

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 821 746**

21 Número de solicitud: 202031077

51 Int. Cl.:

**F02C 1/10** (2006.01)

**F02C 7/141** (2006.01)

12

PATENTE DE INVENCION CON EXAMEN

B2

22 Fecha de presentación:

**28.10.2020**

43 Fecha de publicación de la solicitud:

**27.04.2021**

Fecha de modificación de las reivindicaciones:

**28.10.2020**

Fecha de concesión:

**30.06.2021**

45 Fecha de publicación de la concesión:

**07.07.2021**

73 Titular/es:

**UNIVERSIDAD POLITÉCNICA DE MADRID  
(100.0%)**

**Avda. Ramiro de Maeztu, nº 7  
28040 MADRID (Madrid) ES**

72 Inventor/es:

**MARTÍNEZ-VAL PEÑALOSA, José María**

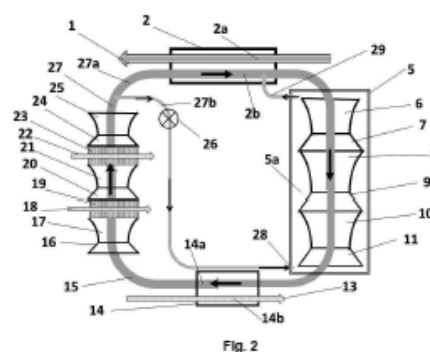
74 Agente/Representante:

**UNGRÍA LÓPEZ, Javier**

54 Título: **SISTEMA TERMODINÁMICO DE CICLO CERRADO PARA TRANSFORMAR ENERGÍA  
TÉRMICA EN ENERGÍA MECÁNICA**

57 Resumen:

Sistema termodinámico de ciclo cerrado para transformar energía térmica en energía mecánica. Sistema termodinámico con circuito cerrado de fluido de trabajo (15) que comprende un intercambiador de foco caliente (2) que calienta el fluido (15), un conjunto de turbinas (6, 7; 8, 9; 10, 11) donde se expande el fluido (15), un intercambiador de foco frío (14) que refrigera fluido de trabajo (15), un conjunto de compresores (16, 17; 20, 21) que comprimen sucesivamente el fluido (15) y una rama (27b) conectada a una carcasa externa (5) del conjunto de turbinas; de forma que una porción de regeneración del fluido de trabajo (15) sale por la rama (27b), refrigera el conjunto de turbinas y retorna al primer intercambiador (2).



ES 2 821 746 B2

Aviso: Se puede realizar consulta prevista por el art. 41 LP 24/2015. Dentro de los seis meses siguientes a la publicación de la concesión en el Boletín Oficial de la Propiedad Industrial cualquier persona podrá oponerse a la concesión. La oposición deberá dirigirse a la OEPM en escrito motivado y previo pago de la tasa correspondiente (art. 43 LP 24/2015).

## DESCRIPCIÓN

### **SISTEMA TERMODINÁMICO DE CICLO CERRADO PARA TRANSFORMAR ENERGÍA TÉRMICA EN ENERGÍA MECÁNICA**

5

#### **SECTOR DE LA TÉCNICA**

La presente invención pertenece al campo técnico de la energía y se puede utilizar, por ejemplo, en el sector de la industria energética.

Más particularmente, la presente invención se refiere a sistemas termodinámicos para transformar energía térmica en energía cinética.

#### **PROBLEMA TÉCNICO A RESOLVER Y ANTECEDENTES DE LA INVENCION**

En el estado de la técnica se conocen diversos sistemas que emplean máquinas térmicas, tanto de compresión como de expansión, para generar energía mecánica útil en la forma de una rotación del eje de una o varias turbinas o máquinas expansoras.

Para ello, se emplea como fuente energética de partida un flujo de fluido exterior, por ejemplo, procedente de combustión, que tiene una temperatura muy por encima de la del medio ambiente, y que transfiere gran parte de su energía térmica a un fluido de trabajo, que se somete a un ciclo termodinámico, por medio del cual una parte de su energía térmica se transforma en energía mecánica. Dicho fluido de trabajo se mantiene en todo el ciclo en estado de gas. En tal sentido, cabe clasificarlo como un ciclo Brayton-Joule (no es un ciclo Rankine, por lo cual no hay ni caldera de ebullición, ni condensador).

30

Algunos de dichos sistemas termodinámicos se divulgan, por ejemplo, en la solicitud de patente española nº ES 2.776.024 A1, en la que se muestra un sistema termodinámico provisto de un circuito cerrado por el que circula un fluido de trabajo.

35

La figura 1 de la presente memoria descriptiva corresponde, precisamente, a un sistema termodinámico según el documento ES 2.776.024 A1. En él, el fluido de

trabajo, a alta presión, accede a un primer intercambiador de calor (llamado intercambiador de foco caliente) donde se calienta al recibir energía térmica de un fluido externo al circuito que tiene una temperatura muy elevada. A consecuencia de ello, el fluido de trabajo incrementa considerablemente su entalpía específica, a presión constante.

A continuación, el fluido de trabajo atraviesa tres turbinas diferentes dispuestas en serie entre sí. Al tener mucha entalpía específica, el fluido de trabajo se expande en el interior de cada turbina, moviendo los álabes e induciendo una rotación del eje de de cada una de ellas. Esto implica que una parte de la energía térmica adquirida por el fluido de trabajo en el foco caliente, se convierta en energía mecánica.

