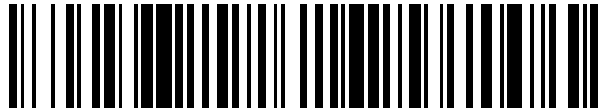


19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 776 024**

21 Número de solicitud: 202030181

51 Int. Cl.:

**F02C 7/10** (2006.01)

**F02C 1/10** (2006.01)

12

PATENTE DE INVENCION CON EXAMEN

B2

22 Fecha de presentación:

**03.03.2020**

43 Fecha de publicación de la solicitud:

**28.07.2020**

Fecha de modificación de las reivindicaciones:

**06.10.2020**

Fecha de concesión:

**21.10.2021**

45 Fecha de publicación de la concesión:

**28.10.2021**

73 Titular/es:

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

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

72 Inventor/es:

**MARTÍNEZ-VAL PEÑALOSA, José María**

74 Agente/Representante:

**ELZABURU, S.L.P**

54 Título: **SISTEMA TERMODINÁMICO CON CICLO CERRADO, CON REFRIGERACIONES REGENERATIVAS A CONTRACORRIENTE, PARA GENERAR ENERGÍA MECÁNICA EN UNO O VARIOS EJES, A PARTIR DE FLUJOS EXTERNOS DE FLUIDOS CALIENTES**

57 Resumen:

Sistema termodinámico con ciclo cerrado, con refrigeraciones regenerativas a contracorriente, para generar energía mecánica en uno o varios ejes, a partir de flujos externos de fluidos calientes, que consiste en un ciclo de generación de potencia mecánica, de desarrollo dextrógiro en un diagrama presión (en ordenadas) temperatura (en abscisas) con una fase de calentamiento en un intercambiador alimentado térmicamente por un fluido exterior, una fase de múltiples expansiones en cascada de turbinas monoetapa, y una fase de compresión en múltiples compresores monoetapa, y que además consta de un ciclo de termorreparación, que refrigera a contracorriente los difusores de los compresores, en paralelo entre ellos, y refrigera secuencialmente a las toberas de las turbinas, de forma regenerativa, recuperando ese calor en el foco caliente.

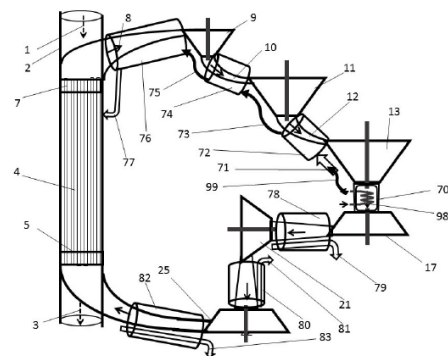


Fig. 9

ES 2 776 024 B2

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

**DESCRIPCIÓN**

SISTEMA TERMODINÁMICO CON CICLO CERRADO, CON REFRIGERACIONES REGENERATIVAS A CONTRACORRIENTE, PARA GENERAR ENERGÍA MECÁNICA EN UNO O VARIOS EJES, A PARTIR DE FLUJOS EXTERNOS DE FLUIDOS CALIENTES

**SECTOR DE LA TÉCNICA**

5 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, aprovechando en este caso el calor de un flujo de un fluido caliente, que puede haberse creado con este fin, o puede ser residual o desechado de una instalación energética térmica.

10

La invención incluye un concepto termofísico totalmente nuevo, que llamamos ciclo termorreparador, el cual incorpora refrigeraciones intermedias regenerativas a contracorriente.

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

El problema consiste en idear un sistema que utilice máquinas térmicas, de compresión y de expansión, para generar energía mecánica, útil para otros fines, en el eje de una máquina de estas últimas, es decir, una turbina o máquina expansora.

20

La fuente energética de partida es un flujo de fluido que tiene una temperatura muy por encima de la del medio ambiente. En particular, puede emerger por el escape de una instalación; y en la situación previa a la aplicación de esta invención, esa fuente era un calor residual de valor nulo.

25

Para extraer de dicha fuente energética una energía útil, se han de gestionar adecuadamente las corrientes de fluidos térmicos que están a nuestra disposición, sean naturales o artificiales, con las cuales se activa un ciclo termodinámico cerrado, que se presenta en esta invención. Estas corrientes que están a nuestra disposición, son:

30

- La empleada para calentar el foco caliente del ciclo, de tal manera que la energía sea captada por el fluido de trabajo, en condiciones para ser

35

- La empleada para enfriar el foco frío, que procede del medio ambiente, bien de la atmósfera, bien de la hidrosfera. Esta corriente puede tener limitaciones de uso, sobre todo si procede de un lago o un río de escaso caudal, pero esas limitaciones pueden y deben incluirse en las prescripciones de la aplicación de la invención, en cada caso concreto. En general, se podrá contar con la capacidad de refrigeración necesaria, si bien es importante minimizar ésta, por las limitaciones que tenga. Ahora bien, esta fuente de extracción de calor debe ser empleada como mejor convenga para conseguir los efectos deseados.

5

10

Existe una variedad de ciclos termodinámicos ideados para trabajar con diversos tipos de focos calientes. En el caso aquí propuesto, la aportación térmica procede del exterior (no es de generación interna en el ciclo). Eso significa que ha de haber un intercambiador de calor que transfiera el calor desde la corriente de calor residual, al fluido de trabajo del ciclo cerrado termodinámico en el cual se va a generar la energía mecánica.

15

20

Análogamente será necesaria una corriente de un fluido frío (aire, agua, ...) para extraer todo el calor no convertido a energía mecánica, de tal modo que el fluido de trabajo se restituya a sus condiciones iniciales del ciclo. Esta parte del foco frío es más rutinaria, pues es imprescindible en prácticamente todas las aplicaciones de ciclos (salvo en algunas situaciones inusuales, como los satélites artificiales, en los cuales la refrigeración de focos fríos se hace por emisión de radiación). Sin embargo, a este fluido frío, se le deben asignar otras funciones termodinámicas, si contribuyen a optimizar el objetivo buscado.

25

30

Desde el punto de vista teórico y de análisis de propuestas, el estado del arte puede verse descrito en 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. Otro documento, con número de solicitud de patente española P 201731263, describe un ciclo cuyo punto de menor entalpía tiene temperatura por debajo de la crítica, pero su presión está por encima de la presión crítica. Un tercer documento es la patente española con número de publicación ES2713123 (número de solicitud P201930136).

35

En el estado del arte es importante señalar la existencia de varios documentos sobre ciclos para aprovechar el calor residual, y en concreto los documentos de patentes ES2528932T3 y ES2374874T3, específicamente dedicados a “waste heat recovery” que es una familia de invenciones muy cercanas a ésta, pero de la cual no son precedentes en absoluto, como tampoco lo son las ES2401582T3, ES2447827T3 y ES2634552T3, aunque tratan del mismo problema. Un poco más cercanas son la US8869531 y EP3420201, que tratan de ciclos en cascada, pero con fluidos de trabajo diferentes en cada ciclo.

10 Otra preocupación termodinámica fundamental es mejorar la compresión, pues es la fase que termina siendo especialmente gravosa en el balance energético, de cara a conseguir un buen rendimiento.

Es bien conocido que la compresión isoterma, que se ha de realizar en condiciones de refrigeración muy lentamente mantenida, da mejores resultados que la isentrópica, que sin embargo es mucho más rápida, lo cual en un ciclo de potencia es generalmente determinante.

Para conseguir una compresión isoterma de aire, una receta común, pero no siempre aplicable, es la de añadir unas gotas de agua al aire, para que el calor generado se consuma en evaporación del agua. Este es el caso de los documentos US5839270, US8225606 y JP2010071273, este último aplicado a una turbina de gas, así como el MX2016006069, aplicado a un motor de combustión interna. También se han propuesto compresiones con fluidos espumantes, como en el documento US4027993. Otras invenciones o solicitudes relativas a mejorar la compresión son CN20236015, FR3066227, US4249384 y WO2008134283, pero ninguna de ellas aporta algo que pueda ser considerado precedente de la invención aquí reivindicada.

30 De estos documentos y de la bibliografía general, se puede extraer que los ciclos de gas, sin condensación, comúnmente llamados Joule-Brayton, se pueden clasificar en dos clases, según dos criterios: uno, referente a la forma del circuito en el que se materializa el ciclo, que puede ser abierto, o cerrado. Propiamente hablando, el circuito abierto se inicia y acaba en la atmósfera, que representan unas condiciones que no se pueden cambiar por diseño, lo que en cierta medida, perjudica el rendimiento del ciclo; pero permite que sea de combustión interna, lo

cual no es factible en un ciclo cerrado, pues los productos de la combustión sofocarían de inmediato el circuito.

5 El segundo criterio hace referencia al mapa de temperaturas que se establece en el circuito; y las dos clases de ciclos que cabe distinguir son, por un lado, los que tienen una temperatura de salida de la turbina que es superior a la temperatura de salida del compresor; y en este caso, y hablando de circuitos cerrados, es elemental pensar en transferir el calor que sale de la turbina con la presión de la isóbara baja del ciclo, pasándolo a la corriente que sale del compresor, que 10 estará más fría, pero a mayor presión, pues estará en la isóbara alta.

La otra alternativa es que el escape de la turbina esté a menor temperatura que la salida del compresor, en cuyo caso, no hay posibilidad de regeneración del calor (subirlo de presión).

15

En el caso de circuitos abiertos, se tiene la propiedad de que el rendimiento aumenta cuando lo hace la razón de presiones, pero su límite queda en todo caso por debajo del rendimiento de Carnot. En esto, se suele considerar que el gas de trabajo se comporta como gas ideal, lo cual es aceptable, pues suele ser 20 el aire, que esencialmente es nitrógeno.

En los circuitos cerrados, con regeneración de calor, el rendimiento crece al contrario, es decir, cuando se reduce la razón de presiones; y coincide con el rendimiento de Carnot, justo en el límite, esto es, cuando la razón de presiones 25 es igual a 1. Pero en este caso, no hay ciclo, pues las isóbaras de alta y baja son la misma; pero queda la indicación de que hay que reducir, hasta valores razonables, la razón de presiones del ciclo.

Esto da pie a usar compresores y turbinas de una sola etapa, de régimen fluido 30 turbillonario, de alto rendimiento y bajo coste, tanto para compresores centrífugos como turbinas centrípetas. En ambas máquinas, las velocidades de flujo de gas que se pueden alcanzar, están limitadas por el bloqueo sónico (no cabe traspasar la barrera del sonido en ningún punto, aunque el más significativo en este contexto, en cada caso, es el paso de flujo por la escotadura de mínima 35 sección recta). Dichas velocidades están en relación con la diferencia de

presiones estáticas que se establece entre aguas arriba de la máquina, y aguas debajo de ella.

Respecto de esto último, ambas máquinas tienen lógicamente regímenes opuestos: en las turbinas, las toberas de entrada han de servir para acelerar enormemente el fluido de trabajo, que moverá los álabes de la máquina, a cuyo eje transmitirá un par y una velocidad angular (y por ende, una potencia). Esta potencia debe ser una fracción considerable de la que llevaba como flujo térmico, pero no podrá transmitir toda, pues habrá dos tipos de pérdidas:

- 10       - La energía cinética de salida, que puede llevarse un 20 o un 30% de la energía cargada desde la tobera. Esa energía cinética puede ser utilizada en una siguiente tobera, que alimente a un siguiente plato de álabes, si se monta una cascada de turbinas mono-etapa para aprovechar la energía térmica disponible. En la salida de la última etapa de turbina, en la salida de una etapa compresora, se puede recuperar como presión estática gran parte de esa energía cinética, añadiendo a su escape un recuperador mecánico, del cual sale con velocidades muy reducidas, del orden de 1 metro por segundo.
- 15
- 20       - Las pérdidas de tipo térmico, generadas por rozamiento, en las muy diversas situaciones en las que el flujo choca contra las paredes, o hay rozamiento en el propio flujo.

El resultado de estas pérdidas térmicas es que la presión real es siempre más baja, en un determinado punto del circuito, que la presión ideal; y la temperatura es siempre más alta. Esto hace imprescindible caracterizar adecuadamente compresores y turbinas, mediante un rendimiento que tenga en cuenta toda esta fenomenología, para determinar sus prestaciones. Este rendimiento debe medir el resultado, de la compresión o de la expansión, con velocidad de salida definitiva (del difusor o bocina que se disponga) que no exceda del 5% de la habida en la sección recta de mayor velocidad, e incluso se podría reducir a 1% dicha cantidad límite, pues el mejor uso de la energía cinética sobrante es su conversión a presión estática, que es en definitiva energía PV (presión por volumen).

35       En el caso del compresor, el rendimiento será el cociente entre la potencia útil generada por la máquina (sobre el fluido) dividido por la fuente energética que

alimenta a la máquina (en el caso del compresor, su motor, que supondremos eléctrico).

5 En el caso de la turbina, el rendimiento es la potencia del generador eléctrico, dividida por la energía térmica que entra en las toberas de la turbina.

Estos rendimientos pueden factorizarse en dos rendimientos: uno que mide desde la parte eléctrica hasta el eje (en un sentido o el otro, según sea compresor o turbina) y un segundo rendimiento que va desde el eje al ciclo termodinámico, y en el análisis de esta propuesta de invención, es a éste segundo rendimiento al que se hará mención (el otro es propio de las máquinas eléctricas, y hoy día es muy alto, por encima del 96%).

15 En la valoración termodinámica del ciclo, no se tiene en cuenta, por tanto, la conversión energética a electricidad, o desde la electricidad, sino que el rendimiento se refiere a la potencia en el eje, como magnitud relevante.

De principio se considera que el fluido de trabajo se comporta suficientemente como gas ideal en el dominio termodinámico en el que se va a desplegar el ciclo, entendiéndose por esto que los valores reales de las variables de estado, no difieren de los valores de gas ideal en más de un 5 %.

Termodinámicamente, el ciclo estará gobernado por las ecuaciones siguientes, que hacen referencia a las condiciones de entrada en un componente, por ejemplo, una tobera, caracterizadas por  $i$ , y las condiciones a la salida, que llevan el subíndice  $e$ . Las variables consideradas son:

- Temperatura (T)
- Presión (P)
- Densidad ( $\rho$ ) o su inverso, el volumen específico,  $V$
- 30 Velocidad ( $v$ )
- Sección recta de paso (S)

Además aparece el trabajo específico, tanto externo,  $\delta W_{\text{ext}}$  hecho por una máquina (negativo) o sobre una máquina (positivo), como asociado al rozamiento, por pérdidas  $\delta W_{\text{roza}}$ ; y aparece también la aportación de calor desde el exterior,  $\delta q_{\text{ext}}$ , que es positivo si se aporta, y el calor generado por el

rozamiento,  $\delta q_{roza}$ , que es igual al trabajo realizado por el flujo sobre el conducto, para avanzar,  $\delta W_{roza}$ .

5 Varias variables anteriores se pueden unir en otra, que puede ser muy útil para tratar con la velocidad y la temperatura con cierta homogeneidad, y en concreto es:

Entalpía (H) y particularmente Entalpía de Remanso, ( $H_{00}$ )

Las ecuaciones que gobiernan el flujo de fluido y su evolución, son:

- 10 - Ecuación de estado del fluido (de gas ideal)

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

- 15 - Ecuación de la transformación del fluido. En algunas fases del ciclo se tendrá una isóbara, o situación muy parecida, en los cuales la presión se mantiene casi uniforme, como es el paso por el plato de álabes, tanto de la turbina como del compresor, o el paso por un intercambiador. La otra transformación relevante es la isentrópica, regida por la ecuación:

$$P_i/\rho_i^\gamma = P_e/\rho_e^\gamma$$

Donde  $\gamma$  es el cociente entre los calores específicos a presión y a volumen constante; y ambas se pueden generalizar en la transformación politrópica, de ecuación

$$P_i/\rho_i^g = P_e/\rho_e^g$$

20

Donde  $g$  es el coeficiente politrópico, que coincide con  $\gamma$  cuando la transformación es adiabática, vale 1 para las isotermas, y adquiere un valor intermedio para las transformaciones prácticas, que tienen algo de refrigeración, siendo la isoterma la que más tiene, y siendo nula la refrigeración de la

25 adiabática.

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

$$m'_i = \rho_i v_i S_i = m'_e = \rho_e v_e S_e$$

- Primer principio de la Termodinámica

$$\delta q = \delta q_{ext} + \delta q_{roza} = dH - VdP$$

- Conservación de la energía



$$-VdP = d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \delta W_{ext} + \delta W_{roza}$$

- O, alternatively, a linear combination equation of the two previous ones

$$\delta q_{ext} = dH + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \delta W_{ext}$$

Y alternatively, they can be used, for the conservation of energy:

- Definition of stagnation enthalpy, and stagnation temperature,  $T_{00}$

$$H_{00} = H + \frac{1}{2}v^2 = C_p T + \frac{1}{2}v^2 = C_p T_{00}$$

- 5
- Conservation of stagnation enthalpy in a stream line (without heat added or work done, and other contributions, such as gravity)

$$C_p T_i + \frac{1}{2}v_i^2 = C_p T_e + \frac{1}{2}v_e^2$$

- 10
- The previous equations are essential to correctly design the specifications of operation, but this is physically more relevant if we express the thermal conditions in kinetic form, in concrete, as a function of the speed of sound,  $v_s$ .

$$v_s^2 = \left(\frac{\partial P}{\partial \rho}\right)_s$$

That for ideal gas, results

$$v_s^2 = \gamma RT = (\gamma - 1)H$$

- 15
- It allows to introduce the Mach number M as a fundamental parameter that links mechanics with thermodynamics, from which can be found

$$\frac{H_{00}}{H} = \frac{T_{00}}{T} = 1 + \frac{\gamma - 1}{2}M^2$$

- 20
- This equation is applied both to the point with subscript  $i$  as  $e$ , or any other, being H, T and M its properties. Previously it was defined the stagnation enthalpy, from the complete knowledge of the thermodynamic data of a point in a stream line, it could be taken as stagnation point the one that had the minimum velocity, always that it was  $M <$

0,01; y si no existe tal punto, se considera de existencia virtual, pues se puede seguir operando con dicho concepto tanto como se desee. Y a partir de esta última ecuación y de las relaciones propias de una transformación isentrópica, se tiene

$$\frac{P_{00}}{P} = \left(\frac{T_{00}}{T}\right)^{\gamma/(\gamma-1)} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\gamma/(\gamma-1)}$$

$$\frac{\rho_{00}}{\rho} = \left(\frac{T_{00}}{T}\right)^{\frac{1}{\gamma-1}} = \left(1 + \frac{\gamma-1}{2} M^2\right)^{\frac{1}{\gamma-1}}$$

$$M^2 = \frac{2(r^\beta - 1)}{\gamma - 1}$$

5

Esta última expresión da el número de Mach al final de una expansión de razón  $r$  de presiones, partiendo de un Mach casi nulo.

Según la analogía formal antes dicha, las ecuaciones anteriores sirven para cualquier politrópica, cambiando el exponente a  $k$ , en vez de  $\gamma$ . Por la utilidad del concepto de evolución politrópica, es pertinente evidenciar que ésta ha de ir acompañada de transferencia de calor, con un medio que lo proporcione (el calor) o lo extraiga. Esto es: en la adiabática no hay transferencia de calor con el medio circundante. Precisamente por eso resulta también isentrópica ( $\Delta s = \Delta Q / \langle T \rangle = 0$ ; por ser el intercambio de calor nulo. La entropía  $s$  no varía pues en las adiabáticas, y  $\langle T \rangle$  es la temperatura media en escala logarítmica, en la transformación sufrida.

Ahora bien, en todo movimiento hay fricción, y en cualquier etapa que se considere, habrá una aportación de calor al fluido, lo que incrementará su entropía, lo cual a su vez redundará contra la eficiencia del proceso. Esto se tiene especialmente en cuenta en la invención.

De las ecuaciones de conservación, para el caso estacionario como estamos suponiendo siempre, y admitiendo que el flujo es esencialmente monodimensional, y que  $x$  representa la variable a lo largo de la línea de corriente, se obtiene

$$\frac{1}{S} \frac{dS}{dx} = -(1 - M^2) \frac{1}{v} \frac{dv}{dx}$$

Esta ecuación implica un cambio de topología cuando  $M=1$ , pasando de una relación inversa, por el signo menos, entre  $v$  y  $S$  cuando  $M<1$ , a una relación directa cuando  $M>1$ ; lo que en definitiva lleva al bloqueo sónico cuando  $M=1$ , lo cual exige que en ese punto  $S$  tenga un valor de mínimo (que sea una escotadura).

