

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 713 123**

21 Número de solicitud: 201930136

51 Int. Cl.:

F02C 1/10 (2006.01)

F02C 1/04 (2006.01)

12

PATENTE DE INVENCION CON EXAMEN

B2

22 Fecha de presentación:

19.02.2019

43 Fecha de publicación de la solicitud:

17.05.2019

Fecha de modificación de las reivindicaciones:

16.07.2019

Fecha de concesión:

29.10.2019

45 Fecha de publicación de la concesión:

06.11.2019

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 TÉRMICO CON COMPRESOR Y TURBINA DE EXPANSIÓN DE GAS EN CIRCUITO CERRADO, CON APORTACIÓN DE CALOR POR FUENTE EXTERIOR, Y RECUPERACIÓN INTERNA DE CALOR Y DE ENERGÍA MECÁNICA, PARA GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD, Y PROCEDIMIENTO**

57 Resumen:

Sistema térmico con compresor y turbina de expansión de gas en circuito cerrado, con aportación de calor por fuente exterior y recuperación interna de calor y de energía mecánica, para generación de electricidad, donde el sistema consiste en una sucesión de componentes que incluyen recuperadores mecánicos abocinados para transformar presión dinámica en estática, en los tramos que van desde la salida de fluido de cada máquina, compresor o turbina, a la entrada correspondiente del regenerador de calor, de alta y baja presión respectivamente; pudiéndose encadenar varios ciclos en uno solo, con incremento de rendimiento; quedando reglado el procedimiento termodinámico que rige cada ciclo, de modo que el volumen específico del fluido turbinado es mayor que el del fluido a su paso por el compresor.

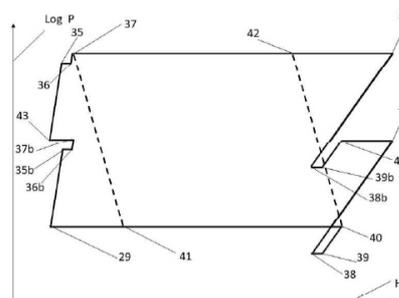


Figura 4

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).

ES 2 713 123 B2

DESCRIPCIÓN

SISTEMA TÉRMICO CON COMPRESOR Y TURBINA DE EXPANSIÓN DE GAS EN CIRCUITO CERRADO, CON APORTACIÓN DE CALOR POR FUENTE EXTERIOR, Y RECUPERACIÓN INTERNA DE CALOR Y DE ENERGÍA MECÁNICA, PARA GENERACIÓN DE ELECTRICIDAD, Y

5 PROCEDIMIENTO

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, cuyo eje va acoplado al de un generador eléctrico.

PROBLEMA TÉCNICO A RESOLVER Y ANTECEDENTES DE LA INVENCION

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 al máximo las cualidades termo-físicas del fluido real de trabajo, mediante recuperación interior de energía térmica y energía mecánica, obteniendo unos resultados que van más allá del estado el arte.

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 solicitud de patente española P 201731263, que describe 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.

Es perfectamente conocido que el rendimiento termo-mecánico está limitado al rendimiento de Carnot, como máximo teórico. Adicionalmente, repercuten contra el rendimiento las irreversibilidades y rozamientos de todo tipo que se puedan dar a lo largo del ciclo, que por lo general se define suponiendo procesos reversibles. No obstante, habida cuenta la imposibilidad de reducir a cero las irreversibilidades, es muy importante que la novedad propuesta incluya los efectos de las irreversibilidades, lo cual se señalará al describir la invención.

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:

- 5 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

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

- 10 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 . Para un gas ideal el valor de β corresponde a $(\gamma-1)/\gamma$; siendo γ el coeficiente adiabático.

- 15 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

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

- 20 Nótese que los subíndices de la temperatura son

0= entrada en el compresor (que es la mínima del fluido en el ciclo)

C=salida del compresor

t=salida de la turbina

M= entrada en la turbina (que es la máxima temperatura del fluido en el ciclo).

- 25 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.

10
$$W_c = \frac{RT_0}{\beta}(r^\beta - 1)$$

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

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

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

- 15 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.

- 20 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 sea mayor que la de salida del compresor. El cociente de Carnot se descompone ahora en:

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

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.

En la ecuación anterior se resume que, en cada semiciclo, hay tres fases: compresión, regeneración y calentamiento exterior, en el semiciclo de subida en entalpía; y expansión, regeneración y enfriamiento exterior en el de bajada.

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, hasta el comienzo de la expansión, por la isóbara alta, es igual, en valor absoluto, a la entropía perdida desde el final de la expansión, hasta el principio de la compresión, por la isóbara baja.

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

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

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; y correspondiendo el subíndice r al intercambiador regenerativo, el h al foco caliente, y el f al foco frío:

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

- 5 Para su definición precisa, 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 , pudiendo escribir $T_t = T_a + \Delta T$, donde se ha introducido el valor ΔT como diferencia (prácticamente constante) entre el fluido caliente y el frío en el intercambiador regenerativo.
- 10 el caso absolutamente ideal, que requeriría un intercambiador de longitud infinita, y por ende imposible dicha diferencia entre ambas corrientes sería $\Delta T = 0$.

Las definiciones quedan pues

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

15
$$\Delta S_h = G_h \ln \left(\frac{T_M}{T_a} \right)$$

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

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

- 20 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 comportamiento del gas real se aleja bastante de gas ideal; y se aleja aún más cuando se acerca al punto crítico.

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

25
$$P \cdot V = z \cdot R \cdot T$$

Es importante señalar que z es adimensional, pero no así R (que se mide en $\text{kJ}/(\text{kg}\cdot\text{K})$).

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

- 5 Existen una serie de propiedades termodinámicas que forman parte del estado del arte, y ayudan a formular la invención. Una propiedad indispensable es la expresión de la variación de la entalpía en un proceso isentrópico:

$$\left(\frac{\partial H}{\partial P}\right)_S = V_S$$

- 10 Otro parámetro útil para caracterizar la ecuación de estado es f_p , 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.

- 15 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

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

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

- 20 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,

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

- 25 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:

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

5 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 :

$$10 \quad \frac{P}{T} \left(\frac{\partial T}{\partial P}\right)_S = \left(\frac{\partial \ln T}{\partial \ln P}\right)_S = z \frac{R}{C_P} \left[\left(\frac{\partial \ln z}{\partial \ln T}\right)_P + 1 \right] = \beta$$

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

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

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

$$15 \quad \left(\frac{\partial P}{\partial T}\right)_V = \frac{R}{V} \left(T \left(\frac{\partial z}{\partial T}\right)_V + z \right)$$

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

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.

20 Al considerar los procesos de compresión y de regeneración, aparecen dos incrementos entálpicos, que no se pueden recuperar en la regeneración o recuperación térmica:

- Uno, el incremento en entalpía $C_p \cdot \Delta T$, siendo ΔT la diferencia entre las temperaturas caliente y fría en el intercambiador regenerativo.
- 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 pertenece al proceso de transferencia de calor regenerativo, pues es su límite, por el extremo de baja entalpía.

Este último valor de incremento entálpico, denominado antes ΔH_i , es lo mínimo que se pierde en la regeneración, por motivos de la ecuación de estado. A ello hay que sumar lo del punto primero, y así se puede definir la entalpía descompensada, o no recuperada, Q_A en el intercambio regenerativo, que se puede expresar por

$$Q_A = H_i + C_{pm} \Delta T$$

donde C_{pm} es el valor medio del calor específico en la isóbara de baja en la regeneración. Esta cantidad no recuperable hay que minimizarla, y como el primer sumando vale $-V_{Ti} f_{pi}(P_1 - P_0)$, resulta aconsejable minimizar f (que vale 0 para gas ideal). Es decir, se debe escoger un dominio del diagrama del gas empleado como fluido de trabajo, en el que se comporte como gas ideal. En ese diagrama, el valor de C_p será apreciablemente constante, no dependiendo significativamente de T ni de P .

Esta es una prescripción ya perfectamente conocida en el estado del arte, pero se incluye aquí porque la novedad de la invención se implanta con mejores resultados en este dominio de gas ideal.

Si tenemos en cuenta el trabajo específico (entalpía específica) de la turbina W_T , del compresor, W_C y la entalpía descompensada Q_A el rendimiento puede escribirse como

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

Esta ecuación incluye, por Q_A , el efecto de la imposibilidad de regenerar estas instalaciones al 100%.

Junto a este efecto, puramente termodinámico, hay que contabilizar otras dos fuentes de irreversibilidades de tipo mecánico: las debidas a las máquinas, turbina

y compresor, que presentan flujos intersticiales y rozamientos; y el efecto de pérdida de carga manométrica en todas las conducciones.

Estas tres fuentes de irreversibilidad termodinámica, por las máquinas, por la pérdida de carga manométrica, y por la imposibilidad de recuperar al 100 % el calor de regeneración, son hechos fundamentales que deben tenerse en cuenta rigurosamente en la definición del ciclo real; pues si no se consideran apropiadamente, el resultado propuesto podría ser una entelequia, no una realidad construable.

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

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

Donde se ha distinguido 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). De hecho, si el gas se comporta como ideal en todo el dominio del ciclo, ambos exponentes serán iguales y constantes, dados por:

$$\beta = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$$

siendo γ

$$\gamma = \frac{C_p}{C_v}$$

la razón entre calores específicos, isóbaro e isócaro.

Como referencia del estado del arte, se parte de 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

- 25 - 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, en el caso de ciclo ideal, hasta P_c , saliendo del compresor con una temperatura T_c , que está ligada a T_0 a través de que su

cociente (T_2/T_0) es igual a r^β , siendo r el cociente de presiones (P_2/P_0) y β el exponente térmico de la compresión. (Se incluye al final del ciclo el efecto de los diversos rendimientos de fase en el rendimiento global).

- Le sigue una fase de calentamiento en la cual actúan sucesivamente dos tipos de fuentes de calor, que son
 - 5 ○ el propio fluido de trabajo, desde 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
 - 10 cantidad que se denomina diferencia terminal superior de temperatura, D_{ts} , 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
 - 15 de 20 K.
 - 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
 - 20 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, o captado, 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_M y temperatura T_M , evolucionando, en el caso de ciclo ideal, isentrópicamente hasta la presión P_0 , saliendo de la turbina o máquina expansora, donde se realiza esta fase, con temperatura T_t ; siendo $T_t = T_M/r^\beta$
 - 30 - La sigue una fase de enfriamiento regenerativo, en la que el fluido frío es el propio fluido de trabajo, en otra fase del ciclo en la que está más frío, que es a la salida del compresor. Esa transferencia de calor 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_{ti} , cuyo valor está entre
 - 35

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 20 K.

- 5
- Y hay una última fase, que se produce en el sumidero exterior de refrigeración, que enfría el fluido hasta T_0 , que fue el punto tomado como inicial del ciclo.

Así pues, en el ciclo hay básicamente dos tipos de fases, que se describen en el diagrama termodinámico, con sus especificidades muy claras:

- 10
- Fases isóbaras, que son las presentes en los calentamientos y enfriamientos.
 - Fases isentrópicas, que son las que rigen los cambios de presión, y en los que se producen (idealmente) las transformaciones termomecánicas.

15

La evolución física de los estados del fluido a lo largo del ciclo, queda definida por 5 variables, que se han de conocer en cada punto, y que son: presión (P), temperatura (T), densidad (ρ), velocidad (c) y sección recta (S) del paso del fluido. En general, se supondrá que todos los conductos son de sección recta circular. Si no lo son, se podrán tratar como tales, usando el concepto de Diámetro hidráulico.

20

Las cinco ecuaciones necesarias para determinar la evolución son las siguientes, perfectamente definidas. Se escriben en su forma integrada, entre el comienzo de una fase, denotado por el subíndice i, y su final, con el subíndice e, en ausencia de circunstancias exteriores que impliquen modificaciones sustanciales en el Formulario de los balances:

- 25
- Ecuación de continuidad, o balance de masa (más exactamente, de gasto, o flujo másico, en

$$m'_i = \rho_i c_i S_i = m'_e = \rho_e c_e S_e$$

- Balance de impulso lineal, o de presiones

$$P_i + \frac{1}{2} \rho_i c_i^2 = P_e + \frac{1}{2} \rho_e c_e^2$$

- 30
- Balance de energía (por unidad de masa) en condiciones de cuasi gas ideal

$$C_p T_i + \frac{1}{2} c_i^2 = C_p T_e + \frac{1}{2} c_e^2$$

- Ecuación de estado del fluido (de gas ideal; si acaso con una corrección menor, a través de z

$$\frac{P}{\rho} = zRT$$

- Ecuación de la transformación del fluido, contando esencialmente con las dos ya dichas:

Isóbara: $P_i = P_e$

Isentrópica: $P_i V_i^\gamma = P_e V_e^\gamma$

Para estas últimas transformaciones, que son esenciales para convertir apropiadamente la energía térmica en mecánica, es muy útil tener en cuenta que las evoluciones de P , T y ρ (o su inverso, el volumen específico, V) van entrelazadas, debido a la ecuación de estado y a la ecuación con el cociente adiabático γ . Esto se suele expresar introduciendo el número de Mach en las ecuaciones, como cociente entre la velocidad del fluido en un punto dado, c , y la velocidad del sonido en ese punto, c_s , estando definida esta última por

$$c_s = \sqrt{\gamma RT}$$

Manteniendo la nomenclatura anterior del estado inicial i ; y del estado final o de escape, e , se obtiene que en las transformaciones isentrópicas (ideales) se cumplen las ecuaciones siguientes:

$$T_i \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_i^2\right) = T_e \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_e^2\right)$$

$$P_i \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_i^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = P_e \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_e^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$\rho_i \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_i^2\right)^{1/(\gamma-1)} = \rho_e \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_e^2\right)^{1/(\gamma-1)}$$

Con estos precedentes extraídos del estado del arte y del conocimiento general termodinámico, se aborda la descripción de la invención, que requiere consideraciones previas sobre los mecanismos que generan pérdidas, térmicas o mecánicas, fundamentalmente los que proviene de rozamientos, como es la pérdida de carga manométrica, o el incremento de entropía en las máquinas del fluido.