Posteriormente, el fluido de trabajo pasa por un segundo intercambiador de calor (llamado intercambiador de foco frío) donde se enfría al ceder energía térmica a un fluido externo al circuito que tiene una temperatura próxima a la del medio ambiente. A consecuencia de ello, el fluido de trabajo experimenta un enfriamiento a presión constante.

Finalmente, el fluido de trabajo completa una vuelta completa al circuito cerrado tras atravesar tres compresores dispuestos en serie, por medio de los cuales aumenta sucesivamente su presión. Con objeto de mejorar las prestaciones de la compresión, el fluido de trabajo se somete a refrigeración intermedia entre dos etapas de compresión consecutivas; siendo esta refrigeraciones intermedias similares, en la escala de temperaturas, a la refrigeración proporcionada por el foco frío..

Asimismo, en los sistemas termodinámicos divulgados por la solicitud de patente española nº ES 2.776.024 A1 se contempla, además, inyectar un fluido termorreparador externo, en el primario del intercambiador del foco caliente.

A pesar de que el uso de un fluido termorreparador planteado por dicho documento supone un avance con respecto a otros sistemas del estado de la técnica, en el sector todavía persiste la necesidad de idear sistemas y métodos que utilicen máquinas térmicas de compresión y de expansión, para generar energía mecánica, en los que se minimicen las pérdidas por irreversibilidades.

Mejorar el rendimiento del sistema reduciendo al máximo las pérdidas energéticas dentro del circuito es -precisamente- el principal objetivo de la presente invención, cuya diferencia fundamental con lo divulgado en la solicitud  
 5 ES 2.776.024 A1 es que, en dicho documento, el fluido termorreparador puede ser cualquiera que sea compatible con el fluido de aporte de calor al foco caliente, y se aporta en el foco, en su circuito caliente. Por el contrario en la presente invención, el fluido de la termorreparación es el propio fluido de trabajo, y su flujo se crea como una derivación extraída a la salida de la fase de  
 10 compresión; y tras producir la refrigeración regenerativa en la fase expansora, en la cual esta fracción se calienta, se inyecta dicha fracción en la corriente principal del fluido de trabajo, antes de la etapa expansora.

## DESCRIPCIÓN DE LA INVENCION

15

Un objeto de la invención se refiere a un sistema termodinámico de ciclo cerrado para transformar energía térmica en energía mecánica, estando dicho sistema provisto de un circuito cerrado por el que circula un fluido de trabajo y que comprende:

- 20 • al menos un primer intercambiador de calor (o intercambiador de foco caliente), provisto de un conducto primario y un conducto secundario, estando el conducto primario alimentado por un fluido exterior que aporta calor a un flujo de fluido de trabajo que circula por el conducto secundario hacia una tobera de entrada de una turbina;
- 25 • una turbina de expansión, o alternativamente un conjunto de turbinas de expansión dispuestas en serie entre sí, y en cuyo interior se expande el flujo del fluido de trabajo que abandona la última turbina a través de un conducto de salida hacia un segundo intercambiador de calor, estando recubierta la turbina o conjunto de turbinas, por una carcasa externa que  
 30 constituye un canal de refrigeración alrededor de las turbinas;
- al menos un segundo intercambiador de calor, (o intercambiador de foco frío), provisto de un conducto primario y un conducto secundario, estando el conducto secundario alimentado por un fluido exterior a temperatura ambiente, el cual refrigera el flujo de fluido de trabajo, que circula por el  
 35 conducto primario hacia un compresor;

- un compresor, o alternativamente un conjunto de compresores, dispuestos en serie entre sí y configurados para comprimir sucesivamente el flujo del fluido de trabajo, que circula por el interior de los compresores y sale a través de un conducto de salida;

5 estando caracterizado el sistema termodinámico por que:

el conducto de salida del compresor o conjunto de compresores está provisto de dos ramas diferentes, una primera rama conectada al conducto secundario del primer intercambiador de calor y una segunda rama conectada al canal de refrigeración de la carcasa externa de la

10 turbina o conjunto de turbinas; de tal forma que una primera porción (o flujo principal) del flujo de fluido retorna directamente al primer intercambiador de calor, del foco caliente, a través de la primera rama y una segunda porción (o flujo de regeneración/termorreparación) del flujo de fluido de trabajo accede, por una segunda rama, al canal de

15 refrigeración constituido en el interior de la carcasa exterior de la turbina o conjunto de turbinas, y circula por el interior y a lo largo de dicha carcasa refrigerando las turbinas, tras lo cual se inyecta en el conducto secundario del primer intercambiador de calor a través de un conducto de retorno, de forma que el flujo total de trabajo, que es la suma del flujo

20 principal más el flujo de termorreparación, entra en la tobera de la primera turbina.

El conjunto de turbinas del sistema termodinámico de ciclo cerrado según la presente invención está preferiblemente provisto de tres turbinas dispuestas en

25 serie entre sí.

Por otro lado, el conjunto de compresores del sistema termodinámico de ciclo cerrado según la presente invención está preferiblemente provisto de tres compresores dispuestos en serie entre sí.

30

En una realización preferida de la invención, el conjunto de compresores está provisto de al menos un refrigerador por el que circula fluido a temperatura ambiente que refrigera el flujo de fluido de trabajo.

