

19



OFICINA ESPAÑOLA DE  
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 634 028**

21 Número de solicitud: 201600171

51 Int. Cl.:

**F01K 23/00** (2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A1

22 Fecha de presentación:

**26.02.2016**

43 Fecha de publicación de la solicitud:

**26.09.2017**

56 Se remite a la solicitud internacional:

**PCT/ES2017/070102**

71 Solicitantes:

**DESCO SÁNCHEZ, Alejandro (100.0%)  
Mayor nº38  
46135 Albalat Dels Sorells (Valencia) ES**

72 Inventor/es:

**DESCO SÁNCHEZ, Alejandro**

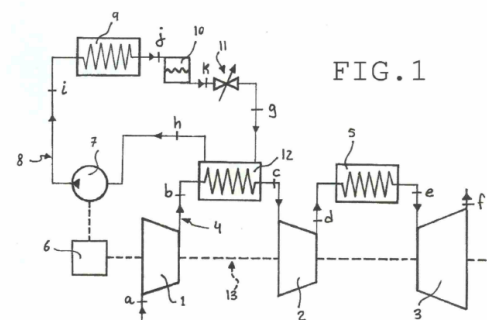
74 Agente/Representante:

**ISERN JARA, Jorge**

54 Título: **Turbina de gas con dos etapas de compresión y enfriamiento intermedio mediante máquina frigorífica**

57 Resumen:

Turbina de gas con dos etapas de compresión y enfriamiento intermedio mediante máquina frigorífica. La presente invención se basa pues en una turbina de gas con dos etapas de compresión. Entre éstas dos etapas se intercala un intercambiador de calor, constituido por el evaporador de una máquina frigorífica accionada mecánicamente por la propia turbina, previo uso de una caja reductora de velocidad, con el fin de descender la temperatura del fluido de trabajo de la turbina en su transición hacia la segunda etapa de compresión, lográndose de ese modo llegar a la presión de fluido deseada, a la salida del segundo compresor, realizando un trabajo menor al que se hubiera debido realizar para llevar ese fluido de trabajo hasta a esa misma presión en una única etapa carente de enfriamiento. Esto redundaría en una mayor eficiencia de la propia turbina de gas.



ES 2 634 028 A1

## DESCRIPCIÓN

Turbina de gas con dos etapas de compresión y enfriamiento intermedio mediante máquina frigorífica.

5

La presente invención se refiere a una turbina de gas que sigue el ciclo termodinámico de Brayton. Hace uso de una compresión en dos etapas, pudiendo ser el fluido de trabajo enfriado hasta temperaturas incluso menores a las de la propia admisión del primer compresor, en la transición entre la primera y la segunda etapa. Esto se consigue mediante el uso de una máquina frigorífica, accionada por el propio eje de la propia turbina, encargada de absorber parte del calor generado en la primera etapa de compresión, logrando rendimientos sensiblemente mayores a los obtenidos sin este método, e incluso mayores a los obtenidos mediante el uso de los ya conocidos intercambiadores aire-aire aire-liquido u otros sistemas que se mencionarán más adelante.

10

15

El hecho de que los compresores sean incapaces de realizar procesos adiabáticos reversibles, dado que realizan su labor en un tiempo finito, les impide actuar como sistemas isentrópicos, por lo que a medida que se comprime el fluido de trabajo, este gana temperatura de una forma mayor a la que lo haría si el proceso fuera reversible.

20

Ésta ganancia térmica es la que motiva la necesidad de dividir la compresión del fluido de trabajo de las turbinas en varias etapas, para así poder bajar su temperatura entre las mismas, logrando necesitar de un menor trabajo para lograr la presión final deseada que si se empleara una única compresión sin refrigeración.

25

### Sector de la técnica

La presente invención se halla encuadrada en el sector de la técnica perteneciente a la industria aeroespacial y a la de producción energética, es decir, los dos sectores donde mayoritariamente se hace uso de las turbinas de gas.

