

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 467 943**

51 Int. Cl.:

**F01K 25/02** (2006.01)

**F01K 27/00** (2006.01)

**F01B 21/02** (2006.01)

**F01B 25/00** (2006.01)

**F01B 29/10** (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **22.12.2008 E 08866937 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **05.03.2014 EP 2238318**

54 Título: **Motor térmico**

30 Prioridad:

**03.01.2008 AT 72008**

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

**13.06.2014**

73 Titular/es:

**LOIDL, WALTER (100.0%)  
SECHSHAUSERSTRASSE 79  
1150 WIEN, AT**

72 Inventor/es:

**LOIDL, WALTER**

74 Agente/Representante:

**ZEA CHECA, Bernabé**

**ES 2 467 943 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, para aprovechar el calor solar, el calor residual de los procesos biológicos o industriales o similares, con:

10 al menos dos unidades de cilindro y pistón que contienen respectivamente un fluido de expansión que está sometido a una presión de precarga, que varía su volumen al producirse un cambio de temperatura y que de esta manera mueve el pistón,

medios para el suministro de calor, controlable individualmente, al fluido de expansión de cada unidad de cilindro y pistón y

15 un dispositivo de control, que controla los medios de suministro de calor, para poder calentar y enfriar alternativamente cada fluido de expansión y de esta manera mover los pistones.

20 Un motor térmico de este tipo es conocido del documento US5916140. Los fluidos de expansión efectivos requieren a menudo una presión de precarga determinada para mostrar un coeficiente de expansión significativo en el intervalo de temperatura de funcionamiento deseado. Un ejemplo es el dióxido de carbono líquido, cuyo volumen varía en 2,2 veces aproximadamente al calentarse de 20°C a 30°C a una presión aproximada de 60-70 bar.

25 El documento US5916140 da a conocer distintas variantes para someter el fluido de expansión a la presión de precarga requerida en las unidades de cilindro y pistón. Por una parte, se proponen muelles de metal o gas para pretensar el pistón en dirección del fluido de expansión. Sin embargo, con tal fuerza elástica en función del recorrido no se puede conseguir una presión de precarga independiente del movimiento del pistón. Por la otra parte, un

30 acoplamiento mecánico de dos unidades de cilindro y pistón se describe mediante un cigüeñal o mediante una disposición de cilindros opuestos para que el pistón, que se extiende respectivamente, mantenga la presión de precarga sobre el fluido de expansión del pistón que se retrae. Sin embargo, tal acoplamiento rígido presupone que las fases de calentamiento y enfriamiento tengan aproximadamente la misma duración, ya que de lo contrario un

35 pistón, que se retrae muy lentamente, bloqueará el pistón que se extiende, lo que va en detrimento de la eficiencia, o un pistón, que se extiende muy lentamente, generará una presión de precarga demasiado baja para garantizar el funcionamiento.

40 Como solución del problema mencionado en último lugar, el documento US5916140 propone acelerar la fase de enfriamiento mediante una disipación lo más rápida posible del calor, de modo que esta fase sea siempre más corta que la fase de calentamiento. Sin embargo, esto apenas se puede materializar en la práctica, porque se ha de contar con un suministro de calor altamente variable cuando se utiliza en particular el calor solar. Así, por ejemplo, para

45 calentar el dióxido de carbono líquido de 20°C a 30°C en horas del mediodía se puede disponer de una temperatura de suministro de calor de 70°C y, por consiguiente, de una diferencia de temperatura de 40 a 50°C, mientras que, por el contrario, para enfriarlo de 30°C a 20°C existe sólo una diferencia de temperatura de 15 a 25°C, incluso en

50 caso de un enfriamiento forzado con agua fría a 5°C, por lo que se ha de esperar una fase de enfriamiento con aproximadamente el doble de la duración de la fase de calentamiento. Por la otra parte, el nivel de temperatura de la planta solar puede ser también, por ejemplo, sólo de 30 a 40°C en horas matutinas y vespertinas, por lo que se ha de contar incluso con una fase de calentamiento más larga que la fase de enfriamiento.

