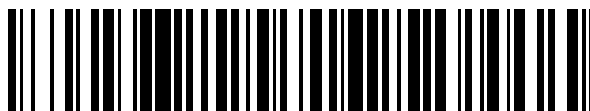


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 754 174**

51 Int. Cl.:

F02G 1/044 (2006.01)

F02G 1/043 (2006.01)

F02G 1/05 (2006.01)

F02G 1/055 (2006.01)

F02G 1/057 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **07.03.2014 PCT/GB2014/050683**

87 Fecha y número de publicación internacional: **12.09.2014 WO14135895**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **07.03.2014 E 14715390 (2)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **04.09.2019 EP 2964941**

54 Título: **Una máquina termodinámica**

30 Prioridad:

08.03.2013 GB 201304243

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:
16.04.2020

73 Titular/es:

**WHITTAKER ENGINEERING (STONEHAVEN)
LIMITED (100.0%)
34 Albyn Place
Aberdeen AB10 1FW, GB**

72 Inventor/es:

**WHITTAKER, KENNETH y
WATT, KEITH GRAHAM**

74 Agente/Representante:

ELZABURU, S.L.P

ES 2 754 174 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

Una máquina termodinámica

Campo de la invención

La invención se refiere a una máquina termodinámica.

5 Antecedentes de la invención

Los convertidores de energía que utilizan el ciclo Stirling (típicamente llamados “motores Stirling”) son bien conocidos y se presentan en diversas configuraciones. Un motor Stirling denominado de tipo “alfa” típico tiene dos pistones que se mueven alternativamente dentro de cilindros respectivos. Los cilindros están conectados por un tubo que aloja un intercambiador de calor especial conocido como regenerador. Los pistones están ambos conectados a un volante y un cigüeñal. Un fluido de trabajo de masa constante, típicamente gas, está contenido herméticamente dentro de los cilindros y el tubo. Un cilindro, también conocido como cilindro caliente o cilindro de expansión, está conectado con un calentador para calentar el fluido en ese cilindro y el otro cilindro, también conocido como cilindro frío o cilindro de compresión, está conectado con un enfriador para quitar calor de ese cilindro. El fluido de trabajo pasa cíclicamente de un lado a otro entre el cilindro de expansión y el cilindro de compresión, y pasa a través del regenerador dos veces en cada ciclo, mientras el regenerador alternativamente absorbe calor del, y libera calor al, fluido de trabajo. La adición de calor al cilindro de expansión y la extracción de calor en el cilindro de compresión provocan una serie de compresiones y expansiones del fluido de trabajo en las cámaras, haciendo de este modo que los pistones en las cámaras se muevan alternativamente y accionen el cigüeñal, lo que puede proporcionar una producción de trabajo en forma de potencia de giro. El regenerador retiene una parte del calor recibido en el cilindro de expansión a medida que el fluido calentado pasa del cilindro de expansión al cilindro de compresión y libera el calor almacenado a medida que el fluido enfriado en el cilindro de compresión fluye en la dirección opuesta. El regenerador recicla el calor que de otro modo se perdería en el cilindro frío y así aumenta la eficiencia térmica de un motor Stirling en comparación con otros motores de aire caliente. Esta parte del ciclo Stirling se conoce como “regeneración”. Otros tipos de motor Stirling incluyen los denominados tipos “beta” y “gamma”, que difieren estructuralmente del tipo “alfa”, pero funcionan bajo el mismo principio. Una discusión detallada del funcionamiento de los motores Stirling convencionales se expone en el libro “Stirling Engines” de Graham Walker, Clarendon Press, 1980, cuya descripción se incorpora en la presente memoria como referencia.

Un aspecto atractivo de un motor Stirling hoy en día es que puede ser alimentado por prácticamente cualquier fuente de calor, incluidas las fuentes de energía renovables como el sol y la energía térmica generada por el viento. Al mismo tiempo, un motor Stirling tiene varias características ventajosas adicionales que incluyen que prácticamente no produce emisiones atmosféricas y funciona con un ruido mínimo.

A pesar de sus aparentes ventajas, la eficiencia del motor Stirling está comprometida por la disposición en serie del enfriador, el regenerador y el calentador. Un ciclo Stirling ideal asume que las fases de expansión y compresión de los ciclos se producen de manera isotérmica. En realidad, es poco probable que este sea el caso, ya que es prácticamente imposible proporcionar un flujo externo constante de calor hacia dentro o hacia fuera según la velocidad de las carreras del pistón con el fin de mantener la misma temperatura durante la expansión o compresión. Así, a menudo se asume que las fases de expansión y compresión se producen adiabáticamente, esto es, el fluido de trabajo se calienta en la compresión y se enfría en la expansión. Un ciclo que se produce bajo este supuesto se conoce como un ciclo pseudo-Stirling ideal. En un ciclo pseudo-Stirling ideal, después de que el fluido se caliente por compresión, es enfriado por el enfriador en el cilindro de compresión y luego es calentado de nuevo en el regenerador. De manera similar, el fluido de trabajo es recalentado por el calentador después de que el fluido de trabajo se haya enfriado durante la expansión en el cilindro de expansión durante una carrera de potencia, y enfriado de nuevo en el regenerador. Esto es contraproducente. Un intento de mitigar este inconveniente se describe en la Patente de EE. UU. número 2.724.248 de T. Finkelstein et al que describe una máquina de ciclo Stirling que incorpora válvulas antirretorno “de clapeta simple”.

Un intento adicional de mitigar este inconveniente se describe en una tesis titulada “A Computer Simulation of Stirling Cycle Machines”, I. Urieli, Johannesburg, febrero de 1977 presentada a la Facultad de Ingeniería, Universidad de Witwatersrand, Johannesburg. Esta publicación de tesis describe válvulas antirretorno pasivas (y describe específicamente “válvulas de clapeta simple”) que conectan respectivamente cada uno de los cilindros de compresión y expansión directamente con el regenerador para evitar enfriar innecesariamente el fluido comprimido y calentar el fluido expandido en su camino respectivamente desde los cilindros de expansión y compresión hasta el regenerador. Sin embargo, en esta disposición, cuando la válvula de bypass está abierta, el fluido puede pasar simultáneamente a través de la válvula de bypass y el calentador o enfriador respectivo dando así lugar todavía a un desperdicio de energía.

Los inventores han apreciado la necesidad de mejorar aún más la eficiencia de la disposición de bypass descrita anteriormente.

Se han realizado intentos adicionales de idear máquinas alternativas a un motor de ciclo Stirling, tales como la máquina alternativa descrita en la publicación de patente de EE.UU. número 2010/0186405 de Conde (asignada a

Regen Power Systems LLS) y que describe un motor térmico de ciclo cerrado pero que difiere de una máquina de ciclo Stirling en que tiene un camino de flujo de fluido de trabajo para el aire calentado que está separado del camino de flujo de fluido de trabajo para el aire enfriado, permaneciendo los dos caminos de flujo de fluido de trabajo separados en un regenerador en la forma específica de un camino doble o recuperador de contraflujo. Además, la publicación de patente EE.UU. número 2010/0186405 de Conde describe un sistema desequilibrado en el que hay un mayor número de cámaras de expansión que de cámaras de compresión, lo que da como resultado un mayor volumen de trabajo de las cámaras de expansión en comparación con la cámara de compresión.

Además, la patente de EE.UU. número 5.720.172 describe un controlador de flujo para un motor de tipo ciclo Stirling, teniendo el controlador de flujo un par de placas de válvula de tipo resorte de placa que en la práctica actúan como válvulas antirretorno simples y, por tanto, proporcionan un controlador del camino de flujo, y una llave o válvula reguladora interpuesta en dicho camino de flujo que se utiliza para controlar el caudal a lo largo del camino de flujo pero solo cuando el fluido puede fluir a lo largo del camino de flujo en la dirección permitida por la placa de válvula de tipo resorte de placa.

Por consiguiente, el objeto de la presente invención es proporcionar una máquina térmica de tipo Stirling que tenga una mayor eficiencia en comparación con las máquinas de la técnica anterior.

Compendio de la invención

Según un primer aspecto de la invención, se proporciona una máquina termodinámica de tipo ciclo Stirling, pudiendo la máquina funcionar como un motor térmico y/o una bomba de calor, comprendiendo la máquina:

un cilindro de expansión que define una cámara de expansión, un cilindro de compresión que define una cámara de compresión y pistones respectivos movibles de manera alternativa en los cilindros durante el funcionamiento de la máquina; caracterizada por

un regenerador dispuesto entre y en comunicación con las cámaras de expansión y compresión, en donde el regenerador comprende una cámara del regenerador y en donde la máquina termodinámica está dispuesta de tal manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dicha cámara del regenerador dos veces, una en una primera dirección y otra en una segunda dirección inversa, durante un único ciclo de la máquina termodinámica;

en donde dicha cámara del regenerador comprende un medio de almacenamiento térmico, y dicha cámara del regenerador está adaptada para almacenar de manera intermitente calor de un fluido de trabajo relativamente caliente en dicho medio de almacenamiento térmico cuando el fluido de trabajo relativamente caliente contacta con dicho medio de almacenamiento térmico según pasa a través de dicha cámara del regenerador en dicha primera dirección, y dicha cámara del regenerador está adaptada para transferir calor de manera intermitente desde dicho medio de almacenamiento térmico a un fluido de trabajo relativamente frío cuando el fluido de trabajo relativamente frío contacta con dicho medio de almacenamiento térmico según pasa a través de dicha cámara del regenerador en dicha segunda dirección inversa;

un primer intercambiador de calor en comunicación con la cámara de expansión y dicha cámara del regenerador y un segundo intercambiador de calor en comunicación con la cámara de compresión y dicha cámara del regenerador;

un primer conducto de bypass que conecta la cámara de expansión con dicha cámara del regenerador sin pasar por el primer intercambiador de calor y un segundo conducto de bypass que conecta la cámara de compresión con dicha cámara del regenerador sin pasar por el segundo intercambiador de calor; en donde la máquina comprende al menos un par de válvulas;

estando dispuesta una válvula entre la cámara de expansión y el primer intercambiador de calor o entre dicha cámara del regenerador y el primer intercambiador de calor o en el primer conducto de bypass entre la cámara de expansión y dicha cámara del regenerador;

y estando la otra válvula dispuesta entre la cámara de compresión y el segundo intercambiador de calor o entre dicha cámara del regenerador y el segundo intercambiador de calor o en el segundo conducto de bypass entre la cámara de compresión y dicha cámara del regenerador; y

en donde al menos una del par de válvulas es capaz de ser controlable al menos una vez durante cada ciclo de la máquina termodinámica.

Preferiblemente, la máquina comprende un sistema equilibrado en el que el número de cámara/s de expansión es igual al número de cámara/s de compresión y más preferiblemente, la máquina comprende un sistema equilibrado en el que el volumen de trabajo de la/s cámara/s de expansión es sustancialmente igual al volumen de trabajo de la/s cámara/s de compresión.

Preferiblemente, la máquina comprende además un mecanismo de control configurado para sincronizar la apertura y

el cierre y cualquier posición intermedia de las válvulas.

Preferiblemente, ambas válvulas son controlables. Más preferiblemente, el mecanismo de control está adaptado para controlar el flujo a través de las válvulas a lo largo del tiempo para dirigir el fluido de trabajo de la máquina entre el regenerador y las cámaras de expansión y compresión, ya sea sustancialmente a través del conducto de bypass respectivo o sustancialmente a través del intercambiador de calor respectivo en etapas predeterminadas del ciclo de la máquina.

La máquina de tipo ciclo Stirling comprende preferiblemente un motor térmico que funciona mediante compresión y expansión cíclicas de un fluido de trabajo tal como aire u otro gas a diferentes niveles de temperatura, de tal modo que haya una:

- conversión neta de energía térmica a trabajo mecánico cuando funciona en modo de motor; y
- una conversión neta de trabajo mecánico a energía térmica cuando funciona en modo de bomba de calor.

La máquina de tipo ciclo Stirling comprende además preferiblemente un motor térmico regenerativo de ciclo cerrado con un fluido de trabajo permanentemente gaseoso. El ciclo cerrado comprende típicamente que el fluido de trabajo esté contenido permanentemente dentro de la máquina y más preferiblemente, que el volumen del fluido de trabajo se mezcle como un solo volumen (que es un volumen variable que depende de la etapa de la máquina a lo largo de su ciclo) y no se divida en dos o más volúmenes separados que tengan circuitos separados de flujo de fluido de trabajo que no puedan mezclarse.

Típicamente, dicha al menos una válvula controlable es capaz de ajustarse infinitamente de tal modo que pueda controlarse entre cualquiera de y todas las siguientes configuraciones:

- i) completamente cerrada de tal modo que no pueda pasar fluido de trabajo a través de la misma;
- ii) completamente abierta de tal modo que el fluido de trabajo pueda pasar a través de la misma sustancialmente sin restricciones; y
- iii) cualquier posición entre completamente abierta y completamente cerrada de tal modo que la válvula comprenda una abertura que tenga un área a través de la cual el fluido de trabajo sea capaz de fluir;

y en donde el área de la abertura y/o la fase y/o sincronización del movimiento entre las posiciones i), ii) y/o iii) es infinitamente ajustable entre las posiciones completamente abierta y completamente cerrada.

Típicamente, dicha al menos una válvula controlable es capaz de ajustarse infinitamente en cualquier momento en términos de fase dentro del ciclo de la máquina termodinámica y/o en términos de las etapas de funcionamiento de la máquina termodinámica.

Típicamente, dicha al menos una válvula controlable es capaz de ajustarse infinitamente en cualquier momento en términos de la duración del tiempo en que la válvula permanecerá en cualquiera de las configuraciones i), ii) o iii).

La cámara del regenerador comprende preferiblemente una cámara única de tal manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dicha cámara única del regenerador dos veces durante un único ciclo de la máquina termodinámica. La cámara del regenerador comprende más preferiblemente una única cámara de tal manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dicha cámara única del regenerador una vez en una primera dirección y una vez en una segunda dirección inversa durante un único ciclo de la máquina termodinámica. Alternativamente, la cámara del regenerador puede comprender dos o más cámaras conectadas en serie o en paralelo de tal manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dichas dos o más cámaras del regenerador dos veces durante un único ciclo de la máquina termodinámica.

Típicamente, en una máquina Stirling, el primer intercambiador de calor funciona como un calentador, esto es, está configurado para transferir calor del entorno del calentador externo a la máquina al fluido de trabajo en la cámara de expansión, mientras que el segundo intercambiador de calor funciona como un enfriador, esto es, está configurado para transferir calor del fluido de trabajo en la cámara de compresión al entorno del enfriador externo a la máquina. Además, típicamente, los pistones de los cilindros están conectados a un elemento común de entrada-salida, típicamente un elemento giratorio, tal como por ejemplo un conjunto de volante/cigüeñal.

Preferiblemente, las válvulas son válvulas accionadas activamente, esto es, del tipo que requiere que se aplique una fuerza externa para abrir o cerrar las válvulas, en lugar de ser pasivas, esto es, accionadas por la energía del fluido de trabajo de la máquina. Las válvulas pueden ser accionadas por varios actuadores externos adecuados que incluyen un accionamiento mecánico directo, un sistema electromecánico o electrohidráulico. Las válvulas pueden ser cualquier válvula adecuada accionada activamente, incluidas, pero no limitadas a, válvulas rotativas, de asiento, de manguito y/o de disco.

Preferiblemente, el mecanismo de control está adaptado para ajustar en tiempo real la sincronización de las válvulas de acuerdo con condiciones de funcionamiento reales, optimizando de este modo adicionalmente la eficiencia de la máquina y la salida de potencia. Preferiblemente, el mecanismo de control comprende un módulo de control electrónico, preferiblemente, que incluye un microprocesador electrónico, preferiblemente, un microprocesador electrónico programable.

Las descripciones típicas de los libros de texto del ciclo Stirling se basan en condiciones altamente idealizadas que guardan pocas semejanzas con el funcionamiento real de un motor Stirling. En particular, se asume que los procesos de expansión y compresión se producen de manera isotérmica, una situación altamente improbable en la práctica debido al espesor de las paredes de los cilindros de expansión y compresión y al tiempo limitado disponible para la transferencia de calor entre los cilindros y los intercambiadores de calor a velocidades del motor realistas. Para fines prácticos, es más apropiado asumir lo siguiente:

1. Los cilindros de compresión y expansión son adiabáticos, esto es, no se produce transferencia de calor entre los cilindros y los intercambiadores de calor respectivos. Como resultado, la temperatura del fluido de trabajo en los cilindros de compresión y expansión varía con el tiempo durante las carreras de los pistones, esto es, aumenta durante la compresión y cae durante la expansión.

2. Se proporcionan intercambiadores de calor de temperatura constante adyacentes a los cilindros de compresión y expansión.

3. El regenerador es imperfecto, esto es, libera menos calor del que absorbe. Si el regenerador funcionara en condiciones ideales, la temperatura de salida de la "ráfaga caliente", esto es, la absorción de calor por parte del regenerador estaría a la temperatura de entrada de la "ráfaga fría", esto es, la liberación del calor almacenado por el regenerador. El regenerador, debido a limitaciones de diseño y materiales, no puede absorber el calor total del proceso de transferencia a volumen constante, de alta a baja temperatura y, por tanto, no puede proporcionar el calor total necesario para el proceso de transferencia a volumen constante subsiguiente, de baja a alta temperatura.

4. Se sigue asumiendo que las carreras de los pistones están altamente idealizadas para simplificar la descripción del ciclo.

El ciclo que se produce en las condiciones supuestas descritas anteriormente se suele denominar ciclo pseudo-Stirling ideal.

Preferiblemente, la máquina funciona en uno o cada uno de entre un modo de motor térmico, en el que la entrada térmica se convierte en trabajo mecánico o un modo de bomba de calor, en el que el trabajo mecánico se convierte en salida térmica. Preferiblemente, en el modo de bomba de calor, la máquina puede funcionar para proporcionar una salida térmica positiva, esto es, la máquina funciona como un calentador, o una salida térmica negativa, esto es, la máquina funciona como un enfriador o refrigerador.

Preferiblemente, el mecanismo de control está configurado para sincronizar las válvulas en consecuencia en el o cada uno de entre el modo de motor térmico y el modo de bomba de calor. La sincronización de las válvulas en el modo de motor térmico puede diferir de la sincronización de las válvulas en el modo de bomba de calor. El mecanismo de control puede configurarse para ajustar la sincronización de las válvulas, dependiendo del modo en que la máquina esté funcionando.

En una disposición, una válvula está dispuesta entre la cámara de expansión y el regenerador en el primer intercambiador de calor y la otra válvula está dispuesta entre la cámara de compresión y el regenerador en el segundo intercambiador de calor.

Preferiblemente, en el modo de motor térmico, el mecanismo de control está configurado para controlar las válvulas para que durante una carrera de compresión del pistón en el cilindro de compresión, la válvula en el segundo intercambiador de calor esté sustancialmente cerrada por lo que el fluido de trabajo se dirige sustancialmente al regenerador a través del segundo conducto de bypass evitando sustancialmente el segundo intercambiador de calor. Más preferiblemente, en el modo de motor térmico, el mecanismo de control está configurado para sincronizar las válvulas para que durante una carrera hacia atrás del pistón en el cilindro de expansión (esto es, cuando el pistón se está moviendo hacia atrás después de una carrera de expansión), la válvula en el primer intercambiador de calor esté sustancialmente cerrada por lo que el fluido de trabajo se dirige al regenerador sustancialmente a través del primer conducto de bypass evitando sustancialmente el primer intercambiador de calor.

Preferiblemente, en el modo de bomba de calor (esté la máquina funcionando como un calentador o como un refrigerador), el mecanismo de control está configurado para controlar las válvulas para que durante una carrera de compresión del pistón en el cilindro de compresión, la válvula en el segundo intercambiador de calor esté sustancialmente abierta mientras que, preferiblemente, la válvula en el primer intercambiador de calor está sustancialmente cerrada, por lo que el fluido de trabajo se dirige al regenerador a través del segundo intercambiador de calor, rechazando de este modo calor ganado durante la compresión a través del segundo intercambiador de calor. Más preferiblemente, en el modo de bomba de calor, el mecanismo de control está configurado para sincronizar las válvulas para que durante una carrera de expansión del pistón en el cilindro de expansión, la válvula

en el primer intercambiador de calor esté sustancialmente abierta, mientras que, preferiblemente, la válvula en el segundo intercambiador de calor está sustancialmente cerrada, por lo que se transfiere calor desde el entorno del primer intercambiador de calor a la cámara de expansión.