30

### Antecedentes a la invención

Son conocidos diversos sistemas utilizados para lograr un enfriamiento del fluido de trabajo entre las diferentes etapas de compresión de las turbinas de gas. Los hay que se valen de intercambiadores de superficie que producen una cesión de calor entre el fluido presurizado en las etapas precedentes y algún fluido refrigerante, ya sea aire atmosférico, agua, etc. Su objetivo es tratar de acercar la temperatura del fluido presurizado a la temperatura que poseía previamente a su compresión, manteniendo constante su presión, con el fin de reducir el trabajo necesario para volver a incrementar su presión en las etapas posteriores.

35

40

Se conocen a su vez diversos tipos de dispositivos para tratar de extraer el calor presente en el fluido de trabajo. Algunos de estos métodos serían los *enfriadores evaporativos*, que se basan en un filtro húmedo por el que se hace discurrir el fluido de trabajo, en nuestro caso aire, con el fin de que este ceda calor al agua líquida para lograr un cambio de estado.

45

Se conoce también el uso de los *sistemas de niebla*, que se basan en el mismo principio que los enfriadores evaporativos, con la salvedad de que hacen uso de atomizadores de agua que rocían ésta sobre el fluido de trabajo.

50

Asimismo, los sistemas de compresión *húmeda por refrigeración mecánica* basan su principio de funcionamiento en la inyección de agua atomizada directamente al caudal de fluido de trabajo de la turbina, logrando temperaturas tan bajas como se desee, con la salvedad de que el consumo energético suele hacer este sistema económicamente inviable, así como sus necesidades de espacio.

No obstante, la capacidad de extracción térmica de estos métodos se ha demostrado considerablemente mejorable, dado de que en el mejor de los casos tan sólo logran bajar la temperatura del fluido de trabajo de la turbina unas decenas de grados, por lo que se ha ideado un nuevo método, cuyas características son el objeto de la presente invención.

### **Descripción de la invención**

La turbina de gas es del tipo de las que están constituidas por un sistema de compresión dividido en varias etapas, aplicándose una compresión teóricamente adiabática (según el ciclo Brayton) al fluido de trabajo, aire atmosférico en este caso.

No obstante y con ánimo de incrementar la eficiencia del ciclo, mediante la reducción del trabajo que es necesario realizar en la segunda etapa para comprimir el fluido de trabajo hasta la presión deseada, se ha decidido reducir forzosamente la temperatura del mismo a la salida de la primera etapa hasta una temperatura incluso inferior a la que tenía antes de sufrir ninguna transformación.

Para la realización de este trabajo, y que tenga sentido desde un punto de vista termodinámico y por ende económico, se ha ideado la utilización de un ciclo frigorífico, siendo accionado mecánicamente el compresor que lo anima mediante el propio eje de la turbina, previa adecuación de su velocidad en un tren de engranajes.

Haciendo uso del evaporador de la máquina frigorífica como un intercambiador construido en un material con un alto índice de conductividad térmica (entre el fluido de trabajo de la turbina y el fluido refrigerante) y aislado tanto como sea posible del exterior, con el fin de evitar la absorción de calor circundante, podemos lograr enfriar el aire hasta la temperatura deseada.

Sabiendo que la eficiencia de la máquina frigorífica depende del cociente entre el calor absorbido y la diferencia entre el calor cedido por la máquina y el absorbido, podemos deducir que cuanto más pequeña sea la diferencia entre el calor absorbido y el cedido, mayor será la eficiencia de la máquina, pudiendo sobrepasar holgadamente la unidad.

Aquí es donde cobra especial importancia el papel que realiza el condensador de la máquina frigorífica. Éste debe tener una gran capacidad de cesión de calor, tanto por construcción como por situación, para lograr lo expuesto en el párrafo anterior, ya que cuanto mayor sea la eficiencia de la máquina, menor será el trabajo que tenga que realizar el compresor (ya que este está accionado por la propia turbina), conllevando un mayor rendimiento de la turbina de gas, ya que este depende del trabajo realizado por la turbina, el absorbido por los diferentes compresores, por el compresor de la máquina frigorífica y el calor necesario para hacerla funcionar.