Para cada sección recta  $S$  de paso del gas, se produce un acoplamiento entre su número de Mach y las condiciones establecidas del flujo, que son

- 10
- El gasto másico  $m'$
  - Las condiciones de remanso ( $T_{00}$ ,  $\rho_{00}$  o  $P_{00}$ )
  - La velocidad del sonido de remanso  $v_{s00}$
  - El tipo de gas (a través de  $\gamma$ )

$$S = \frac{m'}{M\rho_{00}v_{s00}} \left(\frac{T_{00}}{T}\right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}} = \frac{m'}{M\rho_{00}v_{s00}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}}$$

15 En particular tiene mucha importancia teórica y de cálculo, la llamada sección crítica,  $S_c$ , que puede no existir, y ser meramente una referencia virtual, y es el valor de  $S$  donde se alcanza  $M=1$

$$S_c = \frac{m'}{\rho_{00}v_{s00}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2}\right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}}$$

20 Esta sección recta se toma como referencia para los cálculos, dado que no se puede tomar la de remanso, pues a velocidad 0, o tendiendo a 0, corresponde una sección tendiendo a infinita. La relación entre secciones rectas es

$$\frac{S_c}{S} = M \left(1 + \frac{\gamma-1}{2}\right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}} \left(1 + \frac{\gamma-1}{2}M^2\right)^{-\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}}$$

25 En la tabla siguiente se dan los valores de la razón  $S/S_c$  para el caso de gases monoatómicos, en función de  $M$ . Se aprecia que las grandes variaciones se producen por debajo de un valor moderado de Mach, que podría cifrarse en 0,1. Para valores por encima de 0,6, la pendiente es prácticamente horizontal, lo que dificulta la precisión requerida.

M	S/Sc
0,0010	562,4301
0,0100	56,2467
0,0200	28,1290
0,0300	18,7589
0,0400	14,0758
0,0500	11,2674
0,0700	8,0610
0,1000	5,6619
0,2000	2,8877
0,3000	1,9890
0,4000	1,5601
0,5000	1,3202
0,6000	1,1760
0,7000	1,0875
0,8000	1,0352
0,9000	1,0082
0,9900	1,0002

En una turbina centrípeta mono-etapa, la conversión de energía térmica a mecánica se realiza en dos fases que se llevan a cabo en dos cuerpos diferentes: 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 o plato de álabes, en el cual 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.

5

10

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 M hace referencia a la entrada en la tobera, y el X hace

referencia a la salida de la tobera y entrada en el rodete o plato de álabes; en lo cual se cumplen las ecuaciones que subsiguen:

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

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

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

- 5 Las relaciones anteriores son fundamentales en este sistema, 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,  $\gamma$ ; y se calcula, de manera inmediata, que el límite superior de  $r$  en una sola etapa, es 2,05 para el Ar (monoatómico); 1,893 para el  $N_2$  (diatómico) y 1,825 para el  $CO_2$  (triatómico).

10

Las relaciones anteriores constituyen límites, pues los números de Mach empleados no son mantenibles (con 0 de Mach, no habría flujo, y no funcionaría nada).

- 15 En el plato de álabes ocurre la interacción propiamente mecánica, en la que el fluido transmite momento cinético al eje, pero del plato sale el fluido todavía con mucha velocidad (con números de Mach no muy inferiores a 0,5 en muchos casos), y esa energía cinética específica, puede verse también como presión dinámica, que se trasvasa a presión estática  $P$ , en un difusor, o bocina difusora,
- 20 o recuperador mecánico, que en la contabilidad energética que se sigue en este documento, se incluye en el rendimiento de la propia máquina, que no es sólo lo que gira (el plato de álabes) sino el acondicionador mecánico anterior (la tobera) y el posterior (difusor).

- 25 Dos parámetros esenciales en la descripción del ciclo son la razón de presiones,  $r$ , en cada máquina, compresor y turbina, y el cociente adiabático,  $\gamma$ , que es el cociente entre los calores específicos isóbaro e isócoro. Por simplificación de escritura, se empleará también el coeficiente  $\beta$

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

Se denotará con  $\eta_c$  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

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

5

Con esta denominación, el trabajo específico de compresión real,  $W_{cr}$  se expresa en función del teórico,  $W_c$ , siempre medidos en julios por kilogramo, al igual que la entalpía, que siempre es específica, esto es, por unidad de masa, y por tanto expresada en J/kg. Cuando estas magnitudes se multiplican por el flujo másico o  
10 gasto, en kg/s, se obtiene la potencia correspondiente (kJ/s).

Para el compresor se cumple la expresión

$$W_{cr} = \frac{W_c}{\eta_c} = \frac{T_0(r^\beta - 1)}{\eta_c}$$

Análogamente se define el rendimiento de la turbina, representado por  $\eta_t$ , como  
15 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, tomando como referencia las máquinas (y no los  
20 intercambios de calor) se puede definir como

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

donde  $\mu$  es el cociente de Carnot,  $T_M/T_0$ .

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

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

De esta última ecuación se deduce que para obtener un rendimiento positivo en el ciclo real, se ha de cumplir:

$$r^{\beta} < \mu \eta_c \eta_t$$

5 Lógicamente, en todo ciclo termodinámico son necesarios los intercambiadores de calor. En nuestro caso, se han señalado ya dos: el del foco caliente, y el del foco frío. Se analizan primero estos dos, más clásicos, y luego se ven los más novedosos.

10 En el análisis de los intercambiadores, lo fundamental es la igualdad de la potencia térmica, según el balance entálpico total de uno de los dos fluidos, el que se elija (que en nuestro caso es el fluido de trabajo, que es el fluido que se calienta, si se trata del intercambiador del foco caliente, o el que se enfría, si es el intercambiador del foco frío) y según la ecuación de termo-transferencia, esto es:

$$Q = m' C_p \Delta T = UA \delta T$$

15

Q= potencia térmica intercambiada

m'= gasto o flujo másico del fluido de trabajo, que puede estar calentándose o enfriándose, según sea el intercambiador del foco caliente, o del frío;

20 C<sub>p</sub>= calor específico a presión constante del fluido de trabajo, que se ha supuesto ideal, por lo que será un valor constante

ΔT= variación absoluta de temperatura en el fluido de trabajo a su paso por el intercambiador

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

25 A= área de termo-transferencia

δT= diferencia de temperatura logarítmica media

30 La concepción térmica de los intercambiadores a incorporar a la invención, es un reto científico de gran interés, porque el rendimiento final integrado del ciclo no depende sólo de las máquinas, sino de la gestión que se haga del calor; lo cual se pondrá en evidencia en lo siguiente.

## DESCRIPCIÓN DE LA INVENCION

El sistema se compone de una serie de elementos físicos que constituyen un ciclo termodinámico cerrado con tres fases diferenciadas, una de ellas con doble  
5 función, existiendo de manera superpuesta a estos elementos, otros componentes y fluidos actuando a contracorriente, que reducen la entropía generada por irreversibilidades en las fases mecánicas de compresión y de expansión del ciclo termodinámico.

Los elementos anteriores comprendidos en la invención, son:

10

- al menos un intercambiador de calor, donde cada intercambiador de calor comprende un circuito primario, con dos ramales de entrada, el principal y el ramal lateral de regeneración, habiendo un fluido exterior que, entrando por el ramal principal, aporta calor al fluido de trabajo, que  
15 circula por el circuito secundario; mientras que otro fluido exterior, aporta calor al circuito secundario, entrando por el ramal lateral de regeneración;
- coincidiendo el final de dicho circuito secundario con el comienzo de la primera tobera de expansión, con fuerte aceleración del fluido de trabajo, y entrada a la primera turbina, estando refrigerada dicha tobera, para  
20 extraer el calor generado por las irreversibilidades termodinámicas en la tobera, por un fluido exterior viajando a contracorriente por dentro de su carcasa correspondiente;
- emergiendo el fluido de la refrigeración de la tobera por un conducto que lo aporta al ramal lateral de regeneración del circuito primario del intercambiador, ya dicho;  
25
- mientras que el fluido de trabajo que emerge de la tobera propiamente dicha, entra en el rodete o plato de álabes de la turbina, a cuyo eje transfiere una alta fracción de la energía cinética que lleva;
- saliendo por el escape la primera turbina, bien para entrar en la tobera de la segunda turbina, si es que existe una serie de turbinas conectadas en  
30 cascada de caída de presión, bien para entrar en un difusor de desaceleración e incremento de la presión estática, antes de entrar en el foco frío;



- estando constituido el foco frío por un intercambiador de calor por cuyo primario circula el fluido de trabajo, y por el secundario el fluido ambiente que lo refrigera;
- tras lo cual entra el fluido de trabajo en el primer compresor, cuyo difusor de salida se refrigera a contracorriente, por fluido ambiente, para extraer el calor generado por las irreversibilidades termodinámicas en el difusor;
- entrando desde ese difusor, bien en el segundo compresor, si hay una concatenación de éstos en valor ascendente de presión, o bien en el circuito secundario del intercambiador dicho en primer lugar;

5  
10 quedando configurados los elementos anteriores para realizar un ciclo termodinámico cerrado con las siguientes tres fases:

- calentamiento de un fluido de trabajo, que se realiza en el intercambiador de calor, en los cuales el fluido de trabajo alcanza su máxima temperatura,  $T_m$ , a una presión  $P_m$ ;
- 15 - expansión del fluido de trabajo, en las turbinas concatenadas, donde el sistema de refrigeración a contracorriente extrae el calor generado por las irreversibilidades en la aceleración del flujo, y lo envía al primario del intercambiador de calor; y además cada turbina dispone de un colector de escape, que va unido a la tobera de entrada de la siguiente turbina, en orden decreciente de presiones, salvo la última turbina, cuyo colector de escape hace de entrada al elemento enfriador, o foco frío, previo al primer compresor;
- 20 - fase de enfriamiento y compresión integrados, en la que se intercalan alternadamente el elemento enfriador con el compresor, con repetición de esta secuencia enfriamiento-compresión, quedando configurado un foco frío como el conjunto de las refrigeraciones previas a los compresores; y además, cada uno de los compresores de la serie concatenada que hace el total de la compresión, está embebido en un enfriador a contracorriente, particularmente en el difusor de salida de cada compresor.

30

Con lo cual, dichas actuaciones refrigerantes a contracorriente conforman lo que puede denominarse un ciclo termorreparador, aplicado tanto a los difusores de salida de los compresores, como a las toberas de entrada a las turbinas, estando los difusores refrigerados externamente por el fluido ambiental, y estando las toberas refrigeradas por un fluido que se puede mezclar con el fluido exterior que

35

aporta el calor al foco caliente, teniendo esta última mezcla una finalidad termodinámica regenerativa, pues el calor extraído de la refrigeración de las toberas, se recupera en una alta fracción, como calor de alta presión del fluido de trabajo, usando para ello el intercambiador de calentamiento, en cuyo  
5 primario se inyecta el calor extraído de las toberas, por el ramal de regeneración.

De forma particularmente adaptada a esta invención, se selecciona, como compresor, un compresor centrífugo y como turbinas, unas turbinas centrípetas de tipo mono-etapa. El compresor centrífugo está formado por un colector de  
10 entrada, más un plato giratorio de álabes, que gira según un eje solidario al plato, accionado por un motor eléctrico u otra fuente de energía de rotación, y teniendo además un difusor refrigerado en el escape, siendo este difusor un conducto de sección recta creciente, según la dirección que lleva el fluido de trabajo, donde se ralentiza su flujo, pasando parte de la presión dinámica a  
15 presión estática; y además se realiza una secuencia previa de enfriamiento, anterior a la entrada del fluido en el correspondiente compresor, y en dicha secuencia el fluido ambiente del foco frío, enfría al fluido de trabajo hasta la mínima temperatura que puede conseguirse con dicho foco, denotando a dicha temperatura como  $T_0$ ; y análogamente se realiza la expansión en turbinas  
20 centrípetas de tipo mono-etapa, estando cada una de ellas formada por una tobera refrigerada externamente, en la que se acelera el fluido de trabajo, más un plato giratorio, de álabes de geometría centrípeta para el flujo, girando el plato con sus álabes solidariamente con el eje de la turbina, siendo cada eje específico de cada turbina, y estando cada eje conectado a un generador  
25 eléctrico, o a un sistema de transmisión mecánica para accionar un eje común a varias turbinas, o a otra aplicación de generación energética; y la refrigeración de las toberas se realiza también en cascada, pero a contracorriente de la dirección del fluido de trabajo, emergiendo el fluido refrigerante por la parte aguas arriba de la tobera de la turbina de más alta presión, inyectándose dicho fluido  
30 refrigerante en el intercambiador de calentamiento del fluido de trabajo, por el ramal lateral de regeneración.

Como formulación básica de la invención, la cadena de compresión está formada por  $m$  compresores que proporcionan la misma razón de compresión todos ellos,  
35 que denotamos por  $r$ ; y existiendo en la fase de expansión  $m$  turbinas, cada una

de ellas con razón de presiones también de valor  $r$ , cumpliéndose, en el caso de fluido gas ideal, y turbinas y compresores perfectos, la siguiente igualdad

$$T_m = T_0 r^{(m+1)\beta}$$

estando además relacionadas la máxima presión del circuito,  $P_m$  a la entrada de la primera turbina, y la mínima,  $P_0$ , a la entrada del primer compresor, por la  
5 relación

$$P_m = r^m P_0$$

señalando que dichas relaciones corresponden a la situación ideal, de fluido con comportamiento de gas ideal, y máquinas y componentes perfectos.

Una variante de configuración no requiere que haya el mismo número de  
10 turbinas de que compresores. En general, puede haber  $m$  de éstos y  $n$  de aquéllas, pero se tiene que cumplir en este caso, siendo  $r_c$  la razón de compresión de los compresores, y  $r_t$  la relación de presiones en una turbina,

$$r_c^m = r_t^n$$

y así mismo se ha de cumplir

$$T_m = T_0 (r_c^\beta r_t^{n\beta})$$

15 Cabe la alternativa de que cada compresor presente una razón de compresión propia, diferente a los valores de otros. Así se tendría  $r_{c1}, r_{c2}, \dots$  y análogamente para las turbinas; y en este caso, idealmente se cumple

$$r_{c1} r_{c2} \dots r_{cm} = r_{t1} r_{t2} \dots r_{tn}$$

El fluido debe ser un gas de comportamiento ideal, es decir con una ecuación de  
20 estado que no se separe de la de gas ideal más de un 5%. Ya se introdujo en la descripción del estado de la técnica, la posibilidad de utilizar gases monoatómicos, como el argón, diatómicos, como el nitrógeno, o triatómicos, como el dióxido de carbono; que presentan variaciones importantes en el valor de  $\beta$ , pues vale 0,4 para los monoatómicos; 0,286 para los diatómicos; y 0,222  
25 para los de 3 átomos.

Desde el punto de vista de minimizar el número de turbinas y compresores para una aplicación dada, la familia de gases más recomendable es la monoatómica, y dentro de ella, por razones de abundancia y precio, el argón, si bien su calor

específico es bajo, por tener una masa atómica de 40, en vez de los 4 del helio, que sin embargo es muy caro.

5 Aunque la invención se explique correctamente con un montaje ideal, con máquinas perfectas, la realidad es que toda máquina tiene pérdidas, según su naturaleza, y esto se ha de tener en cuenta en la valoración de la invención, y particularmente en el cálculo de su rendimiento.

10 En el estado del arte se ha introducido el rendimiento ideal, y el real, y se ha visto que la inclusión de los rendimientos del compresor y la turbina produce un efecto equivalente a reducir el cociente de Carnot, pasando de  $\mu$  a  $\mu'$ , según la siguiente definición

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

Para un ciclo con una sola máquina, más regeneración de calor, la condición para tener un rendimiento positivo era

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

15

Pero en el caso de esta invención, esta relación no es aplicable, pues no hay regeneración, dado que el calor se toma de un flujo de fluido que hay que aprovechar en su práctica totalidad, y eso lleva a cubrir toda la potencialidad expansiva del fluido de trabajo, caliente y a alta presión, usando un conjunto concatenado de turbinas, que cubre de manera coherente el rango de 20 temperaturas cubierto en el foco caliente, usando un rango de presiones que cuadre perfectamente con las caídas de presión requeridas en las toberas de entrada a las turbinas.

25 En ese conjunto concatenado de máquinas, los efectos de las pérdidas térmicas, o de aumento de entropía, son los conocidos de siempre: pérdida de presión, y ganancia de temperatura. En esta invención, ello se manifiesta en que el exponente  $\beta$ , disminuye en la expansión con pérdidas, y pasa a valer aproximadamente  $\beta'$

$$\beta' = \beta\eta_t$$

30

Lo cual quiere decir que para bajar un escalón dado, entre dos temperaturas, hace falta un escalón de presiones,  $r'$ , mayor que el original  $r$ , pues

$$r^\beta = r'^{\beta'}$$

En el caso del compresor es al contrario, pues la presión es al alza, y el coeficiente  $\beta$  se modifica a  $\beta'$ , según

$$\beta' = \beta/\eta_c$$

- 5 En una turbina con rendimiento  $\eta$ , la relación entre la entalpía cedida en el caso real,  $\Delta H_r$  y la ideal,  $\Delta H_i$ , es:

$$\Delta H_r = C_p T_m (1 - r^{-\beta'}) = \eta \Delta H_i = \eta C_p T_m (1 - r^{-\beta})$$

- 10 En este punto es fundamental la termorreparación, para mantener al fluido de trabajo en la trayectoria termodinámica adecuada, que para la expansión en turbina, es la adiabática. Por ello es fundamental extraer del fluido de trabajo el calor generado por las irreversibilidades, que es el complemento de la entalpía útil, esto es:

$$(1 - \eta) \Delta H_i = (1 - \eta) C_p T_m (1 - r_i^{-\beta})$$

- 15 Donde se ha incluido el subíndice i en la relación de presiones, r, para denotar que sería el valor del procedo ideal, con rendimiento 1. Cuando se está en la realidad, la relación de presiones será menor si se refrigera la tobera para quitar el calor de fricción. La reducción de la relación de presiones se obtiene de:

$$\eta (1 - r_i^{-\beta}) = 1 - r^{-\beta}$$

La tabla siguiente muestra r en función del rendimiento, ( $r_i=2$ )

$\eta$	$r(r_i=2)$
0,95	1,92264941
0,9	1,8490785
0,85	1,77938938
0,8	1,71332262
0,75	1,65063969

20

Es de notar que la refrigeración a producir en la tobera puede y debe ser corroborada con la medición continua de las presiones y las temperaturas a la entrada, e, y a la salida, s, de la turbina, que deben cumplir

$$\frac{T_e}{T_s} = \left(\frac{P_e}{P_s}\right)^\beta$$

Si la  $T_s$  es demasiado alta para cumplir esa ecuación, se ha intensificar la refrigeración, y atenuarla, si es demasiado pequeña.

- 5 La compresión se rige por una ley similar, que conduce a

$$r = (1 + \eta(r_i^\beta - 1))^{1/\beta}$$

Los valores de  $r$  en la compresión termorreparada se muestran en la siguiente tabla, que da unos valores muy parecidos a los de la expansión.

$\eta$	$r(r_0=2)$
0,95	1,94175297
0,9	1,882737
0,85	1,82481053
0,8	1,76796677
0,75	1,7121989

- 10 Al igual que en la expansión, en la compresión se ha de vigilar también la coherencia de la evolución de las variables, con la evolución termodinámica que se quiere seguir.

- 15 En la compresión, que se efectúa a temperatura mucho más baja que la expansión, sí que cabe considerar seguir una trayectoria politrópica, llegando incluso a la isoterma, que es la que requiere menos trabajo de compresión, pero la mayor refrigeración.