El sistema termodinámico de ciclo cerrado según la presente invención está configurado para llevar a cabo un ciclo termodinámico cerrado con cuatro fases diferenciadas, que secuencialmente son de calentamiento, expansión, refrigeración y compresión, existiendo de manera superpuesta a estos elementos  
 5 convencionales, otros componentes, que canalizan una fracción del fluido de trabajo, que refrigera regenerativamente la fase de expansión, actuando a contracorriente, reduciendo así el efecto de la entropía generada por irreversibilidades en las máquinas expensoras; y estando compuesto el sistema por los componentes aquí mencionados, en los cuales tienen lugar las  
 10 evoluciones termodinámicas que se indican:

- existiendo al menos un primer intercambiador de calor, de foco caliente, donde cada intercambiador de calor comprende un conducto primario, alimentado por un fluido caliente exterior que aporta calor al flujo principal del fluido de trabajo, que circula por el conducto secundario del  
 15 intercambiador; y al final del circuito secundario entra, por el ramal lateral de regeneración, una fracción del flujo total del fluido de trabajo, la cual corresponde al flujo de regeneración, y siendo el flujo total la suma del flujo principal y el flujo de regeneración;
- coincidiendo el final de dicho conducto secundario con el comienzo de la primera tobera de expansión, con fuerte aceleración del fluido de trabajo, y entrada en el rodete de la primera turbina, estando refrigerada dicha tobera y dicho rodete, para extraer el calor generado por las  
 20 irreversibilidades termodinámicas, siendo el flujo refrigerante una fracción del fluido de trabajo, llamada fracción de regeneración, viajando a contracorriente por dentro de su carcasa correspondiente, y por fuera de la tobera y el rodete;
- emergiendo el fluido de dicha refrigeración por un conducto que lo aporta al flujo principal del fluido de trabajo, al final del circuito secundario del intercambiador del foco caliente, ya dicho;
- y la suma del flujo principal y de la fracción de regeneración del fluido de  
 30 trabajo, que es el flujo total, realiza la fase de expansión, cuyo final conecta con el foco frío;
- estando constituido el foco frío por un intercambiador de calor por cuyo primario circula el fluido de trabajo, y por el secundario el fluido ambiente que lo refrigera;  
 35

- tras lo cual entra el fluido de trabajo en el primer compresor que se refrigera a contracorriente, por un fluido ambiental, para extraer el calor generado por las irreversibilidades termodinámicas;
  - saliendo el flujo total desde el difusor de la última etapa de compresión, dividiéndose en dos corrientes: un flujo principal, que entra en el circuito secundario del intercambiador del foco caliente, y una fracción restante de fluido de trabajo, que se inyecta en la carcasa que envuelve a la turbina o turbinas en serie de la fase expansora, para efectuar su refrigeración regenerativa;
- 5
- 10 quedando así configurados los elementos antedichos, que establecen un ciclo termodinámico cerrado con las siguientes fases:
- calentamiento del flujo principal del fluido de trabajo, que se realiza en el intercambiador de calor, donde el fluido de trabajo alcanza su máxima temperatura;
  - 15 - expansión del flujo total del fluido de trabajo, en la turbina o turbinas concatenadas en serie, donde el flujo de refrigeración a contracorriente extrae el calor generado por las irreversibilidades de la fase expansora, conectándose dicho flujo a la parte final del conducto secundario del intercambiador de calor del foco caliente;
  - 20 - y desde la última turbina, el fluido de trabajo entra en el foco frío, previo al primer compresor;
  - ocurriendo a continuación, integradamente, las fases de enfriamiento y compresión, pues se intercalan alternadamente el elemento enfriador con el compresor, con repetición de esta secuencia enfriamiento-compresión,
  - 25 quedando configurado un foco frío como el conjunto de las refrigeraciones previas a los compresores.

Dichas actuaciones refrigerantes a contracorriente conforman lo que puede denominarse un ciclo termorreparador, aplicado tanto a los compresores, particularmente a sus difusores de salida, como a las turbinas, particularmente a sus toberas de entrada; estando los compresores refrigerados externamente por un fluido ambiental, y estando las turbinas refrigeradas por una fracción del fluido de trabajo, teniendo esta refrigeración una finalidad termodinámica regenerativa, pues el calor extraído de la refrigeración de las turbinas, se recupera en una alta fracción, como calor de alta presión del fluido de trabajo, dado que se inyecta en

30

35

el flujo principal del fluido de trabajo, en el tramo final del conducto secundario del intercambiador del foco caliente, desde el cual inicia la fase expansora.

## BREVE EXPLICACIÓN DE LAS FIGURAS

5

La figura 1 muestra una representación esquemática de un sistema termodinámico de ciclo cerrado según el documento del estado de la técnica ES 2776024 A1, con tres compresores y tres turbinas, estando el fluido termorreparador suministrado desde fuera, e inyectado al final en el primario del intercambiador del foco caliente.

10

La figura 2 muestra un esquema similar al anterior, pero representando la presente invención, donde se aprecia que el fluido termorreparador, que va por el canal de refrigeración provisto en el interior de la carcasa de envuelta de los elementos de la fase expansora (i.e., el conjunto de turbinas), es una fracción del fluido de trabajo, que termina unido al flujo principal de éste en el tramo final del circuito secundario del intercambiador de calor del foco caliente.

15

La figura 3 presenta un diagrama termodinámico en el que se dibujan dos tipos de ciclo: uno ideal; otro realista, con irreversibilidades, correspondiendo a rendimientos isentrópicos de 0,85 tanto en la compresión como en la expansión, existiendo una cascada de 4 escalones de presión, cada uno con una razón de presiones de 2. Dicho ciclo realista muestra dos líneas de expansión diferentes, la obtenida sin y con la refrigeración regenerativa objeto de la invención. En la compresión, se produce una refrigeración intermedia entre escalones sucesivos. El diagrama viene dado con la temperatura en abscisas, en escala lineal, y con la presión en ordenadas, en escala logarítmica.

