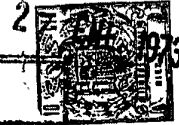


411060

PATENTE DE INVENCION

=====
Cass N° 455

411060



Int. Cl. FOLL

Fe. 24-9-75

Memoria Descriptiva

sobre:

PERFECCIONAMIENTOS EN MECANISMOS DE REVERSA
PARA MOTORES DE COMBUSTION INTERNA.

Solicitante: A/S BURMEISTER & WAIN'S MOTOR-OG MASKINFABRIK AF 1971,
entidad danesa, residente en N° 2 Torvegade, 1449
Copenhagen K, Dinamarca.

La presente invención se refiere
a un mecanismo de reversa para un motor de combustión
interna, sobre todo a un motor marino aunque no exclusi-
vamente a él, que tenga un árbol de mando que lleve le-
5. vas para regular el ciclo de funcionamiento en los ci-

411060 - 2 -



5. cilindros del motor estando acoplado al cigüeñal del motor mediante una conexión de movimiento perdido que comprende una rueda motriz conectada al cigüeñal, un eje conductor asegurado firmemente al árbol de mando y por lo menos un codo del cigüeñal montado en el eje conductor o en la rueda motriz, y acoplado a una corredera de pivote en la rueda motriz o en el eje conductor, según el caso. El mecanismo de reversa también incluye medios hidráulicos para desplazar la posición angular de la rueda motriz respecto al árbol de mando al realizar el codo o los codos del cigüeñal un giro limitado.

10. En un mecanismo de este tipo descubierto en la memoria de la patente británica nº 1.096.405, los medios hidráulicos que giraban el árbol de mando respecto a la rueda motriz consistía en un motor colocado coaxialmente respecto al árbol. El cilindro del motor podría ir incorporando en la rueda motriz, mientras que el pistón del rotor relativamente pivoteado lleva un engranaje acoplado a

15. ruedas satélites montadas en la rueda motriz. Cada rueda satélite va fijada a un codo del cigüeñal, y las partes finales acodadas de los codos van asentadas en bloques que se desplazan deslizándose por las correderas de pivote radiales existentes en el eje conductor. Mientras el motor está

20. funcionando normalmente girando en un sentido, los bloques deslizantes y los codos se colocan en una posición extrema y el pistón hidráulico, el eje conductor y el árbol de mando

25. giran sincronizados con la rueda motriz. Al invertir la marcha del motor el pistón gira dependiendo de la rueda motriz, por lo que las ruedas satélites empiezan a girar sobre sus ejes y, a través de los codos y los bloques deslizantes, giran el eje conductor y el árbol de mando que dependen de

30.



la rueda motriz hasta que se alcanza la otra posición extrema relativa del árbol de mando correspondiente al sentido contrario de giro del motor.

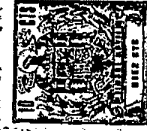
5. Este mecanismo de reversa de que hablamos es complicado y costoso debido, entre otras razones, a que los engranajes han de ser necesariamente bastante pesados para transmitir toda la torsión desde el motor hidráulico a los codos del cigüeñal y a que los engranajes dentados y las correderas de pivote son difíciles de fabricar con mucha precisión para que las fuerzas que aparezcan durante la operación de reversa se distribuyan uniformemente entre las ruedas satélites y se evite un exceso de carga. A causa del tamaño del motor hidráulico, la pared tendrá un grosor especialmente las paredes laterales del cilindro, excesivo en los motores de
10. combustión interna prolongada, de modo que el mecanismo resulta muy pesado.

15. El objeto de la invención es el de proporcionar un mecanismo de reversa hidráulico perfeccionado en el que los inconvenientes arriba indicados sean evitados por lo menos esencialmente.

20. Según la presente invención se proporciona un mecanismo de reversa para un motor de combustión interna que tiene un árbol de mando que lleva levas para controlar el ciclo de funcionamiento en los cilindros del motor, comprendiendo dicho mecanismo de reversa una conexión de movimiento perdido que une el árbol de mando al cigüeñal del
25. motor, comprendiendo dicha conexión una rueda motriz unida al cigüeñal, un eje conductor o en la rueda motriz y acoplado a una corredera de pivote en la rueda motriz o en el eje
30. conductor, según el caso, en donde cada codo del cigüeñal va

411060

- 4 -



asociado a su respectivo motor hidráulico de pistón giratorio, estando situado el cilindro de este motor en la parte de la conexión en la que va montado el codo del cigüeñal, mientras que la pistón del motor va fijado al codo del cigüeñal.

5.

Cuando el codo o cada codo del cigüeñal del mecanismo de reversa va fijado directamente al pistón giratorio de un motor hidráulico, se evitan los problemas relacionados con los engranajes sobrecargados que - en el mecanismo anterior transmiten las torsiones desde el motor situado en el centro a los codos.

10.

El motor o los motores hidráulicos pueden construirse de menores dimensiones que los del mecanismo de que hemos hablado anteriormente, debido a su emplazamiento excéntrico en la conexión. Esto hace que se pueda construir

15.

una pared menos gruesa y un mecanismo más liviano y que los motores hidráulicos pueden fabricarse más fácilmente y a menos costoso. Con motores hidráulicos relativamente pequeños es también más fácil evitar vibraciones excesivas durante la operación de reversa, por ejemplo, las debidas al llamado fenómeno de atascamiento-resbalamiento entre el pistón y el cilindro.

20.

Cuando la fuerza motriz del mecanismo es proporcionada por dos o más motores hidráulicos, se puede obtener la ventaja adicional de que si uno de los motores falla, puede efectuarse una operación de reversa de emergencia con ayuda del motor o motores restantes cuando sea desmontado el motor defectuoso, lo cual resulta muy fácil. Además, en el caso de desmontado el motor defectuoso, lo cual resulta muy fácil.

25.

Además, en el caso de fallase el suministro de presión hidráulica, se puede realizar una maniobra de reversa de emergencia, más despacio- empleando solo un motor que puede ali-

30.



mentarse por una bomba accionada a mano o por un sistema de aceite lubricante del motor de combustión intensa.

5. En un modo de realización de la invención puede unirse un embudo a cada cilindro hidráulico para formar junto con el pistón giratorio dos cámaras de trabajo de volumen variable. Puede abrirse un conducto para suministrar y aliviar el fluido hidráulico para y desde la cámara de trabajo en la cámara respectiva a través de dos orificios o aberturas situadas a diferentes distancias angulares del embudo
10. y pueden montarse unos medios de obturación en la abertura situada junto al embudo o en un paso exterior conectado a dicha abertura. Por tanto se puede conseguir la detención del pistón poco antes de concluir cada operación de reversa muy fácilmente, por ejemplo, cuando el pistón cierra la abertura situada
15. lejos del embudo en la cámara desde la que va saliendo el aceite.