- 20 La tabla siguiente da información sobre las variables relevantes de este tipo de compresión, en función de su exponente  $g$ , que varía entre la  $\gamma$  del caso adiabático y el valor  $g=1$  del isoterma. El fluido de trabajo es argón ( $R=208$  J/kg·K;  $C_v=312$  J/kg·K) siendo  $C_g$  el calor específico de la politrópica (infinito para la isoterma, que se ha de calcular por su propio método) y las partidas energéticas están en J/kg.

25

g	r max	T sup	C g	PdV	Q ext	-T C
2	2,0070	425,00	103,99	26000,52	12998,96	52001,04
1,9	2,0186	418,42	80,88	27368,97	9577,77	52001,04
1,8	2,0318	411,11	51,99	28889,47	5776,45	52001,04
1,7	2,0472	402,94	14,84	30588,85	1527,91	52001,04
1,6667	2,0528	400,01	0,00	31200,00	0,00	52001,04
1,6000	2,0651	393,75	-34,68	32500,65	-3251,69	52001,04
1,5000	2,0863	383,34	-104,02	34667,36	-8668,57	52001,04
1,4000	2,1118	371,43	-208,03	37143,60	-14859,30	52001,04
1,3000	2,1430	357,69	-381,37	40000,80	-22002,44	52001,04
1,2000	2,1822	341,67	-728,05	43334,20	-30336,11	52001,04
1,1000	2,2329	322,73	-1768,10	47273,67	-40184,99	52001,04
1,0500	2,2642	311,91	-3848,21	49524,80	-45812,92	52001,04
1,0100	2,2932	302,48	-20489,04	51486,18	-50716,46	52001,04
1,0050	2,2971	301,24	-41290,08	51742,33	-51356,85	52001,04
1,0010	2,3002	300,25	-207698,40	51949,09	-51873,76	52001,04
1,0000	2,3010	300,00		52000,65	-52000,65	52000,65

5 Es importante señalar que el trabajo de compresión, TC, es el mismo en todos los casos, pero no todos llegan a la misma r, cuyo máximo corresponde a la isoterma. De ahí que pueda escogerse para trayectoria de compresión, aunque tiene el inconveniente de presentar el máximo valor de refrigeración requerida,  $Q_{ext}$ , cuyo valor negativo indica refrigeración.

10

Para hacer frente a este alto requisito de transmisión de calor a través del área lateral del difusor, hace falta, o bien alargar éste, o repartir el flujo de fluido de trabajo entre varios difusores más delgados, en paralelo.

15

Por último, en cuanto a efectos de las irreversibilidades, la coherencia entre la caída de presiones en la expansión, y la caída de temperaturas, hay que citar el

balance siguiente de temperaturas, suponiendo m compresores y n turbinas en el ciclo, y siendo  $r'_t$  la razón de presiones realista en la turbina

$$\mu = \frac{T_m}{T_0} = r'_t{}^{\beta(\frac{n}{m\eta_c} + n\eta_t)}$$

A su vez se tiene el de presiones, que lo han de cumplir por su lado los 5 compresores también, con razón de compresión  $r'_c$ :

$$\frac{P_m}{P_0} = r'^m_c = r'^n_t$$

Un importante capítulo de la invención es el dimensionamiento de las toberas de las turbinas, y los difusores de los compresores, si bien éstos arrancan todos desde la misma temperatura,  $T_0$ , por la refrigeración previa a la que se somete al 10 fluido de trabajo, antes de cada compresor, y tienen todas las parejas refrigeración-compresión un comportamiento análogo. Por el contrario, en las turbinas se va reduciendo la temperatura del fluido de trabajo, a medida que la energía térmica se convierte en energía cinética del eje de rotación. Este tema se verá más apropiadamente al describir un modo preferido de llevar a la 15 práctica la invención, pero el dimensionamiento en sí, es la estricta aplicación de las ecuaciones que gobiernan el comportamiento del fluido de trabajo en este ciclo, tal como se ha descrito al comienzo de la explicación.

Hay que señalar que una novedad fundamental en esta invención es el llamado 20 ciclo termorreparador, que consiste en que tanto los difusores en las salidas de los compresores, como las toberas, en la entrada a las turbinas, están refrigeradas externamente, a contracorriente, con objeto de reducir o eliminar el exceso de entropía causado por las fricciones en el interior del conducto, pues dicha entropía excesiva produce una fuerte pérdida de rendimiento. De ahí que 25 sea fundamental la parte de transferencia de calor en esta invención, y para los componentes dichos, la invención prevé unas prescripciones que se definen a continuación, junto a consideraciones de tipo mecánico, que se han de integrar junto a las térmicas, incluyendo el efecto de las tensiones mecánicas creadas por gradientes térmicos en el material de la pared de los difusores o de las 30 toberas. Téngase en cuenta que la forma de estos elementos, y en particular la variación de la sección recta a medida que avanzan las líneas de corriente, es el parámetro fundamental para la conversión de energía cinética en presión



estática, o viceversa, de modo que la invención ha de respetar la precisión de las medidas, con un diseño que acoja las innovaciones sin vulnerar los puntos sensibles de unos elementos tan aparentemente simples como son los difusores y las toberas, pero que tienen un impacto importantísimo en las prestaciones del ciclo.

Por un lado, las prescripciones de la invención hacen referencia a que la apertura o cierre del paso del fluido en estos elementos no sea muy brusco, pues de serlo, se genera mucha pérdida manométrica. Por otro lado, ya en la primera parte de la explicación de la invención, se especificó que estos elementos están exteriormente refrigerados, pero hay que evitar que esta refrigeración provoque cambios apreciables en la geometría del elemento, debido a dilataciones diferenciales en una misma pieza. Con estos prolegómenos, las prescripciones son como siguen:

- 15           - los difusores y toberas se seleccionarán entre conductos de revolución de eje recto, o conductos de sección recta circular, o próxima a ella, con una excentricidad menor de un 10%, medida en exceso sobre 1 del diámetro máximo sobre el mínimo, y con eje de forma alabeada o helicoidal, pasando dicho eje por los centros de las
- 20           secciones rectas:
- los difusores y toberas tendrán una longitud de eje que será mayor que el valor más alto de los límites mecánico y térmico;
- siendo el límite mecánico que la longitud del eje sea superior al doble de la diferencia entre el diámetro de su sección recta de mayor área,
- 25           y el diámetro de la de menor área;
- y siendo el límite térmico una longitud de eje tal que, multiplicada por el valor medio de la longitud de las circunferencias de las sucesivas secciones rectas del conducto, da un valor de una superficie que es mayor que el valor resultante de multiplicar la potencia térmica a
- 30           extraer en la refrigeración externa a contracorriente, por el espesor de la pared del conducto, y de dividir dicho producto por la conductividad térmica del material de la pared, y dividir todo ello por el número pi;
- y siendo la potencia térmica a extraer en la refrigeración externa un valor igual a la potencia que se transforma de energía cinética a
- 35           energía de presión por volumen, o viceversa, multiplicada dicha

potencia transformada por el complemento a 1 del rendimiento esperado en dicho elemento, para dicha transformación, y dividido por el valor del propio rendimiento.

- 5 Mediante este último límite se consigue que la diferencia de temperaturas entre la cara caliente y la cara fría del conducto, esté acotada a 1°C, y no se produzcan tensiones que deformen el conducto.

Téngase en cuenta además que el ciclo actúa con inventario de fluido de trabajo  
10 constante. Para ello, se carga con un determinado número de moles, o kg, antes de iniciar una sesión de trabajo dada, con unas características conocidas o previstas. La cantidad total de fluido de trabajo contenido en el circuito cerrado, proporciona unas presiones y densidades, para un mapa de temperaturas dado. Dicho mapa depende fundamentalmente de las condiciones térmicas del fluido  
15 que porta el calor desde el exterior, por lo que corresponde al foco caliente, y depende del refrigerante ambiental, en el foco frío. La carga de moles pues, determina la presión en cada punto del ciclo, lo cual es determinante del espesor necesario en cada conducto, para no superar los límites de tensión mecánica que le sean aplicables.

20

Es preciso señalar que el foco caliente lo conforma un solo intercambiador, o varios interconectados como uno solo, y por tanto la invención se explica con un solo intercambiador, por cuyo ramal primario, o caliente, circula el fluido externo que aporta el calor, más el fluido de regeneración del calor extraído de las  
25 toberas a contracorriente; y por el secundario circula el fluido de trabajo, más frío, que se calienta. En el primario, la entrada del fluido de regeneración, por su ramal, se hace lateralmente, no por la cara de más alta temperatura, sino al nivel en el que la corriente fluida del primario alcanza la temperatura, descendiendo, que porta el fluido de regeneración, al final de su periplo por las sucesivas  
30 refrigeraciones exteriores de las toberas.

En el foco frío, existen intercambiadores de refrigeración del fluido de trabajo, previos a los compresores, y todos estos intercambiadores son iguales, pues realizan la misma función con caudales iguales de fluido de trabajo y de fluido  
35 ambiente, y los mismos valores de temperaturas de entrada y salida.

Además, cada difusor y cada tobera están embebidos en una carcasa de refrigerante circulante a contracorriente; y dicho refrigerante es el propio fluido frío ambiental en los difusores, mientras que en las toberas, que están a temperatura mucho más alta, se utiliza un refrigerante específico, mezclable con el fluido de calor a aprovechar, que constituye el foco caliente, seleccionado dicho refrigerante entre aire a presión u otro fluido de características físicas análogas, pero con menos capacidad de oxidación, y dicho refrigerante específico se inyecta lateralmente en el primario del intercambiador de calentamiento, en el nivel en que las temperaturas del fluido primario original, que entra por el ramal principal, y del fluido de refrigeración, que entra por el ramal lateral de regeneración, sean iguales, siendo iguales también las presiones.

Para explicar inequívocamente las prescripciones de la invención respecto del tema fundamental de la transmisión de calor para una u otra función, calentar el fluido de trabajo o enfriarlo, se designan las siguientes temperaturas, que corresponden, las cuatro primeras, al intercambiador del foco caliente, en el que se tiene

- $T_w$ , temperatura máxima del fluido portador del calor que alimenta al foco caliente

- $T_m$ , máxima temperatura que alcanza el fluido de trabajo, que es muy próxima a  $T_w$  en la invención;

- $T_u$ , temperatura del fluido portador del calor residual, cuando sale a la atmósfera, tras haber pasado por el intercambiador del foco caliente;

- $T_c$ , temperatura del fluido de trabajo, cuando sale del compresor, que es con la que entra en el conducto secundario (más frío) del intercambiador del foco caliente;

y por lo que corresponde a los intercambiadores del foco frío, se tiene:

- $T_t$ , temperatura del fluido de trabajo a la salida de la última turbina, que en un correcto montaje de la invención, es igual a  $T_c$ ; de ahí que en todos los intercambiadores del foco frío se use  $T_c$ ;

- $T_v$ , máxima temperatura que alcanza el fluido de refrigeración, que corresponde a su salida del intercambiador del foco frío;

- $T_a$ , temperatura ambiental del fluido refrigerante, con la que entra en dicho intercambiador del foco frío;

- $T_0$ , temperatura del fluido de trabajo, cuando entra en el compresor, tras salir del foco frío;

5 Se va a analizar en primer lugar la funcionalidad clásica de estos intercambiadores antedichos; a continuación, se exponen las singularidades de la refrigeración de difusores y toberas, y por último se explica cómo aprovechar los fluidos refrigerantes de dichos componentes, para optimizar su papel de cara a las prestaciones del ciclo.

10 Para cada intercambiador, del foco caliente y del foco frío, se distinguen dos caras: una más caliente, por donde entre el fluido más caliente y sale el más frío, y la otra cara, que llamamos más fría. Todos los intercambiadores trabajan a contracorriente, y se diseñan con posible desequilibrio entre las tasas de capacidad calorífica de uno y otro fluido del intercambiador, siendo el grado de  
15 desequilibrio un concepto desarrollado para esta invención, y que es fundamental en el foco caliente, que es donde hay que captar el calor residual o de desecho.

Dicho desequilibrio comporta que en la cara más caliente del intercambiador del  
20 foco caliente, la diferencia de temperaturas entre el flujo caliente, que es el residual, y está a  $T_w$ , y el flujo frío, que es el del fluido de trabajo,  $T_m$ , es muy pequeña; mientras que en la cara fría de dicho intercambiador del foco caliente, la diferencia de temperaturas, que corresponde a  $T_u$  menos  $T_c$ , puede ser mucho mayor. Ello permite calentar el fluido de trabajo hasta un valor,  $T_m$ , prácticamente  
25 igual que la temperatura con la que se recibe el calor residual, que es  $T_w$ , y eso mejora el rendimiento del ciclo como tal, pues a mayor  $T_m$ , mayor coeficiente  $\mu$  (cociente de Carnot). Pero para que  $\mu$  sea en verdad el más alto valor posible, en el intercambiador del foco frío, en su cara fría, la diferencia  $T_0$  menos  $T_a$  ha de ser también muy pequeña, lo que se consigue con un desequilibrio en este  
30 intercambiador, análogo, pero inverso al anterior, pues el intercambiador del foco frío, en la cara caliente, tendrá una diferencia  $T_c$  menos  $T_v$  que puede ser muy alta. Aunque se admite que el fluido refrigerante tiene valor nulo, y no importa calentarlo más o menos, a veces puede haber limitaciones ambientales y de seguridad que impiden que  $T_v$  sea muy alta, lo que restringirá el campo para  
35 seleccionar el nivel de desequilibrio que se adopta en ese foco.

En el caso del foco caliente, la temperatura  $T_u$  marca el rendimiento de captación del calor residual, pues se aprovecha desde  $T_w$  a  $T_u$ , pero no desde esta última a  $T_a$ , que marca el estado ambiental o neutro, que se toma como referencia de exergía nula. Y se define su grado de equilibrio,  $\varphi$ , en el intercambiador del foco caliente, como

$$\varphi = \frac{m'_f C_{pf}}{m'_c C_{pc}} = \frac{T_w - T_u}{T_m - T_c}$$

y vale 1 para el caso del intercambiador equilibrado.

Y definimos como grado de desequilibrio, el valor complementario a 1, es decir,  $1-\varphi$ , que vale precisamente 1 ( $\varphi=0$ ) cuando es totalmente desequilibrado (y el fluido caliente no cambia de temperatura, sino que es un vapor que se condensa).

Para el foco caliente, llamando  $\theta_{0c}$  a la diferencia de temperaturas en la cara más caliente,  $T_w-T_m$ , y  $\theta_{1c}$  a la diferencia en la cara más fría,  $T_u-T_c$ , se puede escribir la diferencia de temperaturas logarítmica media,  $\delta T$  como

$$\delta T = \frac{\theta_{1c} - \theta_{0c}}{\ln(\theta_{1c}/\theta_{0c})}$$

recordando que la potencia térmica transferida,  $Q$ , es

$$Q = m'_c C_p \Delta T = UA \delta T$$

Y a partir de conjugar el balance entálpico de la primera parte de la ecuación, con el balance de termo-transferencia de la segunda parte, se llega a

$$\theta_{1c} = \theta_{0c} \exp((1 - \varphi) NUT)$$

donde NUT representa el número de unidades de transmisión, definido por

$$NUT = \frac{UA}{m'_f C_{pf}}$$

25

Para el caso equilibrado,  $\varphi$  es 1, y la diferencia de temperaturas entre el flujo caliente y el frío es siempre la misma a lo largo del intercambiador, lo que hace perder algo de rendimiento al sistema, pues  $T_m$  resulta algo menor que  $T_w$ , lo

5 cual hace perder temperatura efectiva del foco caliente. Por el contrario, el rendimiento de captación del calor residual coincide prácticamente con  $\varphi$  (salvo por la diferencia  $T_0 - T_a$ ) y el equilibrado sería el mejor; pero lo que importa es el rendimiento total del sistema, del cual forma parte el de captación, que ha de ser multiplicado por el rendimiento del ciclo correspondiente.

10 Para el caso totalmente desequilibrado,  $\varphi=0$ , y es donde resulta más amplia la diferencia de temperaturas, de una cara a la otra; si bien este caso exige que la aportación de calor por parte del fluido portador del calor residual, la haga en cambio de fase, es decir, por condensación, sin cambio sensible de temperatura, lo cual es una posibilidad quizá poco común, pero que se engloba en la invención.

15 En el fluido portador del calor desde el exterior, la energía es tanto más valiosa cuanto más alta es su temperatura; pero la energía de baja temperatura tampoco puede ser despreciada, pues en definitiva hay que calentar el fluido de trabajo desde  $T_c$  hasta  $T_m$ , muy próxima a  $T_w$ . Precisamente lo importante en esta invención, por lo que respecta a los intercambiadores de calor, es que la diferencia entre las temperaturas de la cara más fría, del foco frío, y la diferencia  
20 entre las temperaturas, en la cara más caliente, del foco caliente, sean muy pequeñas. En la invención prescribimos que tanto  $\theta_{0c}$  como  $\theta_{0f}$  sean menores de  $5^\circ\text{C}$ , tomando como valor de referencia  $1^\circ\text{C}$ , para cualquier aplicación de esta invención.

25 Dada la ecuación

$$\theta_{1c} = \theta_{0c} \exp((1 - \varphi) NUT)$$

que liga la diferencia de temperaturas en ambas caras, y la ecuación procedente de la definición de  $\varphi$ ,

$$\theta_{1c} = (T_m - T_c)(1 - \varphi)$$

30 Se prescribe el dimensionamiento de este componente seleccionando un grado de desequilibrio  $(1-\varphi)$  que junto a la selección de los valores de  $T_m$  y  $T_c$  conduce a determinar el NUT del intercambiador, que es

$$NUT = \frac{\ln \left( \frac{\theta_{1c}}{\theta_{0c}} \right)}{1 - \varphi}$$

Cuando el intercambiador es equilibrado, aparece una indeterminación de tipo 0/0, que se resuelve por l'Hôpital.

- 5 Análogamente se procede con el intercambiador del foco frío, de cuyo balance de entalpía transferida, se puede escribir:

$$\varphi_f = \frac{m'_c C_{pc}}{m'_f C_{pf}} = \frac{T_v - T_a}{T_t - T_0}$$

- 10 En este caso la corriente fría es la de refrigeración ambiental, y la caliente la del fluido de trabajo, que es el que más cambia de temperatura, y por tanto el que condiciona el intercambiador.

Llamando  $\theta_{0f}$  a la diferencia de temperaturas en la cara más fría de este intercambiador, que es  $T_0 - T_a$ , y  $\theta_{1f}$  a la diferencia en la cara más caliente, que es  $T_t - T_v$ , se puede escribir la diferencia de temperaturas logarítmica media,  $\delta T$  como

$$\delta T = \frac{\theta_{1f} - \theta_{0f}}{\ln \left( \frac{\theta_{1f}}{\theta_{0f}} \right)}$$

15

Recordando que la potencia térmica transferida,  $Q$ , es

$$Q = m'_c C_{pc} (T_t - T_0) = UA \delta T$$

a partir de conjugar el balance entálpico de la primera parte de la ecuación, con el balance de termo-transferencia de la segunda parte, se llega a

$$\theta_{1f} = \theta_{0f} \exp((1 - \varphi_f) NUT)$$

20

donde NUT representa el número de unidades de transmisión, definido por

$$NUT = \frac{UA}{m'_c C_{pc}}$$

Nótese que, para el intercambiador del foco frío, el fluido de trabajo es el más caliente, y de ahí que en esta última ecuación aparezca el subíndice  $c$ , que es

además el que más varía de temperatura, por lo que es el que ha de intervenir en la definición de NUT (y tanto el propio NUT como U y como A hacen referencia a los intercambiadores, todos iguales, del foco frío, obviamente distintos del intercambiador del foco caliente, y sin ninguna relación directa con él).

En el foco frío, a partir de la definición de su grado de equilibrio,  $\varphi_f$  del foco frío, ya expresada, se tiene

$$\theta_{1f} = (T_t - T_0)(1 - \varphi_f)$$

Con lo cual se prescribe el dimensionamiento de este componente seleccionando un grado de desequilibrio  $(1 - \varphi_f)$  que junto a la selección de los valores de  $T_t$  y  $T_0$  conduce a determinar el NUT del intercambiador del foco frío, que es

$$NUT = \frac{\ln \left( \frac{\theta_{1f}}{\theta_{0f}} \right)}{1 - \varphi_f}$$

Pero la cuestión esencial es el rendimiento obtenido en la explotación del flujo portador de calor residual, cuya potencia disponible, para calentamiento, es  $W_R$

$$W_R = m'_R C_{R\text{pc}} (T_w - T_c)$$

Véase que se ha limitado la temperatura por abajo a  $T_c$ , y no a  $T_0$  ni a  $T_a$  (casi iguales) porque esa cola fría del flujo exterior caliente, no se puede ya incorporar al fluido de trabajo, que por debajo de  $T_c$  se tiene que refrigerar.

