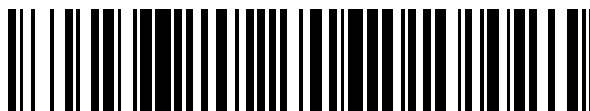


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 630 179**

51 Int. Cl.:

F04B 43/073 (2006.01)

F04B 53/06 (2006.01)

F04B 43/067 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **16.05.2003 PCT/US2003/015699**

87 Fecha y número de publicación internacional: **09.12.0004 WO04106884**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **16.05.2003 E 03738931 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **29.03.2017 EP 1625377**

54 Título: **Bomba de diafragma**

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
18.08.2017

73 Titular/es:
**WANNER ENGINEERING, INC. (100.0%)
1204 CHESTNUT AVENUE
MINNEAPOLIS, MN 55403, US**

72 Inventor/es:
**LEHRKE, KENNETH, E. y
HEMBREE, RICHARD, D.**

74 Agente/Representante:
CARVAJAL Y URQUIJO, Isabel

ES 2 630 179 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín Europeo de Patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre Concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Bomba de diafragma

Campo de la invención

5 La presente invención se refiere generalmente a una bomba de diafragma mejorada, y más específicamente, a una bomba de diafragma mejorada para su uso en una condición en que se ceba el lado del fluido hidráulico del diafragma y el lado de bombeo del diafragma está en un estado de vacío relativamente elevado y otra condición en que no se ceba el lado del fluido hidráulico del diafragma.

Descripción de la técnica

10 La bomba de diafragma accionada rotativamente con respaldo/accionamiento de aceite conocida es una bomba de alta presión inherentemente capaz de bombear muchos fluidos difíciles porque en el fluido de proceso, no tiene pistones deslizantes o juntas que frotar. El diafragma aísla la bomba completamente del ambiente circundante (el fluido de proceso), protegiendo de este modo la bomba de la contaminación.

15 En general, una bomba de diafragma 20 se muestra en la figura 1. La bomba 20 tiene un árbol de transmisión 22 sujeto de manera rígida en el alojamiento 24 de la bomba por un gran rodamiento de rodillos 26 ahusado en la parte trasera del árbol y un pequeño rodamiento (no mostrado) en la parte frontal del árbol. Intercalada entre otro par de grandes rodamientos (no mostrados) hay una leva de ángulo fijo o placa oscilante 28. Cuando el árbol de transmisión gira, la placa oscilante se mueve, oscilando hacia delante y hacia atrás convirtiendo el movimiento axial en un movimiento lineal. Los conjuntos de tres pistones 30 (solo se muestra un conjunto de pistones) se desplazan alternativamente mediante la placa oscilante 28. Tal como se muestra más adelante, cada pistón está en un recinto que incluye un cilindro tal que el recinto se llena de aceite. Una válvula de retención 32 de bola en el fondo del conjunto de pistón/cilindro 30 funciona para permitir que el aceite de un depósito 27 (la placa oscilante 28 está en el depósito) llene el recinto en la carrera de succión. Durante la salida o la carrera de bombeo, el aceite contenido en el recinto presuriza el lado posterior del diafragma 34 y cuando la placa oscilante se mueve, provoca que el diafragma se flexione hacia delante para proporcionar la acción de bombeo. Idealmente, la bomba equilibra hidráulicamente la presión a través del diafragma sobre el intervalo completo de presión de diseño. Como se verá más adelante, en la práctica real este no es el caso para todas las situaciones de bombas conocidas. En cualquier caso, cada diafragma tiene su propia cámara de bombeo que contiene un conjunto de válvula de retención de entrada y de salida 36, 37 (ver además la figura 2). Cuando el diafragma se retrae, el fluido de proceso entra en la bomba a través de una entrada común y pasa a través de una de las válvulas de retención de entrada. A la salida o la carrera de bombeo, el diafragma fuerza el fluido de proceso fuera de la válvula de retención de descarga y a través de una salida común del colector. Los diafragmas, equidistantes a 120° entre sí, funcionan secuencialmente para proporcionar un flujo constante de fluido de proceso, virtualmente sin pulso.

35 En más detalle, se muestra en sección transversal en la figura 2, una porción de una bomba de diafragma 20. El diafragma 34 se mantiene entre dos porciones 38, 40 del alojamiento 24. El diafragma 34 separa el lado de la bomba del lado de transmisión hidráulico de la bomba lleno de aceite. En el lado de transmisión, un conjunto 30 de pistones de transmisión que incluye un émbolo 42 de diafragma está contenido dentro del recinto lleno de aceite que funciona como una cámara de transferencia 44. Una pluralidad de válvulas de retención 32 en el pistón 46 separa una cámara de transferencia 44 del depósito de aceite (no mostrado). Una placa oscilante 28 (no mostrada en la figura 2) pone en contacto un cojinete 48 con un pistón de transmisión 46. La flecha 49 indica la dirección general del movimiento de la leva o placa oscilante. Cuando el pistón y el diafragma han terminado la carrera hacia delante o de bombeo, el extremo 50 del pistón 46 está en punto muerto superior (PMS). Cuando el pistón y el diafragma se han retraído en la carrera de succión, el extremo 50 del pistón 46 está en punto muerto inferior (PMI).

45 El pistón 46 alterna en el cilindro 47. El pistón 46 tiene una sección de funda 52 que forma la pared exterior del pistón. La sección de funda 52 incluye una funda 54 y una porción de extremo 56 en el extremo que tiene un cojinete 48 que hace contacto con la placa oscilante. La funda 54 contiene una sección de base 58. La sección de base 58 incluye una primera base 60 que está en contacto con la porción de extremo 56 e incluye elementos de sellado 62 para el sellado entre la primera base 60 y la funda 54. La sección de base 58 además incluye una segunda base 64 en el extremo opuesto de la primera base 60. Una pared de conexión 66 conecta la primera y la segunda base 60 y 64. El muelle de retorno 68 del pistón es un muelle helicoidal que se extiende entre la primera base 60 y el tope 70 del diafragma que es una parte del alojamiento 24 de la bomba. El alojamiento 72 de la válvula está contenido dentro de la sección de base 58 y se extiende entre la segunda base 64 y la porción de extremo 56. Unas juntas 74 proporcionan un mecanismo de sellado entre el alojamiento 72 de la válvula y la pared de conexión 66 cerca de la segunda base 64.

55 El extremo 76 opuesto a la porción de extremo 56 de la porción de funda 52 se abre. Del mismo modo, el extremo 78 del alojamiento 72 de la válvula se abre. La segunda base 64 tiene una abertura 80 para recibir el vástago 82 del

émbolo 42.

El émbolo 42 del diafragma tiene un carrete 84 de válvula encajado dentro del alojamiento 72 de la válvula con el vástago 82 que se extiende desde el carrete 84 de la válvula a través de la abertura 80 hasta la cabeza 86 sobre el lado de la cámara de transferencia del diafragma 34. La placa de base 88 está sobre el lado de la cámara de bombeo del diafragma 34 y sujeta el diafragma a la cabeza 86 usando un tornillo 90 que se rosca en la porción hueca 92 del émbolo 42. La porción hueca 92 se extiende axialmente desde un extremo del émbolo 42 al otro extremo. El tornillo 90 se enrosca en el extremo del diafragma. El extremo del pistón de porción hueca 92 se abre. Se proporciona una pluralidad de aberturas 94 en dirección radial en el vástago 82. Un muelle de desviación 96 es un muelle helicoidal y se extiende entre la segunda base 64 y el carrete 84 de la válvula. Se proporciona un orificio 98 de válvula en la pared del alojamiento 72 de la válvula. Una acanaladura 100 se extiende en la pared de conexión 66 desde el recorrido más alejado del orificio 100 de la válvula hasta la porción de extremo 56. Una válvula de retención 102 se forma en la porción de extremo 56 en un paso 104 que está en comunicación fluida con el depósito (no mostrado). Así, hay comunicación fluida desde el depósito (no mostrado) a través del paso 104 y la válvula de retención 102 a través de la acanaladura 100 al orificio 98 de la válvula. Cuando la válvula se abre, hay más comunicación a través del espacio en el que se sitúa el muelle helicoidal 96 y después a través de una de la pluralidad de aberturas radiales 94 y a través de la porción hueca 92 axial del émbolo 84. Hay más comunicación de fluido desde la porción hueca 92 a través de otras aberturas 94 en dirección radial hacia varias porciones de la cámara de transferencia 44. El paso hueco 92, junto con las aberturas 94 en dirección radial, proporciona una comunicación fluida desde la porción de cámara de transferencia 44 cerca del diafragma 34 hasta la porción de la cámara de transferencia 44 dentro del alojamiento 72 de la válvula de pistón 30. La cámara de transferencia además incluye el espacio ocupado por el muelle de retorno 68 del pistón.

En el lado de la bomba del diafragma 34, hay un conjunto de válvulas de retención de entrada 36 que se abre durante la carrera de succión cuando se crea un vacío en la cámara de bombeo 106. Hay además una válvula de retención 37 que se abre durante la carrera de bombeo o de salida cuando se crea presión en la cámara de bombeo 106.

Las figuras 3 (a) - (f) ilustran el funcionamiento de la bomba convencional 20 en condiciones de operación normales y estándar usando un muelle de desviación 96 convencional. Se muestran unas presiones habituales. Se muestran unas direcciones vectoriales habituales para la leva o placa oscilante (no mostrada en las figuras 3 (a) - (f)). La succión es menor que 101,4 kPa (14,7 psia). La presión de salida es mayor que 101,4 kPa (14,7 psia). El diferencial de presión a través del diafragma 34 se establece aproximadamente en 20,7 kPa (3 psia).

Haciendo referencia a la figura 3 (a), la carrera de succión empieza en el extremo de la carrera de bombeo. Para las condiciones asumidas, la presión en la cámara de bombeo cae inmediatamente desde que estaba a una presión elevada, por ejemplo, de 827,4 kPa (120 psia) a 68,9 kPa (10 psia). La presión en la cámara de transferencia hidráulica es de 89,6 kPa (13 psia) que es menor que los 101,4 kPa (14,7 psia) en el depósito. El pistón 30 está en punto muerto superior y empieza a moverse hacia el punto muerto inferior. El muelle de desviación 96 mueve el émbolo 42 momentáneamente, y particularmente el carrete 84 de la válvula, a la derecha para abrir el orificio 98.

Ya que la presión en la cámara de transferencia es menor que la presión en el depósito, la válvula de retención 32 se abre y el aceite fluye desde el depósito hasta la cámara de transferencia para llenarlo apropiadamente con aceite que se había perdido durante la carrera de bombeo previa. Es decir, bajo la presión de la carrera de bombeo, el aceite fluye a través de tolerancias algo holgadas de las partes del pistón de manera que un poco de aceite fluye desde la cámara de transferencia de vuelta al depósito. Así, se tiene que rellenar de aceite la cámara de transferencia durante la carrera de succión para que haya suficiente aceite como para proporcionar presión eficientemente durante la siguiente carrera de bombeo.

La figura 3 (b) muestra la configuración a media carrera. La ligera succión en la cámara de bombeo (que se muestra de 68,9 kPa (10 psia)), mantiene el diafragma 34 y el carrete 84 a la izquierda mientras el pistón 30 se mueve a la derecha, cerrando de este modo el orificio 98. Puesto que las presiones son casi iguales y el diafragma 34 se mueve a la derecha con el pistón 30, la cámara de bombeo se llena con fluido de proceso.

Tal como se muestra en la figura 3 (c), el fluido de proceso continúa entrando mientras el diafragma 34 se mueve hacia la derecha. El orificio 98 de la válvula permanece cerrado. Se produce una fuga de aceite muy pequeña desde el depósito (no mostrado) hacia la cámara de transferencia 44, puesto que las presiones son casi iguales. Así, ambos lados del diafragma se llenan adecuadamente.

Cuando el pistón 30 alcanza el punto muerto inferior, la carrera de succión se completa y la salida o carrera de bombeo empieza tal como se muestra en la figura 3 (d). La presión en la cámara de transferencia inmediatamente aumenta, por ejemplo, desde 89,6 kPa (13 psia) hasta 848,1 kPa (123 psia). Del mismo modo, la presión en la cámara de bombeo inmediatamente aumenta, por ejemplo, desde 68,9 kPa (10 psia) hasta 827,4 (120 psia). La placa oscilante empieza moviendo el pistón 30 a la izquierda, lo que provoca el aumento de presión. Las válvulas de retención 32 se cierran. El diafragma 34 se mueve conjuntamente en volumen con el aceite y el fluido de proceso

que queda con el pistón para expulsar (bombear) el fluido de proceso.

A media carrera, tal como se muestra en la figura 3 (e), hay una salida continuada. Alguna fuga del aceite más allá de las tolerancias entre el pistón y el cilindro puede mover el carrete 84 de la válvula del émbolo 42 del diafragma hacia la derecha para abrir el orificio 98 de la válvula. Las válvulas de retención 32, sin embargo, están cerradas, bloqueando de este modo el aceite en la cámara de transferencia 44, excepto para las fugas.

La carrera de salida termina con la configuración mostrada en la figura 3 (f). La cámara de transferencia 44 llena empuja el diafragma 32 a la izquierda dispensando el fluido de proceso mientras se mueve. El funcionamiento normal tal como se muestra en las figuras 3 (a) - (f) provoca poca tensión en el diafragma 32.

Un problema con las bombas de diafragma convencionales, sin embargo, es una rotura inesperada del diafragma en ciertas condiciones de funcionamiento. El diafragma puede fallar mucho antes de lo normal, o más frecuentemente, puede fallar antes que otros componentes de la bomba. Un fallo contamina las líneas de proceso con aceite de transmisión. La condición de funcionamiento que más a menudo provoca un fallo es una entrada de elevado vacío cuando el filtro de entrada empieza a taponarse. En ese caso, el taponamiento requiere de un vacío elevado para tirar del fluido de proceso a través del filtro. Al mismo tiempo, el descenso del volumen bombeado de fluido de proceso hace caer la presión de salida. Esto crea una situación donde una succión elevada en el lado de bombeo baja la presión durante la carrera de succión en el lado de la cámara de transferencia de manera que la cámara de transferencia esencialmente "solicita más fluido de llenado" y, consecuentemente, el aceite que fluye sobrellena la cámara de transferencia y lo hace sin una presión elevada correspondiente para expulsar el aceite durante la carrera de bombeo o de salida para contrarrestar. El sobrellenado de aceite "hincha" el diafragma en el orificio de fluido de la válvula hasta que el diafragma se desgarrar. Adicionalmente, con una bomba de vacío/de presión de alta velocidad reversible tal como este aparato, los cierres de válvula a elevada velocidad crean tremendos picos de presión, llamados pulsos de Jaukowski. Los picos pueden consistir en una presión de fluido u ondas acústicas y armónicos de ambos. Estos picos de presión pueden "solicitar" un flujo de fluido de aceite en el pistón de transmisión cuando eso no debería de estar ocurriendo. Otra vez, esto puede causar el sobrellenado y conducir a un fallo de diafragma. Las figuras 4 (a) - 4(f) se proporcionan para ilustrar el modo de fallo de sobrellenado.