### **Breve descripción de los dibujos**

Para mejor comprensión de cuanto queda descrito en la presente memoria, se acompañan unos dibujos en los que, tan sólo a título ejemplificativo, se representa un caso práctico de realización de la turbina.

La FIG. 1, muestra esquemáticamente el funcionamiento del sistema. Se puede observar la interacción entre la máquina frigorífica y la turbina de gas, siendo esta última la que produce el trabajo necesario para accionar la máquina frigorífica y la primera la que absorbe parte del calor generado en el proceso de compresión del fluido de trabajo de la turbina en su primera etapa de compresión.

Enumeración de partes:

-(1): Compresor axial

-(2): Compresor axial

-(3): Turbina axial

-(4): Conducciones para el fluido de trabajo de la turbina de gas, representadas por línea de trazo continuo con flechas

-(5): Cámara de combustión

-(6): Caja reductora de velocidad

-(7): Compresor de la máquina frigorífica

-(8): Conducciones para el fluido de trabajo de la máquina frigorífica, representadas por línea de trazo continuo con flechas

-(9): Condensador de la máquina frigorífica

-(10): Depósito de fluido refrigerante

-(11): Válvula de expansión de la máquina frigorífica

-(12): Evaporador de la máquina frigorífica/intercambiador de calor

-(13): Eje de la turbina, representado por una línea de trazo discontinuo

-(a, [...], k): Puntos con diferente estado termodinámico de los respectivos fluidos de trabajo

La FIG.2 y la FIG. 3 muestran respectivamente el ciclo termodinámico seguido por la máquina frigorífica y por la turbina. Ambos ciclos están representados por sendos diagramas de Presión-Volumen. Cabe matizar que se han representado como dos ciclos reversibles, por lo que el funcionamiento real de ambas máquinas dista sustancialmente de lo aquí plasmado. No obstante, dada la imposibilidad de representar ciclos irreversibles, se ha optado por incluir estas dos modelizaciones, con ánimo puramente explicativo.

Los ciclos se han representado mediante unos puntos, nombrados desde (a) hasta (k), que se corresponden con el estado termodinámico del fluido de trabajo de cada una de las máquinas en los diferentes puntos de las mismas. Puede observarse también esta designación en la FIG. 1, haciendo referencia al estado en el que se encuentra el fluido de trabajo según la posición que ocupe respecto al sistema.

Enumeración de puntos de las FIG. 2 y FIG. 3:

-(a, [...], k): Puntos con diferente estado termodinámico de los respectivos fluidos de trabajo

5

### Descripción de una realización preferida

Atendiendo a la FIG. 1 podemos observar cómo la turbina consta de un primer compresor (1), un compresor secundario (2), un intercambiador de calor, que hace las veces de evaporador de la máquina frigorífica (12), de contacto indirecto superficial y de flujo cruzado (el fluido comprimido en el primer compresor (1) de la turbina de gas cede calor a al fluido refrigerante de la máquina frigorífica cuando este se encuentra en cambio de fase, de líquida a gaseosa), una cámara de combustión (5) donde se eleva la temperatura del fluido de trabajo de la turbina y con ello su entalpía y por último la turbina (3), discurrendo el fluido de trabajo entre las diferentes partes que constituyen el sistema por sus propios conductos (4) y girando todo el conjunto compresor (1 y 2) y turbina (3) solidariamente gracias a un eje (13).

La máquina frigorífica consta de un compresor (7), que eleva la presión del fluido de trabajo, en este caso fluido refrigerante, cuando éste se encuentra totalmente en fase gaseosa, discurrendo el mismo por unas líneas o conducciones (8). El compresor (7) es accionado mecánicamente por la turbina, transformando la velocidad de giro de su eje (13) en una más adecuada para el funcionamiento de la máquina frigorífica mediante el uso de una caja de velocidades (6).

