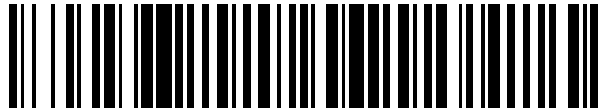


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 426 496**

51 Int. Cl.:

F02C 7/236 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **19.11.2005 E 05257135 (3)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **19.06.2013 EP 1662117**

54 Título: **Sistema de suministro de combustible**

30 Prioridad:

24.11.2004 GB 4257853

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

23.10.2013

73 Titular/es:

**GOODRICH CONTROL SYSTEMS (100.0%)
Stratford Road Solihull
West Midlands B90 4LA, GB**

72 Inventor/es:

**BICKLEY, DANIEL JAMES;
YATES, MARTIN KENNETH y
GRIFFITHS, MICHAEL**

74 Agente/Representante:

BALLESTER CAÑIZARES, Rosalía

ES 2 426 496 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).

SISTEMA DE SUMINISTRO DE COMBUSTIBLE

Descripción

[0001] Esta invención se refiere a un sistema de suministro de combustible para un motor de turbina de gas, principalmente, pero no exclusivamente, un motor de turbina de gas de avión.

5 [0002] Un sistema de suministro de combustible convencional utiliza una bomba de desplazamiento positivo, por ejemplo una bomba de engranajes, accionada desde el motor de turbina de gas a través del intermediario de una caja de engranajes de accesorios, para proporcionar combustible a través de un sistema de dosificación de combustible a los quemadores del motor de turbina de gas. La bomba de desplazamiento positivo a la cual, en aras de claridad, se hará referencia en este documento como
10 una "bomba de engranajes", recibe el combustible de un suministro de combustible a través de una bomba de baja presión o similar, y se reconocerá que la velocidad de rotación de la bomba de engranajes y, por lo tanto, la salida de la bomba es directamente proporcional a la velocidad del eje del motor de turbina de gas. En general, la capacidad y, por lo tanto, el tamaño de la bomba se calcula sobre la base del flujo de combustible máximo que se necesitará en uso, y, naturalmente, se
15 aplica un margen de seguridad además de dicho máximo. Habrá muchas condiciones de funcionamiento, en particular condiciones de ralentí del motor, donde la salida de la bomba excede la demanda del motor.

[0003] El exceso de combustible de la salida de la bomba se vierte de vuelta en el lado de baja presión del sistema de combustible a través de una válvula de descarga que está dispuesta para
20 funcionar para mantener una caída de presión sustancialmente constante a través de la válvula de dosificación de combustible del sistema de dosificación de combustible. Una válvula de aumento de presión y de cierre (PRSOV, por sus siglas en inglés) está interpuesta entre la válvula de dosificación y los quemadores del motor, y asegura que el sistema de combustible aguas arriba de la PRSOV presurizado a un nivel suficiente que el equipo auxiliar alimentado por presión de combustible, por
25 ejemplo actuadores de paletas de control del motor, se pueden hacer funcionar. Adicionalmente, la PRSOV proporciona un medio para aislar los quemadores de turbina de gas del sistema de suministro de combustible cuando el motor se va a apagar.

[0004] Con un sistema convencional de este tipo, la presión de descarga de la bomba se ajusta por medio de:

- 30 a) La caída de presión a través de la válvula de dosificación en la unidad de dosificación de combustible (UMF, por sus siglas en inglés).
- b) La caída de presión a través de la PRSOV. En flujos bajos, por debajo de crucero, la PRSOV establece un aumento de presión más o menos constante a través de la bomba de engranajes. En flujos por encima de crucero, la PRSOV está normalmente completamente
35 abierta y actúa como un estrangulador fijo de tal manera que el aumento de presión de la bomba de engranajes varía con el flujo del motor.
- c) La caída de presión a través de las boquillas de los quemadores de tamaño fijo.
- d) La contrapresión de la cámara de combustión, que es efectivamente la presión de suministro del compresor del motor.

40 [0005] Esta disposición normalmente da lugar a que la condición de despegue o de descenso inactivo sea la más ardua para los cojinetes de la bomba. Las razones de ello son:

- i) En el despegue, las presiones del sistema y, por lo tanto, las cargas de cojinete son altas.

Sin embargo, la alta velocidad de conducción y las temperaturas de combustible relativamente bajas dan lugar a que los cojinetes tengan buena capacidad de carga.

ii) En el descenso inactivo, las presiones del sistema y, por lo tanto, las cargas de cojinete, son bajas en comparación con el despegue. Sin embargo, la temperatura del combustible es alta, y esto da lugar a grandes separaciones de los cojinetes y una baja viscosidad de combustible, lo que, unido a la baja velocidad de conducción, reduce significativamente la capacidad de carga de los cojinetes.

[0006] Las dos condiciones anteriores son de duración relativamente corta. Sin embargo, en la condición de crucero, cuando la bomba funciona durante la mayor parte de su vida, la velocidad de la bomba es relativamente alta, las presiones están entre las del despegue y de ralentí, y las temperaturas del combustible no son particularmente altas en comparación con el descenso inactivo. Todos estos factores significan que en los sistemas de combustible convencionales, la condición de crucero no sea particularmente ardua para los cojinetes.

[0007] Sin embargo, con los sistemas de combustible de "nueva generación", el tamaño de las boquillas de quemador no es fijo, sino que se cambia, de forma continua o discreta como parte del sistema de combustión por etapas para mejorar el rendimiento del motor. Esta combustión por etapas puede dar lugar a presiones de combustible muy altas, potencialmente mayores que en el despegue, en algunas condiciones de crucero. Esto conduce a dos efectos indeseables. En primer lugar, las cargas de cojinete son significativamente mayores que en los sistemas convencionales debido a las presiones más altas. En segundo lugar, como el flujo en exceso de la demanda del motor se hace recircular alrededor de la bomba, se rechaza calor residual considerable para el combustible debido al alto flujo de vertido y las altas presiones, lo que da lugar a temperaturas de combustible significativamente más altas.

[0008] El efecto global de un aumento de las cargas de cojinete y de las temperaturas de combustible, junto con la bomba pasando una proporción considerable de su vida en esa condición, es que la condición de crucero se vuelve más ardua para los cojinetes de la bomba, lo que deriva en una vida reducida o en la necesidad de cambiar el diseño del cojinete, posiblemente derivando en una bomba más pesada.

