

Int. Cl.²: F04D

438542

MEMORIA DESCRIPTIVA

correspondiente a la solicitud de una

PATENTE DE INVENCION

Solicitante: SUNDSTRAND CORPORATION.

Domicilio: 4751 Harrison Avenue, ROCKFORD, Illinois,
Estados Unidos.

Enunciado: "CONJUNTO DE ROTOR PARA BOMBA CENTRIFUGA".

Prioridad: de la solicitud de patente estadounidense
nº. 479.130 del 13 de junio de 1974.

es

BAD ORIGINAL



1 El invento se refiere a una bomba centrífuga y más particularmente está relacionado con un doble dispositivo de rotor de aspiración para bomba centrífuga.

5 En términos generales, las bombas centrífugas están constituidos por dos elementos básicos: un elemento estacionario y un elemento giratorio. La función del elemento estacionario consiste en soportar y contener adecuadamente el elemento giratorio y en dirigir eficazmente el líquido procedente de él. Generalmente consiste en un cárter de bomba, un
10 prensaestopas o caja de empaquetadura, juntas de estanqueidad, cojinetes y uno o varios difusores de caracol. El elemento giratorio consiste generalmente en un árbol en el cual está montada una rueda provista de paletas y conocida bajo el nombre de rotor. El elemento giratorio transforma la energía mecánica aplicada a la bomba en energía cinética e imparte
15 esta energía al líquido. A continuación la energía cinética se transforma en energía potencial o energía de presión en un conducto que se ensancha progresivamente llamado difusor de caracol del cárter del émbolo.

20 La construcción utilizada convencionalmente en bombas de este tipo para producir alturas de elevación importantes consiste en utilizar rotores suplementarios en serie. En una disposición en serie o de varias etapas de este tipo, se suman las alturas de elevación producidas por cada uno de
25 los rotores montados en serie. Sin embargo, las bombas de etapas múltiples presentan varios inconvenientes. Las bombas de etapas múltiples exigen un cárter dividido axialmente. A presiones superiores a 70 Kg/cm^2 (1000 libras/pulg²), resulta difícil impedir que se produzcan en un cárter de este
30 tipo unos escapes y una erosión a través de la superficie



1 de la junta axial. Esto ocurre en particular cuando una bomba
ha estado en servicio durante algún tiempo y ha sido desarma-
da para su reparación. Para evitar este inconveniente, en las
bombas de varias etapas de alta presión se suele emplear un
5 cárter exterior o cárter cilíndrico que envuelve eficazmente
el cárter dividido axialmente. La utilización del cárter ci-
líndrico es costosa y aumenta sustancialmente el peso total
de la bomba. Además, es muy difícil equilibrar una bomba de
etapas múltiples y el peso de los rotores múltiples produce
10 una deformación notable del árbol de la bomba. La deformación
de la bomba y el desequilibrio crean vibraciones durante el
funcionamiento de la misma y hacen que se aplique una carga
apreciable a los cojinetes de la bomba lo que aumenta los re-
quisitos de conservación y reduce sustancialmente la vida útil
15 de la bomba.

Con el objeto de evitar los problemas debidos a la uti-
lización de etapas múltiples, se necesita una construcción
totalmente diferente para producir las alturas de elevación
importantes deseadas. Esta construcción implica un incremen-
20 to de la velocidad del elemento giratorio o más particularmen-
te un incremento de la velocidad del rotor hasta velocidades
superiores a 20.000 rpm. Esta construcción ha sido utilizada
con éxito en bombas centrífugas de caudal reducido, pero antes
del presente invento se consideraba como no práctico para
25 bombas centrífugas de caudal importante.

A estas velocidades elevadas la cavitación constituye
el principal factor perturbador. El término cavitación se uti-
liza de manera general para describir la formación y la desin-
tegración brusca de burbujas de vapor o de vapor y de gas
30 formadas en el líquido como consecuencia de la extrema reduc-



1 ción de la presión estática absoluta. En las bombas centrífugas esta reducción de presión se produce en el lado de aspiración del rotor y para el funcionamiento satisfactorio de cualquier bomba centrífuga que funciona a una velocidad y una
5 capacidad particulares existe una presión mínima necesaria que ha de ser respetada y que se expresa generalmente en función de la altura de aspiración positiva neta (AAPN). Las bombas centrífugas actuales que funcionan a velocidades de hasta 3.600 rpm funcionan generalmente sin cavitación, pero
10 sin embargo, a velocidades más altas es difícil mantener el AAPN necesario. Por consiguiente, se ha previsto que a las velocidades previstas para la bomba según el invento los problemas de cavitación tendrían mucha importancia dando lugar a una corrosión destructiva y a una reducción sustancial del
15 rendimiento de la bomba.

 Otro factor que se opone a la utilización de un rotor a gran velocidad está constituido por las fuerzas que actúan sobre el rotor en razón de las fuerzas centrífugas que se producen a estas velocidades. Se ha manifestado también una
20 preocupación similar con respecto a las fuerzas que actúan sobre el cárter de la bomba cuando han de producirse importantes alturas de elevación. Igualmente se ha previsto que el calor generado por un rotor que funciona a velocidades iguales y superiores a 20.000 rpm produciría otros problemas de gran
25 amplitud, pudiendo las piezas llegar a agarrotarse o fundirse conjuntamente después de un período de funcionamiento.

 Otros problemas asociados con la rotación a gran velocidad se oponen igualmente a la utilización de dichas velocidades en las bombas centrífugas. Los ángulos de entrada de
30 los rotores convencionales son tales que se producen choques



1 importantes debido a la circulación que los atraviesa. Sin
embargo, se ha previsto que la reducción del ángulo de entra-
da conduciría solamente a una rotación no productiva similar
5 con la interrupción de la circulación en su introducción en
el rotor, se ha comprobado que se produce una turbulencia y
una acción de torbellino sustancial en los rotores a alta
velocidad. Estas diversas condiciones de circulación cooperan
para reducir sustancialmente el rendimiento general del rotor.

10 Por tanto, un objeto principal del invento consiste
en proporcionar un conjunto de rotor para bomba centrífuga
de una sola etapa a gran velocidad de un diseño original y
nuevo capaz de funcionar eficazmente a una velocidad de rota-
ción muy elevada para facilitar un caudal importante y fuertes
15 alturas de elevación.

El invento permite obtener ventajosamente una bomba
relativamente compacta y económica particularmente adecuada
para aplicaciones de gran capacidad y altura de elevación im-
portante. En numerosos casos esta bomba puede ser empleada
20 cuando era preciso utilizar hasta la fecha una bomba centrífuga
de etapas múltiples menos eficaz y menos económica.

El conjunto de rotor incluye en resumen la porción
giratoria de la bomba centrífuga descrita aquí. La bomba cen-
trífuga incluye una porción giratoria y una porción fija, es-
25 tando las piezas de cada porción construidas con un material
que tiene elevadas características de resistencia mecánica
y de resistencia a la corrosión. La porción estacionaria que
soporte y que contiene la porción giratoria incluye un cárter
de bomba radialmente dividido que tiene dos conductos o di-
30 fusores de caracol similares con sus salidas separadas por



1 180 grados. La porción giratoria o conjunto de rotor incluye
un rotor y dos rodetes montados de manera giratoria en un
árbol. El rotor está contenido en unas coronas que se extien-
den encima de los rodetes separados y está previsto para doble
5 aspiración, estando dotado de orificios de entrada en cada
lado. Las paletas del rotor son paletas del tipo Francis do-
tadas de una superficie helicoidal y de un ángulo de entrada
que cambia con el radio y la sección. El ángulo de entrada
en el borde delantero de la paleta es muy reducido y tiene
10 una forma tal que funcione de la misma manera que un rodete
en el oido del rotor. Se proporcionan igualmente paletas par-
ciales para reducir la turbulencia en el rotor. En un punto
adyacente a cada orificio de entrada y sujeto en el árbol se
encuentra un componente de rodete que tiene unas aspas en
15 forma de espiral que se extienden radialmente a partir del
árbol y que llevan el fluido hacia las paletas del rotor. En
los dibujos adjuntos:

La figura 1 es una vista lateral de la bomba según el
invento que ilustra el cárter de la bomba y su conexión con
20 las tuberías de aspiración y de descarga.

La figura 2 es una vista en sección lateral tomada
sustancialmente a lo largo de las líneas 2-2 de la Figura 1
y que ilustra la posición del árbol de la bomba y del rotor
en el interior del cárter de la bomba.

25 La figura 2a es una vista en sección lateral y una con-
tinuación de la extremidad izquierda de la Figura 2 a mayor
escala que ilustra el montaje de la extremidad accionada del
árbol de la bomba.

La figura 2b es una vista en sección y una prolongación
30 de la extremidad derecha de la figura 2 a mayor escala que



1 ilustra el montaje de la otra extremidad del árbol de la bomba.

La figura 3 es una vista en perspectiva parcialmente abierta y de despiece del rotor y del componente de rodete, que ilustra las aletas del rotor y las aspas de los rodetes y su relación respectiva.

La figura 4 es una vista lateral parcial en sección que ilustra una forma modificada de junta de estanqueidad mecánica destinada a ser utilizada en la bomba según el invento.

La figura 5 es una vista lateral en sección transversal del rotor tomada a lo largo de una línea central.

La figura 6 es una vista en alzado y en sección transversal del rotor tomada a lo largo de la línea 6-6 de la Figura 5.

Antes de hacer referencia de manera más detallada a los dibujos, se observará que el diseño particular de cualquier bomba está sometido a la influencia de consideraciones hidráulicas, mecánicas y metalúrgicas. El diseño hidráulico de la bomba está relacionado con la altura de elevación, la capacidad y la velocidad de la bomba así como por las características físicas del líquido que ha de ser bombeado. El diseño mecánico o estructural debe satisfacer los requisitos de rendimiento tanto hidráulico como de material. Debe cumplir con las restricciones de forma y proporciones impuestas por las características de los materiales de construcción y al mismo tiempo debe facilitar la resistencia estructural y la estabilidad del conjunto. Las consideraciones de metalurgia se refieren a la temperatura y a las propiedades químicas del líquido así como a las propiedades físicas y la resistencia a la corrosión de los materiales utilizados para la construcción.