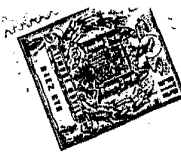
- El mecanismo puede comprender un convertidor de presión neumático-hidráulico que lleve un cilindro hidráulico de doble efecto, cuyas dos cámaras comunican con los motores de pistón giratorio hidráulico y una válvula de conmutación va adaptada para conectar adecuadamente cada cámara del cilindro a cualquiera de los dos conductos de aceite conectados a la bomba de aceite lubricante del motor de combustión interna. Cada uno de dichos conductos lleva una válvula
20. de retención para impedir el paso del aceite a la bomba, y uno de los conductos va conectado directamente a la bomba, mientras que el otro lleva además medios de obturación y va conectado al tanque del sistema hidráulico a través de un conducto de retorno derivado entre los medios de obturación y el cilindro
25. del convertidor de presión e incluyendo una válvula de alivio
- 30.

411060

- 6 -



- En esta forma de realización el aceite se mantiene a una presión limitada en una cámara de cada motor hidráulico durante el funcionamiento del motor de combustión interna que impida, por ejemplo, que las vibraciones en el eje conductor respecto al árbol de mando inicien un giro inesperado de los pistones hidráulicos, que podría originar el que el motor fuera puesto en reserva a destiempo. La válvula de alivio en el conducto de retorno de la segunda cámara de cada motor hidráulico puede regularse para abrirse a una presión algo inferior a la del aceite lubricante pero superior a la presión atmosférica, la cual impide que el aire sea absorbido en el interior del sistema hidráulico por ejemplo, a través de un prensaestopas giratorio. La posible pérdida de aceite del prensaestopas queda compensada por la conexión de la segunda cámara citada a la bomba de aceite lubricante a través de los medios de obturación los cuales son regulados convenientemente a una presión de descarga ligeramente inferior a la que se abre la válvula de alivio de modo que las pérdidas de aceite son mínimas.
- La válvula de conmutación puede funcionar con aire presurizado suministrado al cilindro neumático del convertidor de presión, que proporciona automáticamente una conexión correcta entre la sección hidráulica del convertidor de presión y los motores hidráulicos del mecanismo de reversa.
- Quando el mecanismo de reversa va provisto de dos o más codos estos codos pueden acoplarse conjuntamente mediante un engranaje que proporciona por lo menos una rotación esencialmente sincronizada de todos los codos. Esto puede resultar especialmente útil si el giro angular de cada codo entre sus dos posiciones extremas rebasa los 180°. Un
- 5.
- 10.
- 15.
- 20.
- 25.
- 30.



- ángulo de giro tan amplio como este tiene la ventaja de que las torsiones que se producen en la conexión durante el funcionamiento del motor de combustión interna tienden a retener los codos en sus posiciones finales respectivas, sin embargo, en el caso de que existan imperfecciones en las correderas de pivote, holgura desigual o desgaste producido entre las partes móviles del mecanismo, es lógico que durante la operación de reversa los codos no pasen de sus respectivos puntos muertos respecto a las correderas de pivote en el mismo momento exactamente que, en el peor de los casos, puedan causar un agarrotamiento del mecanismo. Este riesgo queda eliminado conectado conjuntamente los codos de forma mecánica a través de los medios de sincronización.
- 5.
- 10.

- El engranaje de sincronización puede llevar una rueda de engrane central dispuesta coaxialmente al árbol de mando y acoplada a una rueda de engrane asegurada a cada codo. Debe advertirse que en esta conexión estas ruedas de engrane puede ser más ligeras que las del mecanismo anterior según la patente británica N° 1096405 dado que a lo más, tendrán que transmitir una torsión suplementaria que, en conjunción con la torsión hidráulica que acciona un pistón de un cilindro hidráulico, asegura que el codo asociado se mueve más allá de su punto muerto.
- 15.
- 20.

- La invención se describirá ahora en relación a los dibujos diagramáticos que la acompañan, en los que:
- 25.

La figura 1 es una vista de una sección axial tomada a lo largo de la línea I-I de la figura 3 sobre un modo de realización del mecanismo de reversa según la invención.

- La figura 2 es una vista de una sección tomada a lo largo de la línea II-II de la la figura 1.
- 30.

411060

- 8 -



La figura 3 es una vista de una sección tomada a lo largo de la línea III-III de la figura 1.

5. La figura 4 es una vista fraccionada a una escala mayor del detalle señalado con el número IV en la figura 2.

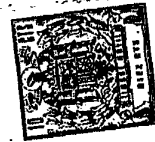
La figura 5 es una diagrama que ilustra el sistema de control neumático-hidráulico del mecanismo, y

10. Las figuras 6 es una vista fraccionada del mecanismo representado en la figura 1 con algunas modificaciones.

15. El mecanismo de reversa para un motor de combustión interna (no representado) ilustrado en las figuras 1-4 comprende un árbol 1 que puede ser parte del árbol de mando o del árbol de levas del motor pero que, en el modo de realización representado, es relativamente corto y, en sus extremos, lleva los lados 2, a través de los cuales se asegura a las dos mitades del árbol de mando el cual como de costumbre, lleva levas para accionar las bombas de inyección de aceite y las válvulas de escape del motor. El motor está
20. concebido para ser un motor de dos tiempos reversible directamente en el que las levas se empleen hacia delante y hacia atrás pero con posiciones angulares diferentes del árbol de levas respecto al cigüeñal.

25. Un eje conductor 3 se asegura al árbol 1, consistiendo dicho eje conductor en un núcleo 4, en uno de cuyos extremos hay dos brazos accionadores 5 diametralmente opuestos, mientras que el núcleo, por su otro extremo, está formado por dos brazos de soporte 6 diametralmente opuestos pero más finos.

30. Una rueda dentada 7, construida en dos par-



tes por razones de montaje, va montada en el núcleo 4 del eje conductor entre los dos pares de brazos 5 y 6. La rueda dentada va, mediante una cadena de transmisión, conectada al cigüeñal del motor de combustión interna. La rueda dentada lleva dos brazos 8 que se prolongan radialmente constituidos por dos correderas de pivote 9 diametralmente opuestas, y una zapata deslizante 10 que se desplaza recíprocamente en cada corredera de pivote.