25

El fluido refrigerante viaja desde el compresor (7) al condensador (9), siendo ahí donde cede calor al exterior, con el consiguiente cambio de fase gaseosa a líquida. El gas licuado se recoge en un depósito (10), viajando luego por las mencionadas líneas (8) a una válvula de expansión (11), donde su presión decrece bruscamente, propiciando el cambio de fase que se dará posteriormente en el evaporador (12). Éste toma el calor necesario para cambiar a fase gaseosa el fluido refrigerante del fluido de trabajo comprimido en la primera etapa de compresión la turbina (1). Una vez el fluido refrigerante abandona el evaporador (12) viaja de nuevo al compresor (7), donde se le volverá a imprimir el trabajo necesario para completar el ciclo termodinámico de nuevo.

35

Atendiendo a la FIG. 3 es posible observar los trabajos a los que se ve sometido el fluido de trabajo a su paso por la turbina en un ciclo pretendidamente reversible. El ciclo comienza en (a) donde el fluido accede al sistema, como se puede ver también en la FIG. 1 (pueden haber o no difusores a la entrada de la turbina, que deceleren el flujo de aire incrementando su presión, dependiendo de la aplicación de la misma) y sufre una primera transformación, es comprimido adiabáticamente por el primer compresor (1) hasta llegar a (b). En el tramo comprendido entre (b) y (c) el fluido de trabajo es enfriado isobáricamente cediendo un calor  $Q_2'$  en el intercambiador de calor (12). De (c) a (d) el fluido de trabajo vuelve a ser comprimido adiabáticamente, ésta vez por el segundo compresor de la turbina de gas (2) viajando en todo momento por las citadas conducciones (4). Entre (d) y (e) el fluido de trabajo absorbe un calor  $Q_1$  en la cámara de combustión (5), normalmente en forma de quema de combustible. Por último, en el tramo comprendido entre (e) y (f) el fluido de trabajo experimenta una expansión adiabática en la turbina (3) hasta recuperar su presión inicial ( $P_a = P_f$ ). Cabe mencionar que ésta expansión, la acaecida entre (e) y (f) es la única del ciclo que produce trabajo en lugar de consumirlo. Cabe reseñar que no se tiene en cuenta si tras la salida del fluido de trabajo de la turbina pudiera existir una tobera, dependerá de la aplicación a la que vaya destinado el uso de la turbina.

50

Atendiendo a la FIG. 2 podemos observar una modelización (a trabajos reversibles) de la máquina frigorífica aquí descrita. El ciclo comienza en (h) donde tras su salida del evaporador (12), que hace las veces de intercambiador en el la turbina de gas, el fluido refrigerante se encuentra en estado gaseoso y ocupando su máximo volumen posible (su densidad es la mínima que va a tener en todo el ciclo). Entre (h) e (i) el fluido, ahora en estado necesariamente gaseoso, para evitar daños en el compresor (7), atraviesa el compresor (7) donde sufre una compresión adiabática la cual conlleva, por tanto, un incremento en su temperatura. Entre (i) y (k) el fluido cede un calor  $Q_1'$  en el condensador, de forma isoterma, volviendo además a estado líquido, siendo este a su vez recogido en un depósito (10). A su paso por la válvula de expansión (11) el fluido sufre un abrupto descenso en su presión que queda reflejado en el intervalo comprendido entre (k) y (g) como una expansión adiabática. Por último, el fluido refrigerante atraviesa el evaporador de la máquina frigorífica (12) donde al actuar como intercambiador en la turbina de gas recoge el calor cedido por el fluido de trabajo de la turbina,  $Q_2'$ , y cambia completamente de fase líquida a gaseosa, lo cual se refleja en el diagrama como una expansión isoterma comprendida entre (g) y (h).

Como se puede observar, el sistema se muestra en su estado más elemental, básico. Puede ser mejorado considerablemente mediante la pertinente adición de las mejoras típicas tanto del ciclo frigorífico como del ciclo de turbina de gas, como el recalentamiento en ésta última, por ejemplo. No obstante, se ha decidido omitir todas las posibles mejoras, reduciendo el sistema a su estado más primario, en aras de simplificar la redacción y comprensión de la presente invención. Se ha pasado por alto también la descripción de una hipotética asociación en paralelo varias etapas en la compresión y máquinas frigoríficas, por la redundancia que ello supone.

