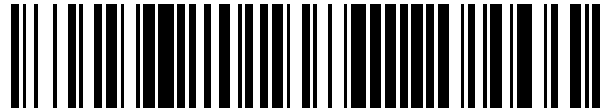


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 551 397**

51 Int. Cl.:

**F01K 27/00** (2006.01)  
**F01K 25/10** (2006.01)  
**F01K 13/02** (2006.01)  
**F01K 11/04** (2006.01)  
**F01B 21/02** (2006.01)  
**F01B 25/00** (2006.01)  
**F01K 25/02** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **05.01.2012 E 12703950 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **29.07.2015 EP 2668374**

54 Título: **Motor térmico**

30 Prioridad:

**28.01.2011 AT 1172011**

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

**18.11.2015**

73 Titular/es:

**LOIDL, WALTER (100.0%)  
Sechshausenstrasse 79  
1150 Wien, AT**

72 Inventor/es:

**LOIDL, WALTER**

74 Agente/Representante:

**ZEA CHECA, Bernabé**

ES 2 551 397 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**

Motor térmico

5 La presente invención se refiere a un motor térmico, en particular para el funcionamiento a baja temperatura, a fin de aprovechar el calor solar, el calor residual de procesos biológicos o industriales o similares, con:

al menos dos unidades de cilindro y pistón que contienen respectivamente un fluido de expansión que está sometido a una presión de precarga y que varía su volumen al producirse un cambio de temperatura y de esta  
 10 manera mueve el pistón,  
 un dispositivo para el suministro de calor, controlable individualmente, al fluido de expansión de cada unidad de cilindro y pistón y  
 un dispositivo de control, que controla el dispositivo de suministro de calor, para calentar y enfriar alternativamente cada fluido de expansión y mover así los pistones,  
 15 estando sometidos los pistones de las unidades de cilindro y pistón a un fluido de precarga común que ejerce aquí una presión de precarga sobre el respectivo fluido de expansión.

Un motor térmico de este tipo es conocido del documento WO2009/082773. Los fluidos de expansión efectivos requieren a menudo una presión de precarga determinada para mostrar un coeficiente de expansión significativo en  
 20 el intervalo de temperatura de funcionamiento deseado. Un ejemplo de esto es el dióxido de carbono líquido que varía su volumen en aproximadamente 2,2 veces a una presión aproximada de 60 a 70 bar al calentarse de 20°C a 30°C.

En el motor térmico conocido del documento WO2009/082773, el fluido de precarga común genera una presión de  
 25 precarga común y uniforme en todas las unidades de cilindro y pistón al estar conectados directamente entre sí por flujo aquellas cámaras de cilindro opuestas a las cámaras de cilindro con los fluidos de expansión. El fluido de expansión común consigue un acoplamiento variable y dinámico de las unidades de cilindro y pistón. En el caso de la construcción conocida, el trabajo de las unidades de cilindro y pistón se transmite mecánicamente mediante vástagos de pistón a pistones de trabajo que actúan sobre un fluido de trabajo común que circula en un circuito de  
 30 carga hidráulico mediante válvulas de retención.

El documento GB1454505 da a conocer un motor térmico con fluido de expansión, accionando un fluido de trabajo común una turbina en una forma de realización de varios cilindros y alimentándose éste mediante cuatro pistones en  
 35 cámaras de cilindro a través de válvulas de avance y retroceso. En este caso, un pistón de suspensión mantiene una presión mínima en la salida de la carga para hacer retroceder los pistones.

Del documento WO03/081011A1 es conocido un motor térmico similar de varios cilindros con fluido de expansión, con un fluido de trabajo que está desacoplado de los cilindros de trabajo mediante válvulas de retención y cuya  
 40 presión en el circuito de carga es de 207 bar (3000 psi) en el lado de entrada y de 17 bar (250 psi) en el lado de salida para ejercer un efecto de retorno sobre los cilindros.

La invención tiene el objetivo de simplificar el desacoplamiento del trabajo de las unidades de cilindro y pistón de un motor térmico del tipo mencionado al inicio y seguir aumentando de esta manera también su eficiencia.

Este objetivo se consigue según la invención mediante un motor térmico con las características de la reivindicación  
 45 independiente 1.

Debido a su alto coeficiente de expansión térmica a temperatura ambiente, el dióxido de carbono líquido es adecuado en particular para un funcionamiento del motor térmico en el intervalo de baja temperatura con el fin de  
 50 aprovechar el calor solar, el calor residual de procesos biológicos o industriales o similares. Además, el dióxido de carbono resultante de los procesos de combustión se puede alimentar así a un proceso de reutilización secundario beneficioso, en el que no produce un efecto invernadero perjudicial para el medio ambiente. El motor térmico de la invención contribuye también según la invención a un proceso de captura de CO<sub>2</sub>, que es respetuoso con el medio ambiente, en el sentido de un proceso de "Carbon Dioxide Capture and Storage" (proceso de captura y almacenamiento de dióxido de carbono, CSS).

55 El fluido de precarga se utiliza simultáneamente como fluido de trabajo y viceversa: Al generarse dos niveles de presión en el fluido de precarga, separados entre sí mediante las válvulas de retención mencionadas durante el movimiento de extensión (presión alta) y el movimiento de retracción (presión baja) de los pistones, se puede conseguir una diferencia de presión que se puede utilizar directamente para el accionamiento de una carga  
 60 hidráulica y transformar aquí en trabajo mecánico. El control de las fases de calentamiento y enfriamiento en dependencia de la presión de salida medida de la carga hidráulica garantiza que la presión de precarga alcance en cualquier caso también a su nivel de presión más bajo la presión de precarga mínima requerida para el funcionamiento del fluido de expansión. El primer intervalo predefinido mencionado se ha seleccionado de modo que su límite de intervalo inferior está situado por encima de la presión de precarga mínima del fluido de expansión.

65

Una forma de realización particularmente ventajosa del motor térmico de la invención presenta al menos tres unidades de cilindro y pistón y se caracteriza por el hecho de que el dispositivo de control aumenta la cantidad de unidades de cilindro y pistón, que se encuentran en un momento dado en la fase de calentamiento, con respecto a la cantidad de unidades de cilindro y pistón, que se encuentran en el mismo momento en la fase de enfriamiento, si la presión de salida no alcanza el primer intervalo predefinido, y la reduce si la presión de salida supera el primer intervalo predefinido. El funcionamiento se puede adaptar de esta manera a condiciones ambientales fuertemente fluctuantes. Por ejemplo, en las horas matutinas o vespertinas de una planta solar con un registro de temperaturas débiles se puede poner en funcionamiento aproximadamente la misma cantidad de unidades de cilindro y pistón en la fase de calentamiento y de enfriamiento, mientras que, por el contrario, en el calor del mediodía, una pequeña cantidad de unidades de cilindro y pistón, que se calientan rápidamente, se contraponen a una gran cantidad de unidades de cilindro y pistón que se enfrían lentamente.

Según otra característica de la invención, el dispositivo de control puede acortar o prolongar también cada una de las fases de calentamiento y/o enfriamiento individuales para el ajuste preciso con el fin de mantener la presión de salida dentro del primer intervalo predefinido.

Según la invención, el dispositivo de control está equipado con un segundo medidor de presión para la presión del fluido de precarga en la entrada de la carga y controla las fases de calentamiento y enfriamiento del dispositivo de suministro de calor también en dependencia de la presión de entrada medida para mantenerla dentro de un segundo intervalo predefinido. Esto permite regular, por ejemplo, la diferencia de presión de la carga hidráulica de tal modo que ésta corresponde a la caída de presión en la carga, o permite controlar el trabajo transformado en la carga mediante la especificación de la diferencia de presión.