En definitiva, la potencia que se absorbe en el foco caliente, es

$$W_{Rc} = m'_R C_{R\text{pc}} (T_w - T_u) = m'_C C_p (T_m - T_c)$$

donde el último miembro (de la derecha) hace referencia al fluido de trabajo, cuyo gasto másico  $m'$  está definido precisamente por la ecuación inmediata anterior, y por tanto depende de la elección de la temperatura  $T_u$  de salida del fluido del calor residual. Si ésta se iguala (prácticamente, es decir, con menos de 5 °C de diferencia) a  $T_c$  se puede decir que el foco caliente absorbe toda la energía disponible técnicamente; y absorbe proporcionalmente menos, cuanto



más alto valor tiene  $T_u$ . Se puede definir por tanto un rendimiento de captación,  $\epsilon_c$

$$\epsilon_c = \frac{W_{Rc}}{W_R} = \frac{T_w - T_u}{T_w - T_c}$$

Para simplificar algunas ecuaciones, y teniendo en cuenta las prescripciones sobre las diferencias de temperatura tipo  $\theta_0$ , que deben ser de 1°C (menor que 5°C, en todo caso), en estas ecuaciones se podrá sustituir  $T_w$  por  $T_m$  (y  $T_a$  por  $T_0$ , en los fríos). Ello lleva a

$$\varphi = \frac{T_w - T_u}{T_m - T_c} = \epsilon_c$$

No hay por qué limitar el valor del rendimiento de captación, que puede valer idealmente 1. Para ello se ha de configurar el foco caliente como un intercambiador equilibrado, que podrá ser más o menos caro, por mayor o menor tamaño, lo que hará más pequeña o más grande la diferencia de temperaturas entre el fluido residual y el fluido de trabajo. De ahí que se pueda admitir que dicha captación está optimizada, y por tanto el valor de  $\varphi=1$ .

15

Queda por explicar la refrigeración de difusores y toberas a través de la pared de sus conductos, que están bañados exteriormente por un fluido refrigerante. Para los difusores, se emplea el mismo refrigerante del foco frío. Para las toberas, ese mismo fluido refrigerante es el sumidero último del calor extraído, pero la refrigeración de las toberas la realiza un fluido intermedio, que sirve además de agente de regeneración térmica. En todos los casos se trata de un intercambiador clásico en contracorriente, monotubo, para los que vale lo expuesto en los párrafos precedentes para el foco frío. Una singularidad es que en el exterior del conducto pueden disponerse aletas, para mejorar la extracción del calor.

25

Presentados ya los elementos que configuran la invención, es imprescindible finalizar con una exposición del rendimiento que pueden alcanzar estos ciclos, bien idealizados, bien realistas.

30

La potencia térmica consumida por cada compresor es:

$$W_{C1} = m' C_p (T_c - T_0)$$

Y la potencia térmica consumida en total por los compresores es

$$W_C = mm' C_p (T_c - T_0)$$

- 5 En esta última ecuación es importante distinguir entre el número de compresores,  $m$ , y el gasto o flujo másico,  $m'$ . A su vez esta ecuación se puede reescribir como

$$W_C = mm' C_p T_0 (r^\beta - 1)$$

- 10 Para expresar la potencia térmica que las turbinas entregan a los ejes, es preciso señalar que éstas actúan en cascada, por lo cual la temperaturas de entrada y salida en las sucesivas turbinas corresponden a lo dado en la siguiente tabla, en la cual, para simplificar la formulación, se ha definido el siguiente parámetro:

$$\tau = r^\beta$$

Turbina nº	T entrada	T salida
1	$T_m$	$T_m/\tau$
2	$T_m/\tau$	$T_m/\tau^2$
3	$T_m/\tau^2$	$T_m/\tau^3$
4	$T_m/\tau^3$	$T_m/\tau^4$

Y así sucesivamente.

- 15

La potencia total turbinada es pues un sumatorio con  $n$  sumandos, según se indica a continuación

$$W_T = m' C_p T_m \left( \left(1 - \frac{1}{\tau}\right) + \left(\frac{1}{\tau} - \frac{1}{\tau^2}\right) + \dots + \left(\frac{1}{\tau^{n-1}} - \frac{1}{\tau^n}\right) \right)$$

$$W_T = m' C_p T_m \left(1 - \frac{1}{\tau^n}\right)$$

- 20 Recordando la expresión del balance de entalpía en el ciclo, la prescripción es que

$$T_c = T_m \frac{1}{\tau^n}$$

$$W_T = m' C_p (T_m - T_c)$$

Lo cual también exige que el intercambiador del foco caliente sea equilibrado, con  $\phi=1$

- 5 Y el rendimiento global de aprovechamiento del calor aportado desde el exterior es, en términos de energía térmica de las máquinas

$$\epsilon_R = \frac{W_T - W_C}{W_T} = 1 - \frac{mm'c_p T_0 (r^\beta - 1)}{m'c_p (T_m - T_c)} = 1 - \frac{m(T_c - T_0)}{(T_m - T_c)}$$

- 10 Si se utiliza el cociente de Carnot

$$\mu = \frac{T_m}{T_0}$$

$$\epsilon_R = 1 - \frac{m(r^\beta - 1)}{\mu \left(1 - \frac{1}{r^{n\beta}}\right)}$$

- 15 Por lo que corresponde a  $W_T$ , su expresión es válida para el caso de máquinas reales con pérdidas por irreversibilidades, pues el calor generado por éstas, permanece mayoritariamente en el fluido de trabajo (escapa un poco por la lubricación y los cojinetes). Pero las irreversibilidades exigen mayores relaciones de presión ( $r'$  en vez de  $r$ ) y ello repercute en aumentar el consumo energético de la compresión, y en aumentar asimismo  $T_c$ , lo cual también repercute negativamente en  $W_T$ , aunque la expresión sea formalmente la misma, pero  $T_c$  y  $T_0$  se relacionan en el caso realista por

$$T_c = T_0 r'^{\beta/\eta_c}$$

- 20

(donde se ha supuesto que hay el mismo número de compresores que de turbinas).

- 25 En el caso general, de  $m$  compresores con un rendimiento  $\eta_c$  y  $n$  turbinas con rendimiento  $\eta_t$ , teniendo en cuenta esta última expresión de  $T_c$ , se puede escribir el siguiente conjunto de ecuaciones, al final del cual se expone el rendimiento termo-mecánico:

$$W_C = mm'c_p T_0 (r'_c{}^{\beta/\eta_c} - 1)$$

$$W_T = m' C_p T_m \left( 1 - \frac{1}{r'_t{}^{n\beta\eta_t}} \right)$$

$$\epsilon_R = \frac{W_T - W_C}{W_T}$$

Que se puede escribir en función de los parámetros fundamentales del ciclo

$$\epsilon_R = 1 - \frac{m(r'_c{}^{\beta/\eta_c} - 1)}{\mu \left( 1 - \frac{1}{r'_t{}^{n\beta\eta_t}} \right)}$$

- La influencia del tipo de gas en el rendimiento, se evidencia a través de  $\beta$ , tanto en el caso ideal como en el realista, contando los rendimientos de las máquinas. Esto se relaciona con la selección del fluido de trabajo, fundamentalmente su naturaleza, que puede ser monoatómica, diatómica o triatómica (con más átomos, el comportamiento se aleja del ideal).
- 5
- 10 Se vio que  $r$ , en una etapa, no puede superar el valor de 2,05 para el argón, y otros gases nobles, monoatómicos; 1,893 para el  $N_2$  (diatómico) y 1,825 para el  $CO_2$  (triatómico) por razones de evitar el bloqueo sónico (no poder superar el número de Mach=1). Expresado en  $\tau$ , con el exponente  $\beta$  correspondiente (0,4 para el Ar; 0,286 para los diatómicos; y 0,222 para los triatómicos) se hallan los
- 15 máximos valores de  $\tau$  de cada tipo de gas, lo que conduce a 1,332 para el Ar; 1,213 para el  $N_2$ ; y 1,14 para el  $CO_2$ .

Aparentemente, la selección del fluido de trabajo se decanta por los monoatómicos, pero si se calcula el rendimiento termo-mecánico ideal, para un cociente de Carnot dado,  $\mu$ , se obtiene el mismo rendimiento para cualquier tipo de gas.

20

Esto es así, porque en la formulación de la invención, se ha producido una coherencia completa entre las variaciones de la presión a lo largo del ciclo, y las variaciones de temperatura, y ello comporta que, una vez dado  $\mu$ , se ajusten los valores de  $r$  de tal manera que queda el ciclo con un balance perfecto de presión y de temperatura. Pero hay que señalar, que los valores de  $r$ , lógicamente, aumentan tal como disminuye  $\beta$ , y ello implica mayores saltos de presión en cada máquina, lo cual en general es más caro y genera más pérdidas. Más aún,

25

5 puede darse el caso de que el valor de  $r$  requerido para aplicar la invención, exceda el límite del bloqueo sónico, y entonces no se puede aplicar la invención en esas condiciones; aunque hay un modo de salvarla: aumentar el número de máquinas, lo cual hace que  $r$  disminuya. En la tabla siguiente se aprecia que para  $n=m=2$  el valor de  $r$  para el nitrógeno,  $N_2$ , se pasa del límite, y para 3 máquinas de cada tipo ( $n=m=3$ ) está justo en el límite. La tabla corresponde a  $T_0= 300K$ , y  $T_m= 620 K$  (cociente de Carnot  $\mu=2,0667$ )

$n(m=n)$	rendimiento	r-Ar ideal	r-N2 ideal
2	0,309	1,831	2,337
3	0,312	1,574	1,89
4	0,313	1,438	1,664
5	0,314	1,353	1,529

10 Por otra parte, cabe la posibilidad de dejar fijo el número  $n$  de turbinas, y aumentar el de compresores, con objeto de incrementar el rendimiento, pero el efecto de esta posibilidad está muy limitado, como se puede apreciar en la tabla siguiente, para Ar y  $n=3$ , con diversos valores de  $m$ , con las mismas temperaturas de referencia (mismo  $\mu=2,0667$ ) que la tabla anterior. Se incluye además el efecto del rendimiento de las máquinas, pues en la columna central se expone el caso ideal (rendimiento de turbinas y compresores igual a 1) y en la columna de la derecha se da el rendimiento del ciclo para un rendimiento de máquinas de 85%. La caída de rendimiento del ciclo es muy fuerte. De hecho, por debajo del 80%, el sistema no funciona, pues presenta un rendimiento

15

20 negativo, según se comenta a continuación.

$m$	$\eta (c/t)=1$	$\eta (c/t)=0,85$
3	0,311	0,046
4	0,313	0,049
5	0,314	0,05
6	0,315	0,051
7	0,315	0,052
8	0,316	0,053
9	0,316	0,054
10	0,317	0,055

Para ello se va a tener en cuenta un último efecto que es preciso exponer, y es el de la temperatura máxima  $T_m$  respecto de la mínima  $T_0$  del ciclo, es decir, el cociente de Carnot,  $\mu$ . La tabla siguiente muestra los resultados para argón, con dos niveles de este cociente, 2,0667 y 3. En este caso, como se indica en la cabecera de la tabla, se usan 4 máquinas de cada tipo, pues de ser más bajo este número, no se podría cubrir el caso de  $\mu=3$ , pues requeriría valores de  $r$  por encima del límite del bloqueo sónico.

$\eta$ (c/t)	n=m=4	
	$\mu=2,0667$	$\mu=3$
1	0,313	0,44
0,9	0,162	0,315
0,8	-0,077	0,117

Téngase en cuenta que en la definición del rendimiento de las máquinas, no se debe incluir la pérdida de energía que comporta la velocidad de salida del fluido, que habitualmente es la pérdida de mayor contribución a la reducción del rendimiento, en circuitos abiertos (donde efectivamente se pierde, pues escapa). En este caso no se escapa, pues se emplea para dar impulso al fluido en la tobera de la siguiente turbina, en la expansión. Y en la compresión, la velocidad de escape (que da lugar a la llamada presión cinética,  $\frac{1}{2} \rho v^2$ ) se termina transformando en incremento de presión estática,  $P$ , que es la misión del compresor, luego tampoco es una pérdida.

Las pérdidas que hay que contabilizar, son las que generan calor, que a su vez se queda en el seno del fluido, pero dificulta que la energía térmica de éste se transforme en energía cinética, para ser aprovechada en el plato de álabes de la turbina. O al revés, generen más dificultad mecánica en el plato de álabes del compresor. Así pues, al evaluar el rendimiento termo-mecánico de estas máquinas, es imprescindible tener en cuenta esta definición sobre las pérdidas energéticas.

Por último, es necesario explicar y caracterizar la innovación más singular de la invención, que es el ciclo termorreparador, que tiene dos partes: la relativa a la refrigeración de los difusores, en la compresión; y la de la expansión, en las toberas.

Para su análisis partiremos de la ecuación

$$\delta q = \delta q_{ext} + \delta q_{roza} = dH - VdP$$

Que complementamos con las siguientes ecuaciones

$$-VdP = d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \delta W_{ext} + \delta W_{roza}$$

$$\delta q_{ext} = dH + d\left(\frac{v^2}{2}\right) + \delta W_{ext}$$

$$dH = C_v dT + PdV + VdP$$

- 5 Que para el caso sin rozamiento y sin intercambio de calor, conducen a

$$C_v dT = -\left(\frac{RT}{V}\right)dV$$

Y reordenada da

$$C_v dT/T = -\frac{R}{V}dV$$

E integrando

$$TV^{1-\gamma} = constante = T_0 V_0^{1-\gamma}$$

- 10 Que es la expresión de una adiabática, como ya se sabía, y así se ha utilizado en todo lo anterior. El problema es que resulta inevitable la aparición de  $\delta q_{roza}$ , lo que provoca la aparición de una politrópica de mayor temperatura, que identificamos antes por el exponente  $\beta/\eta_c$ ; lo cual reduce el rendimiento del ciclo.

- 15 Sin embargo, la refrigeración del difusor puede comportar mejores resultados, que tendrían como límite de alto rendimiento el correspondiente a la compresión isoterma. Para ello la refrigeración ha de ser muy eficaz, y el conducto del difusor suficientemente largo, como ya se indicó. La mínima temperatura a la que se podría hacer la compresión isoterma sería  $T_0$ . Además se cumpliría  $dT=0$ . El calor a extraer estaría gobernado por

$$\delta q_{ext} = PdV - \delta q_{roza}$$

- 20

Que es negativo (refrigeración) puesto que  $dV$  lo es. Y el trabajo mecánico a realizar es

$$W_{iso} = \int_{V_i}^{V_s} PdV = RT_0 \ln\left(\frac{V_s}{V_i}\right)$$

Que será negativo, es decir, a realizar por una máquina, dado que el volumen superior (al final de la compresión) es menor que el inferior. Teniendo en cuenta la ecuación de estado, se puede reescribir como

$$W_{iso} = RT_0 \ln(1/r)$$

5

Mientras que para el caso adiabático ideal es

$$W_{adb} = C_p T_0 (r^\beta - 1)$$

Para un gas monoatómico  $C_p = 5R/2$  la razón entre trabajos de compresión queda

r	Wiso/Wadb
1,3	0,94844478
1,4	0,93421461
1,5	0,92109804
1,6	0,90894292
1,7	0,89762575
1,8	0,887045
1,9	0,87711622
2	0,86776841

10

La refrigeración de los difusores produce un ahorro de cierto nivel en trabajo de compresión, y una reducción de la temperatura del fluido de trabajo al final de la compresión, pues en el caso isoterma es  $T_0$  y en el adiabático es  $r^\beta T_0$ . Ambas cosas tienen un impacto positivo importante en el rendimiento del ciclo completo, cuando se incluyen los efectos termorreparadores. No obstante, la aplicación de la invención puede hacerse de diverso modo, según el coste que represente cada cosa. Por ejemplo, con argón como fluido de trabajo, y para una compresión ideal  $r=2$ , la adiabática requiere un trabajo de compresión de 49,8 kJ/kg, y la isoterma 43,3; pero el ahorro de 6,5 kJ/kg en esta última requiere refrigerar 43,3 kJ/kg (es decir, 7 veces más que lo ahorrado en energía mecánica, si bien es cierto que refrigerar es más fácil y barato que comprimir).

20

Por lo que corresponde a la refrigeración de las toberas, hay que hacer distinción respecto de lo explicado para los difusores, donde el fluido frío ambiental se



llevaba el calor excedente. En las toberas, el flujo refrigerante, de aire, por ejemplo, pasa secuencialmente desde la baja presión a la presión alta, calentándose desde  $T_a$  hasta un valor cercano a  $T_m$  pero por debajo de él, que denotaremos con  $\omega T_m$ , siendo  $\omega$  un coeficiente menor que 1.

5

En este caso, la referencia que se tiene como ideal es la expansión adiabática, la cual, sin la refrigeración, presenta un rendimiento  $\eta_t$  que denota que su complemento hasta uno, dividido por el propio rendimiento, y multiplicado por la potencia total transformada en energía mecánica, da la potencia térmica que se ha de refrigerar, e inyectar en el ramal primario del intercambiador de calentamiento. Aunque ese calentamiento se hace en etapas sucesivas, una por tobera, para valorar su efecto se puede hacer suponiendo un calentamiento todo seguido, correspondiente a una razón de presiones  $r_T$  igual a  $r^n$ .

10  
15 La temperatura teórica al final de la expansión es  $T_c$ , y la real es  $T_t$ , ligadas por el rendimiento  $\eta_t$  que corresponde a

$$\eta_t = \frac{T_m - T_t}{T_m - T_c}$$

La potencia específica regenerativa que habrá que extraer es

$$W_{reg} = \frac{1 - \eta_t}{\eta_t} C_p (T_m - T_t) = (1 - \eta_t) C_p (T_m - T_c)$$

20 Y esta potencia a su vez se habrá de transferir al fluido termorreparador, lo cual exigirá contar las potencias absolutas, lo que requiere multiplicar las potencias específicas por los gastos (kg/s) correspondientes a cada fluido. Para ello denotamos

$m'$  = gasto del fluido de trabajo del ciclo termodinámico cerrado

25  $m'_R$  = gasto del fluido exterior que aporta el calor al foco caliente

$m'_g$  = gasto del flujo regenerador del calor extraído de las toberas

Como relaciones fundamentales se tiene, en cuanto a la termorreparación

$$m'_g C_{pg} (\omega T_m - T_a) = m' (1 - \eta_t) C_p (T_m - T_c)$$

30 Y en el intercambiador de calentamiento se produce la mezcla (no propiamente en la cara de nivel superior de temperatura, sino aun nivel más bajo, para igualar

temperaturas entre el fluido principal de calentamiento y el regenerativo. Ese aspecto es en cierto modo secundario, y lo que resulta pertinente es establecer el balance de entalpía en el intercambiador dicho.

$$m' C_p (T_m - T_c) = \sigma m' C_{pg} (\omega T_m - T_u) + m' C_{pR} (T_R - T_u)$$

- 5 Donde se ha incluido un rendimiento de mezcla,  $\sigma$ , para tener en cuenta las irreversibilidades de ese proceso. Pero si tenemos en cuenta las dos últimas ecuaciones, se pueden combinar, y se obtiene

$$m' C_p (T_m - T_c) = \sigma m' (1 - \eta_t) C_p (T_m - T_c) + m' C_{pR} (T_R - T_u)$$

De la cual se deduce

$$m' C_p (T_m - T_c) (1 - \sigma (1 - \eta_t)) = m' C_{pR} (T_R - T_u)$$

10

Si no existiese efecto termorreparador regenerativo, el gasto másico del fluido de trabajo sería

$$m' = m' C_{pR} (T_R - T_u) / (C_p (T_m - T_c))$$

Sin embargo, con dicho efecto, es

$$m' = m' C_{pR} (T_R - T_u) / (C_p (T_m - T_c) (1 - \sigma (1 - \eta_t)))$$

15

Se produce por tanto una amplificación de gasto, y por tanto de la potencia generada, que es

$$1 / (1 - \sigma (1 - \eta_t))$$

- 20 En la tabla siguiente se da el factor de amplificación para diversos de los rendimientos, de las toberas por un lado, y de la mezcla en el primario del intercambiador, por otro. Para condensar la información sobre el efecto, se toma en cada caso el mismo valor para ambos rendimientos.

