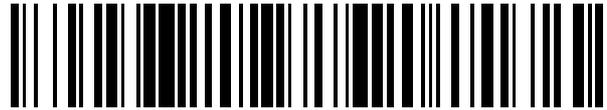


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 657 072**

21 Número de solicitud: 201731385

51 Int. Cl.:

F02C 7/10

(2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A1

22 Fecha de presentación:

05.12.2017

43 Fecha de publicación de la solicitud:

01.03.2018

71 Solicitantes:

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

**Avda. Ramiro de Maeztu, 7
28040 MADRID ES**

72 Inventor/es:

MARTÍNEZ- VAL PEÑALOSA, José María

74 Agente/Representante:

UNGRÍA LÓPEZ, Javier

54 Título: **PROCESO CÍCLICO TERMODINÁMICO CON TURBINA Y COMPRESOR DE GAS, CON APORTACIÓN DE CALOR POR FUENTE EXTERIOR, Y DISPOSITIVO PARA SU REALIZACIÓN**

57 Resumen:

Proceso cíclico termodinámico con turbina y compresor de gas, con aportación de calor por fuente exterior, y dispositivo para su realización, que consiste en un ciclo de fluido de trabajo que se mantiene continuamente en estado gaseoso, y recibe calor de una fuente externa, justo antes de entrar en un intercambiador regenerativo equilibrado en calor específico, con poco frío actuante antes del compresor, cuya salida constituye el circuito de alta presión del regenerador. El fluido puede ser una sustancia pura, o una mezcla para mejorar las propiedades termodinámicas conjuntas.

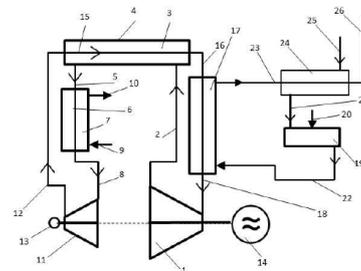


Figura 1

ES 2 657 072 A1

**PROCESO CÍCLICO TERMODINÁMICO CON TURBINA Y COMPRESOR DE GAS,
CON APORTACIÓN DE CALOR POR FUENTE EXTERIOR, Y DISPOSITIVO PARA
SU REALIZACIÓN**

5

DESCRIPCIÓN

SECTOR DE LA TÉCNICA

La invención se encuadra en el campo de los ciclos termodinámicos que transforman energía térmica en energía cinética del eje de rotación de su máquina expansora o turbina.

10

PROBLEMA TÉCNICO A RESOLVER Y ANTECEDENTES DE LA INVENCION

15

El problema consiste en aprovechar al máximo la energía de una fuente externa de calor, ideando un montaje termodinámico que use máquinas y equipos relativamente convencionales, pero interconectados de forma novedosa, explotando las cualidades termo-físicas del fluido real de trabajo, obteniendo unos resultados que van más allá del estado el arte.

20

Desde el punto de vista teórico y de análisis de propuestas, el estado del arte puede verse descrito en las solicitudes previas del inventor de la presente solicitud; en concreto, la patente ES 2427648 B2 trata de un ciclo Brayton con refrigeración ambiental próxima a la isoterma crítica, siendo el segundo documento, con número de aplicación de la solicitud de patente nacional P201731263, un ciclo con punto de menor entalpía que tiene temperatura por debajo de la crítica, pero su presión está por encima de la presión crítica.

25

30

La explotación tecnológica y comercial de las turbinas de gas se centró desde hace muchos años en los turbopropulsores de chorro, aunque a finales del siglo XX comenzó a imponerse la turbina de gas como cabecera de un ciclo combinado, con un Rankine como ciclo inferior (en entalpía específica) para aprovechar el calor emergente de la turbina de gas (sobrante, no transformable en energía mecánica).

Es perfectamente conocido que el rendimiento termo-mecánico está limitado al rendimiento de Carnot, teóricamente. Adicionalmente, repercuten contra el rendimiento

las irreversibilidades y rozamientos de todo tipo que se puedan dar a lo largo del ciclo, que por la general se define suponiendo procesos reversibles, dado que es en ese ámbito donde se puede definir la novedad del ciclo. Lo que atañe a la disminución de irreversibilidades sería cuestión del diseño de las máquinas y equipos. No obstante, habida cuenta la imposibilidad de reducir a cero las irreversibilidades, es muy importante que la novedad propuesta se contraste también con el funcionamiento real con irreversibilidades.

Una parte importante del estado del arte es la formulación teórica del ciclo Brayton en sus diversas especificidades, lo cual se revisa sucintamente a continuación:

Para un ciclo Brayton abierto, en el que la entrada de aire al compresor es a presión atmosférica, y lo mismo sucede con el escape de la turbina, el rendimiento con gas ideal es

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{r^\beta}$$

donde β es el exponente térmico de una evolución isentrópica, siendo r la razón de compresión. Particularmente se aplica a la compresión isentrópica iniciada con presión P_0 y temperatura T_0 ; y llegando a presión P_1 y temperatura T_1 , siendo el valor de ésta

$$\frac{T_1}{T_0} = r^\beta$$

siendo r la razón de compresión, igual a P_1/P_0 .

Propiamente hablando, el rendimiento antedicho se alcanza en el mejor de los casos de un Brayton abierto, que es cuando alcanzan el mismo valor las temperaturas de salida del compresor y de la turbina, por lo que el cociente de Carnot $\mu (=T_M/T_0)$ es

$$\mu = \frac{T_M}{T_0} = \frac{T_M T_C}{T_t T_0} = r^{2\beta}$$

A primera vista extraña que el rendimiento no dependa del cociente de temperaturas extremas, μ , pero en realidad sí depende, por la última ecuación, por lo que se puede reescribir

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{\sqrt{\mu}}$$

Este rendimiento siempre es peor que el de Carnot ($1-\mu^{-1}$).

Es muy importante señalar que, en el ciclo abierto, el rendimiento aumenta tal como lo hace la razón de compresión.

- 5 Esta tendencia cambia absolutamente en un ciclo cerrado regenerativo, que en el caso de gas ideal se rige por

$$\varepsilon = 1 - \frac{W_c}{W_t}$$

donde W_c es el trabajo específico absorbido por el eje del compresor, y W_t es el entregado por el eje de la turbina.

$$W_c = \frac{RT_0}{\beta} (r^\beta - 1)$$

$$W_t = \frac{RT_M}{\beta} r^{-\beta} (r^\beta - 1)$$

Y por tanto, en el Brayton cerrado de gas ideal se llega a

$$\varepsilon = 1 - \frac{r^\beta}{\mu}$$

- 10 Se aprecia que el rendimiento aumenta según crece μ , y según decrece r . Más aún, se tiene que el límite de este rendimiento, cuando r tiende a 1, es precisamente el rendimiento de Carnot, pero hablando con propiedad, ese límite no existe, pues no habría ciclo, porque coincidirían las isóbaras alta y baja.

- 15 Nótese en este caso, que el cociente de Carnot tiene una expresión diferente a la anterior, pues incluye el efecto del regenerador, que exige que la temperatura de salida de la turbina ha de ser mayor que la de salida del compresor. Ello se escribiría

$$\mu = \frac{T_M}{T_0} = \frac{T_M T_t T_c}{T_t T_c T_0} = r^\beta m r^{\beta'}$$

donde m es el factor que caracteriza la regeneración. En la ecuación se ha indicado que en los casos reales, los exponentes de expansión (β') y de compresión (β) serán distintos, así como las razones de compresión respectivas, r y r' , siendo esta última menor que la primera, por razones de pérdida de carga en el circuito.