Con el fin de regular también la presión de salida, el dispositivo de control puede aumentar preferentemente la cantidad de unidades de cilindro y pistón, que se encuentran en un momento dado en la fase de calentamiento, con respecto a la cantidad de unidades de cilindro y pistón, que se encuentran en el mismo momento en la fase de enfriamiento, si la presión de entrada no alcanza el segundo intervalo predefinido, y la puede reducir si la presión de entrada supera el segundo intervalo predefinido.

El dispositivo de control puede acortar o prolongar también individualmente las fases de calentamiento y/o enfriamiento para la regulación precisa de la presión de salida con el fin de mantener la presión de entrada dentro del segundo intervalo predefinido.

Dado que la presión de entrada está situada siempre por encima de la presión de salida debido a la caída de presión en la carga hidráulica, en una forma de realización simplificada se puede prever que el primer y el segundo intervalo sean iguales, lo que proporciona un límite mínimo para la presión de salida y un límite máximo para la presión de entrada.

Sin embargo, para la presión de entrada y la presión de salida se prevén preferentemente intervalos de regulación diferentes, es decir, el segundo intervalo predefinido se puede superponer, conectar o situar a una distancia del primer intervalo con el fin de establecer límites mínimos y máximos individuales para la regulación de las presiones de entrada y salida. Los dos intervalos se encuentran preferentemente a una distancia entre sí. El límite inferior del segundo intervalo se diferencia preferentemente del límite superior del primer intervalo aproximadamente en la caída de presión en la carga, de modo que se puede garantizar una diferencia de presión mínima para la carga.

El fluido de precarga puede ser de cualquier tipo, por ejemplo, aire comprimido. Sin embargo, se prefiere en particular que el fluido de precarga sea un fluido hidráulico que permite un acoplamiento a presión por arrastre de fuerza y fiable. A este respecto, en la entrada de la carga hidráulica se conecta preferentemente un primer acumulador intermedio elástico y/o en su salida se conecta un segundo acumulador intermedio elástico para el fluido de precarga, de modo que se pueden absorber temporalmente fluctuaciones de presión breves durante los procesos de conmutación o durante los procesos individuales de reducción o prolongación de las fases de calentamiento y enfriamiento que son necesarios para el control.

Los pistones se pueden someter al fluido de precarga de diversas maneras, por ejemplo, mediante el acoplamiento mecánico de cilindros de precarga hidráulicos separados a las unidades de cilindro y pistón. Los pistones de las unidades de cilindro y pistón se configuran preferentemente como pistones de doble efecto, actuando el fluido de expansión en uno de sus lados y actuando el fluido de precarga en otro de sus lados, lo que proporciona una construcción particularmente simple.

Una forma de realización preferida de la invención se caracteriza por que el dispositivo de suministro de calor para cada unidad de cilindro y pistón presenta un intercambiador de calor, a través del que circula un medio portador de calor y que está provisto de una válvula de bloqueo controlada por el dispositivo de control. Mediante la simple apertura y cierre de las válvulas de bloqueo se pueden predefinir el momento y la duración de las fases de calentamiento, entre las que se originan las fases de enfriamiento.

Las fases de enfriamiento se pueden acelerar si el dispositivo de suministro de calor comprende preferentemente también un dispositivo para el enfriamiento forzado de los fluidos de expansión en las fases de enfriamiento. Con este fin resulta particularmente favorable que el medio portador de calor esté bajo presión en la fase de calentamiento y que el dispositivo de enfriamiento forzado presente un dispositivo de reducción de presión controlable para cada intercambiador de calor. Esto permite utilizar simultáneamente el medio portador de calor como medio refrigerante al enfriarse el mismo como resultado de la reducción de la presión.

El dispositivo de reducción de presión comprende preferentemente un acumulador intermedio de presión negativa que se puede conectar al intercambiador de calor mediante una válvula de conmutación controlable, lo que permite una reducción brusca de la presión y, por tanto, un enfriamiento particularmente rápido.

De manera alternativa o adicional, las unidades de cilindro y pistón pueden estar equipadas con un dispositivo propio para el enfriamiento forzado de los fluidos de expansión en las fases de enfriamiento, que es controlado directamente por el movimiento de sus pistones. Según una forma de realización particularmente ventajosa, tal dispositivo de enfriamiento forzado para las unidades de cilindro y pistón comprende:

una unidad de cilindro y pistón auxiliar, accionada por la unidad de cilindro y pistón, con al menos una cámara de cilindro y un recipiente, conectado por conducción de calor al fluido de expansión, con un medio de evaporación, estando conectado el recipiente a la cámara de cilindro mencionada mediante al menos una válvula de retención controlable libremente por el movimiento del pistón de la unidad de cilindro y pistón.

Mediante el control correspondiente de la válvula de retención se puede conseguir, por ejemplo, que durante el calentamiento y la expansión del fluido de expansión con la válvula de retención cerrada inicialmente se genere de manera creciente una presión negativa en una cámara de cilindro auxiliar mencionada, mientras que el medio de evaporación se comprime simultáneamente en la otra cámara de cilindro auxiliar. Al finalizar el movimiento de expansión del fluido de expansión, la válvula de retención cerrada hasta el momento se abre forzosamente mediante el control correspondiente y el medio de evaporación se expande bruscamente hacia una cámara de cilindro auxiliar, se enfría aquí y provoca, por tanto, un enfriamiento forzado del fluido de expansión que apoya o acelera el proceso de retracción del pistón. A tal efecto se prevé preferentemente que el recipiente esté conectado por flujo a una cámara de cilindro mencionada de la unidad de cilindro y pistón auxiliar mediante la otra cámara de cilindro y la válvula de retención situada a continuación de la misma.

En una forma de realización alternativa, el medio de evaporación se comprime durante el movimiento de retracción del fluido de expansión que se está enfriando, se mantiene en el estado comprimido durante el movimiento de extensión y su presión se reduce bruscamente debido a la apertura forzada de las válvulas de retención en la posición final del movimiento de extensión. A tal efecto, el recipiente está conectado por flujo directamente, es decir, no mediante la otra cámara de cilindro, a una cámara de cilindro mencionada de la unidad de cilindro y pistón auxiliar mediante la válvula de retención.

La válvula de retención está dispuesta preferentemente de manera directa en el pistón de la unidad de cilindro y pistón auxiliar y está controlada mediante el tope del pistón en su posición final, lo que proporciona una construcción muy compacta.

Por la misma razón resulta particularmente favorable que cada unidad de cilindro y pistón esté montada axialmente con su unidad de cilindro y pistón auxiliar, estando unidos entre sí sus pistones mediante un vástago de pistón.

En esta forma de realización se prevé preferentemente que el recipiente sea soportado por el pistón de la unidad de cilindro y pistón y que la conexión de flujo discorra desde el recipiente hasta la cámara o las cámaras de cilindro a través del vástago de pistón, mediante lo que se consigue una construcción muy compacta y una integración no propensa a fallos del dispositivo de enfriamiento forzado con la utilización de una cantidad mínima de partes móviles en las unidades de cilindro y pistón.

La invención se explica detalladamente a continuación por medio de ejemplos de realización representados en los dibujos adjuntos. En los dibujos muestran:

Fig. 1 un diagrama esquemático de un motor térmico de la invención con cuatro unidades de cilindro y pistón;  
 Fig. 2a-2c diagramas de tiempo del control del dispositivo de suministro de calor y de los movimientos de pistón, resultantes de esto, del motor de la figura 1;  
 Fig. 3 un esquema de bloques de una forma de realización práctica de un motor térmico, según la invención, con dos unidades de cilindro y pistón a modo de ejemplo; y  
 Fig. 4a y 4b diagramas esquemáticos de dos formas de realización distintas de unidades de cilindro y pistón con unidades de cilindro y pistón auxiliares integradas como dispositivo de enfriamiento forzado.