$\sigma = \eta$ -turb	amplificación
1	1
0,95	1,04986877
0,9	1,0989011
0,85	1,14613181

0,8 1,19047619

0,75 1,23076923

Además de este efecto, la refrigeración de la tobera permite alcanzar mejores rendimientos en la aceleración del fluido de trabajo, por la reducción de temperatura hasta los niveles correspondientes a la expansión isentrópica, para lo cual hay que extraer todo el calor generado por las irreversibilidades, solamente. La extracción de calor se intensifica o se relaja de modo que la temperatura en un punto de vigilancia, sea igual a la que exige el valor de presión que se tiene en ese punto. De ese modo, la expansión con aceleración del fluido alcanza un número de Mach similar al previsto, aunque parte de la energía disponible se haya perdido in situ, pero se recuperará en el foco caliente.

La mejoría es realmente sustancial, aunque no todas las irreversibilidades se pueden reparar mediante esta termorreparación. Con ella, el ciclo completo queda compuesto por:

- una fase de compresión compuesta de  $m$  etapas compresoras con difusores refrigerados, haciendo que la conversión de energía cinética del fluido de trabajo, a energía de compresión, y por ende de presión cinética a presión estática, siga una ley que se determina por la refrigeración que se aplica, seleccionando la trayectoria termodinámica entre los extremos representados por una compresión adiabática, en la que sólo se extrae el calor generado por las irreversibilidades, y una compresión isoterma, con temperatura constante no menor de  $T_0$ ;
- seguida de una fase de calentamiento, en uno o varios intercambiadores, en cuyo ramal primario se mezclan, a igual temperatura, el fluido que proviene de la refrigeración a contracorriente de las toberas, y el que aporta el calor externo, que entra en el intercambiador a temperatura superior al proveniente de las toberas;
- más una fase de expansión en una cascada de  $n$  turbinas, cada una de ellas con:

- 5
- una tobera en la que se acelera el fluido de trabajo, perdiendo energía térmica, y realizando una refrigeración externa que ajusta el valor de la temperatura del fluido de trabajo, a la de la isentrópica que finaliza con la presión de salida, extrayendo el calor generado por las irreversibilidades, yendo ese calor a conformar la energía térmica de un flujo termorreparador, que circula a contracorriente del fluido de trabajo en la cascada de turbinas, y siendo inyectado dicho flujo termorreparador en el intercambiador de calentamiento, según se explicó en la fase precedente, de modo que ese flujo se contabiliza como pérdida en las toberas, y como ganancia térmica en el intercambiador de calentamiento:
- 10
- existiendo a continuación, en cada turbina, un plato de álabes, al cual se le comunica la energía cinética del fluido de trabajo, y hace girar al eje de la turbina, al que se acopla el sistema productor de electricidad;
- 15
- existiendo en la salida de cada turbina un colector de conexión con la siguiente tobera, en presión decreciente;
  - hasta llegar al cierre del ciclo termodinámico de generación energética, lo cual comporta el enfriamiento final hasta la temperatura  $T_0$ , si no se ha llegado a ella;
- 20
- y como consecuencia de las refrigeraciones a contracorriente del ciclo cerrado de generación energética, ya especificadas, se desarrolla un ciclo abierto y fraccionado de termorreparación mediante refrigeración de los difusores de los compresores, usando el fluido frío ambiental que constituye el foco frío, en un conjunto de conductos abiertos, en paralelo, uno para cada difusor; e incluye además un circuito de refrigeración en serie de las toberas, comenzando por la de más baja presión y acabando por la de más alta presión, siendo inyectado dicho flujo, al final de su calentamiento, en el intercambiador de calor que constituye el foco caliente del sistema.
- 25
- 30

Conviene por último evidenciar la mejora que la termorreparación representa para el rendimiento del sistema, especialmente cuando las máquinas, compresores y turbinas, presentan pérdidas por fricción, y generación de entropía en general; como consecuencia de lo cual su rendimiento propio es

35

menor que 1. Se vio en los análisis de la primera exposición de la invención, que el rendimiento del sistema caía mucho cuando bajaba un poco el valor del rendimiento por máquina, viéndose que en la formulación base de la invención, para un valor de  $\mu=2,0667$ , con 3 compresores y 3 turbinas, trabajando con gas monoatómico, el rendimiento con máquinas ideales era 0,311 y éste bajaba a 0,046 cuando el rendimiento unitario de las máquinas era de 0,85.

En la tabla siguiente se exponen los valores del rendimiento del ciclo para un valor de  $\mu=2,0667$ , con 3 compresores y 3 turbinas, trabajando con gas monoatómico, con temperaturas  $T_0=300K$ ,  $T_m=620 K$  y con temperatura máxima del flujo externo del foco caliente de  $T_w=645 K$  ( a lo que corresponde un cociente, émulo del de Carnot,  $\mu_w=645/300=2,15$ ). El rendimiento de la primera columna es el rendimiento de cada tipo de proceso: compresión, expansión (rendimiento de turbina) y recuperación del calor de la termorreparación (se toma el mismo valor, el indicado, para los tres prodesos):

rendimiento	Wexp	Wcomp	denomin	rend ciclo
1	1,28218775	0,726	1,15	0,48364152
0,95	1,21807837	0,76421053	1,095375	0,41434928
0,9	1,15396898	0,80666667	1,0465	0,33187034
0,85	1,08985959	0,85411765	1,003375	0,23494899
0,8	1,0257502	0,9075	0,966	0,12241222
0,75	0,96164082	0,968	0,934375	-0,0068058

En esta tabla se aprecia que el ciclo termorreparado mejora ostensiblemente para máquinas ideales (pues el rendimiento global del ciclo pasa de 0,311 a 0,4836) y más espectacular es el resultado con máquinas reales, pues con un rendimiento unitario de 0,85 se conseguía anteriormente un rendimiento del sistema de 0,046 y con la termorreparación pasa a ser de 0,235. El cambio es radical, pues pasa de no ser utilizable, a tener franco aprovechamiento. Y téngase en cuenta que en la termorreparación no se evitan las pérdidas, pues cada máquina está afectada por su rendimiento. Para ello debe explicarse que el rendimiento de la tabla anterior corresponde a la definición más apropiada de rendimiento del sistema, que es

$$\epsilon_{TR} = \frac{\text{Potencia neta de la maquinaria}}{\text{Potencia térmica del flujo exterior caliente}} = \frac{W_{exp} - W_{comp}}{\text{Denomin}}$$

$$W_{exp} = \eta_t C_p T_m (1 - r^{-\beta/(n+1)})$$

$$W_{comp} = \frac{m}{\eta_c} R C_p \ln\left(\frac{1}{r}\right)$$

$$\text{Denomin} = C_p (T_w - T_0) (1 - \sigma (1 - \eta_t)) \frac{m' C_p}{m'_R C_{pR}}$$

5 Donde  $\sigma$  ya se presentó como el rendimiento de recuperación regenerativa del flujo de refrigeración de las toberas, y el subíndice  $R$  hace referencia al fluido que aporta, en el foco caliente, con temperatura  $T_w$ , el calor exterior a ser aprovechado en el sistema. (Cabe decir que la última fracción, en *Denomin*, vale prácticamente 1).

#### BREVE EXPLICACIÓN DE LAS FIGURAS

10 La figura 1 muestra un grafo termodinámico de presión,  $P$ , en ordenadas, en escala logarítmica, y temperatura  $T$  en abscisas, en escala lineal, en el que se expone el ciclo termodinámico de la invención, en su versión de máquinas ideales, con 3 compresores y 3 turbinas.

15 La figura 2 muestra un grafo similar al anterior, pero contando con compresores y turbinas con rendimientos termo-mecánicos de 90%.

La figura 3 muestra el sistema de la invención, con una disposición geométrica y funcional de los componentes esenciales de su ciclo termodinámico.

20

La figura 4 presenta el mismo sistema, con los añadidos de los elementos eléctricos que lo complementan, con un diagrama unifilar de la conexión de los generadores eléctricos accionados por los ejes de las turbinas. En este caso van montados en serie, lo que permite elevar la tensión, a costa de que la suma de las intensidades generadas haya de pasar por los bobinados de todos los generadores.

25

La figura 5 muestra un montaje electro-mecánico con un solo generador, accionado por las tres turbinas, con ejes paralelos al principal, mediante correas de transmisión.

- 5 Las figuras 6a y 6b exponen, respectivamente, el diagrama de temperaturas en el intercambiador del foco caliente, en un caso desequilibrado, y en un caso totalmente equilibrado.

La figura 7 muestra el diagrama de temperaturas de los intercambiadores del  
10 foco frío, que se prescriben sean desequilibrados.

La figura 8 muestra el ciclo termodinámico con termorreparación. El ciclo de generación de potencia es dextrógiro, mientras que el de termorreparación es levógiro, y se cierra, en cada uno de sus ramales, por el medio ambiente: hay un  
15 ramal por cada compresor, quedando entre sí en paralelo, y un ramal único secuencial en las toberas de las turbinas.

La figura 9 es una composición conceptual de componentes para materializar el ciclo con termorreparación de la figura anterior.

20

Las figuras 10 a y 10 b muestran los esquemas H (entalpía) P (presión) de la termorreparación en compresión y expansión respectivamente.

La figura 11 muestra un difusor refrigerado a contracorriente.

25

La figura 12 muestra una tobera, refrigerada a contracorriente.

La figura 13 muestra el perfil del conducto de una tobera, en términos de radio en función de la abscisa, que es en la que se despliega el eje del conducto, y  
30 asimismo figura el número de Mach de cada sección.

La figura 14 muestra el perfil del conducto de un difusor

La figura 15 exhibe un montaje multitubular de un difusor, para aumentar el área  
35 lateral de transmisión de calor en la refrigeración.

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

- 5 1. Flujo de fluido que aporta calor desde el exterior del circuito, y entra en el intercambiador del foco caliente, a través del ramal principal, con temperatura  $T_w$ .
2. Intercambiador de calor del foco caliente
3. Escape del flujo de fluido (1) que sale de la carcasa del intercambiador (2) con temperatura  $T_u$ .
- 10 4. Haz de tubos del intercambiador del foco caliente, por dentro de los cuales circula el fluido de trabajo, y constituye el secundario de dicho intercambiador.
5. Placa tipo rejilla para ensamblar los tubos del haz (4) en el difusor (6) que canaliza el fluido de trabajo proveniente de la fase de compresión refrigerada. El fluido tiene en este punto una temperatura  $T_c$ , y una presión  $P_m$ .
- 15 6. Difusor, con forma abocinada de sección recta creciente, que conecta el final de la fase de compresión refrigerada con el calentamiento del fluido de trabajo en el foco caliente.
7. Placa, tipo rejilla, que conduce la salida de los tubos del haz (4) hacia la primera tobera (8). En la salida desde los tubos, el fluido tiene una temperatura  $T_m$  y una presión  $P_m$ .
- 20 8. Tobera que alimenta a la primera turbina (9).
9. Turbina primera, de presión más alta.
10. Escape de la primera turbina (9) que es a su vez tobera para la segunda turbina (11).
- 25 11. Segunda turbina.
12. Escape de la segunda turbina (11) que es a su vez tobera para la tercera turbina (13).
13. Tercera turbina.
- 30 14. Colector de escape de la tercera turbina (13), que conduce al fluido de trabajo al primer enfriador (15) de la fase de compresión refrigerada.
15. Primer enfriador, que forma parte del foco frío. Por el conducto (15e) que proviene desde el exterior, entra el fluido frío ambiental, con temperatura  $T_a$ ; y sale hacia el exterior por el conducto (15s) con
- 35



- temperatura  $T_v$ . En el otro ramal del enfriador, que va desde el escape (14) al colector (16) el fluido de trabajo se enfría desde  $T_c$  hasta  $T_0$ .
16. Colector de entrada al primer compresor (17).
17. Primer compresor.
- 5 18. Difusor del primer compresor (17) al final del cual, la temperatura vale  $T_c$ .
19. Segundo enfriador.
20. Colector de entrada al segundo compresor (21)
21. Segundo compresor.
- 10 22. Difusor del segundo compresor (21) al final del cual, la temperatura vale asimismo  $T_c$ .
23. Tercer enfriador.
24. Colector de entrada al tercer compresor (25).
25. Tercer compresor.
- 15 26. Generador eléctrico acoplado al eje de la primera turbina (9)
27. Cable de conexión con la carga eléctrica exterior.
28. Cable de conexión entre los generadores de la primera (9) y segunda (11) turbina.
29. Generador eléctrico acoplado al eje de la segunda turbina (11)
- 20 30. Cable de conexión entre los generadores de la segunda (11) y tercera (13) turbina
31. Generador eléctrico acoplado al eje de la tercera turbina (13)
32. Cable de conexión con la carga eléctrica exterior, que queda entre cable y el (27)
- 25 33. Motor eléctrico del primer compresor
34. Motor eléctrico del segundo compresor.
35. Motor eléctrico del tercer compresor.
36. Disco fijo al eje de la primera turbina (9) que mueve al eje general (38) a través de la cadena o correa (37)
- 30 37. Cadena o correa que enlaza al eje de la primera turbina con el eje del generador único (41)
38. Eje general de rotación del generador único (41)
39. Cadena o correa que enlaza al eje de la segunda turbina con el eje del generador único (41)
- 35 40. Cadena o correa que enlaza al eje de la tercera turbina con el eje del generador único (41)

41. Generador eléctrico único.
42. Trayectoria en temperatura del fluido exterior caliente en el intercambiador del foco caliente.
- 5 43. Trayectoria en temperatura del fluido de trabajo en el circuito secundario del intercambiador del foco caliente, en general.
44. Trayectoria en temperatura del fluido exterior caliente en el intercambiador del foco caliente, cuando el intercambiador está equilibrado.
- 10 45. Trayectoria en temperatura del fluido de trabajo en el secundario del intercambiador del foco caliente, cuando dicho intercambiador está equilibrado.
46. Trayectoria en temperatura del fluido de trabajo en el intercambiador de enfriamiento.
- 15 47. Trayectoria en temperatura del fluido ambiental de enfriamiento, en el circuito secundario del intercambiador del foco frío.
48. Trayectoria en temperatura del fluido exterior caliente que alimenta térmicamente al foco caliente del ciclo.
49. Trayectoria en temperatura del fluido de trabajo en el secundario del intercambiador del foco caliente, en el que el fluido de trabajo experimenta un calentamiento cuasi isóbaro.
- 20 50. Línea de compresión isoterma, a la que tiende la termorreparación de la etapa superior de compresión
51. Corriente de refrigeración a contraflujo del difusor de dicha etapa superior.
- 25 52. Trayectoria en el diagrama (T; log P) de la compresión realista en el difusor del compresor superior, teniendo en cuenta la generación de calor por fricción, sin efectuar aún el enfriamiento (51).
53. Símbolo de la energía cinética de rotación, entregada por el motor del compresor superior, y que se transforma principalmente en presión estática en su difusor (línea 52)
- 30 54. Enfriamiento globalmente resultante de la termorreparación en el difusor del compresor intermedio.
55. Trayectoria en el diagrama (T; log P) de la compresión realista en el difusor del compresor intermedio
- 35 56. Trayectoria en el diagrama (T; log P) de la compresión realista en el difusor del compresor inferior.

57. Símbolo de la energía cinética de rotación, entregada por el motor del compresor inferior, y que se transforma principalmente en presión estática.
58. Símbolo de la energía cinética de rotación, generada por la expansión en la turbina inferior.
59. Trayectoria en el diagrama (T; log P) de la expansión realista en la tobera de la turbina superior.
60. Trayectoria resultante, en el diagrama (T; log P) de la expansión realista en la tobera de la turbina superior, incluyendo el efecto termorreparador (61).
61. Refrigeración a contracorriente de la tobera de presión superior.
62. Resultado global de la refrigeración termorreparadora (61)
63. Conexión de paso del fluido termorreparador, desde la turbina intermedia a la superior.
64. Símbolo de la energía cinética de rotación, generada por la expansión en la turbina superior.
65. Trayectoria resultante, en el diagrama (T; log P) de la expansión realista en la tobera de la turbina intermedia, incluyendo el efecto termorreparador (66).
66. Refrigeración a contracorriente de la tobera de presión intermedia.
67. Símbolo de la energía cinética de rotación, generada por la expansión en la turbina intermedia.
68. Refrigeración a contracorriente de la tobera de presión inferior.
69. Trayectoria resultante, en el diagrama (T; log P) de la expansión realista en la tobera de la turbina inferior, incluyendo el efecto termorreparador (68).
70. Conexión, refrigerada en el foco frío, del escape de la turbina de presión inferior, con la aspiración del compresor de nivel inferior de presiones (o primer compresor)
71. Entrada del fluido refrigerante del circuito termorreparador de las toberas.
72. Carcasa de conducción del fluido refrigerante alrededor de la tobera de presión inferior.
73. Conexión de la carcasa anterior (72) con la carcasa de conducción del fluido refrigerante alrededor de la tobera de presión intermedia (74).

74. Carcasa de conducción del fluido refrigerante alrededor de la tobera de presión intermedia.
75. Conexión de la carcasa anterior (74) con la carcasa de conducción del fluido refrigerante alrededor de la tobera de presión superior (76).
- 5 76. Carcasa de conducción del fluido refrigerante alrededor de la tobera de presión superior.
77. Ramal lateral de entrada en el intercambiador de calor del foco caliente (2). Dicho ramal proviene de la conexión con la carcasa anterior (76).
- 10 78. Carcasa de conducción del fluido frío ambiental, alrededor del difusor de presión inferior.
79. Circuito de refrigeración a contracorriente del difusor de presión inferior, que va por la carcasa anterior (78).
80. Carcasa de conducción del fluido frío ambiental, alrededor del difusor de presión intermedia.
- 15 81. Circuito de refrigeración a contracorriente del difusor de presión intermedia, que va por la carcasa anterior (80).
82. Carcasa de conducción del fluido frío ambiental, alrededor del difusor de presión superior.
- 20 83. Circuito de refrigeración a contracorriente del difusor de presión superior, que va por la carcasa anterior (82).
84. Conducto de un difusor.
85. Entrada del fluido de trabajo en un difusor, con alta energía cinética y baja presión estática.
- 25 86. Salida del fluido de trabajo de un difusor, con baja energía cinética y alta presión estática.
87. Sección recta del conducto difusor.
88. Carcasa del refrigerante frío ambiental que va a contracorriente del fluido de trabajo.
- 30 89. Entrada del refrigerante frío ambiental que va a contracorriente del fluido de trabajo, por la carcasa anterior (88).
90. Salida del refrigerante frío ambiental que va a contracorriente del fluido de trabajo, por la carcasa (88).
91. Conducto de una tobera.
- 35 92. Entrada del fluido de trabajo en una tobera, con baja energía cinética y alta presión estática.