55 Por tanto, la invención tiene el objetivo de crear un motor térmico del tipo mencionado al inicio que garantice siempre una buena eficiencia también en caso de un suministro de calor altamente fluctuante. Este objetivo se consigue según la invención al estar sometidos los pistones de todas las unidades de cilindro y pistón a un fluido de precarga común para ejercer una presión de precarga común sobre los fluidos de expansión, al estar equipado el dispositivo

de control con un medidor de presión para la presión de precarga y al controlar el dispositivo de control las fases de calentamiento y enfriamiento de los medios de suministro de calor en función de la presión de precarga medida para

50 mantenerla dentro de un intervalo predefinido.

De esta manera se consigue un acoplamiento variable y dinámico de las unidades de cilindro y pistón. El control del movimiento del pistón en función de la presión de precarga evita, por una parte, un empeoramiento de la eficiencia del motor que está condicionado por una presión de precarga innecesariamente alta y garantiza siempre, por la otra

55 parte, la presión de precarga necesaria para el fluido de expansión. El resultado es un funcionamiento siempre óptimo también en presencia de condiciones ambientales cambiantes.

Una realización particularmente ventajosa del motor térmico de la invención presenta al menos tres unidades de cilindro y pistón y se caracteriza porque el dispositivo de control aumenta la cantidad de unidades de cilindro y pistón, que se encuentran en la fase de calentamiento en un momento dado, con respecto a la cantidad de unidades de cilindro y pistón que se encuentran en la fase de enfriamiento en el mismo momento, si la presión de precarga no alcanza el intervalo predefinido, y reduce la misma si la presión de precarga supera el intervalo predefinido. El funcionamiento se puede adaptar así a condiciones ambientales altamente cambiantes. En las horas matutinas o

60 vespertinas de una planta solar, en las que se registran temperaturas débiles, se puede poner así en funcionamiento, por ejemplo, aproximadamente la misma cantidad de unidades de cilindro y pistón en la fase de

65 funcionamiento, por ejemplo, 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.

5 Según otra característica de la invención, el dispositivo de control puede acortar o alargar también cada una de las fases de calentamiento y/o enfriamiento para el ajuste preciso a fin de mantener la presión de precarga dentro del intervalo predefinido.

10 En principio se puede utilizar como fluido de expansión cualquier fluido conocido del estado de la técnica con un coeficiente de expansión térmica correspondientemente significativo. Resulta favorable en particular que el fluido de expansión, como es conocido del documento US5916140, contenga dióxido de carbono líquido y que la presión de precarga sea mayor o igual que la presión de licuación del dióxido de carbono a la temperatura de trabajo. Debido a su alto coeficiente de expansión térmica a temperatura ambiente, el dióxido de carbono líquido es adecuado en particular para el funcionamiento del motor térmico en el intervalo de bajas temperaturas para aprovechar el calor solar, el calor residual de los 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 beneficioso que no produce ningún efecto invernadero perjudicial para el medio ambiente. Por consiguiente, el motor térmico de la invención contribuye también al proceso de captura de CO<sub>2</sub>, 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).

20 El fluido de precarga puede ser también de cualquier tipo, por ejemplo, aire comprimido. Sin embargo, se prefiere en particular que el fluido de precarga sea un líquido hidráulico que proporciona un acoplamiento a presión por arrastre de fuerza y fiable. En este caso, el circuito hidráulico del fluido de precarga se equipa preferentemente con un acumulador intermedio elástico, de modo que se pueden absorber de manera temporal las fluctuaciones breves de la presión durante los procesos de conmutación o durante los procesos individuales de disminución o prolongación de las fases de calentamiento y enfriamiento.

30 Los pistones se pueden someter al fluido de precarga de distintas 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 acción, actuando el fluido de expansión en un lado de los mismos y actuando el fluido de precarga en el otro lado, lo que proporciona una construcción particularmente simple.

35 El trabajo realizado por las unidades de cilindro y pistón se puede desacoplar también de cualquier manera conocida en la técnica que tenga en cuenta los recorridos generalmente no sinusoidales y diferentes posiciones de fase de las carreras de los pistones individuales, por ejemplo, mediante bujes de marcha libre, engranajes planetarios, mecanismos de trinquete/gatillo, etc. Resulta particularmente favorable un desacoplamiento hidráulico del movimiento al accionar cada unidad de cilindro y pistón un pistón de trabajo y al actuar todos los pistones de trabajo sobre un fluido de trabajo común de una carga hidráulica.

