



Int. Cl.: F16D

401201

401201

SECCION TECNICA
CLASIFICACION I. P. C.
CLASE _____
CLASE _____

MEMORIA DESCRIPTIVA

correspondiente a la solicitud de concesión de un...

PATENTE DE INTRODUCCION

SOLICITANTE: Rennes-Marrel S.A., de nacionalidad francesa

RESIDENCIA: Rue Pierre Copel - Saint-Etienne (Loire) FRANCIA

ENUNCIADO: FRENO HIDRODINAMICO

Fuente de origen: Patente U.S.A. n.º 3.407.908

Prioridad: Patente n.º del



1

La presente memoria descriptiva tiene como fin la declaración del objeto sobre el que ha de recaer el privilegio de explotación industrial exclusivo en el territorio nacional de una Patente de Introducción de acuerdo con la vigente legislación sobre Propiedad Industrial, que como el enunciado indica se trata de "FRENO HIDRODINAMICO".

5

El presente invento se refiere generalmente a frenos hidrodinámicos del tipo de los que se usan en la deceleración del movimiento de vehículos y, más particularmente a los frenos hidrodinámicos del tipo turbina.

10

En el pasado, ha habido varias proposiciones dirigidas a suministrar un dispositivo de frenado eficiente, particularmente adaptado para instalaciones sobre vehículos. Estos dispositivos, hablando en general, se basaban en la turbulencia y agitación de un líquido viscoso entre un alojamiento de estator con paletas estacionarias y un impulsor de paletas tipo turbina que es conectado al eje de accionamiento del vehículo para suministrar grandes cantidades de potencia de frenado por medio de la conversión de la misma en calor de rozamiento, el cual puede entonces ser disipado por medio de sistemas de enfriamiento especiales. Estos dispositivos han aumentado grandemente la seguridad y la facilidad de funcionamiento de vehículos pesados, tales como tractores, camiones, etc., suministrando medios controlables para retardar con suavidad el movimiento del vehículo sin basarse en frenos de fricción de superficie convencionales los cuales están sujetos a una disminución de la capacidad de frenado por calentamiento, a una vida relativamente corta, y a otras desventajas.

15

20

25

Aunque estas unidades de frenos hidrodinámicos antiguos han sido generalmente apropiadas para el propósito a que se les destinaba, antes del presente invento, habían existido ciertos problemas para suministrar un dispositivo el cual con confianza y seguridad aplique una fuerza de frenado previsible sobre una gama bastante amplia de velocidades. Una dificultad particular que ha existido en el diseño de estos dispositivos

30



1 es debida al hecho de que, bajo ciertas condiciones y circunstancias, el
fluido de trabajo, el cual es generalmente un aceite ligero apropiado, em
pezaba a actuar como un cojinete, libre de fricción, entre el estátor y
el rotor, más que actuar como un medio de frenado turbulento, cuya pérdi
5 da imprevista de efecto de frenado, podría haber tenido las graves conse-
cuencias de hacer que el camión o autobús en el cual estaba instalado el
dispositivo, perdiera el control y tuviera un desastre. Se ha averiguado
que esta dificultad es debida a que el aceite queda encerrado en los bols-
sillos del rotor y el estátor con lo cual se obtenía la canalización del
10 aceite o la pérdida de intercambio de turbulencia entre los bolsillos.

En otras palabras, si, a cualquier velocidad, el aceite
del dispositivo se encierra o permanece estático dentro de los bolsillos
del estátor y del rotor, el aceite, en el espacio interfacial entre las
15 puntas de las paletas del rotor y las puntas correspondientes de las pale-
tas del estátor empieza a cortarse en capas sin turbulencia. Así pues, el
rotor empieza a girar sin resistencia ya que el aceite, después de haber
perdido su turbulencia y de formar capas adyacentes distintas en dicha su
perficie de contacto, no puede actuar como un retardador, y de hecho sola-
mente puede actuar como un cojinete fijo.

20 Este efecto de canalización del aceite ha sido en el pa-
sado, minimizado o aliviado de algún modo, por medio de diferentes proce-
dimientos, tales como girando el rotor a velocidades aumentadas para con
esto aumentar la turbulencia del fluido por medio del uso de sistemas pla-
netarios o similares, por ejemplo.

25 Aunque se ha probado que esto tiene éxito a la hora de
aliviar el problema en algún grado, se debe reconocer que esto necesita
un aumento sustancial de partes movibles y en consecuencia un aumento en
el costo de la unidad y también aumenta sustancialmente la presión de tra-
bajo del aceite debido a la aumentada velocidad de la turbina rotativa.
30 Otros inventos anteriores tratan de eliminar este problema, aumentando ge

401201



-4-

1 neralmente la capacidad de operación general y eficiencia de los frenos
hidrodinámicos, para lo cual toman la forma de suministrar secciones de
turbina multiples en una sola unidad; pero, aquí también en este caso, —
está claro que esta mejora no ha sido totalmente satisfactoria, ya que
5 aumenta sustancialmente el precio, el tamaño y el peso de la unidad, los
cuales se desea que se mantengan a un mínimo.

De acuerdo con esto, el objeto principal de este invento
es el suministrar un freno hidrodinámico perfeccionado del tipo turbina
y, el cual sea capaz de un funcionamiento en que se pueda confiar y que
10 sea eficiente en una amplia gama de velocidades.

También es objeto del presente invento el suministrar un
freno hidrodinámico más económico, simplificado, del tipo descrito, capaz
de mantener el efecto de frenado en una gama completa de velocidades.

15 Otro objeto de este invento es el suministrar un freno
hidrodinámico del tipo aquí descrito en donde la presión del trabajo del
fluido hidráulico sea mantenida a un mínimo de aproximadamente 0'35154
kg. por cm².

También es objeto del presente invento el suministrar un
freno hidrodinámico con un sistema de enfriamiento por aire forzado, me-
20 jorado para perfeccionar en general la eficiencia del funcionamiento de
enfriamiento necesario del fluido hidráulico usado en el freno, y también
para mejorar las características de descarga del mismo.

Es también objeto del invento el suministrar un sistema
de unión perfeccionado mejorado para controlar la operación de la válvu-
25 la de carga del freno hidrodinámico del presente invento.

Para lograr los anteriores objetivos del presente inven-
to, el freno hidrodinámico consta de un alojamiento de estátor con pale-
tas de estátor formando bolsillos de fluido, enfrentados interiormente,
30 radialmente, un rotor o impulsor con paletas las cuales forman bolsillos
de fluido rotativos para cooperar con los bolsillos del estátor, sirvien

401201



1 do dichos bolsillos para formar un recorrido de flujo turbulento a lo lar
go de su longitud para el fluido hidráulico (que absorbe potencia) que
continuamente circula a través del freno, y medios de paso formados por
lo menos en algunas de dichas paletas con el fin de suministrar comunica-
ción de fluido entre los respectivos bolsillos.

5 Se ha encontrado este diseño, básico para evitar el blo-
queo indeseable de fluido en los bolsillos y de esta manera evitar la
canalización del fluido a cualquier velocidad, dentro de la gama entera
de velocidades, para la cual está designada la unidad. Se debe reconocer
10 que este resultado mejorado o perfeccionado es logrado así sin el uso de
ninguna parte movable y, además, como se verá más tarde en detalle, la se-
lección apropiada del tamaño de estos pasos nos da una simple pero efecti-
va manera de controlar las características operacionales del freno.

15 De acuerdo con las características del presente invento,
estos pasos sólo están formados preferiblemente en las paletas exteriores
del estátor y adyacentes a los medios de descarga periféricos del freno,
cuya localización específica ayuda a transferir el fluido, desde el reco-
rrido de flujo turbulento, a los orificios de descarga periféricos del
alojamiento del estátor de una manera eficiente y controlada. Además, los
20 pasos están colocados en un ángulo como para dirigir los chorros de flui-
do así formados en una dirección inversa con respecto al recorrido del
flujo turbulento para ayudar a mantener la turbulencia absorbadora de po-
tencia deseada. Las paletas del rotor están preferiblemente ahusadas en
la dirección opuesta al recorrido del flujo a lo largo de los bolsillos
25 del rotor para aumentar la presión y evitar que se produzca la cavitación
en el fluido adyacente a los orificios de descarga. La eficiencia de la
turbulencia es aumentada favorablemente por la característica de suminis-
trar segmentos de paletas de estátor en los extremos de los bolsillos del
estátor, los cuales dividen efectivamente el recorrido del flujo en por
30 lo menos tres secciones diferentes que muestran características de vórti-

401201



1 cc diversas, asegurando de esta manera un movimiento constante del fluido de aquí para allá entre el estátor y los bolsillos del rotor.