La figura 1 muestra un motor térmico 1 con cuatro unidades de cilindro y pistón 2-5. Cada unidad de cilindro y pistón

2-5 tiene un cilindro 6, en el que un pistón 7 se puede mover entre una posición retraída (indicada con el número 2) y una posición extendida (indicada con el número 5).

La cámara 6' en el cilindro 6 hacia el lado izquierdo de cada pistón 7 se ocupa completamente con un fluido de expansión 8. El fluido de expansión 8 tiene un alto coeficiente de expansión térmica y se expande durante su calentamiento para mover el pistón 7 de la posición retraída a la posición extendida, o se contrae durante su enfriamiento para hacer retroceder nuevamente el pistón 7. En la cámara 6' se puede disponer un dispositivo agitador mecánico (no mostrado) para el fluido de expansión 8 con el fin de mejorar aquí la conducción de calor.

10 En el ejemplo mostrado, el fluido de expansión 8 es dióxido de carbono líquido ( $\text{CO}_2$ ) que a temperatura ambiente presenta una presión de licuación de aproximadamente 65 bar. El  $\text{CO}_2$  líquido muestra en el intervalo de  $20^\circ\text{C}$  a  $30^\circ\text{C}$  una expansión térmica de 2,2 veces aproximadamente. En vez de dióxido de carbono líquido puro se podrían utilizar también mezclas de dióxido de carbono líquido con otras sustancias como fluido de expansión 8.

15 Para mantener el  $\text{CO}_2$  como fluido de expansión 8 en su estado líquido, el pistón 7 se solicita o se pretensa con una presión de precarga mayor o igual que la presión de licuación en dirección del fluido de expansión 8.

La presión de precarga se ejerce mediante un fluido de precarga 9 que actúa en la cámara 6" hacia el lado derecho de cada pistón 7, es decir, en el lado de cada pistón 7 opuesto al fluido de expansión 8. El fluido de precarga 9, preferentemente un aceite hidráulico, circula en un circuito hidráulico que es común para todas las unidades de cilindro y pistón 2-5 y que contiene una carga hidráulica 10. La carga hidráulica 10 es, por ejemplo, un motor hidráulico con una entrada 11' y una salida 11", a través del que circula el fluido de precarga 9 y que transforma la energía de presión o energía cinética del fluido de precarga 9 en trabajo mecánico para un árbol receptor 1". Entre la entrada 11' y la salida 11" de la carga 10 se produce una caída de presión  $\Delta p$ . En vez de un motor hidráulico se podría utilizar también cualquier otro tipo de carga hidráulica 10 accionable con una caída de presión  $\Delta p$ , como es conocido en la técnica.

El fluido de precarga 9 es guiado desde las unidades de cilindro y pistón 2-5 mediante un juego de primeras válvulas de retención 12' y un primer conducto colector 13' hasta la entrada 11' de la carga 10 y retrocede de su salida 11" mediante un segundo conducto colector 13" y un juego de segundas válvulas de retención 12" a las cámaras de cilindro 6" de las unidades de cilindro y pistón 2-5. Por tanto, a cada unidad de cilindro y pistón individual 2-5 está asignada una primera válvula de retención 12' que se abre en dirección de la cámara 6" hacia la entrada 11' y que bloquea en dirección contraria, así como una segunda válvula de retención 12" que se abre de la salida 11" hacia la cámara 6" y que bloquea en dirección contraria.

35 Cuando un pistón 7 se extiende (flecha 14'), el fluido de precarga 9 genera un primer nivel de presión  $p_1$  en la entrada 11' de la carga 10 (presión de entrada) mediante las primeras válvulas de retención 12' y el primer conducto colector 13', de algún modo como "fluido de trabajo. Cuando el pistón 7 se retrae (flecha 14"), se cierra la respectiva primera válvula de retención 12' y se abre la respectiva segunda válvula de retención 12", de modo que el segundo nivel de presión  $p_2$ , reducido en la caída de presión  $\Delta p$ , retrocede de la salida 11" de la carga 10 ("presión de salida") a través del segundo conducto colector 13" hacia las respectivas unidades de cilindro y pistón 2-5 y solicita el fluido de expansión 8 de manera que lo pretensa.

45 La presión del fluido de expansión 9 en las cámaras 6" de las unidades de cilindro y pistón 2-5 oscila, por tanto, entre la presión de entrada (nivel superior)  $p_1$  durante la extensión (flecha 14') y la presión de salida (nivel inferior)  $p_2$  durante la retracción (flecha 14"). Como se explica posteriormente con más detalle, mediante dispositivos de medición de presión y de control correspondientes se asegura que el nivel de presión inferior, la presión de salida  $p_2$ , del fluido de precarga 9 no quede en ninguna fase del movimiento 14', 14" por debajo de la presión de funcionamiento necesaria para el fluido de precarga 9, por ejemplo, la presión de licuación del  $\text{CO}_2$  líquido, y se 50 mantenga simultáneamente la diferencia de presión deseada o requerida  $\Delta p = p_1 - p_2$  en la carga 10.

A la entrada 11' o al conducto colector 13' puede estar conectado un primer acumulador intermedio elástico 15', por ejemplo, un recipiente de presión con carga de gas y/o con una membrana elástica 15 para amortiguar las fluctuaciones breves de la presión. De manera alternativa o adicional, a la salida 11" o al conducto colector 13" se 55 puede conectar también un segundo acumulador intermedio elástico 15" de este tipo.

Los fluidos de expansión 8 en las unidades de cilindro y pistón 2-5 se calientan con ayuda de un dispositivo de suministro de calor controlable 16-20. En el ejemplo mostrado, el dispositivo de suministro de calor 16-20 comprende un intercambiador de calor 16 para cada unidad de cilindro y pistón 2-5, que entra en contacto con el fluido de expansión para conducir el calor y en el que circula un medio portador de calor 17. El medio portador de calor 17 se 60 calienta, por ejemplo, mediante un panel solar 18 en un circuito portador de calor 19 (en la figura 1 no se muestran conductos de retorno para una mejor comprensión).

Los intercambiadores de calor 16 pueden ser de cualquier tipo conocido en la técnica. Los mismos están equipados 65 preferentemente con tubos térmicos (heat-pipes) para promover el intercambio de calor y distribuir de manera rápida

y uniforme el calor suministrado en los fluidos de expansión 8.

5 Cada intercambiador de calor 16 está provisto de una válvula de bloqueo controlable 20. Las válvulas de bloqueo 20 se abren de manera alterna e intermitente mediante un dispositivo de control central 21 para calentar y enfriar alternativamente cada unidad de cilindro y pistón 2-5, para expandir y contraer así alternativamente los fluidos de expansión 8 en los cilindros 6 y para mover, por último, en vaivén los pistones 7. Los movimientos de los pistones están sincronizados aquí mediante el fluido de precarga 9, que circula en el circuito hidráulico 10-13, al apoyar a la vez y acoplar forzosamente el fluido de precarga 9, que retorna de la salida 11' a través de las segundas válvulas de retención 12", el movimiento de retracción (flecha 14").

10 El dispositivo de control 21 acciona las válvulas de bloqueo 20 en dependencia de valores de medición de la presión de entrada  $p_1$  y preferentemente también de la presión de salida  $p_2$ , que obtiene de medidores de presión correspondientes 22', 22" conectados a las entradas 11', 11" o sus conductos colectores 13', 13". Un primer objetivo de regulación esencial del dispositivo de control 21 es mantener la presión de salida  $p_2$  dentro de un primer intervalo predefinido  $p_{2,\text{mín.}}$ ,  $p_{2,\text{máx.}}$  que está determinado en particular mediante la presión de precarga mínima para el fluido de expansión 8, por ejemplo, 50 a 60 bar aproximadamente (en dependencia de la temperatura) en presencia de dióxido de carbono líquido en el intervalo de temperatura de 20 a 50°C.

