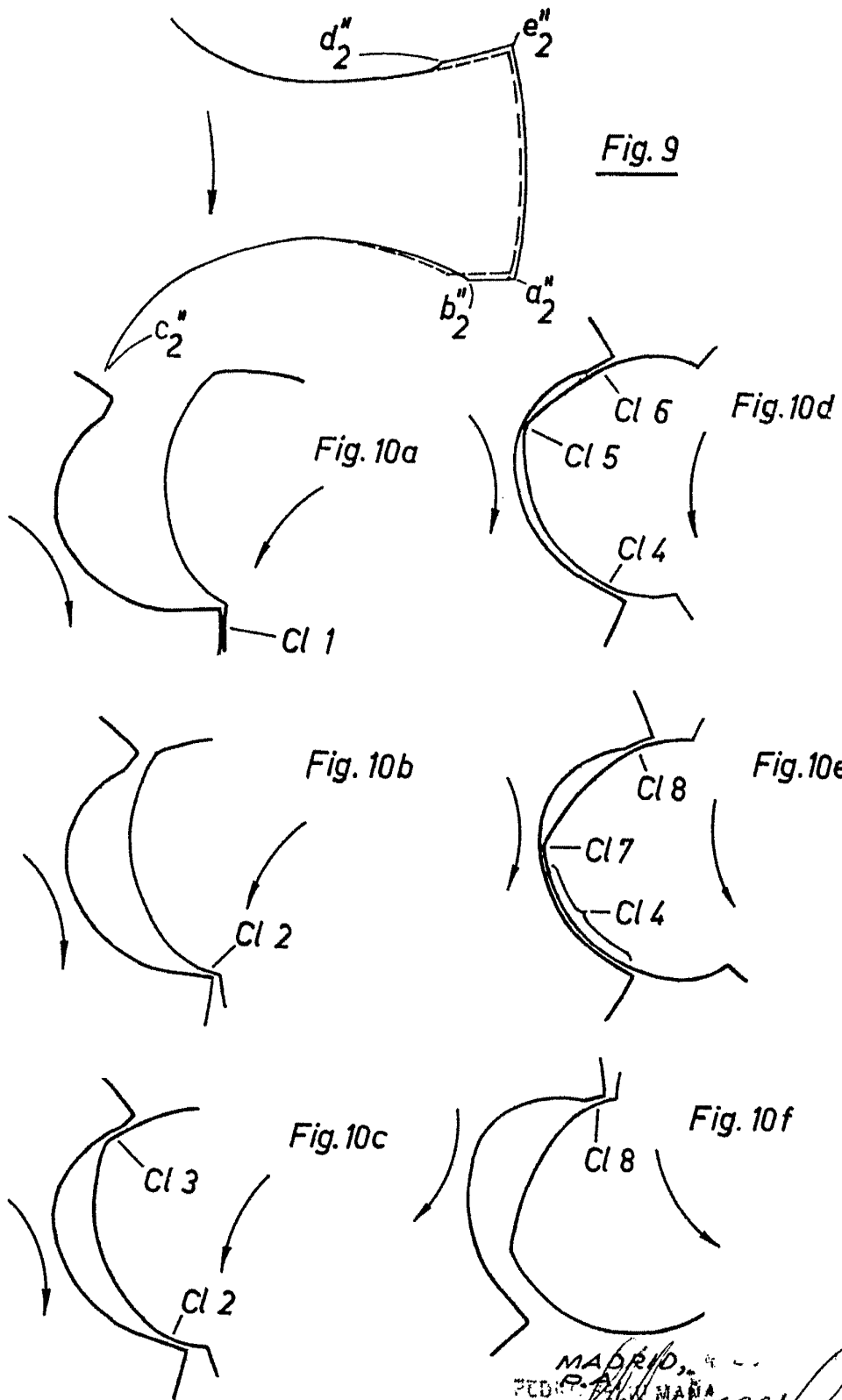
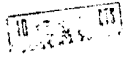
Fig. 7

ESCALA VARIABLE.

MADRID, 4 JUL 1907
PA,
38 PEDRO FELIU MARRA
P.R.

[Handwritten signature]

342045



ESCALA VARIABLE.

MADRID, P. A. M. A. N. A.