Además, en el freno del presente invento, el cual está diseñado para ser autodescargante a través de los orificios de descarga cuando el freno está siendo desenganchado, se suministran paletas de bombeo a lo largo de una cara del rotor para cargar automáticamente el freno al abrirse la válvula de carga. Para mejorar las características de carga del freno, se forman medios de pasaje en la base de las paletas adyacentes al conducto de alimentación posicionado axialmente y dirigidos radialmente hacia afuera para así cebar cada espacio sucesivo entre las paletas conforme gira el rotor. Estos pasajes cebantes son también una ayuda para iniciar la condición turbulenta deseada del fluido en estos espacios antes de entrar en los bolsillos entre las paletas, y de acuerdo con esto, también son un factor para mejorar la turbulencia del freno para ayudar en la prevención de una canalización indeseable de fluido.

De acuerdo con otras características sobresalientes del invento, se logra una presión de trabajo más baja en el alojamiento del estátor por medio de la formación de una pluralidad de orificios de eyección colocados en la periferia de dicho alojamiento y que comunican con solamente unos bolsillos seleccionados del estátor. Para los orificios de eyección debajo del nivel de fluido en el alojamiento exterior que sirve como depósito, se suministran cámaras de transferencia que provocan que el fluido salga sobre el nivel crítico durante la operación de descarga y de esta manera evitan la retrogresión del fluido hidráulico a través de estos orificios cuando el freno está desembragado. Además, se suministra un sistema de enfriamiento de aire forzado nuevo, el cual es de construcción simple, aunque muy efectivo en su funcionamiento, y que también juega un papel importante para mejorar la operación de descarga manteniendo la sobre presión de la cámara de aire sobre el depósito de fluido hidráulico para con esto forzar al aire a entrar en el freno en cantidades suficientes co

401201

-7-



1 mo para evitar que el freno tenga que trabajar en vacío, o vacío parcial,
cuando el freno está descargado. Este sistema de enfriamiento además in-
cluye un enfriador de fluido y una unidad de evacuación o de extracción
la cual emplea una serie de pantallas verticales para recuperar el aceite
5 que es atomizado durante la operación de descarga.

El control automático para el freno hidrodinámico del pre-
sente invento se logra por una disposición mecánica muy simple y muy prác-
tica, la cual está interconectada directamente con el acelerador para una
actuación conveniente, hecha por el chófer a través de actuación selectiva
10 de dicho acelerador sobre una gama separada de movimiento, adyacente a la
posición de reposo normal. Esta característica se realiza a través del uso
de una combinación de palanca actuadora arqueada y una palanca oscilante
de control que mejora grandemente la facilidad de operación del dispositi-
vo. Con esta característica, se ha encontrado que no se requiere ningún
15 entrenamiento, o muy poco entrenamiento, de los chóferes y, es verdad, que
los chóferes pronto se vuelven expertos en utilizar el freno hidrodinámico
del presente invento de manera que es capaz de asumir por lo menos el 80 %
de las operaciones de frenado normal. Se ha probado que esto representa
unos ahorros muy significantes en términos de gasto de mantenimiento de
20 frenos normales así como mejorar grandemente la seguridad del vehículo,
especialmente en países montañosos en donde el frenado es frecuente y se-
vero. Además, debe reconocerse que este control de vehículo es logrado
sin necesidad de eliminar o retirar el pie del chófer del acelerador, re-
duciendo tal hecho la fatiga del chófer en viajes largos. También, en el
25 área de control general de la válvula de carga, se han hecho mejoras por
medio de la provisión de un contrapeso para operar o hacer funcionar posi-
tivamente el miembro de válvula rotativo, solamente por gravedad, en res-
puesta a la actuación de la antes mencionada unión de acelerador para ase-
gurar que el freno es embragado independientemente de muelles o similares
30 siempre que el acelerador es soltado.

401201



-8-

1 Para mejor comprender la naturaleza del invento, en el
plano adjunto representamos (a título de ejemplo meramente ilustrativo y
no limitativo) una forma preferente de realización industrial a la que
nos remitimos en nuestra descripción; sobre dicho plano:

5 La figura 1 es una vista lateral de un vehículo sobre el
cual ha sido montado el sistema de freno hidrodinámico del presente inven
to .

10 La figura 2 es una vista seccional transversal tomada a
lo largo del eje central del freno hidrodinámico construído de acuerdo con
el presente invento.

La figura 3 es una vista frontal del freno hidrodinámico
con la cubierta de extremo quitada y mostrando la estructura de la válvu-
la de carga.

15 La figura 4 es una vista seccional transversal tomada a
lo largo de la línea indicada en la figura 2, mostrando la estructura del
rótór y alojamientos del estátor.

La figura 5 es una vista seccional transversal tomada a
lo largo de la línea indicada en la figura 2, mostrando los bolsillos coo-
peradores en detalle.

20 La figura 6 es una vista frontal del alojamiento del está-
tor con las partes despiezadas para mostrar los medios de descarga perifé-
ricos.

La figura 7 es un diagrama esquemático del control automá-
tico para el freno hidrodinámico mostrado en las figuras anteriores.

25 La figura 8 es un diagrama esquemático del flujo mostran-
do los detalles del sistema de enfriamiento de aire forzado empleado en el
freno hidrodinámico del presente invento.

La figura 9 es una vista detallada mostrando la construc-
ción ahusada de las paletas del rótór.

30 En ellas se pueden apreciar las siguientes particularida-

401201



-9-

1

des:

Nº 1.- Angulo de accionamiento del pedal durante el cual se libera el freno.

5

Nº 2.- Angulo de accionamiento del pedal durante el cual se actúa sobre el acelerador.

Nº 3.- Eje de giro.

Nº 4.- Eje de giro.

Nº 5.- Anillo de restricción de flujo.

Nº 6.- Arbol de transmisión.

10

Nº 7.- Camión.

Nº 8.- Conducto de transferencia de aceite caliente.

Nº 9.- Conducto de transferencia de aceite frio.

Nº10.- Freno hidrodinámico.

Nº11.- Unidad de refrigeración.

15

Nº12.- Ventilador.

Nº13.- Sección inferior de la unidad de enfriamiento.

Nº14.- Conducto de paso de aceite.

Nº15.- Armazón exterior.

Nº16.- Placa de cubierta.

20

Nº17.- Armazón exterior.

Nº18.- Aletas de refrigeración.

Nº19.- Salida de aire al exterior.

Nº20.- Cojinete de rodillos.

Nº21.- Ensanchamiento del eje.

25

Nº22.- Casquillo de montaje.

Nº23.- Pernos de sujeción.

Nº24.- Tuerca de cierre.

Nº25.- Pernos de sujeción.

Nº26.- Alojamiento de estátor.

30

Nº27.- Placa de extremo.

401201



-10-

- 1 Nº28.- Cordón de soldadura en ángulo.
- Nº29.- Sección superior de la unidad de refrigeración.
- Nº30.- Canal de engrase de los cojinetes.
- Nº31.- Canal circunferencial.
- 5 Nº32.- Ranura de engrase.
- Nº33.- Anillo de retención de grasa.
- Nº34.- Pantallas verticales del filtro.
- Nº35.- Rótor tipo turbina.
- Nº36.- Núcleo central.
- 10 Nº37.- Manga de montaje de acero.
- Nº38.- Chaveta.
- Nº39.- Anillos de retención .
- Nº40.- Válvula de carga.
- Nº41.- Conducto de admisión de válvula.
- 15 Nº42.- Pasaje de válvula.
- Nº43.- Miembro rotativo de válvula.
- Nº44.- Pasaje de transferencia.
- Nº45.- Tubo de admisión de aire.
- Nº46.- Ranura de interconexión.
- 20 Nº47.- Abertura de paso de aire.
- Nº48.- Cámara de admisión de aceite.
- Nº49.- Tubo de transferencia de aire.
- Nº50.- Base de las paletas del rótor.
- Nº51.- Deflector de la corriente de aire.
- 25 Nº52.- Sentido de giro del rótor.
- Nº53.- Paletas de accionamiento intermedias.
- Nº54.- Disco de interconexión de paletas.
- Nº55.- Paletas de accionamiento externas.
- Nº56.- Bolsillos alargados del rótor.
- 30 Nº57.- Pasajes de la base de las paletas del rótor.

401201



-11-

- 1 N°58.- Tubo de entrada de aire.
N°59.- Abertura orientada hacia abajo.
N°60.- Aletas del estátor.
N°61.- Bolsillos periféricos del estátor.
- 5 N°62.- Tramo lateral de las paletas del estátor.
N°63.- Tramo lateral de las paletas del estátor.
N°64.- Area de separación de vórtice.
N°65.- Area de separación de vórtice.
N°66.- Area central de vórtice.
- 10 N°67.- Extremo de activación del acelerador.
N°68.- Acción de vórtice longitudinal.
N°69.- Contrapeso.
N°70.- Serie de orificios superiores de eyección.
N°71.- Serie de orificios inferiores de eyección.
- 15 N°72.- Serie de orificios inferiores de eyección.
N°73.- Cámara de transferencia.
N°74.- Cámara de transferencia.
N°75.- Pasaje en las aletas del estátor.
N°76.- Varilla vertical de conexión.
- 20 N°77.- Palanca acodada.
N°78.- Sistema de control.
N°79.- Varilla horizontal de conexión.
N°80.- Bastidor del camión.
N°81.- Suelo del camión.
- 25 N°82.- Pedal del acelerador.
N°83.- Varilla de accionamiento.
N°84.- Palanca de control.
N°85.- Rodillo del extremo de la palanca.
N°86.- Porción arqueada.
- 30 N°87.- Palanca activadora.