[0009] En un sistema convencional, el problema del rechazo de calor residual para el combustible es más crítico en la condición de descenso inactivo. Una solución para el problema de reducir este rechazo de calor residual es utilizar dos bombas de engranajes, con diferentes desplazamientos, funcionando en paralelo. La patente estadounidense N^o4245964 revela un sistema de suministro de combustible que incorpora dicho acoplamiento de bomba paralela.

[0010] Para resolver el problema del rechazo de calor residual mencionado anteriormente, se ha dispuesto que en arranque, despegue y subida ambas bombas estén presurizadas y distribuir el flujo al motor. En todas las demás condiciones, el flujo de la bomba de desplazamiento más grande no está presurizado y se hace recircular a muy baja presión. Por lo tanto, no rechaza mucho calor residual en el combustible. La bomba de desplazamiento más pequeña está presurizada en todo momento y cualquier flujo de esta bomba en exceso de demanda del motor se hace recircular, esta vez a través de una caída de presión más alta. Sin embargo, la bomba de desplazamiento más pequeña no rechaza calor significativo para el combustible, debido a que hay relativamente poco flujo de vertido. La descarga de la bomba de desplazamiento más grande en descenso inactivo se

consigue utilizando una válvula de descarga de combinación (CSV, por sus siglas en inglés).

[0011] US2761387 y GB771837 describen acoplamientos en los cuales se conmuta un par de bombas entre los modos de funcionamiento paralelo y de serie. US3026929 describe también un acoplamiento de bomba doble.

5 **[0012]** Un objeto de la invención es proporcionar un sistema de suministro de combustible en el cual se mejoran las condiciones de funcionamiento del cojinete de la bomba en comparación con los sistemas conocidos. La mejora es más señalada en crucero de alta presión.

[0013] De acuerdo con la presente invención, se proporciona un sistema de suministro de combustible para un motor de turbina de gas, comprendiendo el sistema una primera bomba de desplazamiento positivo, una segunda bomba de desplazamiento positivo, dichas primera y segunda bombas de desplazamiento positivo siendo operables simultáneamente para el suministro de combustible desde una fuente de baja presión, y el medio de válvula de conmutación aguas abajo de dicha primera bomba de desplazamiento positivo para cambiar un modo de conexión entre dichas primera y segunda bombas de desplazamiento positivo entre un modo de serie y un modo paralelo, y una válvula de regulación de división de presión para mantener la diferencia de presión a través de las dos bombas en un ratio requerido.

[0014] En dicho modo de conexión de serie, el combustible de la fuente de baja presión se suministra a dicha segunda bomba de desplazamiento positivo sólo desde dicha primera bomba de desplazamiento positivo, mientras que en dicho modo de conexión paralelo el combustible suministrado a dicha segunda bomba de desplazamiento positivo no es de dicha primera bomba de desplazamiento positivo.

[0015] Preferiblemente, la primera bomba de desplazamiento positivo tiene una capacidad mayor que la segunda bomba de desplazamiento positivo. Esto asegura que el flujo de la bomba de mayor capacidad pueda ser dividido por la válvula de regulación de división de presión para mantener la caída de presión a través de las dos bombas en el ratio requerido. Normalmente, la división en el desplazamiento estaría en el rango de 55/45 a 50/50.

[0016] Preferiblemente, en el modo de conexión de serie, la válvula de regulación de división de presión detecta el aumento de presión a través de ambas dichas bombas de desplazamiento positivo y vierte flujo alrededor de dicha primera bomba de desplazamiento positivo para mantener un ratio fijo de aumentos de presión a través de las dos bombas de desplazamiento positivo. En este modo de conexión, una válvula de descarga recircula el flujo alrededor de dicha segunda bomba de desplazamiento positivo para mantener una caída de presión fija a través de una válvula de dosificación.

[0017] Preferiblemente, en el modo de conexión paralelo, dicha válvula de regulación de división de presión se cierra para que ya no vierta flujo. Es beneficioso que el flujo de la primera bomba de desplazamiento positivo sea guiado a través de dicho medio de válvula de conmutación para cumplir con el flujo de suministro de dicha segunda bomba de desplazamiento positivo. Convenientemente, dicha válvula de descarga hace recircular desde ambas bombas de desplazamiento positivas para mantener dicha caída de presión fija a través de la válvula de dosificación.

40 **[0018]** Preferiblemente, el sistema de la invención incluye una válvula de descarga de combinación para la descarga de dicha primera bomba de desplazamiento positivo en el modo de conexión paralelo. Esta descarga se efectúa beneficiosamente en descenso inactivo y crucero de baja presión,

pero no en arranque o despegue, donde preferiblemente el flujo de la primera bomba de desplazamiento positivo es forzado a través de una válvula sin retorno para que se una al flujo de dicha segunda bomba de desplazamiento positivo, para que ambas bombas de desplazamiento positivo se carguen. Preferiblemente, en el modo de conexión de serie, la válvula de descarga de combinación controla la caída de presión a través de la válvula de dosificación al verter flujo de vuelta a la entrada de la segunda bomba de desplazamiento positivo.

[0019] La invención se describirá ahora, a modo de ejemplo, con referencia a los dibujos adjuntos, en los cuales:

La Figura 1 es una representación esquemática de un sistema de suministro de combustible para un motor de turbina de gas de acuerdo con un primer modo de realización de la invención, con la primera y segunda bombas de desplazamiento positivo en un modo de conexión de serie.

La Figura 2 es una vista idéntica a la Figura 1, pero muestra las bombas en un modo de conexión paralelo.

La Figura 3 es una representación esquemática de un sistema de suministro de combustible para un motor de turbina de gas de acuerdo con un segundo modo de realización de la invención, con la primera y segunda bombas de desplazamiento positivo en un modo de conexión de serie.

La Figura 4 es una vista idéntica a la Figura 3, pero muestra las bombas en un modo de conexión paralelo, con la primera bomba de desplazamiento positivo sin carga, y

La Figura 5 es una vista idéntica a la Figura 4, pero con la primera bomba de desplazamiento positivo cargada.