En la figura 4 (a) empieza la carrera de succión. Dado que se supone que el lado de entrada para el fluido de proceso está taponado o bloqueado, solo se creó una baja presión durante la carrera de salida. Es decir, la presión en la cámara de bombeo 106 fue, por ejemplo, de 96,5 kPa (14 psia) y llegó hasta 68, 9 kPa (10 psia) como lo hizo en la figura 3 (a). La succión, sin embargo, rápidamente aumenta el vacío de manera que la presión en la cámara de bombeo 106 cae todavía más hasta, por ejemplo, 20,7 kPa (3 psia), tal como se muestra en la figura 4 (b). El diafragma 34 y el émbolo 42 permanecen demasiado a la izquierda dejando el orificio 98 de la válvula cerrado y el muelle de desviación 96 algo comprimido. Solamente hay un flujo de aceite momentáneo a través de las válvulas de retención 32, el orificio 98 de la válvula y los diversos pasajes en el vástago 82.

A media carrera de la carrera de succión, tal como se muestra en la figura 4 (b), cualquier movimiento del diafragma hacia la derecha provoca un vacío más elevado en la cámara de bombeo 106 que tiende a mantener el diafragma 34 y el émbolo 42 a la izquierda, mientras el pistón 46 se mueve hacia la derecha. El orificio 98 de la válvula se cierra, pero sin embargo, dado que la presión que se desarrolla en la cámara de transferencia 44 es más baja, por ejemplo, 41,4 kPa (6 psia), hay una fuga de aceite debido a las tolerancias en el sistema desde el depósito (no mostrado) hacia la cámara de transferencia 44. El muelle de desviación 96 débil en la bomba convencional de diafragma permite que el émbolo 42, y particularmente el carrete 84 de la válvula, permanezca demasiado a la izquierda y permite que se desarrolle y continúe la presión más baja en la cámara de transferencia 44.

Tal como se muestra en la figura 4 (c), en el extremo de la toma o la carrera de succión, el émbolo 42 y el diafragma 34 permanecen demasiado a la izquierda, y la baja presión en la cámara de transferencia 44 sigue provocando fugas y después de muchas carreras como esta, la cámara de transferencia 44 se sobrellena con aceite antes de empezar la carrera de salida.

La configuración al principio de la carrera de salida se muestra en la figura 4 (d). El pistón 46 empieza a moverse a la izquierda. Dado que hay baja presión en la cámara de bombeo 106, la presión no se crea en la cámara de transferencia 44 hasta más tarde en la carrera de salida.

Tal como se muestra a media carrera en la figura 4 (e), la cámara de transferencia 44 sobrellenada de aceite mueve el diafragma 34 y el carrete 84 de la válvula a la izquierda a la misma velocidad. Cuando la placa de base 88 y el diafragma 34 se acercan a la pared 108 en el lado de bombeo de la bomba, aumenta finalmente la presión en la cámara de transferencia 44. El corto tiempo en que hay una presión mayor que 101,4 kPa (14,7 psia), que es la presión en el depósito, no es tiempo suficiente para permitir la fuga desde la cámara de transferencia 44 hacia el depósito para equilibrar la fuga de flujo durante la carrera de succión. Por lo tanto, el diafragma 34 se deforma debido al sobrellenado de aceite en la cámara de transferencia 44. El muelle 96 débil se comprime.

5 El extremo de la carrera de salida se muestra en la figura 4 (f). La cámara de transferencia 44 sobrellenada empuja la placa de base 88 totalmente contra la pared 108 y el diafragma 34 se estira en el orificio del conjunto de válvula de retención de salida 37. Un aumento rápido de la presión en la cámara de transferencia 44 en este momento acaba provocando que el diafragma 34 o bien corte varias superficies que se encuentre o bien estalle. En este punto, la bomba falla. Como resultado, puede haber una contaminación por remanentes de fluido de proceso en el conjunto 30 de pistones y una contaminación de aceite en la línea de fluido de proceso.

10 Por lo tanto, cuando existe un elevado vacío (es decir, un filtro taponado o una entrada de la válvula cerrada) en el lado de la cámara de bombeo del diafragma, el diafragma no quiere moverse con el pistón. Esto no causaría ordinariamente un problema, puesto que el carrete 84 de la válvula y el orificio 98 de la válvula se cierran. Si esta condición existe, sin embargo, durante un largo período de tiempo, la fuga entre el carrete de la válvula y el orificio de la válvula más la fuga entre el pistón y el alojamiento se combinan para permitir el sobrellenado de aceite en la cámara de transferencia. En la carrera de salida, la presión debe ser lo suficientemente elevada para volver a expulsar el volumen de fuga. Puede expulsarlo, sin embargo, solamente alrededor del pistón y del alojamiento dado que las válvulas de retención 32 de bola evitan cualquier salida a través del orificio de la válvula. Dado que la entrada de la bomba está bloqueada y no puede bombear mucho volumen de fluido de proceso, la presión durante la salida del fluido de proceso es baja y/o solamente para la parte de la carrera. Empíricamente, se ha encontrado que la presión de salida debe ser mayor que 790,8 kPa (100 psia) con el fin de que "se fugue tanto como entra". Si la bomba no filtra fuera tanto de la cámara de transferencia como lo que entra, el volumen añadido se impulsa mediante el pistón de transmisión hasta que el diafragma se hincha y entra en orificios o grietas y provoca una rotura.

La bomba convencional 20 además tiene el problema de que el carrete 84 de la válvula puede pegarse a las rebabas, en particular en el borde de las aberturas para los orificios 98 de la válvula. En este tipo de situación, el diafragma 34 tiende a envolverse alrededor de la placa de base 88 tensando y/o pellizcando de este modo el material del diafragma.

25 La bomba convencional 20 tiene además el problema de la ineficiencia volumétrica. Esto ocurre porque no hay un desvío de fuga bastante grande del aceite (y del aire) alrededor del pistón para purgar el aire desde la cámara de transferencia. En esta condición, la eficiencia disminuye cuanto más aire se acumula dentro de la cámara de transferencia. Esta eficiencia volumétrica disminuida se produce porque el pistón comprime y descomprime repetidamente el exceso de aire capturado en la cámara de transferencia. Esto provoca una pulsación de presión de fluido más y más severa porque la compresión de aire cambia la carrera del diafragma desde la forma sinusoidal pura a casi una forma cuadrada. Un resultado directo de esto es la fluctuación de presión aumentada en la salida de la bomba, una característica indeseable de una bomba de diafragma.

35 El documento US 6 554 578 B1 divulga una bomba de diafragma con un dispositivo para controlar la posición de un diafragma que separa la cámara de conducción desde la cámara de desplazamiento. Como sustituto del control mecánico del proceso de llenado, se dispone un sensor de presión en la cámara de desplazamiento, que está conectada con una unidad de evaluación diseñada para generar una señal de relleno, que está conmutada de modo que acciona una válvula de recarga a través de una conexión operativa. Ventajosamente, se proporciona un segundo sensor para detectar el recorrido del pistón, cuya señal está conectada con la señal del sensor de presión. Este documento además se refiere a un método para controlar la posición de un diafragma.

40 El documento US 4 116 590 A divulga una bomba de presión elevada en la que al menos un pistón accionado alternativamente actúa sobre un fluido hidráulico que comunica con un lado de un diafragma, comunicando el otro lado del diafragma con un fluido para ser desplazado por la bomba. El diafragma está hecho de material de elastómero, y es relativamente grueso de manera que se restablece automáticamente sustancialmente en la carrera de vuelta del pistón incluso en el caso de bloqueo total del suministro de fluido a desplazar.

45 Sumario de la invención

50 La presente invención está dirigida a una bomba de diafragma que recibe una potencia de accionamiento de un motor. La bomba tiene una carcasa que aloja una cámara de bombeo adaptada para contener un fluido a bombear (fluido de proceso), una cámara de transferencia adaptada para contener un fluido hidráulico (aceite) y un depósito de fluido hidráulico. La bomba tiene un diafragma que tiene un lado de cámara de transferencia y un lado de cámara de bombeo. El diafragma está soportado por la carcasa y está dispuesto entre la cámara de bombeo y la cámara de transferencia y adaptado para alternar hacia y desde la cámara de bombeo. La bomba tiene un pistón en un cilindro en la carcasa adaptado para alternar el diafragma entre una carrera de potencia y una carrera de succión.

55 El cilindro forma una porción de la cámara de transferencia. El pistón se mueve longitudinalmente en el cilindro con el cilindro cuando la bomba se orienta de manera que el cilindro está generalmente horizontal teniendo una superficie con una porción superior. Una placa oscilante y un primer muelle cooperan para alternar el pistón. La placa oscilante se acciona mediante el motor. El primer muelle es compresible entre el alojamiento y el pistón. Un segundo muelle impulsa el diafragma lejos de la cámara de bombeo con un primer extremo del segundo muelle

5 conectado con el diafragma y un segundo extremo del segundo muelle soportado por el pistón para el movimiento con el mismo. Un recorrido de comunicación fluida para el fluido hidráulico se forma entre el depósito de fluido hidráulico y la cámara de transferencia. Una válvula en el recorrido de comunicación fluida permite selectivamente el flujo de fluido hidráulico desde el depósito de fluido hidráulico hasta la cámara de transferencia cuando la válvula se abre. Un respiradero se forma en la porción superior de la superficie del cilindro. De esta manera, el aire de la cámara de transferencia se fuerza desde la cámara de transferencia a través del respiradero en el cilindro para mejorar la calidad del fluido que queda en la cámara de transferencia y para autocebar la bomba.

10 De esta manera, la presente invención divulga una bomba de diafragma novedosa que "escupe" pequeñas cantidades de aire y aceite atrapados a través del respiradero en cada ciclo de la bomba. Lo hace solo en un punto de la carrera en el que no hay grandes presiones de choque. El tener solamente aceite no compresivo en el cilindro proporciona un desplazamiento "sólido" para mejorar la dosificación del aceite, la eficacia volumétrica y la estabilidad de presión de salida de la bomba. La eliminación de aire evita los problemas provocados por el aprisionamiento de aire acumulado, que incluye la imposibilidad de autocebarse. Esto simplifica el conjunto final, el ensayo final y el funcionamiento por parte del usuario. La presente invención mantiene la unidad de aceite inclinada como se describe en la patente estadounidense 3.775.030. La presente invención, sin embargo, divulga el uso de un muelle de desviación rígido. De esta manera, en condiciones de alto vacío, el muelle de desviación mantiene la presión del aceite de transmisión por encima de su presión de vapor, lo que evita la cavitación de aceite, y (2) el muelle de desviación supera las fuerzas de succión en la cámara de bombeo y evita el sobrellenado de aceite en la cámara de transferencia (así el diafragma no falla).

20 En consecuencia, las mejoras que aquí se divulgan optimizan la durabilidad y la eficiencia para una bomba de diafragma.

Breve descripción de los dibujos

La figura 1 es una vista en perspectiva de una bomba convencional de diafragma;

la figura 2 es una vista parcial en sección transversal de una bomba convencional de diafragma;

25 las figuras 3 (a) - 3 (f) son vistas parciales en sección transversal de una bomba convencional de diafragma que ilustran condiciones normales;

las figuras 4 (a) - 4 (f) son vistas parciales en sección transversal de una bomba convencional de diafragma que ilustran una condición de vacío elevado que resulta en un fallo del diafragma;

30 la figura 5 es una vista parcial en sección transversal de una bomba de diafragma de acuerdo con la presente invención;

la figura 6 es una vista parcial en sección transversal de una primera realización alternativa;

la figura 7 es una vista parcial en sección transversal de una segunda realización alternativa;

la figura 8 es una vista despiezada en sección transversal de un conjunto de pistón/cilindro;

35 las figuras 9 (a) - 9 (f) son vistas parciales en sección transversal de una bomba de diafragma que ilustran el funcionamiento con un muelle de desviación con una constante de muelle elevada;

la figura 10 es un gráfico que ilustra un muelle de desviación convencional débil y un muelle de desviación fuerte de acuerdo con la presente invención;

la figura 11 es un gráfico que ilustra un intervalo de constantes de muelle para muelles de desviación de acuerdo con la presente invención; y

40 las figuras 12 (a) - 12 (f) son vistas parciales en sección transversal de una bomba de diafragma que tiene una muesca para expulsar aire y que ilustran el autocebado.

Descripción detallada de la realización preferida

45 La presente invención es una mejora de la bomba convencional de diafragma anteriormente descrita. Las partes iguales se designan con números iguales. Las partes mejoradas se distinguen y describen. Se entiende que las partes mejoradas conducen a una mejora sinérgica del rendimiento y la durabilidad de una bomba.

Haciendo referencia a la figura 5, la presente invención se realiza en la bomba 110. Un alojamiento 112 comprende las porciones 38, 114 que son similares a las porciones 38, 40 del alojamiento 24. La porción 114 incluye un respiradero con forma de una muesca 116 formada en la porción superior 118 de la superficie del cilindro 120, que es similar al cilindro 47. La muesca 116 proporciona una comunicación fluida entre la cámara de transferencia 44 y el depósito de aceite (no mostrado). Aunque la muesca 116 se muestra para extenderse desde más allá del extremo derecho del pistón 46 en el cilindro 120 cuando el pistón 46 está lo más a la derecha posible del recorrido, a saber, cuando la placa de base 88 contacta con la pared 122 de la porción de alojamiento 38, la realización preferida tiene la muesca que se extiende justo más allá de la mitad de recorrido del pistón. En consecuencia, el pistón "desconectará" el paso de muesca durante la mitad final de la carrera de salida y la primera mitad de la carrera de succión. La muesca se abrirá para expulsar aire y aceite justo antes del punto medio de la carrera de succión y permanecerá abierta hasta pasado el punto medio de la carrera de salida. Esto ha probado empíricamente que proporciona un cebado fácil mientras se optimiza la fuga. La muesca 116 se extiende a la izquierda hasta el extremo 124 de la porción de alojamiento 114 donde se abre al depósito de aceite.

Además, se observa que la bomba 110 tiene un muelle de desviación 126 significativamente más duro. La combinación del muelle de desviación 126 sensiblemente más rígido y la muesca 116 conduce a la eliminación virtual de un fallo de diafragma cuando una condición de vacío elevado se desarrolla en el lado de bombeo del diafragma y además conduce a la reducción de aire en el fluido hidráulico en la cámara de transferencia 44 y, en consecuencia, permite a la bomba 110 alcanzar el autocebado.

Una primera realización de la presente invención se muestra en la figura 6. La bomba 127 muestra una muesca 128, similar a la muesca 116, excepto que la muesca 128 no se extiende hasta el extremo 124. Por el contrario, un paso 130 de extensión radial en dicha porción de alojamiento 114 se extiende desde el extremo de la muesca 128 cerca del extremo 124 hacia una acanaladura 132 de junta tórica. Se proporciona una junta tórica 134 en la acanaladura 132.

La junta tórica 134 en la acanaladura 132 funciona como una válvula de retención. Cuando existe suficiente presión en la cámara de transferencia 44, la presión abrirá ligeramente la junta tórica 134 desde el paso 130 para evitar la expulsión de aire/aceite en el depósito (no mostrado). Con esta realización, el fluido fluye hacia fuera solamente a través de la muesca 128, del paso 130 y de la válvula de retención de junta tórica 134 y de la acanaladura 132, contrariamente al flujo en dos sentidos a través de la muesca 116 de la bomba 110.