401201



-12-

1 N°88.- Muelle recuperador.

N°89.- Agujeros de ajuste o regulación.

N°90.- Cable de accionamiento.

5 Refiriéndonos a los dibujos, se muestra en la figura 1 un camión (7) que tiene un eje de accionamiento (6) al que se incorpora un freno hidrodinámico (10), que incluye los principios del presente invento. Inmediatamente detrás del freno hidrodinámico (10) hay una unidad de enfriamiento y de extracción (11) la cual también está construida de acuerdo con ciertos aspectos del presente invento; montado justamente delante del freno hidrodinámico (10) hay un ventilador (12) el cual es utilizado para mejorar el aprovechamiento de la unidad de enfriamiento (11), tal como será visto con más detalle después.

15 De esta manera, unido al camión (7) se verá claramente, que el freno (10) operando a través del eje de accionamiento (6) es efectivo para aplicar una fuerza de frenado a las ruedas traseras de dicho camión (7) cuando el mismo es embragado por el chófer. También, cuando se desea que el camión (7) viaje de una manera normal, no impedida por el freno (10), el mismo es desembragado; todo esto se explicará con más detalle después. Debe notarse en particular que la aplicación del freno (10), del presente invento, al camión (7) es meramente con el propósito de ilustrar una realización física operativa del invento, y que el freno (10) puede ser usado con otros tipos de vehículos automóviles, tales como autobuses, embarcaciones aéreas, trenes de alta velocidad y otros vehículos con ruedas donde se desea retardar la velocidad del vehículo de altas velocidades de una manera controlable.

25 Siguiendo ahora con un estudio detallado del freno hidrodinámico (10), se puede hacer referencia a la figura 2 en donde se muestra, en una sección transversal, un armazón exterior (15) el cual incluye una placa de cubierta (16) y sirve como recinto permanente para los elementos de trabajo del freno (10). La placa de cubierta (16) es preferible que es-

30



1 té permanentemente soldada alrededor de su periferia al armazón exterior
(15) en (17), de manera que el freno (10) sea hermético de por vida. Esto
puede hacerse ya que, según se verá en la memoria, el freno (10) es extre-
madamente simple con un número mínimo de partes movibles, y de acuerdo
5 con esto no se necesita ningún mantenimiento durante la vida del vehículo.
Tal como se muestra, el armazón (15) y la placa de cubierta (16) pueden
ser provistos de unas aletas de enfriamiento apropiadas (18) para ayudar
a disipar el calor del freno (10) directamente a la atmósfera.

En la parte frontal y posterior del freno (10) existen co-
10 jinetes de rodillos apropiados (20), con el fin de montar el eje de accio-
namiento (6) para rotación; estos cojinetes (20), están mantenidos en po-
sición apropiadamente en contra de los hombros (21), sobre el eje (6) por
las mangas de montaje respectivas (22) que están fijadas por cualquier nú-
mero apropiado de pernos (23). Los cojinetes (20) están asegurados en po-
15 sición en contra de sus hombros respectivos (21), por las tuercas de cie-
rrre roscadas (24), las cuales están aseguradas con respecto a las mangas
de montaje (22), por medio de los pernos (25).

Concéntricamente montado dentro del armazón (15), por me-
dio de los pernos (23), está un alojamiento de estátor (26) el cual inclu-
20 ye una placa de extremo (27), preferiblemente presoldada alrededor de su
periferia en (28) para formar una unidad de estátor hermética. Dentro del
espacio inferior definido entre el alojamiento de estátor (26) y el arma-
zón exterior (15) está formado un depósito de fluido hidráulico para sumi-
nistrar el fluido hidráulico al interior del alojamiento del estátor cuan-
do se desee obtener una acción de frenado (hay que notar el nivel del
25 aceite mostrado en la figura 8 de los dibujos).

Abiertos debajo del nivel del aceite en este depósito hay
un par de canales de lavado de cojinetes (30) los cuales llevan a los co-
jinetes respectivos (20) a lubricarlos constantemente y enfriarlos con
30 aceite de dicho depósito. Como puede ser visto en ambas figuras 2 y 3, el

401201



-14-

1 pasaje de lavado (30) se extiende a través del núcleo de la placa de cu-
bierta (27) y la manga de montaje (22) y su conexión está asegurada por
medio de un pasaje de superficie de contacto arqueado alargado (31). El
recorrido de flujo para el aceite a los cojinetes (20) es completado a
5 través de las ranuras (32) en las tuercas de cierre respectivas (24) y es
tán dispuestos unos sellos o hermetismos de aceite apropiados (33), fija-
dos por medio de las tuercas de cierre (24), de manera que el flujo de
aceite de lavado de cojinetes se efectúa en la dirección de la flecha de
flujo mostrada en la figura 2.

10 Una turbina de tipo impulsor (35) del freno (10) tiene
una porción de núcleo de rodete central (36) la cual está unida apropiada-
mente a una manga de montaje de acero (37) la cual está a su vez conecta-
da en relación de accionamiento con el eje (6) por medio de la chaveta (38).
El impulsor (35) está apretado axialmente en posición sobre el eje (6) por
15 medio de un par de anillos de cierre (39) los cuales se apoyan contra los
extremos del núcleo de rodete (36) tal como se ilustra en la figura 2. Ba-
jo rotación del eje (6) y del impulsor (35), se puede ver que el aceite
que fluye hacia abajo a través de los cojinetes (20) tiende a salirse ha-
cia afuera a lo largo del núcleo de rodete (36) por medio de fuerza centrí-
20 fuga, de manera que se efectúa un flujo constante del aceite de lavado de
cojinetes. Un anillo de restricción (5) puede ser suministrado adyacente
al cojinete de bolas (20) para restringir el recorrido del flujo en el ex-
tremo posterior del impulsor (35) para evitar el anegamiento del cojinete
(20).

25 Formado en la mitad inferior de la placa de extremo (27)
hay un conjunto de válvula de carga (40) a través del cual es admitido
aceite del depósito, al interior del alojamiento del estátor (26). El con-
junto (40) incluye un conducto de toma formado integralmente (41) en cuya
parte superior está formado un número de pasajes (42) de flujo, que se ex-
30 tienden hacia arriba. Un miembro de válvula rotativo (43) con pasajes de

401201



-15-

1 transferencia cooperantes (44) intersecta los pasajes de flujo (42) (ver
las figuras 2 y 3), y está claro que en la posición mostrada en la figu-
ra 2, la válvula (40) está abierta como para permitir la carga del acei-
te dentro del alojamiento (26) ya que los pasajes (44) de transferencia
5 en el miembro de válvula rotativo (43) están alineados con los pasajes
(42). Por otra parte, cuando el miembro válvula es girado de manera que
el pasaje de transferencia (44) esté formando un ángulo respecto al pasa-
je de flujo (42), el suministro de aceite es restringido progresivamente
hasta que a 90° de rotación, la válvula (40) esté en la posición completa-
10 mente cerrada. En esta posición, el aire es capaz de ser admitido a través
de un tubo de aire (45) y de una ranura interconectante (46) que se extien-
de a lo largo de la longitud del miembro de válvula rotativo (43), a uno
o más de los pasajes (42) para descargar o reemplazar el aceite del aloja-
miento del estátor (26) y así desembragar el freno. El tubo de aire (45)
15 tiene una abertura (47) la cual comunica con la cámara de aire formada en
el interior del armazón (15) sobre el nivel del aceite en el depósito.

Una cámara de transferencia (48) está formada directamen-
te sobre los pasajes (42) (ver figura 2) la cual, tal como puede ser vis-
to en la figura 4, se extiende hacia arriba y hacia el centro del núcleo
20 de rodete (36) como para formar una área extendida de comunicación entre
el fluido entrante y la turbina tipo impulsor (35). La acción de bombeo
para realmente traer el aceite dentro del depósito por medio del conjunto
de válvula (40) y la cámara de transferencia (48) hacia dentro del impul-
sor (35), es generada a lo largo de la cara de dicha cámara de transferen-
25 cia (48) por medio de la base de las paletas de bombeo largas (50) que
emergen del núcleo de rodete (36). Estas paletas (50) están igualmente es-
paciadas alrededor de dicho núcleo de rodete (36) y están dispuestas for-
mando un ángulo respecto a la dirección de rotación, (la cual está señala-
da por la flecha (52)), para aumentar la velocidad del fluido que fluye
30 radialmente hacia fuera a través de la turbina tipo impulsor (35). Inter-

401201



-16-

1 puestas entre las paletas de bombeo espaciadas (50), existen paletas de accionamiento intermedias (53) para acelerar más y guiar el fluido hacia la periferia de trabajo del impulsor (35).