[0020] En referencia primero a las Figuras 1 y 2 de los dibujos, un sistema de suministro de combustible incluye una bomba de baja presión 10 que, en uso, suministra combustible desde un depósito a un conducto de baja presión 11. Este conducto 11 está dividido para proporcionar un conducto 12 conectado a un puerto 13 de una válvula de conmutación 14, y un conducto 15 conectado al puerto de entrada de una primera bomba de desplazamiento positivo 16, que si bien puede ser de cualquier forma adecuada, en este modo de realización es una bomba de engranajes. El puerto de salida de la bomba 16 está conectado a un puerto adicional 17 de la válvula de conmutación 14. La válvula de conmutación 14 incluye una carcasa cilíndrica hueca 18 de sección transversal circular, y recibida como un ajuste deslizante estrecho en la carcasa 18 está una bobina de control de metal cilíndrico 19. La longitud de la bobina 19 es menor que la longitud de la carcasa 18 y un muelle de compresión 20 en la parte inferior de la carcasa 18 actúa sobre una superficie inferior de la bobina 19 para sesgarla hacia arriba hasta la posición que se muestra en la Figura 1.

[0021] La carcasa 18 tiene dos puertos de entrada y dos puertos de salida correspondientes, respectivamente, viéndose en los dibujos que, en este modo de realización, cada puerto está definido por una galería anular alrededor de la carcasa 18 en comunicación con la región correspondiente del interior de la carcasa por medio de una pluralidad de perforaciones radiales espaciadas de forma circunferencial a través de la pared de la carcasa. Como se muestra en las Figuras 1 y 2, el puerto 13 es el puerto más superior de los dos puertos de entrada de la carcasa 18, y por debajo de este puerto 13 hay un puerto 21. Por debajo de éste está el puerto adicional 17, mientras que por debajo de ese hay otro puerto más 22.

[0022] La bobina 19 incluye dos ranuras anulares circunferenciales separadas de forma axial, 23, 24 respectivamente. El posicionamiento axial de estas ranuras anulares a lo largo de la longitud de la bobina, y la longitud de las propias ranuras anulares está tan en relación con rango de movimiento de la bobina previsto respecto a la carcasa que las ranuras anulares 23, 24 interconectarán diferentes puertos de la carcasa 18 en función de la posición axial de la bobina 19 en la carcasa 18.

[0023] De acuerdo con la bobina 19 sesgada hacia arriba por el muelle 20 hasta su posición final mostrada en la Figura 1, se entenderá que el flujo de la bomba 10, a través de los conductos 11 y 12, el puerto 13 y la ranura anular 23, está cortada del puerto de salida 21. Sin embargo, para la ranura anular 24, puede verse en la Figura 1 que ésta interconecta el puerto 21 y el puerto adicional 17. En consecuencia, desde la bomba de engranajes 16, fluye combustible hasta el puerto adicional 17 y de allí a la ranura anular 24, donde, por medio de la interconexión mencionada, el combustible puede salir de la válvula de conmutación 14 por medio del puerto 21 de salida hasta un conducto de salida 25. Por último, se puede ver en las Figuras 1 y 2 que no hay un conducto hasta el puerto de salida 22, que está bloqueado.

[0024] Cuando la bobina 19 se mueve hacia abajo contra el muelle 20, como se muestra en la Figura 2, entonces las conexiones efectuadas por las ranuras anulares 23 y 24 cambian. En consecuencia, como se muestra en la Figura 2, la ranura anular 23 ahora interconecta el puerto de entrada 13 al puerto de salida 21, de modo que el combustible puede fluir desde el conducto 12 hasta el conducto de salida 25. Del mismo modo, la ranura anular 24 interconecta el puerto de entrada adicional 17 al puerto de salida 22 para que el combustible pueda fluir desde la bomba de engranajes 16 hasta un conducto de salida 26, que se une al conducto 25 aguas abajo de la bomba de engranajes 27.

[0025] La válvula de conmutación se utiliza, como se describirá de aquí en adelante, para cambiar el modo de conexión entre la primera bomba de desplazamiento positivo 16 y una segunda bomba de desplazamiento positivo de capacidad más pequeña 27 desde un modo de serie a un modo paralelo, o viceversa. Al igual que con la primera bomba de desplazamiento positivo 16, la segunda bomba de desplazamiento positivo es, en este modo de realización, una bomba de engranajes. El modo exacto de funcionamiento de la válvula de conmutación depende del funcionamiento de las boquillas de combustible del motor de turbina de gas con las cuales se utiliza el sistema de suministro de combustible. En el modo de realización mostrado en las Figuras 1 y 2, se supone que las boquillas de combustible son accionadas de manera hidráulica, y la señal de combustible de la boquilla se utiliza para accionar la bobina de la válvula de conmutación 14 de manera que cuando se producen altas presiones de combustible en condiciones de crucero del motor, la válvula 14 hace funcionar las bombas 16 y 27 en el modo de serie. Otras señales, ya sean eléctricas, mecánicas, neumáticas o hidráulicas, podrían ser utilizadas por separado o en conjunto para accionar la válvula de conmutación.

[0026] Como se muestra en las Figuras 1 y 2, la bomba de engranajes 27 está en el conducto 25 aguas abajo de la válvula de conmutación 14. Entre la válvula 14 y la bomba de engranajes 27, un conducto 28 se bifurca del conducto 25, ese conducto 28 estando conectado a una cámara superior de una válvula de regulación de división de presión 29. Esta válvula 29 está formada con una carcasa 30 en la cual un pistón 31 es un ajuste deslizante estrecho. Hacia su extremo superior, tal como se ve en los dibujos, la carcasa está provista de una cámara de entrada, un puerto de salida 32 y las perforaciones radiales asociadas respectivas a través de una pared de la carcasa 30, mientras que

ES 2 426 496 T3

justo por encima de una posición en la cual la carcasa está escalonada hacia abajo a lo largo de su longitud axial, hay un puerto de entrada adicional 33 en forma de una perforación radial a través de la carcasa 30. Como se muestra en las Figuras 1 y 2, el pistón 31 está escalonado hacia abajo de la misma manera que la carcasa 30.