1 El diseño original y nuevo del invento armoniza estos
requisitos hidráulicos, mecánicos y metalúrgicos para propor-
cionar una bomba centrífuga de alto rendimiento, elevado cau-
dal e importante altura de elevación. Se entiende que esta
5 bomba es conveniente para ser utilizada en varias aplicaciones
diferentes. Sin embargo, una utilización principal prevista
consiste en las operaciones de introducción de agua en campos
petrolíferos que exigen presiones de 77 a 246 Kg/cm² (1100 a
3500 libras/pulg²) y un elevado caudal, y que generalmente
10 incluyen el bombeo de un líquido corrosivo.

Haciendo ahora referencia a los dibujos y en particu-
lar a la figura 1, el cárter de la bomba, designado de manera
general por 10, se ilustra conectado a una tubería de entrada
o de aspiración 11 y a una tubería de descarga o de salida 12.
15 El cárter 18 de la bomba está construido con titanio que pre-
senta una relación resistencia/peso muy elevada. Además, el
titanio es sustancialmente no corrosivo lo que permite una
flexibilidad sustancial respecto a los líquidos que pueden
ser bombeados. Se ha comprobado que el cárter 10 evita sus-
20 tancialmente cualquier corrosión durante el bombeo de agua sa-
lada a temperaturas de hasta 204°C (400°F). Sin embargo, se
observará que en la mayoría de los casos, por ejemplo en el
caso de una bomba de etapas múltiples, el coste del titanio
sería prohibitivo. La compacidad de la bomba según el invento
25 hace que la utilización del titanio sea económica.

El cárter 10 de la bomba está dividido radialmente en
13 según se ve en la figura 2. Esto quiere decir, que el cár-
ter de la bomba 10 está constituido en realidad por dos pie-
zas fundidas, un elemento de cuerpo 10a y un elemento de in-
30 serción 10b. Un lado de la pieza fundida 10a está provisto



1 de un orificio 13a que se extiende axialmente y que tiene una
porción ensanchada 14 para que pueda recibir el elemento gi-
ratorio de la bomba. La otra pieza fundida 10b se extiende en
el agujero 14 y contiene la extremidad abierta del agujero
5 con el elemento giratorio situado entre el elemento de inser-
ción 10b y la extremidad de la porción ensanchada del agujero.
Las piezas fundidas 10a y 10b están conectadas a lo largo de
la división 13 por unos medios 15 y están provistas de medios
de cierre hermético adecuados en 16 para impedir el escape
10 entre ellas. Generalmente, se prefiere un cárter de bomba di-
vidido radialmente a un cárter dividido axialmente tal como
el que se utiliza en las bombas de etapas múltiples en las
cuales el cárter de la bomba está dividido en dos mitades por
una línea central horizontal y la mitad superior se retira
15 para recibir el elemento giratorio, porque a presiones eleva-
das resulta difícil impedir los escapes en la junta axial.
Esto es particularmente exacto después de varias operaciones
de conservación de la bomba.

El cárter 10 de la bomba según el invento se llama ge-
20 generalmente cárter de bomba del tipo de doble difusor de ca-
racol. En un cárter del tipo de doble difusor de caracol exis-
ten dos canales o conducto de circulación 20 y 21 que se en-
sanchan progresivamente según se ilustra en la figura 2 con
unos orificios 22 y 23, respectivamente, destinados a recibir
25 el líquido descargado a partir del rotor y que están separados
180°. Estos canales de circulación crean presiones opuestas
de magnitud casi igual alrededor de la periferia del rotor y
dan lugar a un reducción apreciable de las cargas radiales
desequilibradas aplicadas al árbol y a los cojinetes. Los di-
30 fusores de caracol 20 y 21 descargan el fluido en un conduc-



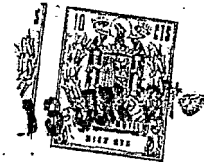
1 to de descarga que se ilustra por medio de líneas interrumpidas 25 en la figura 1 y que está adaptado para comunicar con la tubería de descarga 12. El cárter de la bomba está provisto igualmente de un conducto de entrada, que se ilustra en la figura 1 por medio de las líneas interrumpidas 26, adaptado para comunicar con la tubería de aspiración 11. El conducto de entrada está dividido en 2 canales (no representados) que dividen y dirigen la circulación entrante hacia dos conductos de entrada 27 y 28 en cada lado del rotor, generalmente designado por 30. Cuando el caudal entrante se divide de esta manera, la bomba se llama típicamente bomba del tipo de doble aspiración. El carácter simétrico de la doble aspiración facilita un equilibrio general de la bomba que evita la necesidad de una tubería de equilibrio normalmente necesaria en otros tipos de bomba.

15 El conjunto de rotor, que es el dispositivo utilizado para desplazar la masa de líquido a través de la bomba y para general la altura de elevación, incluye un rotor de doble aspiración 30 y dos rodetes, que se describirán más adelante y que están designado de manera general por la referencia 200. El rotor 30 y los rodetes 200 están montados de manera giratoria en el cárter de la bomba soportados por el árbol 40 de la bomba. El rotor 30 está constituido por una sola pieza fundida de titanio e incluye un cubo central 31, dos coronas 25 32, unas paletas primarias 33 y unas paletas parciales 34. Las coronas 32 se extienden axialmente a partir del cubo central 31 para formar dos oídos de entrada 35 que rodean los rodetes separados 200. El fluido que llega a este conjunto de rotor pasa axialmente hacia el interior a través de cada oído de entrada donde es arrastrado por los rodetes hacia el 30



1 rotor. A continuación el fluido es dirigido radialmente hacia
el exterior por cada lado del cubo central 31 debido a la in-
fluencia de las paletas primarias y parciales 33 y 34.

5 Examinando de nuevo más detalladamente los varios com-
ponentes del rotor, se observará que el rotor descrito aquí
está previsto para características de rendimiento particulares.
Sin embargo, pueden realizarse variaciones en este diseño
particular sin alejarse del invento con el objeto de alterar
el rendimiento del sistema para satisfacer requisitos de po-
10 tencia de salida específicos. En algunos casos, interesa ob-
tener una mayor altura de elevación con un caudal inferior
y en otros casos las condiciones son inversas. Además, el ta-
maño general del conjunto de rotor puede variar para acomodar
diferentes potencias de entrada. El rotor está hecho de tita-
15 nio fabricado por fundición mediante colada a la cera perdida.
Los rotores cerrados convencionales que se utilizan actual-
mente no son generalmente adecuados para ser empleados a ve-
locidad elevada como se preve en el invento, en razón de su
peso y de las fuerzas céntricas resultantes que se crean.
20 Sin embargo, ya que el rotor 30 según el invento está hecho
de titanio, es relativamente ligero y sin embargo excepcional-
mente resistente lo que le permite soportar las elevadas fuer-
zas centrífugas que se generan. Sin embargo, el rotor puede
ser utilizado a gran velocidad debido a la naturaleza equili-
25 brada de la bomba. El rotor 30 es un rotor de doble aspiración
haciendo que las presiones que reinan en ambos lados del rotor
se igualen. Las paletas, como se escribirá más adelante están
escalonadas para impedir las vibraciones debidas a los impul-
sos de reacción producidos por la salida del líquido a partir
30 de las peletas en los difusores de caracol cuando las paletas



1 pasan por ellos. De este modo, la construcción general y el
diseño equilibrado del rotor según el invento permite su uti-
lización a velocidades superiores a 20.000 rpm.

5 El cubo central 31 del rotor 30 incluye un orificio 36
que se extiende a través de él para recibir el árbol 40 de
la bomba. El cubo central 31 es simétrico alrededor de su
agujero central 36 y está definido por dos superficies ex-
ternas que forman una superficie de revolución cóncava alre-
dedor del eje del agujero 36 que se encorva a partir de un
10 borde periférico externo en primer lugar radialmente hacia
el interior y a continuación axialmente hacia el exterior
hasta una posición adyacente al borde del agujero 36. En el
presente modo de realización, el cubo central 31 tiene un
diámetro total de 16,5 cm (6,5 pulg.). El diámetro del agu-
15 jero es de 4,45 cm (1,75 pulg.). El ancho del cubo medido
en la dirección axial en su borde externo es de 4,8 mm (3/16
pulg.) y es de 4,45 cm (1,75 pulg.) en el orificio 36. El
cubo central 31 se ilustra más claramente en la figura 5.

20 Las coronas 32 moldeadas de una sola pieza con el
conjunto de rotor 30 se extienden en cada lado del cubo cen-
tral radialmente hacia el exterior hasta una posición adya-
cente al borde externo del cubo central 31 y a una cierta
distancia del mismo. La separación entre el cubo central 31
y cada corona 32 en el borde externo del rotor en una direc-
25 ción axial es de 5,5 mm. (7/32 pulg.). El espesor de la corona
en este borde externo del rotor es aproximadamente de 4,8 mm
(3/16 pulg.). Cada corona 32 se extiende hacia el interior y
a continuación axialmente a partir del cubo central 31 hasta
una posición situada a 5,7 cm (2,25 pulg) a partir del centro
30 del rotor. Un agujero 37 que tiene un diámetro de 8,25 cm



1 (3,25 pulg) está dispuesto en la prolongación axial de cada
corona 32 para recibir el rodete. De este modo, las coronas
32 del rotor cubren ambos rodetes 200 y el cuerpo principal
5 del rotor. Esto reduce las pérdidas de escape de fluido a
partir del lado de descarga del rotor hacia el lado de aspi-
ración. Por consiguiente se obtiene un mejor rendimiento de
la bomba.

Situadas en cada lado del cubo central 31 se encuentran
las paletas primarias 33. Existen cuatro paletas primarias
10 33 de éste tipo en cada lado del rotor. Cada paleta 33 tiene
un ángulo de avance de $7,5^{\circ}$ y tiene un espesor de 1,6 mm
(1/16 pulg) en el borde delantero de la paleta adyacente al
cubo central 31. Este punto se designa por 38. El punto 38
está igualmente situado a 3,5 cm (1 3/8 pulg) respecto a la
15 línea central axial del rotor. En el punto 39 adyacente a la
corona 32, el ángulo de avance es de 6° y la distancia a partir
de la línea central axial del rotor es de 4,32 cm (1 45/64 pulg).
Por tanto el borde delantero de cada paleta primaria 33 tiene
un ángulo de entrada muy reducido y está situado en la corona
20 a una mayor distancia de la línea central axial del rotor que
en el cubo central 31. El espesor de cada paleta primaria 33
aumenta progresivamente desde 1,6 mm (1/16 pulg) en su borde
delantero hasta 3,2 mm (1,8 pulg) cuando toma una forma de
espiral hacia el exterior en dirección al borde externo del
25 rotor. En el borde externo del rotor, el ángulo de avance
de cada paleta primaria 33 es de 16° . Las paletas 33 están
también alabeadas de modo que las superficies delantera y pos-
terior de las mismas sean paralelas a la línea central axial
del rotor en esta posición externa. A partir del borde delan-
30 tero de cada paleta primaria 33 hasta el borde posterior de



1 la misma, el desplazamiento angular total alrededor de la
 línea central axial del rotor es de 195° . Por tanto, las pa-
 letas primarias 33 presentan ángulos de entrada extremadamente
 reducidos alrededor de una espiral notable. Además, las aspas
5 están inclinadas en la porción de oído de entrada del rotor.
 Estas características ayudan a desplazar el fluido axialmente
 y a continuación radialmente a través del rotor a una velocidad
 muy elevada del mismo.