5

En la ecuación anterior queda evidente que, en cada semiciclo, ascensional y descendiente en entalpía respectivamente, hay tres fases: compresión, regeneración y calentamiento exterior, en el semiciclo de subida; y expansión, regeneración y enfriamiento exterior en el de bajada.

10

El ciclo se cierra mediante el balance de entropía, teniendo en cuenta que tanto la compresión como la expansión las consideramos isentrópicas. Ello permite formular el balance simplemente, como que la entropía ganada desde el final de la compresión al comienzo de la expansión por la isóbara alta, es igual, en valor absoluto, a la entropía perdida desde el final de la expansión al principio de la compresión por la isóbara baja.

15

Para cada una de las fases isóbaras se puede escribir la variación de entropía y de entalpía en estos términos, en función del calor específico C_p y de las temperaturas de comienzo y final de fase, T_{xi} y T_{xf} .

$$\Delta S_x = \int_{T_{xi}}^{T_{xf}} C_p \frac{dT}{T} = G_x \ln \left(\frac{T_{xf}}{T_{xi}} \right)$$

$$\Delta H_x = \int_{T_{xi}}^{T_{xf}} C_p dT = C_x (T_{xf} - T_{xi})$$

A partir de ello se puede definir la temperatura T_x que caracteriza cada fase, y corresponde a

20

$$T_x = \frac{\Delta H_x}{\Delta S_x} = \frac{C_x (T_{xf} - T_{xi})}{G_x \ln(T_{xf}/T_{xi})} = \frac{C_x}{G_x} T_{x0}$$

Donde T_{x0} es la temperatura que sería característica en un gas ideal en esas condiciones, pues en el gas ideal C_p es constante, y $C_x = G_x$.

El balance de entropía se puede escribir, usando a y b como identificadores de las isóbaras de alta y de baja presión

$$\Delta S_a = \Delta S_{ra} + \Delta S_h = \Delta S_f + \Delta S_{rb} = \Delta S_b$$

5 Para su definición, hay que identificar la temperatura T_a en la que acaba la regeneración de alta presión y comienza el calentamiento externo. Dicha T_a debe ser menor que la temperatura de salida de la turbina T_t , y de hecho será bastante más baja cuanto mayor sea el efecto de pérdida de entalpía al subir por la isoterma T_c desde P_0 a P_1 , lo cual exige considerar la ecuación de estado real, según se verá más adelante.

10

Las definiciones quedan pues

$$\Delta S_{ra} = G_{ra} \ln \left(\frac{T_a}{T_c} \right)$$

$$\Delta S_h = G_h \ln \left(\frac{T_M}{T_a} \right)$$

$$\Delta S_f = G_f \ln \left(\frac{T_c + \Delta T}{T_0} \right)$$

$$\Delta S_{rb} = G_{rb} \ln \left(\frac{T_a + \Delta T}{T_c + \Delta T} \right)$$

Donde se ha introducido el valor ΔT como diferencia entre el fluido caliente y el frío en el intercambiador regenerativo. Para el caso absolutamente ideal, $\Delta T=0$.

Del balance de entropía se puede escribir

15

$$\Delta S_h - \Delta S_f = \Delta S_{rb} - \Delta S_{ra} = \frac{\Delta H_h}{T_h} - \frac{\Delta H_f}{T_f} = \frac{\Delta H_{rb}}{T_{rb}} - \frac{\Delta H_{ra}}{T_{ra}}$$

A partir de ello, y con objeto de ligar el rendimiento con el balance de entropía, se puede escribir la igualdad siguiente, teniendo en cuenta que ΔH_r es igual en ambas isóbaras:

$$\frac{\Delta H_f}{\Delta H_h} = \frac{T_f}{T_h} / \left(1 - \frac{\Delta H_r T_f}{\Delta H_f T_{ra}} \left(1 - \frac{T_{ra}}{T_{rb}}\right)\right)$$

El rendimiento por tanto se puede expresar como

$$\varepsilon = 1 - \frac{\Delta H_f}{\Delta H_h} = 1 - \frac{\frac{T_f}{T_h}}{1 - \frac{\Delta H_r T_f}{\Delta H_f T_{ra}} \left(1 - \frac{T_{ra}}{T_{rb}}\right)}$$

El proceso de optimización de la expresión anterior no es elemental, pues todas las variables dependen entre sí a través, entre otros parámetros, de C_x y G_x que a su vez condicionan la partición del intervalo T_0 a T_M en cada uno de los semiciclos, de subida y bajada. En todo caso, aparecen dos situaciones posibles, respecto del fluido de trabajo: que se comporte como gas ideal, o que sea un gas que difiera bastante de esa condición. Es bien sabido que cuando los gases se acercan mucho a la campana bifásica líquido-vapor, es decir, a la curva de saturación por comienzo de condensación, el gas se aleja bastante de gas ideal.

5

10

Como ecuación de estado generalizada se emplea la de Gas Ideal con inclusión del llamado "factor de compresibilidad", identificado por "z", y que en cada punto es el que hace que se cumpla

$$P \cdot V = z \cdot R \cdot T$$

Es importante señalar que z es adimensional, pero no así R (que se mide en kJ/(kg·K)).

15

El factor de compresibilidad z vale 1 cuando la sustancia se comporta como gas ideal.

Existen una serie de propiedades termodinámicas que forman parte del estado del arte, y ayudan a formular la invención. Una propiedad útil para caracterizar la fase de regeneración es que la derivada parcial de la entalpía específica respecto de la presión, a temperatura constante, corresponde a

20

$$\left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_T = -V_T f_p$$

siendo V_T el volumen específico a lo largo de la isoterma T , y f_p un parámetro denominado “factor logarítmico de dilatación isóbara”, y corresponde a

$$f_p = \left(\frac{\partial \ln z}{\partial \ln T} \right)_p$$

Este factor logarítmico vale 0 para gases ideales.

- 5 La variación de entalpía específica que se produce al pasar de P_0 a P_1 a lo largo de una isoterma de temperatura dada, T_i ; lo cual se denota por ΔH_i obedece a

$$\Delta H_i = - \int_{P_0}^{P_1} V f_p dP = -V_{T_i} f_{p_i} (P_1 - P_0)$$

donde se ha hecho uso del valor medio de V (V_{T_i}) y de f_p (f_{p_i}). El signo menos se debe a que la entalpía específica decrece cuando se incrementa la presión a lo largo de una isoterma.