20

25

Para mejorar la comprensión de la explicación de las figuras se enumeran a continuación los elementos que componen la invención:

30

1. Flujo de fluido que aporta calor desde el exterior del circuito, y entra en el primer conducto del intercambiador del foco caliente.
2. Primer intercambiador de calor (intercambiador del foco caliente).
- 2a. Conducto primario del primer intercambiador de calor.
- 2b. Conducto secundario del primer intercambiador de calor.

35

3. Inyección, en la alimentación del circuito primario del intercambiador (2) del flujo de fluido termorreparador que sale de la carcasa de regeneración (5). Forma parte de un sistema de la técnica anterior.
4. Conducto de fluido termorreparador, desde la carcasa (5) a la inyección (3). Forma parte de un sistema de la técnica anterior.
5. Carcasa externa del conjunto de turbinas.
- 5a. Canal de refrigeración, para conducir la porción de regeneración del flujo de fluido de trabajo alrededor de las turbinas.
6. Tobera de entrada en la turbina de más alta presión.
7. Rodete de la turbina de más alta presión.
8. Tobera de entrada en la turbina de presión intermedia.
9. Rodete de la turbina de presión intermedia.
10. Tobera de entrada en la turbina de más baja presión.
11. Rodete de la turbina de más baja presión.
12. Entrada en la carcasa (5) del fluido exterior termorreparador. Forma parte de un sistema de la técnica anterior.
13. Flujo de fluido frío medioambiental.
14. Segundo Intercambiador de calor (intercambiador del foco frío).
- 14a. Conducto primario del segundo intercambiador de calor.
- 14b. Conducto secundario del segundo intercambiador de calor.
15. Fluido de trabajo.
16. Corona de álabes del compresor de más baja presión.
17. Difusor del compresor de más baja presión.
18. Flujo de fluido frío medioambiental.
19. Primer refrigerador del conjunto de compresores.
20. Corona de álabes del compresor de presión intermedia.
21. Difusor del compresor de presión intermedia.
22. Flujo de fluido frío medioambiental.
23. Segundo refrigerador del conjunto de compresores.
24. Corona de álabes del compresor de más alta presión.
25. Difusor del compresor de más alta presión.
26. Válvula de regulación del caudal del fluido de trabajo, que se usa para la termorreparación.
27. Conducto de salida final de la fase de compresión.
- 27a. Rama principal del conducto de salida (27) por donde circula el flujo principal del fluido de trabajo.

- 27b. Rama del conducto de salida (27) por la que se deriva el flujo de termorreparación.
28. Conexión de la rama (27b) con la carcasa (5) que canaliza el fluido de trabajo, que se usa para la termorreparación.
- 5 29. Salida (a alta temperatura) del fluido de trabajo, que se usa para la termorreparación.
30. Punto termodinámico donde el fluido de trabajo adquiere su mínimo valor de presión y temperatura en el ciclo.
- 10 31. Punto final de la fase de compresión ideal. El punto 31r es el del final de la fase de compresión realista. En el correspondiente de ellos, según sea el ciclo ideal o real, se inicia la fase de calentamiento en foco caliente.
32. Punto final de calentamiento del ciclo ideal. El 32r marca el fin del calentamiento realista.
- 15 33. Punto final de la expansión del ciclo ideal. El 33r marca el fin de la expansión realista; y el 33c es el final del ciclo corregido con la invención, es decir, con refrigeración regenerativa.
34. Línea de enfriamiento, en el foco frío.
35. Línea de refrigeración intermedia, (particularmente tras la segunda etapa compresora, en la figura 3). Todas las líneas similares son del mismo tipo.
- 20 36. Línea de compresión ideal isentrópica, concretamente en la última etapa compresora. Acaba en el punto 31. La línea 36r representa la última etapa de la compresión realista, que acaba en el punto 31r.
- 25 37. Línea de calentamiento (isóbaro) en el foco caliente.
38. Línea de expansión ideal isentrópica.
39. Línea de expansión del ciclo realista.
40. Línea de expansión del ciclo realista, corregida con la refrigeración regenerativa de la invención.

30

## **MODO DE REALIZACIÓN DE LA INVENCION**

La invención se materializa agrupando en un circuito los componentes sucesivos que se han prescrito en la invención, empleando materiales adecuados a los niveles de temperatura y presión que hay en cada caso. Por ejemplo, para los intercambiadores del foco frío, que tienen temperaturas moderadamente por