93. Salida del fluido de trabajo de una tobera, con alta energía cinética y baja presión estática.
94. Sección recta del conducto de la tobera.
- 5 95. Carcasa del refrigerante termorreparador que va por las toberas a contracorriente del fluido de trabajo.
96. Entrada del refrigerante termorreparador que va por las toberas a contracorriente del fluido de trabajo, por la carcasa anterior (95).
97. Salida del refrigerante termorreparador que va por las toberas a contracorriente del fluido de trabajo, por la carcasa (95).
- 10 98. Circuito de refrigeración, con aire ambiental, de la conexión (70).
99. Conexión del aire de refrigeración del circuito (98) con la toma de fluido para refrigeración de las toberas (71).
100. Punto inicial de la compresión.
101. Entalpía perdida por fricción.
- 15 102. Trayectoria ideal de compresión.
103. Punto final de la trayectoria ideal.
104. Trayectoria real sin termo-reparar.
105. Entalpía idealmente disponible.
106. Salto ideal de presiones.
- 20 107. Punto final de la trayectoria termorreparada.
108. Salto real de presiones.
109. No se usa
110. Punto inicial de la expansión.
111. Trayectoria ideal de la expansión.
- 25 112. Trayectoria real.
113. Entalpía perdida por fricción.
114. Punto final de la trayectoria ideal.
115. Entalpía idealmente disponible.
116. Salto ideal de presiones.
- 30 117. Punto final de la trayectoria termorreparada.
118. Salto real de presiones.
119. Difusor elemental de un conjunto multi-tubo
120. Boca de entrada de un difusor
121. Boca de salida de un difusor
- 35

En las figuras 6 (a y b) y 7 se usan las siguientes etiquetas, que corresponden a su vez a las utilizadas en el texto

$T_w$  =temperatura de entrada en el intercambiador del foco caliente, del flujo caliente exterior (1)

5  $T_m$  =temperatura máxima alcanzada por el fluido de trabajo

$T_u$ =temperatura a la que sale del intercambiador de calor del foco caliente, el flujo exterior (3)

$T_c$  =temperatura la que sale el fluido de trabajo, de la última etapa de compresión

$T_t$ =temperatura de salida del fluido de trabajo, de la última turbina (13)

10  $T_v$  =temperatura de salida del fluido ambiental de refrigeración, desde el intercambiador del foco frío, lo cual corresponde a la etiqueta (15s)

$T_0$ =temperatura mínima del fluido de trabajo,

$T_a$ =temperatura del fluido ambiental de refrigeración

15 En la figura 12 se emplea la razón  $D/D_c$  para representar el cociente entre el diámetro de la sección de una tobera, con movimiento del fluido hacia la derecha, y el diámetro crítico, y además de dar las abscisas del eje,  $x$ , como unidades arbitrarias de longitud, se proporciona el número de Mach, representado por  $M$ , de cada sección.

20

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

La invención se materializa agrupando en un circuito los componentes sucesivos que se han prescrito en la invención, empleando materiales adecuados a los niveles de temperatura y presión que hay en cada caso. Por ejemplo, para los intercambiadores del foco frío, que tienen temperaturas moderadamente por encima de la ambiental, cabe usar aluminio o cobre, por su conductividad térmica mucho más alta que el acero al carbono, a su vez superior a la del acero inoxidable. Otro aspecto importante en la selección del material es su resistencia a la corrosión, aunque usando un gas noble, como argón, como fluido de trabajo, interiormente la corrosión estaría inhibida (incluso con la intrusión de vapor de agua). Sin embargo, de usarse  $CO_2$  como fluido de trabajo, la intrusión de vapor de agua generaría ácido carbónico, que podría atacar a materiales no protegidos electroquímicamente.

35

Pero no cabe conectar un componente tras otro, sin precisar su tamaño, que ha  
ir conmensurado al gasto másico del fluido, que a su vez depende de la potencia  
a la que tenga que trabajar. Dicha potencia puede medirse en diversas fases del  
ciclo, cada una de ellas representando una magnitud distinta, aunque la potencia  
5 que más interesa es la neta, que es la diferencia entre la suma de las potencias  
de los ejes de las turbinas, y la suma de las potencias absorbidas por los  
compresores.

En cada componente, su potencia asociada es la entalpía específica  
10 intercambiada, térmicamente o mecánicamente, (en J/kg), multiplicada por el  
gasto másico (en kg/s). Y este valor, el gasto másico, es la magnitud clave en la  
determinación de las secciones rectas de paso en los diversos acoplamientos,  
que es la variable geométrica fundamental del diseño. En el caso de toberas y  
difusores, también lo será su longitud.

15 Estos dos componentes, y su refrigeración a contracorriente para su  
termorreparación, son lo más específico de la invención, que puede usar  
compresores y turbinas monoetapa disponibles en el mercado, pero necesita  
toberas y difusores que se ajusten a las prescripciones de la invención. A ellos  
20 va dedicado especialmente este apartado, con más acento en las toberas, por su  
mayor temperatura y velocidad de fluido.

La velocidad del fluido juega un papel esencial en este sistema, y bascula entre  
dos extremos: valores muy bajos en los intercambiadores, especialmente el del  
25 foco caliente, para acotar su longitud, y en ello nos podemos encontrar valores  
de Mach de 0,001; y valores en la salida de la tobera, que estarán próximos a  
Mach=1. Como todo ello hace referencia a la velocidad del sonido, que en este  
caso es proporcional a la raíz cuadrada de T, encontramos que el perfil de  
velocidades está absolutamente condicionado por el perfil de temperaturas. Esto  
30 es importante a la hora de evaluar las pérdidas por fricción, que pueden  
escribirse en función de sus tres factores principales, en cuanto a la pérdida de  
altura manométrica: factor de fricción (f), que a su vez puede depender de la  
velocidad, pero de forma mucho menos que lineal; el factor geométrico, (L/D) o  
en términos diferenciales (dx/D) y la presión cinética  $\rho v^2/2$ .

35

La potencia asociada al rozamiento que provoca esta pérdida, es el producto de la pérdida anterior por el caudal, y ello lleva a:

$$Q_{roza} = f \frac{L}{D} \frac{\rho v^2}{2} \frac{m'}{\rho}$$

En la ecuación se puede considerar que las  $v$  están fijadas por el mapa de temperatura y el número de Mach; y  $m'$  (kg/s) lo está por la potencia nominal. Eso deja a  $Q_{roza}$  independiente de la densidad, aparentemente, y sin embargo depende directamente de  $L$  e inversamente de  $D$ . Para reducir ese calor de pérdidas (que baja el rendimiento, y además hay que refrigerarlo) conviene ir a máquinas amplias (alto valor de  $D$ ) lo cual conduce a baja  $\rho$ , por constancia del valor de  $m'$ . Y dado que el mapa de  $T$  no puede tocarse en un problema dado, ello significa que es bueno reducir la presión  $P$  para aminorar las pérdidas en este caso.

Esta indicación puede concretarse cuantitativamente con un criterio de diseño fundamental para el ciclo de temorreparación: el flujo calorífico  $q''$  ( $W/m^2$ ) ha de ser menor que un valor crítico que es el que puede atravesar las paredes de las toberas o de los difusores, cuando estos se refrigeran a contracorriente, sin que la diferencia de temperaturas entre la cara caliente y fría,  $\Delta T_p$ , produzca tensiones de aro en el conducto que excedan del máximo permitido,  $\sigma_{max}$ . Estas tensiones se relacionan con el coeficiente de dilatación lineal,  $\alpha$ , y con la diferencia de temperaturas antedicha, de modo que si llamamos  $E$  al módulo de Young del material, se tiene

$$\frac{\sigma_{max}}{E} = \frac{\alpha \Delta T_p}{2}$$

De lo cual, queda limitado  $\Delta T_p$ , pues la fracción anterior debe ser del orden de  $10^{-4}$ , pues el material está a alta temperatura, y como el coeficiente de dilatación lineal vale del orden de  $10^{-5}$ , la diferencia de temperaturas entre caras no debe exceder de  $20^\circ C$ .

A su vez hay que recordar el criterio mecánico clásico de que el espesor de la pared, del conducto de la tobera o del difusor, ha de cumplir

$$e > \frac{PD}{2\sigma_{max}}$$



Y queda por aplicar que el criterio ya dicho de que el flujo calorífico no exceda el valor crítico que viene dado por la diferencia de temperaturas entre caras, y el espesor, más la conductividad  $k$

$$q'' = \frac{Q_{roza}}{\pi DL} < \frac{k}{e} \Delta T_p < 2\sigma_{max} \frac{k}{PD} \Delta T_p$$

5

La anterior desigualdad se ha de aplicar punto a punto, o sección recta a sección recta, en la cual el valor de  $D$  es inequívoco. Sin embargo, se puede plantear, tal como se ha hecho, en una aproximación grosera, con valores medios de  $D$ . Más aún, la desigualdad puede escribirse sin que quede en función de este parámetro sino como

10

$$\frac{Q_{roza}}{\pi L} P < 2\sigma_{max} k \Delta T_p$$

$$\frac{P}{\sigma_{max}} < \frac{2\pi L k \Delta T_p}{Q_{roza}}$$

Se va a plantear el dimensionamiento de la tobera de alta presión de una circuito con argón, con 1 kg/s de gasto, y las siguientes temperaturas y datos representativos de sus propiedades y coeficientes:

15

$$C_p = 520 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$R = 208 \text{ J/kg}\cdot\text{K}$$

$$P_{superior} = 0,4 \text{ MPa}$$

$$r = 1,6$$

20

$$T_w = 640 \text{ K}$$

$$T_m = 620 \text{ K}$$

$$T_0 = 300 \text{ K}$$

$$T_a = 290 \text{ K}$$

25

Como punto de parada o remanso se escoge el final del calentamiento en el intercambiador, con los valores de 620 K y 0,4 MPa, a los cuales corresponde una densidad de 3,1 kg/m<sup>3</sup> y velocidad del sonido de 463 m/s; lo que significa que una Mach de 0,001 representa 0,46 m/s que es una velocidad aceptable para salida del foco caliente.

30

Con la  $r$  seleccionada de 1,6; la temperatura teórica de salida es de 513,7 K y el Mach es de 0,788; lo que multiplicado por una velocidad del sonido de 422 m/s da 332 m/s de velocidad teórica.

- 5 La energía convertida, teórica, es de 55,28 kW, de los cuales suponemos que el 85% se transforma en energía cinética del fluido de trabajo, y 15% en calor, que hay que extraer, y son 8,3 kW.

Este rendimiento hace que la velocidad de salida sea menor que la teórica, y en concreto es la raíz cuadrada de  $2 \cdot 0,85 \cdot 55280 = 306,6$  m/s.

Para dimensionar la tobera se ha de partir del cálculo de sus secciones rectas extremas, que corresponden a  $M=0,001$  y  $M=0,99$ ; y que dan radios de 0,47 y de 0,02 m respectivamente.

15

La reducción del radio a lo largo de la tobera es por tanto de 0,45 m; y proponiendo una razón geométrica clásica en los conos de succión de las máquinas neumáticas, se adopta un valor de la tangente de 0,25; por lo que la longitud de la tobera sería de 1,8 m. Puede parecer excesivo, pero en la figura 12 se aprecia que corresponde a un perfil muy proporcionado, y el área de su pared es de  $1,5 \text{ m}^2$ . Esto hace que su flujo térmico medio sea de  $5,5 \text{ kW/m}^2$ ; que para un coeficiente de película razonable, de  $100 \text{ W/m}^2\text{K}$ , representa una diferencia de temperatura entre el fluido y la pared interior, de  $55 \text{ }^\circ\text{C}$ .

20

- 25 Lo más crítico en cuanto a material se presenta al comienzo de la tobera, con una boca muy ancha y la presión más alta (hemos supuesto 0,4 MPa). Si un límite de tensión de aro razonable, a esa temperatura, es 40 MPa, la presión antedicha es el 1%; y teniendo en cuenta que el radio es prácticamente 0,5m, el espesor de su pared en esa zona deberá ser no inferior a 0,005m. Con este
- 30 espesor, la diferencia de temperaturas entre las caras de la pared de la tobera, con una conductividad térmica de su material de  $20 \text{ W/mK}$  (propia de un acero aleado) sale de  $1,37 \text{ }^\circ\text{C}$ , cifra con la cual no hay riesgo debido a las tensiones térmicas.

- 35 En la parte final de la tobera, el problema es muy otro, y se trata de que con muy poca variación del diámetro, se producen cambios importantes en el número de

Mach. Un aumento del 1% de la sección recta crítica, comporta bajar de Mach 1 a Mach 0,9. Y si aumenta el 4%, baja a 0,8. La regulación del paso se hace por la razón de presiones, no llegando a la máxima permitida para llegar a  $M=1$ , para evitar el bloqueo sónico. Eso reduce riesgos de gran sobrecalentamiento, que es lo que ocurre en el bloqueo; y gracias al cual aumenta la velocidad del sonido en ese punto, lo que permite más gasto (poco más realmente) pero a costa de muy fuertes irreversibilidades, y por tanto, pérdida de rendimiento. Es preferible reducir  $r$ , aunque eso implique usar alguna máquina más, tanto de compresión, como de expansión.

10

Por otro lado, se ha de tener en cuenta el dimensionamiento y caracterización de los compresores, gobernados por las mismas ecuaciones generales, pero aplicadas justo de manera opuesta. En este caso el plato de álabes acelera el fluido de trabajo hasta la velocidad obligada, que se transforma principalmente en incremento de presión estática en el difusor. Este tiene menos exigencias técnicas que las toberas, por trabajar a temperatura mucho más baja.

15

En la explicación de la invención, se dieron valores representativos de las diversas partidas involucradas, particularmente el calor a extraer y el trabajo de compresión.

20

Para el dimensionamiento del difusor, procede tomar como estado de remanso la salida, de ata presión, y en ella la densidad no será la misma para todos los compresores, sino tanto más alta cuanto mayor sea  $P_a$ .

$$\rho_{00} = \frac{P_a}{RT_0}$$

25 Y la sección recta de paso es

$$S = \frac{m'}{M\rho_{00}v_{s00}} \left( 1 + \frac{\gamma - 1}{2} M^2 \right)^{\frac{\gamma+1}{2\gamma-2}}$$

En este caso, la velocidad del sonido es siempre la misma por ser isoterma,

$$v_s = \sqrt{\gamma RT_0}$$

Que en este supuesto práctico, con  $T_0=300K$ , queda 322,5 m/s. A su vez, con una presión de 0,4 MPa la densidad es 6,4 kg/m<sup>3</sup> y con un Mach de salida de

30

0,002 por ejemplo, se tiene una sección recta de  $0,242 \text{ m}^2$ , que son  $0,278 \text{ m}$  de radio.

5 Para la boca de entrada, la sección recta sale de  $0,00086 \text{ m}^2$  que implica un radio de  $1,66 \text{ cm}$ . La ampliación del radio es de  $0,26 \text{ m}$ , lo que aconseja una longitud de eje de  $1,04 \text{ m}$ ; con la receta geométrica anteriormente usada. La figura 13 muestra el perfil del difusor y su ajuste al número de Mach en cada sección.

10 Aunque se trate de transacciones energéticas menos intensas que las que se dan en las toberas, la problemática en los difusores es que hay que extraer mucho calor, para que la compresión se mantenga isoterma.

15 Por ejemplo, la compresión isoterma de  $1 \text{ kg/}$  de gasto másico de argón para  $r=1,6$  a  $300 \text{ K}$  es de  $29,3 \text{ kW}$ ; y la adiabática partiendo de esa misma temperatura requiere  $32,76 \text{ kW}$ ; pero hay que extraer otros  $29,3 \text{ kW}$  de calor. más las pérdidas por fricción, que pueden ser el  $15\%$  de  $29,3 \text{ kW}$ , es decir unos  $5 \text{ kW}$ , lo que en total significaría  $34,3 \text{ kW}$ , que es una cantidad muy superior a la que se calculó para la tobera, que fueron  $8,3 \text{ kW}$ , pero en la tobera no se busca que el  
20 fluido evolucione por una isoterma.

Por otro lado, en los difusores se puede usar agua para refrigerar, a presión atmosférica, lo cual da mayor potencialidad para la termorreparación. Y además el flujo de fluido a comprimir se puede fraccionar en un conjunto de difusores que  
25 en total ofrezcan mayor área lateral para la transmisión de calor.

## REIVINDICACIONES

1.- Sistema termodinámico con ciclo cerrado, con refrigeraciones regenerativas a contracorriente, para generar energía mecánica en uno o varios ejes, a partir de flujos externos de fluidos calientes, **caracterizado** por que comprende:

- 5           • al menos un intercambiador de calor (2), donde cada intercambiador de calor comprende un circuito primario, con dos ramales de entrada, el principal y el ramal lateral de regeneración (77), habiendo un fluido exterior (1) que, entrando por el ramal principal, aporta calor al fluido de trabajo, que circula por el circuito secundario (4); mientras que otro fluido exterior, aporta calor al circuito secundario, entrando por el ramal lateral de regeneración;
- 10           • coincidiendo el final de dicho circuito secundario con el comienzo de la primera tobera de expansión (8), con fuerte aceleración del fluido de trabajo, y entrada a la primera turbina (9), estando refrigerada dicha tobera, para extraer el calor generado por las irreversibilidades termodinámicas en la tobera, por un fluido exterior viajando a contracorriente por dentro de su carcasa correspondiente (76);
- 15           • emergiendo el fluido de la refrigeración de la tobera por un conducto que lo aporta al ramal lateral de regeneración (77), que vierte en el circuito primario del intercambiador, ya dicho;
- 20           • mientras que el fluido de trabajo que emerge de la tobera propiamente dicha, entra en el rodete o plato de álabes de la turbina (9), a cuyo eje transfiere una alta fracción de la energía cinética que lleva;
- 25           • saliendo por el escape la primera turbina, bien para entrar en la tobera (10) de la segunda turbina (11), si es que existe una serie de turbinas conectadas en cascada de caída de presión, bien para entrar en un colector (14) de desaceleración e incremento de la presión estática, antes de entrar en el foco frío (15);
- 30           • estando constituido el foco frío por un intercambiador de calor por cuyo primario circula el fluido de trabajo, y por el secundario el fluido ambiente que lo refrigera, que entra por (15e) y sale por (15s);
- tras lo cual entra el fluido de trabajo en el primer compresor (17), cuyo difusor de salida (18) se refrigera a contracorriente, por fluido ambiente,

para extraer el calor generado por las irreversibilidades termodinámicas en el difusor;

- entrando desde ese difusor, bien en el segundo compresor (21), si hay una concatenación de éstos en valor ascendente de presión, o bien en el  
5        circuito secundario (4) del intercambiador dicho en primer lugar.

2.- Sistema termodinámico con ciclo cerrado, con refrigeraciones regenerativas a contracorriente, para generar energía mecánica en uno o varios ejes, a partir de  
10        flujos externos de fluidos calientes, según la reivindicación 1, **caracterizado** por que el compresor (17, 21, 25) es un compresor centrífugo, y las turbinas son turbinas centrípetas de tipo mono-etapa; donde el compresor centrífugo está formado por un colector de entrada, más un plato giratorio de álabes, que gira según un eje solidario al plato, accionado por un motor eléctrico u otra fuente de energía de rotación, y teniendo además un difusor (6, 18, 22) refrigerado en el  
15        escape, siendo este difusor un conducto de sección recta creciente, según la dirección que lleva el fluido de trabajo, donde se ralentiza su flujo, pasando parte de la presión dinámica a presión estática; y además se realiza una secuencia previa de enfriamiento en el correspondiente intercambiador (15, 19, 23), anterior a la entrada del fluido en el correspondiente compresor, y en dicha secuencia el  
20        fluido ambiente del foco frío, enfría al fluido de trabajo hasta la mínima temperatura que puede conseguirse con dicho foco, denotando a dicha temperatura como  $T_0$ ; y análogamente se realiza la expansión en las turbinas (9, 11, 13) centrípetas de tipo mono-etapa, estando cada una de ellas formada por una tobera (8, 10, 12) refrigerada externamente, en la que se acelera el fluido de  
25        trabajo, más un plato giratorio, de álabes de geometría centrípeta para el flujo, girando el plato con sus álabes solidariamente con el eje de la turbina, siendo cada eje específico de cada turbina, y estando cada eje conectado a un generador eléctrico (26, 29, 31), o a un sistema de transmisión mecánica (37, 39, 40) para accionar un eje común (38) a varias turbinas, o a otra aplicación de  
30        generación energética; y la refrigeración de las toberas se realiza también en cascada, pero a contracorriente (61) de la dirección del fluido de trabajo, emergiendo el fluido refrigerante por la parte aguas arriba de la tobera (8) de la turbina de más alta presión, inyectándose dicho fluido refrigerante en el intercambiador de calentamiento (2) del fluido de trabajo, por el ramal lateral de  
35        regeneración (77).