5 Las paletas (50) y (53) están conectadas en su superficie posterior por un disco circular (54) (ver figuras 2 y 4) el cual sirve para reforzar las paletas y limitar apropiadamente la comunicación entre la cámara de toma (48) y los espacios entre las paletas (50) (ver figura 4). Todas las paletas del impulsor (50)(53) terminan en paletas de rotor que se extienden hacia afuera (55), en dirección perpendicular a las paletas
10 (50)(53), o en otras palabras, las paletas del rotor (55) se extienden para una longitud de trabajo seleccionada paralela al eje central del freno (10) (ver figura 2). Las paletas de rotor (55) definen de esta manera una pluralidad de bolsillos de rotor alargados (56), tal como puede ser visto en la figura 9 de los dibujos, y cuya función será mas tarde detallada.

15 De acuerdo con otro aspecto, del presente invento, los pasajes (57) están formados en la base de cada una de las paletas (50) para permitir la transferencia de fluido entre espacios de bombeo adyacentes y para cebar con esto cada espacio sucesivo con una pequeña cantidad de fluido, conforme las paletas (50) atraviesan la superficie de la cámara
20 de toma (48) (ver figura 4). Estos pasajes de cebado (57) están dirigidos angularmente hacia fuera de la cámara de toma, tal como es mostrado en la figura 2, y como cada paleta de bombeo individual (50) pasa frente a dicha cámara de toma (48) con el impulsor girando en la dirección de la flecha (52), se puede ver que un chorro de fluido definido es generado a través de los pasajes (57) en dirección hacia atrás y hacia fuera, lo cual provoca la acción de cebado. El chorro de fluido formado por tal transferencia actúa entonces para arrastrar más fluido conforme las paletas (50) progresivamente atraviesan la cámara de toma (48), y como consecuencia, las características de carga del impulsor (35) son grandemente mejoradas. De hecho,
25 30
30 cho, debido a la formación de estos pasajes (57), los espacios entre las pa



1 letas (50)(53) están asegurados de ser completamente inundados con el flui
do en el tiempo más corto posible, de manera que una cantidad máxima de
fluido está disponible para turbulencia y cortado en los bolsillos de ró-
tor (56), tal como será explicado después. Además, se ha averiguado que el
5 fluido que entra en cada espacio sucesivo entre las paletas (50) y es ac-
tuado por medio de los chorros de estos pasajes (57), tiende a tener una
cantidad sustancial de turbulencia en forma de espirales que se extienden
radialmente, cuyo hecho mejora las propiedades de carga del fluido así co
mo también aumenta generalmente la turbulencia en el alojamiento del está-
10 tor (26) eliminando así cualquier tendencia hacia la pérdida completa de
turbulencia y canalización del fluido, que resultaría de otra manera .

Tal como se ilustra en las figuras 2 y 9, el recorrido de
flujo turbulento a lo largo de los bolsillos del rotor (56), es general-
mente de derecha a izquierda o desde la superficie posterior, sobre la
15 cual las paletas (50)(53) están formadas, hacia su extremo más alejado.
Es decir que, el recorrido de flujo total del fluido turbulento es de de-
recha a izquierda en la figura 9, y para asegurar que el fluido en esta
área esté libre de cavitación o burbujas de aire, la presión estática en
el fluido es gradualmente aumentada debido al hecho de que las paletas (55)
20 están ahusadas o adelgazadas en la dirección inversa (de izquierda a dere-
cha) tal como se ilustra en esta figura. Además, la formación de las pale-
tas del rotor (55) de manera que los bolsillos del rotor (56) se estre-
chen en los extremos alejados, ayuda a expeler el fluido del alojamiento
del estátor (56) debido a este aumento de presión del fluido que provoca
25 un movimiento radial hacia fuera de los bolsillos de rotor (56).

Colocadas alrededor de la periferia interior del alojamien-
to del estátor (26) existe una pluralidad de paletas de estátor espaciadas
(60) las cuales forman una pluralidad de bolsillos enfrentados interiormen-
te (61) que cooperan con los bolsillos del rotor (56) para formar el reco-
30 rrido de flujo turbulento, tal como puede ser notado en las figuras 2 y 4.

401201

-18-



1 Tal como se puede apreciar por la figura 5, las puntas de
las paletas del rotor (55) están separadas de las paletas del estator (60)
por un pequeño espacio; bajo rotación del impulsor (35), el fluido dentro
5 de los bolsillos opuestos (61), (56) se hace turbulento por constante in-
teracción y corte de las moléculas de fluido como para dar al freno (10)
sus características de potencia de freno necesarias, cuya acción es afecta-
da por varios factores importantes en la construcción de las paletas (55)
(60), tal como será explicado detalladamente ahora.

10 De esta manera, los extremos alejados de las paletas del
estator (60) se extienden alrededor de los extremos terminales de las pa-
letas del rotor (55) como para formar segmentos de paletas (62), tal como
puede verse mejor en la figura 2. En el extremo opuesto de las paletas
(60) y formados en la cara interior de la placa de cubierta (27) hay unos
15 segmentos de paleta (63); debe entenderse que ambos segmentos de paleta
(62) (63) están alineados con las paletas (60) (ver figuras 4 y 5 respec-
tivamente). Debido a la presencia de estos segmentos de paleta (62)(63),
se crean áreas de acción de vórtice de separación (64)(65) en los extremos
respectivos del recorrido de flujo a lo largo de los bolsillos (56)(61)
que interactúan con una región de vórtice central (66) como para dar un
20 cambio de fluido hacia atrás y hacia adelante particularmente eficiente a
lo largo del recorrido del flujo. Además de este tipo de actuación de vór-
tice a lo largo de la longitud del recorrido del flujo, hay una acción de
vórtice considerable a 90° con respecto a esto, debido al movimiento de
las puntas de las paletas de rotor a través de los bolsillos del estator,
25 tal como se puede ver por las flechas (68) en la figura 5. Se ha averigua-
do que con la combinación de esas fuerzas de vórtice diferentes, la turbu-
lencia en el freno (10) es de una naturaleza autosostenible y más altamen-
te eficiente que la que hasta ahora ha sido obtenida por medio de aparatos
anteriores.

30 Ya que las puntas de las paletas del rotor (55) pasan so-

401201



-10-

1 tre los bolsillos del estátor (61) bajo rotación del impulsor (35), tal co
mo se describió, hay, por supuesto, un aumento momentáneo en la presión
en los bolsillos individuales del estátor (61), como para crear un efecto
pulsante. Con el fin de evitar el efecto de bloqueo de la adición simultá
5 nea de estos cambios de presión separados que podría dar como resultado
un pulsamiento indeseable del impulsor (35) y las consecuentes sacudidas
del eje de accionamiento (6) al que está unido el freno (10), el número
de paletas de estátor (60) y paletas de rotor (55) es seleccionado como
para ser diferente en número. Esto asegura que las paletas de rotor (55)
10 y las paletas del estátor (60) no estén alineadas en ninguna posición ro-
tativa del impulsor (35), o en otras palabras, estén siempre fuera del al-
cance unas de otras.

Así pues, en la realización física ilustrada, el número de
paletas de rotor (55) ha sido seleccionado como un número par, mientras
15 que el número de paletas del estátor (60) ha sido seleccionado como un nú-
mero impar dando como resultado la disposición mostrada en la figura 4 y
como consecuencia, ya que el impulsor (35) gira pasando sobre los bolsillos
del estátor (61), la presión es constantemente aumentada y disminuida en
cada uno de los bolsillos sucesivos del estátor, en diferentes momentos,
20 asegurando de esta manera que no ocurra el efecto de bloqueo.

Los medios de descarga periféricos en el alojamiento del
estátor (26) preferiblemente toman la forma de una serie superior de orifi-
cios de eyección (70) y dos series inferiores de orificios de eyección (71)
(72), tal como puede ser visto en comparación en las figuras 2 y 6. Con es-
25 ta disposición, la eliminación del aceite del armazón del estátor ocurre
en tres posiciones espaciadas alrededor de la periferia del alojamiento,
para una eliminación más consistente del fluido y para alentar el flujo
constante a través del freno. También, con una pluralidad de puntos de des-
carga alrededor de la periferia del alojamiento (26), las presiones de
30 trabajo son capaces de ser disminuidas a aproximadamente 0.35154 kg/cm^2

401201

-20-



1 y se realiza un equilibrio de presión mejorado alrededor del alojamiento
(26) mientras todavía se mantiene la acción de turbulencia requerida en
el fluido.