5 **[0027]** Conectado al puerto de salida 32 está un conducto de retorno de vertido 34 que está conectado al conducto 15 aguas arriba de la bomba de engranajes 16, y también al conducto 11. Adicionalmente, hay una conexión desde el puerto 33 hasta el conducto de retorno 34. Por último, con respecto a la válvula 29, se observará a partir de las Figuras 1 y 2 que un conducto 35 tomado
10 válvula 29 para proporcionar una presión que actúa sobre el pistón 31, para, con la presión en las otras cámaras definidas entre el pistón y la carcasa, controlar la posición del pistón en la carcasa y así determinar si el puerto 32 está abierto o cerrado.

[0028] Aguas abajo de la bomba 27, se proporciona un filtro 36, y aguas abajo de éste, también en el conducto 25, hay una válvula de dosificación convencional 37. Un conducto 38 desde aguas abajo de
15 la válvula de dosificación está conectado a un puerto de entrada de una caída de presión convencional y a la válvula de descarga 39, que se utiliza para mantener una caída de presión fija a través de la válvula de dosificación 37 al verter el flujo en exceso de los requisitos del motor. Como se ilustra, la parte superior de la válvula 39 recibe flujo del conducto 25 a través de un conducto 40 que se toma del conducto 25 entre el filtro 36 y la válvula dosificadora 37. Un pistón de la válvula 39
20 controla la apertura o el cierre de una salida 41 en la parte superior de la válvula 39 que, cuando se abre, devuelve el flujo a una posición aguas arriba de la bomba de engranajes 27 a través de un conducto 42. Un conducto 43 está conectado desde el filtro 36 hasta un puerto en la parte inferior de la válvula 39, con las presiones relativas en los conductos 38 y 43 sirviendo para controlar la posición del pistón 44 en la válvula 39, y en consecuencia el flujo a través de la salida 41 de la válvula 39.
25 Como se describirá, el funcionamiento exacto de la válvula 39 depende de si el sistema está funcionando en el modo paralelo o de serie.

[0029] La Figura 1 muestra el sistema funcionando en el modo de serie, y aquí la bobina 19 está colocada de modo que el único flujo a través de la válvula 14 es desde la bomba de engranajes 16, con el combustible de la bomba pasando a través del puerto 17 y la ranura anular 24 hasta el
30 conducto de salida 25. En consecuencia, todo el flujo de suministro de etapa de baja presión es para la bomba de engranajes 16. El flujo de esa bomba es guiado entonces por la válvula de conmutación hasta la segunda bomba de engranajes de desplazamiento más pequeño 27. Con esta disposición, la válvula 29 detecta la subida de presión a través de ambas bombas de engranajes, y como resultado, su puerto de salida 32 está abierto para que el combustible pueda verterse desde el conducto 28
35 hasta el conducto de retorno de descarga 34, y luego de vuelta a la entrada de la bomba de engranajes 16 para mantener un ratio fijo de aumentos de presión a través de las dos bombas. La válvula 39 hace recircular un segundo flujo de vertido alrededor de la bomba de engranajes 27 por medio de los conductos 40 y 42 para mantener la caída de presión fija a través de la válvula de dosificación 37.

40 **[0030]** La Figura 2 muestra la disposición cuando la bobina 19 se ha movido a la posición en su carcasa donde comprime el muelle 20. Como puede verse aquí, la ranura anular 23 interconecta el puerto 13 al puerto de salida 21 para que el combustible de baja presión se suministre a la entrada de

la bomba de engranajes 27 a través del conducto 25. Al mismo tiempo, también se suministra combustible de baja presión a la bomba de engranajes 16. El flujo de suministro de la bomba de engranajes 16 se suministra a través del puerto adicional 17 y hacia fuera desde el puerto de salida 22 hasta dentro conducto 26, desde el cual se suministra al conducto 25 en una posición aguas abajo de la bomba de engranajes 27 por delante del filtro 36. En consecuencia, este es el funcionamiento del modo de conexión paralelo de las dos bombas de engranajes, en el cual la válvula de conmutación 14 guía el flujo de combustible de baja presión hasta las entradas de las dos bombas de engranajes. La válvula de regulación de división de presión 29 está ahora cerrada, ya que tiene alta presión en su extremo inferior, como se ve en las Figuras 1 y 2, y baja presión en ambas de sus otras cámaras. Como resultado, el pistón 31 se mueve hacia arriba desde su posición de la Figura 1 con el fin de cerrar el puerto de salida 32. La válvula de descarga 39 permanece abierta, como con la disposición de la Figura 1, con el fin de hacer recircular el flujo de ambas bombas para mantener una caída de presión fija a través de la válvula de dosificación 37.

[0031] La invención revelada en las Figuras 1 y 2, aborda el problema de las arduas condiciones del cojinete en crucero al dividir el aumento de alta presión entre las dos bombas de engranajes que funcionan en serie. En arranque, despegue y subida, las dos bombas funcionarán en paralelo puesto que se requieren flujos de alto suministro en esas condiciones. La división en el desplazamiento estaría en el rango de 55/45 a 50/50. Es importante que la primera bomba tenga una capacidad ligeramente mayor que la segunda bomba de manera que el flujo de la primera bomba puede ser vertido por la válvula de regulación de división de presión para mantener los aumentos de presión a través de las dos bombas en el ratio requerido. Con la disposición descrita en el modo de serie, se rechaza menos calor para el combustible que con un sistema convencional, debido a que el flujo de vertido es considerablemente menor, siendo la diferencia entre el flujo libre de la bomba grande y el requisito de flujo quemado del motor. Una reducción de la presión, y por lo tanto de las cargas de cojinete, junto con una temperatura de combustible reducida mejora significativamente las condiciones de funcionamiento de los cojinetes.

[0032] Mientras que la disposición mostrada en las Figuras 1 y 2 representa una mejora sobre los sistemas convencionales y aborda el problema de las arduas condiciones de cojinete en crucero, la conexión de serie de las dos bombas de engranajes es principalmente eficaz en crucero de alta presión. En descenso inactivo y crucero de baja presión, con las bombas de engranajes actuando en paralelo, el aumento de presión a través de la bomba de engranajes 16 sería el mismo que el aplicado a través de la bomba de engranajes 27, dando al sistema mayores pérdidas de recirculación y temperaturas de combustible más altas. El modo de realización alternativo de la invención mostrado en las Figuras 3 a 5 se propone para superar este problema al proporcionar medios para descargar la bomba de engranajes 16 en descenso inactivo y crucero de baja presión. Como se muestra en las Figuras 3 a 5, el medio es en forma de una válvula de descarga de combinación (CSV) 45. Con tanto la válvula de conmutación 14 como la válvula de descarga de combinación 45, el sistema puede combinar bombas en serie con ambas bombas cargadas y en paralelo con la bomba más grande ya sea cargada o descargada. Un ejemplo de las condiciones de vuelo en las cuales podrían utilizarse estos modos de funcionamiento se da a continuación.