En una realización preferida de la invención, la máquina comprende cuatro válvulas en donde

5 una primera válvula está dispuesta entre la cámara de expansión y el primer intercambiador de calor o entre el primer intercambiador de calor y el regenerador y una segunda válvula está dispuesta en el primer conducto de bypass entre la cámara de expansión y el regenerador;

10 una tercera válvula está dispuesta entre la cámara de compresión y el segundo intercambiador de calor o entre el segundo intercambiador de calor y el regenerador y una cuarta válvula está dispuesta en el segundo conducto de bypass entre la cámara de compresión y el regenerador; y

en donde al menos una de la primera, segunda, tercera y cuarta válvulas es controlable.

Preferiblemente, las cuatro válvulas son controlables.

15 Las ventajas de la presente invención sobre los motores de tipo ciclo Stirling de la técnica anterior residen en el uso de válvulas accionadas activamente que proporcionan un accionamiento más eficiente y/o controlable. Debido a la disposición de las válvulas controlables, la misma máquina de acuerdo con la invención puede utilizarse como un motor térmico o como una bomba de calor porque la sincronización de las válvulas puede reconfigurarse fácilmente entre el modo de motor térmico y el modo de bomba de calor ya que las etapas en que las válvulas deben abrirse o cerrarse en el modo de motor térmico difieren de las del modo de bomba de calor. Por el contrario, las válvulas de las máquinas de la técnica anterior son pasivas, esto es, están accionadas por el flujo del fluido de trabajo. Por ejemplo, una válvula pasiva utilizada en máquinas de la técnica anterior está siempre cerrada cuando el fluido de trabajo fluye en una dirección y siempre abierta cuando el fluido de trabajo fluye en la dirección contraria.

20 Preferiblemente, en el modo de motor térmico, el mecanismo de control está configurado para sincronizar las válvulas para que durante una carrera de compresión del pistón en el cilindro de compresión, la tercera válvula esté sustancialmente cerrada, mientras que la cuarta válvula está sustancialmente abierta, por lo que el fluido de trabajo se dirige al regenerador sustancialmente a través del segundo conducto de bypass evitando sustancialmente el segundo intercambiador de calor, esto es, el enfriador. Como se asume que la compresión es adiabática, el fluido de trabajo se calienta durante la compresión. En el regenerador, el fluido de trabajo se calienta aún más utilizando calor recuperado en el ciclo anterior. Debido a la disposición de bypass, a diferencia de la técnica anterior, el calor del fluido de trabajo obtenido durante la compresión no se desperdicia enfriando el fluido de trabajo en el enfriador y recalentando de nuevo el regenerador. Preferiblemente, al mismo tiempo, la primera válvula está sustancialmente abierta y la segunda válvula está sustancialmente cerrada, por lo que al salir del regenerador, el fluido de trabajo se dirige a la cámara de expansión sustancialmente a través del primer intercambiador de calor, esto es, el calentador, evitando sustancialmente el primer conducto de bypass. A medida que el fluido de trabajo pasa a través del primer intercambiador de calor, se calienta aún más para proporcionar al fluido de trabajo la energía suficiente para efectuar una carrera de expansión en el cilindro de expansión. En la cámara de expansión, el fluido de trabajo calentado se expande haciendo que el pistón se mueva hacia fuera en la carrera de expansión, produciendo así trabajo mecánico útil. Durante la carrera de expansión, el fluido de trabajo se expande y se enfría de manera adiabática a medida que su energía se convierte en trabajo mecánico.

40 Después de la expansión en el cilindro de expansión, el fluido de trabajo se mueve hacia el regenerador durante una carrera hacia atrás del pistón que es impulsada por el momento del elemento de entrada-salida (p. ej. el conjunto de volante/cigüeñal). Por consiguiente, más preferiblemente, en el modo de motor térmico, el mecanismo de control está configurado para sincronizar las válvulas para que durante la carrera hacia atrás del pistón en el cilindro de expansión, la primera válvula esté sustancialmente cerrada mientras que la segunda válvula está sustancialmente abierta, por lo que el fluido de trabajo se dirige al regenerador sustancialmente a través del primer conducto de bypass evitando sustancialmente el primer intercambiador de calor. En el regenerador, el calor del fluido de trabajo es retenido y almacenado para usar en el próximo ciclo. Debido a la disposición de bypass, el calor suministrado por el primer intercambiador de calor, esto es, el calentador, no se gasta en sobrecalentar innecesariamente el fluido de trabajo. Este calor adicional, de otro modo, se perdería, como es el caso de los motores de la técnica anterior, porque la capacidad del regenerador de extraer calor es limitada y el calor adicional no absorbido por el regenerador y no disipado a través del segundo intercambiador de calor sería retenido por el fluido de trabajo y, como resultado, se requeriría trabajo adicional para comprimir el fluido de trabajo en el cilindro de compresión. Preferiblemente, al mismo tiempo, la tercera válvula está sustancialmente abierta y la cuarta válvula está sustancialmente cerrada, por lo que al salir del regenerador, el fluido de trabajo se dirige a la cámara de compresión sustancialmente a través del segundo intercambiador de calor, esto es, el enfriador, evitando sustancialmente el segundo conducto de bypass. A medida que el fluido de trabajo pasa a través del segundo intercambiador de calor, el fluido de trabajo se enfría aún más, de tal manera que el fluido de trabajo tenga aún suficiente energía para mover el pistón en el cilindro de compresión, pero esté lo suficientemente enfriado como para reducir el trabajo requerido para comprimir subsiguientemente el fluido de trabajo en el cilindro de compresión. En la cámara de compresión, el fluido de trabajo hace que el pistón se mueva hacia fuera en una carrera de expansión. Durante la carrera de expansión en el cilindro

de compresión, el fluido de trabajo se enfría aún más a medida que su energía se convierte en trabajo mecánico. Después de la carrera de expansión, el ciclo comienza de nuevo.

La disposición de una válvula en cada intercambiador de calor y cada conducto de bypass y la sincronización específica de las válvulas dan como resultado un mejor aislamiento del fluido de trabajo de los intercambiadores de calor cuando es necesario evitar los intercambiadores de calor y, de manera similar, impiden que el fluido de trabajo evite los intercambiadores de calor cuando sea necesario que el fluido de trabajo pase a través de los intercambiadores de calor. Además, tal disposición de las válvulas hace que el fluido de trabajo circule, en lugar de oscilar de un lado a otro en la máquina. El flujo continuo, en lugar de oscilante, del fluido de trabajo a través de los intercambiadores de calor simplifica y optimiza el comportamiento del fluido de trabajo. En particular, la posibilidad de que partes del fluido de trabajo se queden "atrapadas" en los intercambiadores de calor y el regenerador debido a la rápida inversión del flujo se elimina casi por completo.

Para que la máquina funcione en el modo de bomba de calor (ya sea como calentador o como refrigerador), el elemento de salida-entrada (por ejemplo, el conjunto de volante/cigüeñal) debe ser accionado externamente para proporcionar trabajo mecánico para impulsar los pistones de los cilindros para comprimir o expandir el fluido de trabajo y como resultado obtener salida térmica. Por consiguiente, en el modo de bomba de calor, el trabajo neto realizado durante el ciclo de la máquina es negativo. En el modo de bomba de calor, el primer intercambiador de calor, esto es, el calentador, y el segundo intercambiador de calor, esto es, el enfriador, transfieren aún calor en la misma dirección, como en el modo de motor térmico, esto es, el primer intercambiador de calor conduce el calor desde su entorno al interior del cilindro de expansión y el segundo intercambiador de calor extrae el calor del cilindro de compresión y lo disipa en el entorno del segundo intercambiador de calor. Sin embargo, a diferencia del modo de motor térmico, el calor suministrado del entorno del primer intercambiador de calor está a una temperatura más baja que el calor rechazado por el segundo intercambiador de calor en el espacio que rodea al segundo intercambiador de calor. Debido a la entrada mecánica, la temperatura del fluido de trabajo durante la expansión en el cilindro de expansión se reduce por debajo de la temperatura del espacio en torno al primer intercambiador de calor para que el primer intercambiador de calor comience a extraer calor del espacio que rodea al primer intercambiador de calor. También, debido a la entrada mecánica, la temperatura del fluido de trabajo durante la compresión en el cilindro de compresión se eleva por encima de la temperatura del espacio en torno al segundo intercambiador de calor, para que el segundo intercambiador de calor comience a expulsar calor al espacio circundante. Tanto en el modo de calentador como en el de refrigerador, el calor del espacio en torno al primer intercambiador de calor se extrae a través del primer intercambiador de calor al interior de la cámara de expansión, mientras que el calor producido en la cámara de compresión se rechaza de la cámara de compresión a través del segundo intercambiador de calor. La diferencia está principalmente en las temperaturas y presiones del fluido de trabajo durante la expansión, compresión y regeneración y en que en el modo de refrigerador, el espacio que rodea el primer intercambiador de calor es el espacio a enfriar, y el espacio en torno al segundo intercambiador de calor es donde se desecha el calor residual producido durante el ciclo, mientras que en el modo de calentador, el espacio en torno al primer intercambiador de calor se utiliza como una fuente de calor y el espacio en torno al segundo intercambiador de calor es el espacio que debe ser calentado por el calor expulsado por el segundo intercambiador de calor.

Preferiblemente, en el modo de bomba de calor de la máquina (esté la máquina funcionando como un calentador o como un refrigerador), el mecanismo de control está configurado para sincronizar las válvulas para que durante una carrera de compresión del pistón en el cilindro de compresión, la tercera válvula esté sustancialmente abierta, mientras que la cuarta válvula está sustancialmente cerrada, por lo que el fluido de trabajo se dirige al regenerador sustancialmente a través del segundo intercambiador de calor, esto es, el enfriador, evitando sustancialmente el segundo conducto de bypass. Preferiblemente, la compresión comienza estando el fluido de trabajo a temperatura ambiente. Como se supone que la compresión es adiabática, el fluido de trabajo se calienta durante la compresión por encima de la temperatura ambiente y el calor extra se disipa en el espacio a calentar a través del segundo intercambiador de calor. En el regenerador, se extrae más calor del fluido de trabajo y se almacena en el regenerador para usar más adelante en el ciclo. Preferiblemente, al mismo tiempo, la primera válvula está sustancialmente cerrada y la segunda válvula está sustancialmente abierta, por lo que al salir del regenerador, el fluido de trabajo se dirige a la cámara de expansión sustancialmente a través del primer conducto de bypass evitando sustancialmente el primer intercambiador de calor.

Más preferiblemente, en el modo de bomba de calor de la máquina (esté la máquina funcionando como un calentador o como un refrigerador), el mecanismo de control está configurado para sincronizar las válvulas para que durante la carrera de expansión en el cilindro de expansión, la primera válvula esté sustancialmente abierta mientras que la segunda válvula está sustancialmente cerrada, por lo que el fluido de trabajo se dirige al cilindro de expansión desde el regenerador sustancialmente a través del primer intercambiador de calor, esto es, el calentador, evitando sustancialmente el primer conducto de bypass. A medida que la presión cae durante la carrera de expansión, el fluido de trabajo que ya se ha enfriado en el regenerador se enfría aún más y dado que la temperatura en la cámara de expansión se vuelve más baja que la del espacio externo en torno al calentador, se extrae calor del espacio externo a través del calentador al fluido de trabajo. Preferiblemente, al mismo tiempo, la tercera válvula está sustancialmente cerrada y la cuarta válvula está sustancialmente abierta.

Más preferiblemente, en el modo de bomba de calor de la máquina (esté funcionando como un calentador o como un refrigerador), el mecanismo de control está configurado para sincronizar las válvulas para que durante una

carrera hacia atrás del pistón en el cilindro de expansión la primera válvula permanezca sustancialmente abierta mientras que la segunda válvula permanece sustancialmente cerrada, por lo que el fluido de trabajo se dirige al regenerador sustancialmente a través del primer intercambiador de calor evitando sustancialmente el primer conducto de bypass. En el regenerador, el fluido de trabajo se calienta utilizando el calor retenido durante el paso previo. Preferiblemente, al mismo tiempo, la tercera válvula permanece sustancialmente cerrada y la cuarta válvula permanece sustancialmente abierta, por lo que al salir del regenerador, el fluido de trabajo se dirige a la cámara de compresión sustancialmente a través del segundo conducto de bypass evitando sustancialmente el segundo intercambiador de calor, por lo que una carrera hacia fuera en el cilindro de compresión comienza a temperatura elevada para obtener el nivel requerido de calor durante la compresión subsiguiente para su expulsión subsiguiente a través del segundo intercambiador de calor. Durante la carrera hacia fuera en el cilindro de compresión, el fluido de trabajo continúa recibiendo calor del regenerador. Después de la carrera hacia fuera, el ciclo comienza de nuevo, esto es, el fluido de trabajo se comprime y se calienta en el cilindro de compresión por encima de la temperatura ambiente y el calor extra se disipa a través del segundo intercambiador de calor (el enfriador).

La sincronización de las válvulas puede ser la misma o puede reconfigurarse entre el modo calentador y el modo refrigerador. Más preferiblemente, cuando la máquina funciona en el modo refrigerador, el proceso de compresión comienza estando el fluido de trabajo a temperatura ambiente. Cuando la máquina funciona en el modo calentador, el proceso de expansión comienza a temperatura ambiente, para que se expulse calor al espacio en torno al cilindro de compresión a temperatura elevada.

Aunque la invención se ha descrito en aplicación a una máquina Stirling de tipo "alfa", que funcione ya sea como motor o bomba de calor, los expertos en la técnica apreciarán que la invención es fácilmente aplicable, con los cambios apropiados fácilmente evidentes para el experto en la técnica, a cualquier máquina térmica de tipo ciclo Stirling, incluidas, pero no limitadas a, los tipos "beta" y "gamma". A este respecto debe observarse que las referencias anteriores a los cilindros de expansión y compresión incluyen una referencia a un único cilindro, tal como el de una máquina Stirling beta, que tiene una sección en la que está dispuesto un primer intercambiador de calor (un calentador) y una sección en la que está dispuesto un segundo intercambiador de calor (un enfriador). Debe observarse, sin embargo, que la presente invención puede igualmente implementarse en cualquier máquina termodinámica de tipo Stirling, que incluya, pero no se limite a, la configuración "alfa", "beta" o "gamma". Además, se pueden combinar múltiples máquinas termodinámicas de tipo Stirling, incluyendo combinaciones de diferentes configuraciones de máquinas termodinámicas, para formar una máquina termodinámica de la presente invención. Además, la máquina termodinámica de la presente invención puede incluir múltiples cámaras de expansión y compresión.

La máquina termodinámica, con la ventaja de las válvulas controlables dentro del circuito de fluido de trabajo, se puede escalar para lograr la magnitud requerida de salida de potencia de varias formas, que incluyen:

a) disposiciones múltiples de tipo "alfa", "beta" o "gamma" dentro de una o más máquinas, que poseen múltiples circuitos discretos de fluido de trabajo que no están necesariamente interconectados, y

b) múltiples espacios de expansión y compresión dentro de cada circuito de fluido de trabajo. La máquina termodinámica de la presente invención puede tener uno o varios circuitos de fluido de trabajo y tener potencia producida por uno o más ciclos termodinámicos.

Los, o cada uno de los, intercambiadores de calor primero y segundo pueden estar dispuestos en forma de intercambiadores de carcasa y tubo, pero la invención no se limita a tal configuración de los intercambiadores de calor. Si el segundo intercambiador de calor (el enfriador) está dispuesto en forma de intercambiador de carcasa y tubo, los tubos del enfriador están dispuestos preferiblemente en contacto directo con un medio enfriador del segundo intercambiador de calor.

En una realización, está dispuesto un dispositivo de almacenamiento de calor para suministrar calor al primer intercambiador de calor para su transferencia adicional a la cámara de expansión.

El fluido de trabajo es preferiblemente gas o una mezcla de gases, preferiblemente un gas noble, p. ej. helio. El gas también puede comprender aire.

En una modificación, pueden estar dispuestas válvulas adicionales entre el regenerador y una o cada una de las cámaras de expansión y compresión. Pueden estar dispuestas más de una válvula a lo largo de cada uno de los cuatro caminos de fluido de trabajo, siendo estos: a) entre el regenerador y la cámara de expansión a través del primer intercambiador de calor, b) entre la cámara de expansión y el regenerador a través del primer conducto de bypass, c) entre el regenerador y la cámara de compresión a través del segundo intercambiador de calor y d) entre la cámara de compresión y el regenerador a través del segundo conducto de bypass. Las válvulas adicionales son preferiblemente controlables. Por ejemplo, una primera válvula puede estar dispuesta entre la cámara de expansión y el primer intercambiador de calor y una válvula adicional puede estar dispuesta entre el primer intercambiador de calor y el regenerador o viceversa. Adicionalmente, o alternativamente, una segunda válvula puede estar dispuesta en el primer conducto de bypass entre la cámara de expansión y el regenerador y una válvula adicional puede estar dispuesta más cerca del extremo del regenerador del primer conducto de bypass o viceversa. Adicionalmente o

alternativamente, una tercera válvula puede estar dispuesta entre la cámara de compresión y el segundo intercambiador de calor y una válvula adicional puede estar dispuesta entre el segundo intercambiador de calor y el regenerador o viceversa. Adicionalmente o alternativamente, una cuarta válvula puede estar dispuesta en el segundo conducto de bypass entre la cámara de compresión y el regenerador y una válvula adicional puede estar dispuesta más cerca del extremo del regenerador del segundo conducto de bypass o viceversa. Las válvulas adicionales están preferiblemente sincronizadas para abrirse o cerrarse en coordinación con las válvulas principales, preferiblemente, para capturar o liberar el fluido de trabajo entre una válvula principal y la válvula adicional. La disposición de dos (o más) válvulas en cualquiera de los caminos de flujo del fluido de trabajo (a-d) brinda la posibilidad de que el fluido de trabajo se quede "atrapado" durante una parte de un ciclo de la máquina o, según sea la situación, durante varios ciclos de la máquina. Las válvulas pueden controlarse (sincronizarse) durante el ciclo (o varios ciclos) para capturar y liberar fluido de trabajo entre las dos válvulas. Esto puede proporcionar efectos beneficiosos, tales como, por ejemplo, aislamiento del primer intercambiador de calor durante una disminución en la carga del motor, donde el fluido "atrapado" alcance finalmente una temperatura cercana a la del primer intercambiador de calor.

Opcionalmente, puede estar dispuesto un intercambiador de calor adicional para complementar uno o cada uno de los intercambiadores de calor primero y segundo para aumentar la diferencia entre las temperaturas del fluido de trabajo en las cámaras de expansión y compresión y de este modo aumentar la potencia de la máquina de la invención. El o cada intercambiador de calor adicional puede estar dispuesto para usar calor o frío, según corresponda, de otra fuente (p. ej. de calor residual o de un criogenerador) diferente de la fuente del intercambiador de calor primero o segundo respectivo. El o cada intercambiador de calor adicional se controla preferiblemente por separado del intercambiador de calor primero o segundo respectivo, esto es, el intercambiador de calor adicional se puede encender/apagar independientemente del intercambiador de calor primero o segundo respectivo. Por ejemplo, el o cada intercambiador de calor adicional puede permanecer apagado, pero puede encenderse, por ejemplo, cuando una fuente de energía residual esté disponible, para aumentar la potencia de la máquina.

La salida de potencia de la máquina termodinámica de la invención depende de varias condiciones, tales como, pero no limitadas a, la presión media del fluido de trabajo, el tipo de fluido de trabajo, la temperatura de una fuente de calor que abastece al intercambiador de calor que se utiliza como calentador y la temperatura del frío que extrae calor del intercambiador de calor que se utiliza como enfriador. La eficiencia de la máquina termodinámica de la invención depende de una configuración específica de la máquina. Hay una salida máxima de potencia que la máquina puede producir para cualquier velocidad particular del elemento de salida-entrada.