10

A su vez, el factor logarítmico de dilatación isóbara sirve para calcular con carácter general el exponente térmico de evolución de la temperatura en una compresión o expansión isentrópica real, que se ha denotado por β , que vale, según se demuestra a continuación,

$$\beta = \frac{zR}{C_p} (1 + f_p)$$

- 15 y el cual determina la citada evolución térmica, que arranca en un estado caracterizado por la presión P_0 y la temperatura T_0 y evoluciona hasta la presión P_1 , cumpliéndose entonces que la temperatura final T_1 es

$$\frac{T_1}{T_0} = \left(\frac{P_1}{P_0} \right)^\beta$$

Para obtener la ecuación de β se parte de la siguiente ecuación de Maxwell:

$$\left(\frac{\partial T}{\partial P} \right)_S = \left(\frac{\partial V}{\partial S} \right)_P$$

- 20 en la que se aplican las igualdades siguientes

$$\left(\frac{\partial V}{\partial S}\right)_P = \frac{\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P}{\left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_P}$$

$$\left(\frac{\partial S}{\partial T}\right)_P = \frac{1}{T} \left(\frac{\partial H}{\partial T}\right)_P = \frac{C_P}{T}$$

$$\left(\frac{\partial V}{\partial T}\right)_P = \frac{R}{P} \left[\left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_P T + z \right]$$

Y combinando ambas derivadas se obtiene el valor previo de β :

$$\frac{P}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_S = \left(\frac{\partial \ln T}{\partial \ln P}\right)_S = z \frac{R}{C_P} \left[\left(\frac{\partial \ln z}{\partial \ln T}\right)_P + 1 \right] = \beta$$

Es importante recordar que la evolución isentrópica general, caracterizada por $dS=0$, parte de la definición de entropía

$$dS = C_V \frac{dT}{T} + \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V dV$$

5

En esta ecuación se incorpora la ecuación de estado real, con z dando

$$\left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V = \frac{R}{V} \left(T \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_V + z \right)$$

$$\left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_V = \left(\frac{\partial z}{\partial P}\right)_V \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V = \left(\frac{\partial z}{\partial P}\right)_V \left[\frac{R}{V} \left(T \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_V + z \right) \right]$$

10 La ecuación anterior señala la variación logarítmica de la temperatura absoluta, respecto de la presión absoluta, en las isentrópicas, que son curvas fundamentales en la definición del ciclo. Al señalar una presión P_0 junto a T_0 , se está eligiendo una isentrópica. Cuando se elija la presión de alta P_1 , habiendo ya fijado la temperatura máxima que se admite, T_M , se obtendrá la isentrópica alta que cierra el ciclo.

15 En él hay aún dos cosas fundamentales: cómo se lleva a cabo el proceso de intercambio de calor regenerativo, y cómo se produce la compresión (de gas, si se acerca a lo ideal; o de vapor, si se busca esa condición). Adicionalmente se tiene el proceso de expansión, pero con T_M suficientemente alta, dicho proceso será muy cercano a gas ideal. Más aún, en la expansión, el gas se mueve en línea con su naturaleza física, que lo lleva a expandirse; que es justo lo contrario de lo que sufre

en la compresión, que resulta en definitiva más difícil de realizar en la práctica, por dicho motivo.

5 Al considerar los dos procesos aludidos, de compresión y de regeneración, aparecen dos incrementos entálpicos, medidos en la isóbara baja, que condicionan enormemente el rendimiento, según cabe deducir de las ecuaciones anteriores, incluyendo los efectos de la ecuación de estado real:

- Uno, el incremento en entalpía producido al pasar de P_0, T_0 a P_1, T_c ; que hemos denotado como ΔH_c .
- 10 - Dos, el incremento de entalpía que se produce al bajar por la isoterma desde P_1, T_c a P_0, T_c . Esta última bajada no forma parte del ciclo material del fluido, pero sí pertenece al proceso de transferencia de calor regenerativo, pues es su límite, por el extremo de baja entalpía.

15 Este último valor de incremento entálpico, denominado antes ΔH_i , es lo mínimo que se pierde en la regeneración. A ello hay que sumar lo que se pierde por la necesidad de que la temperatura del fluido de baja presión sea mayor que el de alta presión, más los desajustes de cómo varían los calores específicos en una y otra isóbara.

20 Si tenemos en cuenta el trabajo específico (entalpía específica) de la turbina W_T , del compresor, W_C y la entalpía descompensada Q_A ($> \Delta H_i$) como consecuencia de ser imposible la regeneración al 100%, el rendimiento puede escribirse como

$$\varepsilon = \frac{1 - W_C/W_T}{1 + Q_A/W_T}$$

25 Esta ecuación tiene como numerador la definición usada antes para gas ideal, pues en el gas ideal $\Delta H_i=0$, pero se añade aquí un denominador mayor que la unidad, pues se ha de incluir el efecto de la imposibilidad de regenerar estas instalaciones al 100%.

EXPLICACIÓN DE LA INVENCIÓN

La invención consiste en prescribir inequívocamente las variables termodinámicas esenciales de un montaje de componentes que conforman un ciclo cerrado para un fluido de trabajo del que también se prescriben sus requisitos.

5

Para ello se ha de afinar el análisis general precedente, del estado del arte, buscando montajes entre dispositivos térmicos, máquinas e intercambiadores, que ofrezcan innovación (con algún tipo de mejora) aprovechando adecuadamente las ecuaciones de estado.

10

Conviene ahondar en la estructura de la ecuación del rendimiento, que con ecuación de estado de un fluido real, sin incluir irreversibilidades todavía, podría escribirse

$$\varepsilon = \frac{1}{1 + Q_A/W_T} \left(1 - \frac{r^{\beta'} \beta' (r^\beta - 1)}{\mu \beta (r^{\beta'} - 1)} \right)$$

15 Donde sí se ha distinguido, por ser esencial, entre el exponente β de la compresión y el β' de la expansión (que será muy próximo al de gas ideal, es decir R/C_p).

Respecto de la compresión, y la descompensación en la regeneración, una sucinta colección de datos termodinámicos será relevante al efecto y servirá de referencia a la explicación, haciéndola más fácil de exponer.

20

Si consideramos nitrógeno puro, el mayor componente del aire, encontramos que su temperatura crítica es de 127 K, es decir, muy por debajo de la del ambiente, por lo que su comportamiento es muy próximo a gas ideal, siendo su $R= 298 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$ y su cociente $\gamma=C_p/C_v=1,4$; por lo que el exponente $\beta=0,286$.

25

Si partimos de un valor de $T_0=30^\circ\text{C}$ (303 K) y aplicamos una compresión de factor 2, a partir de cualquier presión, siempre que se mantenga como gas ideal, se encuentra que la T_c de salida de la compresión (reversible) es de 370 K; y la entalpía consumida

es de 70 kJ/kg·K. Si el caso se cerrara superiormente con $T_M=1000$ K, el trabajo dado por la turbina sería de 187 kJ/kg·K; con una temperatura de salida de la turbina de 820 K, y un rendimiento teórico máximo de 0,63.

- 5 Si aplicamos reversiblemente una compresión de razón 2 ($r=2$) al dióxido de carbono, CO_2 , desde diversas presiones de partida, siempre con 303 K de temperatura inicial, se obtienen los siguientes valores de salto entálpico para W_c , Q_A y Q_{fn} , que es la suma de los dos anteriores, y es el valor mínimo a evacuar por el foco frío (suponiendo todo reversible). Se añade el rendimiento máximo teórico, con $T_M=1000$ K.

10

P_0 (MPa)	W_c (kJ/(kg·K))	Q_A (kJ/kg·K)	Q_{fn} (kJ/kg·K)	Max. ϵ
1	42	11	53	0,607
2	41	13	54	0,606
3	38	24	62	0,581
4	33	32	65	0,585

Los datos anteriores se pueden complementar con los correspondientes de una razón de compresión de factor 3 ($r=3$) con los mismos datos de temperaturas máxima y mínima en el ciclo. Para el N_2 ello representaría salir del compresor a 415 K y de la turbina a 730 K; con trabajos específicos respectivos de 116,5 kJ/kg·K y de 190 kJ/kg·K, lo que lleva aparejado un rendimiento de 0,58, menor que el obtenido para $r=2$ (de 0,63).