10 Los reducidos ángulos de entrada sirven para mejorar
 la circulación reduciendo el efecto de choque asociado con
 los ángulos de entrada convencionales más importantes. Además,
 los efectos de la cavitación disminuyen porque la circulación
 que disminuye no se desplaza directamente hacia las aspas sino
 que por el contrario la fuerza de la cavitación es dirigida
15 a lo largo de cada aspa primaria 33. Esta configuración que
 incluye ángulos de entrada reducidos permite que el punto 39
 funcione a velocidades muy superiores a 33 m por segundo (110
 pies/segundo). En el presente modo de realización descrito
 aquí, el punto 39 se desplaza a la velocidad de 79 m/seg.
20 (260 pies/seg.) . Se ha establecido que la velocidad máxima
 standard para la parte superior del borde delantero de una
 paleta de rotor con líquidos acuosos es de 33 m/seg. (110 pies/
 seg.). Se ha comprobado que cualquier velocidad más elevada
 de las aspas es contraproduktiva en razón de la cavitación y
25 otros factores. Se considera que en el borde delantero de una
 paleta el ángulo mínimo productivo de entrada en bombas es de
 14° . En casos aislados, tratándose de rotores de pequeñas
 dimensiones, se ha utilizado un ángulo de entrada no superior
 a 13° . Se cree que ángulos de entrada inferiores dan lugar a
30 una rotación no productiva del rotor de la misma manera que



1 un disco que gira rápidamente. Por consiguiente, este motor
de alto rendimiento ha sido desarrollado en violación de dos
principios bien establecidos. Cada paleta 33 se extiende an-
gularmente a una distancia de 195° alrededor del eje del rotor.

5 Entre cada una de las paletas primarias 33 está situada
una paleta parcial 34. Cada paleta parcial 34 se extiende a par-
tir de una posición a mitad de camino entre las paletas pri-
marias adyacentes 33 en un punto situado 180° detrás del borde
delantero de la paleta primaria 33 inmediatamente anterior

10 hasta una posición situada en el borde externo que está situa-
da 41° detrás de la paleta primaria 33 inmediatamente anterior.
La paleta parcial 34 tiene un espesor que varía desde 1,6 mm
(1/16 pulg) en su borde delantero hasta 3,2 mm (1/8 pulg) en
su borde externo. Las paletas parciales mejoran el rendimien-
to general del rotor reduciendo las corrientes turbulentas y

15 similares que se forman debido a las velocidades de rotación
extremadamente altas del rotor. Las paletas parciales 34 au-
mentan también el número de impulsos producidos por la salida
del líquido a partir de las paletas en los difusores de cara-
col. Conforme se aumenta el número de impulsos, se disminuye

20 la magnitud de cada uno de ellos. Esta dispersión de las fuer-
zas de impulsor reduce el problema de las vibraciones produ-
cidas por estos impulsos de reacción repetidos. Al mismo tiem-
po, las paletas parciales 34 no reducen la superficie de en-
trada crítica del rotor. Si las paletas parciales 34 fueran

25 continuas hasta el oido interno del rotor, reducirían la su-
perficie de entrada al mínimo en la cantidad que corresponde
a la superficie de la sección transversal total de las paletas.
Se obtendría así una reducción substancial de la capacidad del

30 sistema.

13 JUN.



1 La disposición general de los varios componentes del
rotor debe también ser considerada a la luz de su relación
de funcionamiento general. La superficie de entrada mínima
en el presente modo de realización entre las paletas del rotor
5 es de $2,04 \text{ cm}^2$ ($0,316 \text{ pulg}^2$). Se trata de la superficie de la
sección transversal entre dos paletas de rotor sucesivas y
entre el cubo central 31 y las coronas 32. De este modo, la
superficie de entrada mínima del rotor de doble aspiración
es de $16,3 \text{ cm}^2$ ($2,53 \text{ pulg}^2$). Esta superficie es la superficie
10 óptima entre una superficie demasiado pequeña y que da lugar
al agotamiento del rotor y una superficie excesiva que impone
una configuración de aletas capaz de producir choques indebi-
dos en la circulación. Las paletas 33 y 34 del rotor situadas
en un lado del rotor 30 están escalonadas con respecto a las
15 aletas situadas en el otro lado del rotor para que la fuerza
de reacción de impulsos producida por la salida del líquido
cuando las paletas pasan por los difusores de caracol no se
combina con la de las paletas opuestas. De este modo se man-
tiene en un mínimo el nivel de vibraciones.

20 El resultado funcional de esta configuración de rotor
particular conjuntamente con la disposición de los rodetes
proporciona un rendimiento excepcional tratándose de una bomba
centrífuga de una sola etapa. Más precisamente, utilizando
un motor capaz de proporcionar $119.000 \text{ Kg.m/seg.}$ (1570 Hp)
25 y haciendo girar el rotor a 17.500 rpm , el caudal máximo
producido por la bomba es de $3.460 \text{ litros/min.}$ (915 galones/min.)
Con este caudal se produce una presión dinámica de 140 kg/cm^2
($2.000 \text{ libras/pulg}^2$). Cuando el rotor gira a 17.500 rpm y
siendo la distancia a partir de la línea central axial hasta
30 el punto 39 de $8,66 \text{ cm}$ ($3,406 \text{ pulg}$), la velocidad de las pa-



1 letas en el punto 39 es de 79 m/seg. (260 pies/seg.) muy su-
superior al valor normalizado de 33 m/seg. (110 pies/seg.). En
este caso también pueden realizarse variaciones en la confi-
5 guración general del conjunto de rotor para obtener mayores
presiones o mayores caudales según se necesiten en cada apli-
cación particular.

Haciendo ahora referencia de manera detallada a los
componentes particulares de la bomba y empezando con la figura
2a, se observará que la extremidad accionada del árbol 40 de
10 la bomba está provista de un acoplamiento tal como un acopla-
miento del tipo de ranuras 41. El dispositivo de accionamiento
(no ilustrado) es preferentemente una turbina de gas de gran
potencia y de velocidad elevada, pero se entiende que el in-
vento no se limita a ningún tipo particular de dispositivo de
15 accionamiento. Se ha previsto una conexión directa entre la
turbina y el árbol 40 de la bomba a través del acoplamiento
41. Es decir que no se necesita y por tanto se elimina prefe-
rentemente una caja de transmisión tal como la que se necesita
generalmente entre el dispositivo de accionamiento y una bomba
20 centrífuga de etapas múltiples de gran capacidad.

La extremidad accionada del árbol de la bomba está
soportada por un conjunto de cojinete radial, generalmente
designado por 50. El conjunto de cojinete incluye un cárter
51 que está dividido axialmente para facilitar su inspección
25 cuando se retira la mitad superior y que está sujeto en el
cárter de la bomba por la brida 52 por medio de una conexión
por pernos roscados 53. El cárter 51 está hecho preferentemente
de hierro dúctil en razón de sus características de resisten-
cia a la corrosión y en razón de sus características de resis-
tencia mecánica relativamente elevada que son necesarias de-
30



1 bido a la temperatura generada durante el funcionamiento a
gran velocidad. Una extremidad abierta 54 del cárter 51 está
conectada de manera hermética en 57 con el dispositivo de ac-
5 cionamiento u otro dispositivo. El cárter 51 define en él una
cámara de acoplamiento interna 55 y una cámara de cojinetes
56, que están llenas cada una con un libricante tal como aceite
bajo presión procedente de un sistema de presión de aceite
(no ilustrado). Preferentemente, cuando se utiliza como dispo-
sitivo de accionamiento una turbina a gran velocidad, el sis-
10 tema de presión de aceite de la turbina se utiliza para los
cojinetes y el acoplamiento de la bomba. Hasta la fecha, las
bombas centrífugas de etapas múltiples no podían emplear el
sistema de presión de aceite de la turbina porque la caja de
transmisión necesitaba el aceite sobrante procedente del sis-
15 tema de presión de aceite. Por consiguiente se necesitaba un
sistema de presión de aceite separado para el acoplamiento y
los cojinetes de la bomba y dicho sistema separado aumentaba
el coste de la bomba.

El aceite contenido en la cámara de acoplamiento 55
20 comunica directamente a través de la extremidad abierta 54
con un depósito de aceite del sistema de presión de aceite
y el aceite contenido en la cámara 56 de los cojinetes comu-
nica por medio de una tubería flexible u otro dispositivo de
conducción similar a través de un orificio de drenaje 58.
25 Un anillo de bronce 59 constituye una junta hermética anular
alrededor del árbol 40 de la bomba e impide la comunicación
del aceite entre las dos cámaras 55 y 56.