40 Una realización preferida de la invención se caracteriza porque los medios de suministro de calor para cada unidad de cilindro y pistón presentan 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 una 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.

50 Las fases de enfriamiento se pueden acelerar si los medios de suministro de calor comprenden preferentemente también medios para el enfriamiento forzado de los fluidos de expansión en las fases de enfriamiento. A tal efecto, resulta particularmente favorable que el medio portador de calor esté bajo presión en la fase de calentamiento y que el medio de enfriamiento forzado presente un dispositivo de alivio de presión controlable para cada intercambiador de calor. De este modo, el medio portador de calor se puede utilizar simultáneamente como medio refrigerante al enfriarse el mismo como resultado del alivio de presión.

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

60 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 esquema de principio de un motor térmico de la invención con cuatro unidades de cilindro y pistón;  
 Fig. 2a-2c diagramas de tiempo del control de los medios de suministro de calor y de los movimientos de pistón, resultantes de esto, del motor de la figura 1; y  
 Fig. 3 un esquema de bloques de una realización práctica de un motor térmico, según la invención, con dos unidades de cilindro y pistón a modo de ejemplo.

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).

5 El espacio en el cilindro 6 hacia el lado izquierdo del pistón 7 es ocupado completamente por un fluido de expansión 8. El fluido de expansión 8 tiene un alto coeficiente de expansión térmica y se expande durante su calentamiento a fin de mover el pistón 7 de la posición retraída a la posición extendida o se contrae durante su enfriamiento a fin de hacer retroceder nuevamente el pistón 7.

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 una expansión térmica de 2,2 veces aproximadamente en el intervalo de  $20^\circ\text{C}$  a  $30^\circ\text{C}$ . 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 Con el fin de 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  $p_v$  mayor o igual que la presión de licuación en dirección del fluido de expansión 8.

La presión de precarga  $p_v$  es ejercida por un fluido de precarga 9 que actúa en el lado de cada pistón 7 opuesto al fluido de expansión 8. El fluido de precarga 9 es preferentemente un aceite hidráulico y circula en un circuito hidráulico 10 común para todas las unidades de cilindro y pistón 2-5. Por tanto, el fluido de precarga 9 desplazado al extenderse un pistón 7 (flecha 11) mantiene la presión de precarga  $p_v$  sobre los fluidos de expansión 8 de los pistones 7 que se retraen (flechas 12). De esta manera se apoya el movimiento de retracción de los pistones 7 en la fase de enfriamiento y se impide que no se alcance la presión de licuación en la fase de enfriamiento.

20 El circuito hidráulico 10 está equipado con un acumulador intermedio elástico 13, por ejemplo, un depósito de presión con una cámara de gas 14 y/o con una membrana elástica 15 para amortiguar las fluctuaciones breves de la presión.

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

30 Los intercambiadores de calor 16 pueden ser de cualquier tipo conocido en la técnica. Los mismos están equipados 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.

35 Cada intercambiador de calor 16 está provisto de una válvula de bloqueo controlable 20. Las válvulas de bloqueo 20 se abren de manera alternativa e intermitente mediante un dispositivo de control central 21 con el fin de calentar y enfriar alternativamente cada unidad de cilindro y pistón 2-5 y de esta manera expandir y contraer alternativamente los fluidos de expansión 8 en los cilindros 6 y, por último, mover así en vaivén los pistones 7, estando sincronizados los movimientos de los pistones mediante el fluido de precarga 9 del circuito hidráulico 10.

40 El dispositivo de control 21 acciona las válvulas de bloqueo 20 en función de un valor de medición de la presión de precarga  $p_v$  que recibe de un medidor de presión 22 conectado al circuito hidráulico 10. En este caso, el objetivo del ajuste del dispositivo de control 21 es mantener la presión de precarga  $p_v$  en el circuito hidráulico 10 dentro de un intervalo predefinido. Esto se consigue en primer lugar mediante un control de la cantidad de aquellas 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 aquellas unidades de cilindro y pistón 2-5 que se encuentran en ese momento precisamente en la fase de enfriamiento, como se explica en detalle por medio de la figura 2.