15

Para el CO_2 los datos obtenidos para $r=3$, son

P_0 (MPa)	W_c (kJ/(kg·K))	Q_A (kJ/kg·K)	Q_{fn} (kJ/kg·K)	Max. ϵ
1	68	14	82	0,598
2	63	25	93	0,567
3	60	36	96	0,575

Con estos precedentes, se presenta un proceso cíclico que en su definición ideal o sin irreversibilidades, trabaja entre una isóbara de menor presión, o isóbara baja, que está a P_0 , y una isóbara alta, o de mayor presión, P_1 , existiendo

- 5 - una fase de compresión, en la que un compresor aspira el fluido en su punto de menor entalpía específica de todo el ciclo, a presión P_0 y temperatura T_0 , y lo eleva de presión a lo largo de una evolución isentrópica, hasta P_1 , saliendo del compresor con una temperatura T_c , que está ligada a T_0 a través de que su cociente (T_c/T_0) es igual a r^β , siendo r el cociente de presiones (P_1/P_0) y β el exponente térmico de la compresión;
- 10 - siguiendo una fase de calentamiento en la cual actúan sucesivamente dos tipos de fuentes de calor, que son
 - 15 o el propio fluido, en otra fase del ciclo, en la que está más caliente, que es a la salida de la turbina, llevándose a cabo por tanto una fase térmicamente regenerativa, que en esta fase de calentamiento llega hasta una temperatura T_a que está por debajo de la temperatura de salida de la turbina, T_t , en una cantidad que se denomina diferencia terminal superior de temperatura, D_{ist} , cuyo valor está entre 0,001 K y la diferencia de temperaturas entre la salida de la turbina y la salida del compresor, y como referencia de la invención se toma el valor de 10 K;
 - 20 o la fuente externa de aportación del calor al fluido de trabajo, con la que el fluido se calienta hasta T_M , que es la temperatura máxima que alcanza el fluido de trabajo, seleccionando la procedencia de dicho calor entre la combustión de un combustible en una cámara de combustión exterior al circuito cerrado del fluido de trabajo, u otra fuente de calor como la solar térmica, transfiriendo el calor generado al fluido de trabajo, a través de un intercambiador de calor denominado calentador;
 - 25 - una fase de expansión, desde el punto de máxima entalpía específica del ciclo, en el cual el fluido de trabajo está a presión P_1 y temperatura T_M , evolucionando isentrópicamente hasta la presión P_0 , saliendo de la turbina o máquina expansora, donde se realiza esta fase, con una temperatura T_t ;
 - 30 - siguiendo una fase de enfriamiento en la cual concurren dos tipos de acciones refrigeradoras, que son

- o el propio fluido, en otra fase del ciclo en la que está más frío, que es a la salida del compresor, y que se realiza en un intercambiador de calor regenerativo enfriándose el fluido hasta una temperatura T_b que está por encima de la temperatura T_c de salida del compresor, en una cantidad denominada diferencia terminal inferior de temperatura, representada por D_{tit} , cuyo valor está entre 0,001 K y la diferencia de temperaturas entre la salida de la turbina y la salida del compresor, y como referencia de la invención se toma el valor de 10 K;
- o el sumidero exterior de refrigeración, que enfría el fluido hasta T_0

y en la cual las prescripciones fundamentales son

- el cociente entre las temperaturas máxima y mínima del fluido, T_M/T_0 , ha de ser mayor que la razón de compresión r , correspondiente al cociente P_1/P_0 , elevada a la suma de los exponentes térmicos en las evoluciones isentrópicas de compresión y expansión, lo cual equivale a establecer que la temperatura de salida de la turbina, T_t , es mayor que la temperatura de salida del compresor, T_c ;
- las presiones de las isóbaras de baja, P_0 , y de alta, P_1 , se fijan por cumplirse los criterios:
 - de que la entalpía específica ganada por el fluido de trabajo, al descender por la isoterma de salida del compresor, desde P_1 a P_0 , en un proceso virtual que no forma parte del ciclo real, es menor que el trabajo específico del compresor, lo cual se explicita como

$$\frac{RT_0(r^\beta - 1)}{\beta} > f_{p0}V_{c0}P_0(r - 1)$$

donde f_{p0} es el factor logarítmico de dilatación isóbara del fluido de trabajo para la temperatura de salida del compresor y una presión que sea la media geométrica de P_0 y P_1 , y V_{c0} es el volumen específico del fluido a dicha temperatura de salida del compresor, y a dicha media geométrica de presiones;

y para las presiones P_0 y P_1 , los calores específicos isóbaros del fluido de trabajo satisfacen la igualdad siguiente, con una tolerancia de $\pm 20\%$,

$$C_{P1}(T - \Delta T) = C_{P0}(T)$$

siendo ΔT una diferencia de temperaturas cuyo valor cabe seleccionar entre 0,1 °C y 100 °C, siendo 10 °C el valor considerado como referencia en esta invención.

- 5 - Para determinar el valor óptimo de la razón de compresión, r , se halla el valor del factor de regeneración que produce ese óptimo, m , a partir del cociente de Carnot del caso, μ , que se factoriza en tres factores, correspondientes a las fases de compresión, regeneración y expansión, según la ecuación siguiente, en la que se diferencia entre la razón de compresión, r , en el compresor, y r' , en la turbina,

$$\mu = \frac{T_M}{T_0} = \frac{T_M T_t T_c}{T_t T_c T_0} = r^\beta m r'^{\beta'}$$

siendo $r' < r$ por razones de pérdida de carga manométrica a lo largo de todo el circuito del fluido de trabajo, lo cual es función fundamentalmente del valor del factor de regeneración, m , pues a mayor valor de la entalpía que ha de ser regenerada, mayor pérdida de carga, lo cual se valora en esta invención mediante un coeficiente reductor, φ , de tal modo que

$$r' = \varphi \cdot r$$

teniendo φ la siguiente dependencia con m , según se ha investigado en esta invención

$$\varphi = \cos\left(\frac{m - 1}{\mu - 1} \frac{\pi}{2}\right)$$

a partir de lo cual se modifica la ecuación del rendimiento simplificado, sin contabilizar la pérdida de carga, que es

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{\sqrt{\mu m}}$$

para obtener el rendimiento realista η

$$\eta = 1 - \frac{1}{\sqrt{\mu m}} \frac{\sqrt{\mu/m} - 1}{\sqrt{\mu/m} - \varphi^{-\beta}}$$

que se ha de maximizar respecto de m , que es la variable independiente aquí, adoptando para m el valor que maximiza el rendimiento realista, con una tolerancia de $\pm 20\%$ en m ; pudiéndose hacer una aproximación numérica para la determinación de dicho valor de m , como se muestra a continuación para el Argón, con un valor de $\beta=0,40$; y un caso de $\mu=3,3333$, propio de $T_0=300$ K y $T_M=1000$ K, lo cual se presenta en la tabla a continuación,

m	r'/r	Rendimiento realista	Rendimiento simplificado
1	1	0,4522747	0,4522747
1,1	0,9977348	0,47712384	0,47776442
1,2	0,99094946	0,49724995	0,4999975
1,3	0,97967472	0,512932	0,51961314
1,4	0,96396167	0,5241268	0,53708764
1,5	0,94388148	0,53041946	0,55278417
1,6	0,91952513	0,53087379	0,56698513
1,7	0,89100297	0,52369449	0,57991387
1,8	0,8584442	0,50546332	0,59174967
1,9	0,82199634	0,46924209	0,60263831
2	0,7818245	0,399027	0,61269973

5 donde se aprecia que el rendimiento simplificado es monótonamente creciente con m, mientras que el rendimiento realista presenta un máximo para m=1,6; que implica un coeficiente reductor (φ) de 0,919, y teniendo en cuenta que

$$\mu = mr^{\beta} r'^{\beta} = mr^{2\beta} \varphi^{\beta}$$

y con los valores dados, se obtiene que la razón de compresión es r=2,6.