35

- encima de la ambiental, cabe usar aluminio o cobre, por su conductividad térmica mucho más alta que el acero al carbono, a su vez superior a la del acero inoxidable. Otro aspecto importante en la selección del material es su resistencia a la corrosión, aunque usando un gas noble, como argón, como fluido de trabajo,
- 5 interiormente la corrosión estaría inhibida (incluso con la intrusión de vapor de agua). Sin embargo, de usarse CO<sub>2</sub> como fluido de trabajo, la intrusión de vapor de agua generaría ácido carbónico, que podría atacar a materiales no protegidos electroquímicamente.
- 10 Lo más específico de esta invención es la determinación de la fracción de fluido de trabajo que se deriva hacia el circuito de termorreparación, que está constituido esencialmente por una tubería de derivación (rama 27b) provista de una válvula de regulación de caudal (26), llegando dicha derivación hasta el interior de la carcasa (5) a través de la conexión (28). Allí habrá de extraer el
- 15 calor en exceso, funcionando bajo el criterio técnico de ajustar la temperatura en cada nivel de las máquinas expansoras, al valor de la presión en dicho nivel si hubiera habido una expansión isentrópica, para que parte del calor de las irreversibilidades se recupere regenerativamente. Para ello, el fluido termorreparador, que es una fracción del fluido de trabajo, procede del punto de
- 20 más alta presión de todo el circuito, que es de donde sale la rama (27b) de modo que puede superar la pérdida de carga manométrica que le exija pasar a lo largo de la carcasa (5), y volver a inyectarse al flujo principal del fluido de trabajo por el conducto (29) desde el cual irá hacia la fase de expansión.
- 25 La determinación de dicha fracción va en paralelo con el cálculo de la mejoría que puede experimentar el ciclo base, al añadirle la regeneración del calor procedente de las irreversibilidades. Si ese calor no se regenera, se pierde, pues cuando llega el fluido de trabajo al mínimo nivel de presión del circuito, todo el calor en exceso para cerrar el ciclo, se tiene que evacuar por el foco frío. En el
- 30 caso de la invención no es así, pues una fracción del fluido de trabajo se lleva dicho calor, estando dicha fracción a presión tan alta, que se le puede inyectar aguas arriba de la fase de expansión.

Para hacer los cálculos pertinentes se definen las siguientes magnitudes y

35 parámetros del problema, para lo que supondremos que el fluido de trabajo es un gas ideal, concretamente argón, pues simplifica las cosas el hecho de que su

calor específico a presión constante sea a su vez constante. Eso hace que los incrementos de entalpía sean siempre proporcionales a los incrementos de temperatura, y por tanto los rendimientos se pueden expresar en función de éstas.

5

Son relevantes los siguientes rendimientos y parámetros:

$\rho$ =rendimiento isentrópico de la expansión (habría que definir otro similar para las máquinas compresoras; pero por razones de sencillez expositiva, se va a suponer que en el ciclo realista, el rendimiento de ambos tipos de máquinas es el mismo)

10

$\epsilon$ =rendimiento de recuperación del calor de las irreversibilidades

$\phi$ =rendimiento relativo de la expansión del calor regenerado, respecto del rendimiento del calor principal

$\Delta T$ = incremento de temperatura en el foco caliente (1250-412=838 K en el ejemplo)

15

$\Delta T'$ = incremento de temperatura en la regeneración (como máximo puede ser igual a  $\Delta T$ ; cabe definir un rendimiento de temperatura,  $\tau$  como cociente  $\Delta T'/\Delta T$ ).

En realidad, la aplicación de la invención sólo puede justificarse si los rendimientos específicos que comporta,  $\epsilon$ ,  $\phi$ , y  $\tau$ , son muy próximos a 1 (y desde luego mucho mayores que  $\rho$ ).

20

La potencia mecánica de la parte expansora,  $W$ , se define por

$$W = \rho(m\Delta T + \phi m'\Delta T')$$

y la de compresión

$$W_c = (m + m')\Delta T_c$$

Y el balance energético de la regeneración, es

$$(m\Delta T + m'\Delta T')(1 - \rho) = \frac{m'\Delta T'}{\epsilon}$$

25

De donde se obtiene

$$m' = m \frac{\Delta T}{\Delta T'} \frac{\beta}{1 - \beta}$$

siendo  $\beta = \epsilon(1 - \rho)$

La potencia de expansión se puede expresar como

$$W = \rho m \Delta T \left(1 + \frac{\phi \beta}{1 - \beta}\right)$$

Debe señalarse que cuando los rendimientos de recuperación del calor de la regeneración,  $\varepsilon$ , y el del turbinado,  $\phi$ , se aproximan a 1, el resultado de  $W$ , independientemente del valor de  $p$ , es el máximo posible, esto es, el que se entrega en el foco caliente, es decir

$$W = m\Delta T = Q$$

- 5    Recuérdese, a efectos de rigor en unidades, que en estas ecuaciones se ha omitido el calor específico isóbaro del fluido, pues el objetivo es determinar los rendimientos de cada tipo de ciclo, y eso cabe hacerlo con las temperaturas (en el caso de gas ideal).
- 10   En la figura 3 se presenta un diagrama termodinámico en el que se dibujan dos tipos de ciclo: uno ideal (sin irreversibilidades); otro realista, con irreversibilidades, correspondiendo a rendimientos isentrópicos de 0,85 tanto en la compresión como en la expansión, existiendo una cascada de 4 escalones de presión, cada uno con una razón de presiones de 2. Dicho ciclo realista muestra
- 15   dos líneas de expansión diferentes, la obtenida sin y con la refrigeración regenerativa objeto de la invención. En la compresión, se produce una refrigeración intermedia entre escalones sucesivos. Se proporcionan también los valores de la temperatura en los diversos puntos representativos, con los cuales se pueden determinar los rendimientos de cada tipo de caso.