EXPLICACIÓN DE LA INVENCION

La invención consiste en un sistema que corresponde a un montaje del circuito cerrado del fluido de trabajo, que incluye dos dispositivos novedosos para recuperación de la energía mecánica del fluido, que se acoplan, uno, en el escape de la turbina; y, el otro, en el escape del compresor; entrando, a través de este
5 dispositivo, el flujo procedente del compresor, en el ramal de alta presión del intercambiador, con una velocidad que hace que el flujo sea laminar dentro de dicho ramal, tomando como velocidad de referencia 0,7 m/s; y entrando el flujo procedente de la turbina en el ramal de baja presión, con una velocidad que hace que el flujo sea laminar dentro de dicho ramal, tomando como velocidad de
10 referencia 1 m/s; consistiendo cada dispositivo en una conducción de sección recta creciente, que va desde la salida de la correspondiente máquina, compresor o turbina, al colector de admisión del correspondiente ramal del intercambiador regenerativo; siendo la sección recta de paso de fluido no sólo un elemento de control para inducir mayor o menor velocidad a la circulación del fluido, sino para
15 hacer efectiva la recuperación de la energía mecánica, transformando la presión dinámica en presión estática, y la energía cinética en entalpía.

El sistema comprende los siguientes componentes físicos, concatenados en circuito cerrado:

- 20 - un compresor centrífugo, dotado de un plato de álabes y de un difusor estático de salida, estando accionado el plato de álabes por un motor eléctrico;
- un recuperador de energía mecánica, con forma de bocina;
- un intercambiador de calor regenerativo, con ramal de alta presión, que está conectado al recuperador de energía mecánica anterior;
- 25 - un foco caliente, que es un intercambiador, en el cual se aporta calor desde un fluido caliente exterior, al fluido de trabajo que se mueve en circuito cerrado, al final de su recorrido a alta presión;
- una turbina de expansión de gas centrípeta, con dos sub-etapas: una corona de toberas para creación de chorros de muy alta velocidad, sin
30 alcanzar la velocidad del sonido; y un rodete de álabes, cuyo armazón de giro está unido a un eje de revolución, que está solidariamente unido a un generador eléctrico;
- un recuperador principal de energía mecánica, con forma de bocina, cuyo extremo de menor sección está unido al escape de la turbina;

estando su otro extremo unido a la carcasa del intercambiador regenerativo;

- 5
- un foco frío, que es un intercambiador, en el cual se extrae calor desde el fluido de trabajo, al final de su recorrido a baja presión, a un fluido frío exterior, seleccionado entre aire de la atmósfera y agua de la hidrosfera;

Además la invención se refiere a un procedimiento de generación de electricidad mediante el sistema térmico, cuyo circuito cerrado está configurado para funcionar según las siguientes fases termodinámicas:

- 10
- aceleración isóbara del gas mediante el plato de álabes rotatorios del compresor centrífugo, movidos por el eje accionado por el motor eléctrico, con multiplicador de velocidad en caso de desajuste de giro con las prestaciones de origen;
- 15
- deceleración del gas centrifugado, a su paso por el difusor del compresor, pasando presión dinámica a estática, a lo largo de una isentrópica, que en la realidad, por irreversibilidades, estará inclinada hacia incremento de entropía, antes de su evacuación desde el difusor del compresor;
- 20
- deceleración isentrópica, realizada en una bocina de conexión entre la evacuación desde el difusor del compresor, y el ramal de alta presión del intercambiador regenerativo, siendo en esta bocina donde se efectúa la recuperación mecánica, con fuerte incremento de la presión estática y donde se amolda al flujo a adquirir régimen laminar;
- 25
- calentamiento isobaro del fluido que circula por el ramal de alta presión del intercambiador de calor regenerativo; hasta alcanzar una temperatura que es D_t grados más baja que la temperatura de salida del recuperador de energía mecánica de la salida de la turbina;
- 30
- calentamiento isobaro hasta la más alta temperatura del ciclo, proviniendo el calor de una fuente externa;
 - aceleración isentrópica del fluido emergente del calentamiento en el foco caliente; mediante las toberas de entrada en la turbina centrípeta, siempre en régimen subsónico, y con Mach cercano a 1 en las partes de mayor velocidad;

- deceleración isóbara en el rodete de la turbina de expansión, con transferencia de energía mecánica a su eje que está conectado mecánicamente con el generador eléctrico;
- deceleración isentrópica en el dispositivo de recuperación de energía mecánica, cuya bocina conecta la salida de la turbina con el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo;
- enfriamiento isobárico en el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo;
- enfriamiento isobárico en el foco frío, que comprende un intercambiador de calor, donde el fluido frío, que refrigera al fluido de trabajo, proviene del medio ambiente.

Para hacer comprensible la física de esta innovación, es necesario exponer la dependencia del rendimiento global del sistema, respecto de las características de cada una de las fases del ciclo; incluyendo, cuando sea necesario, la subdivisión de alguna fase en dos sub-fases o etapas, para mejor evidenciar los beneficios obtenidos con la innovación fundamental, expuesta en lo precedente.

Como complemento de la innovación, se prescribe que el fluido de trabajo se comporte suficientemente como gas ideal en el dominio termodinámico en el que se va a desplegar el ciclo; y eso se concreta con exigir que el factor logarítmico de dilatación isóbara, f , sea menor que la unidad a lo largo de todo el ciclo, siendo suficiente la comprobación de esta exigencia en el punto a la salida del compresor.

Un primer en la explicación de la Física de la invención y del ciclo base en que se fundamenta, que fue expuesto en el apartado anterior, es analizar la dependencia del rendimiento respecto de los parámetros relevantes del ciclo, bien sean de su constitución mecánica, como es la razón de compresión, r , bien sean propiedades del fluido, como es el cociente adiabático, γ .

Para ello se denotará con η_c el rendimiento del compresor, que se mide por el incremento ideal de entalpía en la isentrópica de compresión, dividido por el incremento real, correspondiente a la temperatura real de salida, T_c lo cual puede escribirse

$$\eta_c = \frac{T_0(r^\beta - 1)}{T_c - T_0}$$

Con esta denominación, el trabajo de compresión real, W_{cr} se expresa en función del teórico, W_c , ya definido, por

$$W_{cr} = \frac{W_c}{\eta_c}$$

- Análogamente se define el rendimiento de la turbina, representado por η_t , como el decremento real de entalpía, dividido por el decremento ideal, y se expresa en función de la temperatura real a su salida, T_t , respecto de la de entrada en la turbina, T_M , y la teórica de salida, $r^{-\beta}T_M$,

$$\eta_t = \frac{T_M - T_t}{T_M - r^{-\beta}T_M}$$

El rendimiento del ciclo ideal se definió como

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

- 10 Si en la definición anterior se sustituyen los trabajos específicos teóricos del compresor y de la turbina, por los realistas, que incluyen los rendimientos de estas máquinas, se obtiene la siguiente expresión

$$\varepsilon_r = 1 - \frac{W_{cr}}{W_{tr}} = 1 - \frac{r^\beta}{\mu\eta_c\eta_t}$$

- 15 En esta expresión no están considerados los otros dos efectos de pérdida de eficiencia: la entalpía no recuperada en la regeneración; y el defecto producido por la pérdida de carga manométrica.

El primero afecta a la totalidad de la ecuación, pues exige incrementar el calor total aportado. Su efecto se contabiliza por tanto en el denominador de la ecuación del rendimiento

20

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

Si se denomina θ al cociente Q_A/W_{tr} , el efecto negativo en el rendimiento realista, ε_r , se puede expresar como

$$\varepsilon_r(1 + \theta) = 1 - \frac{W_{cr}}{W_{tr}}$$

- 25 En cuanto a la pérdida de carga manométrica, va a tener como mayor efecto el hecho de que la razón de presiones en el compresor (o razón de compresión) va

a ser mayor que la razón de presiones en la turbina, para que el fluido vaya del compresor a la turbina, y vuelva.

Si identificamos a las presiones P de los puntos significativos por los subíndices de dichos puntos, se puede igualar la razón de compresión, al producto de los sucesivos cocientes entre puntos sucesivos, tal como circula el fluido por el circuito que materializa el ciclo. Llamando r_c a la razón de presiones en el compresor, y r_t la misma razón, pero en la turbina, se tiene

$$r_c = \frac{P_c}{P_0} = \frac{P_c}{P_M} \frac{P_M}{P_t} \frac{P_t}{P_0} = j r_t$$

Donde el parámetro j , mayor que 1, es

$$j = \frac{P_c}{P_M} \frac{P_t}{P_0}$$

P_c , que es la presión a la salida del compresor, ha de ser mayor que P_M , la presión a la entrada de la turbina, en cantidad tal que equilibre la pérdida de carga manométrica en la isóbara alta. Lo mismo cabe decir de la isóbara baja, desde la salida de la turbina (P_t) a la entrada del compresor (P_0).

De cara a la formulación final del rendimiento realista, se debe tener en cuenta el cociente

$$\frac{W_{cr}}{W_{tr}} = \frac{T_0 (j^\beta r^\beta - 1)}{T_M r^{-\beta} (r^\beta - 1) \eta_c \eta_t}$$

donde r representa ahora la razón de presiones en la turbina, y j es el parámetro especificado, como producto de los cocientes de presiones en cada rama idealmente isobara, siendo el numerador de cada cociente la presión al comienzo de la rama, y siendo el denominador la presión al final de la misma.

De las ecuaciones precedentes conviene definir un concepto novedoso, que es el rendimiento equivalente por pérdida de carga manométrica, η_j

$$\eta_j = \frac{r^\beta - 1}{j^\beta r^\beta - 1}$$

Lo cual permite expresar definitivamente el rendimiento realista, ε_r , mediante la siguiente ecuación novedosa

$$\varepsilon_r = (1 - \frac{r^\beta}{\mu \eta_c \eta_t \eta_j}) / (1 + \theta)$$

En la ecuación anterior, y en la que le precede, r representa la razón de presiones en la turbina, siendo la del compresor jr .

- De esta última ecuación se deduce que para obtener un rendimiento positivo en el ciclo real, el primer paréntesis ha de ser positivo, y por ende se ha de prescribir que la razón de temperaturas en la turbina (que es igual a r^β) ha de ser menor que un determinado coeficiente que resulta de multiplicar el cociente de Carnot por los tres rendimientos termo-mecánicos: compresor, turbina y pérdida de carga manométrica, a lo cual se le puede denominar coeficiente de Carnot modificado:

$$r^\beta < \mu \eta_c \eta_t \eta_j$$

- 10 También debe existir una cota inferior, que en este caso está referida al segundo paréntesis de la ecuación del rendimiento realista, que se refiere a la otra causa de pérdida de eficiencia, que se da en la no recuperación total del calor de la regeneración. Para ello se define un rendimiento en la regeneración que es:

$$\eta_g = \frac{1}{1 + \theta} = \frac{1}{1 + Q_A/W_{Tr}}$$

- 15 Tal como se ha establecido la prescripción sobre f_p , exigiendo que el gas sea muy cercano a gas ideal, la contribución H_i a la entalpía no recuperada en la regeneración, Q_A , será nula o despreciable; por lo que la no recuperación de entalpía en la regeneración, vendrá dada por la diferencia de temperaturas D_t entre el fluido caliente y el frío, que se puede tomar por 20 K como referencia. En este caso, el valor del parámetro θ es

$$\theta = \frac{20}{T_M (1 - r^{-\beta}) \eta_t}$$

Y el rendimiento de regeneración queda

$$\eta_g = \frac{T_M (1 - r^{-\beta}) \eta_t}{20 + T_M (1 - r^{-\beta}) \eta_t} = \frac{r^\beta - 1}{\left(1 + \frac{20}{T_M \eta_t}\right) r^\beta - 1}$$

Por simplificar, se puede denominar

25
$$\varphi = 1 + \frac{D_t}{T_M \eta_t}$$

siendo en este caso $D_t=20$, como referencia.

El rendimiento realista se puede formular por tanto, como

$$\varepsilon_r = \eta_g \left(1 - \frac{r^\beta}{\mu \eta_c \eta_t \eta_j} \right)$$

donde

$$\eta_g = \frac{r^\beta - 1}{\varphi r^\beta - 1}$$

Es imprescindible limitar por abajo el valor del rendimiento de regeneración, η_g , por depender ε_r linealmente de él. Si denotamos con Γ a dicho límite de η_g , que no será inferior a 0,50 para no dejar la instalación arruinada energéticamente, se podrá encontrar la cota inferior que se buscaba para la razón de presiones, r , o la razón isentrópica de temperaturas, r^β .

Se puede escribir

$$10 \quad \eta_g = \frac{r^\beta - 1}{\varphi r^\beta - 1} > \Gamma$$

De la cual puede obtenerse el requisito de valor mínimo de la razón de presiones

$$r^\beta > \frac{1 - \Gamma}{1 - \varphi \Gamma}$$

Asimismo se obtiene un requisito para el parámetro φ (que es mayor que 1)

$$\varphi < \frac{1}{\Gamma}$$

15 Cuanto mejor se desee que sea el sistema térmico, mayor Γ se seleccionará, y menor resultará φ (pero siempre por encima de 1). Para cumplir esa exigencia, o se disminuye la diferencia de temperaturas entre las corrientes del intercambio de calor regenerativo (por debajo de 20, que es la referencia) o se aumenta el producto $T_M \eta_t$.