Cada zapata deslizante 10 está construida en forma de un asiento para el acoplamiento acodado 11 de un codo del cigüeñal señalado por lo general con el número 12 y que comprende dos pasadores exteriores o sujeciones 13 y 14 acopladas a uno de los brazos de soporte 6 y a una cubierta inferior 15, respectivamente, de un cilindro hidráulico 16 asegurado a uno de los brazos 5. Cada cilindro 16, junto con un sector 17 del pistón asociado alojado entre la cubierta inferior 15 y una cubierta exterior 18, constituye un motor giratorio hidráulico. Como se indica en la figura 1, el pistón 17 va conectado al acoplamiento 14 del codo asociado mediante una conexión de las llamadas Hirth que lleva superficies dentadas de engrane y un perno 19 asociado de sujeción central.

En el lado frontal exterior y radial de cada cilindro 16, se asegura un embudo 20 y dos conductos 21 y 22 de aceite que se prolongan a través del brazo 5 y del cilindro adyacente a cada borde del embudo 20 y a una cierta distancia de aquel, respectivamente, según puede verse en la figura 2. En la circunferencia del embudo 20 y del pistón 17, pueden ajustarse bandas de cierre adecuado en rebajes con objeto de formar un cierre entre las dos cámaras de trabajo del cilindro 16 situadas a cada lado del pistón. En el lado exterior de los brazos 5, van montadas piezas



de los brazos 5, van montadas piezas de conexión 23 con pasos internos para proporcionar comunicación entre cada par de conductos asociados 21, 22 y un conducto exterior de aceite 24, 25, 26 ó 27, respectivamente. Como puede verse en la figura 4, un perno 28 que tiene un ánima relativamente estrecha va insertado en cada pieza de conexión 23 para obturar la comunicación entre el conducto 21 y el conducto exterior de aceite.

Como se representa en la figura 1, el árbol 1 tiene una ánima que está cerrada por sus dos extremos y un tubo 29 inserto en el ánima define conjuntamente un paso anular 30 que, va cerrado por un anillo 31 en cada extremo. Las ánimas 32 y 33 en los lados opuestos de uno de los anillos se prolongan radialmente a través del árbol, y cada ánima se abre en uno de los dos conductos circulares 34 y 35 en el núcleo 4 del eje conductor 3. Como se representa en la figura 2, el conducto 35 comunica a través de las ánimas 36 con dos conductos exteriores de aceite 24 y 27. A su vez, el conducto 34 se comunica con los conductos de aceite 25 y 26 a través las ánimas no representadas. En el extremo izquierdo del árbol 1 como se ve en la figura 1, existen dos ánimas radiales 37 y 38 en el árbol que termina en los conductos circulares 39 y 40 de un prensaestopas 41. Dos conductos 42 y 43 preferentemente flexibles van conectados a los conductos del prensaestopas. Unos orificios que se prolongan a través de la pared del conducto 29 fuera de los dos anillos 31 proporciona, en unión de los conductos mencionados, una comunicación desde el conducto 42 a los conductos exteriores de aceite 24 y 27 y, a través de ellos, a una de las cámaras de trabajo que, en cada motor hidráulico, están delimitadas



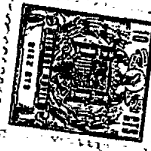
por el pistón 17 y el embudo 20. El conducto 43 comunica de forma similar a través del paso anular 30 con las otras dos cámaras de trabajo de los motores hidráulicos.

5. A cada lado del eje conductor 3, el árbol 1 va mantenido en dos soportes 44 mostrados esquemáticamente y entre uno de los soportes y los brazos de sustentación 6, del eje conductor va asegurado un anillo 45 al árbol, y dicho anillo, mediante una rosca exterior, encaja en un manguito 46 axialmente desplazable el cual a través de dos brazos 47, 10. uno de los cuales se representa en la figura 3, va conectado a la rueda dentada 7 para girar con ella. El giro relativo entre la rueda dentada y el árbol descrito abajo, que se produce cuando el motor de combustión interna (no ilustrado) está puesto en reversa, obliga al manguito 46 a desplazarse axialmente respecto al anillo 45 debido al acoplamiento de rosca 15. entre las dos partes. Por consiguiente se puede utilizar el manguito de la forma conocida per se para indicar la posición angular relativa entre la rueda dentada-y en consecuencia el cigüeñal del motor- y el árbol de levas, y adicionalmente 20. para accionar los medios de actuación (no representados) para diversos cometidos que pueden llevarse a cabo de conformidad con una operación de reversa, tal como se revela en la memoria de la patente británica 442,075.

25. El sistema de control para el mecanismo de reversa ilustrado en la figura 5 comprende un convertidor 48 de presión neumática-hidráulica que incluye un cilindro neumático 49 con su pistón 50 correspondiente y un cilindro hidráulico 51, cuyo pistón 52 va conectado mecánicamente al pistón 50. Las dos cámaras del cilindro 51 van conectadas, 30. a través de los conductos 53 y 54, a los conductos 42 y 43

411060

- 12 -



5. anteriormente mencionados los cuales van conectados al prensa-
estopas 41. Además las cámaras van conectadas, a través de
los conductos 55 y 56, a dos orificios de una válvula 57 de
cuatro pasos y dos posiciones accionada neumáticamente. Des-
de los otros dos orificios de la válvula, por uno se comuni-
ca, a través de un conducto 58 que lleva una válvula de re-
tención 59, con la bomba de aceite 60 del motor de combustión
interna. El último orificio de la válvula 57 va conectado a
la bomba 60 a través de un conducto 61 que lleva una válvula
10. regulable de obturación 62, una válvula de retención 63 y una
válvula 64 reductora de la presión, Un conducto de retorno
65 derivado desde el conducto 61 entre la válvula de obtura-
ción 62 se dirige hasta el tanque de aceite lubricante, y el
conducto 65 lleva una válvula de alivio 66 siendo regulable
15. su presión de entrada.