Una segunda realización alternativa no reivindicada se muestra en la figura 7. La bomba 129 muestra un paso 131 que se extiende desde la porción superior 118 del cilindro 120. El paso 131 se extiende a través de la pared 133 de la porción 135 del alojamiento 137. Un paso 131 proporciona una comunicación fluida entre la cámara de transferencia 44 y el depósito de fluido hidráulico. Preferentemente, el paso 131 se extiende radialmente y verticalmente. Preferentemente además, el paso 131 se sitúa justo después de la mitad del recorrido del pistón 46. En consecuencia, el pistón 46 "apagará" el paso durante la mitad final de la carrera de salida y la primera mitad de la carrera de succión. El paso se abrirá para expulsar el aire y aceite justo antes del punto medio de la carrera de succión y quedarse abierto hasta pasado el punto medio de la carrera de salida. En consecuencia, el paso 131 proporciona una función similar a la muesca 116.

Otra característica de la presente invención que es relevante en todas las realizaciones se muestra en la figura 8. El alojamiento 136 de la válvula incluye una acanaladura circunferencial 138 que se sitúa axialmente de manera que se interseca con el orificio de la válvula 140. Sin la acanaladura 138, hay una posibilidad de que se formen rebabas si se fabrica la abertura radial del orificio de la válvula. Si hay una rebaba, entonces el carrete 84 de la válvula se puede enganchar en la rebaba de manera que el carrete se pega. En este caso, el diafragma 34 se puede envolver alrededor de la placa de base 88 y tensarse y/o pinzarse. Al formar la acanaladura circunferencial 138, se elimina la posibilidad de tal rebaba.

En funcionamiento, se describe con respecto a las figuras 9 (a) - (f) una configuración de diseño en la que una bomba de acuerdo con la presente invención tiene un muelle de desviación rígido 126, que se distingue de un muelle de desviación débil 96. Un muelle de desviación débil 96 de una bomba convencional se distingue de un muelle de desviación rígido 126 en la figura 10.

La figura 10 es un gráfico que muestra la longitud de un muelle en pulgadas a lo largo del eje X. En el lado izquierdo a lo largo del eje Y, el gráfico está calibrado para la fuerza en libras que el pistón ejerce en el diafragma. A lo largo del lado derecho para el eje Y, se proporciona una presión efectiva en el diafragma en libras por pulgada cuadrada (psi). En la bomba convencional, se conoce por la patente estadounidense 3.775.030, que una pequeña sobrepresión, por ejemplo, 20,7 kPa (3 psi), debería proporcionarse en la cámara de transferencia 44 para que la bomba trabajase adecuadamente en condiciones normales. Como consecuencia, el pensamiento convencional ha sido el de proporcionar un muelle débil de manera que la sobrepresión mantenida por el muelle de desviación no difiera demasiado de 20,7 kPa (3 psi) para varias longitudes de muelle durante la compresión del funcionamiento normal. Una constante de muelle para un muelle habitual se muestra como una línea 140 en la figura 10. Sin embargo, como se ha comentado anteriormente, con respecto a las figuras 4 (a) - 4 (f), la bomba convencional tiene

5 el problema de que el diafragma 34 falla si la línea que proporciona el fluido de proceso a la bomba se tapona, como cuando un filtro se ensucia. En consecuencia, con respecto a la presente invención, se consideraron dos puntos de referencia. Un primer punto de referencia se produce cuando el orificio de la válvula 121 en la figura 5 o el orificio 98 de la válvula en la figura 2 se acaba de apagar o cerrar. En el punto en que el orificio 98 de la válvula se acaba de
 10 apagar, el muelle de desviación debería contrarrestar la succión de fluido en el lado de bombeo de fluido adecuadamente para evitar que la succión retenga el diafragma a ese lado y de este modo permitir que aceite no deseado llene la cámara de transferencia. El mínimo, por supuesto, es cero, dado que claramente una presión negativa exigiría constantemente más aceite en la cámara de transferencia y sería indeseable. La experiencia con la bomba convencional tal como se ha comentado anteriormente ha demostrado que 20,7 kPa (3 psi) funciona bien. Algo mayor, hasta 27,6 kPa (4 psi) o alrededor, es aceptable. Por lo tanto, un intervalo de cero - 27,6 kPa (4 psi) es apropiado. El punto de referencia 1 se muestra con el número 142 en la figura 10.

15 El segundo punto de referencia se produce cuando la cámara de transferencia 44 se ha llenado con aceite hasta su máximo, es decir, cuando la placa de base 88 hace contacto con la pared 108 tal como se muestra en la figura 4 (f). El segundo punto de referencia se muestra con el número 144. Para el muelle débil 140, la presión en el punto de referencia 142 de cierre de la válvula es ligeramente mayor que 20,7 kPa (3 psi) y en el punto de referencia 144 de sobrellenado máximo la presión es de alrededor 27,6 kPa (4 psi). Convencionalmente, este ha sido el diseño para un muelle de desviación 96. Con el fin de solucionar el problema del fallo de diafragma para una condición de vacío elevado en la cámara de bombeo de la bomba, sin embargo, se determinó que era necesario satisfacer
 20 aproximadamente el punto de referencia I con respecto a unas condiciones de funcionamiento normales, y con respecto a la condición de vacío elevado, se determinó que el muelle debería de proporcionar una presión en la cámara de transferencia 44 de aproximadamente 72,4 kPa (10,5 psi) tal como se muestra con el número 146 en la figura 10, que no permite un gran diferencial de presión entre el depósito y la cámara de transferencia. El depósito es atmosférico, o esencialmente 101,4 kPa (14,7 psi). Estos dos puntos de referencia, cuando se conectan por una línea recta, determinan entonces la constante del muelle para la bomba mejorada.

25 Las figuras 9 (a) - 9 (f) ilustran el funcionamiento con respecto a un muelle rígido del tipo representado por la línea 148 en la figura 10.

Las figuras 9 (a) - 9 (f) suponen un muelle de desviación rígido y una condición de vacío, es decir, una línea de proceso taponada. Las figuras 9 (a) -9 (f) son similares a las figuras 4 (a) 4 (f), excepto en que el muelle de desviación débil se sustituye por el muelle de desviación rígido.

30 En la figura 9 (a), empieza la carrera de succión. Dado que la entrada para el fluido de proceso está bloqueada, no se ha creado presión en la carrera de salida de manera que la succión en la carrera de succión rápidamente crea una condición de vacío en la cámara de bombeo 106. El diafragma 34 y el émbolo 42 permanecen demasiado a la izquierda y cierran el orificio 121 y comprimen un tanto el muelle de desviación 126.

35 Haciendo referencia a la figura 9 (b), se muestra una configuración a media carrera. La presión más baja en la cámara de bombeo 106, que entonces provoca una presión más baja en la cámara de transferencia 44, mantiene el diafragma 34 y el émbolo 42 a la izquierda pero no puede mantenerlos tan a la izquierda como en la bomba convencional tal como se muestra en la figura 4 (b), debido al muelle de desviación rígido con la constante de muelle más elevada 146. En estas condiciones, el sobrellenado de la cámara de transferencia 44 se limita en consecuencia al volumen de estiramiento del diafragma 34.

40 La carrera de succión alcanza su extremo en la figura 9 (c) en un punto muerto inferior. La succión elevada en la cámara de bombeo todavía está presente, pero el muelle rígido (véase el punto de referencia 2 en la figura 10) contrarresta la fuerza de succión aumentando de este modo la presión en la cámara de transferencia 44 y evitando el sobrellenado de la cámara de transferencia 44 antes del inicio de la carrera de salida. Por ejemplo, en un caso preferido, la presión diferencial en la cámara de transferencia frente a la cámara de bombeo es de aproximadamente
 45 72,4 kPa (10,5 psi) para que la contrarreste el muelle de desviación.

La carrera de salida empieza tal como se muestra en la figura 9 (d). El pistón 46 se mueve a la izquierda dado que hay muy baja presión en la cámara de bombeo. La presión no aumenta en la cámara de transferencia excepto cuando se provoca por el muelle de desviación rígido 126, y el diafragma 34, el émbolo 42 y el pistón 46 se mueven juntos.

50 A media carrera, tal como se muestra en la figura 9 (e), las válvulas de retención 102 permanecen cerradas y el muelle rígido 126 resiste para provocar la fuga hacia fuera de la cámara de transferencia en lugar de hacia dentro de ella.

55 La carrera de salida termina tal como se muestra en la figura 9 (f). Dado que la cámara de transferencia 44 no se ha sobrellenado, el diafragma 34 no se hincha y el funcionamiento normal continúa a pesar del taponamiento de la línea de entrada a la cámara de bombeo. Por lo tanto, el muelle de desviación rígido 126 evita el modo de fallo descrito

con respecto a las figuras 4 (a) - 4 (f).

En consecuencia, una vez que el carrete de la válvula se mueve pasado el orificio de cierre, el muelle de desviación rígido evita que este se mueva mucho más allá. Tal como se muestra en la figura 10, en la posición cerrada de orificio normal (el punto de referencia 1), tanto el muelle más débil como el muelle más rígido tienen una fuerza justo por encima de 14,6 N (4 libras), o una presión de aproximadamente 24,1 - 31,0 kPa (3,5 – 4,5 psi) en el diafragma. En consecuencia, se mantiene la desviación de transmisión positiva de aceite de la patente estadounidense 3.775.030. Ahora, sin embargo, como el recorrido continúa hacia la máxima compresión del muelle, el muelle rígido tiene más de 43,9 N (12 libras) de fuerza contra solo alrededor de 18,3 N (5 libras) de fuerza para el muelle débil. La fuerza añadida limita la habilidad del diafragma de moverse demasiado lejos en unas condiciones de vacío elevado. Esto es cierto porque la tracción del lado de la cámara de transferencia de aceite es ahora la fuerza del muelle sumado al diferencial de presión entre la cámara de bombeo y la cámara de transferencia. El muelle convencional débil podría contrarrestar solo efectivamente aproximadamente 34,5 kPa (5 psi) de vacío; el muelle rígido mejorado está optimizado para contrarrestar aproximadamente 72,4 kPa (10,5 psi) de vacío, que es prácticamente todo lo que se puede alcanzar (aunque en teoría se podrían obtener, 101,4 kPa (14,7 psi)). Aunque diseñar la máxima fuerza posible aseguraría que el aceite nunca se empujaría en una cámara de transferencia completa, solamente es necesario que no haya un aumento neto de aceite durante un ciclo completo de succión y salida de la bomba. En otras palabras, mientras haya más tiempo durante las carreras de succión y de salida en que la cámara de transferencia hidráulica está más arriba de la presión atmosférica que más abajo, no habrá un aumento promedio de aceite en la cámara.

Se hizo el ensayo de rotura del diafragma de vacío. Los resultados del ensayo se muestran en la tabla 1. Se usó una bomba tal como se describe en la figura 2, modificada para tener constantes de muelle más rígidas para el muelle de desviación 126 tal como se muestra en la tabla 1. Se mantuvo un vacío en la entrada (válvula de retención 36). El vacío se mantuvo en 381,0 mm Hg (15 pulgadas Hg) o menos durante unas cuantas horas y entonces se redujo a 508,0 mm Hg (20 pulgadas Hg) o mayor hasta el fallo o hasta que se paró el ensayo.

Tabla 1

Ensayo	Ser. N°	R	Tiempo ejecución	Resultado
1	141849	<u>7548,0 N/m</u> (43,1 libras/pulgada)	97 horas	Rotura
2	141849	<u>7548,0</u> (43,1)	55	Rotura
Nota: Rebaba encontrada; rebaba del alojamiento de la válvula interior eliminada				
3	141849	<u>7548,0</u> (43,1)	106	Rotura
4	142132	<u>9404,3</u> (53,7)	106	OK
5	?	<u>9404,3</u> (53,7)	124	OK
6	142131	<u>9404,3</u> (53,7)	214	OK

Los primeros tres ensayos se ejecutaron con un muelle rígido teniendo una constante de muelle de 7548,0 N/m (43.1 libras/pulgada). El diafragma se rompió a las 97 horas durante los primeros ensayos y en 55 horas durante el segundo ensayo. Después del segundo ensayo, se examinó la bomba y se encontró una rebaba en el alojamiento de la válvula de manera que el carrete 84 de la válvula se enganchaba de tal manera que finalmente el diafragma se hincho y quedó atrapado en la placa de base 90. Se quitaron las rebabas del alojamiento de la válvula y se ejecutó el ensayo 3. El diafragma se rompió a las 106 horas. Se determinó que la rebaba no era fundamental para los resultados, excepto para los tiempos de fallo. El muelle nominal 7548, 0 N/m (43 libras/pulgada) permitió que el fallo se produjera aproximadamente a las 100 horas.

Los ensayos 4-6 se realizaron usando un muelle de desviación teniendo una constante de muelle de 9404,3 N/m (53,7 libras/pulgada). En cada ensayo, la bomba funcionó durante más de 100 horas, y para el ensayo 6, la bomba funcionó durante más de 200 horas sin la rotura del diafragma.

A partir de la prueba se determinó que el muelle de desviación con la constante de muelle de 7548,0 N/m (43,1 libras/pulgada) era marginalmente aceptable. Claramente, la bomba con el muelle de desviación con la constante de muelle de 9404,3 N/m (53,7 libras/pulgada) era aceptable dado que no hubo ningún fallo. Las conclusiones de los

5 ensayos se muestran en la figura 11. La línea 150 muestra el muelle de desviación que tiene una constante de muelle de 7548,0 N/m (43,1 libras/pulgada). La línea 148 muestra el muelle de desviación con una constante de muelle de 9404,3 N/m (53,7 libras/pulgada). La línea discontinua 152 representa un muelle de desviación que tiene una constante de muelle que sería la máxima siempre necesitada. Es decir, el máximo vacío que se podría alcanzar en el punto de referencia 2, el punto en que la placa de base 88 hace contacto con la pared 108 (véase la figura 4 (e)) es 101,4 kPa (14,7 psia). Una bomba como esta podría alcanzar tal vacío. Por lo tanto, la línea 152 se muestra discontinua y algo aproximada. En cualquier caso, esto da una idea general de dónde estaría una constante de muelle máxima.

10 Para una bomba particular, la constante de muelle se puede calcular de la siguiente manera suponiendo las siguientes hipótesis de diseño. Primero, el área equivalente del diafragma a media carrera es aproximadamente la misma que el área del pistón. Segundo, el diferencial de presión mínima a través del diafragma que se necesita debe ser igual a la presión de succión para la que está diseñada la bomba. Tercero, el diferencial de presión máximo es 101,4 kPa (14,7 psi). Basándose en esto, se pueden hacer las siguientes afirmaciones:

- 15 1. La distancia de sobrellenado es la diferencia de la distancia entre el diafragma y el pistón en (i) una posición de sobrellenado máximo y (ii) una posición neutral (válvula acabada de cerrar).
2. La fuerza de muelle de sobrellenado es el diferencial de presión de succión del diseño multiplicado por el área del pistón.
3. La fuerza de muelle neutral es el diferencial de presión de funcionamiento neutral multiplicado por el área del pistón.
- 20 4. La constante de muelle es la cantidad de fuerza de muelle de sobrellenado menos la fuerza de muelle neutral dividida por la distancia de sobrellenado.