45 En los diagramas de tiempo superiores de las figuras 2a-2c están registradas en cada caso con respecto al tiempo  $t$  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 con respecto al tiempo  $t$  los movimientos o recorridos  $s_2$ - $s_5$ , provocados por esto, de los pistones 7 de las unidades de cilindro y pistón 2-5.

50 La figura 2a muestra un primer estado de funcionamiento del motor térmico 1 para condiciones ambientales, en las que la fase de enfriamiento del fluido de expansión 8 es aproximadamente tres veces más larga que la fase de calentamiento, por ejemplo, porque la temperatura del medio portador de calor 17 es alta y produce un calentamiento rápido. Las válvulas de bloqueo 20 se abren cíclicamente en cada caso durante un cuarto aproximadamente del período de carrera. Como se puede observar, una unidad de cilindro y pistón 2-5 se encuentra siempre en la fase de calentamiento en un momento dado y otras tres unidades 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.

La figura 2b muestra un segundo estado de funcionamiento del motor térmico 1, en el que las válvulas de bloqueo 20 se abren cíclicamente en cada caso durante la mitad de un período de carrera. 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 fases de calentamiento y enfriamiento aproximadamente de igual duración, por ejemplo, debido a un suministro de calor reducido.

Si, por ejemplo, la temperatura del medio portador de calor 17 sigue disminuyendo y la fase de calentamiento se sigue prolongando por esta razón, 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.

El respectivo estado de funcionamiento de las figuras 2a, 2b o 2c se ajusta mediante el control 21 en función de la presión de precarga  $p_v$ . Si la presión de precarga  $p_v$  no alcanza un límite inferior predefinido  $p_{min.}$ , 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 precarga  $p_v$  supera un límite superior predefinido  $p_{máx.}$ , por ejemplo, la presión de licuación más un umbral de histéresis, esta relación se reduce sucesivamente, por ejemplo, 3:1→2:2→1:3.

Se entiende que el ajuste explicado se puede extender 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 preciso podrá ser el ajuste.

Para un ajuste de precisión, el dispositivo de control 21 puede acortar o alargar adicionalmente cada fase de calentamiento o enfriamiento, 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 mediante la variación de la duración  $t_2-t_1$ . Si fases de calentamiento o enfriamiento de distintas unidades de cilindro y pistón 2-5 se superponen brevemente en una relación mayor o menor que la relación seleccionada con ayuda del ajuste primario (1:3, 2:2, 3:1), se pueden absorber temporalmente las correspondientes fluctuaciones de presión breves de la presión de precarga  $p_v$  con ayuda del acumulador intermedio 13 en el circuito hidráulico 10.

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

La figura 3 muestra una realización y variante concreta del motor térmico 1 de la figura 1, en la que sólo se muestran a modo de ejemplo dos unidades de cilindro y pistón 2, 3 y no aparece representado el dispositivo de control 21 con sus líneas de medición y control para una mejor comprensión. Sin embargo, se entiende que la 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, de un depósito 24 al panel solar 18 a través de un conducto 25 y desde aquí a los intercambiadores de calor 16 a través del conducto 19 y de las válvulas de bloqueo 20 y desde aquí lo devuelve al depósito 24 a través de válvulas de bloqueo 26 y de un conducto de retorno 27. En el estado de funcionamiento mostrado en la figura 3, la válvula de bloqueo derecha 20 ya 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 vistas a acelerar las fases de enfriamiento, los medios de suministro de calor 16-20 comprenden aquí también medios para el enfriamiento forzado de los fluidos de expansión 8. Los medios de enfriamiento forzado pueden ser, por ejemplo, una vía de alimentación opcional 28 para un medio portador de calor 17 no calentado a fin de alimentarlo a los intercambiadores de calor 16 en las fases de enfriamiento mediante válvulas de bloqueo 20 configuradas como válvulas de varias vías. De manera alternativa se podrían utilizar intercambiadores de calor separados para un medio refrigerante separado (no mostrado).