Las dos cámaras del cilindro neumático 49
van conectadas a una línea corriente de alimentación neumá-
tica 71 a través de los conductos 67 y 68, cada uno de los
cuales incluyen una válvula 69 y 70, respectivamente de dos
20. posiciones y tres pasos. La línea de alimentación 71 puede
salir desde el depósito de arranque del motor de combustión
interna. Durante una operación de reversa las dos válvulas
69 y 70 son accionadas de tal modo que el aire comprimido
entra en una cámara del cilindro 49, mientras que se ventila
25. la otra cámara. Las líneas de bifurcación 72 y 73 que salen
desde los conductos 67 y 68 sirven para suministrar aire
comprimido con objeto de accionar la válvula 57 anteriormente
mencionada y que esta se coloque en cualquiera de sus dos po-
siciones posibles.

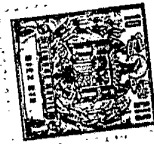
30. La posición de los diversos componentes



- del sistema de control representado en la figura 5 corresponde a la posición de los pistones 17 de los motores hidráulicos representados en la figura 2, cuando el motor de combustión interna no representado está funcionado girando en un sentido
5. El conducto 42 y las cámaras de accionamiento hidráulico conectados a este conducto a través de los conductos exteriores 24 y 27 van conectados a la bomba de aceite lubricante 60 a través de la válvula 57, y por tanto se mantiene en dichas cámaras de accionamiento (hidráulico) una presión por lo menos igual a la del aceite lubricante. En las otras dos cámaras de accionamiento de los cilindros hidráulicos 16, una contrapresión algo inferior se mantiene a través del conducto 61, la válvula de obturación 62 y su válvula reductora 64 está regulada para mantener una diferencia de presión adecuada
10. entre las dos cámaras de cada cilindro 16. La comunicación permanente entre las cámaras y la bomba de aceite 60 a través de las válvulas de retención 59 y 63 compensan las pérdidas de aceite del prensaestopas.
15. Cuando el motor de combustión interna va a ser puesto en reversa para que adopte el sentido de giro contrario las válvulas 69 y 70 están desviadas, por ejemplo, a la izquierda en la figura 5, de modo que la presión neumática actúe ahora en el lado derecho del pistón 50 como se ve en la figura 5, y desplace este pistón y el pistón hidráulico
20. 52 correspondiente a la izquierda. Al mismo tiempo, la válvula 57 se desvía de modo que ahora estén conectados las cámaras izquierda del cilindro hidráulico 51 y el conducto 43 directamente a la bomba 60 a través del conducto 58, mientras que el conducto 42 está conectado a la bomba a través del
25. conducto 61 que lleva la válvula de obturación 62 y la válvula
- 30.

411060

- 14 -



5. reductora 64. La presión hidráulica producida en el conducto 43 mediante el convertidor 48 de presión es mucho mayor que la presión proporcionada por la bomba de aceite lubricante y puede ser, por ejemplo, de 30-40 bar. A esta elevada presión pasa el aceite a través del conducto 43, del paso anular 30 en el árbol 1, de las ánimas 32, del conducto circular 34 y de los conductos 25 y 26 exteriores de aceite hasta las dos cámaras de trabajo de los motores de pistón hidráulico que, en la figura 2, se representan con su volumen mínimo. Los

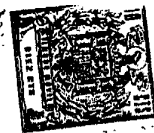
10. pistones 17 empiezan a girar en sentido contrario a las agujas de un reloj según se ve en la figura 2 y el aceite sale de las otras dos cámaras de trabajo a través de los conductos 24 y 27, de los conductos asociados y de las ánimas en el árbol 1 y el conducto 42. El volumen de escape de aceite

15. pasa al tanque del sistema hidráulico a través del conducto de retorno 65 desde el momento en que la válvula de retención 63 cierra el paso a la bomba 60. Durante la última parte del movimiento de los pistones 17, están cerrados los conductos 22, como se ve en las figuras 2 y 4, y debido a la salida del aceite posterior se sitúa únicamente a través de los

20. conductos 21 y de las ánimas de obturación en los pernos 28, y se disminuye el giro de los pistones. A causa del movimiento de los pistones 17, los codos 12 del cigüeñal conectados firmemente a ellos giran alrededor de sus pasadores de soporte 13 y 14 y en consecuencia, las zapatas deslizantes 10, en las que van mantenidas los acoplamientos centrales 11 de los codos del cigüeñal, se mueven primero hacia dentro de las correderas de pivote 9 hasta que las líneas

25. centrales de los brazos 5, 6 y 8 coinciden y, seguidamente, se mueven de nuevo hacia fuera hasta que se colocan en la

30.



5. misma posición como se representa en la figura 1, esta vez, sin embargo, con los brazos 5 y 6 situados a ambos lados de la línea central de los brazos 8. Por tanto, el árbol 1 al cual van aseguradas las levas de mando (no representadas) del motor, ha girado respecto al cigüeñal del motor para alcanzar la posición angular relativa que corresponde al sentido de giro que ahora se ha elegido.

10. Después que ha terminado la operación de reversa, se mantiene una presión de sustentación adecuada en una de las cámaras de trabajo de cada motor hidráulico y una presión de vuelta algo inferior en la cámara opuesta a través de los conductos 58 y 61, como se explicó anteriormente. Como se indicó antes, esto impide que varíe la posición angular de los pistones hidráulicos 17, a causa, por ejemplo, de las vibraciones en la dirección respecto a la rueda dentada 7 o

15. por ejemplo, de los momentos "negativos" de las levas del árbol de mando.

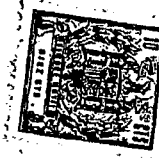
20. El modo de realización mostrado en la figura 6 difiere del representado en las figuras 1-4 en que los codos (del cigüeñal) van unidos mecánicamente por un par de ruedas de engrane sincronizadas. Los componentes del mecanismo que no han sufrido modificación tienen los mismos números de referencia que en las figuras 1-4. Una rueda de engrane cilíndrica 80 se asegura a cada uno de los dos codos 12' fuera del pasador 13 de soporte del codo estando dicho pasador acoplado a un brazo 6 y las ruedas de engrane 80 acopladas a una

25. rueda de engrane 81 colocada coaxialmente al árbol de mando 1, cuya rueda de engrane, en el modo de realización representado, constituye un todo con el manguito 46' el cual se desplaza a lo largo del anillo 45. Se apreciará que durante

30.

411060

- 16 -



la operación de reversa el manguito 46' se desplaza axialmente al árbol 1 de modo similar al manguito 46 en el primer modo de realización cuando el manguito y el anillo iban provistos de roscas interiores y exteriores de acoplamiento.