20

Ahora bien, la inclusión de la invención provoca:

- un aumento del gasto másico en la compresión (línea 36r) y en la expansión (línea 40) respecto del gasto másico en el foco caliente. A este último gasto se le denomina  $m$ , y al de la fracción de fluido para la regeneración,  $m'$ . Tanto en la
- 25   compresión como en la expansión el gasto másico  $M$  será la suma de ambos, es decir  $M=m+m'$
- un aumento del trabajo generado en la parte expansora, pues hay mayor caudal. (Para poder comparar, los mapas de presión y temperatura no cambian del caso realista sin invención, al caso con invención, salvo en la línea de
- 30   expansión, que cambia, obviamente);
- un aumento de potencia consumida en la fase compresora, igualmente por incremento de gasto másico (pues sin la invención sería  $m$ , y con la invención pasa a  $M$ ).

- Para hacer un ejemplo ilustrativo, se toman los siguientes valores de presión y
- 35   temperatura en los puntos más relevantes:

-máxima presión, 1,6 MPa

-mínima temperatura, 300 K

- Téngase en cuenta que en las transformaciones isentrópicas del argón, el cociente entre calores específicos isóbaro e isócoro, vale 5/3; por lo cual, si se llama  $r$  a la razón de presiones entre final y principio de una evolución isentrópica, la razón de temperaturas es

$$\frac{T_f}{T_p} = r^{0,4}$$

En el ciclo ideal se tiene

-temperatura al final de la compresión, coincidente con el final de la expansión, y el comienzo del foco caliente = 396 K

- 10 -temperatura de salida del foco caliente = 1200 K

El rendimiento del ciclo se define por

$$\omega = \frac{W - W_c}{Q}$$

Donde  $Q$  es el calor aportado en el foco caliente. Como en esta caso el gasto másico es igual para las 3 magnitudes, se puede obviar, y se obtiene

$$\omega = \frac{(1200 - 396) - 4(396 - 300)}{1200 - 396} = 0,522$$

En lo cual se ha tenido en cuenta que hay 4 escalones en la compresión

- 15 Por su parte, el ciclo realista (sin invención aplicada de momento) con el 85% de rendimiento en las máquinas, arroja los resultados siguientes

-temperatura al final de la compresión, coincidente con el comienzo del foco caliente = 412 K

-temperatura de salida del foco caliente = 1250 K

- 20 -temperatura del final de la expansión, 538 K

Y se obtiene

$$\omega = \frac{(1250 - 538) - 4(412 - 300)}{1200 - 412} = \frac{712 - 448}{838} = 0,315$$

Se aprecia que el efecto de las irreversibilidades es muy acentuado, mayor incluso que el producto de rendimientos de compresión y expansión (que da 0,7225 en este caso, mientras que el cociente entre 0,315 y 0,522 es 0,603).

- 25 Por último, hay que computar el efecto de la invención sobre el caso realista. Al aplicar la invención, se extrae de la expansión (línea 39), de manera continuada, el calor en exceso respecto de la isentrópica (línea 40), y dicho calor se recicla; y para extraerlo hace falta un flujo (una fracción del gasto másico) lo que hace que

tanto por la expansión como por la compresión, circule más gasto. Este añadido es

$$m' = m \frac{\Delta T}{\Delta T'} \frac{\beta}{1 - \beta}$$

Que para la hipótesis de que los rendimientos  $\varepsilon$ ,  $\phi$  y  $\tau$  sean casi iguales a 1, queda

$$m' = m \frac{1 - \rho}{\rho}$$

- 5 Y para los rendimientos previstos en las máquinas, queda  $m'=0,176m$ .

Se aprecia que se cumple

$$M = m + m' = \frac{m}{\rho}$$

Con lo que se llega a que el trabajo realizado en la expansión pasa a

$$W = \rho Q \frac{1}{\rho} = Q$$

Y análogamente se multiplica por  $(1/\rho)$  el trabajo de compresión, por lo que el rendimiento queda

$$\omega = 1 - \frac{W_c}{Q} = 1 - \frac{448/0,85}{838} = 0,37$$

- 10 Con la invención se obtiene un incremento de rendimiento desde 0,315 a 0,37, lo que significa un 17,5% mayor.

Indudablemente, los componentes añadidos no serán perfectos, por lo que resulta útil rehacer los cálculos anteriores con rendimientos por debajo de 1. Por ejemplo,  $\varepsilon=0,95$ ;  $\tau=0,97$  y  $\phi=0,99$ , acordes con lo que significan. El valor de  $\beta$  se reduce ligeramente a 0,1425 (desde 0,15). Eso modifica el incremento de flujo en la compresión y la expansión, obteniéndose  $M=1,1713m$  (que es ligeramente superior al del caso anterior). Ello lleva a los siguientes valores

$Q= 838$  (no varía)

- 20  $W= 830$  (disminuye desde 838)

$W_c= 448 \cdot 1,1713=515$

Y el rendimiento del ciclo queda  $(830-515)/838 = 0,364$ , ligeramente menor que el de la termorreparación con todos sus rendimientos iguales a 1 (0,37).

- 25 Como resumen de la invención, se puede decir que consiste en aprovechar dos fuentes de calor: la exterior, que es la que verdaderamente se paga, (línea 37 en el diagrama de la figura 3) y la interior, que no se paga, pues el calor está

generado por las irreversibilidades (y procede de refrigerar el sistema de modo que la línea 39 pase a la línea 40, en la expansión del flujo total, suma del principal y el de regeneración).