Los medios de enfriamiento forzado comprenden preferentemente, como se indica, un dispositivo de alivio 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, hacia un acumulador intermedio de vacío 29 mediante la válvula de conmutación 26. El vacío en el acumulador intermedio de vacío 29 se crea mediante un conducto de aspiración 30 de un eyector de Venturi 31 que se alimenta continuamente del 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.

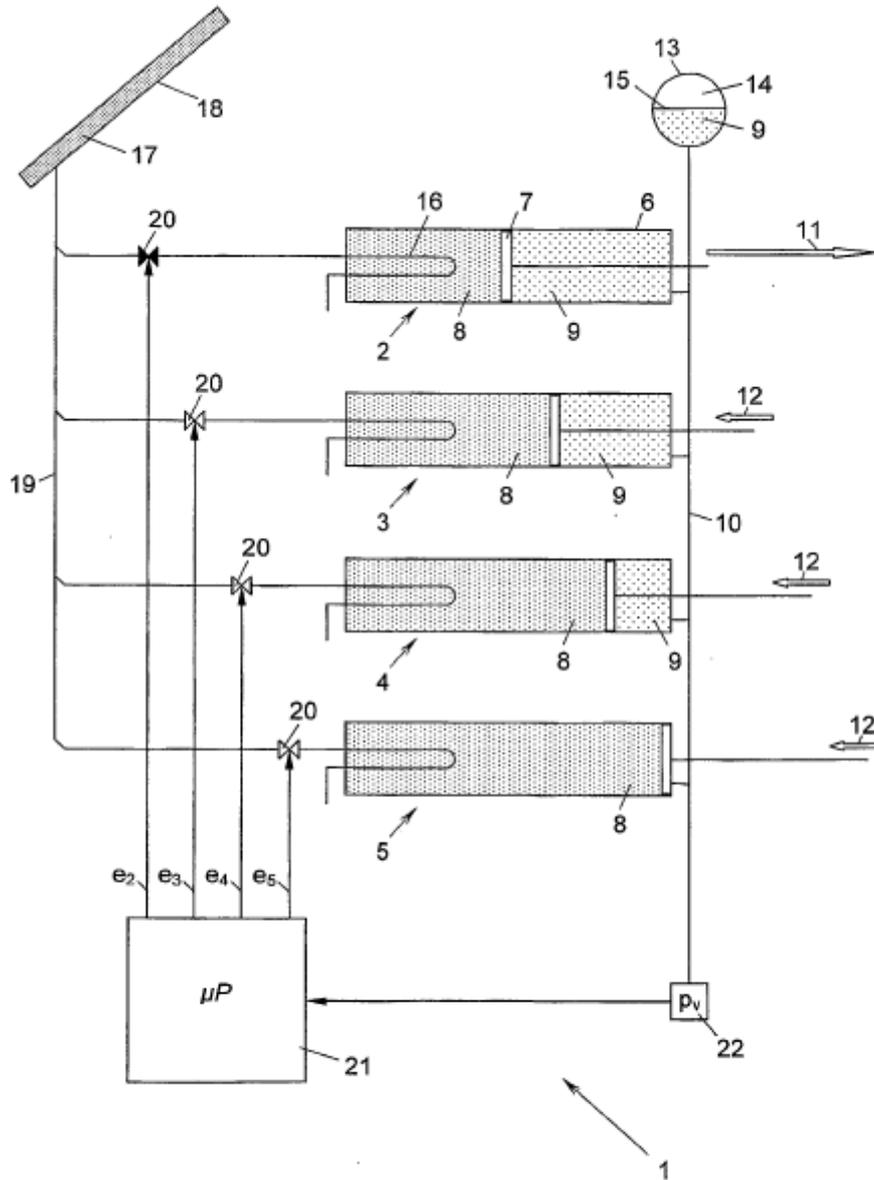
5 En la realización de la figura 3, el acumulador intermedio elástico 13 del circuito hidráulico 10 se puede conectar opcionalmente al circuito hidráulico 10 mediante una válvula de conmutación propia 33. El trabajo de las unidades de cilindro y pistón 2, 3 se transmite mecánicamente mediante bielas 34 a pistones de trabajo 35 que actúan sobre un fluido de trabajo 36 común, por ejemplo, aceite hidráulico, que circula en un circuito de carga hidráulico 37 mediante válvulas de retención 38.