5. Se observará que en caso de avería de uno de los motores hidráulicos giratorios será posible desmontar este motor, si se desea junto con el codo del cigüeñal asociado, para bloquear el ánima asociada en el brazo accionador 5 y para llevar a cabo un ajuste adecuado de la rueda dentada.
10. En consecuencia, si resulta necesaria una operación de reversa, puede hacerse con el otro motor el cual prolonga simplemente la duración de la operación de reversa. En caso de avería, del convertidor 48 de presión neumático-hidráulica o de un fallo de la presión de actuación neumática se puede, con ayuda de los conductos (no representados) acoplar la bomba 60
15. de aceite lubricante directamente a la tubería 42 ó 43, a través de la cual el aceite a presión alimenta a los motores hidráulicos para realizar la operación de reversa. El suministro de aceite puede también realizarse mediante una
20. bomba manual conectada. En el caso de una operación de reversa de emergencia será suficiente con seguir suministrando aceite hasta que los codos del cigüeñal hayan pasado el punto muerto debido a que un arranque del motor en un sentido de giro diferente originará, en este caso, el que el giro de
25. los conocidos codos del cigüeñal continúe hasta que se haya alcanzado la posición final deseada.

30. Como complemento a la mencionada disminución del movimiento de los pistones giratorios producida al obturar la salida del aceite al finalizar la operación de reversa, puede montarse amortiguadores provistos de resortes o para-



golpes sobre la rueda dentada 7 de modo que los brazos 5 y/o 6 vengan a apoyarse en ellos en las posiciones finales.

5. En los dos modos de realización anteriormente descritos, los motores hidráulicos están contruidos dentro del eje conductor el cual va conectado firmemente al árbol de mando, mientras que las correderas de pivote van formadas en la rueda motriz.

10. Sin embargo, se puede tambien poner la corredera o las correderas de pivote en una parte de la conexión actuante que va firmemente conectada al árbol de mando, mientras que el motor o los motores de pistón giratorio e hidráulico van o va montados en un componente que está pivotado con respecto al árbol de mando y que transmite la fuerza de transmisión desde el cigüeñal del motor de combustión interna a la conexión.

15.

NOTA

20. Descrita suficientemente la naturaleza del invento, así como la manera de realizarlo en la práctica, debe hacerse constar que las disposiciones anteriormente descritas son susceptibles de modificaciones de detalle, en tanto no alteren su principio fundamental. También se hace constar que el invento corresponde a una solicitud de patente presentada en Alemania el 27 de Enero de 1972, con el número P 22 03 797.4 y una solicitud de patente presentada en Dinamarca el 22 de Diciembre de 1972, con el número 6444/72, accogiéndose por lo tanto a los beneficios que conceden los Convenios Internacionales en vigor, siendo lo que constituye la esencia del referido invento, y por lo que se solicita una Patente de Invención por 20 años en España, sobre: PERFECCIONAMIENTOS EN MECANISMOS DE REVERSA PARA MOTORES DE COMBUSTION

25. *pe*

30.

411060

- 18 -



INTERNA, caracterizándose por lo siguiente:

5. 1.- Perfeccionamientos en mecanismos de reversa para motores de combustión interna, del tipo de motor que un árbol de mando con unas levas para regular el ciclo de trabajo en los cilindros del motor, caracterizados porque se dispone en dicho mecanismo de reversa una conexión de movimiento perdido conectando el árbol de mando al cigüeñal del motor, comprendiendo dicha conexión una rueda motriz conectada al cigüeñal, un eje conductor firmemente unido al árbol de mando y por lo menos un codo del cigüeñal acoplado al eje conductor o a la rueda motriz y encajando en una corredera de pivote en la rueda motriz o en el eje conductor, según el caso, en donde cada codo del cigüeñal va asociado a su correspondiente motor hidráulico de pistón giratorio, estando situado el cilindro de dicho motor, en la parte de la conexión en que el codo del cigüeñal va acoplado, mientras que el pistón va asegurado al codo del cigüeñal.
- 10.
- 15.

20. 2.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1, caracterizados porque se asegura un embudo en el cilindro hidráulico para formar, junto con el pistón giratorio, dos cámaras de trabajo de volumen variable, un conducto para hacer pasar el fluido hidráulico a cada cámara de trabajo a través de dos orificios situados a diferentes distancias angulares del embudo y medios de obturación incorporados en el orificio situados junto al embudo.
- 25.

30. 3.- Perfeccionamientos según la reivindicación 1 ó 2, caracterizados porque los conductos hidráulicos que conducen al o a los cilindros comunican con dos pasos que se extienden a través del árbol y que son conectados adecuadamente a una fuente de fluido presurizado y a un conducto

Rey



de alivio a través de un prensaestopas situado coaxialmente respecto a la conexión.

5. 4.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 1, 2 ó 3, caracterizados porque se dota de un convertidor de presión neumático-hidráulico que incluye un cilindro hidráulico de doble efecto, cuyas dos cámaras comunican con los motores hidráulicos y una válvula de conmutación para conectar adecuadamente cada una de dichas cámaras de cilindro, con cualquiera de los dos conductos de aceite conectados a la bomba de aceite lubricante del motor de combustión interna e incluyendo una válvula de retención para impedir el paso de aceite a la bomba, estando conectado a la bomba uno de los conductos de aceite, mientras que el otro conducto incluye medios de obturación que va conectado al tanque del sistema hidráulico a través de un conducto de retorno derivado entre los medios de obturación y el cilindro del convertidor de presión e incluyendo una válvula de alivio.

10.

15.

20. 5.- Perfeccionamientos según la reivindicación 4, caracterizados porque los medios de obturación y la válvula de alivio son regulables.

6.- Perfeccionamientos según la reivindicación 4 ó 5, caracterizados porque la válvula de conmutación es accionada por la presión del aire suministrado al cilindro neumático del convertidor de presión.

25. 7.- Perfeccionamientos según las reivindicaciones 1 a 6. caracterizados porque está provisto de una serie de codos que se acoplan juntos mecánicamente mediante un engranaje, que asegura por lo menos un giro esencialmente sincronizado de los codos.

8.- Perfeccionamientos según la reivindicación 7,

30/R

411060

- 20 -



caracterizados porque el engranaje de sincronización comprende una rueda central dispuesta coaxialmente al árbol de mando y engranado con un engranaje asegurado a cada codo.

5.

9.- Perfeccionamientos según la reivindicación 8, caracterizado porque los cilindros de los motores hidráulicos, están situados en el eje conductor y la rueda de engrane central va firmemente conectada al manguito deslizante que es susceptible de desplazarse axialmente a lo largo del árbol de mando.