5 Mientras que la serie de orificios (70) está colocada en
la pared anular exterior del alojamiento (26), los orificios (71)(72) es-
tán colocados en la superficie exterior del alojamiento (26), tal como
puede ser visto en la figura 6, y un par de cámaras de transferencia (73)
(74) están asociadas con los últimos orificios (71) (72), respectivamente,
de manera que el aceite que fluye de estos orificios durante la operación
10 de descarga es transferido a un punto sobre el nivel del aceite en el de-
pósito. Esto significa que el aceite calentado es enfriado antes que sea
regresado al ciclo de trabajo dentro del alojamiento del estátor (26), y
quizá más importante, se evita la retrogresión del fluido a través de los
orificios (71)(72), cuando el freno (10) está descargado y en estado de-
sembragado.
15

De esta manera, para considerar la operación del conjunto
del freno (10), cuando el conjunto de válvula (40) es abierto para admitir
aceite dentro del alojamiento del estátor (26), el aceite será bombeado ha-
cia fuera, tal como se indica por medio de las flechas de flujo en la figu-
20 ra 2, y será forzado a través del recorrido de flujo turbulento definido
por las regiones de vórtice (66)(64) y finalmente expelido a través de los
orificios de eyección (70)(71)(72). Durante esta operación es importante,
tal como se señaló anteriormente durante la discusión de los pasajes de
cebador (57), que la turbulencia a lo largo del recorrido del flujo sea
25 mantenida de manera que no ocurran efectos de canalización en ninguna velo-
cidad en la gama de velocidad, para la que ha sido diseñado el freno. Esto
se logra más eficientemente en el presente invento por medio del suminis-
tro, en cada una de las paletas del estátor (60), de un pasaje (75) el
cual permite la transferencia controlada del aceite entre los bolsillos
30 del estátor adyacentes (61). Tal como se muestra en la figura 2, estos pa-



1 pasajes (75) están colocados adyacentes al extremo terminal del recorrido
de flujo, en la cercanía de los orificios de eyección (70)(71)(72). Es-
tos pasajes (75), en efecto, simplemente permiten la transferencia de
5 fluido entre los bolsillos del estátor (61) de manera que el fluido no
sea atrapado ahí, porque esto podría provocar efectos de canalización; el
intercambio predominante de fluido a través de los pasajes (75) alrededor
del alojamiento del estátor (26) en una dirección en contra de las agujas
del reloj, es mostrado en la figura 5 debido a la acción de las paletas
(55) moviéndose sobre los bolsillos (61). También, los pasajes (75) están
10 formados de modo que estén inclinados desde el exterior de las paletas (60)
al interior y hacia la periferia del alojamiento del estátor (26). Esta
orientación inversa de los pasajes (75) con respecto al recorrido de flujo
a lo largo de los bolsillos (56), (61) alienta la acción de vórtice (64)
dentro de los bolsillos del estátor (61) como para mejorar la condición
15 turbulenta total del fluido y consecuentemente para disminuir las posibi-
lidades de una canalización no deseada del fluido. También, a cuenta del
recorrido de una determinada cantidad de fluido a través de estos pasajes
(75), el fluido usado en los bolsillos del estátor (61) está siendo cons-
tantemente movido hacia los orificios de eyección (70)(71)(72) para una
20 descarga más eficiente del alojamiento del estátor (26).

La selección del tamaño de estos pasajes (75) ha sido en-
contrada para efectuar realmente la capacidad de frenado del freno (10),
habida cuenta de que con pasajes más grandes, el fluido es capaz de fluir
más libremente de un bolsillo a otro y de esta manera permite una resis-
25 tencia menor general, al giro del impulsor (35). Hablando en general, un pasa-
je de aproximadamente 0.635 cm ha sido encontrado valioso para dar una
buena transferencia entre los bolsillos del estátor (61) para evitar la
oclusión del fluido, mientras que al mismo tiempo no se disminuye la alta
eficiencia de la acción turbulenta del fluido. De esta manera se comprende
30 rá que esto permite una manera más simple en la cual las características

401201



-22-

1 del freno (10) pueden ser variadas dentro de determinados límites para reunir los requerimientos especializados de un vehículo en particular.

5 Con referencia ahora a la figura 7 de los dibujos, se muestra un sistema de unión de control, designado generalmente por el número de referencia (78), el cual es para operar el freno (10) y provee otra característica del invento. Así pues, el camión (7) puede ser considerado como teniendo un armazón (80), un suelo de soporte apropiado (81) y un acelerador articulado usual (82) ahí montado. Conectada al acelerador (82) está la varilla de accionamiento (83) la cual se extiende a través
10 de un agujero en el suelo (81) y está articulada en su otro extremo a una palanca de control (84) la cual es operativa para ser accionada alrededor de un pasador (4). En el extremo lejano de la palanca de control (84) está un elemento de rodillo (85) que engrana con una porción arqueada (86) de una palanca actuadora (87) que está montada articuladamente sobre el pasador (3). La palanca accionadora (87) es desviada en la dirección opuesta
15 a las agujas del reloj por medio del muelle (88), de manera que la porción arqueada (86) es constantemente mantenida en engranamiento con el rodillo (85). En el extremo inferior de la palanca (87) existe una serie de agujeros de regulación o ajuste (89) a través de los cuales es unido selectivamente un cable de accionamiento (90). El cable (90) es, a su vez, conectado a una varilla de conexión horizontal (79) que se extiende dentro de la porción superior del freno (10) y está conectada a una palanca acodada (77) montada con posibilidad de giro sobre la parte posterior del alojamiento del estátor (26). El movimiento de la palanca acodada (77) hace funcionar
20 a una varilla de desplazamiento vertical (76) que conecta articuladamente a un segmento de contrapeso (69) fijado sobre el extremo del miembro de válvula rotativo (43) del conjunto de válvula de carga (40). Tal como se muestra en la figura 2 y en la línea de trazo lleno de la figura 7, el miembro de válvula (43) está normalmente girado en la dirección a favor
25 de las agujas del reloj por medio de la acción de un segmento de contra-

30



1 pese (69), de manera que los pasajes de flujo (42) estén abiertos, y el
aceite del depósito sea admitido al alojamiento del rotor (26). En esta
condición, el freno (10) es embragado y, tal como puede notarse, el ace-
5 lerador (82) está en la posición completa retraída. Cuando se desea desem-
bragar el freno, el chófer meramente procede a accionar el acelerador (82)
a lo largo de un recorrido igual a alrededor de 1/3 de su recorrido total,
(distancia indicada por el índice de referencia (1) en esta figura).

10 Cuando el acelerador (82) es movido de esta manera a la
posición de la línea punteada, la palanca de control (82) será girada en
la dirección en contra de las agujas del reloj para hacer que el elemento
de rodillo (85), a su vez, desvíe la palanca actuadora (87) en la dirección
a favor de las agujas del reloj, alrededor de su pasador de pivote (3).
Debe notarse en este punto, que el movimiento inicial también ha sido seña-
lado por el índice (1) a lo largo de la porción arqueada (86), y es posible
15 a través de la curvatura crítica de tal porción (86) y de la colocación del
pasador (3), que la palanca (87) esté dentro del arco del movimiento de di-
cho elemento de rodillo (85) sobre esta distancia (1). Después de que esta
distancia (1) ha sido recorrida, la porción arqueada (86) ya no está den-
tro del arco del movimiento del elemento de rodillo (85), sino que está
20 ahora sustancialmente coexistente con dicho arco de movimiento sobre una
distancia denotada por el índice de referencia (2) de manera que no es po-
sible más recorrido, a favor de las agujas del reloj, de la palanca (87).
Con la palanca (87) así desplazada en una dirección a favor de las agujas
del reloj sobre la distancia (1), el cable (90) es desplazado hacia la iz-
25 quierda en la figura 7, la palanca acodada (77) es girada y el segmento de
contrapeso (69) elevado para girar el miembro válvula (43) hacia una posi-
ción cerrada, con lo cual se corta el flujo de aceite al alojamiento del
estátor y de esta manera se desembraga el freno, todo tal como se muestra
en la línea punteada parcial de esta figura.

30 Conforme el acelerador (82) completa la distancia (1), y

401201

-24-



1 de esta manera alcanza o llega a la posición de la línea punteada de la
figura 7, se engancha la varilla (67) la cual opera la alimentación de
la gasolina al motor de la manera usual. Debe recordarse que a través de
este movimiento final (2), el cual es aproximadamente $2/3$ del movimiento
5 total del pedal del acelerador (82), la palanca de actuación (87) es man-
tenida en la posición de la línea punteada por medio del movimiento del
rodillo (85), y de esta manera el freno (10) es mantenido en la posición
desembragada para permitir un recorrido libre del camión (7). Cuando el
10 chófer del camión (7) desea de nuevo embragar el freno, simplemente suel-
ta el acelerador (82) hacia la posición de línea completa en donde la pa-
lanca accionadora (87) es regresada a su posición de línea completa. Debe
hacerse notar que la provisión de segmento de contrapeso (69) asegura que
el freno (10) del presente invento esté en la posición embragada en el
15 momento en que el pedal del acelerador (82) sea soltado y que debido al
hecho de que no se debe depender de muelles o similares para realizar es-
ta acción, el mecanismo es de mucha confianza y a prueba de impericia.