Basándose en estas hipótesis y afirmaciones, la constante de muelle se puede calcular a partir de:

$$k=A_p (P_s-P_n)/d_0$$

donde k es la constante de muelle,

25 A_p es el área del pistón,

d_0 es la distancia de sobrellenado,

P_s es el diferencial de presión de succión del diseño,

P_n es el diferencial de presión de funcionamiento neutral.

30 Basándose en el ensayo anteriormente comentado, el diferencial de presión de succión del diseño es de 57,9 - 101,4 kPa (8,4 - 14,7 psia). El diferencial de presión de funcionamiento neutral apropiado es cero a 27,6 kPa (4 psia).

35 Cabe señalar a partir de las figuras 10 y 11 que el muelle más rígido de resistencia de la presente invención es necesariamente más corto que el muelle convencional. Esto tiene un beneficio de que cuando la bomba se apaga, el muelle de desviación no fuerza el aceite de manera continua fuera de la cámara de transferencia y pasada la interfaz del conjunto de pistón/alojamiento al depósito. Con el muelle más rígido, una vez que la cámara de transferencia se ha llenado adecuadamente y la bomba se apaga, el muelle ya no ejerce una fuerza significativa. Esto significa que la cámara de transferencia tiene un llenado de aceite que está en su punto de bombeo adecuado, y no se tiene que rellenar en su siguiente arranque. Por otro lado, el muelle más corto crea un aspecto negativo. El muelle más corto no expulsa totalmente el aire de la cámara de transferencia antes del arranque inicial. El aire añadido hace que sea muy difícil cebar totalmente la cámara de transferencia 44. En este caso, la bomba debe desmontarse y cebarse manualmente o cebarse en vacío para cada una de las varias cámaras de transferencia. Además, a veces la bomba pierde el cebado en condiciones en que el aire en el aceite puede acumularse y no ser expulsado. Para abordar estos aspectos negativos, se desarrolló la muesca 116. La muesca 116 es un mecanismo para expulsar aire. Las figuras 12 (a) - 12 (f) muestran el funcionamiento de una bomba que tiene una muesca 116 con respecto al aire de purga apagado y que proporciona el beneficio adicional de permitir que la bomba se autocebe.

45 En la figura 12 (a), empieza la carrera de succión. La cámara de transferencia 44 tiene un exceso de aire. El aceite fluye a través del orificio de válvula abierto 98 y empuja el aire hasta el punto más alto del cilindro 47. Cuando empieza la carrera de succión, quiere entrar más aceite a través de las válvulas de retención 32 y del orificio 98 de la

válvula, pero el muelle de desviación rígido 126 mantiene el diafragma 32 para que se mueva junto con el pistón 46.

A media carrera tal como se muestra en la figura 12(b), hay una succión más elevada de manera que el diafragma 32 se empuja hacia la izquierda para cerrar el orificio de la válvula 121. El muelle de desviación rígido 126 resiste excesivamente la compresión de manera que el diafragma 32 se mueve sustancialmente con el pistón 46.

5 Tal como se muestra en la figura 12 (c), todavía hay una succión elevada en la cámara de bombeo 106 cuando el pistón 46 se acerca a su carrera final (PMI). El resorte rígido limita el émbolo 42 del diafragma y el diafragma 34 para que no vayan demasiado a la izquierda y eleva la presión en la cámara de transferencia 44 para evitar el sobrellenado de aceite.

10 Cuando la carrera de salida empieza tal como se muestra en la figura 12 (d), el pistón 46 comienza a moverse hacia la izquierda, mientras que las válvulas de retención 32 se cierran y la presión en la cámara de transferencia 44 aumenta. La presión ascendente en la cámara de transferencia 44 empuja el aire fuera de la muesca 116.

A media carrera, como en la figura 12 (e), la presión en la cámara de transferencia 44 está por encima de la presión del depósito y el aire se continúa empujando a través de la muesca 116.

15 Al final de la carrera de salida como en la figura 12 (f), el diafragma 34 se mueve hacia la izquierda cuando el pistón 46 se mueve hacia la izquierda. La mayor parte del aire en la cámara de transferencia 44 ha sido expulsado. A medida que las carreras de succión y salida subsiguientes prosiguen, todo el aire se expulsa y la bomba se autoceba rápidamente.

20 La muesca 116 puede ser cuadrada, hemisférica, triangular o de cualquier forma. La muesca 116 debe ser lo suficientemente grande como para permitir que el aire se purgue bastante rápidamente, pero no tan grande como para que la eficiencia de la bomba sufra. Generalmente, una pérdida del 1 % de la eficiencia de la bomba es aceptable. Para una bomba particular, entonces es necesario calcular un área de sección transversal equivalente para la muesca 116 que sería equivalente a la pérdida de eficiencia del 1 %.

25 Como se ha indicado anteriormente, la muesca 116 debería colocarse en la parte superior del cilindro 120 de modo que esté situada en el punto en el que el aire se acumularía. La muesca 116 debería ser lo suficientemente larga para que estuviese expuesta a la zona de aceite presurizada durante al menos parte de la carrera del pistón. Puede extenderse hasta el final del recorrido del pistón para que quede expuesta durante toda la carrera. La mejor práctica es tenerla expuesta solamente durante la primera mitad de la carrera. El tamaño de la muesca debe ser lo suficientemente grande como para permitir el paso rápido del aire y lo suficientemente pequeño como para resistir el paso del aceite de modo que el rendimiento de la bomba no se reduzca significativamente.

30 Para la mayoría de las bombas, el área de la sección transversal de la muesca 116 debería ser de aproximadamente $0,1 \text{ mm}^2$ (0,0002 pulgadas cuadradas) y la altura de 0,43 mm (0,017 pulgadas). Para purgar el aire eficazmente, la sección transversal debería ser mayor que $0,03 \text{ mm}^2$ (0,00005 pulgadas cuadradas). El área máxima de sección transversal sería de aproximadamente 2 mm^2 (0,003 pulgadas cuadradas). La altura y la anchura de la sección transversal de la acanaladura deberían ser ambas mayores que 0,1 mm (0,005 pulgadas).

35 La bomba mejorada de la presente invención resulta en una fiabilidad mejorada porque se eliminan las roturas prematuras del diafragma provocadas por el sobrellenado no deseado de aceite hidráulico de la cámara de transferencia. La bomba mejorada da como resultado una eficiencia y una suavidad de salida mejoradas porque la longitud de carrera de diafragma totalmente prevista se utiliza continuamente porque hay menos aire en la cámara de transferencia durante el funcionamiento normal. La bomba de la presente invención tiene una capacidad de dosificación mejorada de aceite/aire con relación a la cámara de transferencia y al depósito, asegurando así una calidad de aceite consistentemente alta dentro de la cámara de transferencia y manteniendo así práctico el sistema hidráulico más "rígido", independientemente de las condiciones de entrada y salida de la bomba. La bomba de la presente invención se autoceba y evita cualquier pérdida de cebado durante el funcionamiento. Por lo tanto, la bomba de la presente invención mejora significativamente con respecto a la bomba de diafragma convencional.

45

REIVINDICACIONES

1. Una bomba de diafragma (110) para recibir la potencia de accionamiento de un motor, comprendiendo dicha bomba:

5 un alojamiento (112) que tiene una cámara de bombeo (106) adaptada para contener el fluido a bombear, una cámara de transferencia (44) adaptada para contener un fluido hidráulico y un depósito de fluido hidráulico;

un diafragma (34) que tiene un lado de cámara de transferencia y un lado de cámara de bombeo, estando dispuesto dicho diafragma (34) entre dicha cámara de bombeo (106) y dicha cámara de transferencia (44) y adaptado para alternar hacia y desde dicha cámara de bombeo (106);

10 un pistón (46) en un cilindro (120) en dicho alojamiento (112) adaptado para alternar entre una carrera de potencia y una carrera de succión, formando dicho cilindro (120) una porción de dicha cámara de transferencia (44), moviéndose dicho pistón (46) longitudinalmente en dicho cilindro (120) con dicho cilindro teniendo una superficie con una porción superior cuando dicha bomba (110) se orienta de manera que dicho cilindro (120) es generalmente horizontal;

15 un recorrido de comunicación fluida para el fluido hidráulico entre dicho depósito de fluido hidráulico y dicha cámara de transferencia (44) y una válvula en dicho recorrido para permitir selectivamente el flujo de fluido hidráulico desde dicho depósito de fluido hidráulico a dicha cámara de transferencia (44) cuando se abre dicha válvula;

caracterizada porque dicha válvula tiene un alojamiento de válvula (136) que incluye una acanaladura circunferencial (138) que se sitúa axialmente de manera que se interseca con un orificio (140) de la válvula de dicho alojamiento de la válvula (136); y

20 un respiradero entre dicha cámara de transferencia (44) y dicho depósito de fluido hidráulico, comprendiendo dicho respiradero una muesca longitudinal (116, 128) formada en la porción superior (118) de la superficie de dicho cilindro (120);

en la que el aire de dicha cámara de transferencia (44) se fuerza desde ella a través de dicho respiradero en dicha superficie de cilindro de dicho cilindro (120).

25 2. La bomba de diafragma (110) de la reivindicación 1 que incluye un muelle (126) que impulsa dicho diafragma (34) lejos de dicha cámara de bombeo (106) con un primer extremo de dicho muelle (126) conectado con dicho diafragma (34) y un segundo extremo de dicho muelle (126) soportado por dicho pistón (46) para moverse con él, teniendo dicho muelle (126) una constante de muelle obtenida a partir de

$$k=A_p (P_s-P_n)/d_0$$

30 donde

A_p = área del pistón,

d_0 = distancia de sobrellenado,

P_s = presión de succión del diseño de la bomba,

P_n = presión de funcionamiento neutral de la bomba,

35 y donde la presión de succión del diseño tiene un intervalo comprendido entre 57,9 a 101,4 kPa y un intervalo de presión de funcionamiento comprendido entre cero y 27,6 kPa.

40 3. La bomba de diafragma (110) de la reivindicación 1, en la que dicha muesca (128) termina antes de abrirse a dicho depósito de fluido hidráulico, teniendo dicho alojamiento (112) un paso que se extiende a través de este desde dicha muesca (116) a dicho depósito, incluyendo dicho paso una válvula de retención (102) que controla el flujo de fluido desde el depósito hasta la muesca.

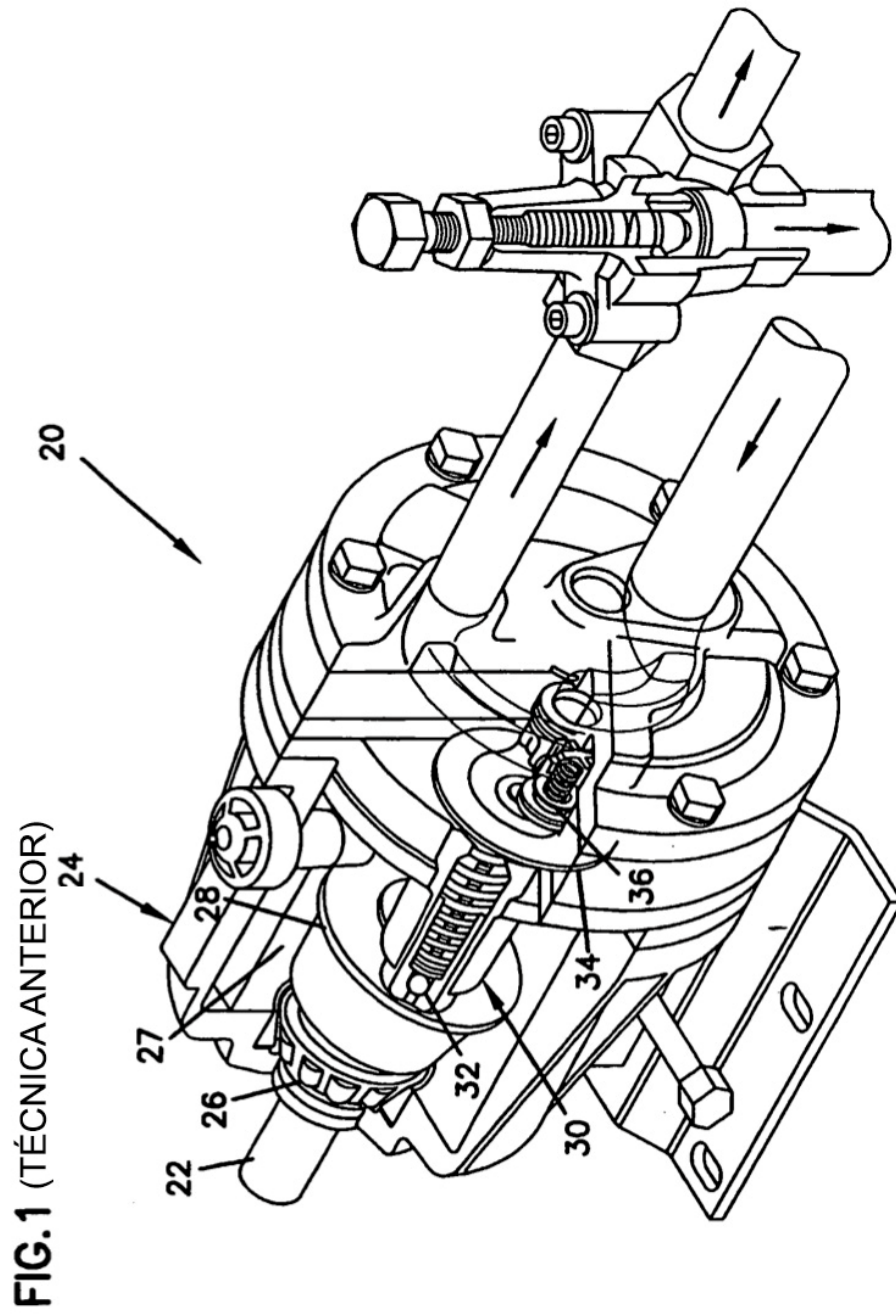
4. La bomba de diafragma (110) de la reivindicación 3, en la que dicha válvula de retención (102) está formada por una acanaladura (132) de junta tórica y una junta tórica (134) en dicha acanaladura, acabando dicho paso en dicha acanaladura (132) en un lado de dicho alojamiento (112) opuesto a dicha muesca (128).

5. La bomba de diafragma (110) de la reivindicación 1, en la que dicho pistón (46) tiene un extremo y dicha muesca

(116) acaba antes de alcanzar el extremo del pistón (46) cuando el pistón (46) completa enteramente la carrera de potencia.

5 6. La bomba de diafragma (110) de la reivindicación 1, en la que la muesca (116) tiene un área en sección transversal perpendicular a su dirección longitudinal mayor que 0,000323 centímetros cuadrados y menor que 0,0194 centímetros cuadrados.

7. La bomba de diafragma (110) de la reivindicación 5, en la que la muesca (116) tiene una sección transversal rectangular perpendicular a su dirección longitudinal y una altura y una anchura ambas mayores que 0,0127 centímetros.