10.

10.- Perfeccionamientos en mecanismos de reversa para motores de combustión interna, tal y como queda sustancialmente descrito en la presente Memoria, e ilustrado en los dibujos adjuntos.

15.

Esta Memoria consta de 20 hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid,

27 ENE. 1973

A/S BURMEISTER & WAIN'S MOTOR-OG MASCHINFABRIK

AF 1971

J. GOMEZ ACEBO Y MODER

por el Encargado L. García Fernández

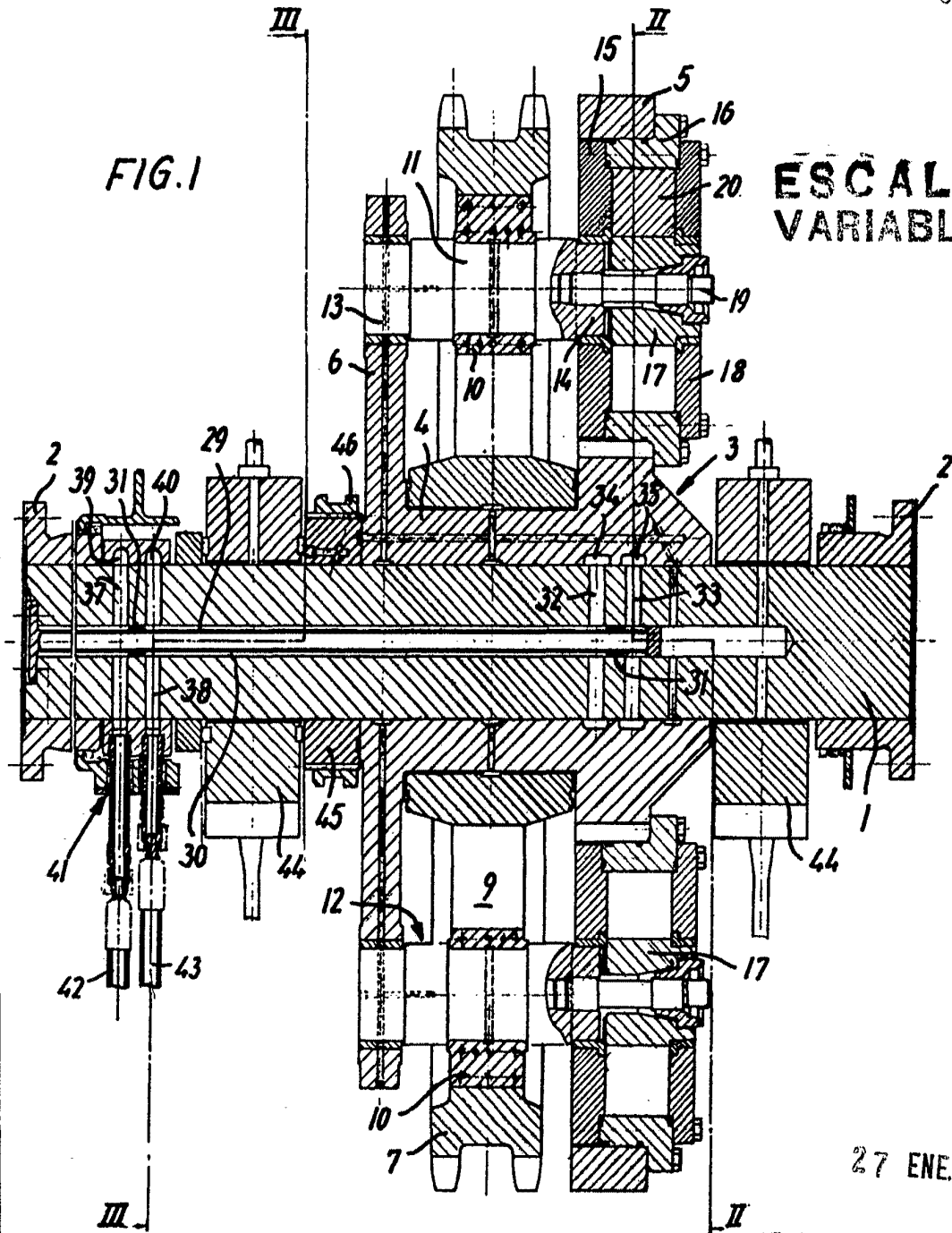
pg

411060



FIG.1

ESCALA
VARIABLE

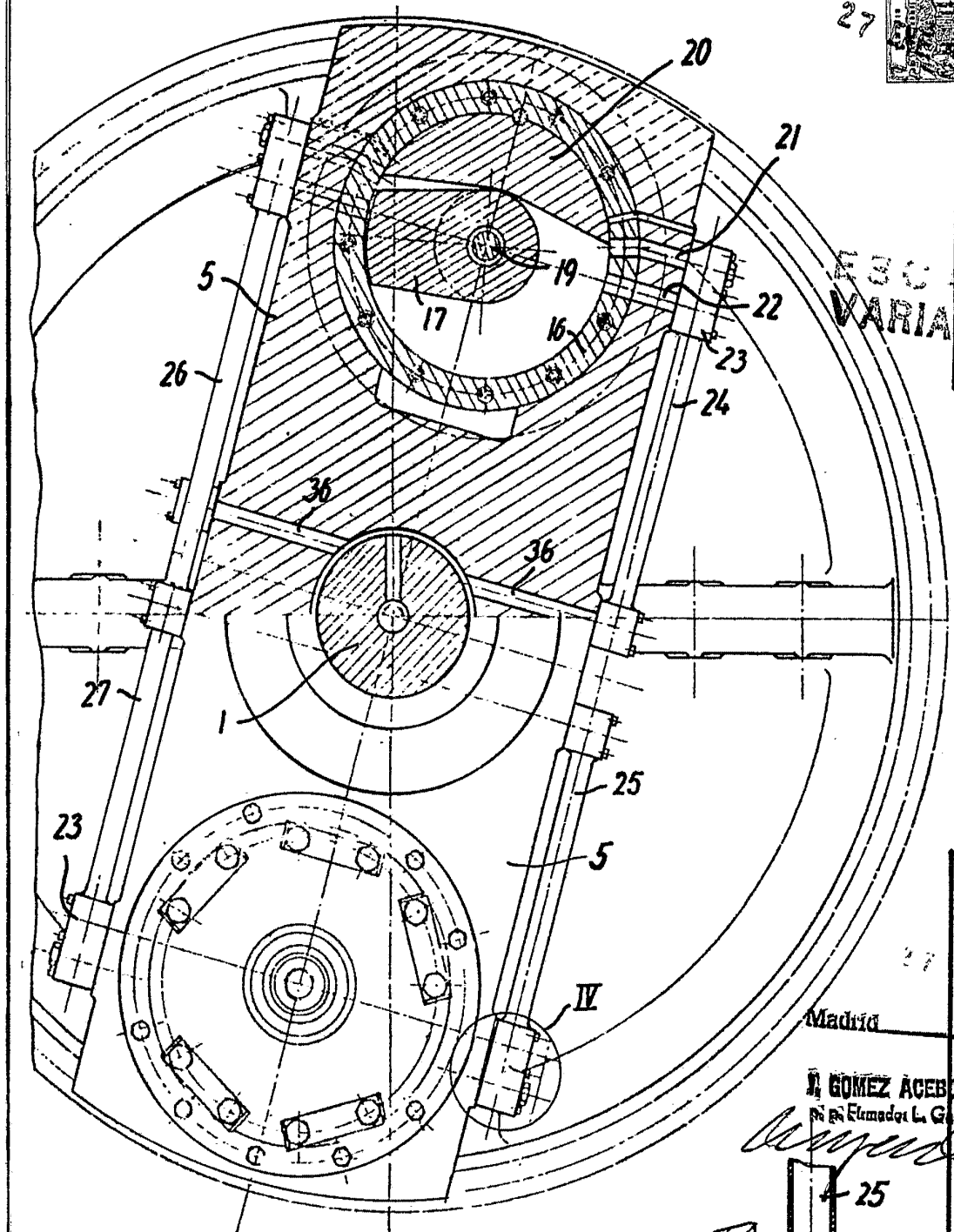


27 ENE. 1973

Madrid

J. GOMEZ ACEBU Y COME
p. p. Firmador L. Costa Ferradoux

411060



ESPECIAL
VARIABLE

27 ENE. 1973

Madrid

J. GOMEZ ACEBO Y CIA
Ingenieros de Elasmador L. Golea Paredes

Assessors

FIG. 2

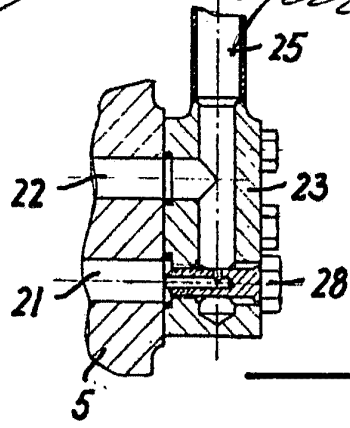
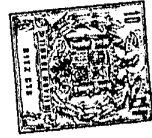