El dispositivo de cojinete sobre el cual está montada
la extremidad accionada del árbol de la bomba es un cojinete
30 autoalineado de almohadillas inclinables que está adaptado



1 para soportar una carga radial de 159 kg (350 libras) a la ve-
 locidad máxima de 13.000-22.000 rpm. El cojinete, generalmente
 designado por 60, está sujeto en una brida anular 61 que se
 extiende hacia el interior a partir de la pared lateral 62
5 de la cámara 56 del cojinete aproximadamente en el centro de
 la misma y está provisto de un conducto 63 para asegurar el
 paso del aceite a ambos lados del cojinete 60. El cojinete 60
 incluye un recinto externo cilíndrico 64 sujeto a la brida
 de una sola pieza 61 del cárter por unos medios (no ilustrados)
10 tales como tornillos de fijación. En la pared interna 65 del
 recinto 64 se haya una pluralidad de cinco almohadillas 66
 separadas circunferencialmente y sujetas por unos pasadores
 67 u otros medios similares que permiten un grado limitado de
 movimiento pivotante de las almohadillas circunferencialmente
15 alrededor del árbol 40. De este modo, las almohadillas 66
 se autoalinean durante el funcionamiento de la bomba. El re-
 cinto 64 y las almohadillas 66 se hacen preferentemente de
 bronce y cada almohadilla 66 está provista en su cara interna
 68 de un recubrimiento tipo Babbit que la protege contra la
20 deformación debida a la velocidad elevada y a la alta tempe-
 ratura. Durante el funcionamiento de la bomba, el árbol 40 de
 la bomba no está en contacto con la superficie 58 de las al-
 mohadillas provistas del recubrimiento tipo Babbit sino que
 por el contrario giran sobre una película de aceite situada
25 en el espacio formada entre las almohadillas 66 y el árbol 40.
 Preferentemente, el espacio entre el árbol 40 de la bomba y
 de las almohadillas 66 es aproximadamente de 0,043 mm (0,0017
 pulg); este espacio es suficientemente pequeño para evitar
 que se produzcan vibraciones.
30 Un par de placas laterales cilíndricas o placas de re-



1 cubrimiento 69 sujetas en cada lado del recinto 64 en 70 in-
cluyen un agujero central 71 a través del cual pasa el árbol
40 de la bomba, y un surco anular 72 formado en la pared del
agujero que comunica con un orificio de drenaje 73. Las placas
5 de recubrimiento 69 protegen las almohadillas 66 del cojinete
contra las partículas de materias extrañas, acumulando dicha
materia en los surcos 72 y saliendo a continuación esta mate-
ria a través del orificio de drenaje 73.

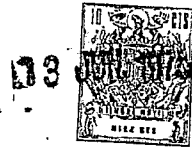
10 Para proteger más completamente el cojinete 60, el con-
junto de cojinete 50 está provisto de una junta de estanqueidad
al aire 80 que incluye un canal anular 81 con un par de surcos
anulares 82 situados en cada lado del canal de mayor dimensión
81. El canal 81 y los surcos 82 se extienden circunferencial-
mente alrededor del árbol 40 de la bomba. Durante el funciona-
15 miento de la bomba se suministra aire bajo presión al canal
81 a través de un conducto 83 que comunica con una tubería
flexible de aire (no representada) conectada con el conjunto
de cojinete en 84. Los surcos 82 forman unas cavidades donde
se eleva la presión del aire recibido a partir del canal 81.
20 De este modo, se forma una junta de estanqueidad alrededor
del árbol, impidiendo que el aceite se escape de la cámara 56
y que la materia extraña pueda penetrar en la cámara 56.

Un segundo conjunto de cojinete, generalmente designado
por 100, destinado a soportar la extremidad libre del árbol
25 40 de la bomba se ve más claramente en la figura 2b. El con-
junto 100 incluye un cárter 101 que está sujeto en el cárter
100 de la bomba en la brida 102 por unos tornillos 103. Prefe-
rentemente, el cárter está hecho de hierro dúctil en razón de
sus características de resistencia a la corrosión y de su
30 resistencia mecánica relativamente elevada a altas temperaturas



1 El cárter 101 define una cámara de cojinete axial interna 104
y una cámara de cojinete de empuje 105, que están ambas llenas
de aceite procedente del sistema de presión de aceite (no re-
presentado). La comunicación con el depósito del sistema de
5 presión de aceite está asegurada para la cámara 104 a través
del orificio de drenaje 106 y para la cámara 105 a través del
orificio de drenaje 107. El cojinete axial, generalmente desig-
nado por 60a, del conjunto de cojinetes 100, es también un
cojinete de almohadillas inclinables autoalineable y es subs-
10 tancialmente idéntico al cojinete 60. Por tanto, se entiende
que una descripción detalla de los componentes de este coji-
nete axial sería una simple repetición y se utilizan los mismos
números de referencia que en la descripción del cojinete 60
para identificar componentes idénticos del cojinete 60a.

15 El cojinete de empuje, generalmente designado por 110,
se llama típicamente cojinete de empuje autonivelable y este
cojinete está adaptado para permitir un grado limitado de mo-
vimiento axial del árbol 40 de la bomba y una carga de empuje
axial real de aproximadamente 1140 kg) (2500 libras). El co-
20 jinete de empuje, generalmente designado por la referencia
110, incluye un disco de empuje 111 sujeto en el árbol 40
de la bomba por medio de un collarín 112 que está provisto
de una ranura de chaveta 113. Una caperuza 114 sujeta a ros-
ca en 115 sobre la extremidad del árbol de la bomba está en
25 contacto con el disco de empuje 111 y lo mantiene en la posición
axial adecuada sobre el árbol de la bomba. La caperuza 114
está sujeta en el árbol de la bomba por un tornillo de fijación
116 que impide cualquier movimiento de rotación relativo entre
estas piezas. Un aro de reglaje 117a situado en el otro lado
30 del disco de empuje 11 permite ajustar la posición axial del



1 árbol 40 de la bomba con el fin de situar adecuadamente el
rotor con relación a los difusores de caracol de una manera
que se ve claramente en la descripción que sigue.

5 Montadas en cada lado del disco de empuje 11 se haya
una pluralidad de seis zapatas 117 que incluyen cada una un
botón montado en ella con una prensa. Los botones proporcionan
una superficie convexa 119 que se desplaza en una pluralidad
de almohadilla de nivelación rectangulares 120. Las almohadillas
120 están sujetas por unos medios 121 que permiten su movi-
10 miento limitado dentro de un canal anular 122 formado en un
disco de soporte de almohadillas 123. Los discos de soporte
de almohadilla en cada lado del disco de empuje están sujetos
en el cárter 101 por unos medios (no representados) tales como
pernos o tornillos.

15 Unos conductos circulares 124 permiten la comunicación
del aceite situado en la cámara 105 alrededor de ambos lados
del cojinete 110. Un aro de bronce 125 sujeto en el cárter 101
por medio de un tornillo de fijación 126 constituye una junta
de estanqueidad anular alrededor del árbol 40 que impide la
20 comunicación del aceite entre las cámaras 104 y 105. Una placa
de extremidad 127 que contiene la extremidad posterior de la
cámara 105 está conectada de manera amovible con el cárter 101
por unos pernos 126 y permite la inspección y la reparación
del conjunto 100.

25 El conjunto de cojinetes 100 está provisto igualmente
de una junta de estanqueidad de aire, generalmente designada
por 127, la cual es substancialmente idéntica a la junta 80
del conjunto de cojinetes 50. La junta de aire 127 impide la
pérdida del aceite a partir de la cámara 104 y la penetración
30 de partículas de materia extraña en las cámaras de los cojinetes



1 Haciendo ahora referencia a los componentes de la bomba
 contenidos en el cárter de bomba 10, según se ve más claramen-
 te en la figura 2, se observará que en cada extremidad del cár-
5 ter de la bomba alrededor del árbol 40 de la bomba está dis-
 puesta una junta de estanqueidad mecánica o la llamada caja
 de estanqueidad, generalmente designada por 150. Las cajas de
 estanqueidad situadas en cada extremidad son idénticas y por
 tanto se describirá detalladamente solamente una de ellas. La
 caja de estanqueidad 150 está contenida en una cámara terminal
10 151 del cárter de la bomba y está rodeada por una placa de
 extremidad 152 sujeta en el cárter de la bomba por unos pernos
 153. La caja de estanqueidad está provista de un manguito 154
 concéntrico respecto al árbol 40 y que se extiende más allá
 de la placa de extremidad 152 para penetrar en una caperuza
15 de extremidad 155. La caperuza de extremidad 155 está sujeta
 en el árbol de la bomba por unos tornillos 156 y por tanto
 mantiene el manguito 154 en el árbol 40 por medio de tornillos
 de fijación 157 que sujeta el manguito en la caperuza de ex-
 tremidad. La junta de estanqueidad mecánica impide el escape
20 del fluido a partir del lado de aspiración de la bomba y disi-
 pa el calor generado en las superficies en contacto de los
 componentes giratorios y de los componentes estacionarios.
 El manguito 154 está provisto de un anillo tórico o junta de
 caucho 159 que impide las fugas entre el manguito y el árbol
25 40. Sujeta en la extremidad del manguito 154 por unos pernos
 159a se haya una pared de extremidad 160 que tiene una brida
 cilíndrica que se extiende axialmente 161 que sobresale a
 partir de ella. Un anillo tórico 161a impide los escapes entre
 la pared de extremidad y la superficie externa del manguito
30 154. La brida cilíndrica 161 forma un canal anular 162 entre



1 la brida 161 y la pared lateral externa del manguito 154. Re-
tenido en el interior del canal 162 por un dispositivo de fija-
ción 162a se haya un elemento de inserción cilíndrico 163
5 hecho de carburo de tungsteno. Dispuesta entre la brida 161
y elemento de inserción 163 se haya una junta 164.

Orientado hacia la superficie extrema del elemento de
inserción 163 en 158 se haya un anillo de estanqueidad de car-
bono o anillo de adaptación 166. Durante el funcionamiento de
la bomba, el elemento de inserción 163 gira con el árbol 40
10 de la bomba mientras que el anillo de estanqueidad 166 permane-
ce fijo con relación al cárter de la bomba y la superficie de
contacto entre estos elementos forma en 158 una junta de es-
tanqueidad mecánica. El anillo de estanqueidad 166 está so-
portado en el interior de un surco o canal anular 167 y en la
15 pared de extremidad 152. Un aro distanciador 167a sujeto en
el anillo de adaptación 166 por unos medios 168a con un ele-
mento de junta 169a entre ellos está dispuesto entre el ani-
llo de adaptación 166 y el dispositivo de muelle 168. El dis-
positivo de muelle 168 está retenido en el interior de la
20 pared de extremidad 152 y actúa sobre el aro distanciador 167a
y por tanto sobre el anillo de adaptación 166 para mantener
una carga adecuada sobre la cara de estanqueidad 158. Un ani-
llo tórico 170 impide las fugas entre la pared de extremidad
152 y el cárter de la bomba.