En una modificación ventajosa, las válvulas están dispuestas para ser controladas, por ejemplo, sincronizando adecuadamente las válvulas o controlando las aberturas de flujo de las válvulas o mediante una combinación de sincronización y control de aberturas de flujo, para regular la velocidad de giro del elemento de salida-entrada de la máquina y/o la salida de potencia de la máquina, esto es, para que las válvulas actúen como un regulador en la máquina termodinámica de la invención. Por ejemplo, las válvulas pueden controlarse para hacer coincidir la salida de potencia de la máquina con la carga de salida, tal como, por ejemplo, la demanda de un generador eléctrico en la máquina. En la última disposición, el control de velocidad de la máquina puede ser posible cuando la potencia de salida coincide con la demanda ejercida en el elemento de salida-entrada y se puede conseguir ajustando las válvulas a intervalos frecuentes para responder a una diferencia entre la velocidad de rotación deseada y la real del elemento de salida-entrada. Alternativamente, el control de velocidad puede realizarse basándose en la carga, con la velocidad siendo la variable dependiente.

Preferiblemente, la máquina está adaptada para cambiar de modo sin interrupciones entre el modo de bomba de calor y el modo de motor y en donde la salida rotacional del modo de motor es en el mismo sentido que la entrada rotacional del modo de bomba de calor. Más preferiblemente, la máquina puede cambiar de modo sin interrupciones entre el modo de bomba de calor y el modo de motor sin necesidad de detenerse y/o sin necesidad de ser desmontada y montada de nuevo.

En una disposición, las válvulas pueden estar dispuestas para ser controladas, cuando sea necesario, de tal modo que pase menos del volumen total de fluido de trabajo a través de uno o ambos intercambiadores de calor. Por ejemplo, las válvulas pueden controlarse para que el flujo del fluido de trabajo que pasa a través de los intercambiadores de calor varíe a lo largo del tiempo y/o para que una proporción del fluido de trabajo fluya a través del conducto de bypass respectivo. Las aberturas de flujo de las válvulas pueden variar entre un máximo físico y cualquier área reducida o flujo cero en un estado cerrado de la válvula. Un suceso de apertura de válvula puede ser corto con respecto al flujo de fluido de trabajo a través del intercambiador de calor, o la válvula puede permanecer abierta durante toda la duración del flujo. Se puede usar una combinación del control de la abertura del flujo y el control de la duración de la apertura de la válvula para transferir cantidades suficientes de calor hacia o desde cualquier intercambiador de calor para hacer coincidir la velocidad de y la demanda de carga en la máquina. Puede haber más de un suceso de válvula por suceso de intercambio de fluido de trabajo. En este caso, la abertura del flujo se puede variar de acuerdo con un patrón y frecuencia específicos, p. ej. modulación de anchura de pulso. La válvula en el último ejemplo puede ser una válvula de disco y puede representar tanto una de las válvulas principales (esto es, primera, segunda y, si corresponde, tercera y cuarta válvulas) o ser adicional a, y estar en serie o en paralelo con las válvulas principales. Además, se puede lograr una transferencia reducida de calor a través de uno o ambos intercambiadores de calor permitiendo un flujo limitado del fluido de trabajo a través de los conductos de

- bypass limitando la abertura de flujo de las válvulas respectivas en los respectivos conductos de bypass, mientras se mantienen las aberturas de flujo de las válvulas de los intercambiadores de calor completamente abiertas. En otro ejemplo, las válvulas en línea con los intercambiadores de calor se pueden controlar para que se abran solo durante una cierta proporción del tiempo del ciclo (p. ej. el 80%) de tal modo que el fluido de trabajo sea forzado a lo largo de los respectivos conductos de bypass durante el tiempo restante (p. ej. el 20%). Preferiblemente, las válvulas en los conductos de bypass se controlan de tal modo que el funcionamiento de las válvulas sea simpático con el flujo requerido del fluido de trabajo a través de los intercambiadores de calor y no cause pérdidas de flujo innecesarias.
- Preferiblemente, la máquina incorpora un circuito de control que incorpora uno o más sensores dispuestos dentro de la máquina para obtener información sobre los parámetros de funcionamiento de la máquina, y el mecanismo de control para controlar las válvulas está dispuesto en comunicación con el circuito de control. Ejemplos de los sensores incluyen, pero no se limitan a, sensores de velocidad de giro del eje, de desplazamiento lineal, de presión del fluido, de temperatura del fluido y de temperatura del material de la máquina. El mecanismo de control es preferiblemente un sistema electrónico de control por ordenador. En aplicaciones particulares se puede utilizar un mecanismo de control alternativo tal como un regulador mecánico.
- Según un segundo aspecto de la invención, se proporciona un método para hacer funcionar una máquina termodinámica como un motor y/o como una bomba de calor de tipo ciclo Stirling, comprendiendo el método las etapas de:
- proporcionar una máquina termodinámica que puede funcionar como un motor térmico y/o como una bomba de calor, comprendiendo la máquina termodinámica
 - un cilindro de expansión que define una cámara de expansión, un cilindro de compresión que define una cámara de compresión y pistones respectivos movibles de forma alternativa en las cámaras durante el funcionamiento de la máquina; caracterizada por
 - un regenerador dispuesto entre y en comunicación con las cámaras de expansión y compresión, en donde el regenerador comprende una cámara del regenerador, que comprende además un medio de almacenamiento térmico, y en donde la máquina termodinámica está dispuesta de tal manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dicha cámara del regenerador dos veces, una en una primera dirección y otra en una segunda dirección contraria durante un único ciclo de la máquina termodinámica; y en donde dicha cámara del regenerador está adaptada para almacenar calor de manera intermitente de un fluido de trabajo relativamente caliente en dicho medio de almacenamiento térmico cuando el fluido de trabajo relativamente caliente contacta con dicho medio de almacenamiento térmico según pasa a través de dicha cámara del regenerador en dicha primera dirección, y dicha cámara del regenerador está adaptada para transferir calor de manera intermitente desde dicho medio de almacenamiento térmico a un fluido de trabajo relativamente frío cuando el fluido de trabajo relativamente frío contacta con dicho medio de almacenamiento térmico según pasa a través de dicha cámara del regenerador en dicha segunda dirección contraria;
 - un primer intercambiador de calor en comunicación con la cámara de expansión y dicha cámara del regenerador y un segundo intercambiador de calor en comunicación con la cámara de compresión y dicha cámara del regenerador;
 - un primer conducto de bypass que conecta la cámara de expansión con dicha cámara del regenerador sin pasar por el primer intercambiador de calor y un segundo conducto de bypass que conecta la cámara de compresión con dicha cámara del regenerador sin pasar por el segundo intercambiador de calor; en donde la máquina comprende al menos un par de válvulas;
 - estando dispuesta una válvula entre la cámara de expansión y el primer intercambiador de calor o entre el primer intercambiador de calor y dicha cámara del regenerador o en el primer conducto de bypass entre la cámara de expansión y dicha cámara del regenerador;
 - y estando dispuesta la otra válvula entre la cámara de compresión y el segundo intercambiador de calor o entre el segundo intercambiador de calor y dicha cámara del regenerador o en el segundo conducto de bypass entre la cámara de compresión y dicha cámara del regenerador; y
 - sincronizar al menos una de las válvulas de tal manera que el flujo del fluido de trabajo se controle a través de la válvula o de cada válvula a lo largo del tiempo al menos una vez durante cada ciclo de la máquina termodinámica, para dirigir el fluido de trabajo de la máquina entre dicha cámara del regenerador y las cámaras de expansión y compresión ya sea sustancialmente a través del conducto de bypass respectivo o sustancialmente a través del intercambiador de calor respectivo en etapas predeterminadas del ciclo de la máquina.

Preferiblemente, la etapa b) se lleva a cabo utilizando un mecanismo de control. Preferiblemente, la máquina está de acuerdo con el primer aspecto de la invención.

Preferiblemente, el método comprende además la etapa de accionar activamente la válvula o cada válvula, esto es, aplicar una fuerza externa para abrir o cerrar la válvula o cada válvula.

5 Preferiblemente, el método comprende la etapa de ajustar en tiempo real la sincronización de la válvula o de cada válvula de acuerdo con las condiciones reales de funcionamiento, optimizando de este modo aún más la eficiencia de la máquina y la salida de potencia.

10 Preferiblemente, el método comprende la etapa de hacer funcionar la máquina en uno o cada uno de entre un modo de motor térmico en el que la entrada térmica se convierte en trabajo mecánico o un modo de bomba de calor en el que el trabajo mecánico se convierte en salida térmica. Más preferiblemente, hacer funcionar la máquina en el modo de bomba de calor comprende proporcionar una salida térmica positiva, esto es, hacer funcionar la máquina como un calentador, o una salida térmica negativa, esto es, hacer funcionar la máquina de manera que funcione como un enfriador o refrigerador.

15 Preferiblemente, el método comprende la etapa de sincronizar la válvula o cada válvula en consecuencia en el modo de motor térmico o en el modo de bomba de calor, en donde la sincronización de válvulas en el modo de motor térmico puede diferir de la sincronización de válvulas en el modo de bomba de calor. Preferiblemente, el método comprende ajustar la sincronización de la válvula o de cada válvula, dependiendo del modo en que la máquina esté funcionando.

En una disposición, el método comprende, proporcionar una válvula entre la cámara de expansión y el regenerador en el primer intercambiador de calor y proporcionar la otra válvula entre la cámara de compresión y el regenerador en el segundo intercambiador de calor.

20 Preferiblemente, la etapa de sincronizar las válvulas en el modo de motor térmico comprende cerrar sustancialmente la válvula en el segundo intercambiador de calor durante una carrera de compresión del pistón en el cilindro de compresión para dirigir el fluido de trabajo al regenerador sustancialmente a través del segundo conducto de bypass evitando sustancialmente el segundo intercambiador de calor. Más preferiblemente, la etapa de sincronizar las válvulas en el modo de motor térmico comprende cerrar sustancialmente la válvula en el primer intercambiador de calor durante una carrera hacia atrás del pistón en el cilindro de expansión (esto es, cuando el pistón se está moviendo hacia atrás después de una carrera de expansión), para dirigir el fluido de trabajo al regenerador sustancialmente a través del primer conducto de bypass evitando sustancialmente el primer intercambiador de calor.

30 Preferiblemente, la etapa de sincronizar las válvulas en el modo de bomba de calor (esté la máquina funcionando como un calentador o como un refrigerador) comprende sustancialmente abrir la válvula en el segundo intercambiador de calor durante una carrera de compresión del pistón en el cilindro de compresión y, preferiblemente, cerrar sustancialmente la válvula en el primer intercambiador de calor para dirigir el fluido de trabajo al regenerador a través del segundo intercambiador de calor, rechazando de este modo el calor ganado durante la compresión a través del segundo intercambiador de calor. Más preferiblemente, la etapa de sincronizar las válvulas en el modo de bomba de calor (esté la máquina funcionando como un calentador o como un refrigerador) comprende sustancialmente abrir la válvula del primer intercambiador de calor durante una carrera de expansión del pistón en el cilindro de expansión y, preferiblemente, cerrar sustancialmente la válvula en el segundo intercambiador de calor para hacer que el calor se transfiera desde el entorno del primer intercambiador de calor a la cámara de expansión.

Preferiblemente, el método comprende la etapa de proporcionar a la máquina cuatro válvulas en donde

40 una primera válvula está dispuesta entre la cámara de expansión y el primer intercambiador de calor o entre el primer intercambiador de calor y el regenerador y una segunda válvula está dispuesta en el primer conducto de bypass entre la cámara de expansión y el regenerador;

45 una tercera válvula está dispuesta entre la cámara de compresión y el segundo intercambiador de calor o entre el segundo intercambiador de calor y el regenerador, y una cuarta válvula está dispuesta en el segundo conducto de bypass entre la cámara de compresión y el regenerador; y

en donde al menos una de las válvulas primera, segunda, tercera y cuarta es controlable.

Preferiblemente, el método comprende sincronizar las cuatro válvulas.

50 Preferiblemente, la etapa de sincronizar las válvulas en el modo de motor térmico comprende cerrar sustancialmente la tercera válvula y abrir sustancialmente la cuarta válvula durante una carrera de compresión del pistón en el cilindro de compresión para dirigir el fluido de trabajo al regenerador sustancialmente a través del segundo conducto de bypass evitando sustancialmente el segundo intercambiador de calor. Preferiblemente, el método comprende además la etapa de simultáneamente abrir sustancialmente la primera válvula y cerrar sustancialmente la segunda válvula, para que al salir del regenerador, el fluido de trabajo se dirija a la cámara de expansión sustancialmente a través del primer intercambiador de calor, evitando sustancialmente el primer conducto de bypass, por lo que el fluido de trabajo se calienta aún más para proporcionar al fluido de trabajo energía suficiente para efectuar una carrera de expansión en el cilindro de expansión.

Más preferiblemente, la etapa de sincronizar las válvulas en el modo de motor térmico comprende cerrar sustancialmente la primera válvula y abrir sustancialmente la segunda válvula durante una carrera hacia atrás del pistón en el cilindro de expansión para dirigir el fluido de trabajo al regenerador sustancialmente a través del primer conducto de bypass evitando sustancialmente el primer intercambiador de calor. Preferiblemente, el método comprende además la etapa de simultáneamente abrir sustancialmente la tercera válvula y cerrar sustancialmente la cuarta válvula, por lo que al salir del regenerador, el fluido de trabajo se dirige a la cámara de compresión sustancialmente a través del segundo intercambiador de calor, esto es, el enfriador, evitando sustancialmente el segundo conducto de bypass, por lo que el fluido de trabajo se enfría más a medida que pasa a través del segundo intercambiador de calor, de tal modo que el fluido de trabajo todavía tiene suficiente energía para mover el pistón en el cilindro de compresión pero se ha enfriado lo suficiente como para reducir el trabajo requerido para comprimir subsiguientemente el fluido de trabajo en la compresión.

Preferiblemente, el método comprende la etapa de accionar el elemento de salida-entrada externamente en el modo de bomba de calor de la máquina (esté funcionando como un calentador o como un refrigerador) para proporcionar una entrada mecánica para accionar los pistones de los cilindros. Más preferiblemente, en el modo de bomba de calor, el método comprende la etapa de comenzar el proceso de expansión siendo la temperatura del fluido de trabajo inferior a la del proceso de compresión, por lo que la temperatura del fluido de trabajo se reduce aún más con la expansión. Preferiblemente, la etapa de sincronizar las válvulas en el modo de bomba de calor comprende abrir sustancialmente la tercera válvula y cerrar sustancialmente la cuarta válvula durante una carrera de compresión del pistón en el cilindro de compresión por lo que el fluido de trabajo se dirige al regenerador sustancialmente a través del segundo intercambiador de calor, evitando sustancialmente el segundo conducto de bypass, por lo que el calor ganado por el fluido de trabajo durante la compresión se disipa al ambiente a través del segundo intercambiador de calor. En el modo de calentador, el espacio en torno al segundo intercambiador de calor es el espacio a ser calentado por el calor expulsado por el segundo intercambiador de calor, mientras que en el modo de refrigerador, el espacio en torno al segundo intercambiador de calor es donde se elimina el exceso de calor producido durante el ciclo. Preferiblemente, el método comprende además la etapa de simultáneamente cerrar sustancialmente la primera válvula y abrir sustancialmente la segunda válvula, por lo que al salir del regenerador, el fluido de trabajo se dirige a la cámara de expansión sustancialmente a través del primer conducto de bypass evitando sustancialmente el primer intercambiador de calor.

Más preferiblemente, la etapa de sincronizar las válvulas en el modo de bomba de calor de la máquina (esté funcionando como un calentador o como un refrigerador) comprende sustancialmente abrir la primera válvula y cerrar sustancialmente la segunda válvula durante la carrera de expansión en el cilindro de expansión, por lo que el fluido de trabajo se dirige al cilindro de expansión desde el regenerador sustancialmente a través del primer intercambiador de calor, evitando sustancialmente el primer conducto de bypass, por lo que, a medida que la presión cae durante la carrera de expansión, el fluido de trabajo que ya se ha enfriado en el regenerador se enfría aún más. Como la temperatura en la cámara de expansión se vuelve más baja que la del espacio externo en torno al primer intercambiador de calor, se extrae calor del espacio externo en torno al primer intercambiador de calor para calentar el fluido de trabajo. En el modo de calentador, el espacio en torno al primer intercambiador de calor se utiliza como fuente de calor, mientras que en el modo de refrigerador, el espacio en torno al primer intercambiador de calor es el espacio a enfriar. Preferiblemente, el método comprende además la etapa de simultáneamente cerrar sustancialmente la tercera válvula y abrir sustancialmente la cuarta válvula.

Más preferiblemente, la etapa de sincronizar las válvulas en el modo de bomba de calor de la máquina (esté funcionando como un calentador o un refrigerador) comprende mantener la primera válvula sustancialmente abierta y la segunda válvula sustancialmente cerrada durante una carrera hacia atrás del pistón en el cilindro de expansión, por lo que el fluido de trabajo se dirige al regenerador sustancialmente a través del primer intercambiador de calor evitando sustancialmente el primer conducto de bypass, por lo que el fluido de trabajo se mueve al regenerador y es calentado en el regenerador utilizando el calor retenido durante la etapa anterior. Preferiblemente, el método comprende además la etapa de mantener simultáneamente la tercera válvula sustancialmente cerrada y la cuarta válvula sustancialmente abierta, por lo que al salir del regenerador, el fluido de trabajo se dirige sustancialmente a la cámara de compresión a través del segundo conducto de bypass evitando sustancialmente el segundo intercambiador de calor, por lo que una carrera hacia delante (esto es, de expansión) en el cilindro de compresión comienza a temperatura elevada para obtener el nivel de calor requerido durante la compresión subsiguiente para su expulsión subsiguiente a través del segundo intercambiador de calor. Durante la carrera hacia fuera en el cilindro de compresión, el fluido de trabajo continúa recibiendo calor del regenerador.

El método puede comprender proporcionar válvulas adicionales entre el regenerador y una o cada una de las cámaras de expansión y compresión.

Preferiblemente, la etapa de sincronización de las válvulas puede ser la misma en el modo de calentador y en el de refrigerador o la sincronización de las válvulas puede reconfigurarse entre el modo de calentador y el modo de refrigerador. Más preferiblemente, el método comprende la etapa de comenzar el proceso de compresión estando el fluido de trabajo a temperatura ambiente cuando funciona en el modo de refrigerador. Más preferiblemente, el método comprende la etapa de comenzar el proceso de expansión a temperatura ambiente en el modo de calentador para que el calor se expulse en el espacio en torno al cilindro de compresión a temperatura elevada.

Típicamente, dicha al menos una válvula controlable es capaz de ajustarse infinitamente de tal modo que se pueda controlar entre cualquiera de, y todas, las siguientes configuraciones:

- 5 i) completamente cerrada de tal modo que no pueda pasar fluido de trabajo a través de la misma;
- ii) completamente abierta de tal modo que el fluido de trabajo pueda pasar a través de la misma sustancialmente sin restricciones; y
- iii) cualquier posición entre completamente abierta y completamente cerrada de tal modo que
- 10 la válvula comprenda una abertura que tenga un área a través de la cual el fluido de trabajo sea capaz de fluir;
- y en donde el área de la abertura y/o la fase y/o sincronización del movimiento entre las posiciones i), ii) y/o iii) es infinitamente ajustable entre las posiciones completamente abierta y completamente cerrada.

Típicamente, dicha al menos una válvula controlable es capaz de ajustarse infinitamente en cualquier momento en términos de fase dentro del ciclo de la máquina termodinámica y/o en términos de las etapas de funcionamiento de la máquina termodinámica.

- 15 Típicamente, dicha al menos una válvula controlable es capaz de ajustarse infinitamente en cualquier momento en términos de la duración del tiempo en que la válvula permanecerá en cualquiera de las configuraciones i), ii) o iii).

Preferiblemente, la cámara del regenerador comprende una única cámara de tal manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dicha cámara única del regenerador dos veces durante un único ciclo de la máquina termodinámica.