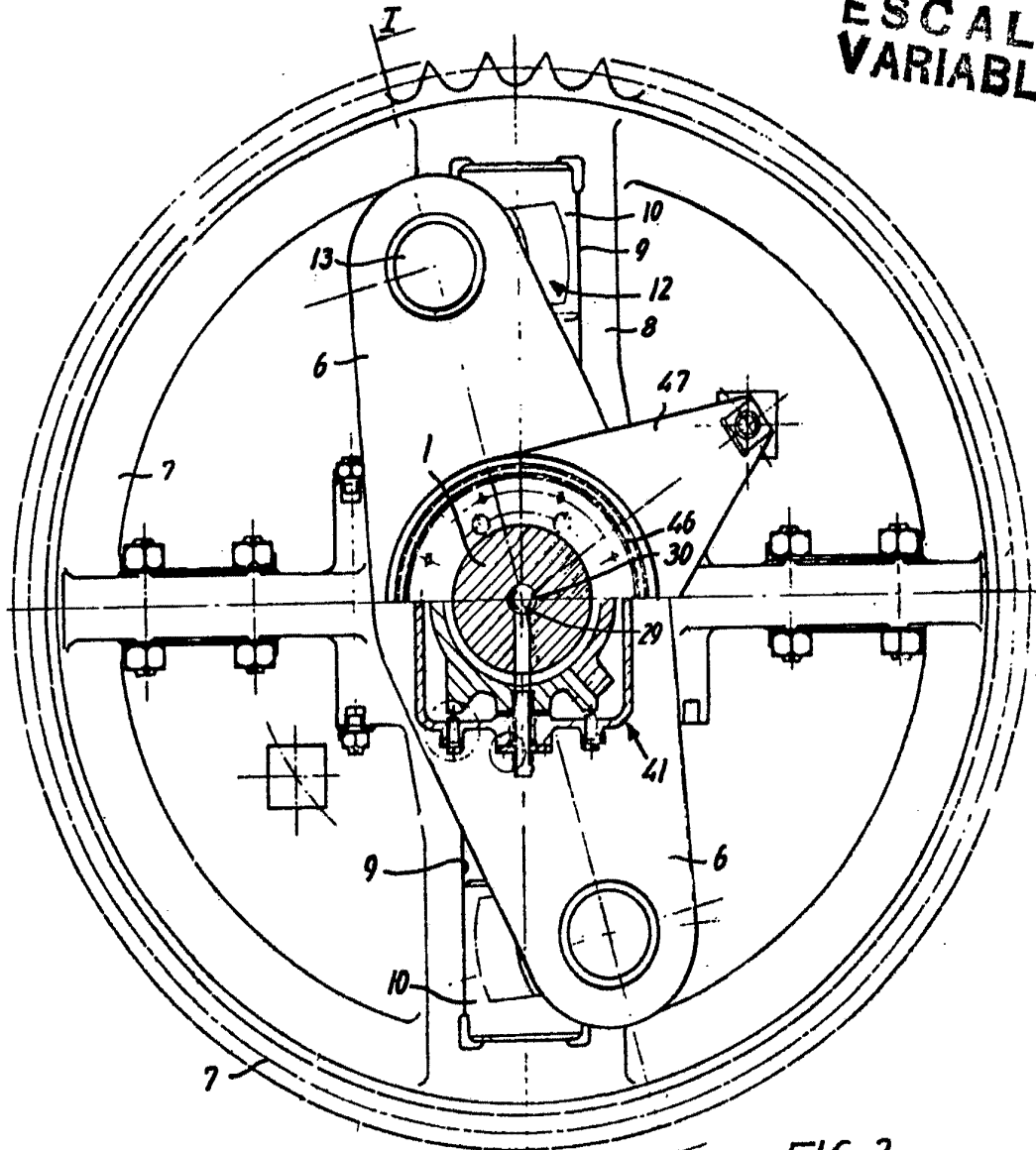
FIG. 4

411060



1973

ESCALA
VARIABLE



I FIG.3

27 ENE. 1973

Madrid

J. GÓMEZ ACEBO Y MOYER
P. P. Firmado L. Góme Ferrández

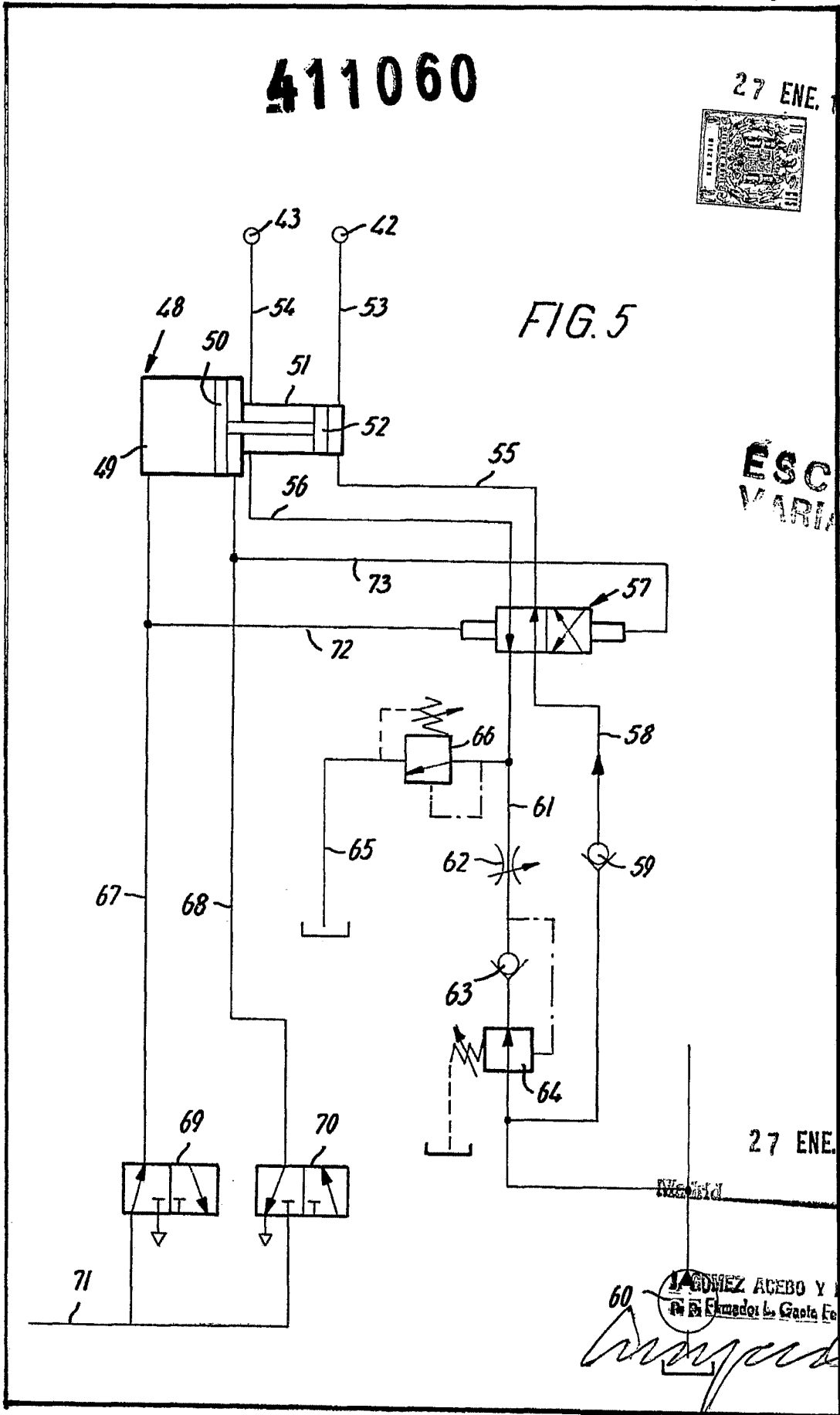
411060

27 ENE. 1973



FIG. 5

ESCALA
LA
VARIABLE



27 ENE. 1973