20 Si en vez de la referencia de 20 K, usamos D_t para denotar la diferencia de temperaturas entre las dos corrientes en el intercambiador regenerativo, la última restricción puede escribirse con generalidad como

$$\frac{D_t}{T_M \eta_t} < \frac{1}{\Gamma} - 1$$

25 El análisis paramétrico que fundamenta la especificación del ciclo de este sistema térmico, se debe emplear también para acotar o establecer prescripciones a los valores relevantes, fundamentalmente el cociente de Carnot, μ .

De la ecuación del rendimiento realista del sistema, se puede escribir

$$r^\beta = \mu' \left(1 - \frac{\varepsilon_r}{\eta_g} \right)$$

Y como la razón de presiones, r , debe ser superior a la unidad, se tiene, para el cociente (modificado) de Carnot

5
$$\mu' > \frac{\eta_g}{\eta_g - \varepsilon_r}$$

Que se transforma inmediatamente en un requisito sobre el cociente de Carnot, y por tanto, un requisito sobre la temperatura máxima T_M que debe alcanzar el fluido de trabajo

$$\mu = \frac{T_M}{T_0} > \frac{\eta_g}{\eta_g - \varepsilon_r} \frac{1}{\eta_c \eta_t \eta_j}$$

- 10 Esta especificación sobre las temperaturas máxima y mínima que alcanza el fluido de trabajo, complementa a la acotación sobre la razón de presiones en la turbina, que en conjunto es

$$\frac{1-\Gamma}{1-\phi\Gamma} < r^\beta < \mu \eta_c \eta_t \eta_j$$

- 15 siendo Γ el valor mínimo tolerable en el rendimiento de la regeneración, y por tanto un índice de referencia de la calidad técnica exigida, que debe ser mayor que 0,5 y menor que 1; y en la invención, como valor de referencia se toma 0,98, por compromiso entre los grandes volúmenes que se necesitan cuando este parámetro tiende asintóticamente a 1, y la mejoría que experimentan las prestaciones del sistema, cuando va acercándose ese valor a 1.

- 20 Lo anterior pone en evidencia que la razón de presiones, r , está acotada a valores muy bajos. Téngase en cuenta que un número de Carnot, μ , muy alto es 4 (en el caso de un foco frío a 300 K, y un foco caliente que lleve al fluido hasta 1.200 K); pero se le han de afectar los 3 rendimientos dichos, de turbina, compresor y pérdida de carga; y asumiendo un rendimiento para cada uno de ellos, de 0,85; 25 0,85; y 0,99; el resultado es que μ queda reducido a 2,86. Si se desea tener un rendimiento del ciclo (sin contar la regeneración) del orden del 50%, el valor de r^β debe ser la mitad del último valor de μ , es decir, 1,43. Si se utiliza como gas un diatómico, como se está suponiendo en algunos ejemplos, se encuentra que el valor de la razón de presiones es de 1,89. Si sobrepasa de este valor, el 30 rendimiento del ciclo decae. Si se reduce este valor de r , aumenta el rendimiento.

No obstante, no se puede reducir indefinidamente ese valor, porque tal como se indica en la última ecuación, el rendimiento de regeneración depende fuertemente de r , y baja cuando baja éste, y de ahí que se constituya la cota inferior de r^{β} .

5 Por otro lado, hay una restricción adicional en r , que proviene de la limitación de que la velocidad del fluido no alcance, en ninguna máquina ni conducto, el valor de la velocidad del sonido, pues se produciría el bloqueo sónico, que provocaría limitaciones de flujo e irreversibilidades importantes; lo cual se verá en el apartado de Materialización de la Invención.

10 Esta acotación tan estrecha, impuesta al analizar las prescripciones que deben cumplir los parámetros de definición del ciclo, para obtener un buen rendimiento, supone aparentemente un revés para esta idea. Pero dicho revés será superado por un análisis más a fondo, evidenciando las diversas características que se van a aprovechar en las innovaciones; y en particular, la recuperación de la energía mecánica.

15 Para iniciar este análisis ampliado, es preciso recordar que en los rendimientos de máquinas térmicas, tal como se miden o ensayan, existen dos formas de pérdidas energéticas que se deben considerar adecuadamente y por separado, aunque en las especificaciones de catálogo de estas máquinas, los rendimientos dados son en general conjuntos, es decir, tal como se han presentado en la explicación
20 anterior. Pero una adecuada explicación de la invención requiere diferenciar entre dos tipos de pérdidas, en una máquina de este tipo;

- Las pérdidas térmicas en cualquier parte de la máquina, por rozamiento entre partes de la misma que llevan diferente velocidad. Estas pérdidas no son recuperables de ninguna manera, aunque se pueden reducir,
25 tecnológicamente, mediante un buen sistema de lubricación. En una máquina bien diseñada y bien probada, este rendimiento debe ser superior a 0,95.

- Las pérdidas cinéticas en el escape, pues es imposible transferir toda la energía cinética del fluido, al eje de la máquina rotativa. Esta energía,
30 por unidad de tiempo, puede ser el 15 o el 20% de la potencia térmica del fluido de trabajo. Para una turbina ensayada aislada, o insertada en un ciclo combinado, el rendimiento que se mide incluye el efecto de estas pérdidas cinéticas. Para la invención, es absolutamente esencial darles un tratamiento diferenciado de las anteriores, lo cual plantea la

raíz de esta parte sustancial de la invención, que es el recuperador de energía mecánica a la salida del compresor; y el mismo dispositivo a la salida de la turbina. Este último dispositivo tiene su boca de salida en el comienzo del ramal de baja presión del intercambiador regenerativo.

5 En cuanto al dispositivo a la salida del compresor, conecta éste con la entrada del ramal de alta presión, de dicho intercambiador regenerativo.

En el caso de la turbina, la conversión de energía térmica a mecánica se realiza, como es conocido, en dos fases que se llevan a cabo en dos cuerpos diferentes, que conducen sucesivamente el fluido: la tobera (o toberas, dispuestas circularmente) en las cuales el fluido pierde presión y temperatura isentrópicamente (en el ciclo ideal), disminuyendo la presión en un factor r , al tiempo que se acelera enormemente el paso del fluido de trabajo; y el rodete de álabes, donde una parte significativa de la energía cinética del fluido pasa a energía cinética de rotación del eje del rodete, y del generador eléctrico acoplado a él; y en toda esa evolución no puede el fluido superar la velocidad del sonido en ningún punto, pues de alcanzarse el $Mach = 1$, se produciría el bloqueo sónico, que aparte de ralentizar el fluido, provocaría grandes pérdidas energéticas. El paso por las toberas para producir la aceleración del fluido, consumiendo energía térmica, va acompañado de un incremento muy grande del número de Mach, desde M_M , que prácticamente es 0, a $M_X=1$ (en la realidad, algo menor, pero pueden usarse los valores extremos 0 y 1 para la formulación teórica, en la que el subíndice X hace referencia a la salida de la tobera y entrada en el rodete; del cual sale en condiciones que se denotan con el subíndice E de escape, siguiendo estos procesos las ecuaciones que subsiguen:

$$T_M(1 + 0) = T_X \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} 1 \right) = T_X \left(\frac{1 + \gamma}{2} \right)$$

$$P_M = P_X \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$\rho_M = \rho_X \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{1/(\gamma-1)}$$

30 Las relaciones anteriores son fundamentales en esta invención, y particularmente limitan la razón de presiones en una sola etapa, lo cual correspondería a P_M/P_X , que es función del coeficiente adiabático, γ ; y se calcula

de manera inmediata que el límite superior de r en una sola etapa, es 2,05 para el Ar; 1,893 para el N_2 , y 1,825 para el CO_2 .

Lógicamente la velocidad en el punto denotado con X sería prácticamente la sónica:

5
$$c_X = c_{sX} = \sqrt{\gamma RT_X}$$

La temperatura del punto intermedio, X, será en realidad más alta que la T_X dada por la primera de las ecuaciones de este grupo, debido a las pérdidas térmicas en la tobera, caracterizadas por un rendimiento ε_{txt} que será muy cercano a 1, pues las toberas tienen un conformado suave para ir adaptando la sección recta de paso a las condiciones del fluido, especialmente medidas a través de la densidad, evitando que la aceleración del fluido se separe de la ideal. La temperatura real T_{Xr} será

$$T_{Xr} = T_M - \varepsilon_{txt}(T_M - T_X)$$

Lo cual significa que el número de Mach será algo inferior a 1, y se puede aproximar por

15
$$M_{Xr} = \sqrt{T_X/T_{Xr}}$$

En la salida del rodete de la turbina, la velocidad no puede ser nula (ni muy pequeña) pues precisamente ha de estar conmensurada con el triángulo interior de velocidades, radial, tangencial y de arrastre, para evacuar adecuadamente al fluido.

La velocidad de escape c_E está pues ligada con el rendimiento mecánico del rodete, ε_{rm} , pues

$$c_E^2 = (1 - \varepsilon_{rm})c_{Xr}^2$$

Esta velocidad se debe modificar a la baja por las pérdidas térmicas en el rodete, que se caracterizarían por el complementario del rendimiento isóbaro del rodete, ε_{rtt} (en esto estamos admitiendo que la turbina es 100% de acción, y toda la conversión de energía térmica a energía cinética se realiza en las toberas, y el rodete es isóbaro; pero podría ser parcialmente de reacción, en las cuales dicha conversión se realiza en parte en el propio rodete; aunque la explicación requiere un algebra más compleja, pero que no ayuda a la explicación de la invención en sí). En cuanto a la velocidad real, c_{Er} , esta cumple

$$c_{Er}^2 = \varepsilon_{rtt}c_E^2$$

Es importante que la velocidad c_e sea la que mejores resultados produce en la conversión de energía cinética del fluido a energía cinética de rotación del eje, y cuanto éste arrastra; pero téngase en cuenta que en todos los montajes de ciclo abierto, la energía cinética del fluido en el escape es una pérdida.

- 5 En el montaje de la innovación aquí presentada, esa pérdida no es tal, pues se recupera en forma de presión estática y entalpía, lo que hace que la presión de entrada al compresor, una vez circulado el fluido por el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo, y del foco frío, sea más alta que la requerida, si no se recuperara esa energía mecánica, como se explica más adelante. Así pues, el
- 10 trabajo específico hecho por el compresor para alcanzar una determinada presión estática de salida, será menor que el originalmente planteado, cuando la energía cinética del escape se consideraba una pérdida (y lo era, pues no se aprovechaba).

Para diseñar el dispositivo de acople entre la salida del rodete de la turbina y el

15 ramal de baja presión del intercambiador regenerativo, se usarán los balances ya presentados, que repetimos aquí para facilitar la exposición. En este caso, i representa el escape de la turbina, y e la conexión al regenerador.

- Ecuación de continuidad de gasto, o flujo másico, m'

20

$$m'_i = \rho_i c_i S_i = m'_e = \rho_e c_e S_e$$

Balance de impulso lineal, o de presiones

$$P_i + \frac{1}{2} \rho_i c_i^2 = P_e + \frac{1}{2} \rho_e c_e^2$$

- Balance de energía (por unidad de masa) en condiciones de cuasi gas ideal

$$C_p T_i + \frac{1}{2} c_i^2 = C_p T_e + \frac{1}{2} c_e^2$$

25

- Ecuación de estado del fluido (de gas ideal; si acaso con una corrección menor, a través de z)

$$\frac{P}{\rho} = zRT$$

- Ecuación de la transformación del fluido, contando esencialmente con
- 30 las dos ya dichas:

$$\text{Isentrópica: } P_i V_i^\gamma = P_e V_e^\gamma$$

Téngase en cuenta que $T_r = T_{Er}$ y T_e será la que corresponda al proceso de ralentización que se produce en el dispositivo de acoplamiento, en el cual la sección recta del conducto se va expandiendo hasta conseguir su objetivo, expresado en $c_e = 1 \text{ m/s}$.

- 5 Este último dato es consecuencia de la innovación de operar el intercambiador regenerativo en régimen laminar, que va a proporcionar una solución que ocupa más volumen que el de las opciones turbulentas, aunque aportará dos grandes ventajas, que son una muy baja presión dinámica y una relación más baja que la turbulenta, entre la longitud de los tubos del intercambiador, y su diámetro. Eso
- 10 hace que la pérdida de carga de la opción laminar sea muy pequeña, y por tanto el índice j prácticamente 1, siendo

$$j = \frac{P_c P_t}{P_M P_0}$$

- siendo P_c la presión a la salida del compresor, P_M la presión a la entrada de la turbina, P_t la salida de la turbina, y P_0 a la entrada del compresor, y por tanto el
- 15 rendimiento equivalente por pérdida de carga manométrica, η_j es también muy cercano a 1.

Definida esa condición final del dispositivo de acoplamiento turbina-regenerador, y conocidas las condiciones completas de salida del rodete de la turbina, T_{Er} y c_{Er} , quedan fijadas las condiciones de salida del dispositivo acoplador. En particular

20

$$C_p T_{Er} + \frac{1}{2} c_{Er}^2 = C_p T_e + \frac{1}{2} 1^2$$

de lo cual se obtiene T_e y por ende se pueden calcular M_{Er} y M_e , lo que facilita la determinación de los demás valores, P_e y ρ_e , mediante

$$P_{Er} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{Er}^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)} = P_e \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_e^2 \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$\rho_{Er} \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_{Er}^2 \right)^{1/(\gamma-1)} = \rho_e \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M_e^2 \right)^{1/(\gamma-1)}$$

- 25 La cuestión fundamental es ir acomodando la sección recta de paso, S , desde la inicial S_E a la final, S_e .

$$\rho_{Er} c_{Er} S_E = m'_e = \rho_e S_e$$

Nótese que ya se ha utilizado que la velocidad de entrada c_e en el intercambiador, es igual a 1 m/s. De esta ecuación se obtiene S_e , a partir de la cual se diseña el dispositivo de la invención.