20 Otros objetivos de regulación del dispositivo de control 21 pueden ser garantizar simultáneamente que la presión de entrada  $p_1$  se encuentre dentro de un (segundo) intervalo predefinido  $p_{1,\text{mín.}}$ ,  $p_{1,\text{máx.}}$ . El primer y el segundo intervalo pueden ser idénticos o se pueden superponer parcialmente o conectar directamente entre sí o presentar una distancia mutua, en cuyo último caso, la presión de salida  $p_2$  queda situada en un intervalo inferior (intervalo de presión) y la presión de entrada  $p_1$  queda situada en un intervalo superior (intervalo de presión). La forma de realización mencionada en último lugar permite ajustar también una diferencia de presión mínima o una caída de presión mínima  $\Delta p = p_1 - p_2$  en la carga 10, si ésta es necesaria para el funcionamiento adecuado de la carga 10, o permite variar opcionalmente la diferencia de presión para la carga 10 con el fin de predefinir o controlar, por ejemplo, su consumo de energía.

30 Si se puede ajustar la caída de presión  $\Delta p$  en la carga 10, es decir, se puede controlar el trabajo de la carga 10, el dispositivo de control 21 puede controlar también en otros objetivos de regulación la caída de presión  $\Delta p$  de la carga 10, véase línea de control opcional  $e_1$ . Por ejemplo, los intervalos de presión de la presión de entrada y salida  $p_1$ ,  $p_2$ , que se pueden obtener debido a las condiciones de temperatura actuales, se pueden utilizar para calcular una diferencia de presión útil  $p_1 - p_2$  y ajustarla como especificación de la caída de presión  $\Delta p$  en la carga 10.

35 Los objetivos de regulación mencionados del dispositivo de control 21 se consiguen esencialmente con un control de la cantidad de aquellas unidades de cilindro y pistón 2-5, que se encuentran en un momento determinado precisamente en la fase de calentamiento, con respecto a la cantidad de aquellas otras unidades de cilindro y pistón 2-5 que se encuentran en ese momento precisamente en la fase de enfriamiento, como se explica ahora más detalladamente por medio de la figura 2.

40 En los diagramas de tiempo superiores de las figuras 2a-2c están registradas respectivamente las señales de conmutación  $e_2$ - $e_5$  del dispositivo de control 21 para abrir las válvulas de bloqueo 20 y en los diagramas de tiempo inferiores están registrados los movimientos o recorridos  $S_2$ - $S_5$ , resultantes de esto, de los pistones 7 de las unidades de cilindro y pistón 2-5 con respecto al tiempo  $t$ .

45 La figura 2a muestra un primer estado de funcionamiento del motor térmico 1 en condiciones ambientales, en las que la fase de enfriamiento del fluido de expansión 9 es aproximadamente tres veces tan larga como la fase de calentamiento, por ejemplo, porque la temperatura del medio portador de calor 17 es alta y produce un rápido calentamiento. Las válvulas de bloqueo 21 se abren cíclicamente en cada caso durante aproximadamente un cuarto del período de la carrera. Como se puede observar, en un momento determinado, una unidad de cilindro y pistón 2-5 se encuentra siempre en la fase de calentamiento y otras tres se encuentran en la fase de enfriamiento, es decir, la relación entre las unidades de cilindro y pistón 2-5, que se expanden, y las unidades de cilindro y pistón 2-5, que se contraen, es aquí de 1:3.

55 La figura 2b muestra un segundo estado de funcionamiento del motor térmico 1, en el que las válvulas de bloqueo 20 se abren cíclicamente durante la mitad de un período de la carrera en cada caso. La relación entre las unidades de cilindro y pistón 2-5 en la fase de calentamiento y las unidades de cilindro y pistón 2-5 en la fase de enfriamiento es aquí de 2:2, lo que tiene en cuenta las fases de calentamiento y enfriamiento de igual duración aproximadamente, por ejemplo, debido a un suministro de calor reducido.

60 Si sigue disminuyendo, por ejemplo, la temperatura del medio portador de calor 17 y se sigue prolongando, por tanto, la fase de calentamiento, el dispositivo de control 20 pasa al tercer estado de funcionamiento de la figura 2c, en el que la relación entre las unidades de cilindro y pistón 2-5 en la fase de calentamiento y las unidades de cilindro y pistón 2-5 en la fase de enfriamiento es de 3:1.

65

El respectivo estado de funcionamiento de las figuras 2a, 2b o 2c se ajusta mediante el control 21 en dependencia de la presión de salida  $p_2$  (y opcionalmente también en dependencia de la presión de entrada  $p_1$ ): Si la presión de salida  $p_2$  no alcanza un límite inferior predefinido  $p_{2,\text{mín.}}$  de su primer intervalo, en particular la presión de licuación del fluido de expansión 8 a la temperatura de funcionamiento actual, la relación entre las unidades de cilindro y pistón 2-5 en la fase de calentamiento y las unidades de cilindro y pistón 2-5 en la fase de enfriamiento aumenta sucesivamente, por ejemplo, 1:3 → 2:2 → 3:1. Si la presión de salida  $p_2$  supera un límite superior predefinido  $p_{2,\text{máx.}}$ , por ejemplo, la presión de licuación más un umbral de histéresis, esta relación se reduce sucesivamente, por ejemplo, 3:1 → 2:2 → 1:3. Como otro objetivo de regulación se puede tener en cuenta que la presión de entrada  $p_1$  se encuentre dentro de su segundo intervalo propio  $p_{1,\text{mín.}}$ ,  $p_{2,\text{máx.}}$  o que ambos intervalos se configuren de manera que coincidan, es decir,  $p_{1,\text{mín.}}=p_{2,\text{mín.}}$  y  $p_{1,\text{máx.}}=p_{2,\text{máx.}}$ , elevándose el límite superior  $p_{1,\text{máx.}}=p_{2,\text{máx.}}$ , por ejemplo, a la presión de funcionamiento máxima permitida del motor térmico.

Con la materialización de los distintos objetivos de regulación del dispositivo de control 21 se pueden llevar a cabo también ponderaciones y/o combinaciones correspondientes entre los objetivos de regulación.

Se entiende que la regulación explicada se puede ampliar a una cantidad cualquiera de unidades de cilindro y pistón 2-5, por ejemplo, a 3, 5, 6, 7, 8, 12, 24, etc., unidades de cilindro y pistón. Cuantas más unidades de cilindro y pistón estén disponibles, más precisa será la regulación escalonada.

Para una regulación precisa, el dispositivo de control 21 puede acortar o prolongar adicionalmente cada fase de calentamiento o enfriamiento individual, por ejemplo, mediante el traslado del inicio  $t_1$  de una fase de calentamiento y/o del inicio  $t_2$  de una fase de enfriamiento o la variación de la duración  $t_2-t_1$ . Si las fases de calentamiento o enfriamiento de las distintas unidades de cilindro y pistón 2-5 se superponen brevemente en una relación (1:3, 2:2, 3:1) mayor o menor que la relación seleccionada con ayuda de la regulación primaria mencionada antes, se pueden absorber temporalmente fluctuaciones de presión breves correspondientes de la presión de salida  $p_2$  o de la presión de entrada  $p_1$  con ayuda de los acumuladores intermedios 15', 15'' en el circuito hidráulico 10-13.