10 La materialización de la invención se selecciona entre hacerla con contenido constante a lo largo del tiempo, sin variar la masa de fluido contenida en el circuito cerrado del sistema, o con contenido variable de fluido de trabajo en el circuito, en función de las condiciones de operación; y en caso de seleccionar inventario variable de fluido durante la operación, se dispone de una válvula de extracción de fluido a baja presión, antes de la succión del compresor, y una inyección de fluido, controlable con válvula, 15 conectada a un depósito de presión superior a la del circuito en ese punto.

El fluido de trabajo se selecciona entre sustancia pura o mezcla de sustancias, escogidas de tal forma que su calor específico a presión constante, a la presiones y temperaturas de interés, cumpla mejor los requisitos de que C_x sea menor que G_x en el proceso de compresión, de que C_x de la isóbara baja, en el proceso de regeneración, 20 a una temperatura T, sea igual al C_x de la isóbara alta a una temperatura T- Δ T, siendo

ΔT una diferencia de temperaturas cuyo valor cabe seleccionar entre 0,1 °C y 100 °C, siendo 10 °C el valor considerado como referencia, y cumpliéndose la igualdad antedicha con una tolerancia de $\pm 20\%$.

- 5 El accionamiento del compresor se selecciona entre efectuarse mecánicamente desde el eje de la turbina, o activado por motor eléctrico, cuya alimentación puede seleccionarse de diversa procedencia.

10 En el caso de mantener constante el contenido del fluido de trabajo en el interior del dispositivo, su operación se regula, al menos, por la aportación de calor a través del calentador, o foco caliente, y la extracción de calor a través del foco frío; y en caso de seleccionarse accionamiento del compresor por motor eléctrico, también se regula el sistema por la potencia dada al compresor, y sus revoluciones.

15 **EXPLICACIÓN DE LAS FIGURAS**

La figura 1 muestra un esquema de un montaje de un dispositivo en el que se podría materializar el proceso de la invención.

20 La figura 2 muestra las líneas de los procesos y los puntos termodinámicos principales del ciclo, en un grafo (entalpía, log P).

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

1. Turbina (de gas)
- 25 2. Escape de la turbina y conexión con el circuito de baja presión del intercambiador regenerativo
3. Circuito de baja presión del intercambiador regenerativo
4. Intercambiador regenerativo
5. Salida del circuito de baja presión del intercambiador regenerativo
- 30 6. Circuito del fluido de trabajo en el sumidero de calor
7. Sumidero de calor

8. Salida del fluido de trabajo del sumidero de calor, y conexión a la entrada del compresor
9. Entrada del refrigerante exterior del sumidero de calor
10. Salida del refrigerante exterior del sumidero de calor
- 5 11. Compresor
12. Salida del compresor y conexión con el circuito de alta presión del intercambiador regenerativo
13. Motor eléctrico de accionamiento del compresor (11)
14. Generador eléctrico activado por el eje de la turbina (1)
- 10 15. Circuito a contracorriente del fluido de trabajo en la rama fría, de alta presión, en el regenerador.
16. Salida del circuito de alta presión del intercambiador regenerativo y conexión con el foco caliente
17. Foco caliente, que puede estar constituido por los humos de la combustión atmosférica, o proveniente de otra fuente
- 15 18. Salida, desde el foco de alta temperatura, del fluido a alta presión y a la más alta temperatura, para entrada en la turbina
19. Cámara de combustión atmosférica
20. Inyector de combustible, o quemador
- 20 21. Admisión de aire atmosférico precalentado en la cámara (19)
22. Conducción de los humos calientes desde la cámara (19) al intercambiador que hace de foco caliente (17)
23. Conducción de los humos desde su salida del foco caliente (17) al recuperador de calor (24)
- 25 24. Intercambiador de calor aire/aire, o recuperador
25. Entrada de aire atmosférico en el recuperador
26. Chimenea de evacuación de humos
27. Punto termodinámico de mínima entalpía del ciclo, que es la entrada al compresor (11).
- 30 28. Punto de salida del compresor (11).
29. Punto en el que finaliza la regeneración en la isóbara alta, y entra el fluido en el calentador, su temperatura es T_a que es igual a T_t menos D_{tst} .
30. Punto de entrada en la turbina (1).
31. Punto de salida de la turbina.
- 35 32. Punto de finalización de la regeneración en la isóbara baja (su temperatura es $T_b = T_c + D_{it}$)

33. Punto de temperatura T_c en la isóbara baja

34. Punto, en la isóbara baja, con igual entalpía que el de salida del compresor (28).

5 En el diagrama de la figura 2 aparecen diversas líneas definidas por una propiedad: la marca LP_0 señala la línea en la cual la presión es constante y vale P_0 . LP_1 es la isóbara alta.

LT_t designa a la isoterma de la temperatura de escape de la turbina, y LT_c la isoterma de la impulsión desde el compresor.

T_0 es la temperatura del punto de mínima entalpía del ciclo (27), y T_M el de máxima entalpía (30).

15 LSc es la isentrópica de compresión.

LSt es la isentrópica de expansión en la turbina.

Lri representa las condiciones del regenerador en la cara inferior (de entalpía) y Lrs las condiciones de la cara superior del mismo.

LE es la línea isentálpica que va desde el punto 28 al 34.

MODO DE REALIZACIÓN DE LA INVENCION

25 La invención se materializa integrando apropiadamente los dos elementos físicos que le componen: el fluido de trabajo, y el equipamiento termo-mecánico en el que se dan los procesos que componen el ciclo.

Para ello, se dispone de un conjunto de elementos o componentes de ingeniería

30 térmica, que van desde el compresor (11) a la turbina (1), pasando por el

intercambiador regenerativo (4), más el calentador o foco caliente (17) para calentar el fluido de alta presión con los medios externos (19). Antes del compresor, en la sucesión de fases del ciclo, se encuentra el foco frío (7).

- 5 La materialización incluye como cuestión esencial fijar los niveles de las variables relevantes en la definición del ciclo, cumpliendo las prescripciones ya expresadas. Estos niveles dependen sustancialmente del fluido de trabajo que se use.

10 La figura 1 muestra un esquema que visualiza una forma preferente de realización de la invención. El dispositivo sobre el que se realiza el ciclo termodinámico comprende una turbina de gas (1), cuyo escape (2) se conecta con un circuito de baja presión (3) de un intercambiador regenerativo (4) que, como se ve más adelante, también dispone de un circuito de alta presión. Termodinámicamente se dan en la figura 2 los puntos necesarios para definir cada proceso, yendo la expansión en la turbina del punto 30 al
15 31, y dándose la regeneración en la isóbara baja desde el punto 31 al 32.

La salida (5) de dicho circuito de baja presión (3) se conecta con un sumidero externo de calor (7) a través del correspondiente circuito (6) del fluido de trabajo en dicho sumidero. Este sumidero de calor (7) está refrigerado, contando con una entrada (9) y
20 una salida (10) del refrigerante exterior del sumidero de calor. La salida (8) del fluido de trabajo del sumidero de calor (7), fija las condiciones en las que dicho fluido de trabajo entra en el compresor (11).

Una vez que el fluido de trabajo ha finalizado su evolución en el compresor (11), la
25 salida (12) del compresor (11) supone la conexión al circuito de alta presión (15) del intercambiador regenerativo (4). Así, cuando el fluido de trabajo emerge por la salida (16) del circuito de alta presión del intercambiador regenerativo (4), está en condiciones de iniciar su evolución en el foco caliente (17), aumentando su entalpía. A la salida (18) de dicho foco caliente (17), el fluido se encuentra en condiciones de
30 evolucionar en la turbina (1), iniciándose así un nuevo ciclo.