5 Dicho dispositivo consiste en una bocina que parte de una boca pequeña, y multiplica el área de su sección recta por un factor algo inferior a la razón de velocidades entre la entrada en el dispositivo, y la salida, que como referencia se ha fijado en 1 m/s. Un ejemplo numérico se da en el apartado de materialización de la invención.

10 La longitud del dispositivo está relacionada con la deceleración que se establece, para ir convirtiendo la presión dinámica en estática. Dicha deceleración corresponde en el caso de un fluido a

$$a = -\frac{1}{\rho} \nabla P = \frac{1}{\rho} \frac{P_{Er} - P_e}{X}$$

15 donde X es la longitud del dispositivo, que a su vez es el espacio de deceleración. Si se busca que esta sea constante, para repartir mejor los esfuerzos y evitar rozamientos entre corrientes muy diferentemente deceleradas, se llegaría a

$$Xa = \frac{1}{2} c_{Er}^2$$

20 El diseño de detalle tiene infinitas soluciones, pero la exigencia fundamental es que la bocina abra con poca inclinación de sus paredes, y a su vez se respete que la longitud X sea acorde con las dimensiones usuales en sistemas energéticos de potencia, si bien se da la condición de que la longitud no depende de la potencia total, sino de variables intensivas, bien sea la velocidad, bien la presión.

En este sentido, se fija como condición que el incremento del radio interior del dispositivo, dividido por el incremento de longitud del eje del dispositivo, no sea mayor de 0,2 radián.

25 Otra condición indispensable de cumplir por el dispositivo, es que esté fuertemente aislado, térmicamente, pues toda pérdida de calor ha de computarse como tal en el rendimiento térmico de la instalación.

30 Una última cuestión a precisar es el tipo de máquinas que satisfacen las prescripciones de la invención, así como sus limitaciones, derivadas de la Física de los procesos involucrados. En particular, se ha señalado que la razón de presiones está imitada a un valor bajo, de aproximadamente 2, aunque la

limitación depende del cociente adiabático, γ . En principio, los resultados son mejores cuanto menor es γ , suponiendo que los gases involucrados se comportan siempre como ideales; lo cual es tanto menos verdad, cuanto más compleja es la molécula, pues aparecen en tal caso más grados de libertad en las oscilaciones de los átomos, que hacen que su calor específico, C_p , varíe bastante con la temperatura. También se evidencia el peor comportamiento de las moléculas complejas, respecto de gas ideal, por la aparición de valores del parámetro f distintos de 0, en áreas del diagrama termodinámico donde moléculas monoatómicas, como las de argón, tienen valores nulos de f , lo que evidencia que se comportan como gases ideales.

Tras estas precisiones, un tanto de detalle, pero importantes, sobre el fluido de trabajo, conviene completar la definición del sistema presentado, señalando que el tipo de turbina que se puede seleccionar para esta invención, por cumplir las prescripciones realizadas, es la centrípeta, con entrada por toberas dispuestas radialmente, y salida por la zona próxima al eje, y de una sola etapa.

Y análoga, pero inversamente, el compresor que se selecciona en la invención como elección de referencia es el centrífugo de una etapa. La salida de estos compresores se realiza mediante difusor, de tal modo que una parte de la presión dinámica se convierte en estática en la propia máquina; pero en todo caso hay que interponer, entre la salida del compresor y la entrada en el ramal de alta presión, un dispositivo en todo igual al que se ha explicado en la conexión del escape de la turbina con el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo.

Queda por explicar la invención en lo referente a los intercambiadores de calor, y fundamentalmente el regenerativo, cuya selección de base es que sea de tubos dispuestos en cuadrícula cuadrada, dentro de una carcasa prismática, que en la selección de base respecto del fluido de trabajo, en dicha carcasa estará a presión muy parecida, o igual, a la atmosférica circundante. Los tubos, pues, constituyen un haz que puede experimentar cambios de dirección o giros de los tubos, conservando el paralelismo entre ellos, lo cual es una gran ventaja cuando se han de manejar un gran número de tubos, del orden de 30 tubos delgados (del orden de 1 cm de diámetro) por kW de potencia térmica transferida.

Para explicar adecuadamente la selección de esta innovación de trabajar en ambos ramales en régimen laminar, que en principio es el que peor resultados puede dar, volumétricamente hablando, es imprescindible analizar la capacidad

de refrigeración y la pérdida de carga manométrica, teniendo en cuenta que ésta depende esencialmente de dos factores:

- El factor geométrico del circuito, adimensional, que es el cociente entre la longitud y el radio de los tubos que conforman el intercambiador (L/R).
- La presión dinámica, que es $\frac{1}{2} \rho c^2$.

Pero se ha de comenzar analizando qué requisitos se desprenden de la igualdad de la potencia térmica, según el balance entálpico total de uno de los dos fluidos, y según la ecuación de termo-transferencia.

- 10 Si se aplica esto al ramal de alta presión, que es el flujo que va por el interior de los tubos y se calienta, se puede escribir la siguiente ecuación, con el significado de parámetros y coeficientes que se da a continuación

$$Q = m' C_p \Delta T = UN2\pi RL\delta T$$

- 15 Q= potencia térmica intercambiada

m'= gasto o flujo másico

C_p= calor específico a presión constante

ΔT= incremento de temperatura en el total del calentamiento en el intercambiador

- 20 U= coeficiente global de transmisión de calor. Para tubos de pared delgada, con el mismo coeficiente de película dentro y fuera, *h*, el valor de U=h/2

N= número total de tubos, dispuestos en un haz cuadrangular nxn

R= radio del tubo (de pared muy delgada, pues la diferencia de presiones dentro/fuera es de 0,1 MPa)

L= longitud de los tubos

- 25 δT= diferencia de temperatura entre los ramales caliente y frío en el regenerador, que es prácticamente constante, pues el intercambiador funciona de modo equilibrado (el producto m'C_p es del mismo valor en ambos ramales)

Y además hay que señalar que m' se puede escribir como

$$m' = \rho c N \pi R^2$$

siendo c la velocidad. En realidad, tanto la velocidad como la densidad variarán a lo largo del calentamiento, pero no así m' , que se mantendrá, en condiciones estacionarias.

La cuestión esencial ahora es relacionar U con el régimen hidráulico. Caben aquí dos aproximaciones alternativas (cuya validez depende del número de Reynolds). En el régimen laminar, con Reynolds bajos o muy bajos (por debajo de 1000) el número de Nusselt se puede considerar constante, con valor entre 4 y 5 (que dependería de la configuración específica de la transferencia de calor; por lo que puede tomarse un valor medio, 4,5 en esta estimación. El valor del coeficiente de película es por tanto

$$h = \frac{4,5k}{2R}$$

Introduciendo $U=h/2$ en la igualdad anterior entre valores de Q , se puede encontrar la ecuación fundamental del factor geométrico (L/R) en este régimen, y utilizando el número de Prandtl además del de Reynolds, se llega a

$$\frac{L}{R} = \frac{\Delta T}{\delta T} \frac{Pr}{2,25} Re$$

Puede compararse esta expresión con la que se obtendría del caso turbulento, en el que se puede utilizar la correlación de Dittus Boelter, muy probada para propósitos generales, y que para gases como aire y N_2 queda

$$h = 0,02Re^{0,8} \frac{k}{2R}$$

siendo k la conductividad del gas. Con esta correlación, se llega a la relación siguiente para el factor de forma

$$\frac{L}{R} = \frac{\Delta T}{\delta T} \frac{Pr}{0,02} Re^{0,2}$$

Las dos ecuaciones dan el mismo valor cuando $Re=366$; y dicho valor conduce a $L/R=2300$. Eso significa que si el radio de los tubos es 0,5 cm; la longitud del tubo será de 11,5 m.

Para posibilitar el uso de tubos más cortos, se ha de acudir a régimen laminar de manera más notoria, es decir, con Reynolds del orden de 200. La relación L/R sale 1250, de modo que con tubos de 1 cm de diámetro, la longitud sería de 6,25 m, algo conmensurable con la potencia y las temperaturas gestionadas.

Nótese que en ningún régimen, sale la longitud dependiente de la potencia total. Esta se reparte entre tantos tubos como haga falta, pero las medidas de cada tubo dependen del modo en que se relaciona la tasa de transferencia de entalpía, con el ritmo de calentamiento o enfriamiento de cada ramal.

- 5 Por otra parte, en el régimen laminar, la tasa de termo-transferencia no depende de la velocidad del fluido, de modo que una variación momentánea de ésta, no afecta al coeficiente de película, pero sí afecta al Reynolds (a no ser que la densidad cambie en sentido contrario) y eso si produce ineficiencias, sobre todo si el Reynolds aumenta, pues para hacer bien la termo-transferencia, harían falta
10 tubos más largos.

Es muy importante evaluar también la invención desde el punto de vista de la pérdida de carga manométrica; tanto para el régimen laminar en el que se concreta la innovación, como el turbulento, en el cual se encuentran los montajes en los que se concreta el estado del arte.

- 15 En ambos casos la pérdida de carga manométrica s compone de 3 factores:
- La presión dinámica, $\frac{1}{2} \rho c^2$, que es muy pequeña para el caso de referencia de la invención, en el que la densidad más representativa es $0,5 \text{ kg/m}^3$, y la velocidad es 1 m/s , lo que da una presión dinámica de $0,25 \text{ Pa}$.
 - 20 - El factor de forma $(L/2R)$ el cual hemos visto que crece al crecer el número de Reynolds, por las exigencias de la transmisión de calor y de la tasa de calentamiento/enfriamiento del fluido.
 - El factor adimensional de ajuste, que para el caso laminar puro vale $64/\text{Reynolds}$; y para el turbulento se puede ajustar por la aproximación
25 general de Blasius, que es $0,32/\text{Re}^{0,25}$.

El mayor inconveniente de los regímenes laminares es el gran volumen que ocupan sus componentes, y la dotación de fluido para rellenar el circuito. No obstante, al ser las presiones de trabajo considerablemente bajas, los grosores de las paredes de los componentes serán muy bajos también, y por ende de poco
30 peso, de modo que su coste será bajo. Algo similar cabe decir del fluido, del cual se necesitan grandes volúmenes, que al final tienen, sin embargo, un coste muy reducido.

En lo que precede en este punto, se ha expuesto sucintamente la disposición de equipamiento que compone el total de la invención, para acto seguido explicar el

funcionamiento de cada etapa del ciclo y las propiedades que se aprovechan gracias a determinados principios termodinámicos y de termo-transferencia, que se van a recolectar a continuación, reformulado el rendimiento en función de los parámetros del circuito, según las disposiciones de la invención, que consiste en un ciclo termodinámico, al que es sometido un fluido de trabajo, que manifiesta una ecuación de estado muy cercana a la de gas ideal, lo cual se prescribe y comprueba por el factor logarítmico de dilatación isóbara, que es menor que la unidad en el punto termodinámico de la salida del compresor, estando definido dicho factor f_p por

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

siendo z el factor de compresibilidad, igual a $P \cdot V / (R \cdot T)$; describiendo dicho gas el ciclo termodinámico que constituye la invención, tanto en sentido del equipamiento físico, como de los efectos que causan en el fluido las diversas etapas del ciclo, que comienza por el punto de mínima entalpía, que ocurre a la salida del foco frío, desde el cual suceden las siguientes fases:

- aceleración isóbara del gas por acción de los álabes rotatorios del compresor centrífugo, movidos por un eje accionado por un motor eléctrico, con multiplicador de velocidad en caso de desajuste de giro con las prestaciones de origen; y esta aceleración se realiza en el plato de álabes de dicho compresor;
- deceleración del gas centrifugado, a su paso por el difusor del compresor, pasando presión dinámica a estática, a lo largo de una isentrópica, que en la realidad, por irreversibilidades, estará inclinada hacia incremento de entropía, antes de su evacuación desde el difusor del compresor;
- deceleración isentrópica, realizada en una bocina de conexión entre la evacuación desde el difusor del compresor, y el ramal de alta presión del intercambiador regenerativo, siendo en esta bocina donde se efectúa la recuperación mecánica, con fuerte incremento de la presión estática y donde se amolda al flujo a adquirir régimen laminar;
- calentamiento isobaro del fluido que circula por el ramal de alta presión del intercambiador de calor regenerativo; hasta alcanzar una temperatura que es D_t grados más baja que la temperatura de salida del recuperador de energía mecánica de la salida de la turbina;

pudiendo estar constituido este tipo de intercambiadores por haces de tubos de disposición cuadrangular regular;

- 5 - calentamiento isobaro hasta la más alta temperatura del ciclo, proviniendo el calor de una fuente externa; y tiene lugar en el foco caliente, que como referencia puede considerarse constituido asimismo por haces de tubos de disposición cuadrangular regular;
- 10 - aceleración isentrópica, o con ligera generación de entropía, del fluido emergente del calentamiento en el foco caliente; estando producido esta aceleración en las toberas de entrada en una turbina de expansión de tipo centrípeto, siempre en régimen subsónico, si bien con Mach cercano a 1 en las partes de mayor velocidad;
- 15 - deceleración isóbara en el rodete de la turbina de expansión, con transferencia de energía mecánica al eje de la misma, al cual está conectado mecánicamente un generador eléctrico;
- 20 - deceleración isentrópica en el dispositivo de recuperación de energía mecánica, consistente este dispositivo en una bocina que conecta la salida de la turbina con el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo; en el cual este flujo va, como referencia, por fuera de los tubos, en disposición cuadrangular regular, con un diámetro hidráulico equivalente igual a un valor entre un tercio y tres veces el diámetro interno de los tubos;
- 25 - enfriamiento isobárico en el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo;
- 25 - enfriamiento isobárico en el foco frío, que en esencia es un intercambiador de calor, donde el fluido frío, que refrigera al fluido de trabajo, proviene del medio ambiente;

de modo que el sistema está formado por los siguientes componentes físicos, concatenados en circuito cerrado:

- 30 - un compresor, con su plato de álabes y su difusor estático de salida, estando accionado el plato de álabes por un motor eléctrico;
- un recuperador de energía mecánica, con forma de bocina;
- un intercambiador de calor regenerativo, con ramal de alta presión, que está conectado al recuperador anterior, y que en la forma seleccionada para materializar la invención está constituido por un haz cuadrangular regular de tubos, dentro de una carcasa prismática; fluyendo el gas a
- 35

alta presión por dentro de los tubos, y el gas de baja presión por fuera de ellos, dentro de la carcasa;

- 5 - un foco caliente, que es un intercambiador, en el cual se aporta calor desde un fluido caliente exterior, al fluido de trabajo que se mueve en circuito cerrado, al final de su recorrido a alta presión;
- 10 - una turbina de expansión de gas, con dos etapas: la corona de toberas para creación de chorros de muy alta velocidad, sin alcanzar la velocidad del sonido; y los álabes cuyo rodete de giro está unido a un eje de revolución, que está solidariamente unido a un generador eléctrico;
- 15 - un recuperador principal de energía mecánica, con forma de bocina, cuyo extremo de menor sección, o boca, está unido al escape de la turbina; estando su otro extremo unido a la carcasa del intercambiador regenerativo;
- 15 - un foco frío, que es un intercambiador, en el cual se extrae calor desde el fluido de trabajo, al final de su recorrido a baja presión, a un fluido frío exterior, como puede ser aire de la atmósfera o agua de la hidrosfera.