25 Se suministra refrigerante a la caja o junta de estani-
queidad en 172 a través de un orificio de entrada que comunica
con el surco anular 167 para suministrar el refrigerante a las
superficies en contacto en 158. Preferentemente, el refrige-
rante de la junta de estanqueidad mecánica se obtiene a partir
30 del lado de descarga de la bomba a través de la entrada de



1 derivación según se indica por las líneas de trazo interrumpido 174. El refrigerante pasa desde la derivación 174 a la entrada 172 por medio de un conducto (no representado) tal como un tubo flexible. Utilizando la descarga de la bomba
5 como suministro de refrigerante, este se mantiene en la entrada de refrigerante 172 a una presión más elevada, de aproximadamente $1,6 \text{ kg/cm}^2$ (15 libras/pulg²) respecto al lado de aspiración de la bomba, haciendo así que cualquier circulación de fluido que pueda producirse en razón de un escape vuelva
10 al lado de aspiración de la bomba.

Examinando ahora el rotor y su montaje con respecto al cárter de la bomba, se observará que el rotor está montado en el árbol 40 por medio de un acoplamiento del tipo de ranuras (no representado) que reduce las vibraciones debidas a
15 la torsión. El centrado o posicionamiento del rotor 30 con respecto al cárter de la bomba se determina por medio del aro de reglaje 117a según se ha descrito más arriba. Cuando está adecuadamente situado, según se ilustra en la figura 2, el rotor 30 se desplaza durante el funcionamiento en un par de aros de desgaste 180 atornillados en el cárter de la bomba
20 en 181 e interpuestos entre el cárter de la bomba y la superficie externa de la corona del rotor. Los aros de desgaste 180 reducen los escapes a partir del lado de descarga del rotor hacia el lado de aspiración o lado de entrada en 28 y 27. Tanto
25 la superficie externa de la brida cilíndrica 40a de la corona del rotor como la superficie del aro de desgaste en contacto con esta están provistas de surcos en forma de espiral 182 orientados en sentidos opuestos. Esto quiere decir que los aros de desgaste están provistos de surcos en forma de
30 espiral hacia la izquierda y que las superficies externas de



1 las coronas están provistas de surcos en forma de espiral
hacia la derecha o viceversa. Estos surcos en forma de es-
piral impiden el agarrotamiento de las partes de las superfi-
cies en contacto durante los periodos de parada de la bomba.

5 Se examinará ahora un componente que tiene un efecto
notable sobre el funcionamiento total de esta bomba centrífuga
de caudal elevado a gran velocidad. El componente de rodete,
generalmente indicado por 200 está provisto en cada lado del
rotor en el oído del rotor o en el orificio de entrada situa-
do justo antes de las paletas. Cada rodete 200 incluye una
10 sección cilíndrica 201 que está dispuesta concéntricamente
alrededor del árbol 40 de la bomba y que está sujeta en este
por una ranura de chaveta 202 y unos tornillos de fijación
203. Sobresaliendo a partir de la sección cilíndrica 201 y
15 sustancialmente hasta la superficie interna de la brida ci-
lindrica 40a de la corona en 205 se hayan cuatro aspas en forma
de espiral 206 separadas axialmente que se enrollan alrededor
de la sección cilíndrica 201 en la misma dirección que las
paletas 32. Los bordes delanteros 208 de las aspas 207 y 206
20 están decalados aproximadamente 90° y cada borde delantero
tiene un ángulo de intersección con el fluido entrante de
aproximadamente $7,5^\circ$. Además, el paso de las aspas es tal
que el líquido está obligado a acelerar en la dirección orien-
tada hacia las paletas y en una dirección correspondientemente
25 tangente a la dirección de las paletas sustancialmente en el
oído del rotor y en la dirección de rotación del mismo. De
este modo, las aspas 206 están adaptadas para mantener una
presión positiva por medio del fluido sobre el lado posterior
de las paletas 32 y 33 durante el funcionamiento a gran ve-
30 locidad de la bomba y por tanto reducen sustancialmente el



1 problema de la cavitación.

5 La figura 4 ilustra otra forma de realización de la
junta de estanqueidad mecánica o caja de estanqueidad desti-
nada a ser utilizada con el invento. La caja de estanqueidad
ilustrada en la figura 4 y que se designa generalmente por
la referencia 250 está contenida en una cámara de extremidad
251 del cárter de la bomba y está rodeada por una placa de
extremidad 252 sujeta en el cárter de la bomba por unos per-
nos 253. La caja de estanqueidad está provista de un manguito
10 254 concéntrico al árbol 40 y que se extiende más allá de
la placa de extremidad 252 para penetrar en una caperuza de
extremidad 255. La caperuza de extremidad 255 está sujeta en
el árbol de la bomba por unos tornillos 256 y por tanto man-
tiene el manguito 254 en el árbol 40 por medio del tornillo
15 de fijación 257 que sujeta el manguito en la caperuza de ex-
tremidad. El manguito 254 está provisto de un anillo tórico
o junta de caucho 259 que impide cualquier escape entre el
manguito y el árbol 40. Extendiéndose radialmente a partir
de la extremidad del manguito se haya una pared de extremidad
20 260 que tiene una brida cilíndrica 261 que se extiende axial-
mente y sobresale a partir de ella formando una acañaladura
262 entre la brida 261 y la pared lateral externa del manguito
254. Mantenido en el interior del canal 262 se haya un elemen-
to de inserción cilíndrico 263 de carburo de tungsteno. Dis-
25 puesto entre la brida 261 y el elemento de inserción 263 se
haya un aro de teflón 264 y una junta 265. Un dispositivo de
fijación (no ilustrado) mantiene el elemento de inserción en
el interior del canal 262.

30 Orientado contra la superficie extrema del elemento
de inserción 263 en 258, se haya un anillo de estanqueidad de

10
15
20
25

... respect... a...
... entre estos... como la junta de estanqueidad mecánica en 258. El anillo de estanqueidad 266 está soportado en el interior de un surco acanaladura 267 formado en la pared de extremidad 252. Un dispositivo de muelle 268 mantenido en el interior de la pared de extremidad 252 actúa sobre una extremidad del anillo de estanqueidad 256 para mantener una carga adecuada en la cara de estanqueidad 258. Un disco 269 está interpuesto entre el anillo de estanqueidad 266 y el muelle 268 y un anillo tórico 270 y un anillo de teflón 271 están intercalados entre el anillo de estanqueidad 266 y la pared interna del surco anular 267.

El refrigerante se suministra a la caja de estanqueidad o junta de estanqueidad a través de un orificio de entrada en 272, el cual comunica con el surco anular 267 y una pluralidad de conductos 275 que suministran el refrigerante a las superficies en contacto en 258. Un conducto 275 se extiende a través del elemento de brida 261 hasta la zona de contacto entre el elemento de inserción 263 y el anillo de estanqueidad 266 para permitir extraer el fluido caliente debido al calor generado por la fricción en las superficies de contacto 258.

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

REIVINDICACIONES

1. Conjunto de rotor para bomba centrífuga que incluye un cubo y unas paletas sujetas en dicho cubo, caracterizado porque en su borde delantero dichas paletas tienen un ángulo

1 de avance inferior a 13° .

2. Conjunto de rotor según la reivindicación 1, caracterizado porque una corona está sujeta en dichas paletas.

5 3. Conjunto de rotor según la reivindicación 2, caracterizado porque dicho ángulo de avance en el borde delantero de cada una de dichas paletas aumenta a partir de dicha corona hacia dicho cubo.

10 4. Conjunto de rotor según la reivindicación 2, caracterizado porque dicho ángulo de avance en el borde delantero de cada una de dichas paletas es aproximadamente de 6° en dicha corona y varía constantemente hasta aproximadamente $7,5^{\circ}$ en dicho cubo.

15 5. Conjunto de rotor según la reivindicación 4, caracterizado porque cada una de dichas paletas tiene un ángulo de avance que aumenta hacia la extremidad posterior de dicha paleta donde dicho ángulo de avance es aproximadamente de 16° .

20 6. Conjunto de rotor según la reivindicación 1, caracterizado porque cada una de dichas paletas se extiende alrededor de la línea central axial de dicho cubo aproximadamente 195° .

25 7. Conjunto de rotor según la reivindicación 1, caracterizado porque unas paletas parciales están dispuestas entre dichas paletas, extendiéndose dichas paletas parciales hasta unas posiciones en el borde externo de dicho cubo a partir de posiciones en dicho cubo a distancias radiales de la línea central axial de dicho cubo superiores a las distancias radiales a partir de la línea central axial hasta los bordes delanteros de dichas paletas.

30 8. Conjunto de rotor según la reivindicación 2, caracterizado porque unos medios de rodete están dispuestos en el



1 interior de dichas coronas en puntos adyacentes a los bordes de-
lanteros de dichas paletas.

5 9. Conjunto de rotor según la reivindicación 8, caracte-
rizado porque dichos medios de rodete incluyen cuatro aspas en
forma de espiral que tienen un ángulo de avance de aproximada-
mente 7,5°.

10 10. Conjunto de rotor según la reivindicación 1, caracte-
rizado porque incluye dos grupos de dichas paletas en cada -
lado de dicho cubo, estando dichos grupos de paletas escalona-
dos los unos respecto a los otros en dicho cubo.

15 11 Conjunto de rotor según la reivindicación 1, caracte-
rizado porque una corona está sujeta en dichas paletas, y dichas
paletas están dispuestas de tal manera que el borde delantero de
cada una de dichas paletas adyacentes a dicha corona sea capaz
de desplazarse a una velocidad superior a 33 m/seg. (110 pies/
seg.) con el objeto de bombear eficazmente líquidos acuosos.

20 12. Conjunto de rotor según la reivindicación 1, caracte-
rizado porque unas paletas parciales están dispuestas entre di-
chas paletas, extendiéndose dichas paletas parciales hasta posi-
ciones situadas en el borde externo de dicho cubo a partir de po-
siciones situadas en dicho cubo a distancias radiales a partir
de dicha línea central axial de dicho cubo superiores a las dis-
tancias variables a partir de la línea central axial hasta los
25 bordes delanteros de dichas paletas.

30 13. Conjunto de rotor según la reivindicación 1, caracte-
rizado porque en su borde delantero cada una de dichas paletas
tiene un ángulo de avance inferior a 13°.

14. Conjunto de rotor según la reivindicación 1, caracte-
rizado porque unas coronas están sujetas en dichas paletas y di-

1 chas paletas parciales en cada lado de dicho cubo.

