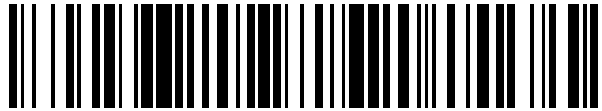


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 657 082**

21 Número de solicitud: 201731479

51 Int. Cl.:

F02M 26/08 (2006.01)

F02B 37/04 (2006.01)

12

SOLICITUD DE PATENTE

A1

22 Fecha de presentación:

27.12.2017

43 Fecha de publicación de la solicitud:

01.03.2018

71 Solicitantes:

**UNIVERSITAT POLITÈCNICA DE VALÈNCIA
(100.0%)**

**Servicio de Promoción y Apoyo a la
Investigación, la Innovación y la Transferencia.
Edificio Nexus (6G) - 3ª Planta. Camí de Vera, S/N
46022 VALENCIA ES**

72 Inventor/es:

**BENAJES CALVO, Jesús Vicente;
DESANTES FERNANDEZ, José María;
GARCIA MARTINEZ, Antonio;
PIQUERAS CABRERA, Pedro y
SERRANO CRUZ, José Ramón**

74 Agente/Representante:

MALDONADO JORDAN, Julia

54 Título: **EQUIPO DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA DE GASES PROCEDENTES DE LA COMBUSTIÓN**

57 Resumen:

Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión.

La invención describe un equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión en un motor de combustión interna. El motor de combustión interna comprende un bloque motor y un sistema de post-tratamiento para gases procedentes de la combustión. El equipo de recuperación de energía está dispuesto aguas abajo del sistema de post-tratamiento y comprende un primer turbogrupo compuesto por una primera turbina y un primer compresor para recuperar energía de los gases evacuados a la atmósfera; un eyector para recuperar energía de los gases recirculados; y un compresor adicional. De este modo se aumenta la presión de los gases de admisión al motor de combustión aprovechando energía de los gases procedentes de la combustión tanto evacuados a la atmósfera como recirculados.

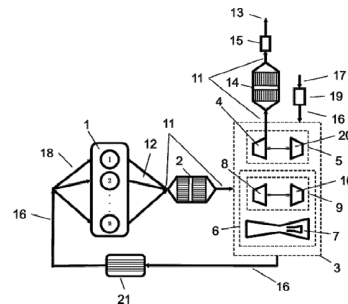


FIG. 1

ES 2 657 082 A1

DESCRIPCIÓN

EQUIPO DE RECUPERACIÓN DE ENERGÍA DE GASES PROCEDENTES DE LA
COMBUSTIÓN

Campo de la invención

5 La presente invención se refiere de manera general al campo de los motores de combustión interna de vehículos, y más concretamente a los sistemas de recuperación de energía de los gases procedentes de la combustión en dichos motores de combustión interna.

10

Antecedentes de la invención

La normativa referente al cumplimiento de las emisiones contaminantes en los sectores del transporte y la automoción se ha vuelto altamente restrictiva durante los últimos años, especialmente para los motores de encendido por compresión que utilizan gasóleo como combustible. Debido al compromiso existente entre las emisiones de hollín y de óxidos de nitrógeno (NOx) en los motores de encendido por compresión se ha hecho necesaria la inclusión de sistemas de post-
15 tratamiento de gases procedentes de la combustión cuya función es la eliminación de las emisiones contaminantes, a saber monóxido de carbono (CO), hidrocarburos sin quemar (HC), material particulado y óxidos de nitrógeno (NOx), después de haberse generado. Así, los sistemas de post-
20 tratamiento son hoy en día esenciales para alcanzar el cumplimiento de las normativas de emisiones contaminantes.

La adición de dichos sistemas al conjunto de motor implica un incremento considerable en los costes de producción así como una mayor complejidad de la planta
30 motriz. Además, el correcto funcionamiento de dichos sistemas requiere del consumo de fluidos adicionales en la línea de escape, como urea para la reducción de NOx en sistemas de reducción catalítica selectiva (SCR), y eventualmente gasóleo aguas abajo de la turbina para aumentar la temperatura de

escape durante el proceso de calentamiento del motor.