Adicionalmente al circuito se le pueden agregar elementos auxiliares para propiciar variaciones del régimen de trabajo. En concreto, se colocan válvulas de regulación de caudal dentro de las bocinas de recuperación, y además debe incluirse una válvula de alivio, así como una válvula de aportación de fluido de trabajo, gas, antes de la entrada al compresor; por lo que se añade también un tanque de almacenamiento de gas.

25 Cuestión más importante es la de montar escalonadamente, los componentes de dos o más ciclos de esta clase, formando un solo ciclo, con los compresores en cascada y con enfriamiento intermedio, que se hace en sucursales del foco frío, desde los cuales pasa el fluido al compresor inmediato superior en presión, hasta llegar al compresor de mayor presión, desde el cual, a través de la bocina de su recuperador, se conecta con el ramal de alta presión del intercambiador regenerativo; y apilando las turbinas asimismo en cascada, cada una de ellas seguida de su recuperador principal mecánico, que salvo en el caso de la turbina de menor presión, se conectan con recalentamientos intermedios, que son sucursales del foco caliente, tras lo cual el fluido se expansiona hacia el nivel
30 subsiguiente inferior en presión; estando el recuperador principal de la turbina de
35

menor presión conectado con el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo.

EXPLICACIÓN DE LAS FIGURAS

5 La figura 1 muestra las líneas de los procesos y los puntos termodinámicos principales de un ciclo convencional, representativo del estado del arte de ciclos cerrados de gas, con calor aportado desde el exterior, sin incorporación de la innovación aquí presentada. Se usa un grafo termodinámico (entalpía, log P).

10 La figura 2 muestra las líneas de los procesos y los puntos termodinámicos principales de un ciclo cerrado de gas, que incorpora la innovación aquí presentada. Se usa un grafo termodinámico (entalpía, log P).

La figura 3 muestra un esquema de un montaje para materializar la invención.

15 La figura 4 representa un ciclo termodinámico de la invención, con escalonamiento de etapas de compresión y de expansión, con enfriamiento intermedio entre dos compresiones sucesivas, y con recalentamiento entre dos expansiones sucesivas. Se usa un grafo termodinámico (entalpía, log P).

20 La figura 5 muestra un esquema de un montaje para materializar la invención en su versión en cascada de compresiones y de expansiones, expuesta en la figura 4.

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

1. Turbina (de expansión).
- 25 2. Escape de la turbina y conexión con el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo, que consiste en un recuperador de energía mecánica, pasando a presión estática la mayor parte de la presión dinámica del fluido, y a entalpía la mayor parte de la energía cinética residual de la expansión.
- 30 3. Ramal de baja presión del intercambiador regenerativo, con el fluido circulando por la carcasa
4. Intercambiador regenerativo
5. Salida del ramal de baja presión del intercambiador regenerativo
6. Foco frío o sumidero de calor

7. Entrada, al sumidero de calor, del fluido que realiza la acción refrigerante de foco frío.
8. Salida del fluido de trabajo del sumidero de calor, y conexión a la entrada del compresor
- 5 9. Conexión, con el colector de entrada del compresor, del circuito de carga y descarga del fluido de trabajo.
- 10 10. Salida del refrigerante exterior del sumidero de calor
11. Compresor
- 10 12. Salida del compresor y conexión con el ramal de alta presión del intercambiador regenerativo, que se configura para actuar de recuperador de energía mecánica, elevando la presión estática del gas, a costa de su presión dinámica.
13. Motor eléctrico de accionamiento del compresor (11)
14. Generador eléctrico activado por el eje de la turbina (1)
- 15 15. Circuito hecho de un haz de tubos, para paso del fluido de trabajo en la rama fría, de alta presión, en el regenerador.
16. Salida del ramal de alta presión del intercambiador regenerativo y conexión con el foco caliente
- 20 17. Foco caliente, que es un intercambiador a contracorriente con un fluido exterior de muy alta temperatura, que puede provenir de fuentes energéticas diversas
18. Salida, desde el foco caliente, del fluido a alta presión y a la más alta temperatura, para entrada en la turbina
19. Entrada del fluido exterior de muy alta temperatura, en el foco caliente
- 25 20. Salida del fluido exterior del foco caliente
21. Voluta de conducción del gas caliente procedente del escape de la turbina (1), estando traspasada la voluta por el haz de tubos (15)
22. Aislamiento térmico de todo el conjunto de componentes
23. Eje motor-compresor (11)
- 30 24. Eje turbina-generador (14)
25. Bocina de recuperación de energía mecánica en la impulsión del compresor (11)
26. Válvula (generalmente cerrada) para carga o descarga de fluido de trabajo. Existe una válvula 26b, de similar función, pero en la salida del
- 35 27. Válvula de alivio

28. Tanque de almacenamiento de fluido de trabajo
29. Punto termodinámico de mínima entalpía y presión en el ciclo
30. Punto termodinámico de máxima entalpía y presión del ciclo
- 5 31. Punto termodinámico de escape de la turbina, en ciclo del estado del arte
32. Punto termodinámico de salida del ramal de alta presión del regenerador
33. Punto termodinámico de entrada al ramal de alta presión del regenerador, desde la salida del compresor, en montaje del estado del arte
- 10 34. Punto termodinámico de salida del ramal de baja presión del regenerador, en montaje del estado del arte
35. Punto termodinámico de salida del compresor, según compresión isentrópica ideal, en el montaje de la invención. Existe un punto homólogo 35b en el montaje de dos ciclos en cascada (figura 4)
- 15 36. Punto final del calentamiento sufrido, desde el punto 35, por el fluido comprimido, como consecuencia de rozamientos (en realidad, esta fase va embebida en la que transcurre desde 29 a 35, pero se pintan consecutivas para clarificar la explicación). Existe un punto homólogo 36b en el montaje de dos ciclos en cascada (figura 4)
- 20 37. Punto final de la recuperación mecánica isentrópica experimentada por el fluido de trabajo antes de entrar en el ramal de alta presión del regenerador. Existe un punto homólogo 37b en el montaje de dos ciclos en cascada.
- 25 38. Punto final de la expansión isentrópica ideal del gas en la turbina. Existe un punto homólogo 38b en el montaje de dos ciclos en cascada (figura 4)
- 30 39. Punto final del calentamiento sufrido, desde el punto 38, por el fluido comprimido, como consecuencia de rozamientos (en realidad, esta fase va embebida en la que transcurre desde 30 a 38, pero se pintan consecutivas para clarificar la explicación). Existe un punto homólogo 39b en el montaje de dos ciclos en cascada (figura 4)
- 35 40. Punto final de la recuperación mecánica isentrópica experimentada por el fluido de trabajo procedente de la expansión en la turbina, antes de entrar en el ramal de baja presión del regenerador. Existe un punto homólogo 40b en el montaje de dos ciclos en cascada.

41. Punto termodinámico de salida del ramal de baja presión del regenerador, en el montaje de la invención
42. Punto termodinámico de salida del ramal de alta presión del regenerador, en el montaje de la invención
- 5 43. Punto final de la refrigeración intermedia entre dos compresiones, en el montaje en cascada
44. Punto final del calentamiento intermedio entre dos expansiones, en el montaje en cascada
- 10 45. Conector entre etapas sucesivas, en el montaje en cascada, señalado como 45c si es la cascada de compresores, o como 45t, si es en la de turbinas.

En la figura 5 existen varias etiquetas que tienen una *a* o una *b* como sufijo, después de un guarismo. Este último conserva el significado dado en la tabla anterior; y *a* significa que es de la etapa de alta presión, y *b* que es de la de baja.

- 15 En los diagramas aparecen diversas líneas definidas por una propiedad: el eje de abscisas está señalado por *H*, entalpía específica; y el eje de ordenadas por $\text{Log } P$, que significa presión, en escala logarítmica. La marca LP_i señala la línea en la cual la presión es constante y corresponde a la presión inferior. LP_s es la isóbara alta.

- 20 T_0 es la temperatura del punto de mínima entalpía del ciclo (29), y T_M el de máxima entalpía (30).

LSc es la isentrópica de compresión.

LSt es la isentrópica de expansión en la turbina.

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

- Obviamente, los puntos de los diagramas termodinámicos se corresponden con puntos del montaje físico, que son donde se dan las condiciones de presión y temperatura previstas en el diagrama. En este sentido, los puntos del ciclo de la figura 2 pueden situarse en la figura 3. En concreto son representativas las siguientes correspondencias:
- 30

Punto 29 = colector de entrada, 8 de la figura 3

Línea 36-37 = recuperador mecánico 25

Punto 30 = colector 18 de entrada en la turbina

Línea 39-40 = recuperador mecánico 2

Punto 41 = colector de entrada, 5, al foco frío

5 MODO DE REALIZACIÓN DE LA INVENCION

El sistema 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. Dicho equipamiento consta de

- 10 - un compresor (11), con su plato de álabes y su difusor estático de salida, estando accionado el plato de álabes por un motor eléctrico (13);
- un recuperador de energía mecánica, con forma de bocina (25);
- un intercambiador de calor regenerativo (4), con ramal de alta presión, que está conectado al recuperador anterior (25), fluyendo el gas a alta
15 presión por dentro de los tubos, y el gas de baja presión por fuera de ellos, dentro de la carcasa (3), procediendo dicho gas de baja presión, del recuperador mecánico (2) conectado a la salida de la turbina (1);
- un foco caliente, que es un intercambiador (17), en el cual se aporta calor desde un fluido caliente exterior (19), al fluido de trabajo que se
20 mueve en circuito cerrado, al final de su recorrido a alta presión;
- una turbina (1) de expansión de gas, con dos etapas internas: la corona de toberas para creación de chorros de muy alta velocidad, sin alcanzar la velocidad del sonido; y los álabes cuyo rodete de giro está unido a un eje de revolución (24), que está solidariamente unido a un generador
25 eléctrico (14);
- un recuperador principal de energía mecánica (2), con forma de bocina, cuyo extremo de menor sección, o boca, está unido al escape de la turbina (1); estando su otro extremo unido a la carcasa del intercambiador regenerativo (4);
- 30 - un foco frío, que es un intercambiador (6), en el cual se extrae calor desde el fluido de trabajo, al final de su recorrido a baja presión, a un fluido frío exterior (7,10), como puede ser aire de la atmósfera o agua de la hidrosfera.

- Para la materialización de la invención se selecciona un fluido de trabajo entre sustancia pura o mezcla de sustancias, que se comporte como gas ideal en el dominio termodinámico en el que se desarrolla el ciclo. Para ello se verifica que su parámetro f_p sea menor que 1 en el punto de salida del compresor. En la selección se ha de contar también con la estabilidad química del gas, de que no se descomponga con los sucesivos aumentos de temperatura.

Los gases candidatos más inmediatos pueden ser monoatómicos, como el argón; diatómicos, como el nitrógeno; o triatómicos, como el CO_2 .

- 10 Para valorarlos, se usa la razón o cociente de temperaturas, τ , en una isentrópica, que es

$$\tau = r^\beta$$

Esto permite expresar el rendimiento realista como

$$\varepsilon_r = (1 - \frac{\tau}{\mu\eta_c\eta_t\eta_j}) / (1 + \theta)$$

- 15 Esta expresión es muy importante, pues explica que, para tener el mismo rendimiento con los mismos rendimientos de máquinas, etcétera, los fluidos han de tener el mismo valor de r^β , lo cual quiere decir que los fluidos que tengan menor valor de β , necesitarán mayores valores de r . Sin embargo, esto está en contradicción con las compresiones y las expansiones isentrópicas, si se quiere evitar el bloqueo sónico, pues de no hacerlo, el rendimiento de las máquinas caerá mucho. Si P_M es la presión máxima, y P_X la del final de una expansión con fluido de velocidad igual a la del sonido, teóricamente, se tiene

$$P_M = P_X \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

- Y por tanto, para un solo salto isentrópico, la razón de presiones máxima es r_M que vale

$$r_M = \frac{P_M}{P_X} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

Esta razón vale 2,05 para el Ar, 1,893 para el N_2 y 1,825 para el CO_2 .