10 Los pistones de trabajo 35 pueden estar integrados en los cilindros 6 de las unidades de cilindro y pistón 2, 3, de modo que estos últimos tienen tres zonas de actuación: una zona de reacción 39, en la que actúan los fluidos de expansión 8, una zona de precarga 40, en la que los mismos están acoplados mediante los fluidos de precarga 9, y una zona de trabajo 41, en la que el movimiento se desacopla mediante el fluido de trabajo 36. La presión de trabajo del fluido de trabajo 36 corresponde esencialmente a la presión de reacción, condicionada por la expansión térmica, del fluido de expansión 8 menos la presión de precarga  $p_v$  del fluido de precarga 9.

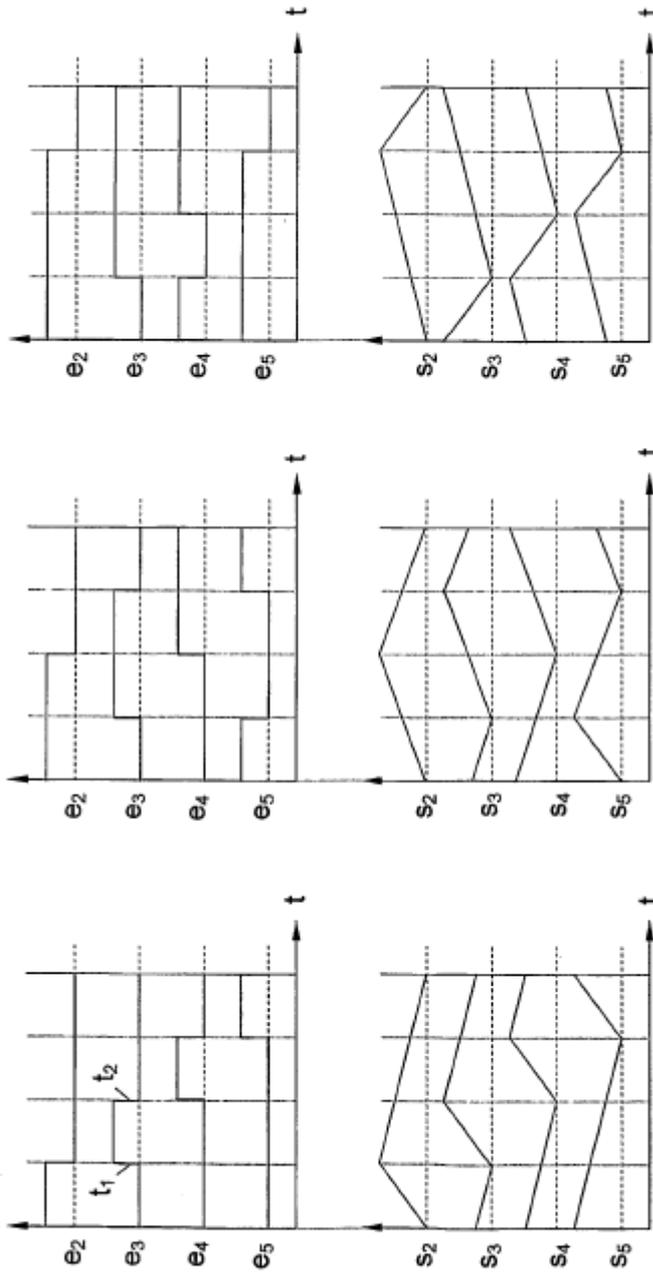
15 La invención no está limitada a las realizaciones representadas, sino que comprende todas las variantes y modificaciones que entran en el marco de las reivindicaciones adjuntas. Así, por ejemplo, una mayor cantidad de unidades de cilindro y pistón se podría controlar también de manera sincronizada por grupos para reducir los costes de conexión y ajuste. 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, para aprovechar el calor solar, el calor residual de los procesos biológicos o industriales o similares, con:
- 5 al menos dos unidades de cilindro y pistón (2-5) que contienen respectivamente un fluido de expansión (8) que está sometido a una presión de precarga ( $p_v$ ), que varía su volumen al producirse un cambio de temperatura y que de esta manera mueve el pistón (7),  
medios (16-20) para el suministro de calor, controlable individualmente, al fluido de expansión (8) de cada unidad de cilindro y pistón (2-5) y
- 10 un dispositivo de control (21), que controla los medios de suministro de calor (16-19), para poder calentar y enfriar alternativamente cada fluido de expansión (8) y de esta manera mover los pistones (7),  
**caracterizado porque**  
los pistones (7) de todas las unidades de cilindro y pistón (2-5) están sometidos a un fluido de precarga (9) común para ejercer una presión de precarga ( $p_v$ ) común sobre los fluidos de expansión (8),
- 15 el dispositivo de control (21) está equipado con un medidor de presión (22) para la presión de precarga ( $p_v$ ) y el dispositivo de control (21) está configurado para controlar las fases de calentamiento y enfriamiento de los medios de suministro de calor (16-20) en función de la presión de precarga ( $p_v$ ) medida para mantenerla dentro de un intervalo predefinido ( $p_{\min.}$ ,  $p_{\max.}$ ).
- 20 2. Motor térmico según la reivindicación 1 con al menos tres unidades de cilindro y pistón, **caracterizado porque** el dispositivo de control (21) está configurado para aumentar la cantidad de unidades de cilindro y pistón (2-5), que se encuentran en la fase de calentamiento en un momento dado, con respecto a la cantidad de unidades de cilindro y pistón (2-5) que se encuentran en la fase de enfriamiento en el mismo momento, si la presión de precarga ( $p_v$ ) no alcanza el intervalo predefinido ( $p_{\min.}$ ,  $p_{\max.}$ ), y para reducir la misma si la presión de precarga ( $p_v$ ) supera el intervalo predefinido ( $p_{\min.}$ ,  $p_{\max.}$ ).