Es evidente que la presente invención tendría un amplísimo campo de aplicación, tanto en la industria aeroespacial como en la de producción energética, pudiendo, en éste último caso complementar a las centrales de ciclo combinado o a las de cogeneración en su búsqueda de la mayor eficiencia posible. Por su parte, en la industria aeroespacial tendría gran aplicación a la hora de crear motores más eficientes, con menores consumos y emisiones de gases nocivos directamente a la atmósfera. Redundaría a su vez en un aumento de la autonomía de servicio de las citadas aeronaves, abaratando el coste del transporte de mercancías o pasajeros.

35

## REIVINDICACIONES

- 5 1. Turbina de gas con al menos dos etapas de compresión y al menos una etapa intermedia de enfriamiento, que comprende un primer compresor axial (1) y un segundo compresor axial (2), accionados por el eje (13) de una turbina axial (3), **caracterizada** porque la etapa de enfriamiento intermedio es realizada mediante una máquina frigorífica dispuesta entre ambos compresores axiales (1, 2), en donde la máquina frigorífica comprende al menos un compresor (7), al menos una caja de velocidades (6), al menos un condensador (9), al menos una válvula de expansión (11), y al menos un evaporador (12), ven donde el fluido de trabajo de la máquina frigorífica pasa por el compresor (7), dicho compresor (7) está actuado por la caja de velocidades (6) también accionada por el eje (13) de la turbina axial (3), dicho compresor (7) está conectado al condensador (9) a cuya salida se dispone la válvula de expansión (11) tras la que se dispone el evaporador (12) de la máquina frigorífica, el cual intercambia calor con el fluido de la turbina de gas entre ambos compresores axiales (1, 2).
- 10 2. Turbina de gas según la reivindicación 1, **caracterizada** porque entre el condensador (9), y la válvula de expansión (11) comprende al menos un depósito (10) del fluido refrigerante.
- 15 3. Turbina de gas según la reivindicación 1, **caracterizada** porque al menos uno de los compresores axiales (1, 2) aplica una compresión adiabática del fluido de trabajo según el ciclo Brayton.
- 20 4. Turbina de gas según la reivindicación 3, **caracterizada** porque el fluido de trabajo es aire atmosférico.
- 25 5. Turbina de gas según la reivindicación 1, **caracterizada** porque el compresor (7) de la máquina frigorífica es accionado mecánicamente mediante el propio eje de la turbina axial (3), previa adecuación de su velocidad mediante una caja de velocidades (6).
- 30 6. Turbina de gas según la reivindicación 5, **caracterizada** porque la caja de velocidades (6) es un tren de engranajes.
- 35 7. Turbina de gas según la reivindicación 5, **caracterizada** porque el evaporador (12) es un intercambiador de calor de contacto indirecto superficial y de flujo cruzado.
- 40 8. Turbina de gas según la reivindicación 1, **caracterizada** porque comprende una cámara de combustión (5) entre el segundo compresor axial (2) y la turbina axial (3) donde se eleva la temperatura del fluido de trabajo.
- 45 9. Turbina de gas según la reivindicación 1, **caracterizada** porque el conjunto del primer y segundo compresor axial (1, 2) y la turbina axial (3) giran solidariamente gracias a un eje (13).
- 50 10. Turbina de gas según la reivindicación 1, **caracterizada** porque comprende a la entrada al menos un difusor que decelera el flujo de trabajo incrementando su presión.
11. Turbina de gas según la reivindicación 1, **caracterizada** porque comprende a la salida al menos una tobera.
12. Turbina de gas según la reivindicación 1, **caracterizada** porque comprende varias etapas de compresión y máquinas frigoríficas, asociadas en paralelo.