Es también muy importante la máxima razón de temperaturas que puede darse en una expansión sin bloqueo sónico, que es precisamente $(1+\gamma)/2$; y

respectivamente corresponde, para los tres fluidos dichos, a 1,333; 1,20 y 1,143. Este último valor es la τ de la ecuación del rendimiento, lo que significa que, a igualdad de todos los parámetros de la instalación (μ , θ , y los rendimientos η) el fluido que tiene menor valor de τ , el CO₂ en este caso, es el que mejor rendimiento total ϵ_r tendrá. Ahora bien, debido a su alta temperatura crítica (31°C), el CO₂ es el que peor se comporta como gas ideal, y su parámetro θ es casi el doble que los valores para Ar y N₂.

Por hallarse en el medio de las dos tendencias, alto y bajo valor de γ , será este último, N₂, el que se escoja para dar ejemplos concretos de valores de T, P y rendimiento del ciclo propuesto.

Téngase en cuenta, además, que el rendimiento ϵ no lo es todo. También importa el trabajo específico de la turbina, W_t , (J/kg) pues la potencia real, N, (J/s) dada por la turbina en el eje, es función del trabajo específico y el gasto m' (kg/s):

$$N = m'W_t$$

Y W_t se puede aproximar muy bien, por ser gas ideal con Calor específico a presión constante, C_p , en función de la temperatura de entrada T_M y de salida, T_X de la turbina

$$W_t = C_p(T_M - T_X)$$

Dado que $T_M = \tau T_X$; el CO₂ es el de más bajo trabajo específico, y por tanto, el que necesita mayor flujo másico o gasto (m').

Este gasto en fijo una vez puesto el sistema en condiciones de operación. Se puede necesitar, como se prevé en la figura 3, un circuito auxiliar de carga y descarga del fluido de trabajo, pero el régimen de funcionamiento nominal no necesita inyecciones ni extracciones de fluido. En este circuito auxiliar son convencionales las válvulas (26 y 26 b) y el tanque (28). Asimismo se cuenta con una válvula de alivio (27).

Para valorar el ciclo propuesto, sobre lo existente en el estado del arte, se puede escribir la expresión paramétrica del rendimiento del motor, como:

$$\epsilon_r = \frac{\tau - 1}{\varphi\tau - 1} \left(1 - \frac{\tau}{\mu} \right)$$

siendo τ la razón (teórica o ideal) de temperaturas en la turbina

$$\tau = r^\beta$$

Y μ' el cociente de Carnot, modificado por los rendimientos mecánicos

$$\mu' = \mu \eta_c \eta_t \eta_j$$

Siendo el parámetro del rendimiento de regeneración térmica

$$\varphi = 1 + \frac{D_t}{T_M \eta_t}$$

- 5 Puede apreciarse que el efecto de los rendimientos mecánicos es igual a reducir el valor de la máxima temperatura del gas de trabajo, en la misma proporción, respecto de la temperatura mínima del gas, T_0 . Ello indica claramente la importancia de mejorar esos rendimientos.

- 10 Para valorar el ciclo propuesto, se supondrá un rendimiento del compresor del 85% y el de la turbina del 75% y el rendimiento por pérdida de carga se puede expresar en función de r y j

$$j = \frac{P_c P_t}{P_M P_0}$$

siendo P_c la presión a la salida del compresor, P_M la presión a la entrada de la turbina, P_t la salida de la turbina, y P_0 a la entrada del compresor.

- 15 Este rendimiento cabe estimarlo de antemano, aunque depende de las propiedades de funcionamiento del sistema en su conjunto (al contrario que los rendimientos del compresor y de la turbina, que se pueden determinar experimentalmente antes, con notoria precisión).

- 20 El valor de η_j en función de j y de r (para el N_2 , como hemos dicho) se da en la tabla siguiente:

j	$r=1,1$	$r=1,2$	$r=1,4$	$r=1,6$	$r=1,8$	$r=2$
1,001	0,9895	0,9944	0,9969	0,9977	0,9982	0,9984
1,01	0,9042	0,9469	0,9699	0,9778	0,9819	0,9844
1,015	0,8630	0,9225	0,9556	0,9672	0,9732	0,9768
1,02	0,8256	0,8995	0,9417	0,9568	0,9646	0,9694
1,025	0,7914	0,8776	0,9283	0,9467	0,9562	0,9621
1,03	0,7600	0,8568	0,9153	0,9368	0,9480	0,9549
1,035	0,7312	0,8371	0,9027	0,9271	0,9399	0,9479
1,04	0,7045	0,8183	0,8905	0,9177	0,9321	0,9410
1,045	0,6798	0,8004	0,8787	0,9085	0,9243	0,9342
1,05	0,6568	0,7834	0,8672	0,8995	0,9167	0,9275

1,06	0,6154	0,7515	0,8452	0,8821	0,9020	0,9145
1,07	0,5792	0,7222	0,8244	0,8655	0,8879	0,9020

En la tabla inmediatamente precedente, se aprecia que el rendimiento baja mucho para valores bajos de r , especialmente para valores altos de j . La tabla indica que no se debe bajar de un valor de 1,6 para r ; no se debe subir de 1,025 para j . Esto último requerirá intercambiadores de calor de alto número de conductos en paralelo, de longitud pequeña o moderada, lo cual coincide con la selección hecha de flujo laminar para los intercambiadores, especialmente el regenerativo.

Eso significa que a pesar de lo ya conocido, de que el rendimiento del ciclo teórico crece al decrecer r , hay que tener en cuenta que la parte realista del movimiento del gas, que se concreta en pérdida de carga manométrica, presenta el comportamiento contrario: su rendimiento empeora cuando bajamos r .

Algo análogo sucede con la regeneración. Una parte de la entalpía no recuperada en esa fase, la que depende de la ecuación de estado del gas, disminuye al reducirse r ; pero la correspondiente a mantener una diferencia D_t (20 K, como referencia) entre las corrientes caliente y fría de la regeneración, va a ser relativamente más gravosa para el rendimiento cuando disminuya r , pues disminuye también el decremento entálpico de la turbina. Esto se aprecia en la tabla siguiente, que presenta el cálculo del rendimiento de la regeneración, usando N_2 como gas de trabajo

r	$\varphi=1,01$	$\varphi=1,02$	$\varphi=1,025$
1,1	0,72892784	0,57347479	0,51821667
1,2	0,8355474	0,71754522	0,6702186
1,3	0,87847867	0,78329198	0,74303649
1,4	0,90171591	0,82102247	0,78585966
1,5	0,91631228	0,84555012	0,81411513
1,6	0,92635042	0,86280518	0,83419342
1,7	0,93368932	0,87562596	0,84922071
1,8	0,93929704	0,88554201	0,86090757

20

Obviamente las muy bajas r no tienen sentido práctico, pero es que tampoco son admisibles por los bajísimos resultados del rendimiento de la fase de regeneración del calor. Como complemento informativo, hay que señalar que D_t es igual a la potencia térmica total a regenerar, dividida por el producto del área de transferencia por el coeficiente global de transmisión de calor a través de dicha

25

área, y como rango de referencia de su valor, éste se puede acotar entre 5 y 20 °C.

Es obligado señalar que la materialización de esta invención exige disponer consecutivamente los elementos o componentes de ingeniería térmica en los que se desarrolla cada fase del ciclo, para cuya comprensión es importante ponerlo en concordancia con la figura 2, lo que asocia cada componente, anteriormente citados, a una determinada evolución del fluido, según se indica a continuación:

- 10 - compresor (11) con su motor (13); gracias al compresor, el fluido evoluciona por la isentrópica LSc; al final de esa fase, se representa, entre los puntos 35 y 36, un calentamiento de origen interno, pues es el de las irreversibilidades durante la compresión, que se han agrupado así, para evidenciarlo mejor, pero se podría dibujar directamente la línea de la compresión desde el punto 29 al 36 directamente;
- 15 - recuperador mecánico abocinado (25) a la salida del compresor (11) pasando el fluido del punto 36 al 37, con lo cual se incrementa la presión estática del fluido, y se reduce su velocidad, ajustándola al régimen laminar buscado;
- 20 - ramal de alta presión, por dentro de los tubos en haz cuadrangular (15), que conforman el cuerpo principal del intercambiador regenerativo (4); y de ellos emerge el fluido en el punto 42 de la figura 2;
- conducto de sección constante que une la salida del haz de tubos dicho (15) con el foco caliente (17) en el ramal de alta presión;
- 25 - foco caliente (17) que esencialmente es un intercambiador donde el fluido caliente procede de una fuente térmica exterior, entrando por el conducto 19 y saliendo por el 20, fluyendo a contracorriente del fluido de trabajo, el cual se calienta hasta el punto (30) de máxima entalpía en el ciclo;
- conducto colector (18) de entrada a la turbina (1)
- 30 - más la propia turbina (1) que acciona el generador eléctrico (14); experimentando el fluido de trabajo una expansión isentrópica a lo largo de la línea LSt, llegando, como resultado final teórico al punto 38, tras el que se añade en la figura 2 un tramo isóbaro de calentamiento, hasta el punto 39, siendo dicho calor el aportado por irreversibilidades;

- existiendo como componente tras el escape de la turbina (1), recuperador mecánico, que corresponde a una conexión abocinada (2) en la que se recupera mecánicamente el fluido de trabajo, que pierde velocidad, y por ende presión dinámica, y gana presión estática, y conduce al fluido hasta la entrada en el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo (4);
- saliendo el fluido de dicho ramal de baja por el colector (5), que lo introduce en el foco frío (6)
- siendo el foco frío (6) un intercambiador a contracorriente, refrigerado por un fluido frío que procede de un reservorio exterior de baja temperatura, y entra por el conducto (7) y sale por el (10)
- pasando el fluido de trabajo desde el foco frío (6) al compresor (11) por un conducto (8).

La materialización incluye como cuestión esencial fijar los niveles de las variables relevantes en la definición del ciclo, cumpliendo las prescripciones ya expresadas; en particular, no llegar al bloqueo sónico, al acelerarse en una corona de toberas, lo cual obliga a que el cociente entre la presión superior en el escalón, P_{sup} y la inferior, P_{inf} , r , cumpla

$$r < \frac{P_{Sup}}{P_{Inf}} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

20

Y a su vez r ha de ser mayor que el valor que proporciona un rendimiento de regeneración que no sea menor que el producto de los rendimientos, por irreversibilidades térmicas, del compresor y la turbina.

En el caso que se va a adoptar para valorar el ciclo, los rendimientos en cuestión se toman, ambos dos, turbina y compresor, de 0,95; lo que da como límite de rendimiento de regeneración 0,914; lo cual exige, según la tabla anteriormente dada para este rendimiento, que r sea mayor que 1,4 y que la diferencia de temperaturas en el regenerador sea menor que el 1% de la temperatura absoluta máxima que alcanza el fluido, multiplicada por el rendimiento termo-mecánico de la turbina, que incluye como pérdida la energía cinética del fluido a la salida de la turbina.

Para valorar el ciclo propuesto, se supondrá un rendimiento termo-mecánico del compresor del 85% y el de la turbina del 75%. El parámetro θ , que

mide el rendimiento de regeneración, se puede estimar en 0,05 (una pérdida de 20 K en 400 K de regeneración) y el rendimiento por pérdida de carga se puede suponer igual a 1, si se escoge bien el punto de funcionamiento, como así se ha hecho, al imponer flujo laminar, en los intercambiadores, lo que comporta una presión dinámica despreciable.

La figura 1 muestra un ciclo de estado del arte, en el cual se va a partir de los puntos termodinámicos de mínima y máxima entalpía, que son los puntos 29 y 30

La tabla siguiente muestra P y T para cada punto señalado.

Punto	P (MPa)	T (K)
29	0,1	300
30	0,185	1200
31	0,1	1055
32	0,185	1035
33	0,185	368
34	0,1	388

10

El rendimiento termo-mecánico de este ciclo se puede expresar como la potencia útil (que es la de la turbina, menos la del compresor) dividida por la potencia aportada al foco caliente.

Se considera que el C_p es constante (y de hecho lo es, el del N_2 , en ese dominio, y su valor se puede redondear a 1.000 J/kgK).

La formulación del rendimiento antedicho, se reescribe pues como diferencia de temperaturas, mayor menos menor, de cada fase, lo que produce

$$\varepsilon = \frac{(1200 - 1055) - (368 - 300)}{1200 - 1035} = 0,467$$

Para el ciclo novedoso de la figura 2, las temperaturas de sus puntos termodinámicos extremos, 29 y 30, son las mismas que antes, pero varían notablemente los valores de los otros puntos, incluyendo los nuevos puntos que aparecen en la recuperación de energía mecánica tras la compresión y la expansión. En este caso hay que diferenciar, en los rendimientos asignados al

compresor y a la turbina, lo que corresponde a pérdidas de tipo térmico, que esencialmente van a calentar el fluido de trabajo emergente (sin incrementar su presión) y las pérdidas de tipo mecánico, por alta velocidad de salida, lo cual se puede convertir en aumento de presión (y de temperatura, de forma isentrópica) en los recuperadores mecánicos.

5 En concreto, para el compresor, con 0,85 de rendimiento, asumimos que de los 0,15 de pérdidas, 0,05 son de tipo térmico y 0,10 mecánico; y en la turbina, con 0,75 de rendimiento, las pérdidas se reparten entre 0,05 de tipo térmico y 0,20 mecánico. Como las pérdidas mecánicas se recuperan, se verá que el salto de presiones dado en el compresor es menor que el dado en la turbina. De hecho, el análisis del ciclo se ha de empezar por la turbina, porque al ser el salto mayor, es donde se le aplica la limitación de no llegar al bloqueo sónico. Así pues, la r de la turbina es 1,85; y la del compresor saldrá de los resultados de las recuperaciones mecánicas.