5 15. Conjunto de rotor según la reivindicación 7 o 12 caracterizado porque los bordes delanteros de dichas paletas parciales están dispuestos a una distancia radial a partir de la línea central axial de dicho cubo, siendo dicha distancia aproximadamente la mitad de las distancias a partir de la línea central axial hasta los bordes delanteros de dichas paletas y a partir de la línea central axial hasta los bordes posteriores de dichas paletas.

10 16. Conjunto de rotor según la reivindicación 1 o 12 caracterizado porque el conjunto de rotor tiene un rendimiento máximo para líquidos acuosos cuando la velocidad de cada una de dichas paletas en su borde delantero es superior a 33 m/seg. (110 pies/seg.).

15 17. Conjunto de rotor según la reivindicación 1, destinado a ser utilizado con una bomba centrífuga de doble aspiración y doble difusor de caracol, caracterizado porque dichas paletas están formadas por una sola pieza en cada lado de dicho cubo central, unas coronas están sujetas en dichas paletas en cada lado de dicho cubo central, estando unas paletas parciales dispuestas entre dichas paletas, siendo el ángulo de avance en el borde delantero de cada paleta de 6° aproximadamente en dicha corona y variando continuamente hasta aproximadamente $7,5^{\circ}$ en dicho cubo central, estando dichas paletas parciales dispuestas a una distancia radial a partir de la línea central axial de dicho cubo central, siendo dicha distancia aproximadamente de mitad de las distancias a partir de la línea central axial hasta los bordes delanteros de dichas paletas y a partir de la línea central axial hasta los bordes posteriores de dichas paletas.

30 18. Conjunto de rotor según la reivindicación 1, caracte-

1 rizado porque unos rodetes están dispuestos en el interior de di
chas coronas en puntos adyacentes a los bordes delanteros de di-
chas paletas, incluyendo cada uno de dichos rodetes cuatro aspas
en forma de espiral que tienen cada una un ángulo de avance de
5 aproximadamente 7,5º.

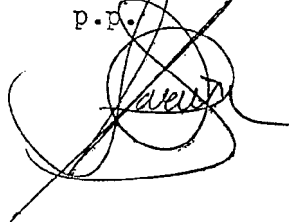
19. Se reivindica por último como objeto sobre el que ha
de recaer la patente de invención que se solicita: CONJUNTO DE
1 ROTOR PARA BOMBA CENTRIFUGA.

Todo conforme queda descrito y reivindicado en la presen
10 te memoria descriptiva que consta de treinta y dos páginas meca
nografiadas y dibujos adjuntos.

Madrid, 13 de junio de 1975

BERNARDO UNGRIA

P.P.

15 

15

20

25

30 

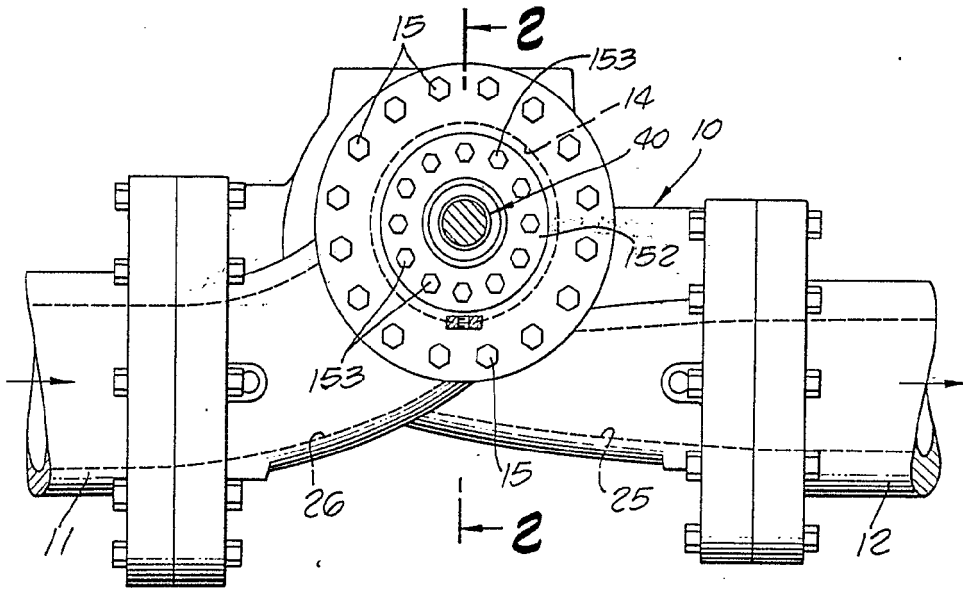
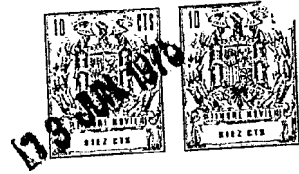


FIG. 1.

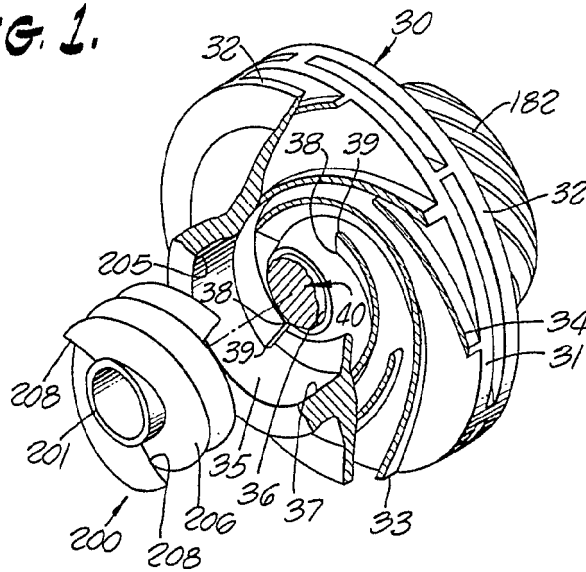


FIG. 3.

ESCALA VARIA BIE
Madrid, 13 junio 1.975
BERNARDO UNGRIA
P. P.

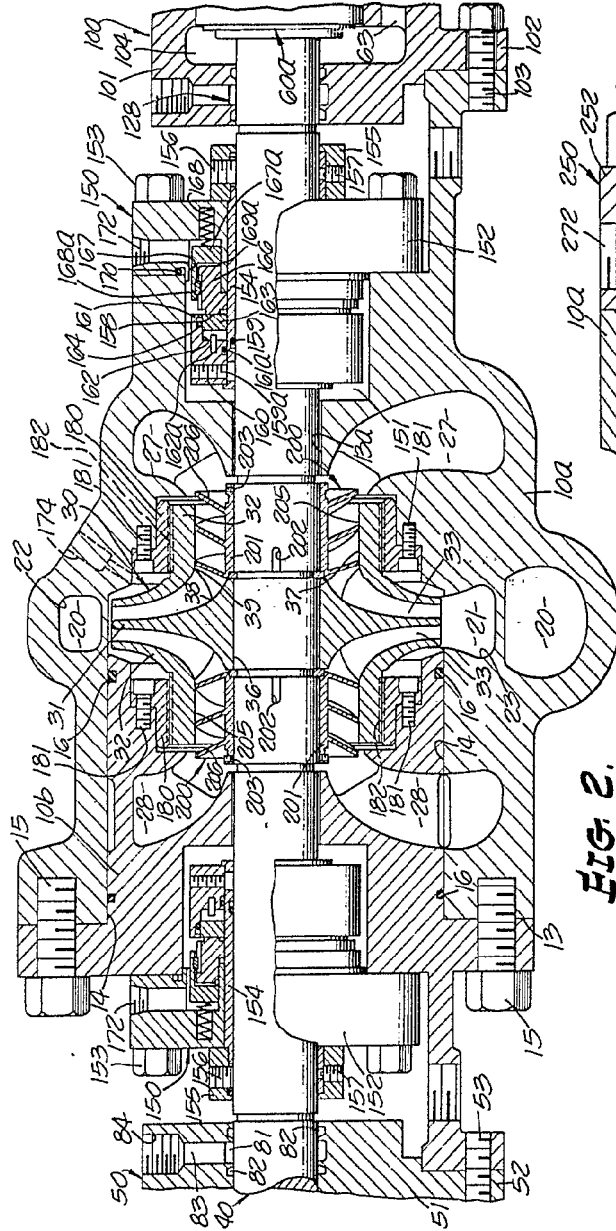


FIG. 2.

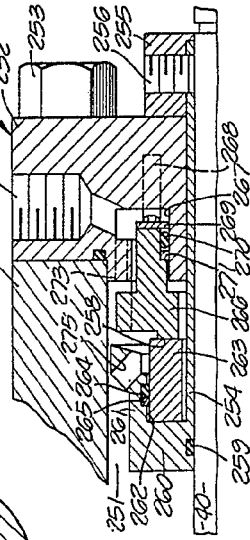


FIG. 4.

ESCALA VARIABLE
Madrid, 13 junio 1.975
BERNARDO UNGHERIA
P. P.

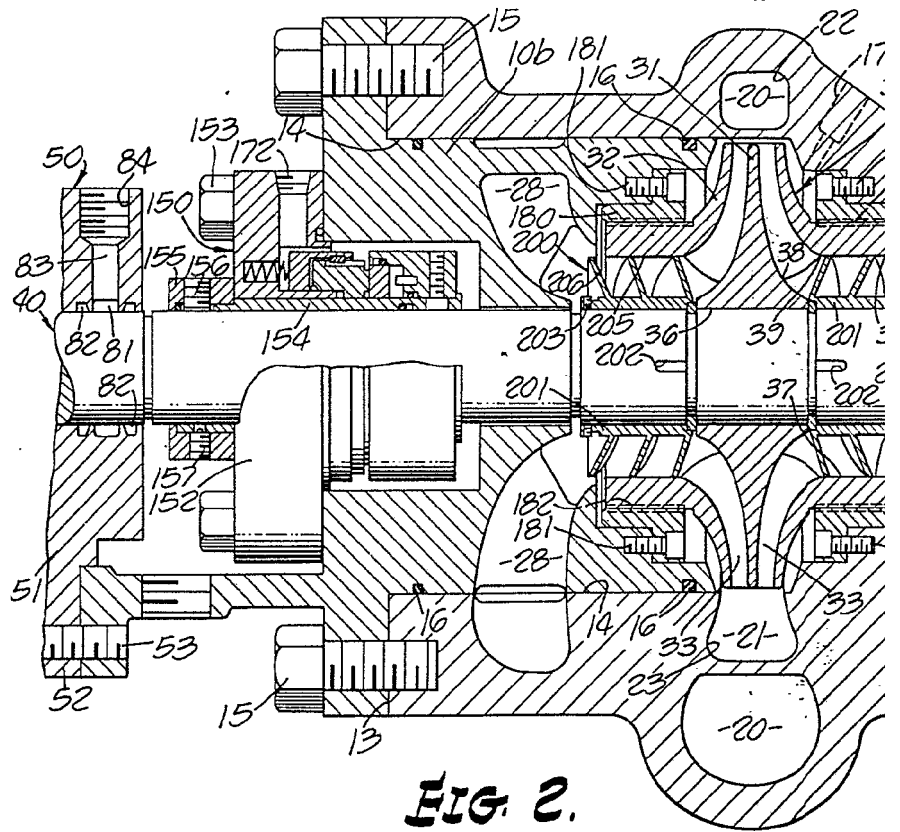


FIG. 2.