- 20 Más preferiblemente, la cámara del regenerador comprende una única cámara de manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dicha cámara única del regenerador una vez en una primera dirección y una vez en una segunda dirección contraria durante un único ciclo de la máquina termodinámica.

- 25 Alternativamente, la cámara del regenerador comprende dos o más cámaras conectadas en serie de tal manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dichas dos o más cámaras del regenerador dos veces durante un único ciclo de la máquina termodinámica.

La cámara del regenerador típicamente comprende un medio de almacenamiento térmico y dicha cámara está adaptada para almacenar intermitentemente calor de un fluido de trabajo relativamente caliente en dicho medio de almacenamiento térmico cuando el fluido de trabajo relativamente caliente contacta con dicho medio de almacenamiento térmico a medida que pasa a través de dicha cámara del regenerador en una primera dirección.

- 30 La cámara del regenerador típicamente comprende un medio de almacenamiento térmico y dicha cámara está adaptada para transferir intermitentemente calor de dicho medio de almacenamiento térmico a un fluido de trabajo relativamente frío cuando el fluido de trabajo relativamente frío contacta con dicho medio de almacenamiento térmico a medida que pasa a través de dicha cámara del regenerador en una segunda dirección, contraria.

- 35 Se apreciará que las características del primer y segundo aspectos de la invención pueden proporcionarse conjuntamente entre sí, cuando sea apropiado.

Descripción de realizaciones preferidas

Se describirán ahora realizaciones de la presente invención a modo de ejemplo solamente, con referencia a los dibujos adjuntos en los que:

- 40 la Figura 1a es una ilustración esquemática de fases de un ciclo pseudo-Stirling ideal en un motor Stirling de la técnica anterior;
- la Figura 1b es un gráfico de volumen/presión del ciclo pseudo-Stirling ideal del motor Stirling de la Figura 1a;
- la Figura 1c es un gráfico de temperatura/entropía del ciclo pseudo-Stirling ideal del motor Stirling de la Figura 1a;
- 45 la Figura 2a es una ilustración esquemática de fases de un ciclo pseudo-Stirling ideal en una máquina termodinámica de acuerdo con la presente invención;
- la Figura 2b es un gráfico de presión/volumen del ciclo pseudo-Stirling ideal de la máquina termodinámica de la Figura 2a;
- la Figura 2c es un gráfico de temperatura/entropía de la máquina termodinámica de ciclo pseudo-Stirling ideal de la Figura 2a;

las Figuras 3a a 3h son ilustraciones esquemáticas de fases de un ciclo pseudo-Stirling ideal en una máquina termodinámica de configuración "alfa" de tipo V de acuerdo con la presente invención;

la Figura 4a es una ilustración esquemática de fases de un ciclo pseudo-Stirling ideal en una máquina termodinámica de acuerdo con la presente invención funcionando en modo de bomba de calor;

5 la Figura 4b es un gráfico de presión/volumen del ciclo pseudo Stirling ideal de la máquina termodinámica de la Figura 4a;

la Figura 4c es un gráfico de temperatura/entropía de la máquina termodinámica de ciclo pseudo-Stirling ideal de la Figura 4a;

10 la Figura 5a es una ilustración esquemática de fases de un ciclo pseudo-Stirling ideal en una máquina termodinámica de acuerdo con la presente invención funcionando en modo de refrigerador;

la Figura 5b es un gráfico de presión/volumen del ciclo pseudo-Stirling ideal de la máquina termodinámica de la Figura 5a; y

la Figura 5c es un gráfico de temperatura/entropía de la máquina termodinámica de ciclo pseudo-Stirling ideal de la Figura 5a.

15 Con referencia inicialmente a la Figura 2a, se muestra una realización ilustrada esquemáticamente de una máquina termodinámica de tipo ciclo Stirling según la presente invención, generalmente indicada por el número de referencia 1. Se apreciará que en la presente memoria se utiliza el término "máquina" para indicar una entidad física que puede funcionar, en un modo de funcionamiento, como un motor, esto es, para convertir la entrada térmica en trabajo mecánico o, en otro modo de funcionamiento, como una bomba de calor para convertir la entrada mecánica en una salida térmica, esto es, para funcionar como un calentador y/o como un refrigerador. La máquina comprende un cilindro 10 de expansión que define una cámara 5 de expansión, un cilindro 11 de compresión que define una cámara 6 de compresión y pistones respectivos 7, 8 movibles de forma alternativa en las cámaras 5, 6 durante el funcionamiento de la máquina 1. La máquina 1 comprende además un regenerador 12 dispuesto entre y en comunicación con las cámaras 5, 6 de expansión y compresión donde el regenerador 12 comprende una cámara 32 a través de la cual, en uso, sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dicha única cámara 32 del regenerador una vez en una primera dirección y una vez en una segunda dirección contraria durante un único ciclo de la máquina 1. Como será evidente, la cámara 32 del regenerador comprende un medio de almacenamiento térmico (no mostrado) y dicho medio de almacenamiento térmico está adaptado para almacenar calor intermitentemente de un fluido de trabajo relativamente caliente cuando el fluido de trabajo relativamente caliente contacta con dicho medio de almacenamiento térmico a medida que pasa a través de dicha cámara del regenerador en una primera dirección y transfiere intermitentemente dicho calor a un fluido de trabajo relativamente frío cuando el fluido de trabajo relativamente frío contacta con dicho medio de almacenamiento térmico a medida que pasa a través de dicha cámara 32 del regenerador en una segunda dirección, contraria.

35 La máquina 1 es, por tanto, de tipo ciclo Stirling y comprende un motor térmico regenerativo de ciclo cerrado con un fluido de trabajo permanentemente gaseoso debido a que el fluido de trabajo está permanentemente contenido dentro de la máquina 1 y el volumen del fluido de trabajo se mezcla como un único volumen (que es un volumen variable que depende de la etapa de la máquina a través de su ciclo) y no se divide en dos o más volúmenes separados que tengan circuitos de flujo de fluido de trabajo separados que no puedan mezclarse como las máquinas de tipo ciclo no Stirling.

40 Se proporciona un primer intercambiador 13 de calor adyacente a la cámara 5 de expansión en comunicación de fluido con la cámara 5 de expansión y el regenerador 12. Se proporciona un segundo intercambiador 14 de calor adyacente a la cámara 6 de compresión en comunicación de fluido con la cámara 6 de compresión y el regenerador 12. Un primer conducto 15 de bypass pone en conexión de fluido la cámara 5 de expansión con el regenerador 12 sin pasar por el primer intercambiador 13 de calor. Un segundo conducto 16 de bypass pone en conexión de fluido la cámara 6 de compresión con el regenerador 12 sin pasar por el segundo intercambiador 14 de calor. Una primera válvula controlable 18 está dispuesta entre la cámara 5 de expansión y el primer intercambiador 13 de calor y una segunda válvula controlable 20 está dispuesta en el conducto 15 de bypass entre la cámara 5 de expansión y el regenerador 12. Una tercera válvula controlable 22 está dispuesta entre la cámara 6 de compresión y el segundo intercambiador 14 de calor y una cuarta válvula controlable 24 está dispuesta en el segundo conducto 16 de bypass entre la cámara 6 de compresión y el regenerador 12. Aunque no se muestra en los dibujos, está dispuesto un mecanismo de control que comprende un módulo de control electrónico programable basado en microprocesador y está configurado para sincronizar la apertura y cierre de cada una de las válvulas 18, 20, 22, 24, esto es, para controlar el flujo a través de las válvulas 18, 20, 22, 24 a lo largo del tiempo, para dirigir el fluido de trabajo (gas, p. ej. helio o aire) de la máquina 1 entre el regenerador 12 y los cilindros 10, 11 de expansión y compresión ya sea sustancialmente a través de los conductos 15, 16 de bypass respectivos o sustancialmente a través de los intercambiadores 13, 14 de calor respectivos en etapas predeterminadas del ciclo de la máquina, como se describirá con más detalle a continuación.

Además, debe observarse que podrían incluirse válvulas adicionales (no mostradas en los dibujos). Por ejemplo, una

- válvula adicional puede estar dispuesta entre el primer intercambiador de calor y el regenerador y/o entre el segundo intercambiador de calor y el regenerador. Una válvula adicional más puede estar dispuesta en uno o cada uno de entre el primer conducto 15 de bypass y el segundo conducto 16 de bypass, preferiblemente, más cerca del extremo del regenerador del conducto 15, 16 de bypass pertinente. Opcionalmente, aunque no se muestra en los dibujos,
- 5 puede estar dispuesto un intercambiador de calor adicional para complementar uno o cada uno de los intercambiadores 13, 14 de calor primero y segundo para aumentar la diferencia entre las temperaturas del fluido de trabajo en las cámaras 5, 6 de expansión y compresión y de este modo aumentar la potencia de la máquina 1. El o cada intercambiador de calor adicional puede estar dispuesto para utilizar calor o frío, según corresponda, de otra fuente (p. ej. de calor residual o de un criogenerador) diferente de la fuente del intercambiador 13, 14 de calor
- 10 primero o segundo respectivo. El o cada intercambiador de calor adicional puede controlarse por separado del intercambiador 13, 14 de calor primero o segundo respectivo, esto es, el intercambiador de calor adicional se puede encender/apagar independientemente del intercambiador 13, 14 de calor primero o segundo respectivo. El o cada intercambiador de calor adicional puede permanecer apagado pero puede encenderse, por ejemplo, cuando una fuente de energía residual esté disponible con el fin de aumentar la potencia de la máquina 1.
- 15 Se apreciará que, aunque la realización específica actualmente descrita de la máquina incluye cuatro válvulas, dos válvulas, una dispuesta entre la cámara de expansión y el primer intercambiador de calor o entre el primer intercambiador de calor y el regenerador o en el primer conducto de bypass entre la cámara de expansión y el regenerador; y la otra dispuesta entre la cámara de compresión y el segundo intercambiador de calor o entre el
- 20 segundo intercambiador de calor y el regenerador o en el segundo conducto de bypass entre la cámara de compresión y el regenerador, son suficientes para implementar la invención, como entenderán fácilmente los expertos en la técnica.
- Como es típico en las máquinas Stirling, el primer intercambiador 13 de calor funciona como un calentador (y se hará referencia a él como tal a continuación), esto es, está configurado para transferir calor desde el exterior del cilindro 10 de expansión al fluido de trabajo en la cámara 5 de expansión, mientras que el segundo intercambiador
- 25 14 de calor funciona como un enfriador (y se hará referencia a él como tal a continuación), esto es, está configurado para transferir calor del fluido de trabajo en la cámara 6 de compresión al ambiente exterior del cilindro 11 de compresión. Los pistones 7, 8 de los cilindros 10, 11 están conectados a un elemento común de salida-entrada, tal como un cigüeñal 30 mostrado en las Figuras 3a a 3h.
- Las válvulas 18, 20, 22, 24 son válvulas accionadas activamente, esto es, del tipo que requiere que se aplique una
- 30 fuerza externa para abrir o cerrar las válvulas 18, 20, 22, 24, en lugar de ser pasivas, esto es, accionadas por la energía del fluido de trabajo de la máquina. En las realizaciones actualmente descritas, las válvulas 18, 20, 22, 24 son válvulas rotativas accionadas por un accionamiento mecánico o electromecánico (no mostrado) pero se podrían utilizar otros tipos de válvulas adecuadas en lugar de válvulas rotativas, tales como, por ejemplo, válvulas de asiento.
- 35 El mecanismo de control de la máquina 1 está adaptado para ajustar en tiempo real la sincronización de las válvulas 18, 20, 22, 24 de acuerdo con las condiciones reales de funcionamiento, optimizando de este modo aún más la eficiencia de la máquina y la salida de potencia y, en la práctica, al menos una de las válvulas 18, 20, 22, 24 y más preferiblemente todas las válvulas 18, 20, 22, 24 se controlarán al menos una vez, e incluso más preferiblemente más de una vez, durante cada ciclo de la máquina 1. Además, las válvulas 18, 20, 22, 24 pueden ajustarse
- 40 infinitamente de tal modo que pueden controlarse entre cualquiera de y todas las siguientes configuraciones:
- i) completamente cerrada de tal modo que no pueda pasar fluido de trabajo a través de la misma;
 - ii) completamente abierta de tal modo que el fluido de trabajo pueda pasar a través de la misma sustancialmente sin restricciones; y
 - 45 iii) cualquier posición entre completamente abierta y completamente cerrada de tal modo que la válvula comprenda una abertura (no mostrada) que tenga un área (que es menor que el área de la configuración completamente abierta) a través de la cual el fluido de trabajo sea capaz de fluir;
- y el área de la abertura (no mostrada) y/o la fase y/o la sincronización del movimiento entre las posiciones i), ii) y/o iii) es infinitamente ajustable entre las posiciones completamente abierta y completamente cerrada.
- 50 Como se describirá a continuación con más detalle, la máquina 1 puede funcionar en un modo de motor térmico, en el que la entrada térmica del calentador 13 se convierte en trabajo mecánico o en un modo de bomba de calor, en el que el trabajo mecánico del cigüeñal 30 se convierte en salida térmica, esto es, calentar o enfriar el ambiente. En el modo de bomba de calor, la máquina 1 puede funcionar como un calentador, esto es, usar el calor rechazado por el enfriador 14 para calentar el espacio circundante, o como un enfriador o refrigerador, esto es, para quitar calor del
- 55 espacio a través del calentador 13. El mecanismo de control está configurado para sincronizar las válvulas 18, 20, 22, 24 en consecuencia en el modo de motor térmico y el modo de bomba de calor ya que la sincronización de válvulas en el modo de motor térmico difiere de la sincronización de válvulas en el modo de bomba de calor. Dependiendo del modo en que la máquina 1 está funcionando, el mecanismo de control ajusta la sincronización de

las válvulas 18, 20, 22, 24 en consecuencia.

Las descripciones típicas de los libros de texto del ciclo Stirling se basan en condiciones altamente idealizadas que guardan pocas semejanzas con el funcionamiento real de una máquina Stirling. En particular, se asume que los procesos de expansión y compresión se producen de manera isotérmica, una situación que es muy poco probable que exista en la práctica debido al espesor de las paredes de los cilindros de expansión y compresión y al tiempo limitado disponible para la transferencia de calor entre los cilindros y los intercambiadores de calor a velocidades realistas de la máquina. Para fines prácticos, es más apropiado asumir lo siguiente:

1. Los cilindros de compresión y expansión son adiabáticos, esto es, no se produce transferencia de calor entre los cilindros y los intercambiadores de calor respectivos. Como resultado, la temperatura del fluido de trabajo en los cilindros de compresión y expansión varía con el tiempo durante las carreras de los pistones, esto es, se eleva durante la compresión y cae durante la expansión.
2. Se proporcionan intercambiadores de calor de temperatura constante adyacentes a los cilindros de compresión y expansión.
3. El regenerador es imperfecto, esto es, libera menos calor del que absorbe. Si el regenerador funcionara en condiciones ideales, la temperatura de salida de la ráfaga caliente estaría a la temperatura de entrada de la ráfaga fría. El regenerador, debido a limitaciones de diseño y materiales, no puede absorber el calor total del proceso de transferencia a volumen constante, de alta a baja temperatura y, por tanto, no puede proporcionar el calor total necesario para el proceso de transferencia a volumen constante subsiguiente, de baja a alta temperatura.
4. Se asume que las carreras de los pistones están altamente idealizadas para simplificar la descripción del ciclo.

El ciclo que se produce bajo las condiciones asumidas descritas anteriormente se suele denominar ciclo pseudo-Stirling ideal. El ciclo pseudo-Stirling ideal que se produce en una máquina Stirling de la técnica anterior que funciona en modo de motor térmico se ilustra en las Figuras 1a a 1c y consiste en los siguientes procesos. Durante el proceso 1 a 2, el fluido de trabajo, típicamente gas, se comprime en un cilindro 101 de compresión de una máquina Stirling 100 de la técnica anterior. Dado que se asume que el cilindro 101 de compresión es adiabático, la temperatura del fluido de trabajo sube durante la compresión. Durante el proceso 2-3, tras la compresión al estado 2 y el calentamiento, el fluido de trabajo es enfriado luego al estado 2' (Figuras 1b y 1c) por un enfriador 110 del cilindro 101 de compresión antes de ser pasado a un regenerador 120 donde el fluido de trabajo se calienta de nuevo desde el estado 2' al 2' a volumen constante usando calor retenido durante el paso anterior. Este proceso es contraproducente e ineficiente. Después de la regeneración, el calor adicional requerido para alcanzar el estado 3 es suministrado por el calentador 130 de un cilindro 140 de expansión de la máquina 100. Durante el proceso 3 a 4, el fluido de trabajo se expande y se enfría de manera adiabática en el cilindro 140 de expansión, produciendo trabajo mecánico. Durante el proceso 4-1, a medida que el fluido de trabajo enfriado se mueve hacia el regenerador 120 para entregar el calor al regenerador 120, el fluido de trabajo es calentado por el calentador 130 al estado 4' antes de pasar a través del regenerador 120. Este proceso también es contraproducente ya que todo este calor adicional no será captado y almacenado en el regenerador 120 durante el paso del fluido de trabajo a través del regenerador 120. El fluido de trabajo entonces se enfría, a volumen constante, durante el proceso de regeneración entre los estados 4' y 1 dando su calor al regenerador 120 que almacena la energía para su uso en el siguiente ciclo. Después de la regeneración, el fluido de trabajo es enfriado aún más por el enfriador 110 para alcanzar el estado 1 para que el ciclo se pueda repetir.

El ciclo pseudo-Stirling ideal que se produce en una máquina termodinámica 1 de la presente invención que funciona en modo de motor térmico se ilustra en las Figuras 2a a 2c y consiste en los siguientes procesos. Durante el proceso 1-2, el fluido de trabajo se comprime en el cilindro 11 de compresión y se calienta de manera adiabática. El mecanismo de control sincroniza las válvulas 22, 24 para que durante una carrera de compresión del pistón 8 en el cilindro 11 de compresión, la tercera válvula 22 esté sustancialmente cerrada mientras que la cuarta válvula 24 está sustancialmente abierta, para que el fluido de trabajo se dirija al regenerador 12 sustancialmente a través del segundo conducto 16 de bypass, evitando así sustancialmente el enfriador 14. Durante el proceso 2-3, el fluido de trabajo es calentado del estado 2 al 2', a volumen constante, por el regenerador 12 usando calor recuperado al final del ciclo anterior. Tras la regeneración, el calor adicional requerido para alcanzar el estado 3 es suministrado por el calentador 13. Al mismo tiempo, la primera válvula 18 está sustancialmente abierta y la segunda válvula 20 está sustancialmente cerrada, para que al salir del regenerador 12, el fluido de trabajo se dirija a la cámara 5 de expansión sustancialmente a través del calentador 13, porque se impide que pase a través del primer conducto de bypass mediante la segunda válvula 20, cerrada. A medida que el fluido de trabajo pasa a través del calentador 13, se calienta aún más para alcanzar el estado 3 para proporcionar al fluido de trabajo la energía suficiente para efectuar una carrera de expansión en el cilindro 10 de expansión. Durante el proceso 3-4, el fluido de trabajo calentado se expande en la cámara 5 de expansión, haciendo que el pistón 7 se mueva hacia fuera en la carrera de expansión, produciendo así trabajo mecánico útil. Durante la carrera de expansión, el fluido de trabajo se expande y se enfría de manera adiabática a medida que su energía se convierte en trabajo mecánico. Durante el proceso 4-1, siguiendo a la expansión al estado 4 en el cilindro 10 de expansión, el fluido de trabajo se mueve hacia el

regenerador 12 durante una carrera hacia atrás, o de compresión del pistón 7 que es accionada por el momento del elemento de salida-entrada (p. ej. el conjunto volante/cigüeñal). El mecanismo de control sincroniza las válvulas 18, 20 para que durante la carrera hacia atrás del pistón 7 en el cilindro 10 de expansión, la primera válvula 18 esté sustancialmente cerrada mientras que la segunda válvula 20 está sustancialmente abierta. Así el fluido de trabajo se dirige al regenerador 12 sustancialmente a través del primer conducto 15 de bypass, evitando sustancialmente el calentador 13. En el regenerador 12, el calor del fluido de trabajo se retiene en el regenerador 12 a volumen constante y se almacena para su uso en el siguiente ciclo. Al mismo tiempo, la tercera válvula 22 está sustancialmente abierta y la cuarta válvula 24 está sustancialmente cerrada, para que al salir del regenerador 12, el fluido de trabajo se dirija a la cámara 6 de compresión sustancialmente a través del enfriador 14, porque se impide que pase a lo largo del segundo conducto 16 de bypass mediante la cuarta válvula 24, cerrada. A medida que el fluido de trabajo pasa a través del enfriador 14, el fluido de trabajo se enfría aún más de tal manera que el fluido de trabajo tenga aún suficiente energía para mover el pistón 8 en el cilindro 11 de compresión pero esté lo suficientemente enfriado como para reducir el trabajo requerido para comprimir subsiguientemente el fluido de trabajo el cilindro 11 de compresión. En la cámara 6 de compresión, el fluido de trabajo hace que el pistón 8 se mueva hacia fuera en la carrera hacia fuera. Durante la carrera de expansión en el cilindro 11 de compresión, el fluido de trabajo se enfría aún más para alcanzar el estado 1 a medida que su energía se convierte en trabajo mecánico. Después de la carrera hacia fuera en el cilindro 11 de compresión, el ciclo comienza de nuevo.