La estructura y funcionamiento del sistema de enfriamiento
20 de aire forzado del presente invento es mostrado más claramente en el
diagrama esquemático de la figura 8. Para admitir aire al interior de di-
cho freno (10), se suministra, en el frente del freno (10), un tubo de
entrada de aire (58) que comunica con la cámara de aire interior a través
de la pared del armazón (15) y tiene una abertura dirigida hacia abajo
(59) (ver figura 3). Un protector (51) puede ser unido al tubo (58) para
25 deflectar el aire del ventilador (12) hacia dentro de la abertura (59); de-
be ser recordado que el ventilador (12) está colocado inmediatamente en-
frente del freno (10) y de esta manera generalmente dirige un cuerpo cir-
culante de aire en línea con dicha abertura (59) (ver figuras 1 y 2). De
acuerdo con esto, hay que darse cuenta que durante la operación, el ven-
30 tilador (12) está constantemente forzando aire hacia dentro de la abertu-
ra (59) a una presión aumentada, de manera que hay una presión superatmos-

401201

-25-



1 férica en la cámara de aire del armazón (15).

En la parte posterior del armazón (15) del freno (10) hay un tubo de transferencia (49) que está conectado a una cámara de aire secundaria formada sobre el nivel de aceite de la unidad de enfriamiento y extracción (11), tal como puede notarse. El aire de la cámara de aire del freno (10) es de esta manera constantemente forzado hacia la unidad enfriadora (11) por medio de esta presión superatmosférica, y cualquier niebla o vapor de aceite creada por la operación de descarga del freno (10) es recogida ventajosamente en una serie de pantallas verticales (34) dispuestas en la sección superior (29) de dicha unidad de enfriamiento (11). Después de haber sido separado del aceite por medio de estas pantallas (34), el aire es entonces forzado por el tubo de escape (19) hacia fuera de la atmósfera. Esta disposición de separación se ha encontrado que reduce grandemente las pérdidas de aceite ya que una gran proporción de éste, que de otra manera se perdería en vapor o niebla, es recobrado. Además, este flujo de aire forzado a través del sistema, logra en realidad una cantidad significativa de enfriamiento del aceite.

Inmediatamente debajo de la sección superior (29) de la unidad de enfriamiento (11) existe una serie de tubos con aletas verticales los cuales sirven para enfriar más el aceite conforme éste pasa hacia la sección inferior (13). Desde la sección inferior (13), el aceite es regresado al freno (10) por medio del conducto de transferencia (9) el cual conecta a dicho freno (10) al fondo del depósito e inmediatamente adyacente al conducto de toma (41) de la válvula de carga (40). Esto significa que el aceite enfriado de la unidad de enfriamiento (11) es colocado para ser sacado hacia el alojamiento del estátor (26) bajo el desencadenamiento de la siguiente operación de carga del freno (10). Un conducto de transferencia (8) conecta la porción superior del depósito del freno (10) a la sección superior (29) del enfriador (11) como para transferir el aceite calentado hacia dentro de dicho enfriador (11).

401201

-26-



1 Hay que darse cuenta de que hay muchas ventajas en el
presente invento, tal como han sido específicamente consideradas en la
anterior discusión. Obviamente, una ventaja es la provisión de los pasa-
jes (57) en el impulsor (35) y los pasajes (75) en las paletas del está-
5 tor que aseguran un funcionamiento eficiente y de confianza del freno
hidrodinámico (10) sobre una gama completa de velocidades. Además, el di-
seño de las paletas del rotor y estátor (55) (60) del freno (10) ha demos-
trado ser altamente significativo para mantener la turbulencia requerida.
También, se ha demostrado su posible operación a presiones del fluido sus-
10 tancialmente más bajas que las que hasta ahora han sido posibles, por me-
dio de la provisión de una pluralidad de orificios de eyección espaciados
(70) (71) (72) alrededor de la periferia de alojamiento del estátor. Fi-
nalmente, las mejoras en los sistemas de control y enfriamiento asociados,
aseguran una operación más segura y económica del freno (10), dando así
15 un sistema de frenado verdaderamente integrado el cual está particularmen-
te adaptado para aplicación en automoción.

Descrita suficientemente la naturaleza del presente in-
vento así como su realización industrial, sólo cabe añadir que en su con-
junto y partes constitutivas es posible introducir cambios de forma, mate-
20 ria y disposición, sin salirse del cuadro del invento, en cuanto tales al-
teraciones no supongan variación sustancial del mismo.

La Patente de Introducción que se solicita por diez
años para España de acuerdo con la vigente Legislación no se ha dado a co-
nocer en España, siendo su fuente de origen la Patente U.S.A. Nº3407908

25 N O T A

La Patente de Introducción que se solicita por diez
años para España, de acuerdo con la vigente Legislación sobre Propiedad
Industrial, deberá recaer sobre "FRENO HIDRODINAMICO" en todo de acuerdo
30 con las siguientes

R E I V I N D I C A C I O N E S

401201

-28-



1 fluido entre los respectivos bolsillos, con lo cual el fluido de dichos
bolsillos es capaz de ser transferido directamente entre bolsillos adya-
centes bajo la rotación de dicho impulsor como para evitar el bloqueo u
oclusión de dicho fluido en dichos bolsillos así como para evitar la ca-
5 nalización de dicho fluido y para igualar la presión entre dichos bolsi-
llos.

3ª.- Freno hidrodinámico, en todo de acuerdo con las
anteriores reivindicaciones, caracterizado porque dichos medios de pasa-
je están formados en dichas aletas de estátor en situación adyacente a
10 dichos medios de descarga periféricos, con lo cual el fluido es transfe-
rible entre los bolsillos de estátor para ayudar a la descarga de dicho
fluido.

4ª.- Freno hidrodinámico, en todo de acuerdo con las
anteriores reivindicaciones, caracterizado porque dichos medios de pasa-
15 je están colocados a un cierto ángulo con respecto a dichos medios de
descarga periféricos de modo que dirigen el fluido transferido, en direc-
ción inversa con relación al recorrido de flujo a lo largo de dichos bol-
sillos para ayudar a mantener la turbulencia deseada de dicho fluido.

5ª.- Freno hidrodinámico, en todo de acuerdo con las
20 anteriores reivindicaciones, caracterizado porque comprende un armazón ex-
terior que encierra a dicho alojamiento de estátor y forma un depósito de
fluido que rodea al mismo, comprendiendo dichos medios de descarga perifé-
ricos una pluralidad de series de orificios de eyección que comunican con
unos bolsillos seleccionados de dichos bolsillos de estátor, estando cada
25 una de dichas series periféricamente espaciada de las otras alrededor de
dicho alojamiento de estátor para proporcionar puntos de descarga múlti-
ples conectados a una cámara de descarga por debajo del nivel de fluido
en dicho depósito, poseyendo dicha cámara de descarga una abertura sobre
dicho nivel para evitar el retroceso del fluido a través de los orificios
30 de eyección.

MCE

401201



-30-

1 tura del alojamiento por debajo del nivel de fluido de dicho depósito y ter
minando adyacentes a un lado de dichos cojinetes, los cuales están posi-
5 cionados adyacentemente al rotor o impulsor; los espacios de fluido cita-
dos se extienden desde el lado de dichos cojinetes opuesto a los canales
de lavado, hacia fuera, a dichas paletas de rotor, con lo cual bajo la ro-
tación del impulsor o rotor, el fluido que pasa de este depósito a dichos
10 cojinetes a través de dichos canales de lavado de cojinetes por medio de
la presión estática del fluido, es inducido a subir hacia fuera radialmen-
te a través de dichos espacios de fluido por medio de la fuerza centrífuga,
para asegurar un flujo constante de fluido de dichos cojinetes para
lubricación continua y enfriamiento de los mismos.

15 11ª.- Freno hidrodinámico, en todo de acuerdo con las
anteriores reivindicaciones, caracterizado porque incorpora una cámara de
aire sobre el nivel de dicho fluido en el armazón que encierra el aloja-
miento del estátor, una entrada de aire en dicho armazón sobre el nivel
de fluido, una válvula en dicho alojamiento de estátor que comunica con
20 dicho depósito de fluido teniendo dicha válvula un miembro de válvula en
dicho alojamiento para admitir un fluido dentro del mismo cuando está
abierta para realizar la operación de carga del freno; esta válvula posee
además medios de pasaje de aire para admitir aire a dicho alojamiento pa-
ra reemplazar el fluido en el mismo con aire cuando la válvula está en po-
sición cerrada para realizar la posición de descarga; el freno hidrodiná-
mico incorpora además, una unidad de refrigeración y extracción de fluido
25 que forma una cámara de aire secundario y un depósito de reserva, estan-
do dispuestos unos medios de conexión de aire entre dichas cámaras de
aire y la salida de aire formada en la cámara de aire secundaria así como
medios de circulación de fluido que conectan la unidad de enfriamiento al
armazón exterior, medios en la cámara de aire secundario para conectar o
30 recoger dicho fluido del extractor resultante de la operación de descarga,
y medios para forzar aire a través de dichas cámaras de aire y sacarlo

MCE



1 fuera de dicha salida de aire para mantener una presión superior a la at-
mosférica en el sistema durante la operación, para cooperar al enfriamien-
to de dicho fluido.