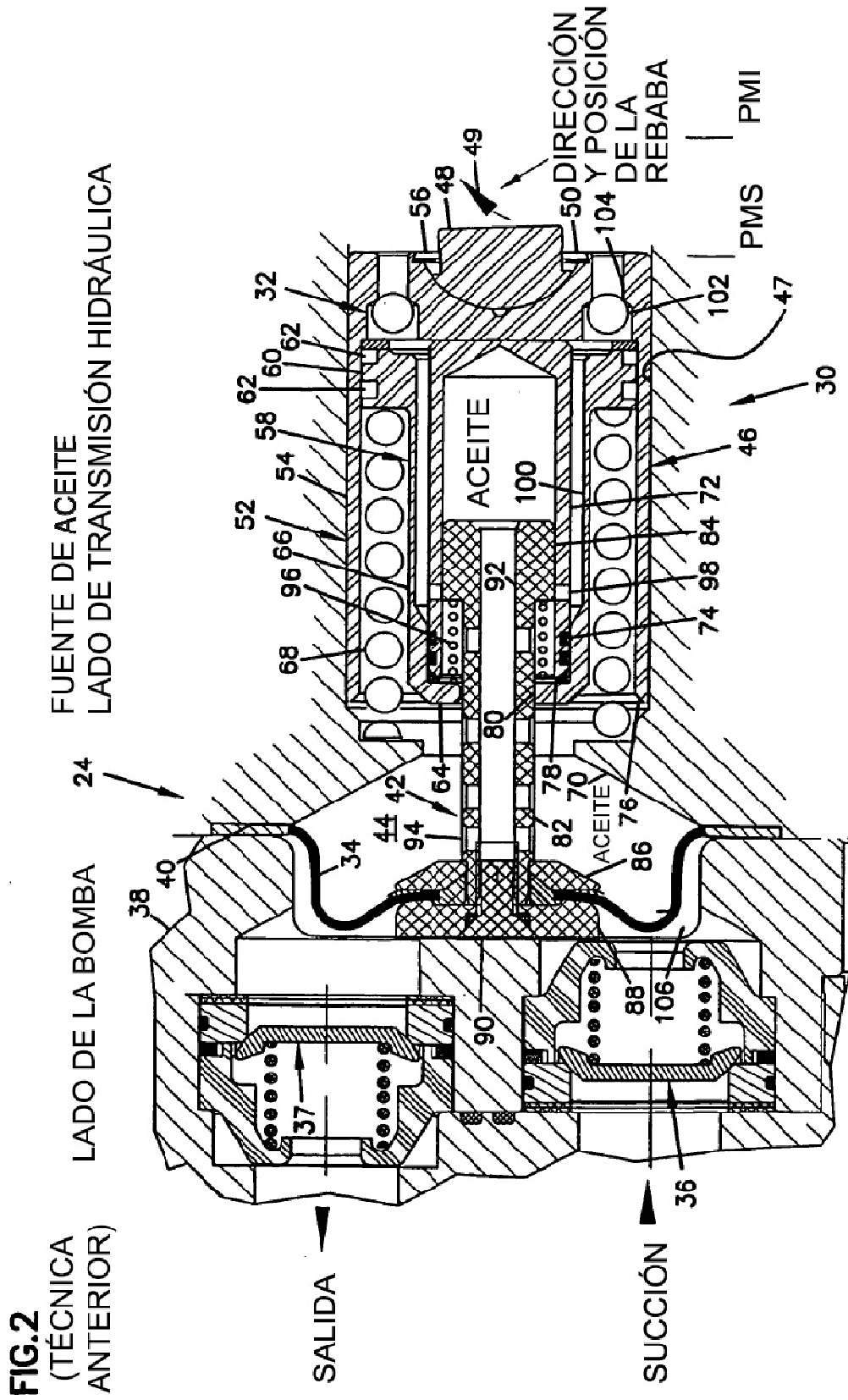


FIG.3A
(TÉCNICA ANTERIOR)

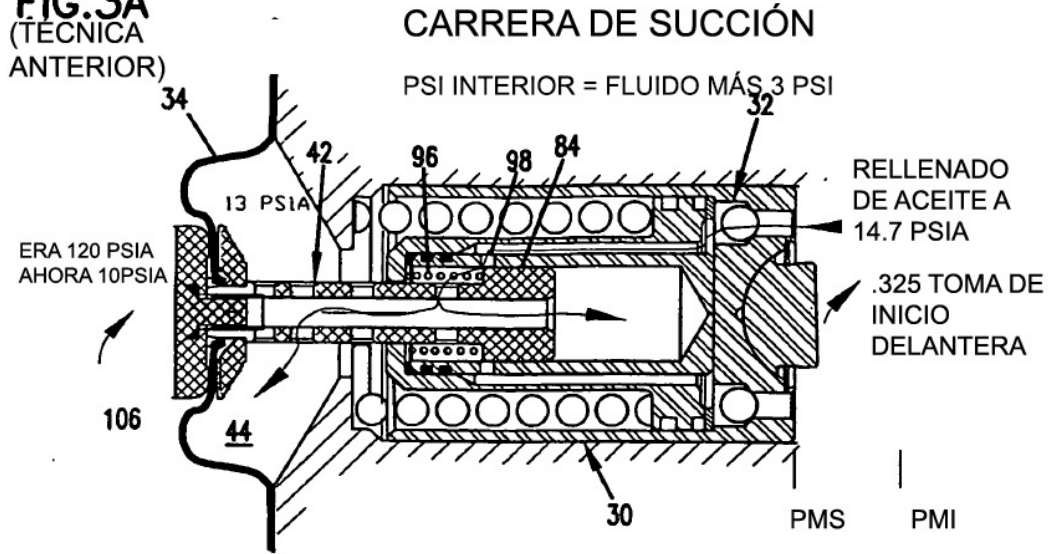


FIG.3B
(TÉCNICA ANTERIOR)

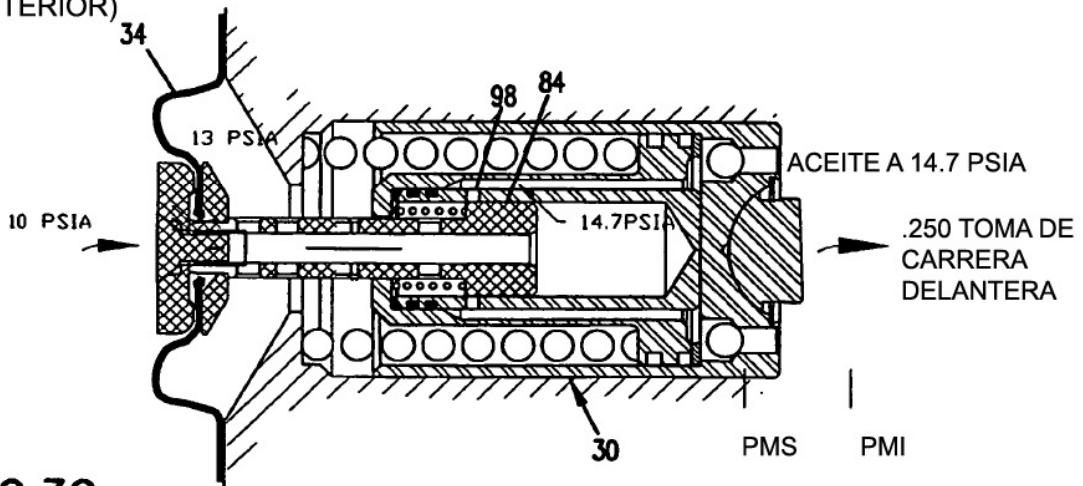


FIG.3C
(TÉCNICA ANTERIOR)

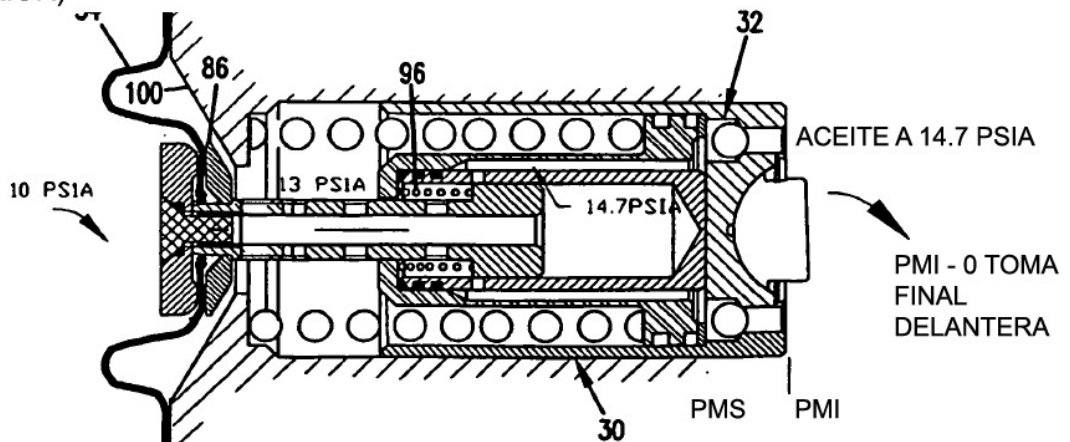


FIG.3D
(TÉCNICA ANTERIOR)

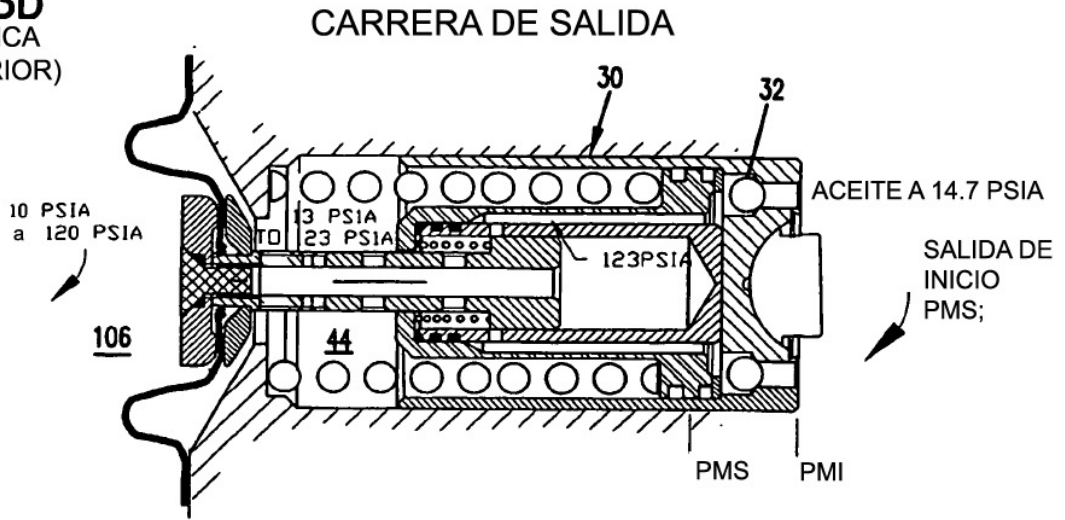


FIG.3E
(TÉCNICA ANTERIOR)

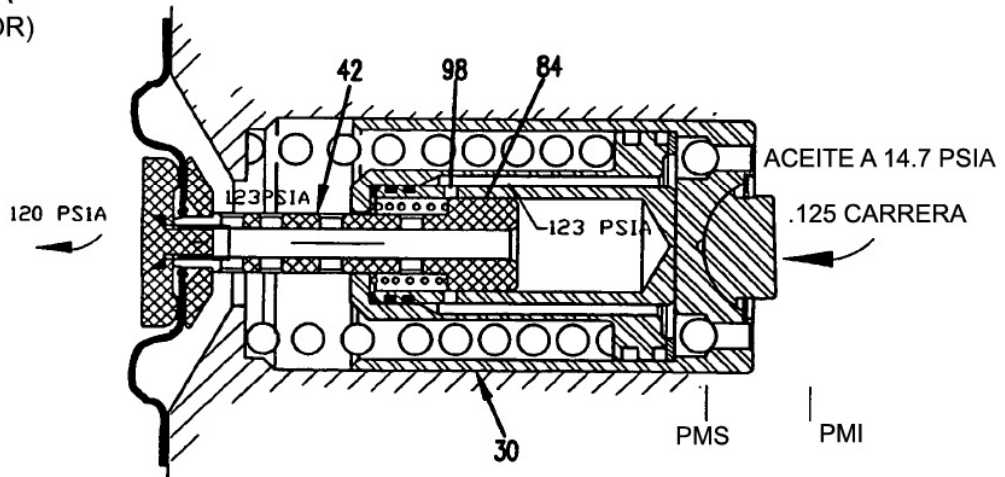


FIG.3F
(TÉCNICA ANTERIOR)

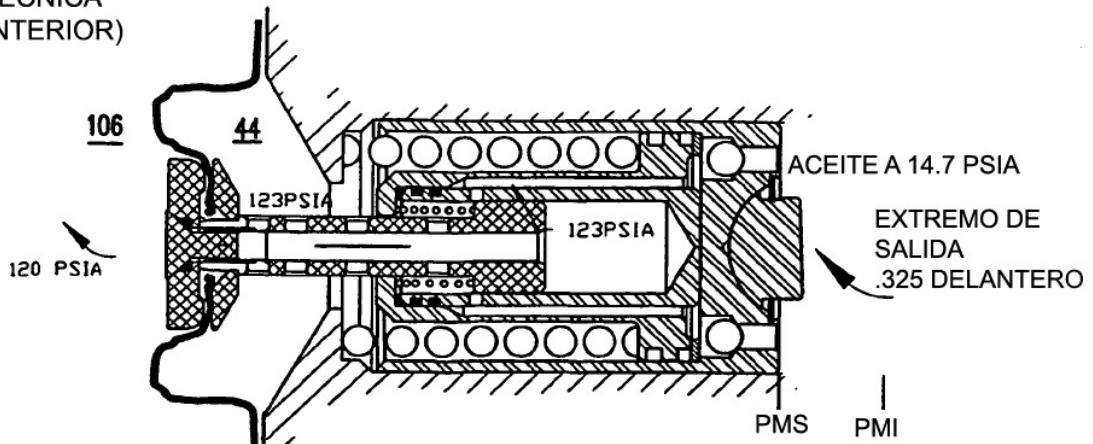


FIG.4A
(TÉCNICA ANTERIOR)

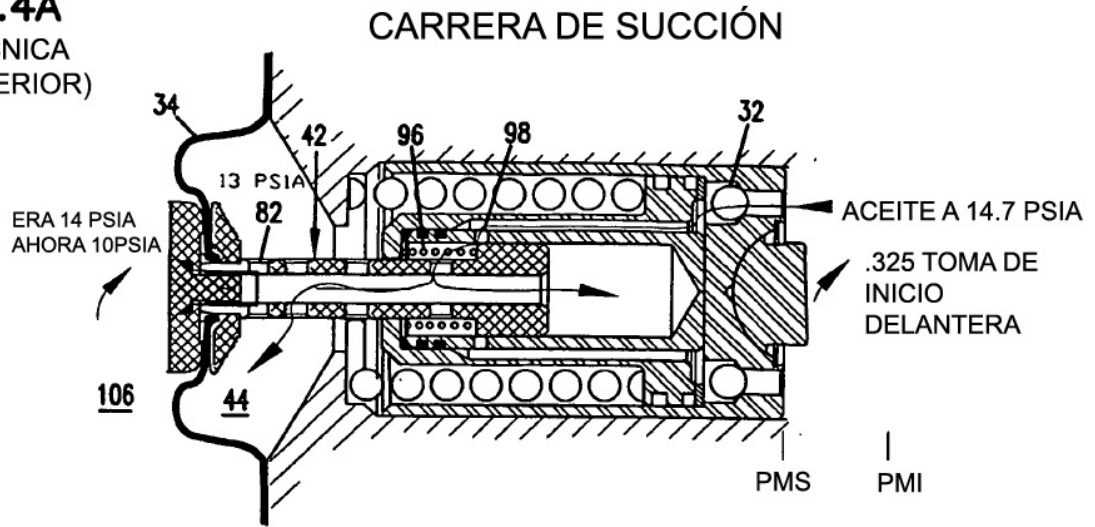


FIG.4B
(TÉCNICA ANTERIOR)