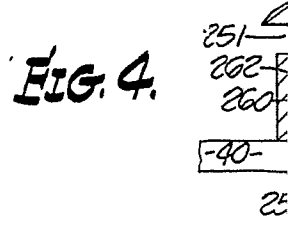


FIG. 4.

251
262
260
-40-
25

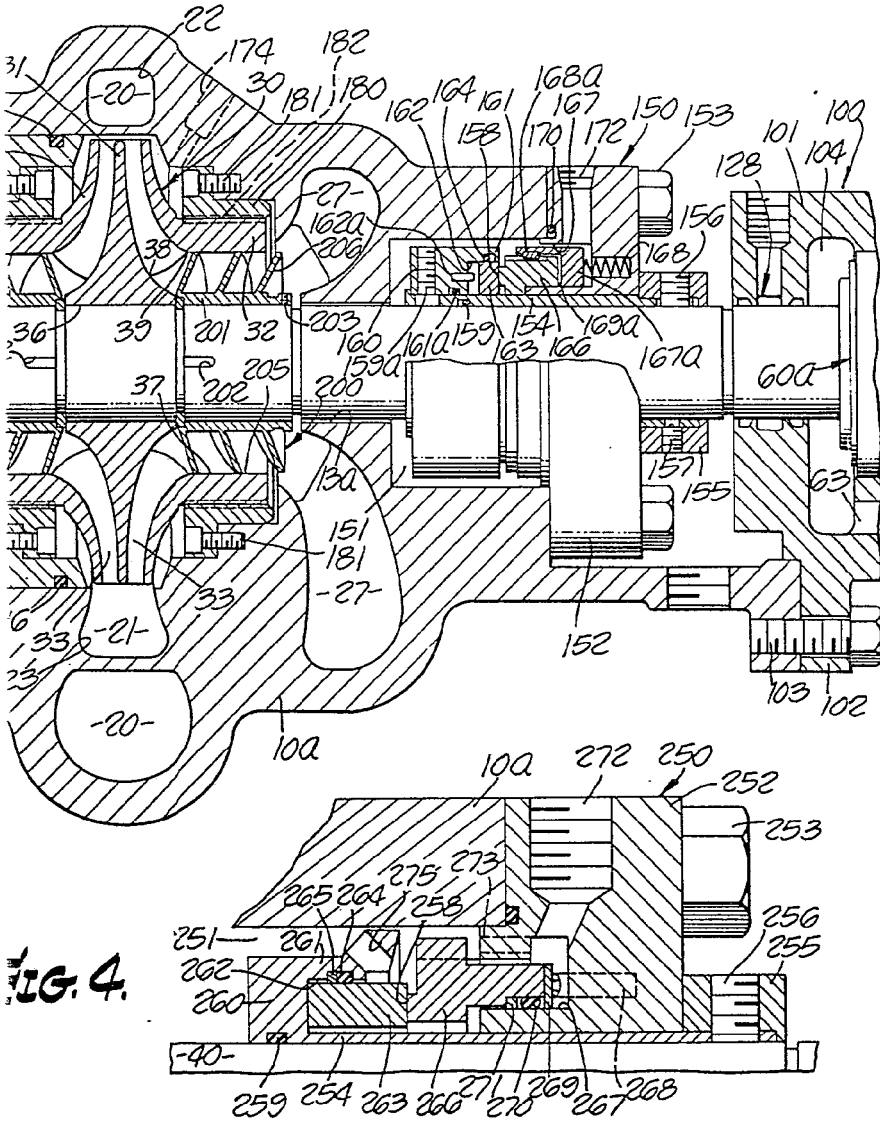


FIG. 4.

ESCALA VARIABLE
Madrid, 13 junio 1.975
BERNARDO UNGRIA

P.P.
[Handwritten signature]

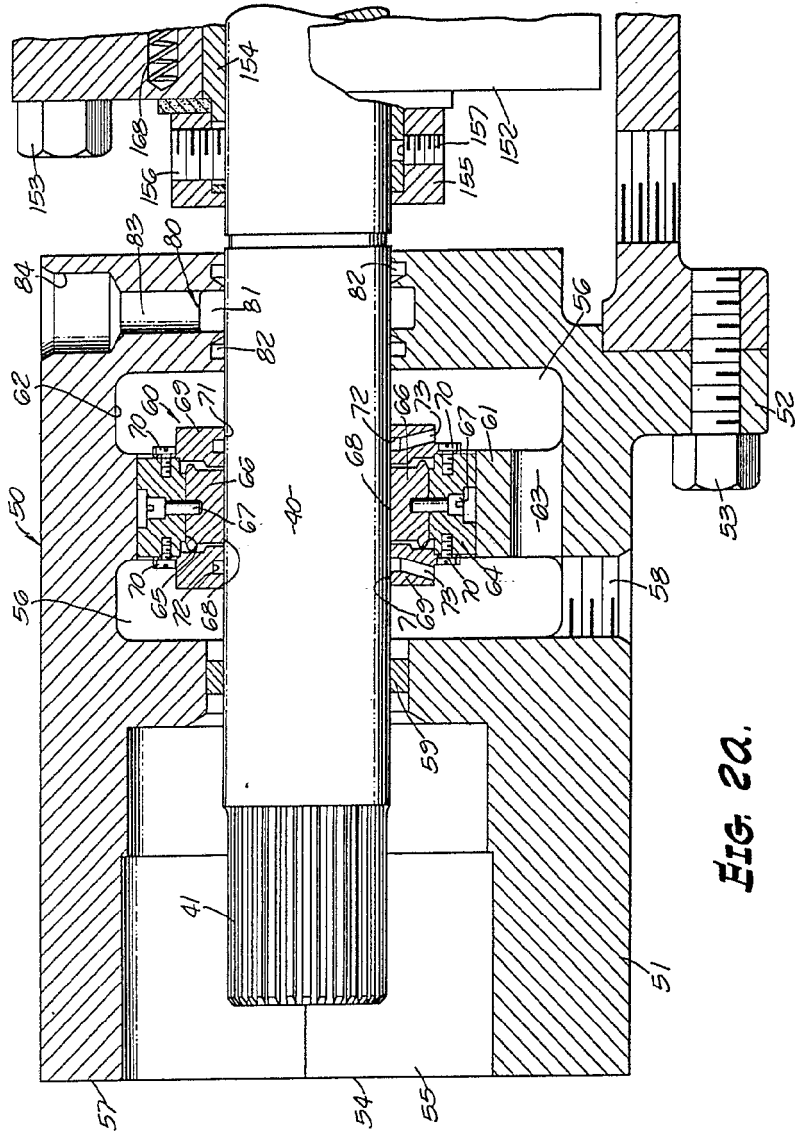
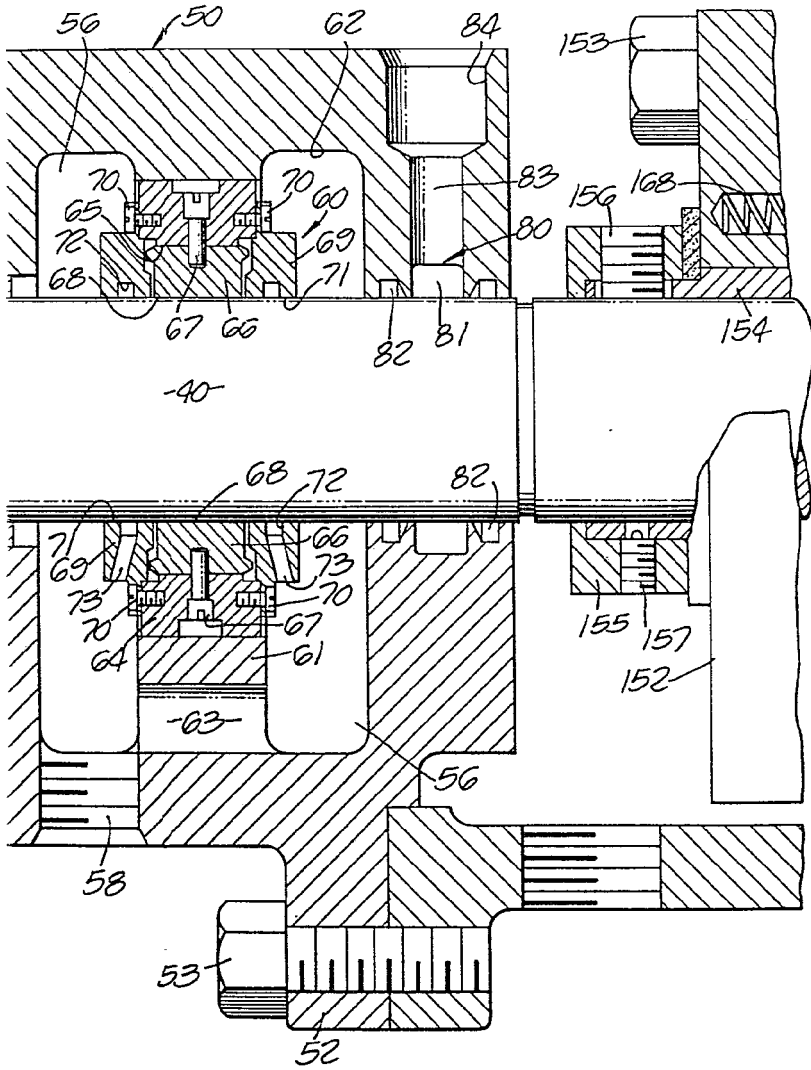
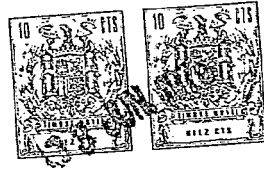


FIG. 2A.