ES 2 426 496 T3

Combinación de bomba de engranajes	Condición
Serie	Crucero de alta presión
Paralela sin descarga de CSV	Arranque, despegue
Paralela con descarga de CSV	Descenso inactivo, crucero de baja presión

[0033] Como se puede ver en las Figuras 3 y 5, el sistema que incorpora una válvula de descarga de combinación 45 tiene muchas características en común con el sistema mostrado en las Figuras 1 y 2, y los mismos números se utilizarán para características en común.

[0034] El controlador de caída de presión combinado y la válvula de descarga de las Figuras 1 y 2 han sido sustituidos por una válvula de control de caída de presión 58 y una válvula de descarga de combinación separada 45. La combinación de estas válvulas sirve para mantener una caída de presión constante a través de la válvula de dosificación 37. Esto se logra mediante la válvula 58 haciendo que la presión en la cámara 59 de la válvula 45 varíe en respuesta a cambios de presión a través de la válvula de dosificación 37. Los cambios de presión dentro de la cámara 59 de la válvula de descarga de combinación 45 harán que la posición de la bobina 49 varíe y dependiendo de su posición, se puede verter combustible desde el conducto 25 a través del conducto de entrada 53 hasta la entrada de la bomba 27 a través del puerto de salida 52 y el conducto 47 y desde el conducto 46 a través de una ranura anular 50 en una bobina 49 de la válvula de descarga de combinación 45 hasta la entrada de la bomba 16 a través del puerto de salida 55 y el conducto 48.

[0035] Para las disposiciones de las Figuras 3, 4 y 5, el puerto de salida 22 de la válvula de conmutación 14 (Figuras 1 y 2) está ahora conectado a la válvula 45, a través del conducto 46, como está el puerto de salida 21 a través de los conductos 25 y la bomba 27.

[0036] Por lo tanto, como se muestra en las Figuras 3 a 5, se puede ver que la válvula 45 tiene una carcasa con una serie de entradas y salidas separadas axialmente con perforaciones radiales asociadas, dicha bobina 49 moviéndose axialmente dentro de la carcasa. La ranura 50 es una ranura anular circunferencial grande de la bobina 49, cuya ranura proporciona selectivamente la comunicación entre diversos de los puertos de entrada y salida en la carcasa a medida que la bobina se mueve axialmente en la carcasa. Al igual que con la válvula 14, hay un muelle de compresión 51 que actúa sobre el extremo inferior de la bobina para instarla hacia arriba, como se muestra la válvula orientada en los dibujos.

[0037] En su extremo superior, la válvula 45 tiene dicho puerto de salida 52 al cual está conectado el conducto 47, con dicho conducto de entrada 53 desde el conducto 25 en una posición aguas abajo del filtro 36 estando conectada a la cámara en la parte superior de la bobina 49 para que el flujo de combustible pueda derramarse desde el conducto 25, a través de esta cámara y de ahí hacia fuera desde la salida 52 hasta dentro del conducto 47 para ser devuelto aguas arriba de la bomba 27. El conducto 46 está conectado a un puerto de entrada 54 de la válvula 45 y esta entrada, está en comunicación con la ranura anular 50 tanto en la posición de la bobina 49 mostrada en las Figuras 3 y 5 como también en la posición alternativa mostrada en la Figura 4. El conducto 48 está conectado al puerto de salida 55 situado por debajo del puerto de entrada 54. Este puerto de salida 55 está

ES 2 426 496 T3

bloqueado por parte de la bobina 49 cuando la bobina está en sus posiciones de las Figuras 3 y 5, pero se destapa cuando la bobina se encuentra en su posición de la Figura 4 para permitir el vertido del combustible desde el conducto 46, a través del puerto de entrada 54, la ranura anular 50 y el puerto de salida 55 a través del conducto 48 de vuelta a la entrada de la bomba 16. Por último, el

5 conducto 43 se extiende hasta un puerto inferior 56 de la válvula 45, este puerto comunicando con la cámara de la parte inferior de la bobina en la cual está dispuesto el muelle 51.

[0038] En primer lugar considerando la Figura 3, se entenderá que en este modo la válvula de conmutación 14 está en la misma posición como se muestra en la Figura 1 para que la bomba de engranajes 16 y la bomba de engranajes 27 estén conectadas en serie. En consecuencia, todo el flujo

10 de combustible desde la bomba 10 pasa a través de la bomba de engranajes 16 y es guiado por la válvula de conmutación a lo largo del conducto 25 que se extiende desde el puerto de salida 21. El combustible suministrado por la bomba 27 fluye a lo largo del conducto 53 hasta dentro de la cámara de la parte superior de la bobina 49, y con la salida abierta 52, como se muestra en la Figura 3, el vertido tiene lugar a lo largo del conducto 47 de vuelta a la entrada de la bomba 27. Por consiguiente,

15 en este modo, la combinación de la válvula 45 y la válvula 58 controla la caída de presión a través de la válvula de dosificación 37 al verter flujo a través del puerto de vertido superior 52 como se ha descrito. El conducto 46 que conecta la válvula de conmutación 14 a la válvula de descarga de combinación 45 está bloqueado en la válvula de conmutación, de tal manera que la apertura del puerto de descarga inferior de la válvula 45 tiene un efecto insignificante en el funcionamiento del

20 sistema. Por consiguiente, en este modo, el sistema funciona de manera idéntica al modo de realización mostrado en la Figura 1, con combustible también siendo vertido alrededor de la bomba de engranajes 16 a través del conducto 28 hasta la válvula 29 y el flujo de salida de dicha válvula a través del puerto de salida 32. Como se ha mencionado anteriormente, esta disposición es adecuada para crucero de alta presión.