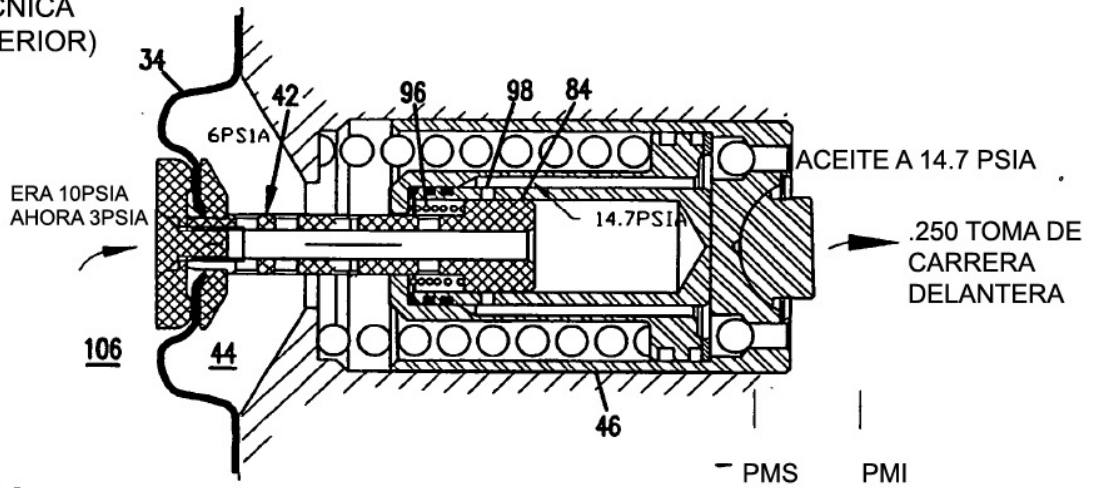


FIG.4C
(TÉCNICA ANTERIOR)

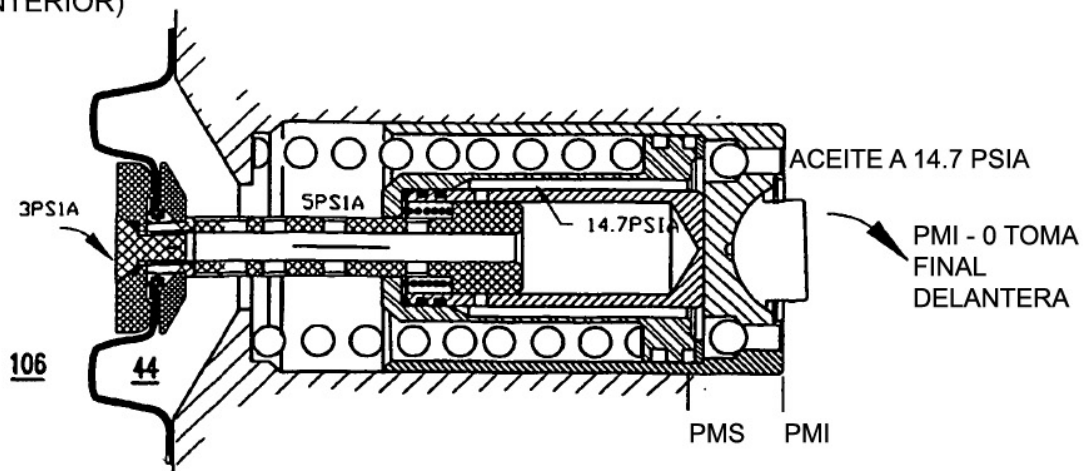


FIG.4D
(TÉCNICA ANTERIOR)

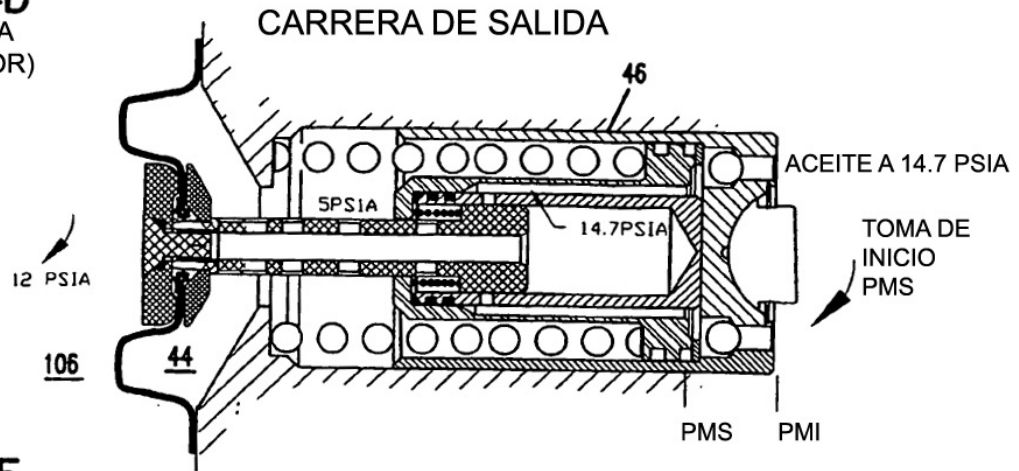


FIG.4E
(TÉCNICA ANTERIOR)

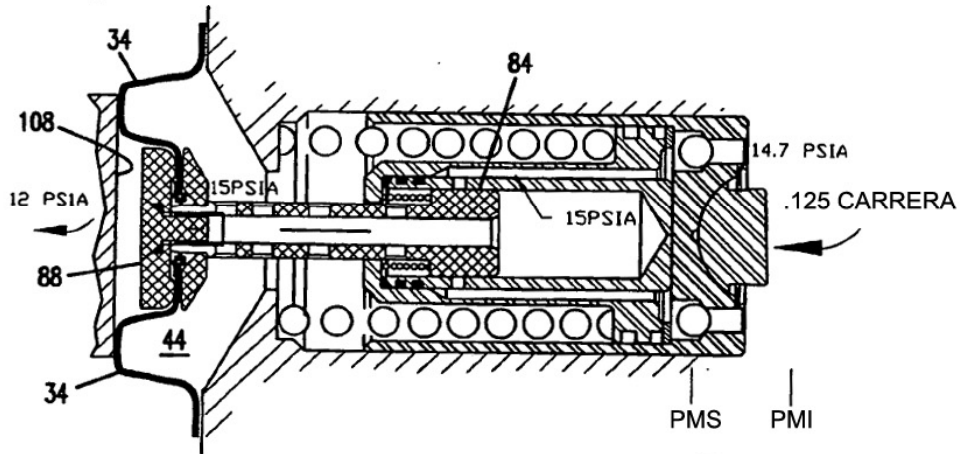


FIG.4F
(TÉCNICA ANTERIOR)

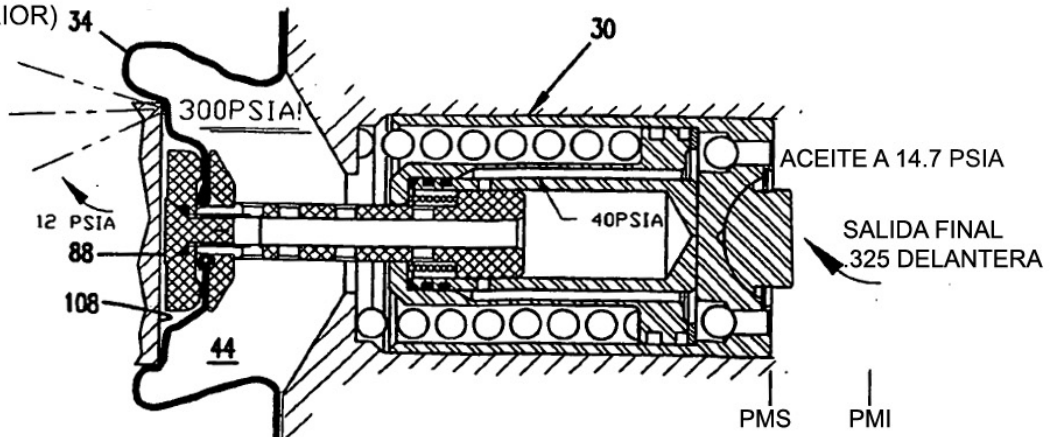
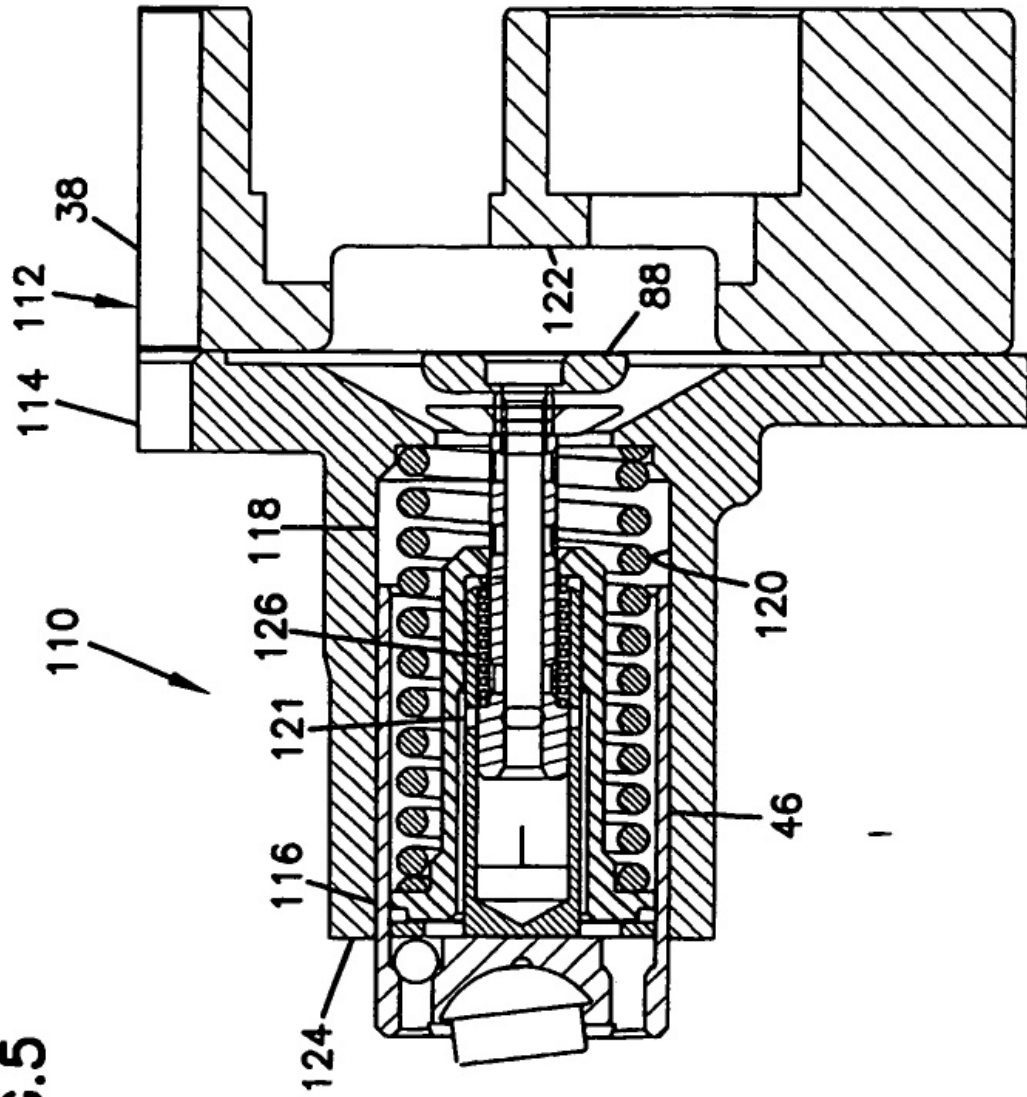
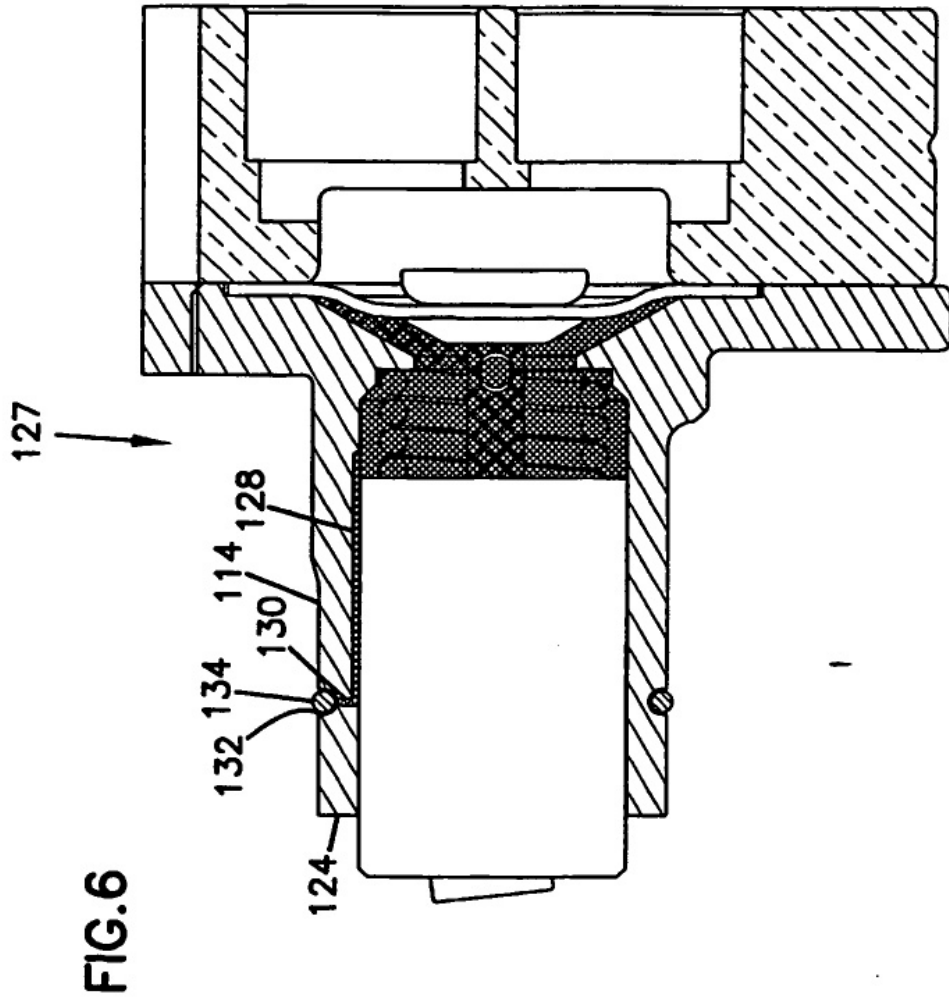