- 5 El calor exterior (1) se transfiere en el foco caliente (2) al flujo principal, que una vez calentado entra en la zona de expansión, constituida por una sucesión alternada de toberas (6, 8, 10) y rodets (7, 9, 11). Estos componentes se refrigeran con el flujo de regeneración, que va canalizado dentro de una carcasa (5) que constituye un segundo foco calorífico, generado interiormente. De ahí
- 10 que emerja por el conducto (29) para juntarse con el flujo principal y entrar en la zona de expansión. Transcurrida ésta, el flujo total pasa al foco frío (13,14), al que subsigue la fase de compresión, a través de las coronas de álabes (16, 20, 24) y los difusores (17, 21, 25), con los cuales se intercalan los intercambiadores de refrigeración (19, 23). Del flujo completo ya comprimido, se extrae (por el
- 15 conducto 27b, y según la regulación de la válvula (26)) la fracción de flujo que se emplea para obtener el calor del segundo foco caliente, que se genera interiormente. Este foco pone en valor termodinámico lo que inicialmente es sólo una pérdida, debida a las irreversibilidades.
- 20 La presente invención no está limitada, en modo alguno, a las realizaciones aquí divulgadas. Para la persona experta en la técnica serán evidentes otras posibles realizaciones diferentes de esta invención, a la vista de la presente descripción. En consecuencia, el alcance de protección de la presente invención está definido, exclusivamente, por las reivindicaciones que siguen a continuación.

25

## REIVINDICACIONES

1.- Sistema termodinámico para transformar energía térmica en energía mecánica, provisto de un circuito cerrado por el que circula un fluido de trabajo (15) y que comprende:

- 10

  - al menos un primer intercambiador de calor (2) provisto de un conducto primario (2a) y un conducto secundario (2b), estando el conducto primario alimentado por un fluido exterior (1) que aporta calor a un flujo principal de fluido de trabajo que circula por el conducto secundario (2b) hacia una tobera de entrada (6) de una turbina (6, 7);
- 15

  - una turbina, o alternativamente un conjunto de turbinas (6, 7; 8, 9; 10, 11) dispuestas en serie entre sí y en cuyo interior se expande el flujo total del fluido de trabajo que abandona el conjunto de turbinas (6, 7; 8, 9; 10, 11) a través de un conducto de salida hacia un segundo intercambiador (14) de calor, estando recubierto el conjunto de turbinas por una carcasa externa (5) que proporciona un canal de refrigeración (5a);
- 20

  - al menos un segundo intercambiador de calor (14) provisto de un conducto primario (14a) y un conducto secundario (14b), estando el conducto secundario (14b) alimentado por un fluido exterior (13) a temperatura ambiente, que refrigera el flujo total de fluido de trabajo que circula por el conducto primario (14a) hacia un primer compresor (16, 17);
- 25

  - un compresor, o alternativamente un conjunto de compresores (16, 17; 20, 21; 24, 25), dispuestos en serie entre sí y configurados para comprimir sucesivamente el flujo total del fluido de trabajo, que sale de dicho compresor o conjunto de compresores (16, 17; 20, 21; 24, 25) a través de un conducto de salida;

estando caracterizado el sistema termodinámico por que:

- 30

  - el conducto de salida (27) del compresor o conjunto de compresores está provisto de dos ramas diferentes, una primera rama (27a) conectada al conducto secundario del primer intercambiador de calor, y una segunda rama (27b) conectada a través de un conducto (28) al canal de refrigeración (5a) de la carcasa externa (5) del conjunto de turbinas; de

tal forma que una primera porción del flujo de fluido, denominada flujo principal, va directamente al primer intercambiador (2) de calor a través de la primera rama, y una segunda porción del flujo de fluido de trabajo, denominada flujo de termorreparación, accede a la carcasa exterior (5) del conjunto de turbinas a través de la segunda rama (27b), y circula a lo largo de dicha carcasa, por su canal interior (5a), refrigerando el conjunto de turbinas, y se incorpora al final del conducto secundario (2b) del primer intercambiador de calor a través de un conducto de retorno (29), a partir de lo cual, el flujo total de trabajo, que es la suma del flujo principal más el flujo de termorreparación, entra en la tobera de la primera turbina (6).

2.— Sistema termodinámico según la reivindicación 1, en el que el conjunto de turbinas (6, 7; 8, 9; 10, 11) está provisto de tres turbinas dispuestas en serie entre sí.

3.— Sistema termodinámico según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el conjunto de compresores (16, 17; 20, 21; 24, 25) está provisto de tres compresores dispuestos en serie entre sí.

4.— Sistema termodinámico según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, en el que el conjunto de compresores (16, 17; 20, 21; 24, 25) está provisto al menos de un refrigerador (19, 23) por el que circula fluido (18, 22) a temperatura ambiente y que refrigera el flujo total de fluido de trabajo (15).