5 12ª.- Freno hidrodinámico, en todo de acuerdo con las
anteriores reivindicaciones, caracterizado porque dicha unidad de enfria-
miento de extracción comprende secciones inferiores y superiores y tubos
de enfriamiento con aletas normales conectando a las mismas para enfriar
el fluido a medida que pasa entre dichas secciones.

10 13ª.- Freno hidrodinámico, en todo de acuerdo con las
anteriores reivindicaciones, caracterizado porque incorpora medios de con-
trol interconectando dicho miembro de válvula al acelerador del vehículo
correspondiente y que comprenden una palanca de control oscilante conecta-
da al acelerador en uno de sus extremos y poseyendo un elemento de engrane
en el otro extremo, una palanca accionadora oscilante montada alrededor de
15 un eje de giro paralelo al eje de giro de la palanca de control y teniendo
dicha palanca accionadora una porción arqueada para enganchar con el cita-
do elemento de enganche, la cual porción arqueada está en el interior del
arco descrito por el movimiento del elemento de enganche a través de apro-
ximadamente el primer tercio de movimiento del acelerador, y sustancial-
20 mente sobre dicho arco durante el movimiento restante del acelerador, y
por último estando dispuestos medios de unión que conectan dicha palanca
accionadora al miembro de válvula para cerrar progresivamente dicha vál-
vula durante dicho primer tercio de movimiento y mantenerla en la posi-
ción cerrada después.

25 14ª.- Freno hidrodinámico, en todo de acuerdo con las
anteriores reivindicaciones, caracterizado porque dichos medios de unión
incluyen un contrapeso fijado sobre dichos miembros de válvula para girar
con él estando ubicado dicho contrapeso de modo que provoca la abertura
por gravedad de la válvula cuando el acelerador es soltado, con lo cual
30 el freno permanece constantemente embragado excepto cuando el acelerador

ME

401201



1
5
10
15
20
25
30

está siendo usado.

15ª.- "FRENO HIDRODINAMICO".

Según queda sustancialmente descrito en la presente memoria descriptiva que consta de treinta y dos hojas mecanografiadas por una sola cara acompañadas de sus dibujos.

Madrid, a 25 MAR. 1972

El Agente Oficial

MIGUEL FERRANDEZ LOPEZA PINZON
P. P.

MLC

401201



FIG 1

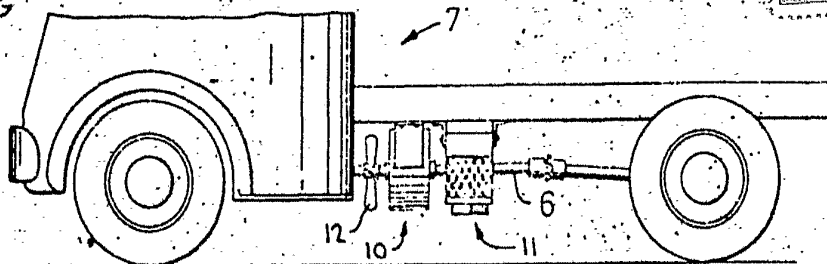
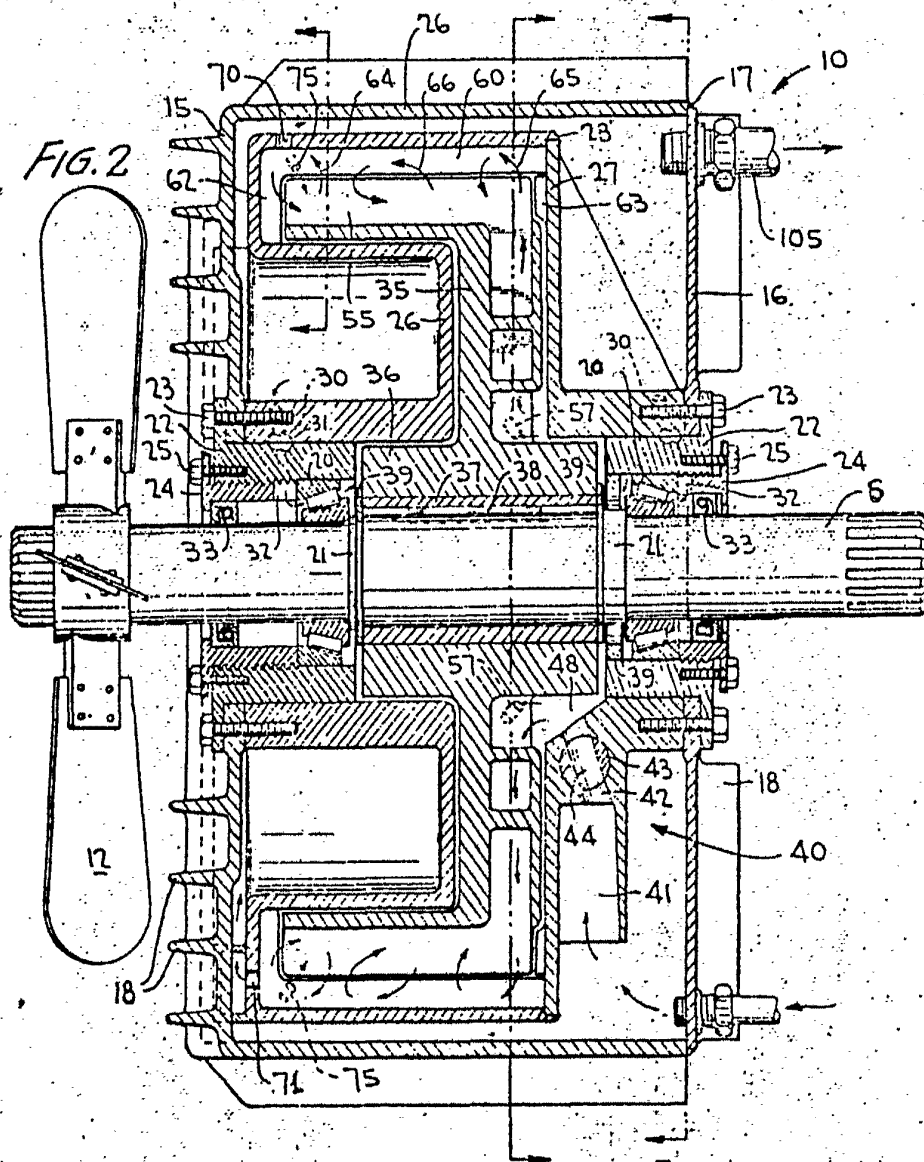


FIG. 2



Escala variable
Madrid 25 MAR. 1972
El Agente Oficial:

MIGUEL FERNANDEZ - LOAYSA PINZON
P. P.

POOR
QUALITY

401201



FIG. 3

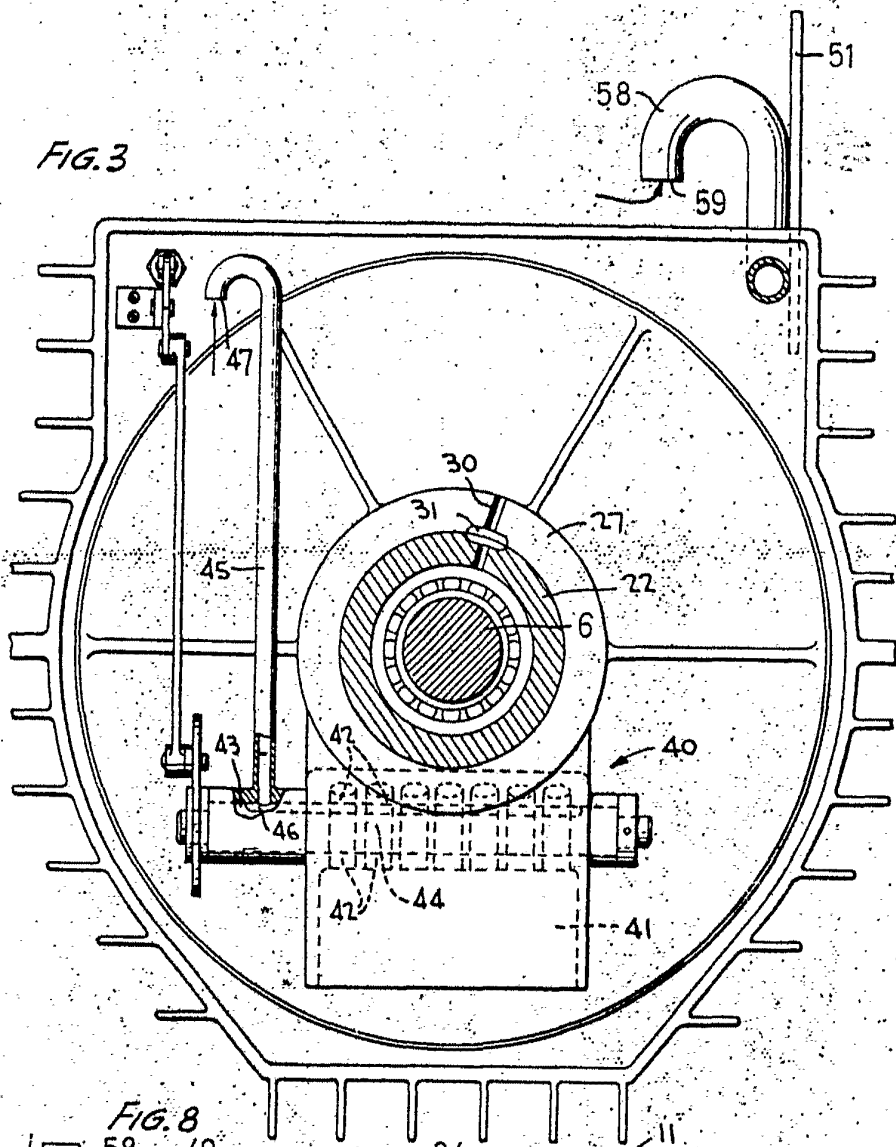
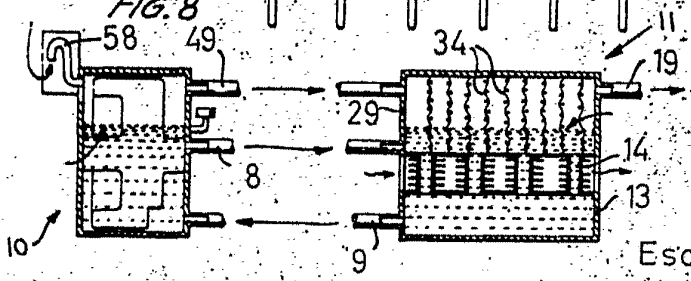