Las Figuras 3a a 3h muestran un ejemplo de una implementación práctica de la invención en la forma de una máquina termodinámica 111 de configuración "alfa" de tipo V e ilustran etapas de un ciclo pseudo-Stirling ideal que se produce en la máquina 111 cuando funciona en modo de motor térmico. Sin embargo, debe observarse que la presente invención puede implementarse igualmente en cualquier máquina termodinámica de tipo Stirling, incluyendo, pero sin limitarse a, configuraciones "alfa", "beta" y "gamma". Además, se pueden combinar múltiples máquinas termodinámicas de tipo Stirling, incluyendo combinaciones de máquinas termodinámicas de diferentes configuraciones para formar una máquina termodinámica de la presente invención. Además, la máquina termodinámica de la presente invención puede incluir múltiples cámaras 5, 6 de expansión y compresión. Los componentes de la máquina 111 comunes con la máquina 1 ilustrada esquemáticamente de la Figura 2a se indican usando números de referencia comunes. En esta configuración, los pistones 7, 8 de los cilindros 10, 11 están conectados a un cigüeñal común 30 por los extremos exteriores 115 de los cilindros 10, 11, mientras que el calentador 13, el regenerador 12 y el enfriador 14 junto con los conductos 15 de bypass conectan los extremos interiores 117 de los cilindros 10, 11 formando de este modo un bucle triangular cerrado. Los extremos exteriores 115 de los cilindros 10, 11 junto con las partes salientes de los pistones 7, 8 conectadas al cigüeñal 30 están alojados en un cárter 50, que puede estar presurizado para minimizar fugas del fluido de trabajo. Las etapas del ciclo de la máquina 111 mostradas en las Figuras 3a a 3h son esencialmente las mismas que en el ciclo de la máquina 1 ilustrado en las Figuras 2a a 2c. Específicamente, las Figuras 3g, 3h y 3a corresponden al proceso 1-2 de compresión de las Figuras 2a a 2c. La Figura 3b corresponde al proceso 2-3 de regeneración. Las Figuras 3c, 3d y 3e corresponden al proceso 3-4 de expansión, y la Figura 3f corresponde al proceso 4-1 de regeneración de las Figuras 2a a 2c.

Las válvulas 18, 20, 22, 24 accionadas activamente proporcionan un accionamiento controlable que simplemente no es posible con válvulas pasivas. Además, la disposición de una válvula controlable en cada uno del calentador 13, el enfriador 14 y en cada conducto 15, 16 de bypass, combinada con la sincronización específica de las válvulas 18, 20, 22, 24 da como resultado un mejor aislamiento del fluido de trabajo de los intercambiadores 13, 14 de calor cuando el fluido de trabajo tiene que evitar los intercambiadores 13, 14 de calor. La disposición de las válvulas 18, 20, 22, 24 hace que el fluido de trabajo circule, en vez de oscilar de un lado a otro en la máquina 1, 111. El flujo continuo, en vez de oscilante, del fluido de trabajo a través de los intercambiadores 13, 14 de calor simplifica y optimiza el comportamiento del fluido de trabajo. En particular, la posibilidad de que partes del fluido de trabajo queden "atrapadas" en los intercambiadores 13, 14 de calor y el regenerador 12 debido a la rápida inversión del flujo se elimina casi por completo.

Las Figuras 4a a 5c ilustran el ciclo pseudo-Stirling ideal que se produce en una máquina termodinámica 1 de la presente invención funcionando en modo de bomba de calor. Las Figuras 4a a 4c ilustran un ciclo de bomba de calor, mientras que las Figuras 5a a 5c ilustran un modo de refrigerador. Las fases del ciclo y la sincronización de las válvulas 18, 20, 22, 24 son esencialmente las mismas en el modo de bomba de calor y en el modo de refrigerador, estando la diferencia en las temperaturas y presiones del fluido de trabajo durante la expansión, compresión y regeneración. También, en el modo de refrigerador, el espacio que rodea el calentador 13 es el espacio a enfriar, y el espacio en torno al enfriador 1 es donde se elimina el calor residual producido durante el ciclo, mientras que en el modo de calentador, el espacio en torno al calentador 13 se usa como fuente de calor y el espacio en torno al enfriador 14 es el espacio que debe ser calentado por el calor dispensado desde el enfriador 14. Para funcionar en el modo de bomba de calor, el cigüeñal 30 debe rotarse externamente para proporcionar trabajo mecánico para accionar los pistones 7, 8 en los cilindros 10, 11. En el modo de bomba de calor, el calentador 13 y el enfriador 14 todavía transfieren calor en la misma dirección que en el modo de motor térmico, esto es, el calentador 13 conduce calor del entorno al cilindro 10 de expansión y el enfriador 14 extrae el calor del cilindro 11 de compresión y se disipa en el entorno. Sin embargo, debido a la entrada mecánica, es posible reducir la temperatura del fluido de trabajo en el cilindro 10 de expansión por debajo de la temperatura del espacio en torno al calentador 13 bajando la presión en el cilindro 10 de expansión para que el calentador 13 comience a extraer calor del ambiente, esto es, el calentador

13 se utiliza como un enfriador o refrigerador con respecto al espacio que rodea al calentador 13. También, la entrada mecánica hace posible elevar la temperatura del fluido de trabajo en el cilindro 11 de compresión por encima de la temperatura ambiente comprimiendo el fluido de trabajo en el cilindro 11 de compresión, para que el enfriador 14 comience a expulsar calor al ambiente, el enfriador 14 funciona como un calentador con respecto al espacio que rodea el enfriador 14. Para alcanzar los gradientes de calor deseados entre el ambiente y el calentador 13 y entre el enfriador 14 y el ambiente en el modo de bomba de calor, el proceso 2-3 de expansión de las Figuras 4a a 5c comienza con la temperatura del fluido de trabajo siendo inferior a la del proceso de compresión y la temperatura del fluido de trabajo se reduce aún más con la expansión para enfriar el ambiente a través del calentador 13 y calentar el ambiente a través del enfriador 14. Cuando la máquina 1 funciona como un calentador, el proceso 2-3 de expansión comienza a temperatura ambiente para que se expulse calor en el espacio en torno al cilindro 11 de compresión a temperatura elevada. Cuando la máquina 1 funciona como un refrigerador, el proceso 1-2 de compresión comienza estando el fluido de trabajo a temperatura ambiente para que la temperatura del fluido de trabajo se pueda bajar lo suficiente durante la expansión para enfriar el espacio en torno al cilindro 10 de expansión.

El ciclo pseudo-Stirling ideal que se produce en una máquina termodinámica 1 de la presente invención que funciona en modo de bomba de calor se ilustra en las Figuras 4a a 5c y consiste en los siguientes procesos comunes tanto al modo de bomba de calor de las Figuras 4a a 4c como al modo de refrigerador de las Figuras 5a a 5c. Durante el proceso 1 a 2, cuando el pistón 8 está siendo impulsado por la rotación del cigüeñal 30, el fluido de trabajo se comprime en el cilindro 11 de compresión y se calienta adiabáticamente. A diferencia del modo de motor térmico, la compresión comienza estando el fluido de trabajo a temperatura ambiente. El mecanismo de control sincroniza las válvulas 22, 24 para que durante la carrera de compresión del pistón 8 en el cilindro 11 de compresión, la tercera válvula 22 esté sustancialmente abierta mientras que la cuarta válvula 24 está sustancialmente cerrada para que el fluido de trabajo pase a través del enfriador 14 antes de entrar en el regenerador 12 y evite el segundo conducto 16 de bypass. Dado que se asume que la compresión es adiabática, el fluido de trabajo se calienta durante la compresión por encima de la temperatura ambiente y el calor adicional se disipa en el ambiente a través del enfriador 14. Durante el proceso 2-3, se extrae más calor del fluido de trabajo en el regenerador 12 y el calor extraído se almacena en el regenerador 12 para su uso más adelante en el ciclo. Al mismo tiempo, la primera válvula 18 está sustancialmente cerrada y la segunda válvula 20 está sustancialmente abierta, para que al salir del regenerador 12, el fluido de trabajo se dirija a la cámara 5 de expansión sustancialmente a través del primer conducto 15 de bypass evitando sustancialmente el calentador 13. Durante el proceso 3-4, la rotación del cigüeñal 30 hace que el pistón 7 del cilindro 10 de expansión se mueva hacia fuera en la carrera de expansión. En este momento, la primera válvula 18 está sustancialmente abierta, mientras que la segunda válvula 20 está sustancialmente cerrada y el fluido de trabajo se dirige al cilindro 10 de expansión desde el regenerador 12 sustancialmente a través del calentador 13, esto es, evitando sustancialmente el primer conducto 15 de bypass. Durante la carrera de expansión, el fluido de trabajo que ya se ha enfriado en el regenerador 12 se enfría aún más a medida que cae la presión y dado que la temperatura en la cámara de expansión se vuelve más baja que la del espacio externo en torno al calentador 13, el calor del espacio externo es extraído a través del calentador 13 al fluido de trabajo. Preferiblemente, al mismo tiempo, la tercera válvula 22 está sustancialmente cerrada y la cuarta válvula 24 está sustancialmente abierta. Durante el proceso 4-1, esto es, durante una carrera hacia atrás del pistón 7 en el cilindro 10 de expansión, después de la expansión al estado 4 en el cilindro 10 de expansión, la primera válvula 18 permanece sustancialmente abierta mientras que la segunda válvula 20 permanece sustancialmente cerrada, por lo que el fluido de trabajo se mueve al regenerador 12 sustancialmente a través del calentador 13 evitando sustancialmente el primer conducto 15 de bypass. En el regenerador 12, el fluido de trabajo se calienta utilizando el calor retenido durante el paso previo. Al mismo tiempo, la tercera válvula 22 permanece sustancialmente cerrada y la cuarta válvula 24 permanece sustancialmente abierta para que al salir del regenerador 12, el fluido de trabajo se dirija a la cámara 6 de compresión sustancialmente a través del segundo conducto 16 de bypass evitando sustancialmente el enfriador 14. Así, la carrera hacia delante del pistón 8 en el cilindro 11 de compresión puede comenzar a temperatura elevada para obtener el nivel requerido de calor durante la compresión subsiguiente para su expulsión subsiguiente a través del enfriador 14. Durante la carrera hacia fuera en el cilindro 11 de compresión, el fluido de trabajo continúa recibiendo calor del regenerador 12. Después de la carrera hacia fuera en la cámara 6 de compresión, el fluido de trabajo ha recibido suficiente calor del regenerador 12 para alcanzar el estado 1, el ciclo comienza de nuevo.

Aunque no se muestra en los dibujos, el calentador 13 y el enfriador 14 pueden estar dispuestos en forma de intercambiadores de carcasa y tubo. Los tubos del enfriador 14 pueden estar dispuestos en contacto directo con un medio enfriador del enfriador 14.

Aunque no se ilustra en los dibujos, las válvulas 18, 20, 22, 24 pueden estar dispuestas para controlarse sincronizando adecuadamente las válvulas 18, 20, 22, 24 o controlando las aberturas de flujo de las válvulas 18, 20, 22, 24 o mediante una combinación de sincronización y control de aberturas de flujo, para regular la velocidad de rotación del cigüeñal 30 de la máquina 1, 111 y/o la salida de potencia de la máquina 1, 111, esto es, para que las válvulas 18, 20, 22, 24 actúen como un regulador en la máquina 1, 111. Las válvulas 18, 20, 22, 24 pueden controlarse para hacer coincidir la salida de potencia de la máquina 1, 111 con la carga de salida, tal como, por ejemplo, la demanda de un generador eléctrico en la máquina 1, 111. Las válvulas 18, 20, 22, 24 pueden estar dispuestas para controlarse, cuando sea necesario, de tal modo que pase menos del volumen total de fluido de trabajo a través de uno o ambos intercambiadores 13, 14 de calor. Las válvulas 18, 20, 22, 24 pueden controlarse

para que el flujo del fluido de trabajo que pasa a través de los intercambiadores 13, 14 de calor varíe con el tiempo y/o para que una proporción del fluido de trabajo fluya a través del conducto 15, 16 de bypass respectivo. Un suceso de apertura de válvula puede ser corto con respecto al flujo de fluido de trabajo a través del intercambiador 13, 14 de calor o la válvula 18, 20, 22, 24 pertinente puede permanecer abierta durante toda la duración del flujo. Se puede usar una combinación del control de aberturas de flujo y el control de la duración de la apertura de las válvulas para transferir cantidades suficientes de calor hacia o desde cualquier intercambiador 13, 14 de calor para hacer coincidir la velocidad de, y la demanda de carga en la máquina 1, 111. Puede haber más de un suceso de válvula por suceso de intercambio de fluido de trabajo. En este caso, la abertura de flujo se puede variar de acuerdo con un patrón y frecuencia específicos, p. ej. modulación de anchura de pulso. La válvula en el último ejemplo puede ser una de las válvulas principales 18, 20, 22, 24 o ser adicional y estar en serie o en paralelo a las válvulas principales 18, 20, 22, 24. Además, la transferencia de calor reducida a través de cualquier o ambos intercambiador/es 13, 14 de calor se puede lograr permitiendo un flujo limitado del fluido de trabajo a través de los conductos 15, 16 de bypass limitando la abertura de flujo de las válvulas 20, 24 respectivas en los conductos 15, 16 de bypass respectivos, mientras se mantienen las aberturas de flujo de las válvulas 18, 22 de los intercambiadores 13, 14 de calor completamente abiertas. En otra variación no mostrada en los dibujos, las válvulas 18, 22 en línea con los intercambiadores 13, 14 de calor pueden controlarse para abrirse solo durante una cierta proporción del tiempo del ciclo (p. ej. el 80%) de tal manera que el fluido de trabajo sea forzado a lo largo los respectivos conductos 15, 16 de bypass durante el tiempo restante (p. ej. el 20%). Las válvulas 20, 24 en los conductos 15, 16 de bypass también pueden controlarse de tal manera que el funcionamiento de las válvulas 20, 24 sea simpático con el flujo requerido del fluido de trabajo a través de los intercambiadores 13, 14 de calor y no cause pérdidas de flujo innecesarias.

Aunque no se muestra en los dibujos, la máquina 1, 111 incorpora un circuito de control que incorpora uno o más sensores dispuestos dentro de la máquina 1, 111 para obtener información sobre parámetros de funcionamiento de la máquina. El mecanismo de control de la máquina 1, 111 para controlar las válvulas 18, 20, 22, 24 está dispuesto en comunicación con el circuito de control. Los sensores pueden incluir, pero no están limitados a, sensores de velocidad de giro del eje, de desplazamiento lineal, de presión del fluido, de temperatura del fluido y de temperatura del material de la máquina. El mecanismo de control puede comprender un sistema electrónico de control por ordenador. Se puede usar un mecanismo de control alternativo, tal como un regulador mecánico (no mostrado) en aplicaciones particulares.

En una realización, se proporciona un dispositivo (no mostrado) de almacenamiento de calor adecuado para suministrar calor al primer intercambiador de calor para su posterior transferencia a la cámara de expansión.

El experto en la técnica se dará cuenta de que una gran ventaja de las realizaciones de la máquina de ciclo Stirling descritas en la presente memoria es que la máquina 1 está adaptada a, y por tanto es capaz de cambiar de modo sin interrupciones entre el modo de bomba de calor y el modo de motor y, al hacerlo, la salida de rotación del modo de motor en la forma del elemento común 30 de salida-entrada/cigüeñal 30 es en el mismo sentido (p. ej. en sentido contrario a las agujas del reloj como se muestra en la Figura 3a) a 3h)) que la entrada de rotación del elemento común 30 de salida-entrada/cigüeñal 30 durante el modo de bomba de calor.

Además, otra gran ventaja de las realizaciones de la máquina de ciclo Stirling descritas en la presente memoria es que la máquina 1 está adaptada a, y por tanto es capaz de, cambiar de modo sin interrupciones entre el modo de bomba de calor y el modo de motor sin necesidad de parar y, por ejemplo, invertir el sentido de rotación del cigüeñal 30 y/o sin necesidad de desmontar y volver a montar la máquina 1 a diferencia de algunas máquinas de la técnica anterior.

El dispositivo (no mostrado) de almacenamiento de calor está conectado a la máquina termodinámica 111 mediante un dispositivo (no mostrado) de transferencia de calor adecuado configurado para transferir el calor desde el dispositivo de almacenamiento de calor al calentador 13 de la máquina 111. El cigüeñal 30 de la máquina 111 está conectado a un generador adecuado (no mostrado) que puede funcionar para convertir la rotación mecánica del cigüeñal 30 en energía eléctrica y el generador (no mostrado) está conectado a una distribución de energía adecuada y/o a un circuito o red de consumo de energía (no mostrada).

Aunque se han descrito anteriormente realizaciones específicas de la presente invención, se apreciará que son posibles modificaciones a las mismas dentro del alcance de la presente invención. Por ejemplo, en vez de que el regenerador 12 comprenda una única cámara 32 del regenerador como se muestra en las Figuras (en las que el volumen de fluido de trabajo es un único volumen de tal manera que todo el fluido de trabajo se mezcla constantemente y está en comunicación total de fluido), la máquina 111 puede comprender un regenerador (no mostrado) de cámaras múltiples, donde las cámaras múltiples están conectadas en serie (no se muestra). Alternativamente, las cámaras múltiples podrían estar conectadas en paralelo (no se muestra) pero en esa realización, aunque está separado en corrientes separadas mientras está en las cámaras paralelas separadas, el fluido de trabajo se dirigiría a mezclarse tanto antes como después del regenerador (y por tanto el volumen de fluido de trabajo es también un único volumen, de tal manera que todo el fluido de trabajo se mezcla constantemente y también está en comunicación total de fluido).