En este punto habría que señalar que en una forma de realización muy simplificada del motor térmico 1, que comprende sólo dos unidades de cilindro y motor y, por tanto, permite sólo la relación única 1:1, el dispositivo de control 21 puede ejecutar también sólo la regulación precisa, mencionada en último lugar, con una limitación correspondiente en relación con las condiciones de funcionamiento útiles.

La figura 3 muestra una realización y una variante concretas del motor térmico 1 de la figura 1, mostrándose de manera representativa sólo dos unidades de cilindro y pistón 2, 3 y no mostrándose el dispositivo de control 21 con sus líneas de medición y control para una mejor comprensión. Se entiende, sin embargo, que la forma de realización mostrada en la figura 3 se puede ampliar a una cantidad cualquiera de unidades de cilindro y pistón.

Según la figura 3, una bomba 23 transporta el medio portador de calor 17, por ejemplo, el refrigerante R 123 de la firma Hoechst, desde un depósito 24 a través de un conducto 25 hasta el panel solar 18 y desde aquí a través del conducto 19 y las válvulas de bloqueo 20 hasta los intercambiadores de calor 16 y desde aquí lo hace retornar al depósito 24 a través de las válvulas de conmutación 26 y un conducto de retorno 27. En el estado de funcionamiento mostrado en la figura 3, la válvula de bloqueo derecha 20 está abierta y la válvula de bloqueo izquierda 20 está cerrada, de modo que la unidad de cilindro y pistón derecha 3 se encuentra en la fase de calentamiento y expansión y la unidad de cilindro y pistón izquierda 2 se encuentra en la fase de enfriamiento y contracción.

Con el fin de acelerar las fases de enfriamiento, el dispositivo de suministro de calor 16-20 comprende aquí también un dispositivo para el enfriamiento forzado de los fluidos de expansión 8. El dispositivo de enfriamiento forzado puede ser, por ejemplo, una vía de alimentación opcional 28 de un medio portador de calor 17 no calentado para alimentarlo a los intercambiadores de calor 16 mediante válvulas de bloqueo 20, configuradas como válvulas de varias vías, en las fases de enfriamiento. Alternativamente se pueden utilizar intercambiadores de calor separados para un medio refrigerante separado (no mostrado).

El dispositivo de enfriamiento forzado comprende preferentemente, como aparece indicado, un dispositivo de reducción de presión controlable que después de cerrarse la válvula de bloqueo 20 descarga el medio portador de calor 17, sometido aún a la presión de transporte de la bomba 23 en un intercambiador de calor 16, hacia un acumulador intermedio de presión negativa 29 mediante la válvula de conmutación 26. La presión negativa en el acumulador intermedio de presión negativa 29 se genera mediante un conducto de aspiración 30 de un eyector Venturi 31 que se alimenta continuamente de medio portador de calor 17 en el circuito mediante la bomba 23 a través de un conducto 32. Como resultado de la expansión brusca del medio portador de calor 17 después de abrirse la válvula de conmutación 26, el medio portador de calor 17 se evapora y enfría así el fluido de expansión 8 mediante el intercambiador de calor 16.

Las figuras 4a y 4b muestran respectivamente otra forma de realización de un dispositivo de enfriamiento forzado para los fluidos de expansión 8, que se puede utilizar de manera alternativa o adicional al dispositivo de enfriamiento forzado, mencionado antes. El dispositivo de enfriamiento forzado de las figuras 4a y 4b está integrado en cada caso

directamente en una de las unidades de cilindro y pistón 2-5. La figura 4a o 4b muestra respectivamente a modo de ejemplo, una unidad de cilindro y pistón 2 equipada de esta manera.

- En la forma de realización de la figura 4a, la unidad de cilindro y pistón 2 está montada con una unidad de cilindro y pistón auxiliar 40 que tiene un cilindro 41 y un pistón 42. El pistón 42 de la unidad de cilindro y pistón auxiliar 41 es accionado a la vez mecánicamente, por ejemplo, mediante un vástago de pistón 43, por el movimiento de pistón de la unidad de cilindro y pistón 2. A tal efecto, los cilindros 6 y 41 pueden estar montados, por ejemplo, de modo que quedan conectados entre sí de manera directamente axial.
- 10 En el fluido de expansión 8 de la unidad de cilindro y pistón 2 penetra como conexión conductora de calor un recipiente 44 que contiene un medio de evaporación 45 que en la posición de funcionamiento mostrada es líquido, por ejemplo, hasta un nivel 45' y gaseoso por encima del mismo.

15 El interior del recipiente 44 está conectado por flujo mediante una conexión de flujo 46, configurada aquí en el interior del vástago de pistón 43, con una cámara de cilindro 47 de la unidad de cilindro y pistón auxiliar 40. La cámara de cilindro opuesta 48 de la unidad de cilindro y pistón auxiliar 40 está vacía primero en la posición de funcionamiento mostrada en la figura 4, es decir, durante el movimiento ascendente del pistón 42 se genera en la cámara 48 una presión negativa creciente o un vacío, siempre que las juntas de pistón lo permitan.

20 Las dos cámaras 47 y 48 hacia ambos lados del pistón 42 de la unidad de cilindro y pistón auxiliar 40 están conectadas entre sí por flujo mediante una o varias válvulas de retención 49. Las válvulas de retención 49 están orientadas de modo que quedan cerradas durante el movimiento ascendente del pistón 42, si la presión negativa aumenta en la cámara 48 y el medio de evaporación 45 se comprime de manera creciente en la cámara 47, en la conexión de flujo 46 y en el recipiente 44. Por tanto, al expandirse el fluido de expansión 8, el medio de evaporación 25 45 se comprime y se licúa de manera creciente con el aumento del nivel 45', mientras que se genera simultáneamente una presión negativa en la cámara 48.

Las válvulas de retención 49 están controladas ahora por el movimiento del pistón 42, específicamente se abren forzosamente en su dirección de bloqueo, si el pistón 42 llega a su ajuste superior. Por ejemplo, son empujadas por 30 pasadores o palancas correspondientes, con los que chocan contra el lado frontal interior del cilindro 41. Debido a esto se abren y el medio de evaporación 45, comprimido y bajo presión, se descarga bruscamente en el vacío de la cámara 48, véase flechas 50, lo que provoca el enfriamiento brusco del medio de evaporación 45. Mediante la conexión conductora de calor del recipiente 44 con el fluido de expansión 8, éste se enfría también bruscamente y apoya y acelera, por tanto, el enfriamiento del fluido de expansión 8 y el movimiento de retracción del pistón 7.

35 Durante el movimiento descendente del pistón 42, las válvulas de retención 49 se abren en su dirección de paso, de modo que el medio de evaporación 45 es empujado nuevamente de la cámara 48 a la cámara 47, hacia la conexión de flujo 46 y hacia el recipiente 44. Si el pistón 42 vuelve a iniciar su movimiento ascendente después de llegar a su posición inferior, las válvulas de retención 49 se cierran nuevamente y el proceso comienza de nuevo. La 40 compresión, la reducción brusca de la presión (evaporación) y la recompresión del medio de evaporación 45 son un proceso cíclico autárquico y cerrado que apoya positivamente el circuito de temperatura del fluido de expansión 8.