3.– Sistema termodinámico con ciclo cerrado, con refrigeraciones regenerativas a contracorriente, para generar energía mecánica en uno o varios ejes, a partir de flujos externos de fluidos calientes, según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque

- 5           - los difusores y toberas se seleccionan entre conductos de revolución de eje recto, o conductos de sección recta circular, o próxima a ella, con una excentricidad menor de un 10%, medida en exceso sobre 1 del diámetro máximo sobre el mínimo, y con eje de forma alabeada o helicoidal, pasando dicho eje por los centros de las secciones rectas;
- 10          - los difusores y toberas tendrán una longitud de eje que será mayor que el valor más alto de los límites mecánico y térmico;
- siendo el límite mecánico que la longitud del eje sea superior al doble de la diferencia entre el diámetro de su sección recta de mayor área, y el diámetro de la de menor área;
- 15          - y siendo el límite térmico una longitud de eje tal que, multiplicada por el valor medio de la longitud de las circunferencias de las sucesivas secciones rectas del conducto, da un valor de una superficie que es mayor que el valor resultante de multiplicar la potencia térmica a extraer en la refrigeración externa a contracorriente, por el espesor de
- 20          la pared del conducto, y de dividir dicho producto por la conductividad térmica del material de la pared, y dividir todo ello por el número pi;
- y siendo la potencia térmica a extraer en la refrigeración externa un valor igual a la potencia que se transforma de energía cinética a energía de presión por volumen, o viceversa, multiplicada dicha potencia transformada por el complemento a 1 del rendimiento
- 25          esperado en dicho elemento, para dicha transformación, y dividido por el valor del propio rendimiento.

4.– Sistema termodinámico con ciclo cerrado, con refrigeraciones regenerativas a contracorriente, para generar energía mecánica en uno o varios ejes, a partir de flujos externos de fluidos calientes, según una cualquiera de las reivindicaciones anteriores, **caracterizado** porque el ciclo completo queda compuesto por:

- 35           - una fase de compresión compuesta de m etapas compresoras con difusores refrigerados, haciendo que la conversión de energía cinética

- del fluido de trabajo, a energía de compresión, y por ende de presión cinética a presión estática, siga una ley que se determina por la refrigeración que se aplica, seleccionando la trayectoria termodinámica entre los extremos representados por una compresión
- 5 adiabática, en la que sólo se extrae el calor generado por las irreversibilidades, y una compresión isoterma, con temperatura constante no menor de  $T_0$ ;
- seguida de una fase de calentamiento, en uno o varios intercambiadores, en cuyo circuito primario se mezclan, a igual
- 10 temperatura, el fluido que proviene de la refrigeración a contracorriente de las toberas, y entra en el primario por el ramal lateral de regeneración, y el que aporta el calor externo, que entra en el intercambiador por el ramal principal, a temperatura superior al proveniente de las toberas;
- más una fase de expansión en una cascada de  $n$  turbinas, cada una de ellas con:
    - una tobera en la que se acelera el fluido de trabajo, perdiendo energía
- 20 térmica, y realizando una refrigeración externa que ajusta el valor de la temperatura del fluido de trabajo, a la de la isentrópica que finaliza con la presión de salida, extrayendo el calor generado por las irreversibilidades, yendo ese calor a conformar la energía térmica de un flujo termorreparador, que circula a contracorriente del fluido de trabajo en la cascada de turbinas, y siendo inyectado dicho flujo termorreparador en el intercambiador de calentamiento, según lo
- 25 dicho en la fase precedente, de modo que ese flujo se contabiliza como pérdida en las toberas, y como ganancia térmica en el intercambiador de calentamiento;
- existiendo a continuación, en cada turbina, un plato de álabes, al cual se le comunica la energía cinética del fluido de trabajo, y hace girar al
- 30 eje de la turbina, al que se acopla el sistema productor de electricidad;
- existiendo en la salida de cada turbina un colector de conexión con la siguiente tobera, en presión decreciente;



- hasta llegar al cierre del ciclo termodinámico de generación energética, lo cual comporta el enfriamiento final hasta la temperatura  $T_0$ , si no se ha llegado a ella;
- y como consecuencia de las refrigeraciones a contracorriente del ciclo cerrado de generación energética, ya especificadas, se desarrolla un ciclo abierto y fraccionado de termorreparación mediante refrigeración de los difusores de los compresores, usando el fluido frío ambiental que constituye el foco frío, en un conjunto de conductos abiertos, en paralelo, uno para cada difusor; e incluye además un circuito de refrigeración en serie de las toberas mediante un fluido exterior, que comienza su flujo por la de más baja presión y acaba por la de más alta presión, siendo inyectado dicho flujo, tras su calentamiento, a través del ramal lateral de regeneración, en el circuito primario del intercambiador de calor que constituye el foco caliente del sistema.

15

5.- Método para realizar un ciclo termodinámico cerrado, con refrigeraciones regenerativas a contracorriente, para generar energía mecánica en uno o varios ejes, a partir de flujos externos de fluidos calientes, caracterizado porque comprende:

20

- calentar un fluido de trabajo, que se realiza en un intercambiador de calor, en los cuales el fluido de trabajo alcanza su máxima temperatura,  $T_m$ , a una presión  $P_m$ ;

25

- expandir el fluido de trabajo, en unas turbinas concatenadas (9, 11, 13), donde un sistema de refrigeración a contracorriente (61) extrae un calor generado por las irreversibilidades en la aceleración del flujo, y lo envía a un primario del intercambiador de calor; disponiendo cada turbina de un colector de escape, que va unido a la tobera de entrada (8, 10, 12) de la siguiente turbina, en orden decreciente de presiones, salvo la última turbina, cuyo colector de escape (70) hace de entrada al elemento enfriador, o foco frío, (98) previo al primer compresor (17);

30

- fase de enfriamiento y compresión integrados, en la que se intercalan alternadamente el elemento enfriador (15, 19, 23) con el compresor (17,21,25), con repetición de esta secuencia enfriamiento-compresión, quedando configurado un foco frío como el conjunto de

35

las refrigeraciones previas a los compresores; y estando, cada uno de los compresores de la serie concatenada (17, 21, 25) que hace el total de la compresión, embebido en un enfriador a contracorriente, particularmente en el difusor (6, 18, 22) de salida de cada compresor.

5

6.- Método según la reivindicación 5, caracterizado porque la cadena de compresión está formada por “*m*” compresores que proporcionan la misma razón de compresión “*r*” para todos ellos; y existiendo en la fase de expansión “*m*” turbinas, cada una de ellas con razón de presiones también de valor “*r*”,  
10 cumpliéndose, en el caso de fluido gas ideal, y turbinas y compresores perfectos, la siguiente igualdad

$$T_m = T_0 r^{(m+1)\beta}$$

siendo  $T_m$  la máxima temperatura que alcanza el fluido de trabajo, y  $T_0$  la mínima, estando además relacionadas la máxima presión del circuito,  $P_m$  a la entrada de la primera turbina, y la mínima,  $P_0$ , a la entrada del primer compresor,  
15 por la relación

$$P_m = r^m P_0$$

señalando que dichas relaciones corresponden a la situación ideal, de fluido con comportamiento de gas ideal, y máquinas y componentes perfectos.

7.- Método según la reivindicación 6, caracterizado porque, para una  
20 configuración del sistema con “*m*” de compresores y “*n*” turbinas, y siendo  $r_c$  la misma razón de compresión de los compresores, y  $r_t$  la misma relación de presiones en cada turbina, se cumple que

$$r_c^m = r_t^n$$

8.- Método según la reivindicación 6, caracterizado porque para una configuración del sistema con “*m*” de compresores y “*n*” turbinas, se cumple que:

$$r_{c1} r_{c2} \dots r_{cm} = r_{t1} r_{t2} \dots r_{tn}$$

25 y siendo  $r_{cx}$  la razón de compresión del compresor “*x*”, y  $r_{ty}$  la relación de presión en la turbina “*y*”.

9.- Método según la reivindicación 5, caracterizado porque la caída de presiones en la expansión, y la caída de temperaturas, cumplen el balance siguiente de temperaturas, suponiendo m compresores y n turbinas en el ciclo, y siendo  $r'_t$  la razón de presiones realista en la turbina

$$\mu = \frac{T_m}{T_0} = r'_t{}^{\beta(\frac{n}{m\eta_c} + n\eta_t)}$$

- 5 y a su vez cumplen el de presiones, que lo han de cumplir por su lado los compresores también, con razón de compresión  $r'_c$ :

$$\frac{P_m}{P_0} = r'^m_c = r'^n_t$$

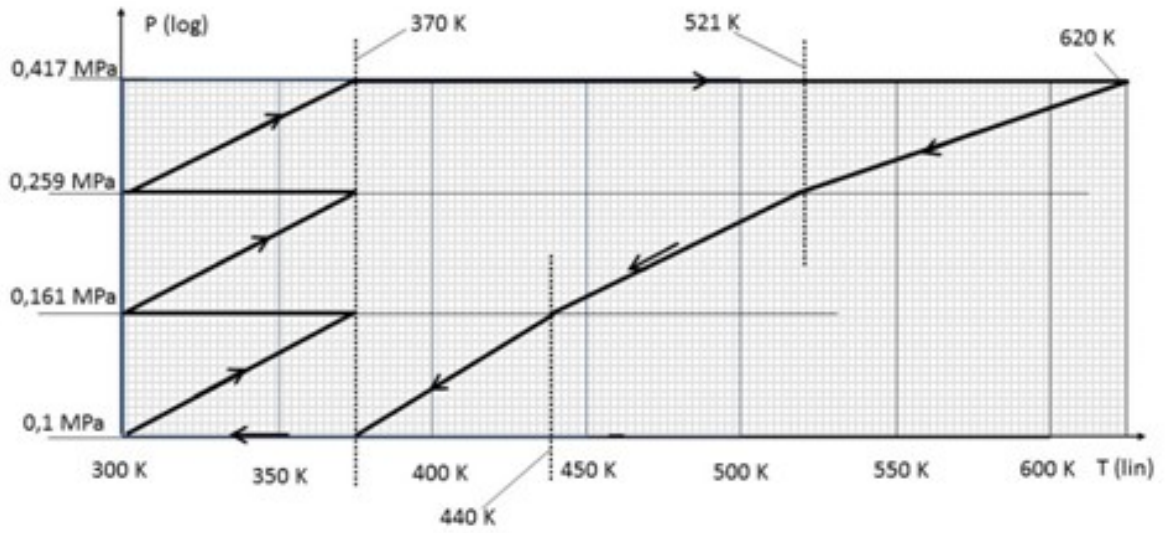


Fig. 1

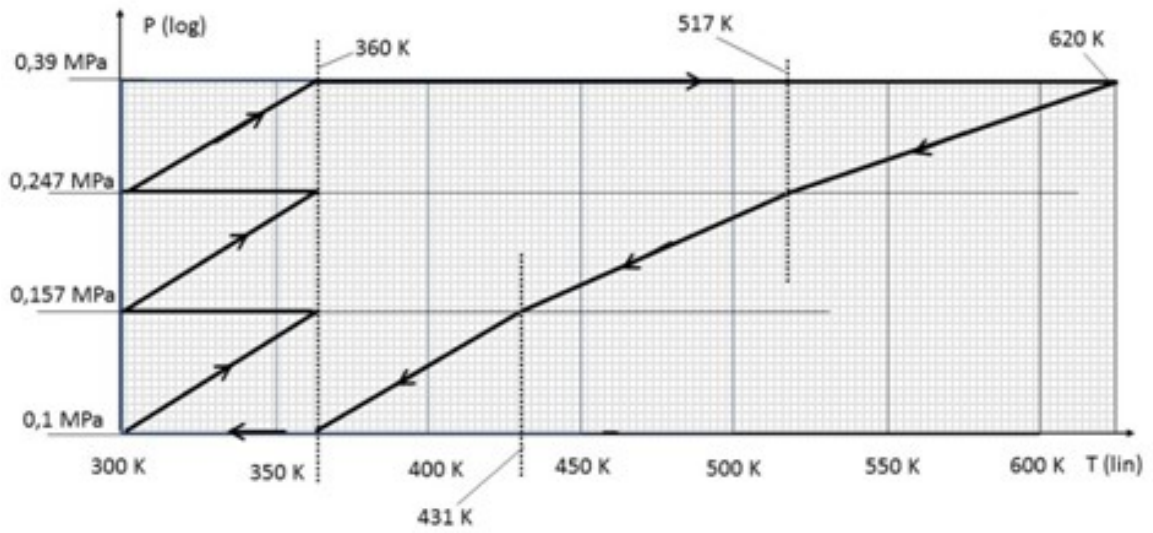
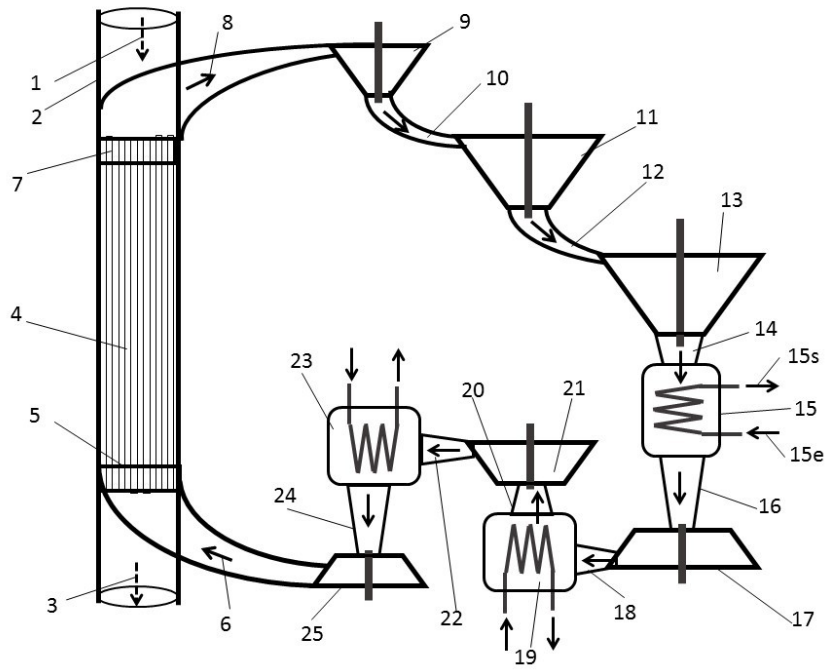
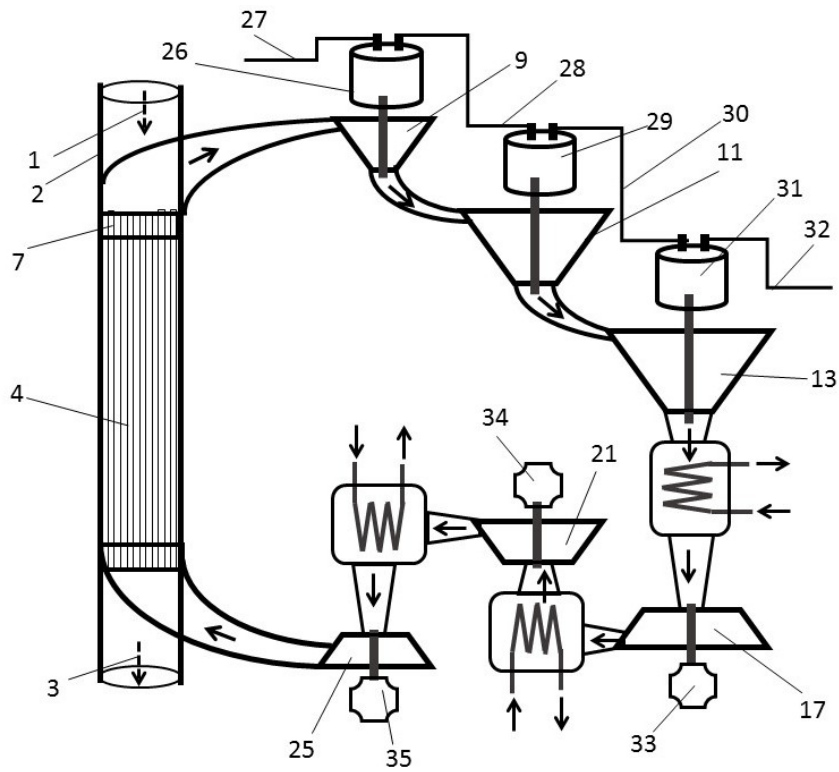