REIVINDICACIONES

1. Una máquina termodinámica (1,111) de tipo ciclo Stirling, pudiendo la máquina funcionar como un motor térmico y/o una bomba de calor, comprendiendo la máquina:

5 un cilindro (10) de expansión que define una cámara (5) de expansión, un cilindro (11) de compresión que define una cámara (6) de compresión y pistones respectivos (7,8) movibles de manera alternativa en los cilindros (10,11) durante el funcionamiento de la máquina (1,111);

un regenerador (12) dispuesto entre y en comunicación con las cámaras de expansión (5) y de compresión (6), en donde el regenerador comprende una cámara (32) del regenerador

10 un primer intercambiador (13) de calor en comunicación con la cámara (5) de expansión y dicha cámara (32) del regenerador y un segundo intercambiador (14) de calor en comunicación con la cámara (6) de compresión y dicha cámara (32) del regenerador;

15 un primer conducto (15) de bypass que conecta la cámara (5) de expansión con dicha cámara (32) del regenerador sin pasar por el primer intercambiador (13) de calor y un segundo conducto (16) de bypass que conecta la cámara (6) de compresión con dicha cámara (32) del regenerador sin pasar por el segundo intercambiador (14) de calor; en donde la máquina (1,111) comprende al menos un par de válvulas (18, 20, 22, 24);

estando dispuesta una válvula (18, 20) entre la cámara (5) de expansión y el primer intercambiador (13) de calor o entre dicha cámara (32) del regenerador y el primer intercambiador (13) de calor o en el primer conducto (15) de bypass entre la cámara (5) de expansión y dicha cámara (32) del regenerador;

20 y estando dispuesta la otra válvula (22, 24) entre la cámara (6) de compresión y el segundo intercambiador (14) de calor o entre dicha cámara (32) del regenerador y el segundo intercambiador (14) de calor o en el segundo conducto (16) de bypass entre la cámara (6) de compresión y dicha cámara (32) del regenerador; y

25 en donde al menos una del par de válvulas (18, 20, 22, 24) puede ser controlable al menos una vez durante cada ciclo de la máquina termodinámica (1,111);

30 estando la máquina termodinámica caracterizada por que está dispuesta de tal manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dicha cámara (32) del regenerador dos veces, una en una primera dirección y una en una segunda dirección inversa durante un único ciclo de la máquina termodinámica (1, 111); en donde dicha cámara (32) del regenerador comprende un medio de almacenamiento térmico, y dicha cámara (32) del regenerador está adaptada para almacenar de manera intermitente calor de un fluido de trabajo relativamente caliente en dicho medio de almacenamiento térmico cuando el fluido de trabajo relativamente caliente contacta con dicho medio de almacenamiento térmico a medida que pasa a través de dicha cámara (32) del regenerador en dicha primera dirección, y dicha cámara (32) del regenerador está adaptada para transferir de manera intermitente calor desde dicho medio de almacenamiento térmico a un fluido de trabajo relativamente frío cuando el fluido de trabajo relativamente frío contacta con dicho medio de almacenamiento térmico a medida que pasa a través de dicha cámara (32) del regenerador en dicha segunda dirección inversa.

40 2. Una máquina termodinámica según la reivindicación 1, en donde dicha al menos una válvula controlable (18, 20, 22, 24) es capaz de ajustarse infinitamente de tal manera que pueda controlarse entre cualquiera de y todas las siguientes configuraciones:

i) completamente cerrada de tal modo que no pueda pasar fluido de trabajo a través de la misma;

ii) completamente abierta de tal modo que el fluido de trabajo pueda pasar a través de la misma sustancialmente sin restricciones; y

45 iii) cualquier posición entre completamente abierta y completamente cerrada de tal modo que la válvula (18, 20, 22, 24) comprenda una abertura que tenga un área a través de la cual el fluido de trabajo sea capaz de fluir;

50 y en donde el área de la abertura y/o la fase y/o sincronización del movimiento entre las posiciones i), ii) y/o iii) es infinitamente ajustable entre las posiciones completamente abierta y completamente cerrada, y en donde dicha al menos una válvula controlable (18, 20, 22, 24) es capaz de ajustarse infinitamente en cualquier momento en términos de fase dentro del ciclo de la máquina termodinámica (1, 111) y/o en términos de las etapas de funcionamiento de la máquina termodinámica (1, 111), y en donde dicha al menos una válvula controlable (18, 20, 22, 24) es capaz de ajustarse infinitamente en cualquier momento en términos de la duración del tiempo en que la válvula (18, 20, 22, 24) permanecerá en cualquiera de las configuraciones i), ii) o iii).

3. Una máquina termodinámica según la reivindicación 1 o la reivindicación 2, en donde dicha cámara (32) del regenerador comprende una única cámara.

4. Una máquina termodinámica según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en donde la máquina (1, 111) comprende además un mecanismo de control configurado para sincronizar la apertura y el cierre y cualquier posición intermedia de las, o cada una de las, válvulas (18, 20, 22, 24), en donde el mecanismo de control está adaptado para ajustar en tiempo real la sincronización de las, o cada una de las, válvulas (18, 20, 22, 24) de acuerdo con las condiciones de funcionamiento reales, en donde el mecanismo de control comprende un módulo de control electrónico, y en donde ambas válvulas (18, 20, 22, 24) son controlables y el mecanismo de control está adaptado para controlar el flujo a través de las válvulas (18, 20, 22, 24) a lo largo del tiempo para dirigir el fluido de trabajo de la máquina entre dicha cámara (32) del regenerador y las cámaras de expansión (5) y compresión (6), ya sea sustancialmente a través del conducto (15, 16) de bypass respectivo o sustancialmente a través del intercambiador (13, 14) de calor respectivo en etapas predeterminadas del ciclo de la máquina.

5. Una máquina termodinámica según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en donde las válvulas (18, 20, 22, 24) son válvulas accionadas activamente.

6. Una máquina termodinámica según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en donde al menos una válvula (18, 20, 22, 24) está dispuesta a lo largo de uno o cada uno de los cuatro caminos de fluido de trabajo, siendo estos a) entre dicha cámara (32) del regenerador y la cámara (5) de expansión a través del primer intercambiador (13) de calor, b) entre la cámara (5) de expansión y dicha cámara (32) del regenerador a través del primer conducto (15) de bypass, c) entre dicha cámara (32) del regenerador y la cámara (6) de compresión a través del segundo intercambiador (14) de calor y d) entre la cámara (6) de compresión y dicha cámara (32) del regenerador a través del segundo conducto (16) de bypass, siendo la, o cada válvula adicional (18, 20, 22, 24) controlable.

7. Una máquina termodinámica según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en donde la máquina (1, 111) está adaptada para cambiar de modo sin interrupciones entre el modo de bomba de calor y el modo de motor y en donde la salida rotacional del modo de motor es en el mismo sentido que la entrada rotacional del modo de bomba de calor y en donde la máquina (1, 111) puede cambiar de modo sin interrupciones entre el modo de bomba de calor y el modo de motor sin necesidad de parar y/o sin necesidad de desmontarse y volverse a montar.

8. Una máquina termodinámica según cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en donde las o cada una de las válvulas (18, 20, 22, 24) están dispuestas para controlarse, cuando se necesite, de tal modo que pase menos del volumen total del fluido de trabajo a través de uno de los o ambos intercambiadores (13,14) de calor y/o el flujo de fluido de trabajo que pasa a través de los intercambiadores (13,14) de calor varíe con el tiempo y/o para que una proporción del fluido de trabajo fluya a través del conducto (15, 16) de bypass respectivo, permitiendo de este modo la desviación parcial del fluido de trabajo con respecto a los intercambiadores (13, 14) de calor, y en donde la máquina (1, 111) incorpora un circuito de control que incorpora uno o más sensores dispuestos dentro de la máquina para obtener información sobre parámetros de funcionamiento de la máquina, y el mecanismo de control para controlar las o cada una de las válvulas (18, 20, 22, 24) está dispuesto en comunicación con el circuito de control.

9. Un método para hacer funcionar una máquina termodinámica como un motor y/o como una bomba de calor de tipo ciclo Stirling, comprendiendo el método las etapas de:

a) proporcionar una máquina termodinámica (1, 111) que puede funcionar como motor térmico y bomba de calor, comprendiendo la máquina termodinámica (1, 111)

un cilindro (10) de expansión que define una cámara (5) de expansión, un cilindro (11) de compresión que define una cámara (6) de compresión y pistones respectivos (7, 8) móviles de manera alternativa en las cámaras durante el funcionamiento de la máquina (1, 111); caracterizada por

un regenerador (12) dispuesto entre y en comunicación con las cámaras de expansión (5) y compresión (6), en donde el regenerador (12) comprende una cámara (32) del regenerador, que comprende además un medio de almacenamiento térmico, y en donde la máquina termodinámica (1, 111) está dispuesta de tal manera que sustancialmente todo el volumen de un fluido de trabajo pasará a través de dicha cámara (32) del regenerador dos veces, una en una primera dirección y otra en una segunda dirección inversa, durante un único ciclo de la máquina termodinámica (1, 111); y en donde dicha cámara (32) del regenerador está adaptada para almacenar de manera intermitente calor de un fluido de trabajo relativamente caliente en dicho medio de almacenamiento térmico cuando el fluido de trabajo relativamente caliente contacta con dicho medio de almacenamiento térmico a medida que pasa a través de dicha cámara (32) del regenerador en dicha primera dirección, y dicha cámara (32) del regenerador está adaptada para transferir de manera intermitente calor desde dicho medio de almacenamiento térmico a un fluido de trabajo relativamente frío cuando el fluido de trabajo relativamente frío contacta con dicho medio de almacenamiento

térmico a medida que pasa a través de dicha cámara (32) del regenerador en dicha segunda dirección inversa;

un primer intercambiador (13) de calor en comunicación con la cámara (5) de expansión y dicha cámara (32) del regenerador y un segundo intercambiador (14) de calor en comunicación con la cámara (6) de compresión y dicha cámara (32) del regenerador;

un primer conducto (15) de bypass que conecta la cámara (5) de expansión con dicha cámara (32) del regenerador sin pasar por el primer intercambiador (13) de calor y un segundo conducto (16) de bypass que conecta la cámara (6) de compresión con dicha cámara (32) del regenerador sin pasar por el segundo intercambiador (14) de calor;

en donde la máquina (1, 111) comprende al menos un par de válvulas (18, 20, 22, 24);

estando dispuesta una válvula (18, 20) entre la cámara (5) de expansión y el primer intercambiador (13) de calor o entre el primer intercambiador (13) de calor y dicha cámara (32) del regenerador o en el primer conducto (15) de bypass entre la cámara (5) de expansión y dicha cámara (32) del regenerador;

y estando dispuesta la otra válvula (22, 24) entre la cámara (6) de compresión y el segundo intercambiador (14) de calor o entre el segundo intercambiador (14) de calor y dicha cámara (32) del regenerador o en el segundo conducto (16) de bypass entre la cámara (6) de compresión y dicha cámara (32) del regenerador; y

b) sincronizar al menos una de las válvulas (18, 20, 22, 24) de tal manera que se controle el flujo del fluido de trabajo a través de la o cada válvula (18, 20, 22, 24) a lo largo del tiempo al menos una vez durante cada ciclo de la máquina termodinámica (1, 111), para dirigir el fluido de trabajo de la máquina (1, 111) entre dicha cámara (32) del regenerador y las cámaras de expansión (5) y compresión (6) ya sea sustancialmente a través del conducto (15, 16) de bypass respectivo o sustancialmente a través del intercambiador (13, 14) de calor respectivo en etapas predeterminadas del ciclo de la máquina.

10. Un método según la reivindicación 9, en donde el método comprende además la etapa de accionar activamente la o cada válvula (18, 20, 22, 24), esto es, aplicar una fuerza externa para abrir o cerrar la o cada válvula (18, 20, 22, 24).

11. Un método según la reivindicación 9 o 10, en donde el método comprende la etapa de ajustar en tiempo real la sincronización de la o cada válvula (18, 20, 22, 24) de acuerdo con las condiciones reales de funcionamiento.

12. Un método según cualquiera de las reivindicaciones 9 a 11, en donde el método comprende la etapa de proporcionar a la máquina cuatro válvulas (18, 20, 22, 24) en donde

una primera válvula (18) está dispuesta entre la cámara (5) de expansión y el primer intercambiador (13) de calor o entre el primer intercambiador (13) de calor y dicha cámara (32) del regenerador y una segunda válvula (20) está dispuesta en el primer conducto (15) de bypass entre la cámara (5) de expansión y dicha cámara (32) del regenerador;

una tercera válvula (22) está dispuesta entre la cámara (6) de compresión y el segundo intercambiador (14) de calor o entre el segundo intercambiador (14) de calor y dicha cámara (32) del regenerador y una cuarta válvula (24) está dispuesta en el segundo conducto (16) de bypass entre la cámara (6) de compresión y dicha cámara (32) del regenerador; y

en donde al menos una de la primera (18), segunda (20), tercera (22) y cuarta (24) válvulas es controlable.

13. Un método según cualquiera de las reivindicaciones 9 a 12, en donde dicha al menos una válvula controlable (18, 20, 22, 24) es capaz de ajustarse infinitamente de tal manera que se controle entre cualquiera de y todas las siguientes configuraciones:

- i) completamente cerrada de tal modo que no pueda pasar fluido de trabajo a través de la misma;
- ii) completamente abierta de tal modo que el fluido de trabajo pueda pasar a través de la misma sustancialmente sin restricciones; y
- iii) cualquier posición entre completamente abierta y completamente cerrada de tal modo que la válvula (18, 20, 22, 24) comprenda una abertura que tenga un área a través de la cual el fluido de trabajo sea capaz de fluir;

y en donde el área de la abertura y/o la fase y/o la sincronización del movimiento entre las posiciones i), ii) y/o iii) es infinitamente ajustable entre las posiciones completamente abierta y completamente cerrada, y en

- 5 donde dicha al menos una válvula controlable (18, 20, 22, 24) es capaz de ajustarse infinitamente en cualquier momento en términos de fase dentro del ciclo de la máquina termodinámica (1, 111) y/o en términos de las etapas de funcionamiento de la máquina termodinámica (1, 111), y en donde dicha al menos una válvula controlable (18, 20, 22, 24) es capaz de ajustarse infinitamente en cualquier momento en términos de la duración del tiempo en que la válvula (18, 20, 22, 24) permanecerá en cualquiera de las configuraciones i), ii) o iii).
14. Un método según cualquiera de las reivindicaciones 9 a 13, en donde dicha cámara (32) del regenerador comprende una única cámara.