[Handwritten signature]

342045

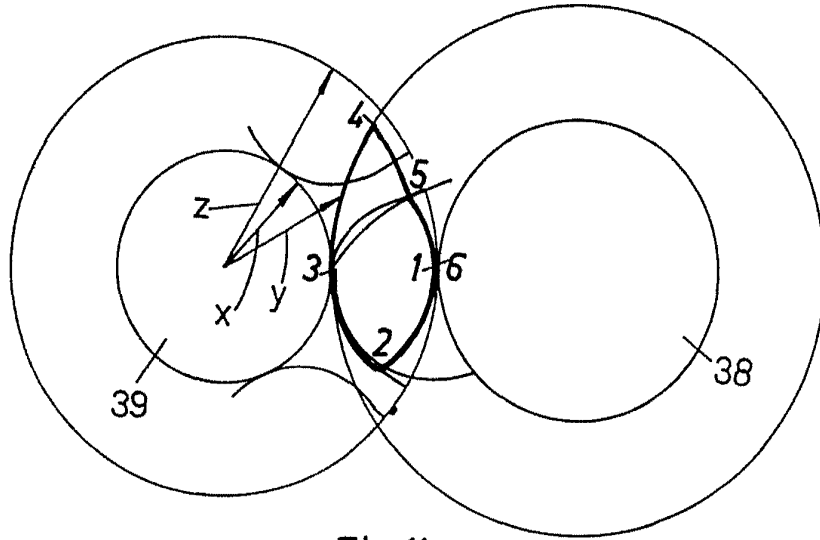


Fig. 11

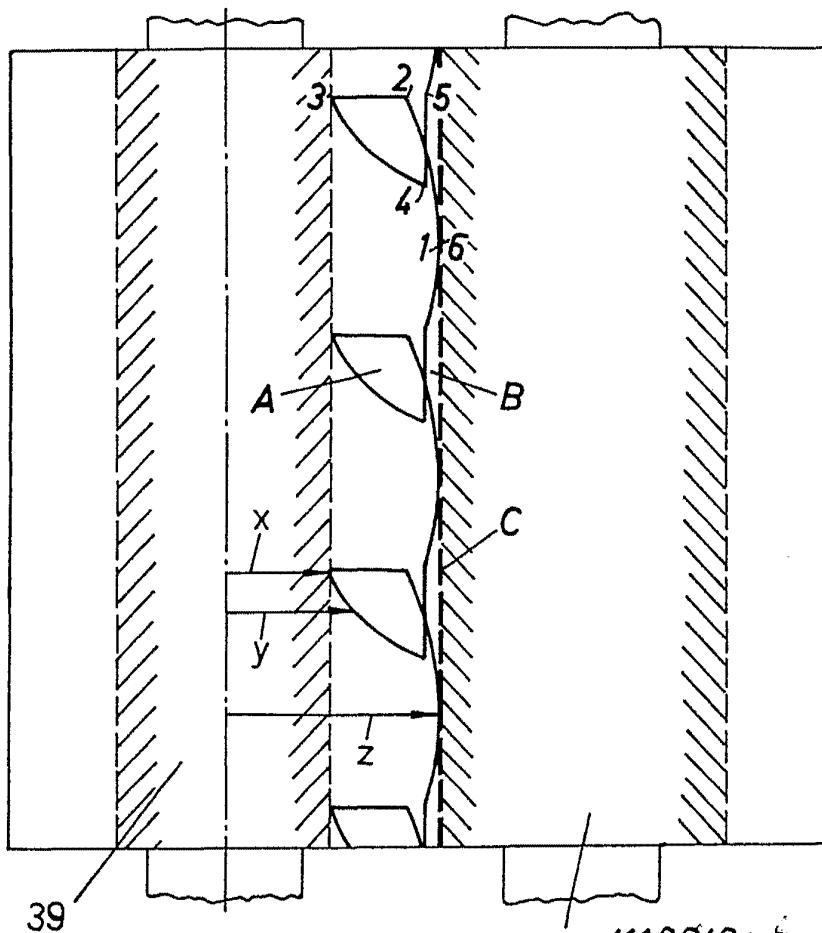


Fig. 12

ESCALA VARIABLE.

38 MADRID
P. A.
PEDRE F. L. M.
P. R.