La forma de realización de la figura 4b se diferencia de la forma de realización de la figura 4a por el hecho de que la 45 unidad de cilindro y pistón auxiliar 40 tiene sólo una única cámara de cilindro activa 48, mientras que, por el contrario, la cámara de cilindro 47 queda abierta o sin utilizar o, por ejemplo, se puede someter adicionalmente a un medio refrigerante (no mostrado). El recipiente 44 está conectado por flujo aquí directamente a la cámara de cilindro 48 mediante la conexión de flujo 46 y una desviación 46' de la misma en el pistón 42, actuando la válvula de retención 49 en la conexión de flujo 46, por ejemplo, en su desviación 46', específicamente de la misma manera que en la figura 4a: Durante el movimiento descendente de los pistones 7, 42, el medio de evaporación 45, que se 50 mantiene del último ciclo en la cámara 48, retorna al recipiente 44 mediante la válvula de retención 49 en su dirección de paso y se comprime como resultado del movimiento descendente del pistón 42. Durante el movimiento ascendente de los pistones 7, 42, la válvula de retención 49 se cierra y en la cámara 48 se vuelve a generar una presión negativa o vacío creciente, hasta que el pistón 42 llega a su posición superior y la válvula 49 es empujada (de manera controlada libremente), por ejemplo, mediante un tope extremo (no mostrado): El medio de evaporación 55 45, comprimido en la cámara 44, se descarga de nuevo bruscamente en la cámara 48 mediante la válvula de retención 49 controlada libremente y la desviación 46' (flechas 50), se enfría aquí y se condensa, por ejemplo, hasta el nivel 45', lo que provoca el enfriamiento forzado del fluido de expansión 8, para apoyar el movimiento de retracción del pistón 7 que se inicia ahora. Por tanto, la diferencia respecto a la forma de realización de la figura 4a radica en que en la forma de realización de la figura 4b, el fluido de evaporación 45 se comprime durante el 60 movimiento descendente de los pistones 7, 42, mientras que, por el contrario, en la forma de realización de la figura 4a, éste se comprime durante el movimiento ascendente de los pistones 7, 42.

En una forma de realización alternativa (no representada), la unidad de cilindro y pistón auxiliar 40 y los 65 componentes requeridos para este proceso cíclico se podrían montar separadamente también de la unidad de cilindro y pistón 2 y acoplarse a la misma mediante conexiones de flujo correspondientes y acoplamientos



mecánicos.

La invención no está limitada a las formas de realización descritas, sino que comprende todas las variantes y modificaciones que entran en el marco de las reivindicaciones adjuntas. Así, por ejemplo, una mayor cantidad de unidades de cilindro y pistón se podría controlar también de manera sincronizada por grupos en varios grupos para reducir el coste de conexión y regulación. En este caso, los cilindros 6 de un grupo sincronizado de unidades de cilindro y pistón podrían compartir también un intercambiador de calor 16 común y/o un fluido de expansión 8 común.

## REIVINDICACIONES

1. Motor térmico (1), en particular para el funcionamiento a baja temperatura, a fin de aprovechar el calor solar o el calor residual de procesos biológicos o industriales, con:

5 al menos dos unidades de cilindro y pistón (2-5) adecuadas para contener respectivamente un fluido de expansión (8) que está sometido a una presión de precarga, que varía su volumen al producirse un cambio de temperatura y de esta manera mueve el pistón (7),  
 10 un dispositivo (16-20) para el suministro de calor, controlable individualmente, al fluido de expansión (8) de cada unidad de cilindro y pistón (2-5) y  
 un dispositivo de control (21), que controla el dispositivo de suministro de calor (16-20), para calentar y enfriar alternativamente cada fluido de expansión (8) y mover así los pistones (7),  
 pudiéndose someter los pistones (7) de las unidades de cilindro y pistón (2-5) a un fluido de precarga común (9) que ejerce aquí una presión de precarga sobre el respectivo fluido de expansión (8),  
 15 **caracterizado por que** el fluido de precarga (9) se puede guiar de manera conocida desde las unidades de cilindro y pistón (2-5) mediante unas primeras válvulas de retención (12') hasta una entrada (11') y mediante unas segundas válvulas de retención (12''), orientadas en sentido contrario, hasta una salida (11'') de una carga hidráulica (10), en la que está sujeto a una caída de presión ( $\Delta p$ ) entre la entrada y la salida (11', 11''),  
 20 el dispositivo de control (21) está equipado con un primer medidor de presión (22'') para la presión ( $p_2$ ) del fluido de precarga (9) en la salida (11'') de la carga (10),  
 el dispositivo de control (21) está equipado con un segundo medidor de presión (22') para la presión ( $p_1$ ) del fluido de precarga (9) en la entrada (11') de la carga (10),  
 el dispositivo de control (21) está configurado para controlar las fases de calentamiento y enfriamiento del dispositivo de suministro de calor (16-20) al menos en dependencia de la presión de salida medida ( $p_2$ ) para  
 25 mantenerla dentro de un primer intervalo predefinido ( $p_{2,\text{mín.}}$ ,  $p_{2,\text{máx.}}$ ) y  
 el dispositivo de control (21) está configurado para controlar las fases de calentamiento y enfriamiento del dispositivo de suministro de calor (16-20) también en dependencia de la presión de entrada medida ( $p_1$ ) para mantenerla dentro de un segundo intervalo predefinido ( $p_{1,\text{mín.}}$ ,  $p_{1,\text{máx.}}$ ), conteniendo el fluido de expansión (8) dióxido de carbono líquido y siendo el límite de intervalo inferior ( $p_{2,\text{mín.}}$ ) del primer intervalo predefinido  
 30 mencionado mayor o igual que la presión de licuación del dióxido de carbono a temperatura de trabajo.

2. Motor térmico según la reivindicación 1 con al menos tres unidades de cilindro y pistón (2-5), **caracterizado por que** el dispositivo de control (21) está configurado para aumentar la cantidad de unidades de cilindro y pistón (2-5), que se encuentran en un momento dado en la fase de calentamiento, con respecto a la cantidad de unidades de cilindro y pistón, que se encuentran en el mismo momento en la fase de enfriamiento, si la presión de salida ( $p_2$ ) no alcanza el primer intervalo predefinido ( $p_{2,\text{mín.}}$ ,  $p_{2,\text{máx.}}$ ), y/o si la presión de entrada ( $p_1$ ) no alcanza el segundo intervalo predefinido ( $p_{1,\text{mín.}}$ ,  $p_{1,\text{máx.}}$ ), y para reducirla, si la presión de salida  $p_2$  supera el primer intervalo predefinido ( $p_{2,\text{mín.}}$ ,  $p_{2,\text{máx.}}$ ) y/o si la presión de entrada supera el segundo intervalo predefinido ( $p_{1,\text{mín.}}$ ,  $p_{1,\text{máx.}}$ ).

3. Motor térmico según la reivindicación 1 o 2, **caracterizado por que** el dispositivo de control (21) está configurado para acortar o prolongar individualmente las fases de calentamiento y/o enfriamiento con el fin de mantener la presión de salida ( $p_2$ ) dentro del primer intervalo predefinido ( $p_{2,\text{mín.}}$ ,  $p_{2,\text{máx.}}$ ) y/o mantener la presión de entrada ( $p_1$ ) dentro del segundo intervalo predefinido ( $p_{1,\text{mín.}}$ ,  $p_{1,\text{máx.}}$ ).

4. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 3, **caracterizado por que** el primer y el segundo intervalo ( $p_{2,\text{mín.}}$ ,  $p_{2,\text{máx.}}$ ;  $p_{1,\text{mín.}}$ ,  $p_{1,\text{máx.}}$ ) son iguales.

5. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 3, **caracterizado por que** el límite inferior ( $p_{1,\text{mín.}}$ ) del segundo intervalo se diferencia del límite superior ( $p_{2,\text{mín.}}$ ) del primer intervalo en aproximadamente la caída de presión ( $\Delta p$ ) en la carga (10).

6. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 5, **caracterizado por que** a la entrada (11') de la carga hidráulica (10) está conectado un primer acumulador intermedio elástico (15') para el fluido de precarga (9) y/o por que a la salida (11'') de la carga hidráulica (10) está conectado un segundo acumulador intermedio elástico (15'') para el fluido de precarga (9).