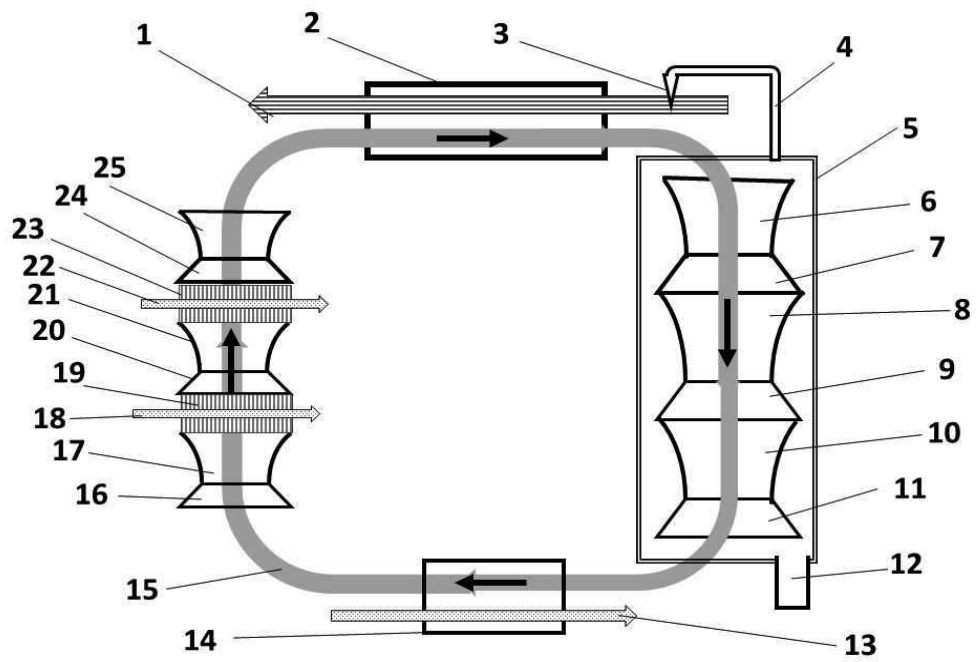


Fig. 1

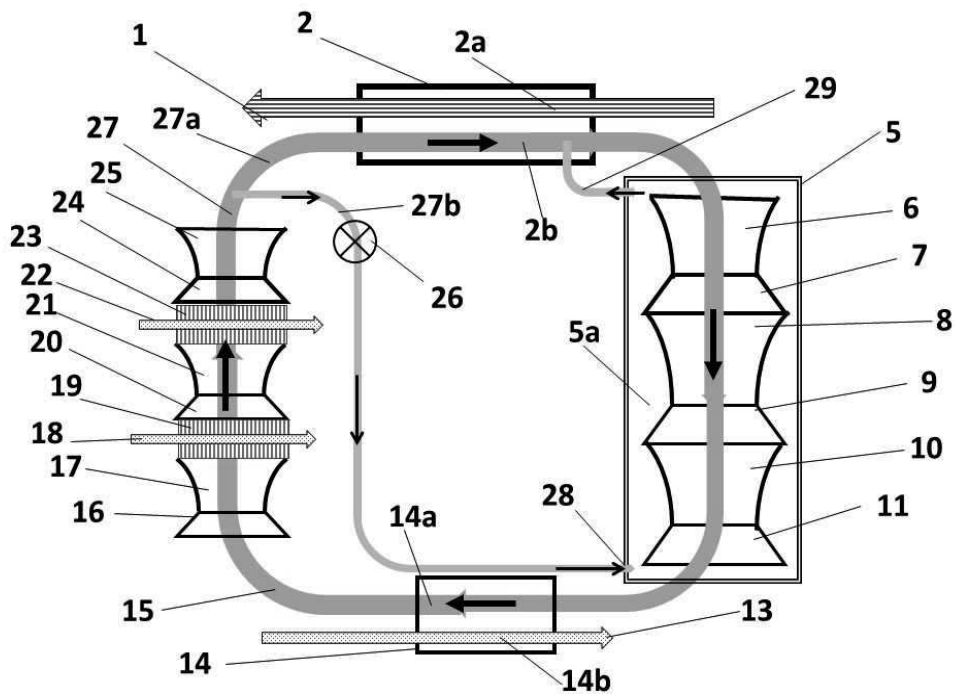
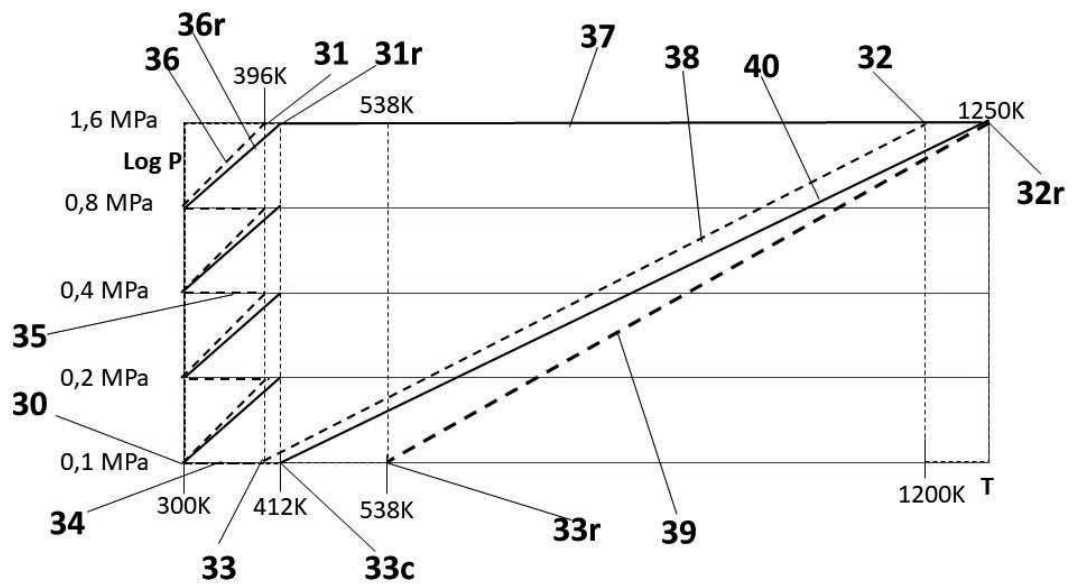


Fig. 2



**Fig. 3**