[0039] También como se ha mencionado anteriormente, es deseable descargar la bomba de engranajes más grande 16 durante el descenso inactivo y crucero de baja presión y la Figura 4 muestra el sistema operativo en estas condiciones de vuelo. En primer lugar, se observará que la

25 válvula de conmutación se encuentra ahora en la posición que se muestra en el modo de realización de la Figura 2, para que las bombas de engranajes 16 y 27 estén funcionando en paralelo. La otra diferencia principal de lo que se muestra en la Figura 3 es que en altos flujos de vertido a través del puerto 52 de la válvula 45, el puerto de vertido inferior 55 estará abierto, debido a que la bobina 49 se ha movido hacia abajo desde su posición de la Figura 3. En consecuencia, existe ahora una trayectoria de flujo a lo largo del conducto 48 en conjunción con el conducto 46, desde la salida de la

30 bomba de engranajes 16 de vuelta hasta su entrada. La trayectoria de flujo está diseñada para minimizar la restricción de flujo, y por lo tanto minimizar la carga sobre la bomba en esta condición. Sin esta descarga, como se ha indicado anteriormente, el aumento de presión a través de la bomba 16 sería el mismo que el del otro lado de la bomba 27, dando al sistema mayores pérdidas de recirculación y temperaturas de combustible más altas. Se puede ver que en la condición de la Figura 4 hay el mismo vertido de combustible de vuelta a través de la bomba 27 como con la condición de la

35 Figura 3, para que se mantenga una caída de presión fija a través de la válvula de dosificación 37.

[0040] Antes de describir la condición mostrada en la Figura 5, se observará que entre los conductos 25 y 46 está dispuesta una válvula sin retorno 57, con una salida desde la misma hasta el conducto

ES 2 426 496 T3

25 en una posición entre la bomba 27 y el filtro 36. En relación a la Figura 5, en flujos bajos de vertido a través del puerto de descarga superior de la válvula 45, es decir, con la bobina 49 movida hacia arriba con el fin de cerrar parcialmente la salida 52, el puerto de descarga inferior 55 estará cerrado, bloqueando de este modo la trayectoria de flujo desde la salida de la bomba de engranajes 16 a lo
5 largo del conducto 46 de vuelta a su entrada a lo largo del conducto 48. Por consiguiente, como resultado, el flujo desde la bomba de engranajes 16 a lo largo del conducto 46 será forzado a través de la válvula sin retorno 57 para que se una con el flujo de la bomba de engranajes 27. En este modo de las bombas de engranajes están funcionando en paralelo con ambas bombas cargadas. El sistema, en este modo, está funcionando de una manera idéntica a la que se muestra en el primer
10 modo de realización de la Figura 2. Como se ha mencionado anteriormente, esta disposición sería adecuada para el arranque y el despegue ya que las bombas están funcionando en paralelo, pero sin ninguna descarga por medio de la válvula de descarga de combinación 45.

[0041] De acuerdo con los dos modos de realización de la presente invención se proporciona un sistema en el cual se mejoran significativamente la condiciones de funcionamiento para los cojinetes
15 de la bomba.

Reivindicaciones

1. Un sistema de suministro de combustible para un motor de turbina de gas, el sistema comprendiendo una primera bomba de desplazamiento positivo (16), una segunda bomba de desplazamiento positivo (27), dichas primera y segunda bombas de desplazamiento positivo (16, 27) siendo accionadas simultáneamente para el suministro de combustible a partir de una fuente de baja presión, y un medio de válvula de conmutación (14) aguas abajo de dicha primera bomba de desplazamiento positivo (16) para cambiar un modo de conexión entre dichas primera y segunda bombas de desplazamiento positivo (16, 27) entre un modo de serie y un modo paralelo, y **caracterizado por** una válvula de regulación de división de presión (29) para mantener la diferencia de presión a través de ambas bombas (16, 27) en un ratio requerido.
2. Un sistema de acuerdo con la reivindicación 1, en el cual la primera bomba de desplazamiento positivo (16) tiene una capacidad mayor que la segunda bomba de desplazamiento positivo (27).
3. Un sistema de acuerdo con la reivindicación 1 o la reivindicación 2, en el cual la válvula de regulación de división de presión (29) mantiene el ratio de presión a través de las bombas (16, 27) en el rango de 55/45 a 50/50.
4. Un sistema de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en el cual la válvula de regulación de división de presión (29) comprende un elemento de válvula que se puede mover en respuesta a cambios en la diferencia de presión en la entrada y la salida de la segunda bomba (27) y que funciona para verter fluido en la entrada de la primera bomba (16) cuando la diferencia de presión está por debajo de un nivel predeterminado.
5. Un sistema de acuerdo con la reivindicación 4, en el cual en el modo de conexión paralelo, dicha válvula de regulación de división de presión (29) se cierra.
6. Un sistema de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones anteriores, que comprende además una válvula de descarga (39, 45) dispuesta para hacer recircular el flujo alrededor de dicha segunda bomba de desplazamiento positivo (27) para mantener una caída de presión fija a través de una válvula de dosificación (37).
7. Un sistema de acuerdo con la reivindicación 6, en el cual dicha válvula de descarga (39, 45) hace recircular fluidos a partir de las dos bombas de desplazamiento positivo (16, 27) para mantener dicha caída de presión fija a través de la válvula de dosificación (37).
8. Un sistema de acuerdo con la reivindicación 6 o la reivindicación 7, en el cual cuando se opera en el modo de conexión paralelo, el flujo de la primera bomba (16) es guiado por el medio de válvula de conmutación (14) para que se una al flujo liberado por la segunda bomba (27).
9. Un sistema de acuerdo con cualquiera de las reivindicaciones 6 a 8, en el cual la válvula de descarga (45) comprende una válvula de descarga de combinación (45) para la descarga de dicha primera bomba de desplazamiento positivo (16) en el modo de conexión paralelo.
10. Un sistema de acuerdo con la reivindicación 9, que comprende además una válvula sin retorno (57) a través de la cual el fluido es arrastrado por la primera bomba (16) para que se una al flujo de dicha segunda bomba de desplazamiento positivo (27) cuando la primera bomba (16) no está descargada en el modo de conexión paralelo.