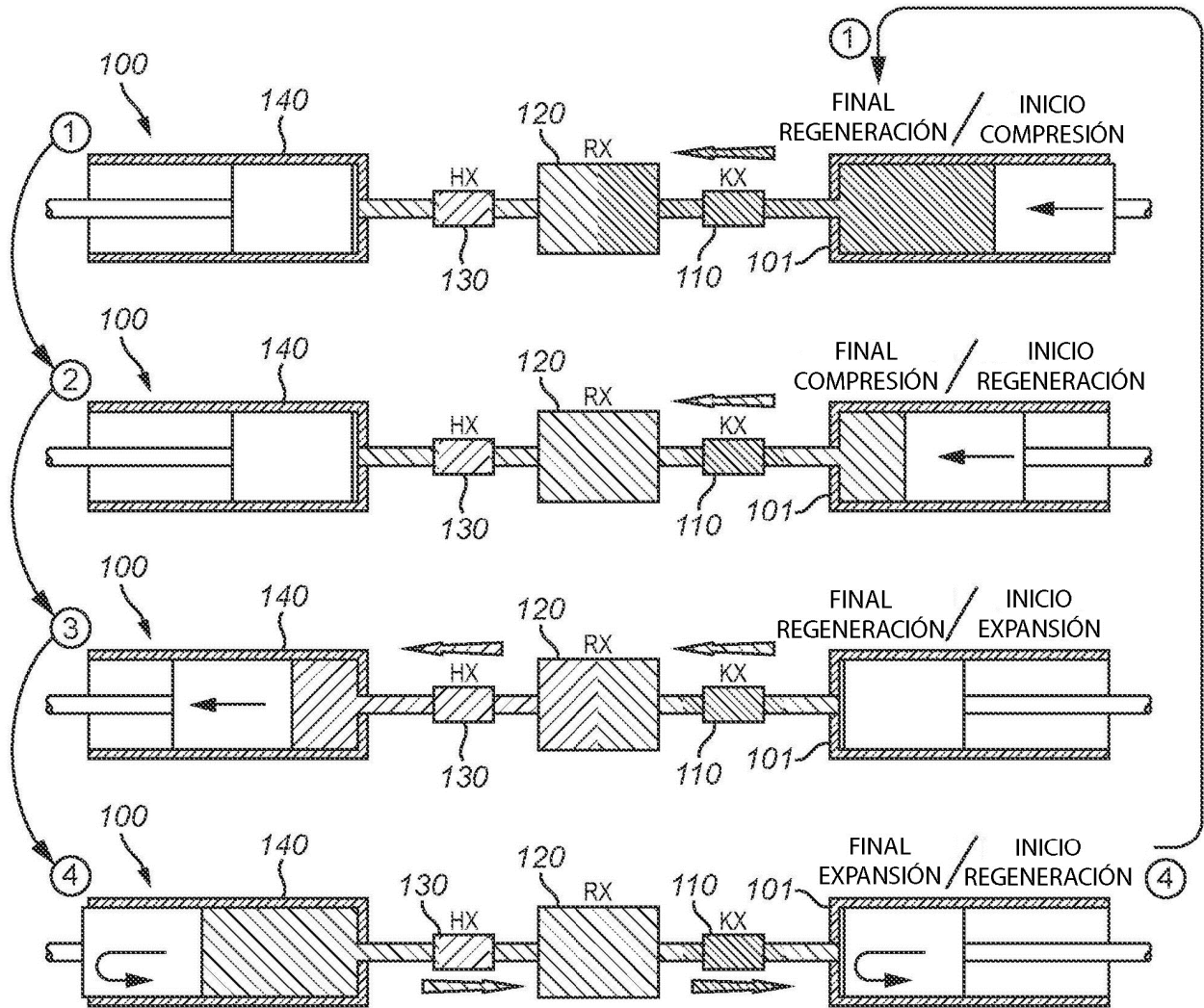


FIG. 1a

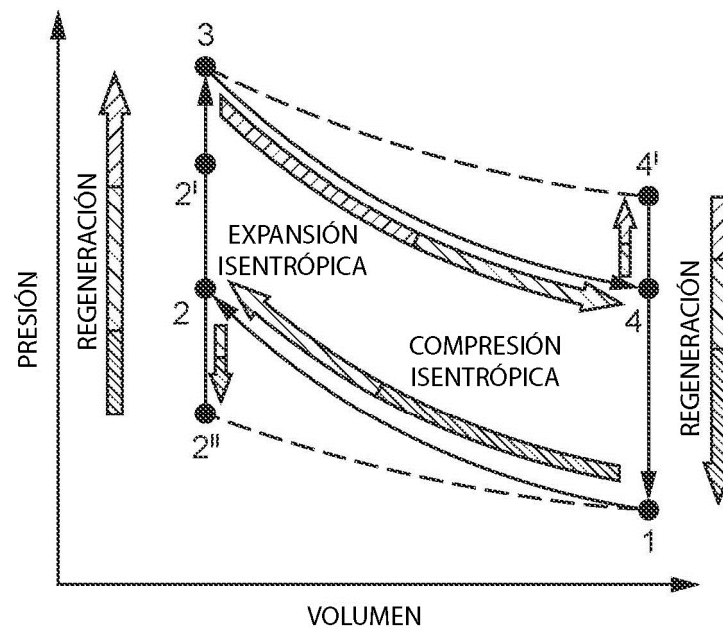


FIG. 1b

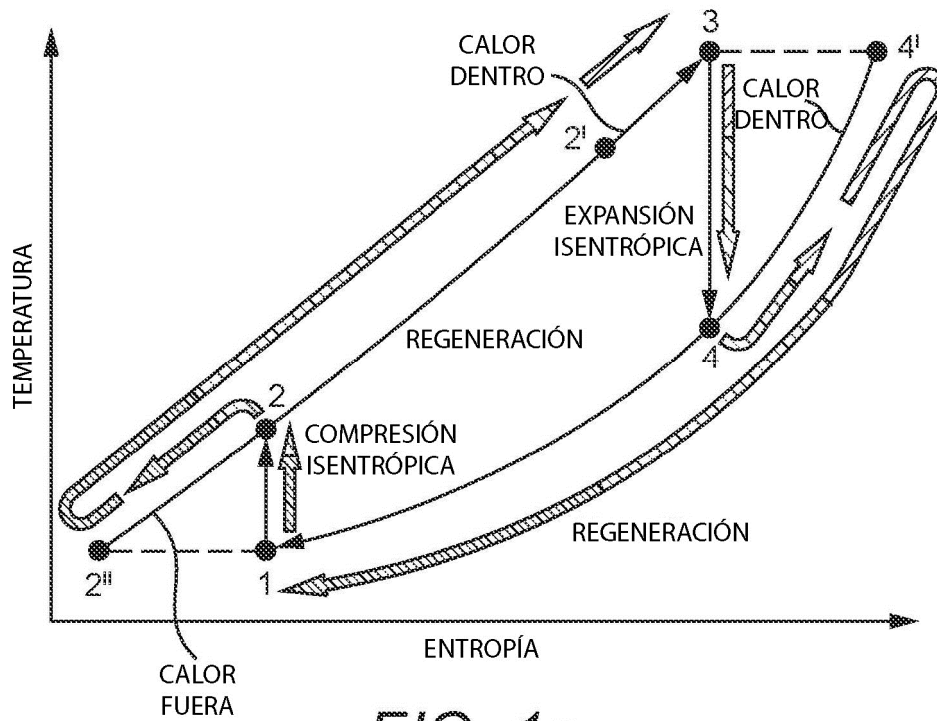


FIG. 1c

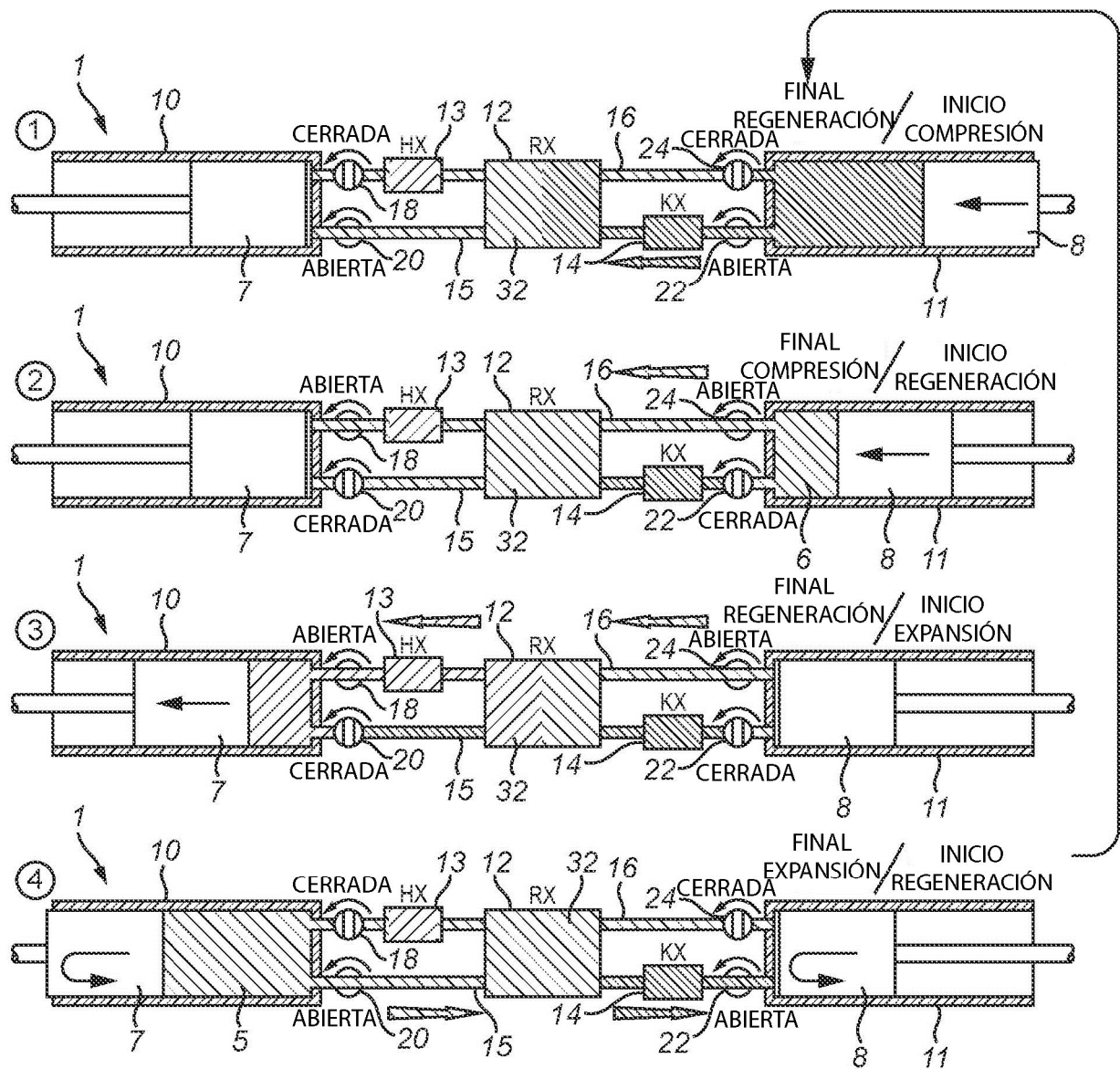


FIG. 2a

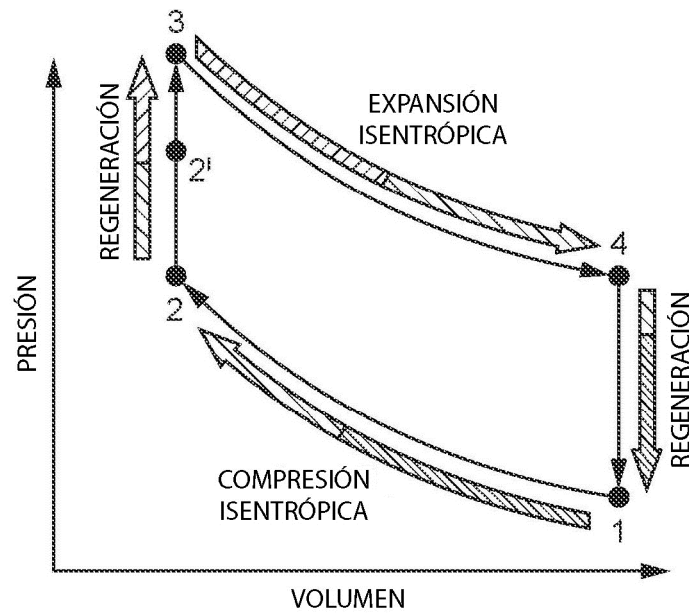


FIG. 2b

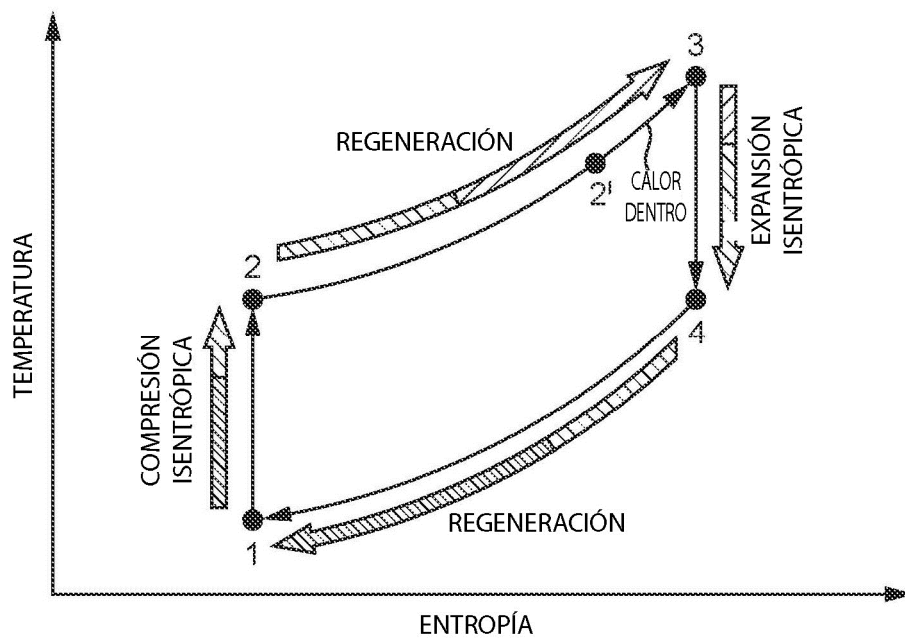


FIG. 2c

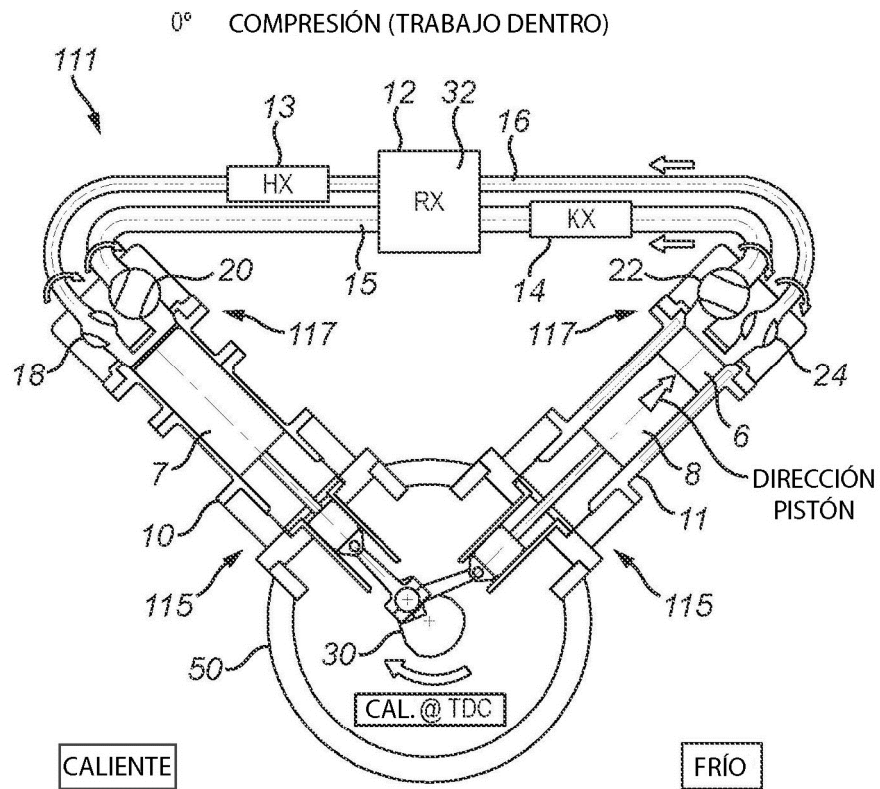


FIG. 3a

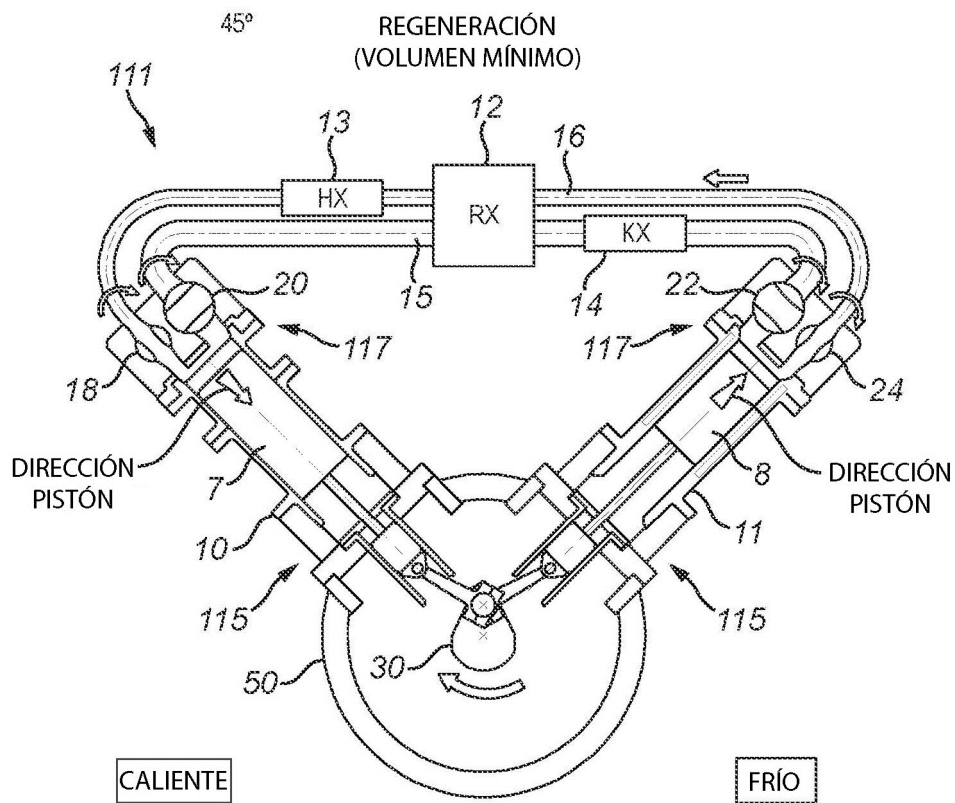


FIG. 3b

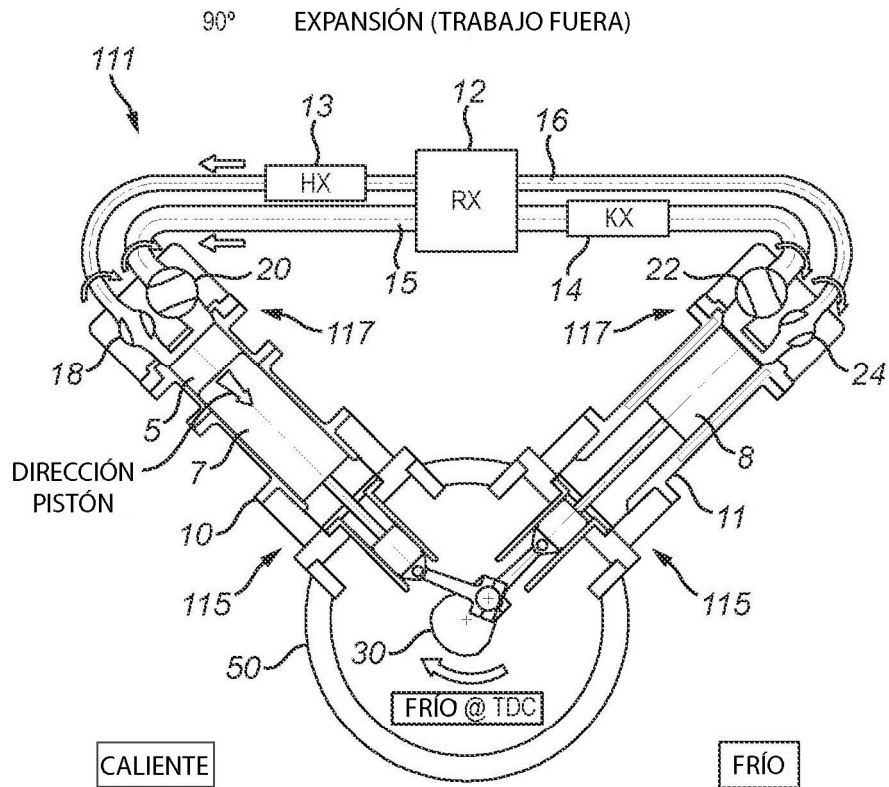


FIG. 3c

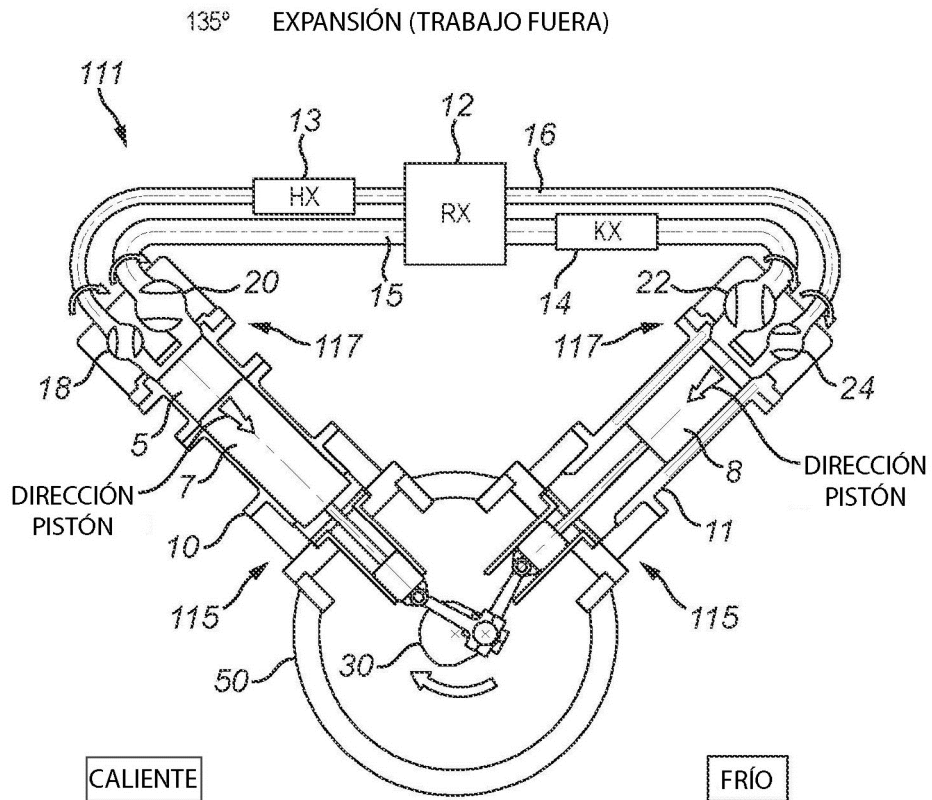


FIG. 3d