Las principales características del ciclo termodinámico característico de esta invención se muestran en la figura 2, cuyos puntos termodinámicos se identifican directamente con puntos geométricos y físicos de los circuitos y máquinas del dispositivo.

- 5 Una novedad en la invención es mantener fijo el contenido de fluido total, que se reparte a lo largo del circuito según la temperatura y la presión.

Hay que señalar que en funcionamiento habitual la situación dentro de cada sección del circuito será casi isóbara, pues si hubiera considerables diferencias de presión, el fluido se aceleraría enormemente. La presión en cuestión puede variar a lo largo del tiempo, tal como varíe la carga entálpica y la T, pero esa evolución se puede considerar como una sucesión de casos casi en equilibrio.

10

En reposo (sin calentamiento ni compresión) el sistema será isoterma e isóbara, y las propiedades valen para todos los puntos.

15

En funcionamiento, en el sistema habrá que distinguir esencialmente cuatro secciones: el circuito de alta, la turbina, el circuito de baja, y el compresor.

- 20 Cada uno de ellos habrá de cumplir:
- La ecuación de estado, en cada punto termodinámico, y en el total de la sección, con valores promedios en las variables intensivas
 - La ecuación de continuidad de masa

25 Respecto de una sección cualquiera, genéricamente llamada i, se puede escribir:

$$M_i = \frac{P_i V_i}{z_i R T_i}$$

donde V_i es el volumen de cada sección. A su vez, cada sección se puede subdividir en compartimentos consecutivos, según se requiera afinar en la descripción de P y T, y como promedios en las máquinas, donde hay fuerte variación de P y T, se puede tomar la media geométrica de cada variable, entre la entrada y la salida del compartimento.

30

En cuanto a la ecuación de continuidad, se puede escribir $M'_i = \text{constante}$, siendo M' el gasto másico. Para determinar qué contenido de fluido, M, se le da en total para que cumpla las especificaciones nominales, se puede escribir, para cada sección:

$$M'_i = \frac{M_i}{\tau_i} = \text{constante}$$

donde τ_i es el tiempo de paso por la sección i , pudiéndose aplicar la ecuación anterior a las cuatro secciones, a, de alta, t de turbina, b de baja, y c de compresor

$$\frac{M_a}{\tau_a} = \frac{M_t}{\tau_t} = \frac{M_b}{\tau_b} = \frac{M_c}{\tau_c} = \frac{M}{\tau}$$

Donde M es la masa total de inventario para cumplir las especificaciones nominales, y τ el tiempo de recorrido total del ciclo

$$M = \sum_i M_i$$

$$\tau = \sum_i \tau_i$$

5

$$V = \sum_i V_i$$

siendo V el volumen total del sistema.

Cuando el sistema esté en condiciones de parada, a temperatura uniforme T' , la presión P' que alcanzará será

10

$$P' = \frac{MzRT'}{V}$$

REIVINDICACIONES

1 – *Proceso cíclico termodinámico con turbina y compresor de gas, con aportación de calor por fuente exterior*, donde el ciclo trabaja entre una isóbara de menor presión, o
 5 isóbara baja, que está a P_0 , y una isóbara alta, o de mayor presión, P_1 , existiendo:

- una fase de compresión, en la que un compresor aspira el fluido en su punto de menor entalpía específica de todo el ciclo, a presión P_0 y temperatura T_0 , y lo eleva de presión a lo largo de una evolución isentrópica, hasta P_1 , saliendo del compresor con una temperatura T_c , que
 10 está ligada a T_0 a través de que su cociente (T_c/T_0) es igual a r^β , siendo r el cociente de presiones (P_1/P_0) y β el exponente térmico de la compresión;

- siguiendo una fase de calentamiento en la cual actúan sucesivamente dos tipos de fuentes de calor, que son

- o el propio fluido, en otra fase del ciclo, en la que está más caliente,
 15 que es a la salida de la turbina, llevándose a cabo por tanto una fase térmicamente regenerativa, que en esta fase de calentamiento llega hasta una temperatura T_a que está por debajo de la temperatura de salida de la turbina, T_t , en una cantidad que se denomina diferencia terminal superior de temperatura, D_{tst} , cuyo valor está entre 0,001 K y la diferencia de temperaturas entre la salida de la turbina y la salida del compresor, y como referencia de la invención se toma el valor de 10 K;

- o la fuente externa de aportación del calor al fluido de trabajo, con la que el fluido se calienta hasta T_M , que es la temperatura máxima que alcanza el fluido de trabajo, seleccionando la procedencia de dicho calor entre la combustión de un combustible en una cámara de combustión exterior al circuito cerrado del fluido de trabajo, u otra fuente de calor como la solar térmica, transfiriendo el calor generado al fluido de trabajo, a través de un intercambiador de calor denominado calentador;
 25
 30

- una fase de expansión, desde el punto de máxima entalpía específica del ciclo, en el cual el fluido de trabajo está a presión P_1 y temperatura T_M , evolucionando isentrópicamente hasta la presión P_0 , saliendo de la turbina o máquina expansora, donde se realiza esta fase, con una temperatura T_t ;

- siguiendo una fase de enfriamiento en la cual concurren dos tipos de acciones refrigeradoras, que son
 - o el propio fluido, en otra fase del ciclo en la que está más frío, que es a la salida del compresor, y que se realiza en un intercambiador de calor regenerativo enfriándose el fluido hasta una temperatura T_b que está por encima de la temperatura T_c de salida del compresor, en una cantidad denominada diferencia terminal inferior de temperatura, representada por D_{tit} , cuyo valor está entre 0,001 K y la diferencia de temperaturas entre la salida de la turbina y la salida del compresor, y como referencia de la invención se toma el valor de 10 K;
 - o el sumidero exterior de refrigeración, que enfría el fluido hasta T_0

caracterizado por que las prescripciones que cumplen las variables del ciclo son:

- el cociente entre las temperaturas máxima y mínima del fluido, T_M/T_0 , ha de ser mayor que la razón de compresión r , correspondiente al cociente P_1/P_0 , elevada a la suma de los exponentes térmicos en las evoluciones isentrópicas de compresión y expansión, lo cual equivale a establecer que la temperatura de salida de la turbina, T_t es mayor que la temperatura de salida del compresor, T_c ;
- las presiones de las isóbaras de baja, P_0 y de alta P_1 se fijan porque la entalpía específica ganada por el fluido de trabajo, al descender por la isoterma de salida del compresor, desde P_1 a P_0 , en un proceso virtual que no forma parte real del ciclo, es menor que el trabajo específico del compresor, lo cual se explicita como

$$\frac{RT_0(r^\beta - 1)}{\beta} > f_{p0}V_{c0}P_0(r - 1)$$

donde f_{p0} es el factor logarítmico de dilatación isóbara del fluido de trabajo para la temperatura de salida del compresor y una presión que sea la media geométrica de P_0 y P_1 , y V_{c0} es el volumen específico del fluido a dicha temperatura de salida del compresor, y a dicha media geométrica de presiones.

2 – *Proceso cíclico termodinámico con turbina y compresor de gas, con aportación de calor por fuente exterior*, según reivindicación 1, **caracterizado por que** para las

presiones P_0 y P_1 , los calores específicos isóbaros del fluido de trabajo satisfacen la igualdad siguiente, con una tolerancia de $\pm 20\%$,

$$C_{P1}(T - \Delta T) = C_{P0}(T)$$

siendo ΔT una diferencia de temperaturas cuyo valor cabe seleccionar entre 0,1 °C y 100 °C, siendo 10 °C el valor considerado como referencia en esta invención.