13. Método de operación de una turbina de gas según las reivindicaciones 1 ó 2, con al menos dos compresores axiales (1, 2) accionados por el eje (13) de una turbina axial (3), **caracterizado** por que comprende una máquina frigorífica de ciclo cerrado con las etapas de:

5

i) aumentar la presión de un fluido refrigerante por un compresor (7), actuado por una caja de velocidades (6) accionada por el eje (13);

10

ii) licuar el fluido refrigerante en un condensador (9) que cede calor al exterior;

iii) disponer el fluido refrigerante en un depósito (10) cuya salida comprende una válvula de expansión (11) de reducción de la presión del fluido de trabajo;

15

iv) evaporar el fluido refrigerante en un evaporador (12), captando el calor del fluido de la turbina (3) entre los dos compresores (1 y 2).

14. Método de operación de una turbina de gas según la reivindicación 13 en donde:

20

i) el fluido refrigerante viaja por unas conducciones (8) desde el compresor (7) al condensador (9), en donde cede calor al exterior hasta producirse un cambio de fase gaseosa a líquida;

25

ii) el fluido refrigerante licuado es recogido en un depósito (10), viajando por unas mencionadas conducciones (8) hasta una válvula de expansión (11), en donde su presión decrece bruscamente, propiciando el cambio de fase posterior en el evaporador (12).

15. Método de operación de una turbina de gas según la reivindicación 14 en donde:

30

- el fluido refrigerante, a su paso por la válvula de expansión (11), sufre un abrupto descenso en su presión según una expansión adiabática.



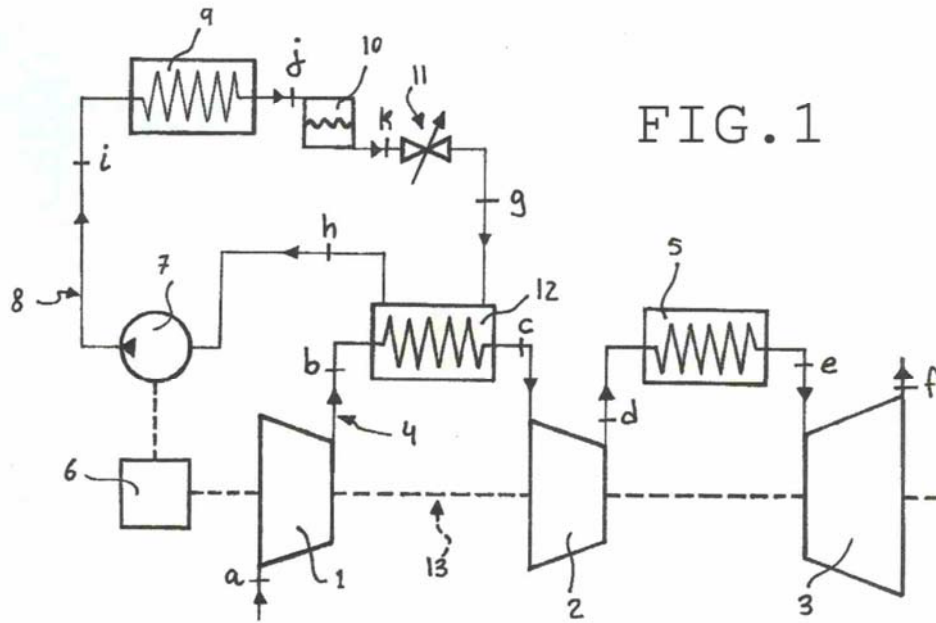


FIG. 1

FIG. 2

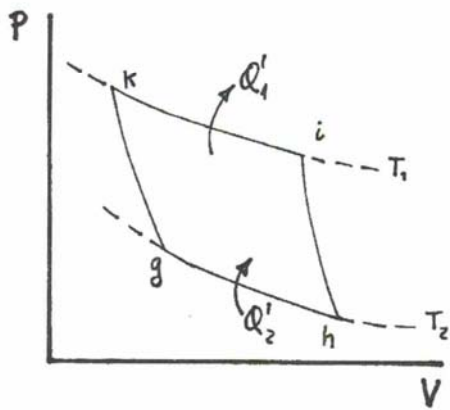


FIG. 3