- 25 3. Motor térmico según la reivindicación 1 ó 2, **caracterizado porque** el dispositivo de control (21) está configurado para acortar o alargar individualmente las fases de calentamiento y/o enfriamiento a fin de mantener la presión de precarga ( $p_v$ ) dentro del intervalo predefinido.
- 30 4. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 3, **caracterizado porque** el fluido de expansión (8) contiene dióxido de carbono líquido y la presión de precarga ( $p_v$ ) es mayor o igual que la presión de licuación del dióxido de carbono a la temperatura de trabajo.
- 35 5. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 4, **caracterizado porque** el fluido de precarga (9) es un líquido hidráulico.
- 40 6. Motor térmico según la reivindicación 5, **caracterizado porque** el circuito hidráulico (10) del fluido de precarga (9) está equipado con un acumulador intermedio elástico (13).
7. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 6, **caracterizado porque** los pistones (7) son pistones de doble acción, actuando el fluido de expansión (8) en un lado de los mismos y actuando el fluido de precarga (9) en el otro lado.
- 45 8. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 7, **caracterizado porque** cada unidad de cilindro y pistón (2-5) acciona un pistón de trabajo (35) y todos los pistones de trabajo (35) actúan sobre un fluido de trabajo (36) común de una carga hidráulica (27).
- 50 9. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 8, **caracterizado porque** los medios de suministro de calor (16-20) para cada unidad de cilindro y pistón (2-5) presentan un intercambiador de calor (16), a través del que circula un medio portador de calor (17) y que está provisto de una válvula de bloqueo (20) controlada por el dispositivo de control (21).
- 55 10. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 9, **caracterizado porque** los medios de suministro de calor (16-20) comprenden además medios (26, 29-32; 28) para el enfriamiento forzado de los fluidos de expansión (8) en las fases de enfriamiento.
- 60 11. Motor térmico según las reivindicaciones 9 y 10, **caracterizado porque** el medio portador de calor (17) está bajo presión en la fase de calentamiento y los medios de enfriamiento forzado presentan un dispositivo de alivio de presión (26, 29-32) controlable para cada intercambiador de calor (16).
12. Motor térmico según la reivindicación 11, **caracterizado porque** el dispositivo de alivio de presión (26, 29-32) comprende un acumulador intermedio de vacío (29) que se puede conectar al intercambiador de calor (16) mediante una válvula de conmutación (26) controlable.