ESCALA VARIABLE
 Madrid, 13 Julio 1.975
 BERNARDO UNGRETA

P. P.
[Handwritten signature]



ESCALA VARIABLE
Madrid, 13 junio 1.975
BERNARDO UNGRÍA

P.P.
[Handwritten signature]

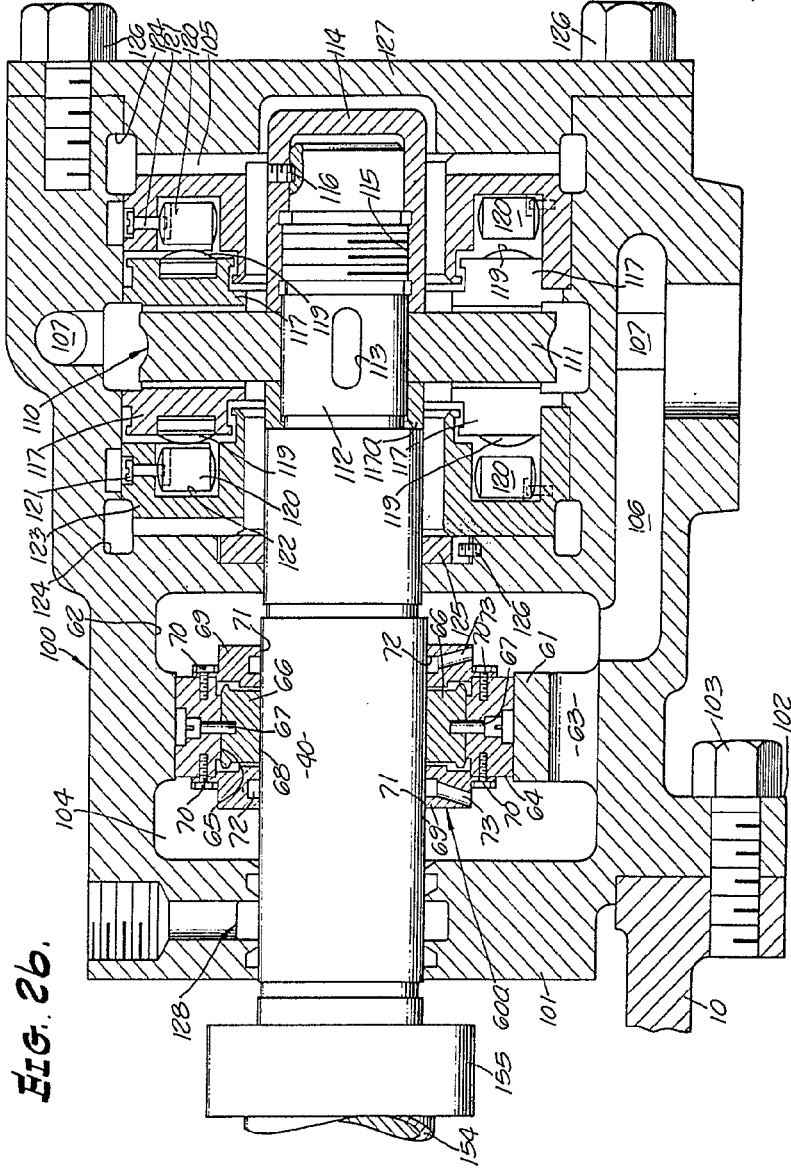
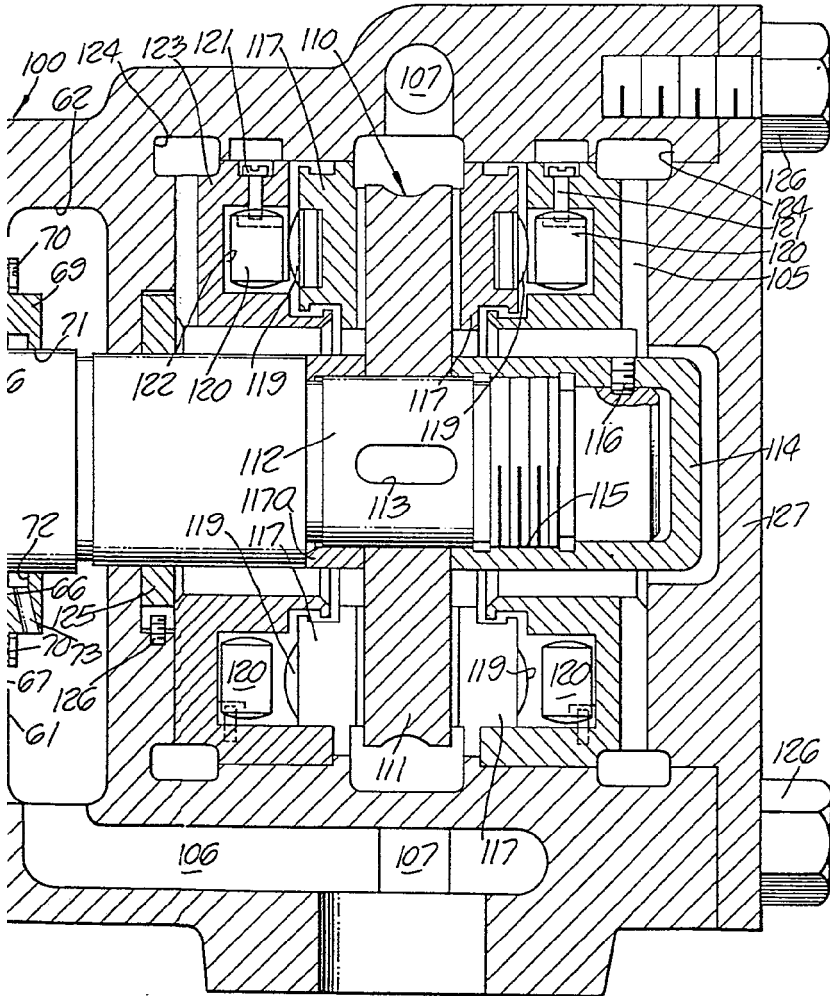


FIG. 26.

ESCALA VARIABLE
 Madrid, 13 junio 1.975
 BERNARDO UNGRIA

P. 03
[Signature]



ESCALA VARIABLE
Madrid, 13 junio 1.975
BERNARDO UNGRIA

P.48

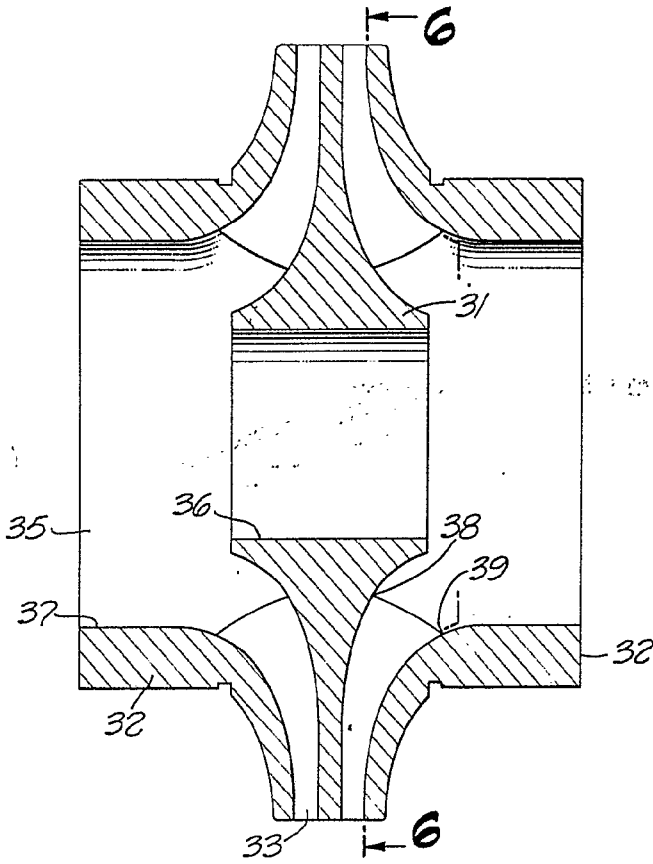
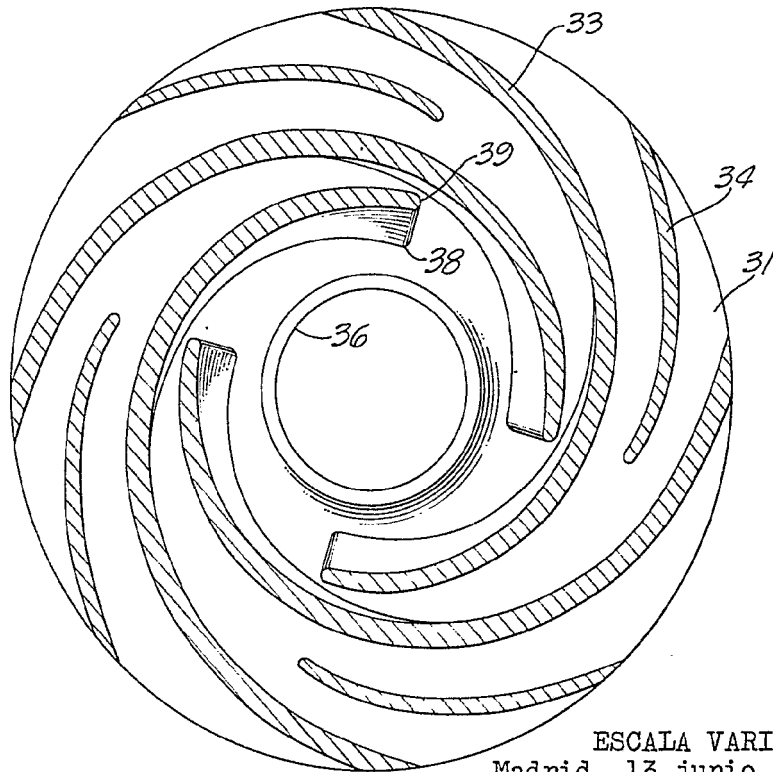


FIG. 5.

FIG. 6.



ESCALA VARIABLE
Madrid, 13 junio 1.975
BERNARDO UNGRIA

P.P.
[Handwritten signature]