FIG.5





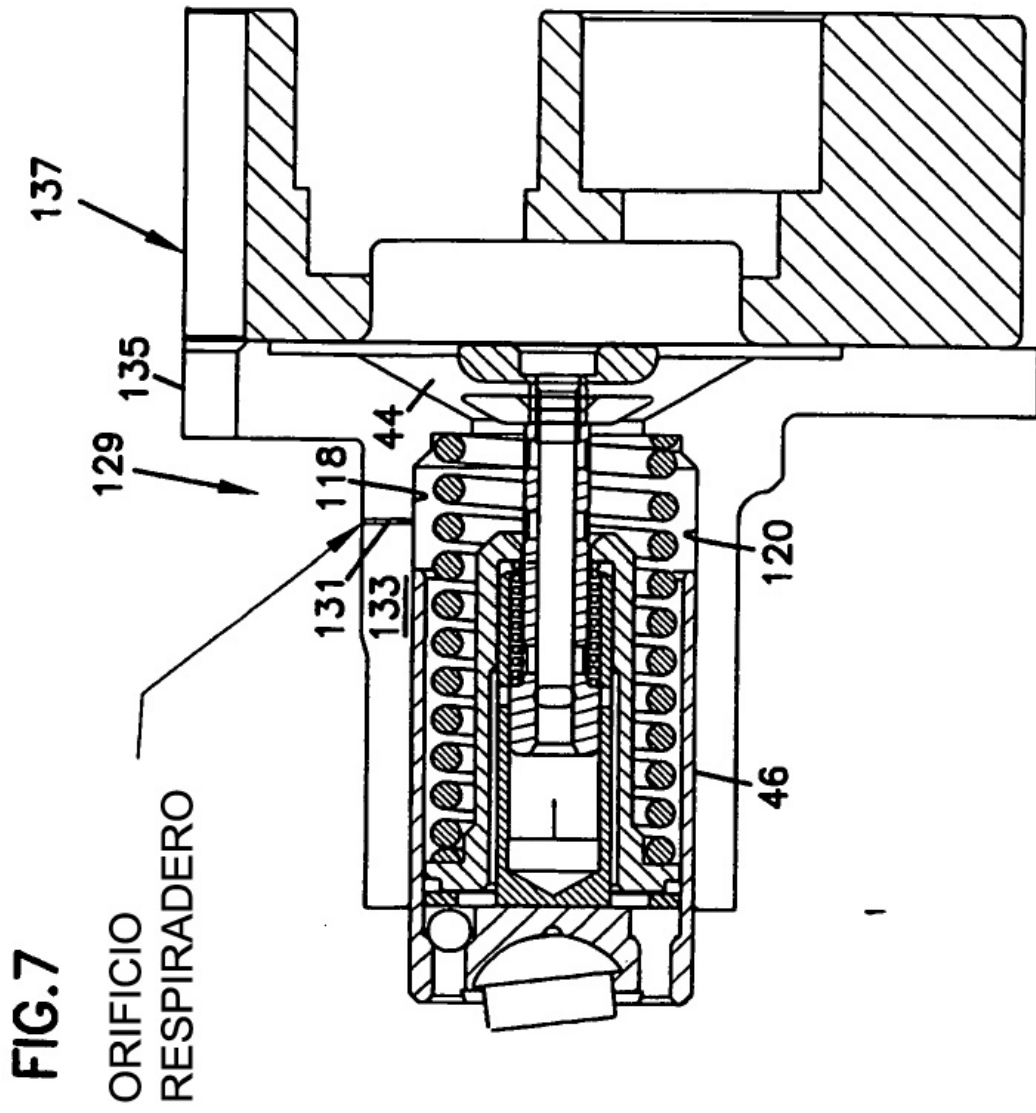
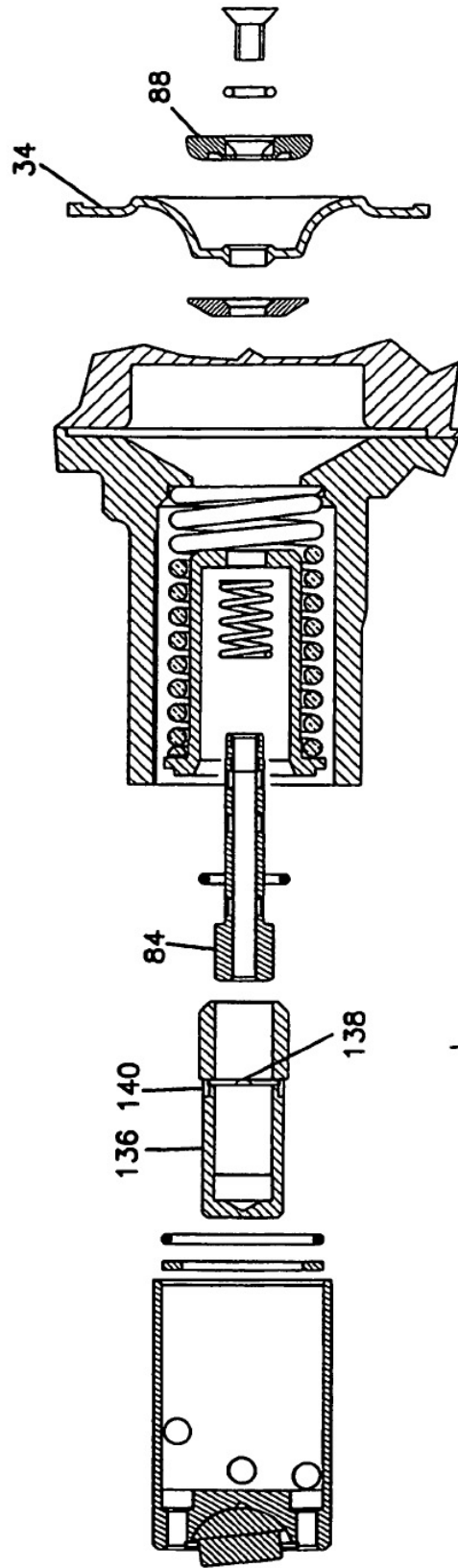


FIG.8



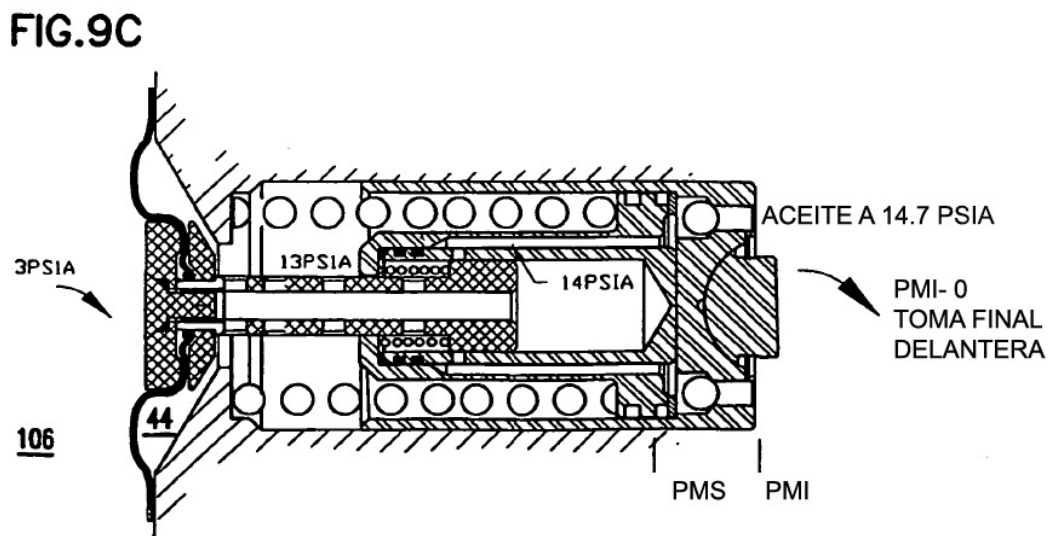
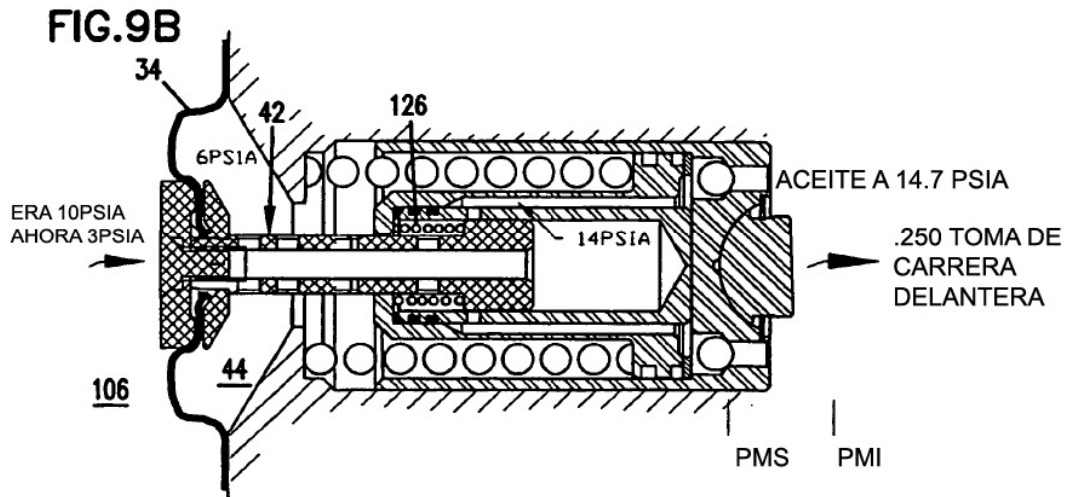
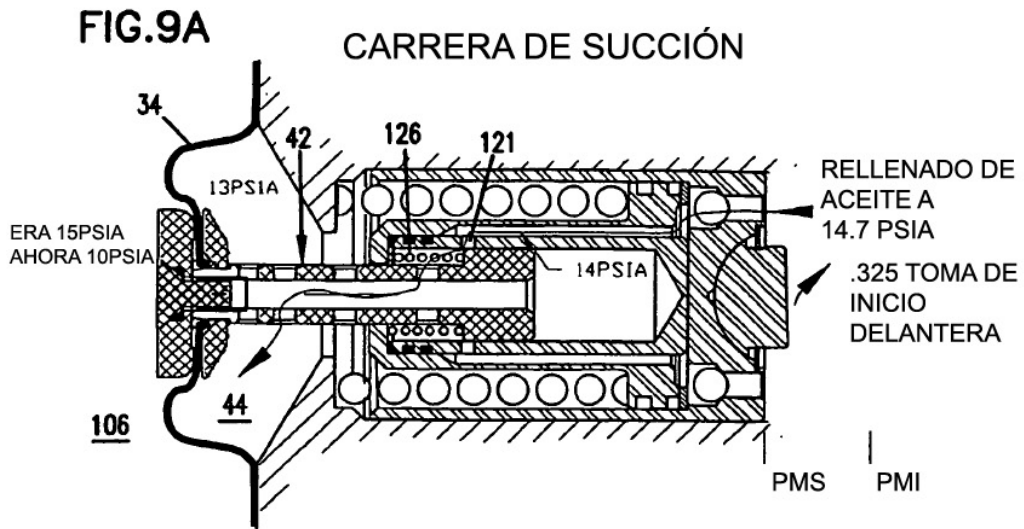