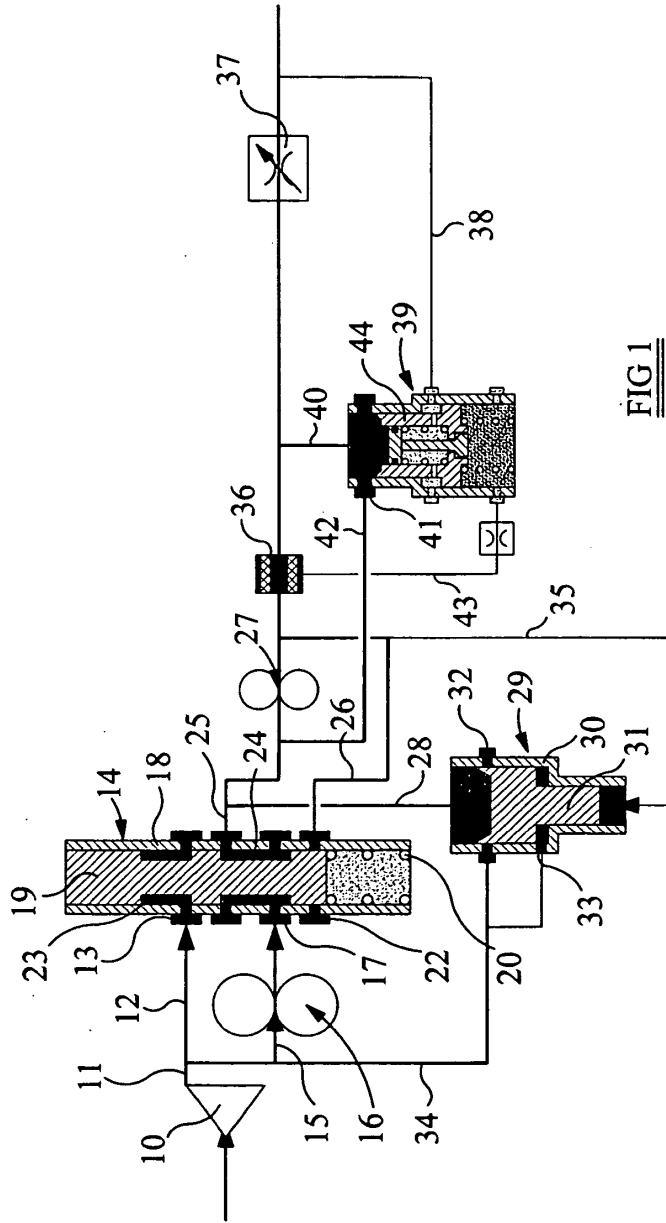


FIG 1

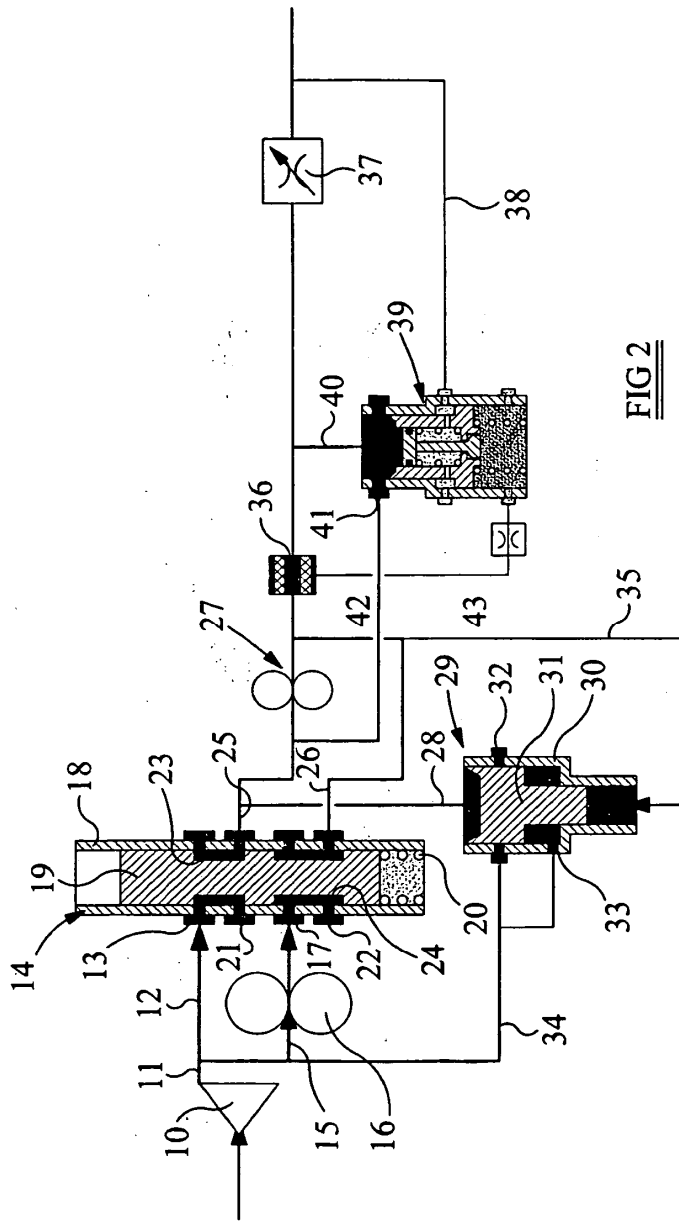


FIG 2

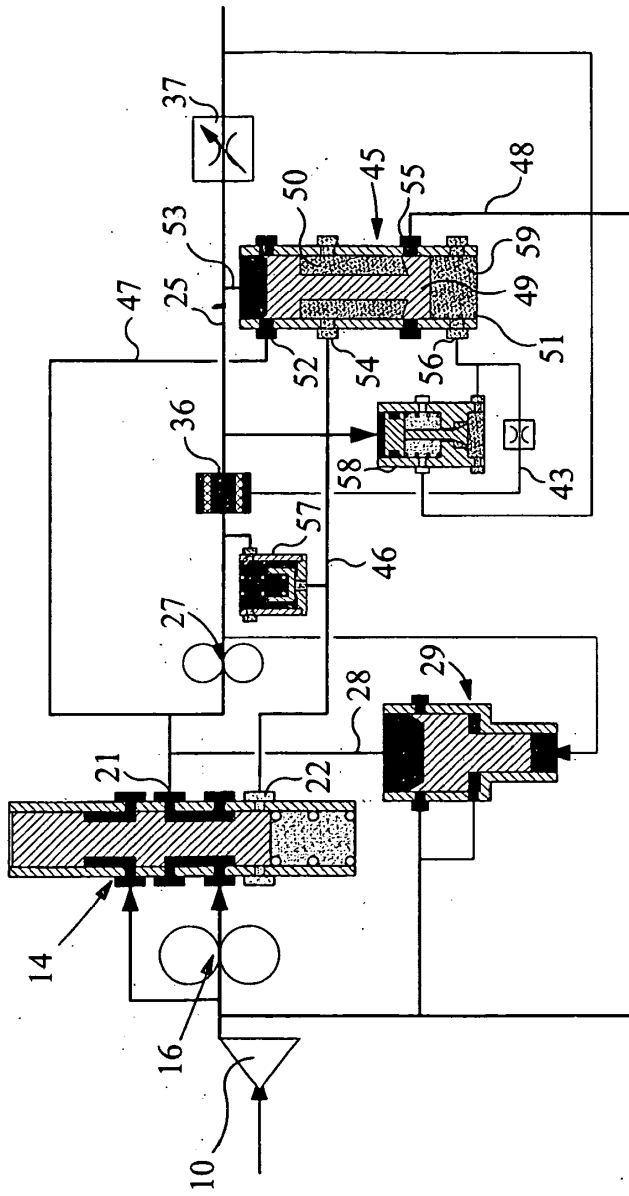