10 Con el valor dado de r se deduce que la T de salida de la expansión isentrópica completa es 1007 K (bajo una temperatura de entrada de 1200 K). A partir de ahí se añade el efecto de la irreversibilidad térmica y de la recuperación mecánica post turbina; y de manera auto-consistente, por haber supuesto un rendimiento de compresión, se encuentran los valores de los puntos post compresión.

15 Todo ello se resume en la siguiente tabla. Se repite la advertencia de que el dibujo no está exactamente a escala, pues en ese caso habría efectos que no se apreciarían. Desde el punto de vista de la precisión, sólo son válidas las tablas.

Punto	P (MPa)	T (K)
29	0,1132	300
30	0,185	1200
38	0,100	1007
39	0,100	1017
40	0,1132	1054
42	0,185	1034
35	0,177	341

36	0,177	343
37	0,185	347,5
41	0,1132	367,5

El rendimiento se obtiene por la misma formulación del caso anterior, pero ahora contamos con que el trabajo específico de la turbina es 0,75 (1200-1007), lo que da 145 kJ/kg.

- 5 El del compresor es el total de subir desde el punto 29 al 37, y por tanto 47,5 kJ/kg.

En el foco caliente se ha de transferir al fluido una entalpía específica igual al C_p multiplicado por la diferencia de temperaturas entre el punto 30 y el 42 (1200 – 1034 =166). El rendimiento queda:

10
$$\varepsilon = \frac{145-47,5}{166}=0,587$$

- 15 Estos datos ponen de manifiesto que el sistema tiene muy buenas características para alcanzar eficiencias no comunes en el estado del arte, gracias a la recuperación mecánica que se realiza. Esto se acentúa si se utilizan ciclos en cascada, como el expuesto en el diagrama termodinámico de la figura 4. En este caso se parte de las mismas temperaturas extremas, en los puntos 29 y 30, y la mínima presión, de 0,1 MPa se alcanza en el final de la expansión de la turbina de baja; siendo los saltos de presión en cada turbina de $r=1,85$.

Los datos del ciclo, siempre con N_2 , son

Punto	P(MPa)	T (K)
29	0,1132	300
30	0,303	1200
38b	0,164	1007
39b	0,164	1017
40b	0,185	1053
44	0,185	1200
38	0,100	1007

39	0,100	1017
40	0,1132	1053
42	0,303	1033
35b	0,178	341
36b	0,178	343
37b	0,185	347,5
43	0,185	300
35	0,290	341
36	0,290	343
37	0,303	347,5
41	0,1132	367,5

El rendimiento de la cascada es parecido en formulación al caso de un sólo nivel, pues tanto el trabajo de la turbina como el del compresor, se duplican. Sin embargo, el denominador no se duplica, pues en el primer calentamiento en el foco caliente, se va desde el punto 42 al 30, lo que representa D_t grados Celsius más que en el segundo calentamiento, que va desde el punto 40b al 44, de modo que en el caso de la tabla anterior se tiene

$$\varepsilon = \frac{2(145 - 47,5)}{170 + 150} = 0,624$$

Para un número muy alto de etapas, el tercer y siguiente calentamiento intermedio entre dos turbinas de presión decreciente, tendrían el mismo incremento entálpico que el segundo, lo cual haría que el rendimiento global de dicho ciclo con numerosos escalones se acercara a a 97,5 dividido por 150, lo cual da 0,65.

El rendimiento de Carnot con las mencionadas temperaturas extremas sería de 0,75.

Otra cuestión esencial es la materialización física de los diversos componentes, y la determinación de sus dimensiones. En el caso de los intercambiadores de calor, y especialmente el regenerativo, en el cual se requiere un alto rendimiento de recuperación del calor, se ha optado por una transmisión en régimen laminar, con velocidades del fluido del orden de 1 m/S y conducciones de 1 cm de diámetro, que incluso con la densidad máxima que va a haber (de 1 kg/m³) y una viscosidad

representativa (33 microPascales-segundo) da un Reynolds de 300, que proporciona una razón de aspecto (L/R) en el tubo intercambiador de 2800, por lo cual el tubo habría de tener 14 m de largo (puede estar en U), todo ello según la ecuación

$$5 \quad \frac{L}{R} = \frac{\Delta T}{\delta T} \frac{Pr}{2,25} Re$$

En ella se ha considerado que el cociente entre el incremento de temperatura (entre entrada y salida; por ejemplo, 600°C) y la diferencia de temperaturas entre el fluido caliente y el frío (20°C) es de 30, y el Prandtl vale 0,7.

Si se hubiera escogido por diseño un caso bien turbulento, con velocidad de 10 m/s y 10 cm de diámetro, su Reynolds habría sido de 30.000, y de acuerdo con la ecuación correspondiente

$$\frac{L}{R} = \frac{\Delta T}{\delta T} \frac{Pr}{0,02} Re^{0,2}$$

se tendría un L/R de 8200, por lo que la longitud del tubo sería de 41 m, lo cual sería desproporcionado, y muy malo por conllevar mucha pérdida de carga. De hecho, en el caso laminar la pérdida de carga en el tubo característico que se ha expuesto, es de 150 Pa; mientras que en el caso turbulento es de 5.100, treinta y cuatro veces más. Hay que señalar además que la presión dinámica del caso turbulento es 100 veces superior a la del laminar.

Ciertamente este último requiere mayor número de tubos, pues por los del caso laminar circulan 78 cm³/s, y en el turbulento 0,078 m³/s; es decir mil veces más; y en gasto 78 mg/s y 78 g/s.

Conviene recordar que en el ciclo novedoso simple (una sola etapa) el trabajo específico neto era 97,5 kJ/kg. Si se quisiera disponer de una potencia neta de 1MW, haría falta un gasto de 10,25 kg/s; lo cual significaría 130.000 tubos en el caso laminar, y 130 en el turbulento, lo que encajaría en una red de 361x360 tubitos, y de 11x12, respectivamente, que encajarían en un prisma de 5x5 metros, y 14 metros de largo, en el primer caso, y de 1,5X1,5, y 41 de largo en el segundo. En volumen serían 350 m³ en el regenerador laminar, y 92 en el turbulento. En cuanto a las masas totales de metal (acero, típicamente) empleado para el regenerador, la ecuación a la que se llega, siendo *k* una constante

$$Masa = k \frac{L}{v}$$

Lo cual hace que la masa de acero del laminar es 2,8 veces mayor que la del caso turbulento. Esto es caro, pero se compensa con creces gracias a tener una pérdida

de carga 34 veces menor, lo que es muy beneficioso para las prestaciones del sistema.

Pero el sistema exige además el correcto acoplamiento entre las salidas de las máquinas, compresor y turbina, y el correspondiente ramal, de alta o baja presión respectivamente, en el regenerador, lo cual se hace mediante las bocinas recuperadoras de energía mecánica (pasando de energía cinética, o presión dinámica, a entalpía, o presión estática).

En la turbina, que es el componente donde se alcanzan mayores velocidades, en la tobera de entrada se alcanzará una velocidad próxima a 680 m/s; y a la salida la energía cinética representará 20% de la inicial, lo que representará un Mach de 0,44 y por ende una velocidad en salida de 300 m/s.

Este valor hay que reducirlo en la bocina hasta 1 m/s, en una deceleración isentrópica, en la que la densidad inicial y final se relacionan por

$$\rho_2 = \rho_1 \left(1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2\right)^{1/\gamma - 1}$$

que implica un aumento de la densidad por un factor 1,1; teniendo en cuenta que el valor del número de Mach en la sección 2, que es el final de la bocina y entrada en el ramal de baja del regenerador, es despreciable.

La ecuación fundamental a cumplir es la continuidad de masa,

$$\rho_1 v_1 S_1 = \rho_2 v_2 S_2$$

Con los datos supuestos, se llega a $S_2 = 275 S_1$.

La sección recta de salida de la turbina, S_1 , será función de las condiciones que se den en ella, pero se puede suponer una densidad de 0,4 kg/m³, y con la velocidad ya dicha y el gasto másico de 10,5 kg/s, se obtiene una sección recta inicial en la bocina de 0,0875 m², y la de final de la bocina y entrada en el ramal sería de 24 m².

La razón entre radios de ambas secciones es de 16,6. La tangente del ángulo de la bocina, supuestamente hecha de pendiente de apertura constante, sería

$$\operatorname{tg} \omega = \frac{15,6 r}{16,6 l}$$

Donde $r = 2,75$ m es el radio en la sección 2, y l la longitud de la bocina. Para 10° de apertura constante (ángulo ω) la longitud sería de 14,75 m.

En el estudio del regenerador, se estimó que este tendría una sección recta de 5x5m, pero no se había considerado realmente el ramal de baja, por el exterior de los tubos, sino que se había estimado algo proporcional al ramal de alta, donde los 131.000 tubitos suman una sección recta de 10,3 m². Sumado a los 24 m² para

dimensionar el ramal de baja, el regenerador sería un prisma de $34,3 \text{ m}^2$ de sección recta, que son $5,8 \times 5,8$ metros, lo cual no varía apreciablemente las hipótesis del cálculo realizado, con el que se demuestra la factibilidad de la materialización.

5

10

REIVINDICACIONES

1. – Sistema térmico con compresor y turbina de expansión de gas en circuito cerrado, con aportación de calor por fuente exterior y recuperación interna de calor y de energía mecánica, para generación de electricidad, **caracterizado** por que comprende los siguientes componentes físicos, concatenados en circuito cerrado:
- un compresor (11) centrífugo, dotado de un plato de álabes y de un difusor estático de salida, estando accionado el plato de álabes por un motor eléctrico (13);
 - un recuperador de energía mecánica, con forma de bocina (25);
 - un intercambiador de calor regenerativo (4), con ramal de alta presión, que está conectado al recuperador de energía mecánica anterior;
 - un foco caliente (17), que es un intercambiador, en el cual se aporta calor desde un fluido caliente exterior, al fluido de trabajo que se mueve en circuito cerrado, al final de su recorrido a alta presión;
 - una turbina de expansión de gas (1) centrípeta, con dos sub-etapas: una corona de toberas para creación de chorros de muy alta velocidad, sin alcanzar la velocidad del sonido; y un rodete de álabes, cuyo armazón de giro está unido a un eje de revolución (24), que está solidariamente unido a un generador eléctrico (14);
 - un recuperador principal de energía mecánica (2), con forma de bocina, cuyo extremo de menor sección está unido al escape de la turbina (1); estando su otro extremo unido a la carcasa del intercambiador regenerativo (4);
 - un foco frío (6), que es un intercambiador, en el cual se extrae calor desde el fluido de trabajo, al final de su recorrido a baja presión, a un fluido frío exterior, seleccionado entre aire de la atmósfera y agua de la hidrosfera;
2. - Sistema térmico con compresor y turbina de expansión de gas en circuito cerrado, con aportación de calor por fuente exterior y recuperación interna de calor y de energía mecánica, para generación de electricidad, según reivindicación 1, **caracterizado** por que comprende al menos dos compresores conectados en cascada y con enfriamiento intermedio, materializado mediante la interposición de

sucursales del foco frío, donde tras cada enfriamiento intermedio, pasa el fluido a ser succionado por el compresor inmediato superior en presión, hasta el compresor de mayor presión, desde el cual, a través de la bocina de su recuperador, se conecta con el ramal de alta presión del intercambiador regenerativo; y comprende al menos dos turbinas conectadas en cascada, cada una de ellas seguida de su recuperador principal mecánico, que salvo en el caso de la turbina de menor presión, se conectan con recalentamientos intermedios, materializados mediante sucursales del foco caliente, y en cada turbina el fluido se expansiona hacia el nivel subsiguiente inferior en presión; estando el recuperador principal de la turbina de menor presión conectado con el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo (4).

3. – Sistema térmico con compresor y turbina de expansión de gas en circuito cerrado, con aportación de calor por fuente exterior y recuperación interna de calor y de energía mecánica, para generación de electricidad, según reivindicaciones 1 o 2, **caracterizado** por que el fluido de trabajo satisface que el factor logarítmico de dilatación isóbara es menor que la unidad en el punto termodinámico de la salida del compresor, estando definido dicho factor f_p por

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

siendo z el factor de compresibilidad, igual a $P \cdot V / (R \cdot T)$, siendo P la presión, V el volumen específico, T la temperatura absoluta, y r la constante de gas ideal particularizada para el fluido de trabajo, en las unidades empleadas en las tres magnitudes previas.

4. – Sistema térmico con compresor y turbina de expansión de gas en circuito cerrado, con aportación de calor por fuente exterior y recuperación interna de calor y de energía mecánica, para generación de electricidad, según reivindicaciones 1 o 2, **caracterizado** por que en un paso por turbina, el cociente r entre la presión superior, de entrada, P_{sup} y la inferior, P_{inf} , cumple

$$r < \frac{P_{sup}}{P_{inf}} = \left(\frac{\gamma + 1}{2} \right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

donde γ es el cociente entre el calor específico a presión constante y el calor específico a volumen constante, y a su vez la razón de presiones r satisface el requisito definido por

$$r^\beta > \frac{1 - \Gamma}{1 - \varphi\Gamma}$$

siendo Γ un parámetro, que representa el menor valor que se admite para el rendimiento de regeneración térmica, y siendo β un exponente igual a

$$\beta = \frac{\gamma - 1}{\gamma}$$

5 ; y siendo φ un parámetro definido por

$$\varphi = 1 + \frac{D_t}{T_M \eta_t}$$

donde D_t es la diferencia de temperaturas entre la corriente caliente y fría del intercambiador de calor donde se efectúa la regeneración, T_M la temperatura a la entrada de la turbina, y η_t el rendimiento de la turbina.