FIG.9D

CARRERA DE SALIDA

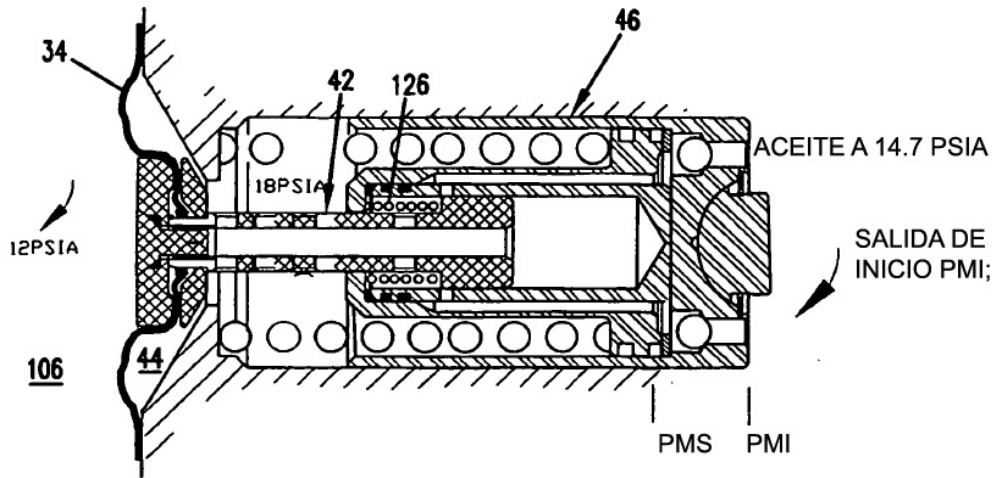


FIG.9E

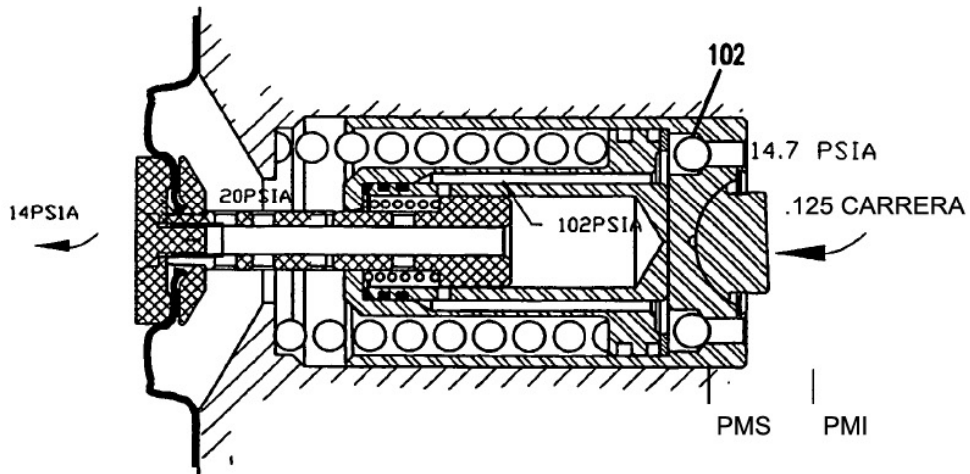
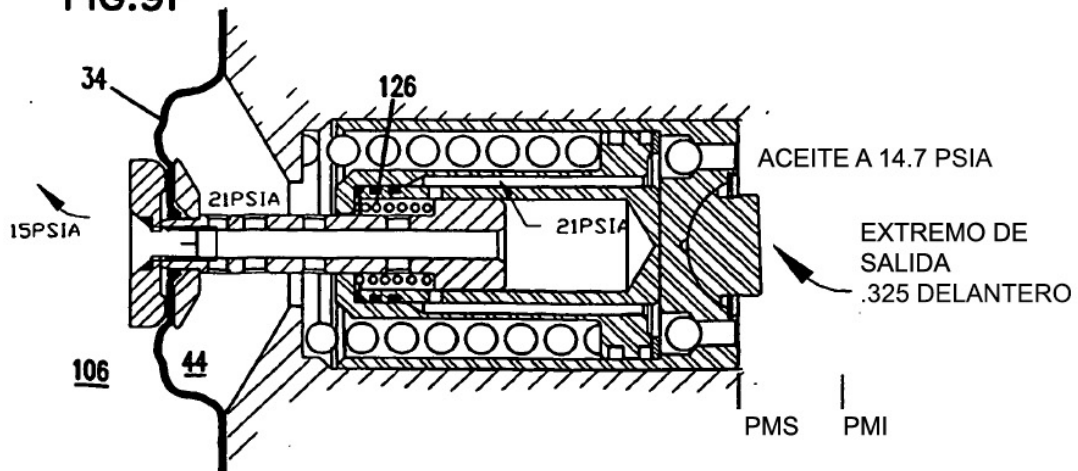
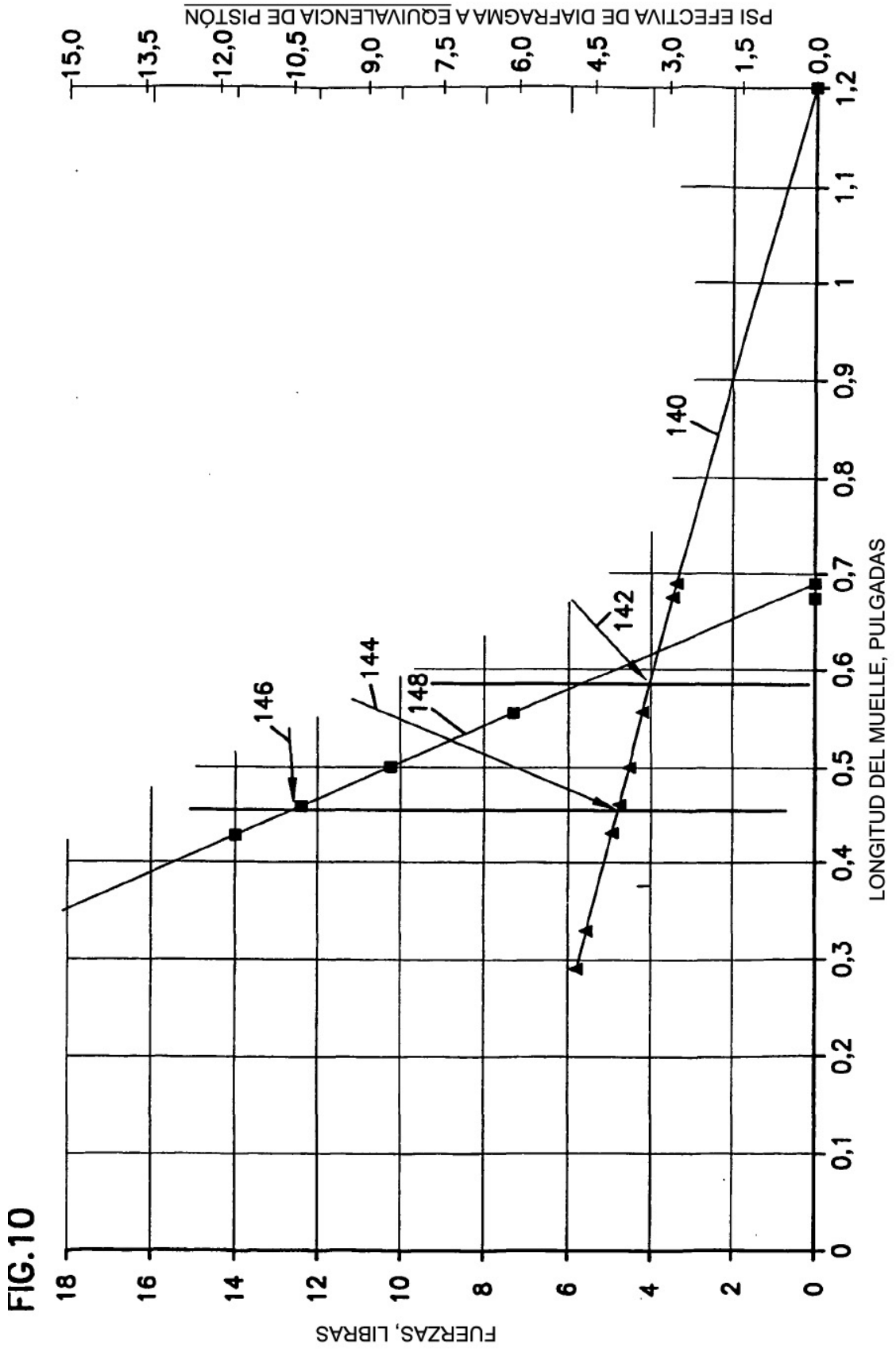


FIG.9F





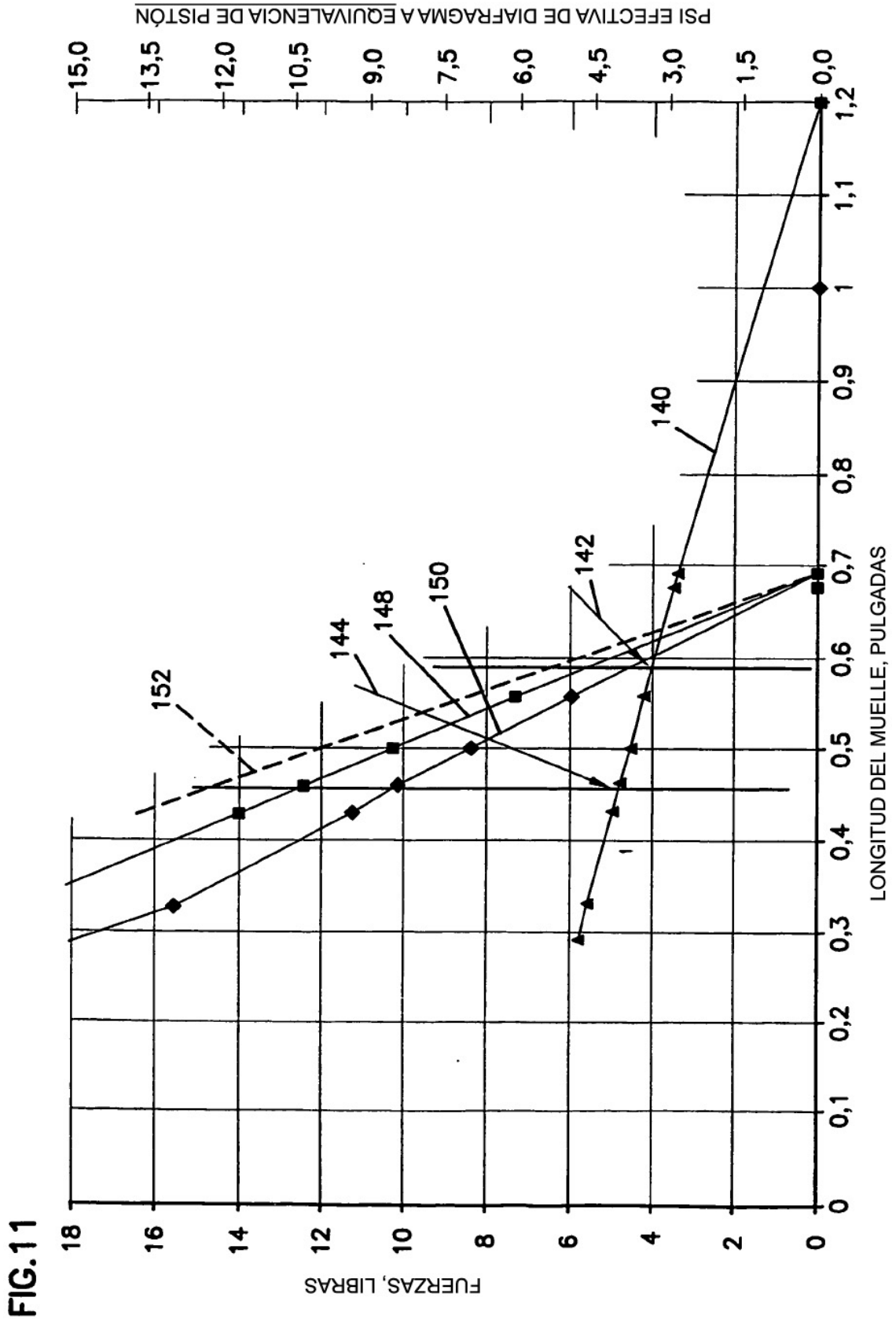


FIG.12A CARRERA DE SUCCIÓN

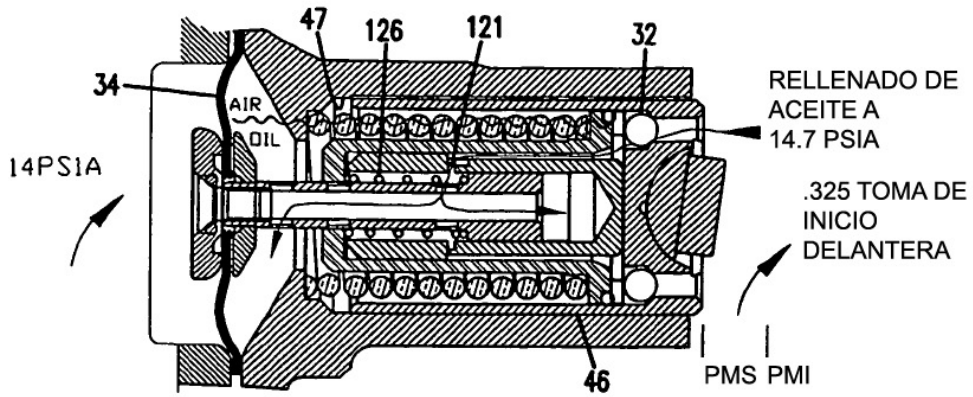


FIG.12B

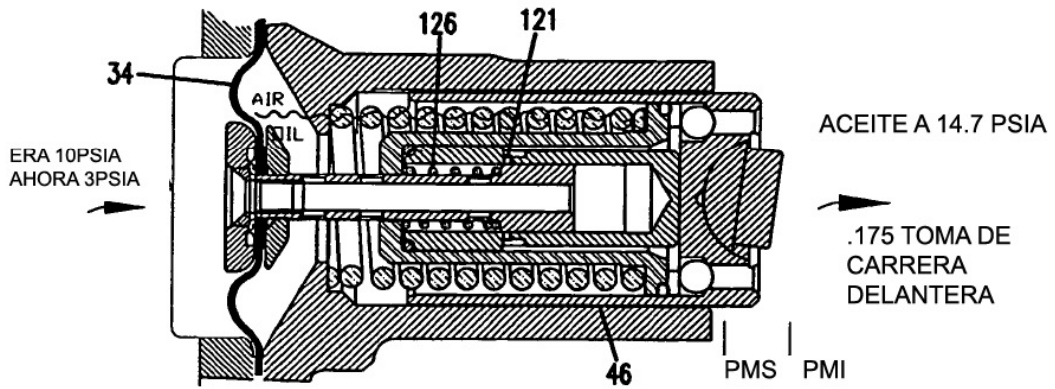


FIG.12C

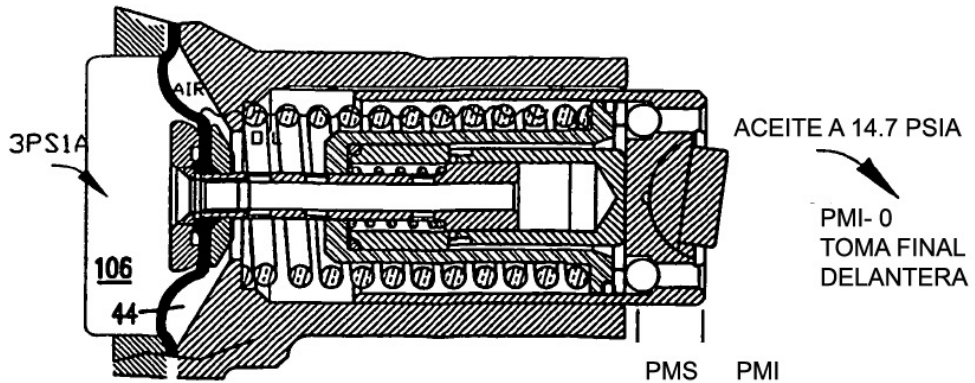


FIG.12D

CARRERA DE SALIDA

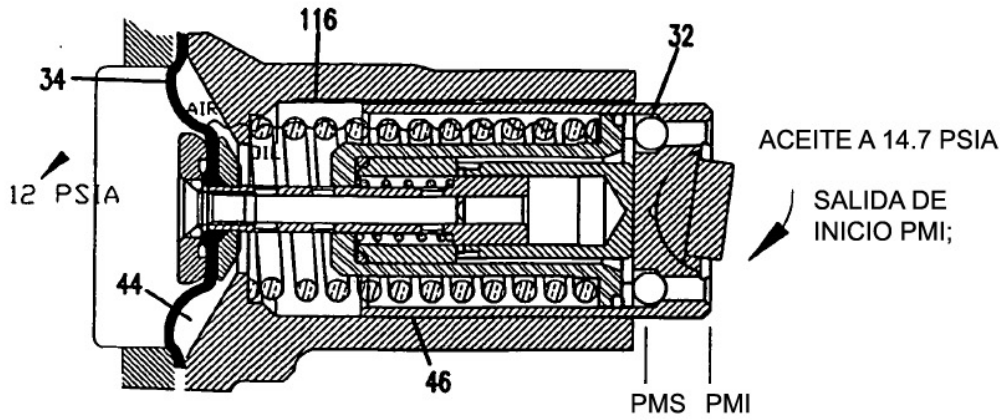


FIG.12E

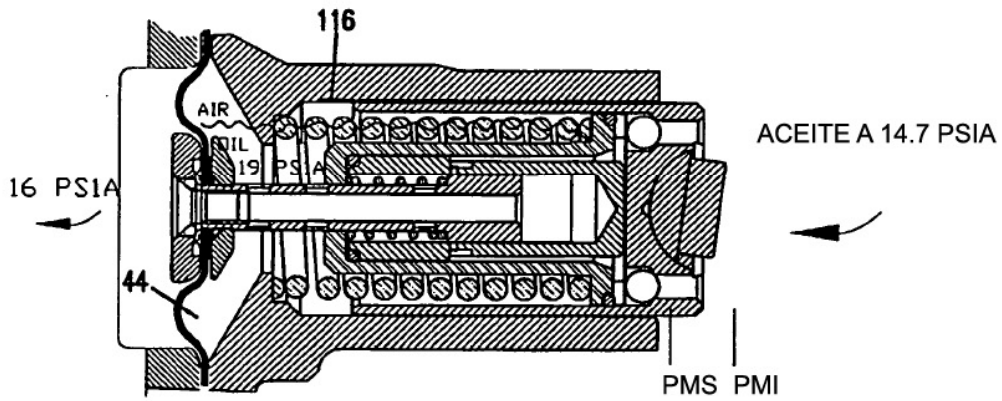


FIG.12F