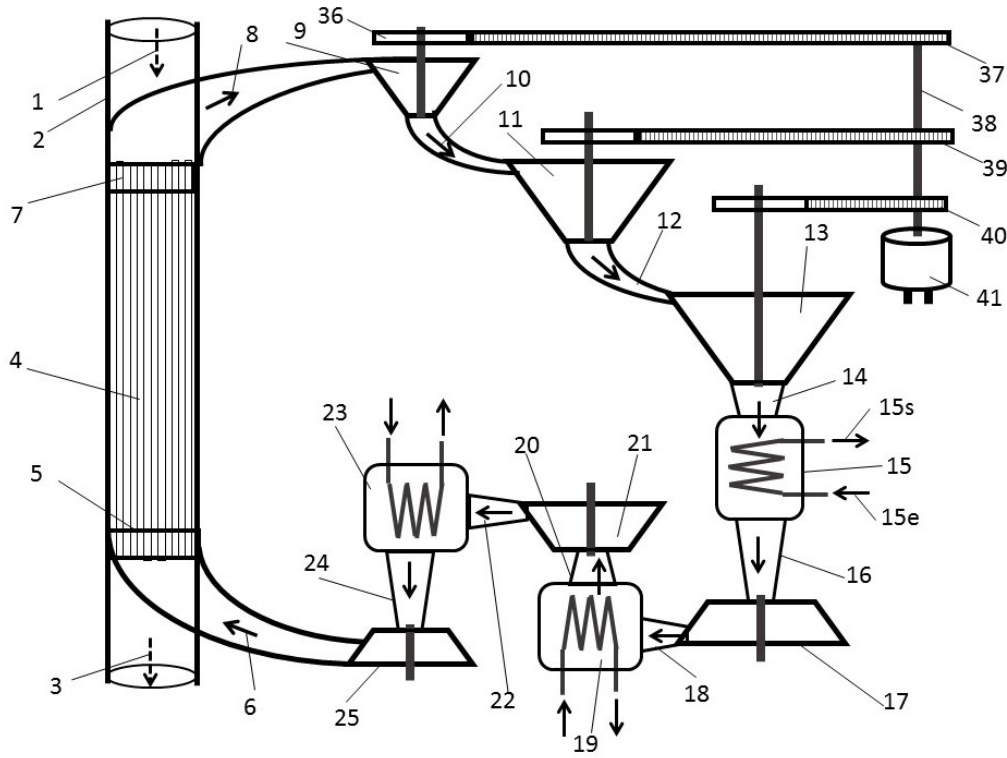
Fig. 2



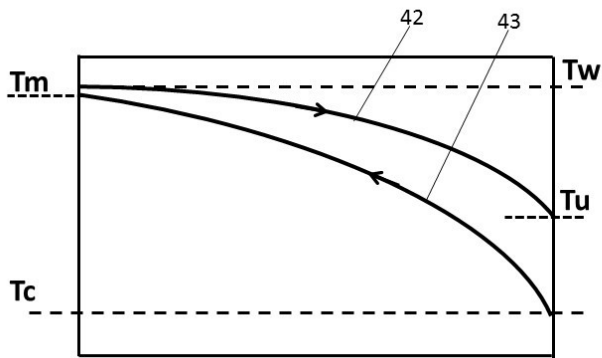
**Fig. 3**



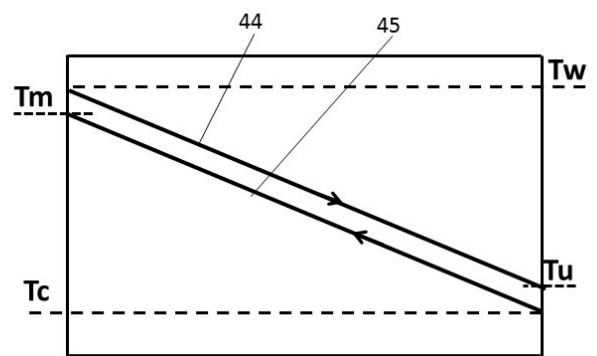
**Fig. 4**



**Fig. 5**



**Fig. 6a**



**Fig. 6b**

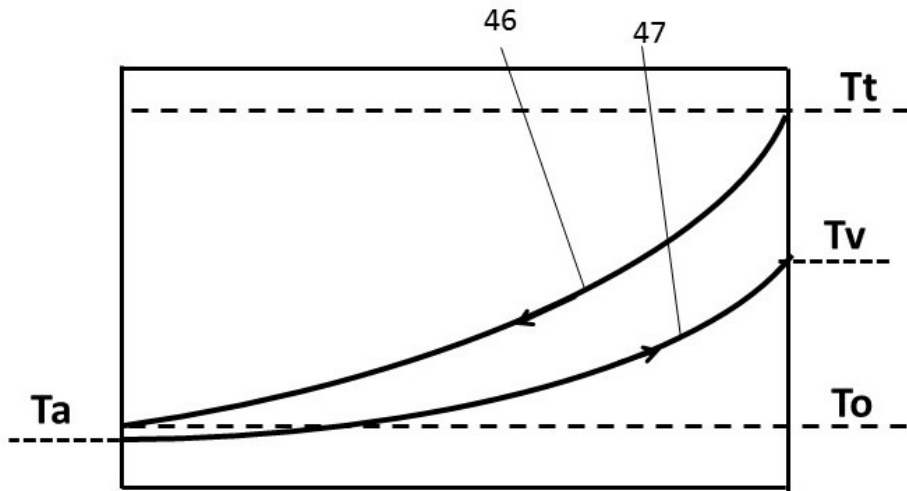


Fig. 7

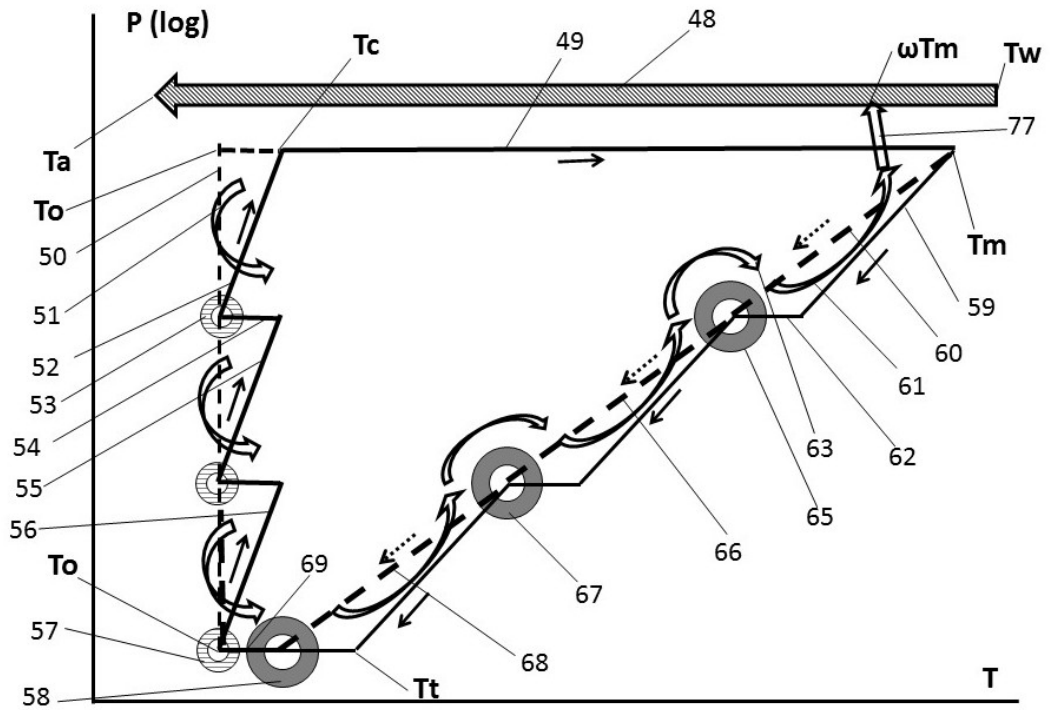
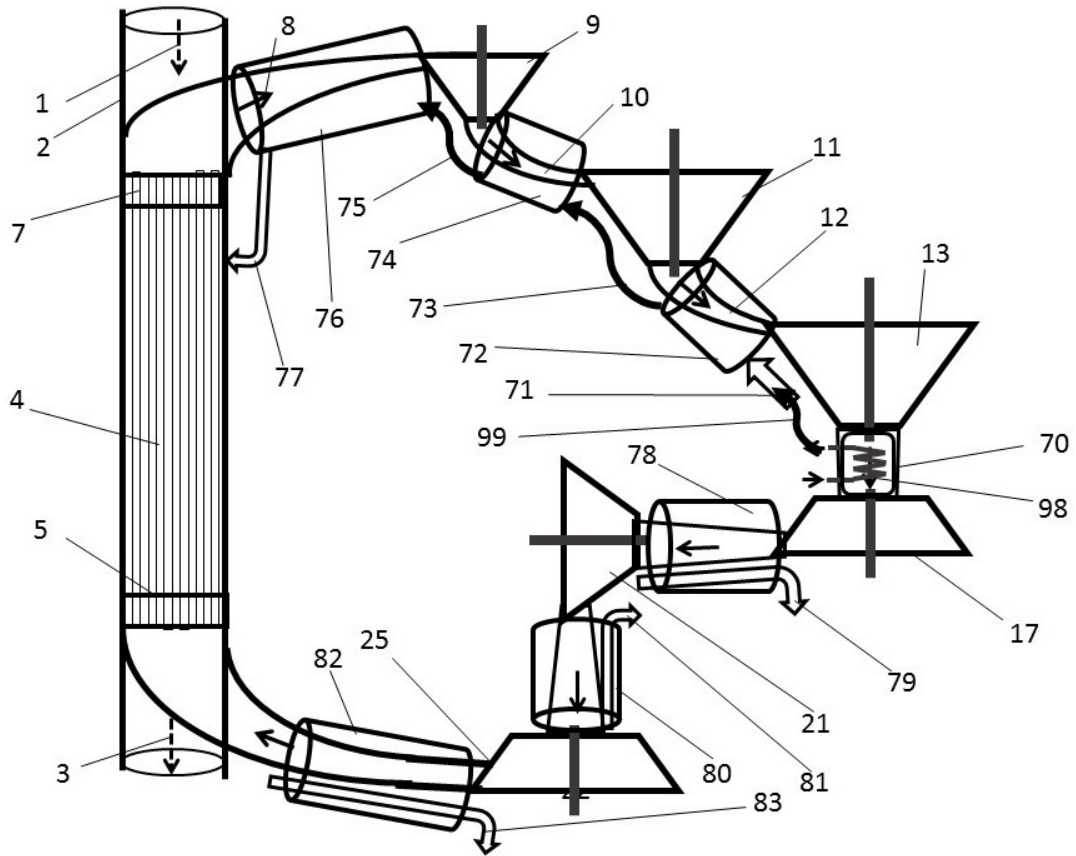
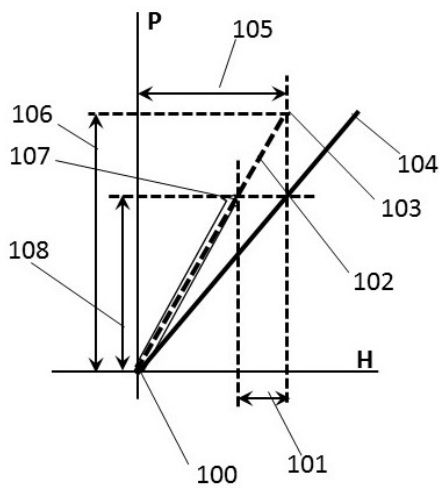


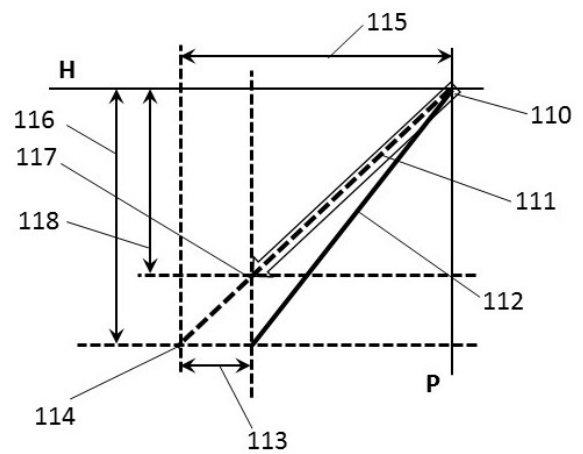
Fig. 8



**Fig. 9**



**Fig. 10a**



**Fig. 10b**



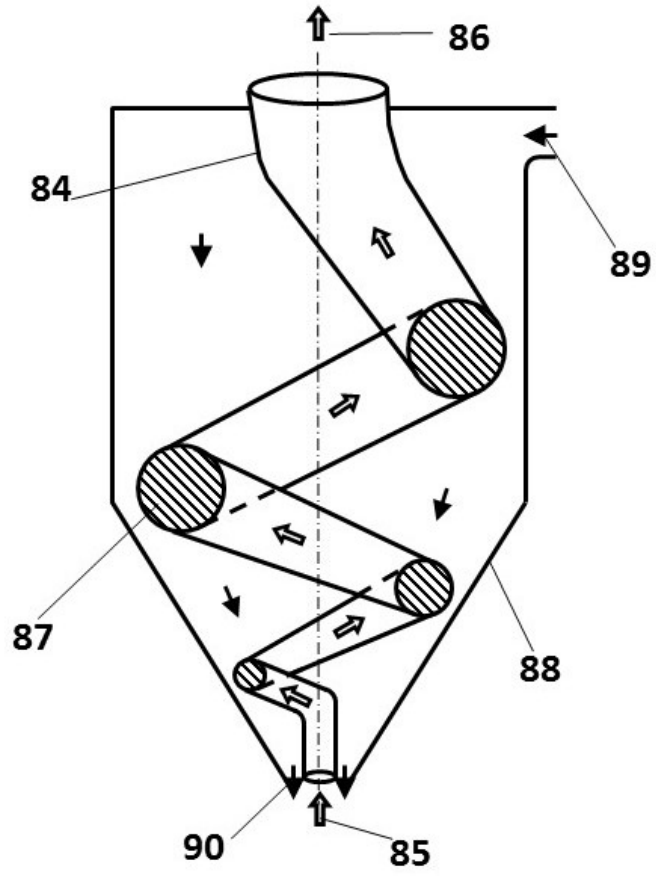


Fig. 11

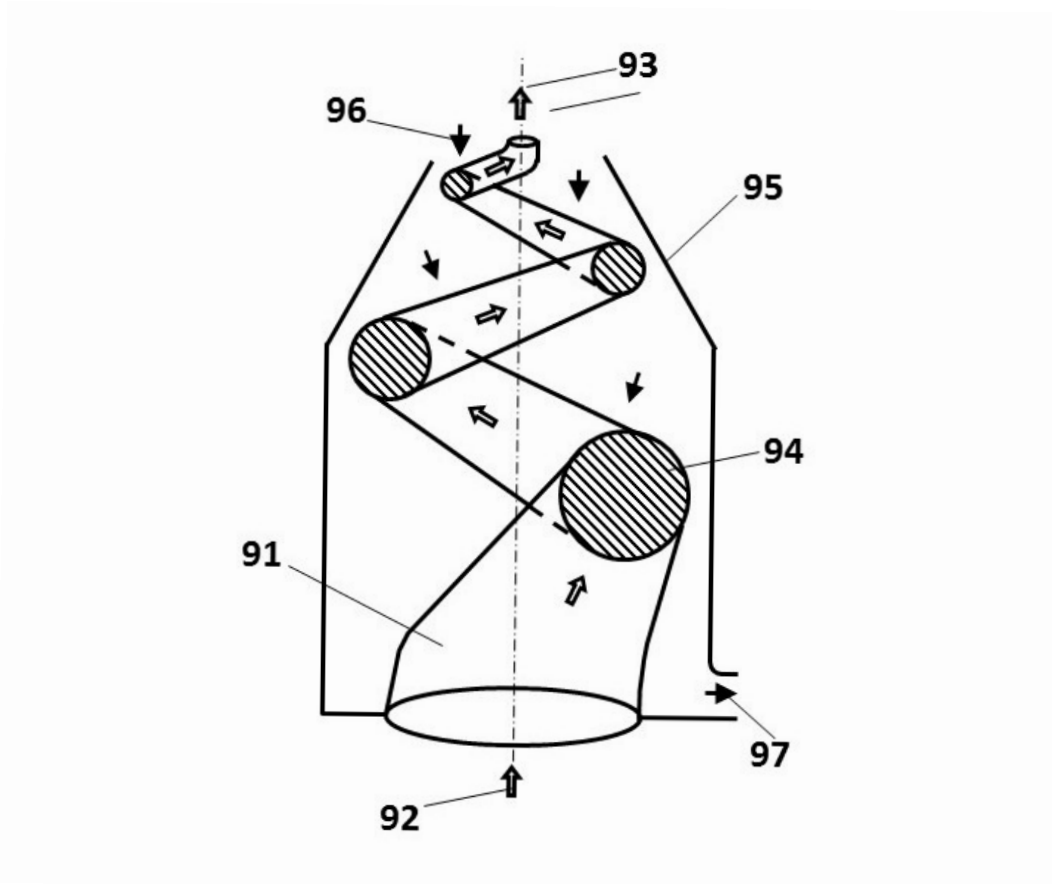


Fig. 12

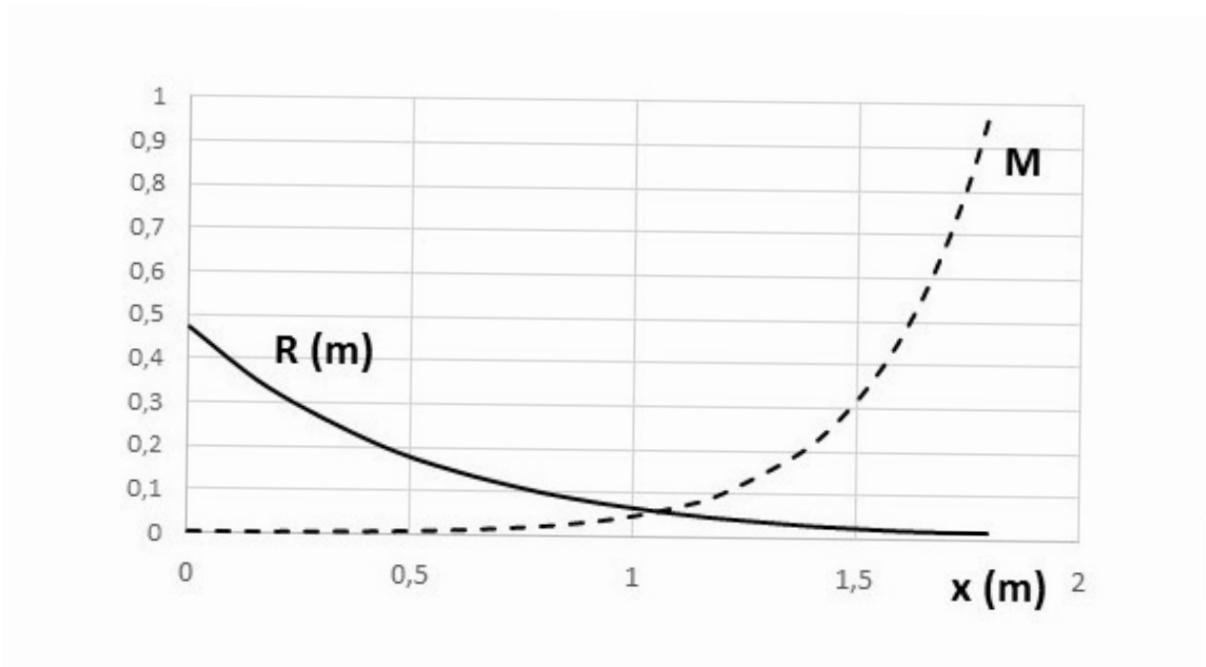
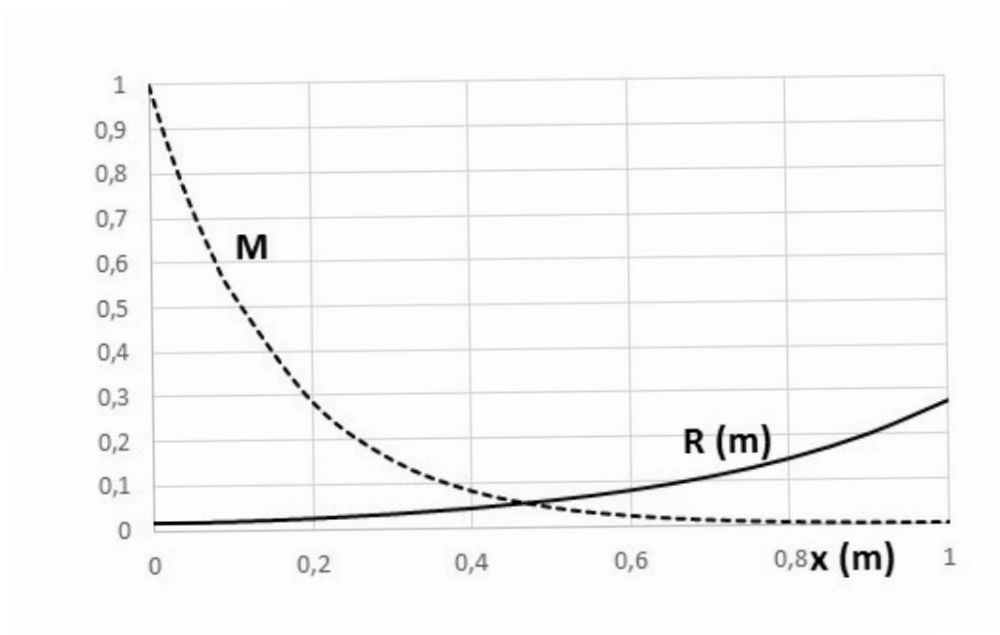
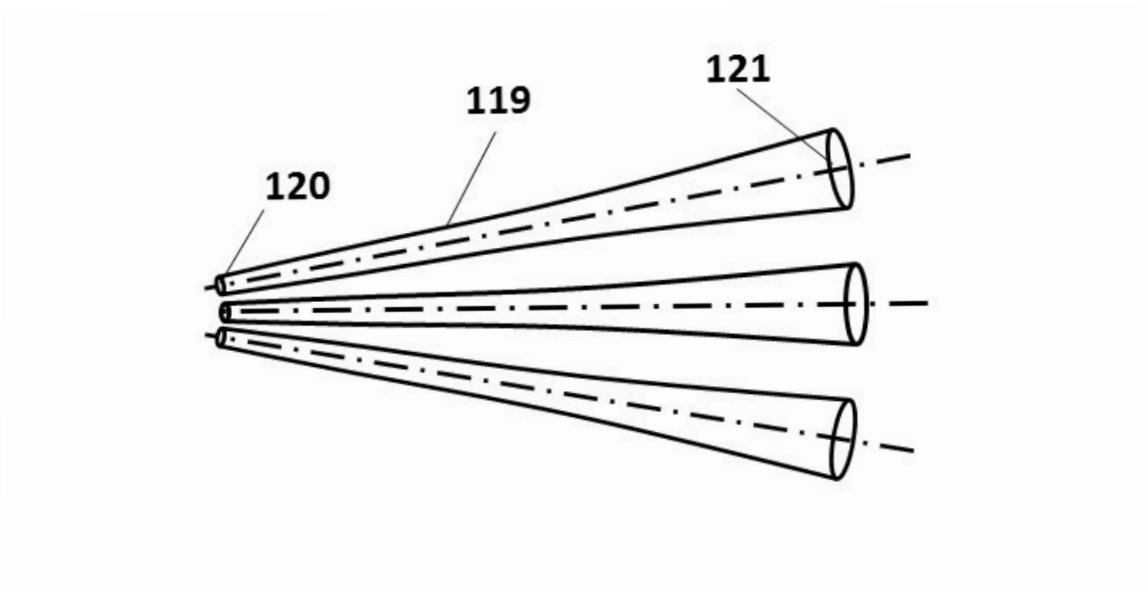


Fig. 13



**Fig. 14**



**Fig. 15**