10 **5.-** Sistema térmico con compresor y turbina de expansión de gas en circuito cerrado, con aportación de calor por fuente exterior y recuperación interna de calor y de energía mecánica, para generación de electricidad, según reivindicación 1, **caracterizado** por que el intercambiador de calor regenerativo está constituido por un haz cuadrangular regular de tubos (15), dentro de una carcasa prismática; por
15 el que fluye gas a alta presión por dentro de los tubos, y gas de baja presión por fuera de ellos, dentro de la carcasa, en disposición cuadrangular regular, con un diámetro hidráulico equivalente igual a un valor entre un tercio y tres veces el diámetro interno de los tubos.

20 **6.-** Sistema térmico con compresor y turbina de expansión de gas en circuito cerrado, con aportación de calor por fuente exterior y recuperación interna de calor y de energía mecánica, para generación de electricidad, según reivindicación 4, **caracterizado** por que D_t es igual a la potencia térmica total a regenerar, dividida por el producto del área de termo-transferencia por el coeficiente global de transmisión de calor a través de dicha área, y está comprendido entre 5 y 20 °C.

25 **7.-** Sistema térmico con compresor y turbina de expansión de gas en circuito cerrado, con aportación de calor por fuente exterior y recuperación interna de calor y de energía mecánica, para generación de electricidad, según reivindicación 1, **caracterizado** por que dispone de válvulas de regulación de caudal dentro de las bocinas de recuperación mecánica, y una válvula de alivio, así como una válvula

de aportación de fluido de trabajo, gas, antes de la entrada al compresor; y consta además de un tanque de almacenamiento de gas.

8.- Procedimiento de generación de electricidad en un sistema térmico con compresor y turbina de expansión de gas en circuito cerrado, con aportación de calor por fuente exterior y recuperación interna de calor y de energía mecánica, **caracterizado** por que el circuito cerrado está configurado para funcionar según las siguientes fases termodinámicas:

- aceleración isóbara del gas mediante un plato de álabes rotatorios del compresor centrífugo (11), movidos por un eje accionado por un motor eléctrico, con multiplicador de velocidad en caso de desajuste de giro con las prestaciones de origen;
- deceleración del gas centrifugado, a su paso por un difusor del compresor (11), pasando presión dinámica a estática, a lo largo de una isentrópica que, por irreversibilidades, está inclinada hacia incremento de entropía, antes de su evacuación desde el difusor del compresor;
- deceleración isentrópica, realizada en una bocina (25) de conexión entre la evacuación desde el difusor del compresor, y un ramal de alta presión de un intercambiador regenerativo (4), siendo en esta bocina donde se efectúa recuperación mecánica, con incremento de la presión estática y donde además se amolda al flujo a adquirir un régimen laminar;
- calentamiento isobaro del fluido que circula por el ramal de alta presión del intercambiador de calor regenerativo (4); hasta alcanzar una temperatura que es D_t grados más baja que la temperatura de salida de un recuperador de energía mecánica, constituido por una bocina (2) prevista en la salida de la turbina;
- calentamiento isobaro hasta la más alta temperatura del ciclo, proviniendo el calor de una fuente externa (18, 19);
- aceleración isentrópica del fluido emergente del calentamiento en un foco caliente; mediante las toberas de entrada en la turbina centrípeta (1), siempre en régimen subsónico, y con Mach cercano a 1 en las partes de mayor velocidad;
- deceleración isóbara en el rodete de la turbina de expansión, con transferencia de energía mecánica a su eje, que está conectado mecánicamente con un generador eléctrico (14);

- deceleración isentrópica en el dispositivo de recuperación de energía mecánica, determinado por la bocina (2) que conecta la salida de la turbina con un ramal de baja presión del intercambiador regenerativo;
- 5 - enfriamiento isobárico en el ramal de baja presión del intercambiador regenerativo (4);
- enfriamiento isobárico en un foco frío, que comprende un intercambiador de calor (6), donde el fluido frío (7), que refrigera al fluido de trabajo, proviene del medio ambiente.

10

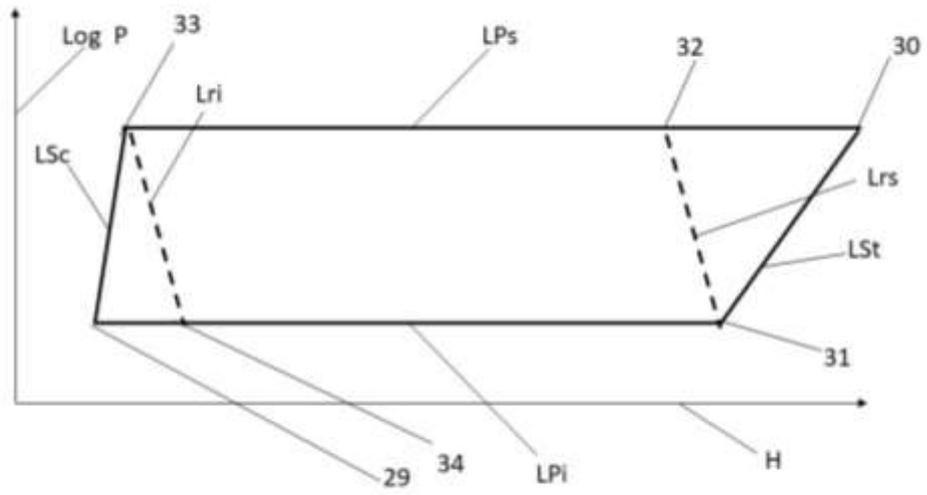


Figura 1

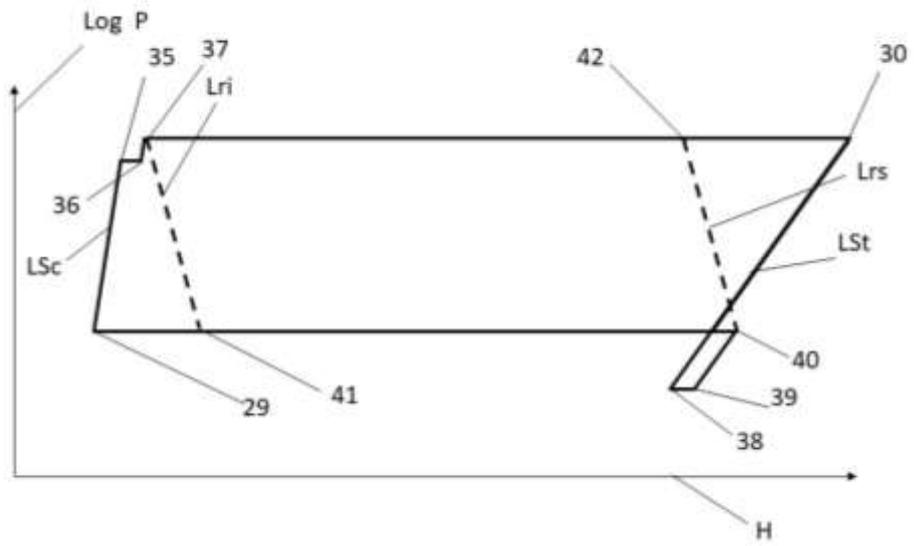


Figura 2

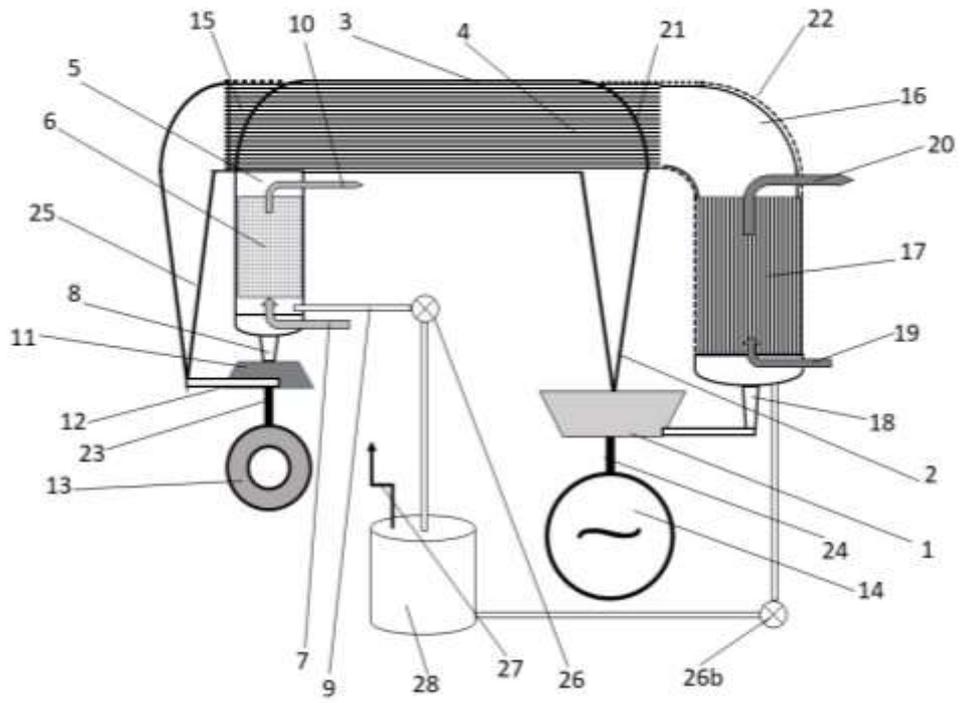


Figura 3

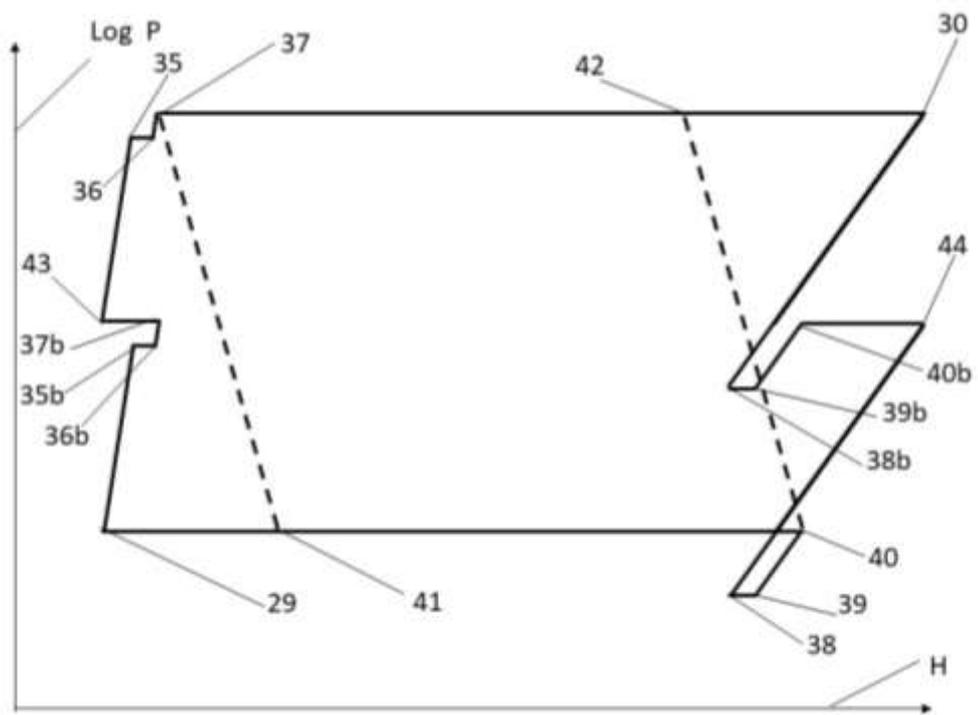


Figura 4

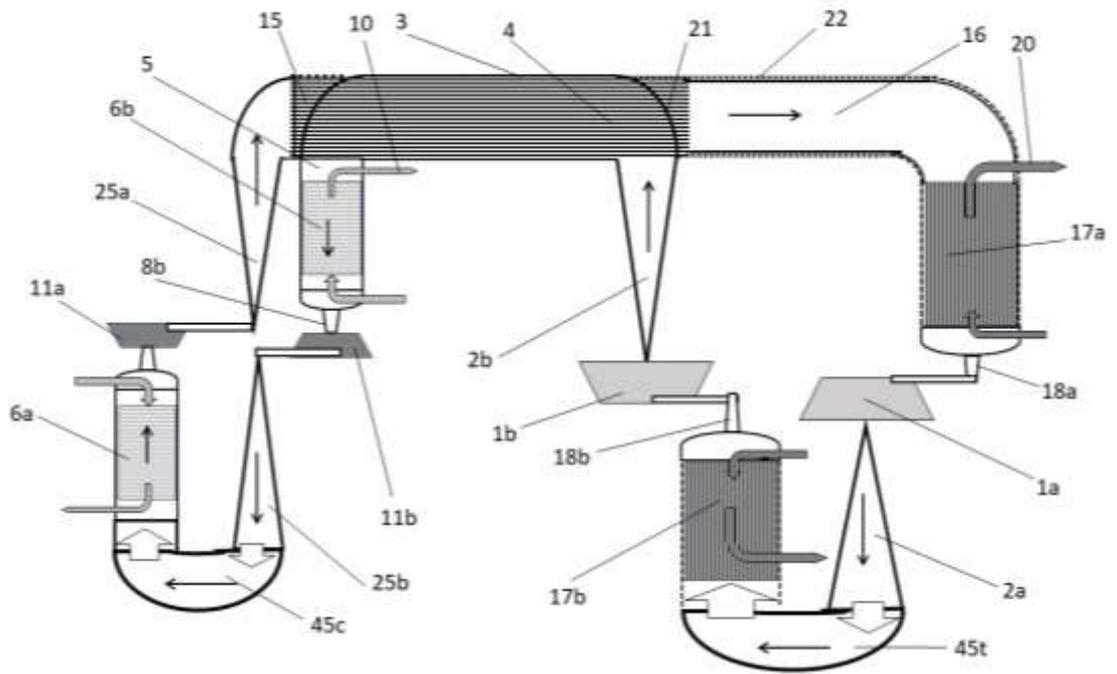


Figura 5