5

3 – *Proceso cíclico termodinámico con turbina y compresor de gas, con aportación de calor por fuente exterior*, según reivindicación primera o segunda, **caracterizado por que** el valor óptimo de la razón de compresión se determina por hallar el valor del factor de regeneración, m , a partir del cociente de Carnot del caso, μ , que se factoriza en tres factores, correspondientes a las fases de compresión, regeneración y expansión, según la ecuación siguiente, en la que se diferencia entre la razón de compresión, r , en el compresor, y r' , en la turbina,

10

$$\mu = \frac{T_M}{T_0} = \frac{T_M T_t T_c}{T_t T_c T_0} = r^\beta m r^{\beta'}$$

siendo $r' < r$ por razones de pérdida de carga manométrica a lo largo de todo el circuito del fluido de trabajo, lo cual es función fundamentalmente del valor del factor de regeneración, m , pues a mayor valor de la entalpía que ha de ser regenerada, mayor pérdida de carga, lo cual se valora en esta invención mediante un coeficiente reductor, φ , de tal modo que

15

$$r' = \varphi \cdot r$$

teniendo φ la siguiente dependencia con m ,

$$\varphi = \cos\left(\frac{m - 1}{\mu - 1} \frac{\pi}{2}\right)$$

20

a partir de lo cual se modifica la ecuación del rendimiento simplificado, sin contabilizar la pérdida de carga, y asumiendo gas ideal, que es

$$\varepsilon = 1 - \frac{1}{\sqrt{\mu m}}$$

para obtener el rendimiento realista η

$$\eta = 1 - \frac{1}{\sqrt{\mu m}} \frac{\sqrt{\mu/m} - 1}{\sqrt{\mu/m} - \varphi^{-\beta}}$$

que se ha de maximizar respecto de m , que es la variable independiente, adoptando para m el valor que maximiza el rendimiento realista, con una tolerancia de $\pm 20\%$ en m .

25

4 – *Proceso cíclico termodinámico con turbina y compresor de gas, con aportación de calor por fuente exterior*, según reivindicaciones anteriores, **caracterizado por que** el fluido de trabajo se selecciona entre sustancia pura o mezcla de sustancias, escogidas de tal forma que su calor específico a presión constante, a las presiones y temperaturas de interés, cumpla los requisitos de que C_x sea menor que G_x en el proceso de compresión; y de que C_x de la isóbara baja, en el proceso de regeneración, a una temperatura T , sea igual al C_x de la isóbara alta a una temperatura $T-\Delta T$, siendo ΔT una diferencia de temperaturas cuyo valor cabe seleccionar entre 0,1 °C y 100 °C, siendo 10 °C el valor considerado como referencia, y cumpliéndose la igualdad antedicha con una tolerancia de $\pm 20\%$.

5 – *Proceso cíclico termodinámico con turbina y compresor de gas, con aportación de calor por fuente exterior*, según reivindicación primera, **caracterizado por que** el sistema trabaja con contenido total constante, de fluido, y en funcionamiento, en el sistema habrá que distinguir al menos cuatro secciones: el circuito de alta, la turbina, el circuito de baja, y el compresor, y cada uno de ellos habrá de cumplir:

- la ecuación de estado, en cada punto termodinámico, y en el total de la sección, con valores promedios en las variables intensivas, y
- la ecuación de continuidad de masa; y respecto de una sección cualquiera, genéricamente llamada i , se puede escribir:

$$M_i = \frac{P_i V_i}{z_i R T_i}$$

donde V_i es el volumen de cada sección; y su vez, cada sección se puede subdividir en compartimentos consecutivos, según se requiera afinar en la descripción de P y T , y como promedios en las máquinas, donde hay fuerte variación de P y T , se puede tomar la media geométrica de cada variable, entre la entrada y la salida del compartimento; y por lo que corresponde a la ecuación de continuidad, se puede escribir $M'_i = \text{constante}$, siendo M' el gasto másico, cumpliéndose en cada sección:

$$M'_i = \frac{M_i}{\tau_i} = \text{constante}$$

donde τ_i es el tiempo de paso por la sección i , pudiéndose aplicar la ecuación anterior a las cuatro secciones, a, de alta, t de turbina, b de baja, y c de compresor, de modo que

$$\frac{M_a}{\tau_a} = \frac{M_t}{\tau_t} = \frac{M_b}{\tau_b} = \frac{M_c}{\tau_c} = \frac{M}{\tau}$$

donde M es la masa total de inventario para cumplir las especificaciones nominales, y τ el tiempo de recorrido total del ciclo

$$M = \sum_i M_i$$

$$\tau = \sum_i \tau_i$$

$$V = \sum_i V_i$$

siendo V el volumen total del sistema; y cuando el sistema esté en condiciones de parada, a temperatura uniforme T', la presión P' que alcanzará será

$$P' = \frac{MzRT'}{V}$$

6 – *Dispositivo para la realización de un proceso cíclico termodinámico con turbina y compresor de gas, con aportación de calor por fuente exterior*, según cualquiera de las reivindicaciones primera a quinta, **caracterizado por que** dicho dispositivo sobre el que se realiza el ciclo termodinámico comprende una sucesión de equipos en los que tienen lugar procesos a lo largo de los cuales, y a lo largo del tiempo, se mantiene constante el contenido total de fluido de trabajo, si se selecciona la opción de inventario de fluido fijo, siendo los equipos:

- una turbina de gas (1), cuyo escape (2) se conecta con la entrada del circuito de baja presión (3) del intercambiador regenerativo (4);

- un intercambiador de calor regenerativo (4), que integra una sección del circuito de baja presión (3), del circuito que recorre el fluido de trabajo, y en contracorriente una sección del circuito de alta presión; y en este circuito de alta presión, la fase de calentamiento en este regenerador llega hasta una temperatura T_a que está por debajo de la temperatura de salida de la turbina, T_t , en una cantidad que se denomina diferencia terminal superior de temperatura, D_{tst} , cuyo valor está entre 0,001 K y la diferencia de temperaturas entre la salida de la turbina y la salida del compresor, y como referencia de la invención se toma el valor de 10 K; enfriándose el fluido en el circuito de baja presión hasta una temperatura T_b que está por encima de la temperatura T_c de salida del compresor, en una cantidad denominada diferencia terminal inferior de temperatura, representada por D_{tit} , cuyo valor está entre 0,001 K y

la diferencia de temperaturas entre la salida de la turbina y la salida del compresor, y como referencia de la invención se toma el valor de 10 K;

5 - un sumidero de calor (7) conectado a la salida (5) del circuito de baja presión (3) del intercambiador regenerativo (4), estando dicho sumidero de calor (7) refrigerado, contando con una entrada (9) y una salida (10) de refrigerante exterior;

- un compresor (11), cuya entrada está conectada a la salida (8) del fluido de trabajo del sumidero de calor (7), y cuya salida de compresor está conectada a la entrada del circuito de alta presión del intercambiador de calor regenerativo (4);

10 - un foco caliente (17), alimentado térmicamente desde el exterior, y en el cual entra el fluido de trabajo, en su circuito de alta presión, desde el intercambiador de calor regenerativo (4), y cuya salida (18) está conectada a la entrada a la turbina de gas (1).