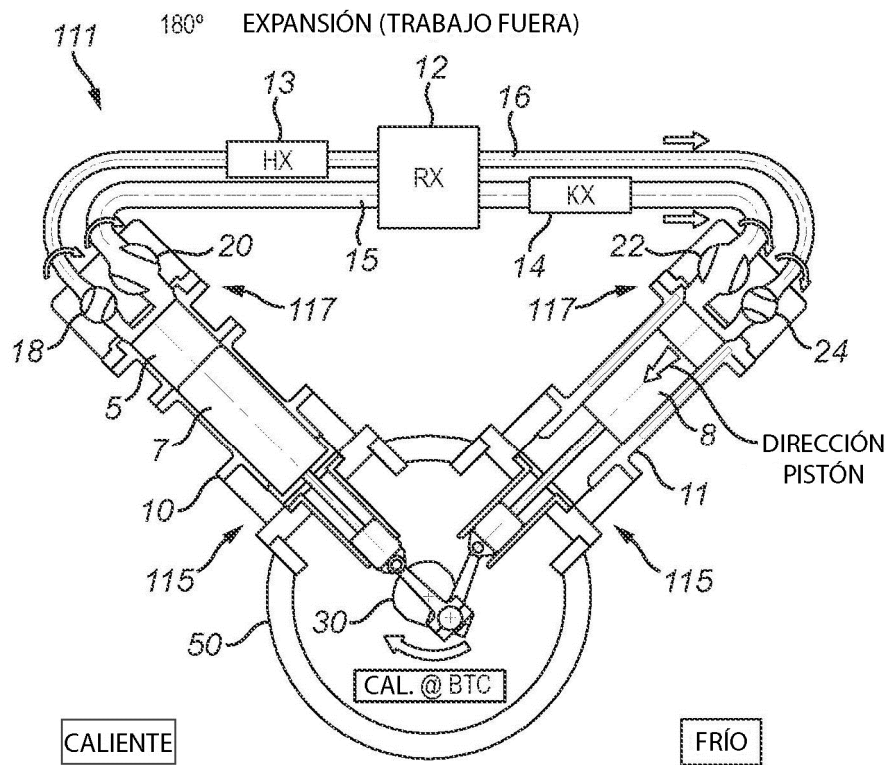


FIG. 3e

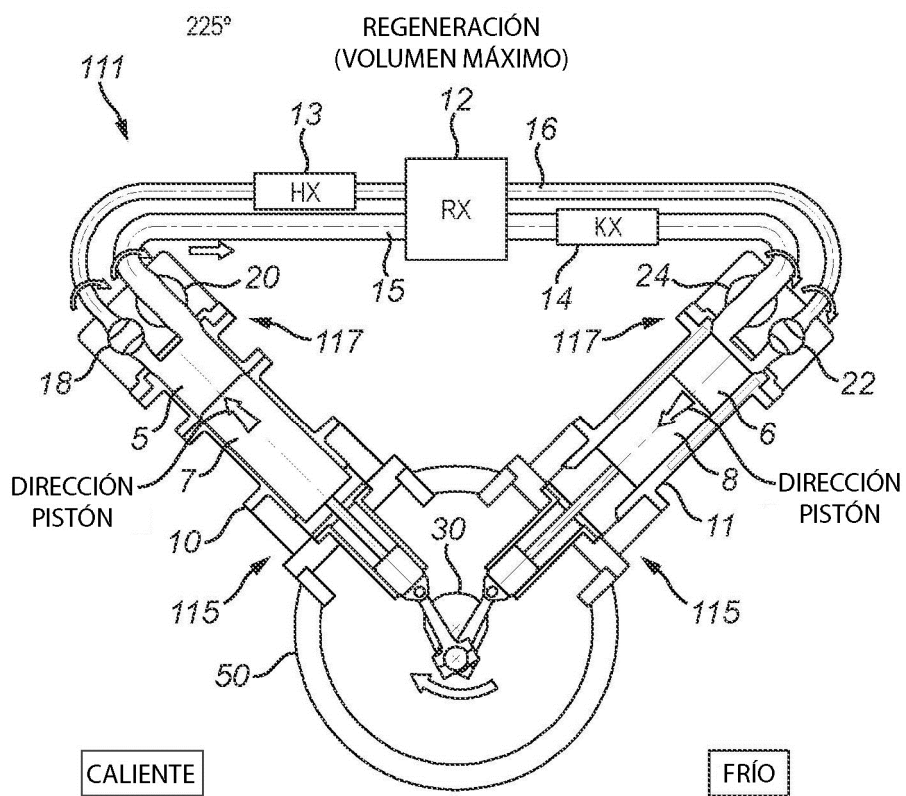


FIG. 3f

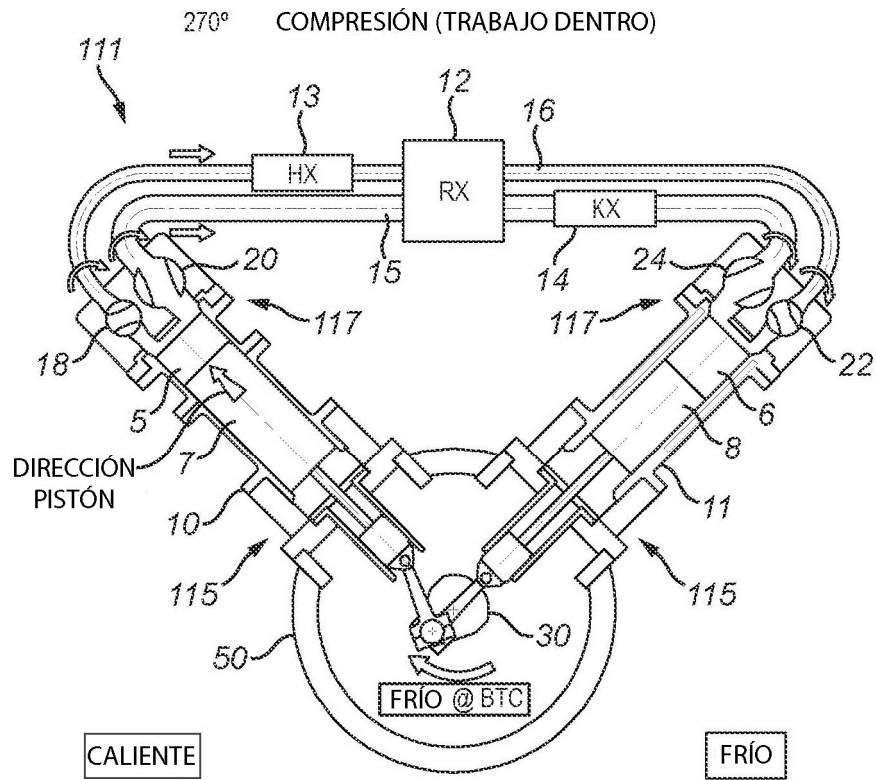


FIG. 3g

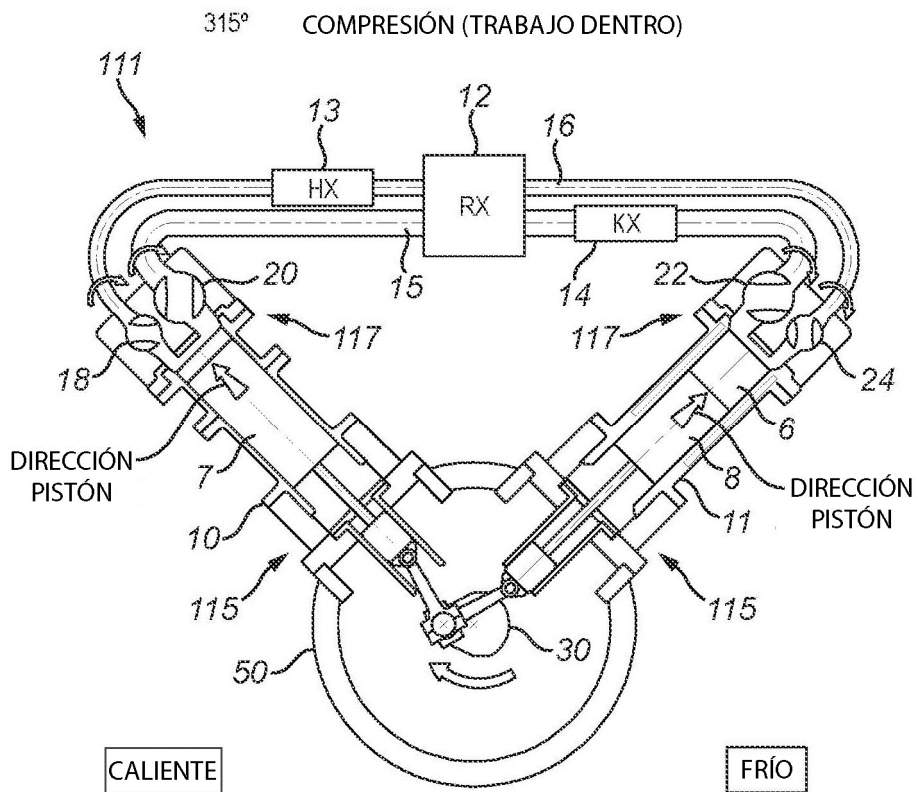


FIG. 3h

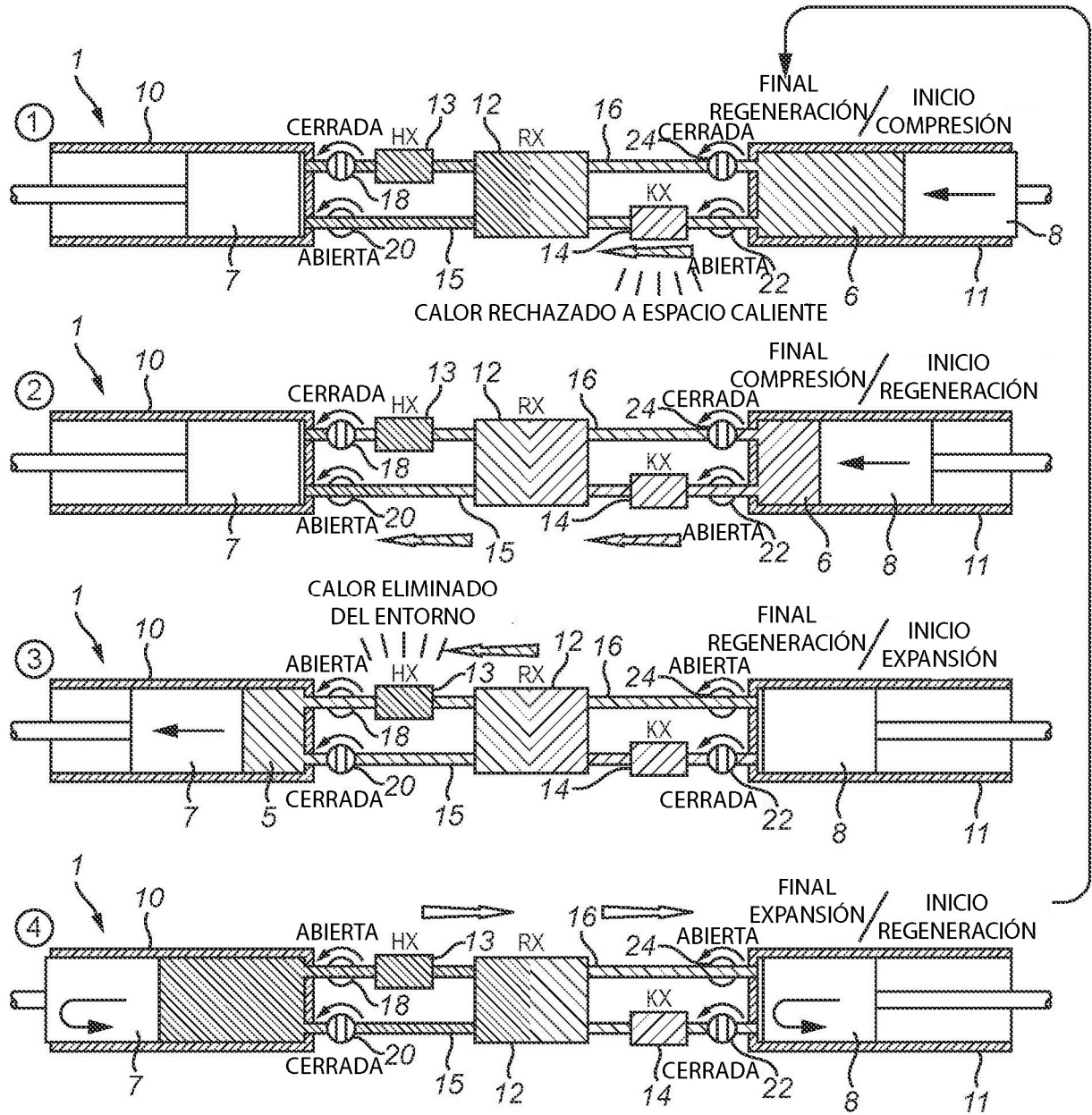


FIG. 4a

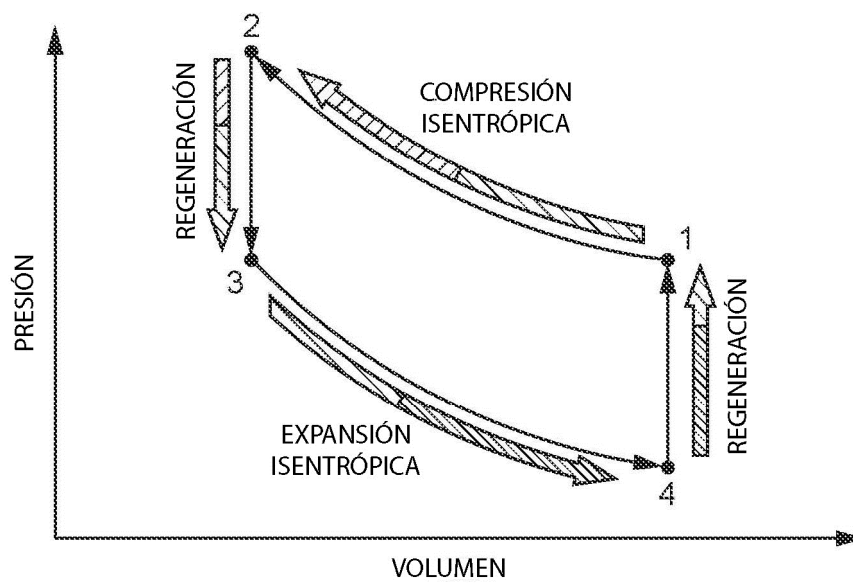


FIG. 4b

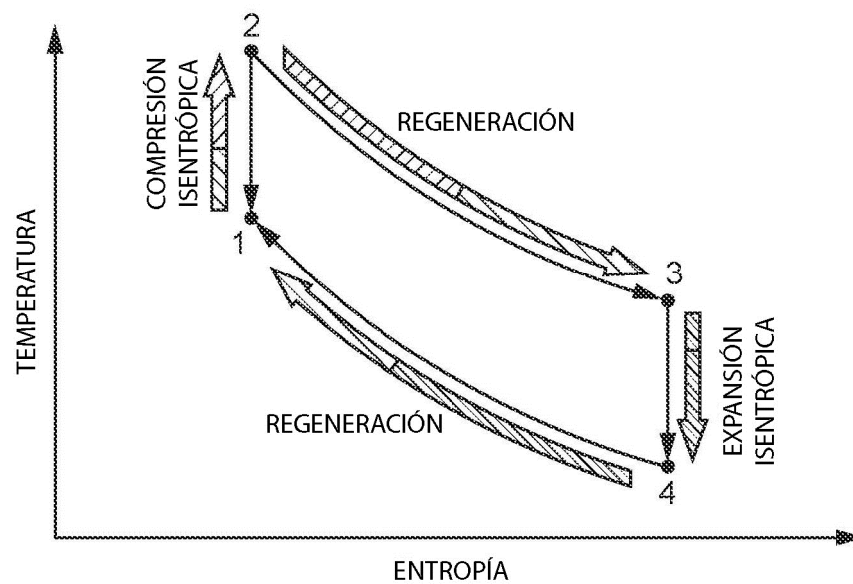


FIG. 4c

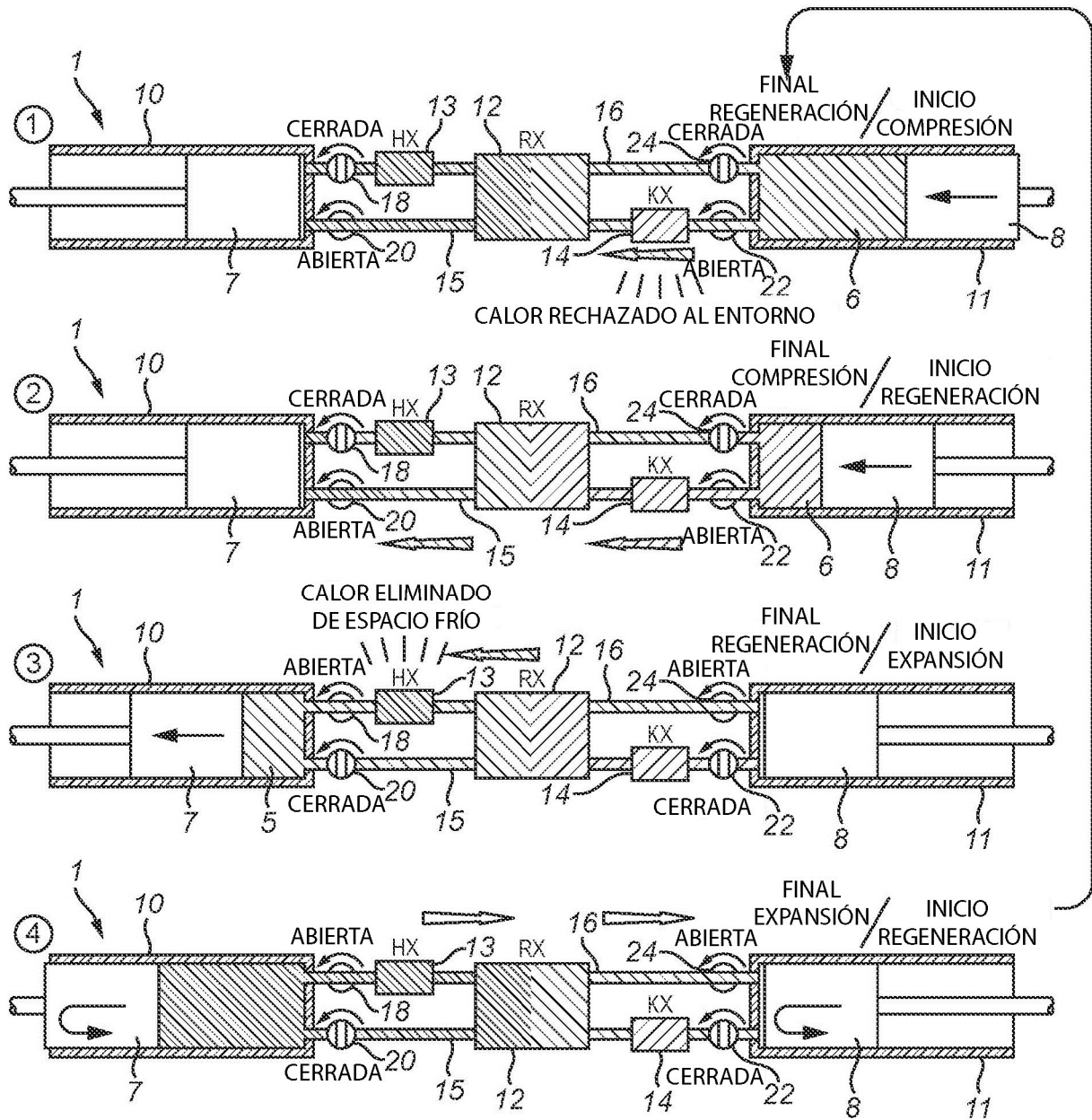


FIG. 5a

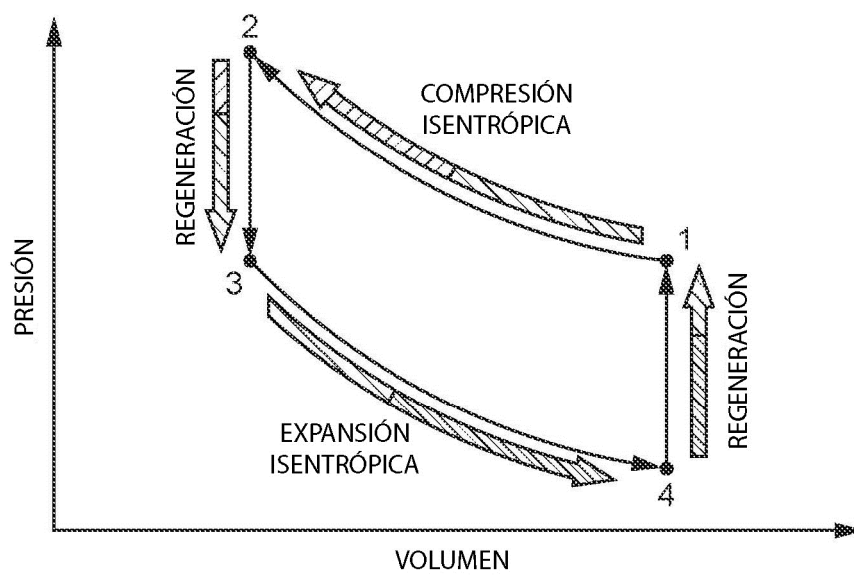


FIG. 5b

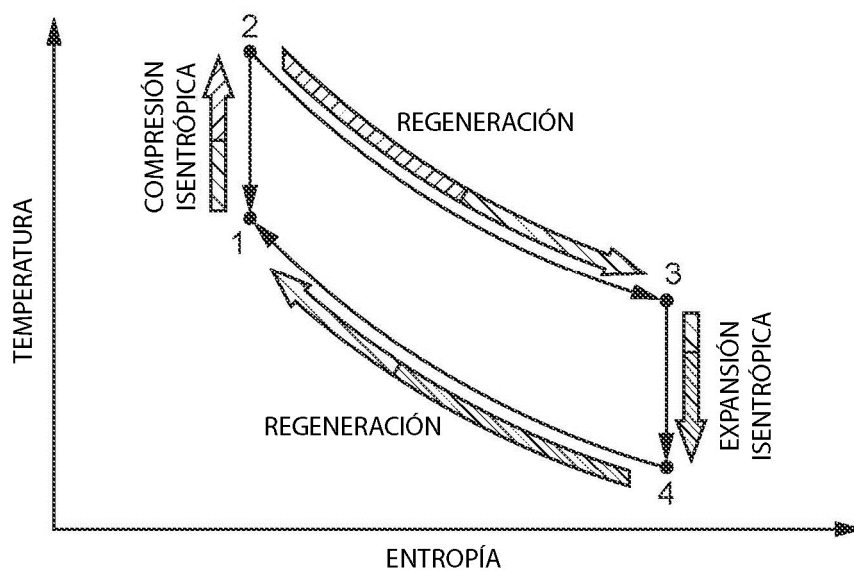


FIG. 5c