FIG 3

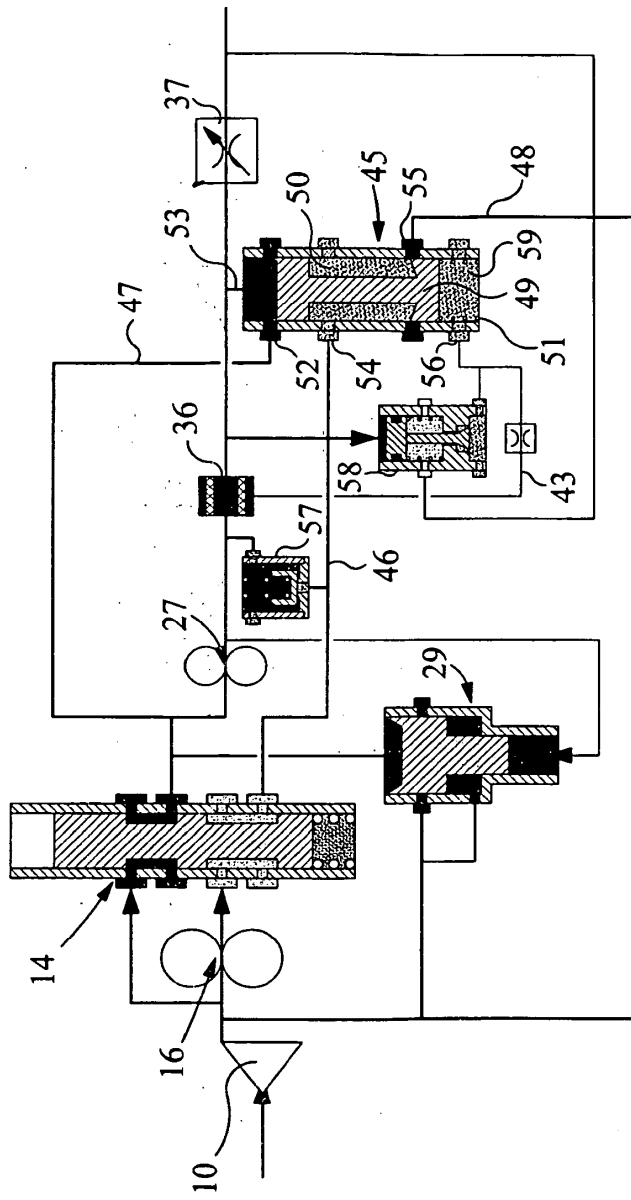


FIG 4

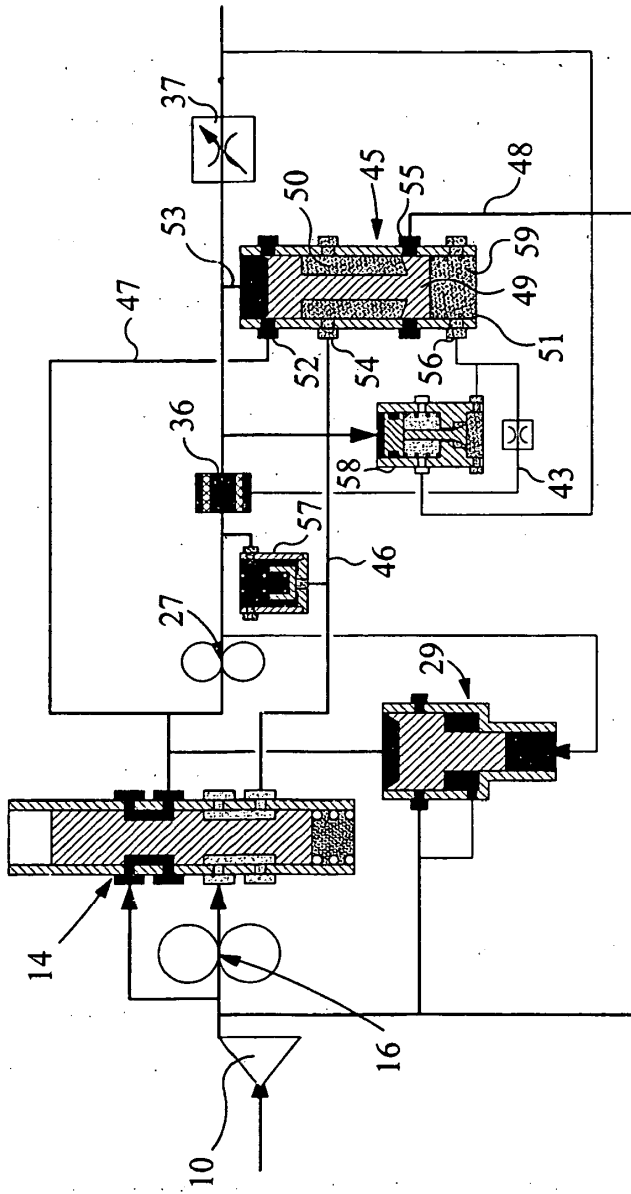


FIG 5