FIG. 8



Escala variable
Madrid 29 MAR. 1972
El Agente Oficial:
MIGUEL FERNANDEZ TOAYSA PINZON
P. P.

[Handwritten signature]

POOR QUALITY

401201



FIG. 4

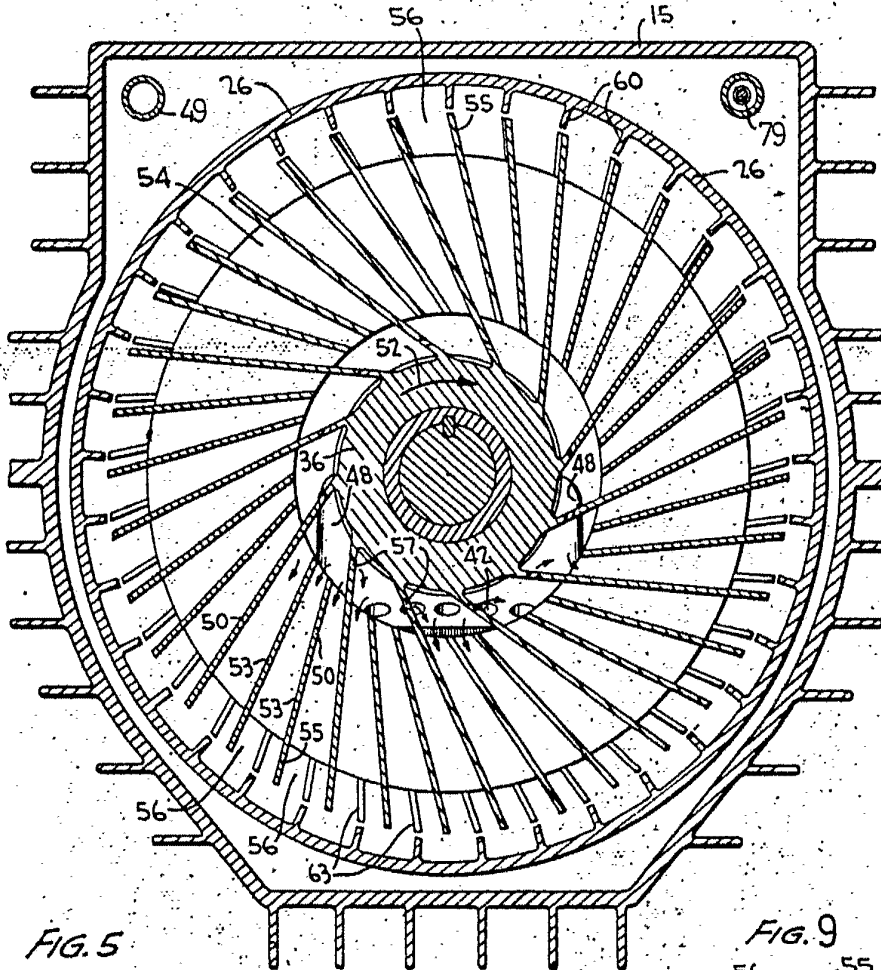


FIG. 5

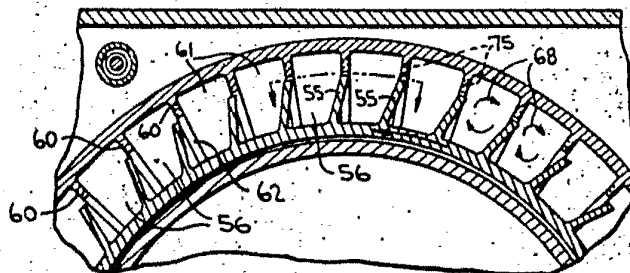
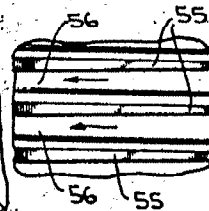


FIG. 9



Escala variable 1872
Madrid, 29 MAR. 1872

El Agente Oficial.

MIGUEL FERNANDEZ / LOYSA PRIZON
P. P.

POOR
QUALITY

401201



FIG. 7

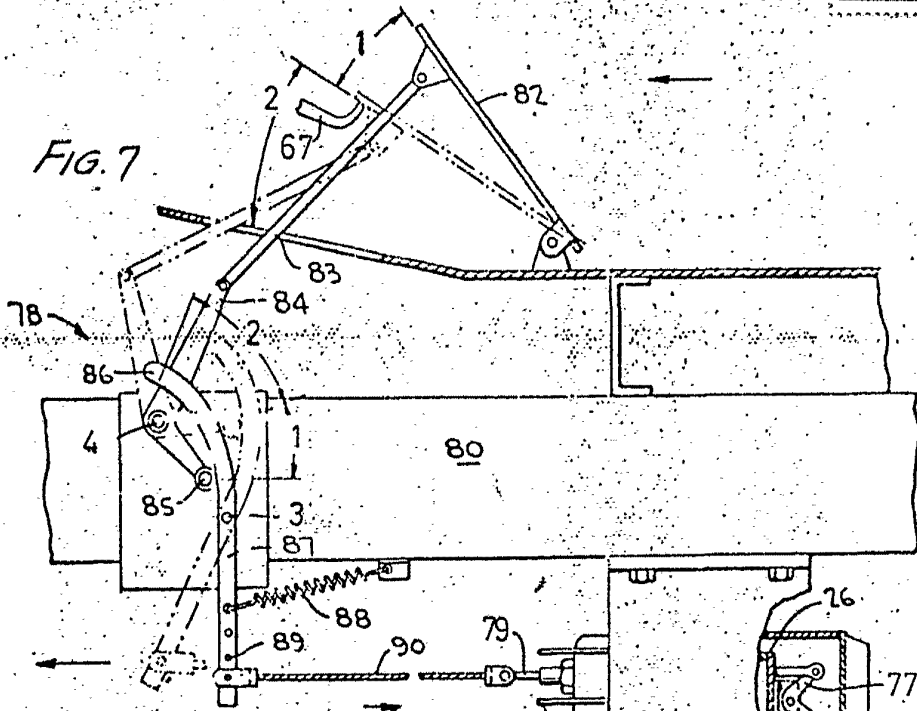
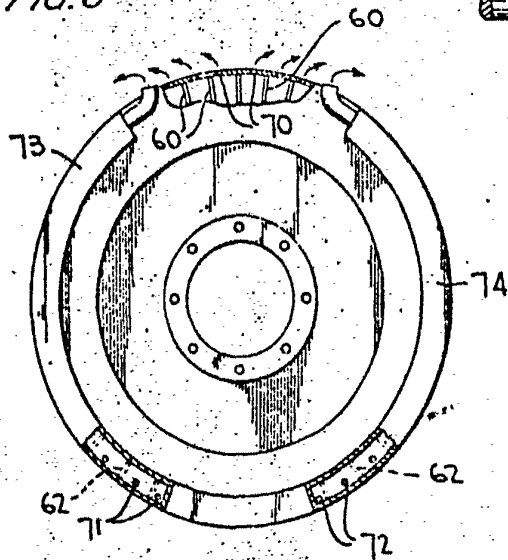


FIG. 6



Escala variable
Madrid

El Agente Oficial

MIGUEL ESCOBAR - LONJA PINZON
P.P.

POOR
QUALITY