**Fig. 1**



*Fig. 2c*

*Fig. 2b*

*Fig. 2a*

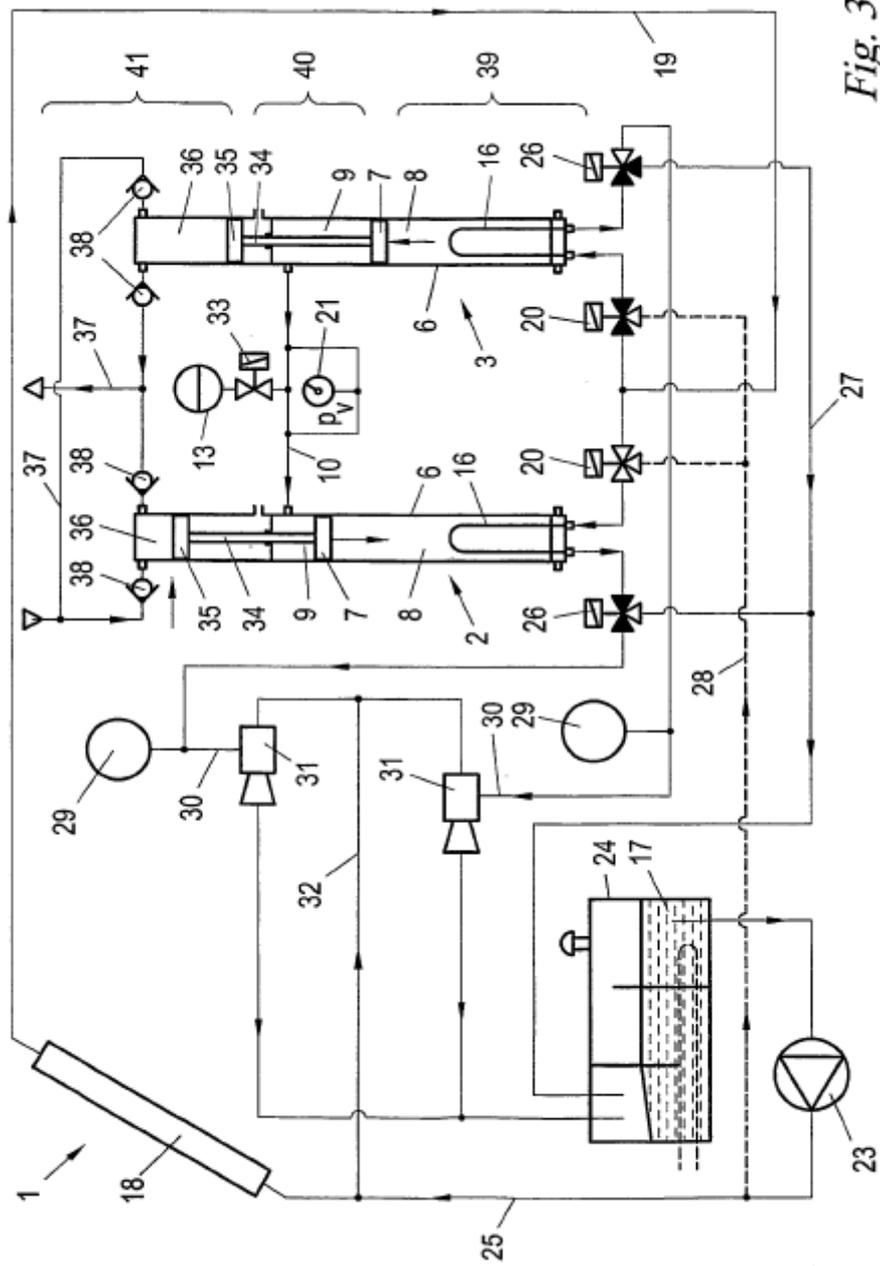


Fig. 3