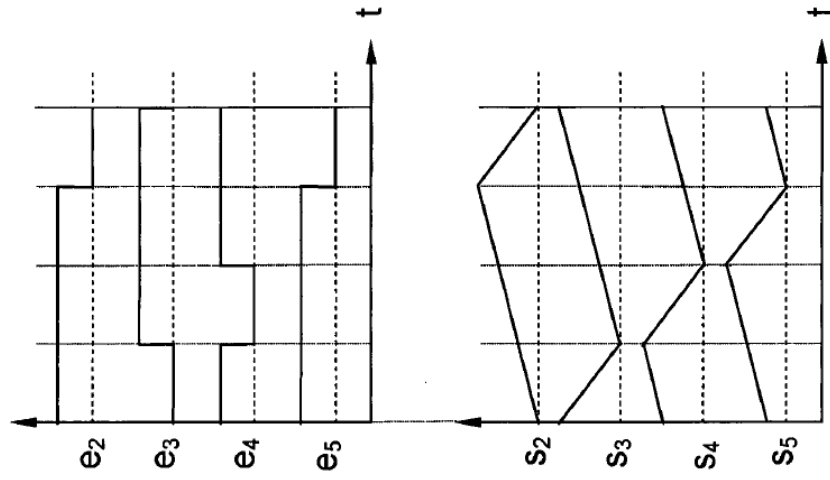
7. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 6, **caracterizado por que** los pistones (7) son pistones de doble efecto, actuando el fluido de expansión (8) en uno de sus lados y actuando el fluido de precarga (9) en otro de sus lados.

8. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 7, **caracterizado por que** el dispositivo de suministro de calor (16-20) para cada unidad de cilindro y pistón (2-5) presenta un intercambiador de calor (16), a través del que puede circular un medio portador de calor (17) y que está provisto de una válvula de bloqueo (20) controlada por el dispositivo de control (21).

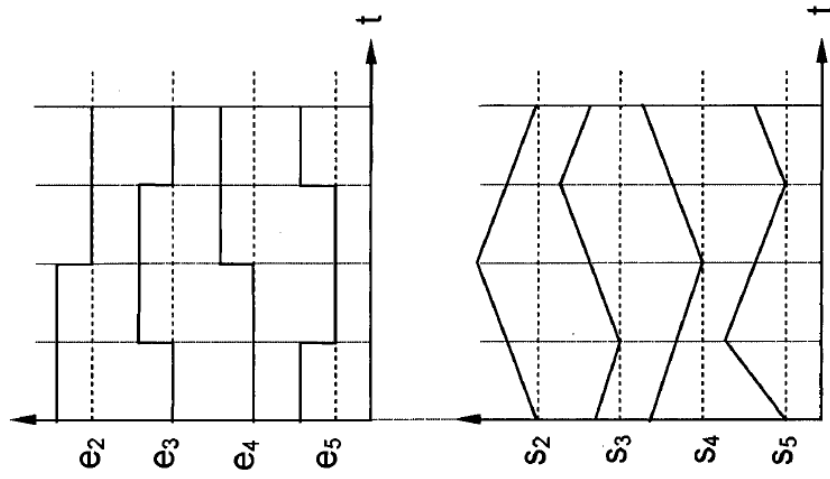
65

9. Motor térmico según la reivindicación 8, **caracterizado por que** los intercambiadores de calor (16) están provistos respectivamente de un dispositivo de reducción de presión (26, 29-32), controlado por el dispositivo de control (21), para el enfriamiento forzado del medio portador de calor (17).
- 5 10. Motor térmico según la reivindicación 9, **caracterizado por que** el dispositivo de reducción de presión (26, 29-32) comprende un acumulador intermedio de presión negativa (29) que se puede conectar al intercambiador de calor (16) mediante una válvula de conmutación controlable (26).
- 10 11. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 10, **caracterizado por que** las unidades de cilindro y pistón (2-5) están equipadas con un dispositivo (40-49) para el enfriamiento forzado de los fluidos de expansión (8) en las fases de enfriamiento, que está controlado por el movimiento de sus pistones (7).
12. Motor térmico según la reivindicación 11, **caracterizado por que** el dispositivo de enfriamiento forzado mencionado (40-49) comprende para cada unidad de cilindro y pistón (2-5):
- 15 una unidad de cilindro y pistón auxiliar (40), accionada por la unidad de cilindro y pistón (2-5), con al menos una cámara de cilindro (48), y  
un recipiente (44), conectado por conducción de calor al fluido de expansión (8), con un medio de evaporación (45),
- 20 estando conectado el recipiente (44) a la cámara de cilindro mencionada (48) mediante al menos una válvula de retención (49) controlable libremente por el movimiento del pistón de la unidad de cilindro y pistón (2-5).
13. Motor térmico según la reivindicación 12, **caracterizado por que** el recipiente está conectado por flujo a una cámara de cilindro mencionada (48) de la unidad de cilindro y pistón auxiliar (40) mediante la otra cámara de cilindro
- 25 (47) y la válvula de retención (49) situada a continuación de la misma.
14. Motor térmico según la reivindicación 12 o 13, **caracterizado por que** la válvula de retención (49) está dispuesta de manera directa en el pistón (42) de la unidad de cilindro y pistón auxiliar (40) y está controlada mediante el tope del pistón (42) en su posición final.
- 30 15. Motor térmico según una de las reivindicaciones 12 a 14, **caracterizado por que** cada unidad de cilindro y pistón (2-5) está montada axialmente con su unidad de cilindro y pistón auxiliar (40), estando conectados entre sí sus pistones (7, 42) mediante un vástago de pistón (43) y estando soportado preferentemente el recipiente (44) por el pistón (7) de la unidad de cilindro y pistón (2-5).
- 35