15 *7 – Dispositivo para la realización de un proceso cíclico termodinámico con turbina y compresor de gas, con aportación de calor por fuente exterior, según la reivindicación sexta, **caracterizado por que** la materialización de la invención se selecciona entre hacerla con contenido constante a lo largo del tiempo, sin variar la masa de fluido contenida en el circuito cerrado del sistema, o con contenido variable de fluido de trabajo en el circuito, en función de las condiciones de operación; y en caso de*
20 *seleccionar inventario variable de fluido durante la operación, se dispone de una válvula de extracción de fluido a baja presión, antes de la succión del compresor, y una inyección de fluido, controlable con válvula, conectada a un depósito de presión superior a la del circuito en ese punto.*

25 *8 – Dispositivo para la realización de un proceso cíclico termodinámico con turbina y compresor de gas, con aportación de calor por fuente exterior, según cualquiera de las reivindicaciones sexta o séptima, **caracterizado por que** el accionamiento del compresor se selecciona entre efectuarse mecánicamente desde el eje de la turbina, o activado por motor eléctrico, cuya alimentación puede seleccionarse de diversa*
30 *procedencia.*

9 – Dispositivo para la realización de un proceso cíclico termodinámico sin condensación del fluido y con prescripciones acotadas sobre sus puntos de mínima y

máxima entalpía, según cualquiera de las reivindicaciones sexta o séptima, y octava, **caracterizado** porque en el caso de mantener constante el contenido del fluido de trabajo en el interior del dispositivo, su operación se regula, al menos, por la aportación de calor a través del calentador, o foco caliente, y la extracción de calor a

5 través del foco frío; y en caso de seleccionarse accionamiento del compresor por motor eléctrico, también se regula el sistema por la potencia dada al compresor, y sus revoluciones.

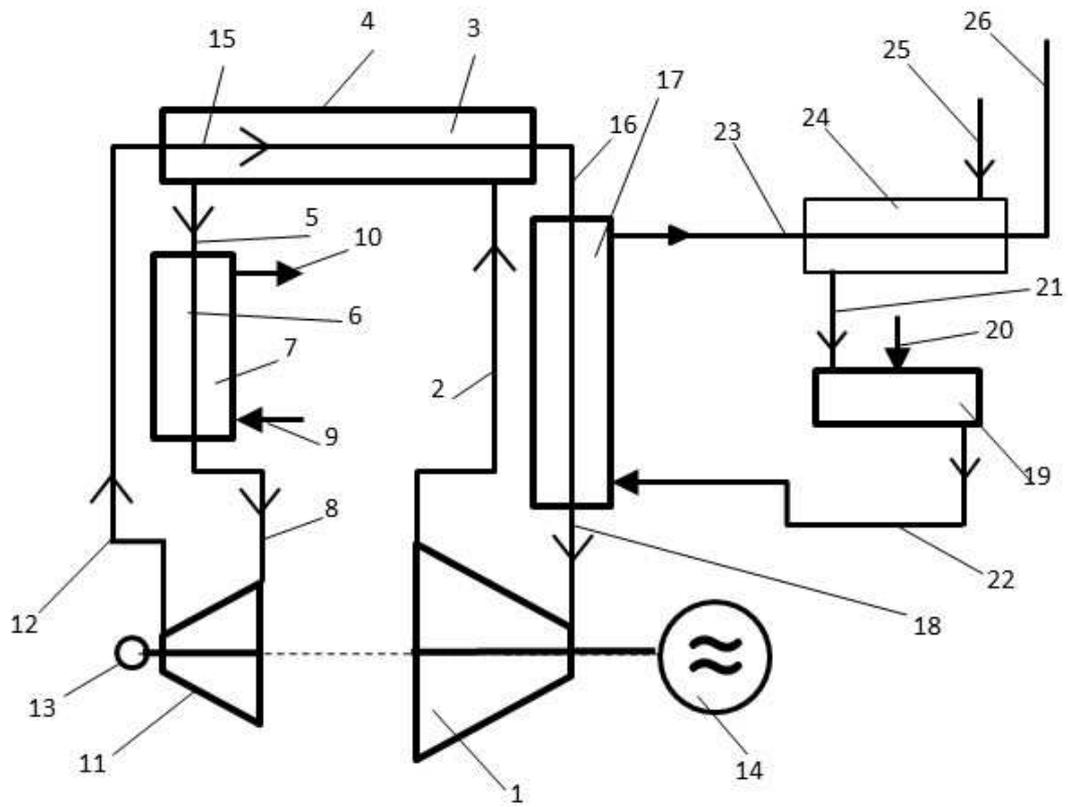


Figura 1

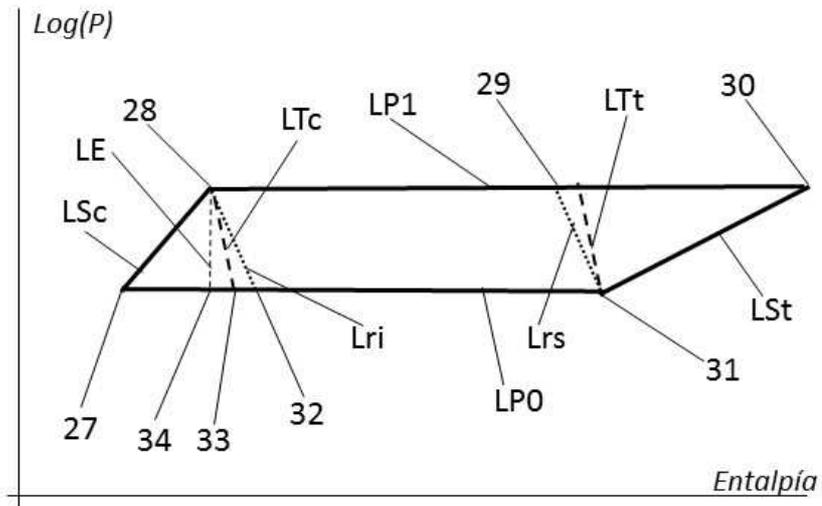


Figura 2



- ②¹ N.º solicitud: 201731385
 ②² Fecha de presentación de la solicitud: 05.12.2017
 ③² Fecha de prioridad:

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TECNICA

⑤¹ Int. Cl.: **F02C7/10** (2006.01)

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	⑤ ⁶ Documentos citados	Reivindicaciones afectadas
X	ES 2427648 A1 (UNIV MADRID POLITECNICA et al.) 31/10/2013, Figura 4.	1-9
A	US 2014291993 A1 (MATSUO KAZUYA et al.) 02/10/2014, Todo el documento.	1-9
A	US 2016010551 A1 (ALLAM RODNEY JOHN et al.) 14/01/2016, Todo el documento.	1-9
A	US 3621654 A (HULL FRANCIS R) 23/11/1971, Todo el documento.	1-9

Categoría de los documentos citados

X: de particular relevancia
 Y: de particular relevancia combinado con otro/s de la misma categoría
 A: refleja el estado de la técnica

O: referido a divulgación no escrita
 P: publicado entre la fecha de prioridad y la de presentación de la solicitud
 E: documento anterior, pero publicado después de la fecha de presentación de la solicitud

El presente informe ha sido realizado

para todas las reivindicaciones

para las reivindicaciones nº:

Fecha de realización del informe
19.02.2018

Examinador
J. A. Celemín Ortiz-Villajos

Página
1/2

Documentación mínima buscada (sistema de clasificación seguido de los símbolos de clasificación)

F02C

Bases de datos electrónicas consultadas durante la búsqueda (nombre de la base de datos y, si es posible, términos de búsqueda utilizados)

INVENES, EPODOC