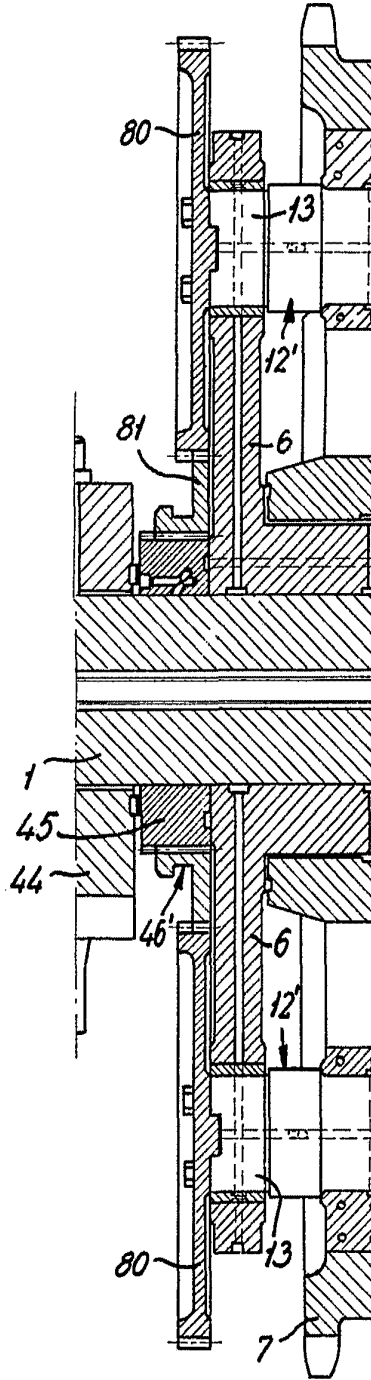
Welded

J. GÓMEZ ACEBO Y ROJAS
C/ El Cuadro de la Gaceta 10
60

[Handwritten signature]

411060

27 ENE. 1973



ESCALA
VARIABLE

FIG. 6

Madrid 27 ENE. 1973

J. GÓMEZ ACEBO Y C^{IA}
Ingenieros de la Granja Facendosa

Gomez Acebo