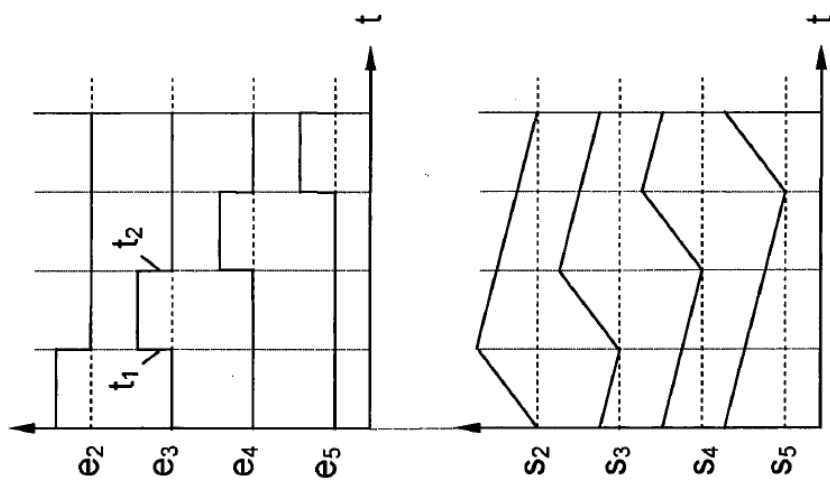




*Fig. 2c*



*Fig. 2b*



*Fig. 2a*

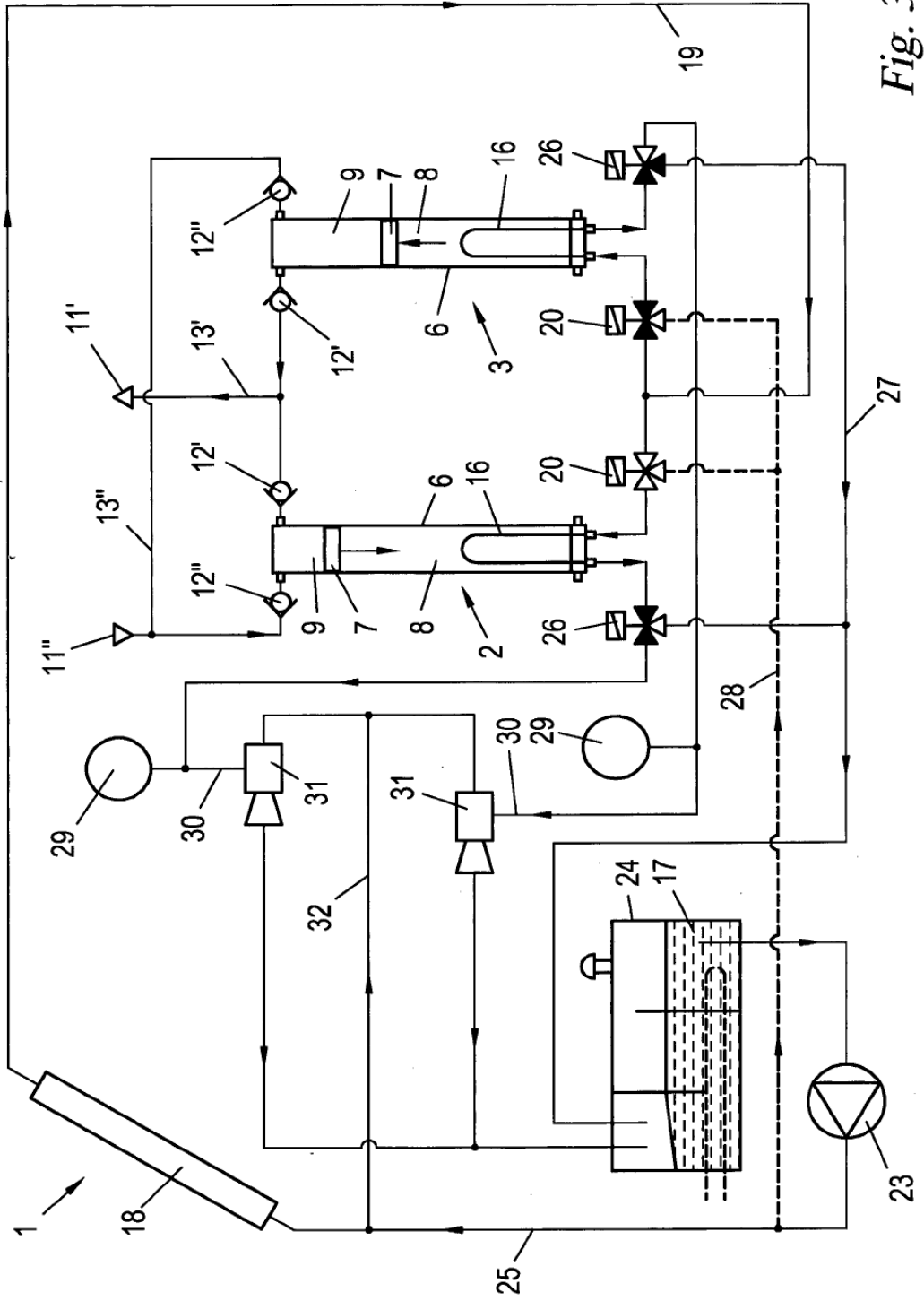
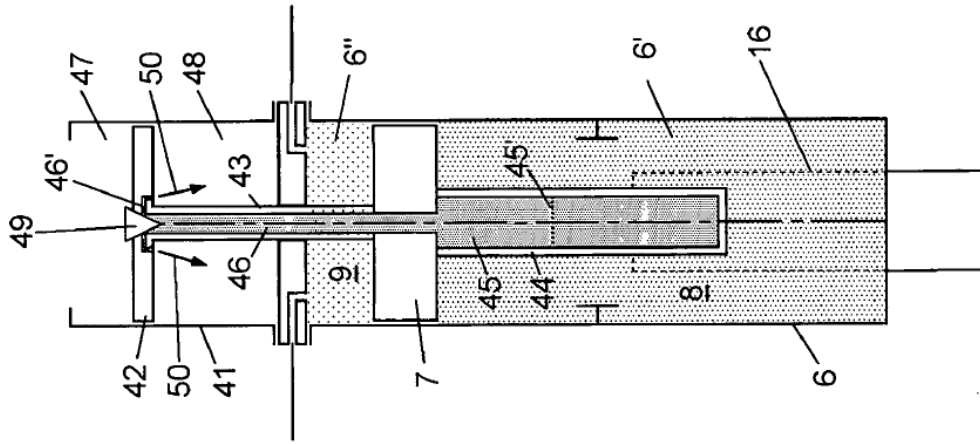
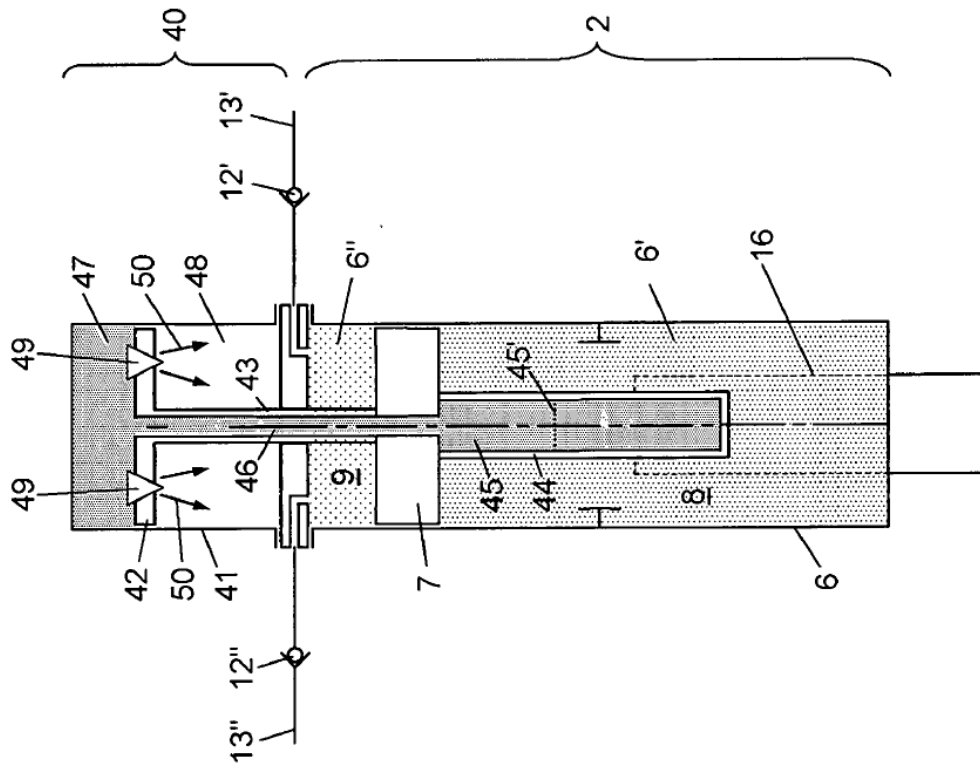


Fig. 3



**Fig. 4b**



**Fig. 4a**

**REFERENCIAS CITADAS EN LA DESCRIPCIÓN**

*Esta lista de referencias citadas por el solicitante es únicamente para la comodidad del lector. No forma parte del documento de la patente europea. A pesar del cuidado tenido en la recopilación de las referencias, no se pueden  
5 excluir errores u omisiones y la EPO niega toda responsabilidad en este sentido.*

**Documentos de patentes citados en la descripción**

- 10 • WO2009082773A [0002] [0003] • WO03081011A1 [0005]  
• GB1454505A [0004]