En los últimos años se han investigado diferentes estrategias de combustión a baja temperatura (LTC) que mantienen o mejoran el consumo de una combustión diésel convencional reduciendo la formación de material particulado y NOx en la cámara de combustión de los motores de encendido por compresión y que, por tanto, mitigan las desventajas que generan los sistemas de post-tratamiento al ser menores sus requerimientos. A pesar de su potencial, la aplicación de la mayoría de los conceptos de combustión LTC se ve restringida a medias cargas de motor ya que fundamentalmente están controlados por cinética química con lo que no se tiene control ciclo a ciclo del inicio de combustión mediante parámetros de motor y la estabilidad de la combustión se ve comprometida. A bajas cargas se puede presentar apagado de llama mientras que a altas cargas pueden aparecer problemas de detonación. En este sentido, el combustible óptimo para las estrategias LTC depende de las condiciones de operación del motor: a bajas cargas, es necesario un combustible de alta reactividad mientras que, por el contrario, a altas cargas se hace necesario un combustible de baja reactividad. Basándose en este hecho se ha desarrollado una estrategia LTC denominada RCCI que usa dos combustibles de diferente reactividad. En particular, se inyecta gasolina como combustible de baja reactividad en el colector de admisión y gasóleo como combustible de alta reactividad de manera directa en la cámara de combustión. Este concepto permite variar la razón de mezcla de ambos combustibles instantáneamente, lo que permite conseguir la reactividad deseada para cada condición de operación de motor. Así pues, la estrategia de combustión RCCI proporciona niveles ultra bajos de material particulado y NOx con lo que las necesidades de post-tratamiento de ambos contaminantes se reducen notablemente. Dicha reducción se da al mismo tiempo

que se mejora el consumo de una combustión diésel convencional. Esto se consigue mediante el uso de altas proporciones de gasolina en la mezcla y una estrategia de inyección de gasóleo optimizada.

5 A pesar de las claras ventajas que presenta, el concepto tiene retos importantes todavía no resueltos para poder implementarse completamente en motores de combustión, como por ejemplo la necesidad de recircular grandes cantidades de gases procedentes de la combustión a la admisión, para
10 reducir lo suficiente la temperatura de combustión. La recirculación de gases procedentes de la combustión supone retirar una gran cantidad de energía de dichos gases que en la técnica anterior no se puede recuperar para sobrealimentar el motor u otro tipo de aplicación. Otra limitación muy
15 relevante es la baja eficiencia de combustión a bajas cargas, entendida como altas emisiones de monóxido de carbono (CO) e hidrocarburos sin quemar (HC). Estas emisiones provienen fundamentalmente de un excesivo nivel de premezcla entre el aire y el combustible así como de la alta volatilidad del
20 combustible de baja reactividad. Adicionalmente, y gracias a la alta tasa de gases recirculados, la temperatura a lo largo de todo el proceso de combustión es baja en comparación con una combustión de gasóleo convencional y consecuentemente la temperatura de escape también lo es. Así pues, altos niveles
25 de CO y HC junto con bajas temperaturas de escape comprometen el correcto funcionamiento del catalizador de oxidación diésel (DOC).

En la técnica ya se conocen motores de combustión interna que pueden funcionar en modo de combustión a baja
30 temperatura, en concreto de tipo RCCI, por ejemplo a partir de los documentos US2014032081A1 y US2012247421A1. También se conoce el empleo de sistemas de recuperación de energía a partir de los gases procedentes de la combustión que son evacuados a la atmósfera, por ejemplo a partir de los

documentos US5611203A y EP2105596A2.

Sin embargo, los sistemas conocidos en la técnica anterior no permiten un aprovechamiento suficiente de la energía de los gases procedentes de la combustión y por tanto
5 no resultan adecuados debido a los altos costes que suponen en cuanto al consumo específico del motor.

Por todo lo expuesto, se hace necesario la definición de un sistema de post-tratamiento adecuado a los requerimientos del concepto de combustión RCCI así como la definición de la
10 línea de escape y admisión que proporcionen las condiciones adecuadas para el control del proceso de combustión y la recuperación de energía de los gases procedentes de la combustión, tanto evacuados a la atmósfera como recirculados.

15 Sumario de la invención

Para resolver los problemas de la técnica anterior, la presente invención se refiere a una configuración para motores de combustión interna alternativo que aprovecha las sinergias entre el proceso de combustión, la ubicación del
20 sistema de post-tratamiento destinado a la reducción de emisiones de CO y HC, el sistema de sobrealimentación y el diseño de la línea de gases recirculados para reducir el consumo y las emisiones contaminantes.

Así, la presente invención da a conocer un equipo de
25 recuperación de energía de gases procedentes de la combustión en un motor de combustión interna. El motor de combustión interna comprende un bloque motor y un sistema de post-tratamiento para gases procedentes de la combustión.

El equipo de recuperación de energía de la invención
30 está dispuesto aguas abajo de dicho sistema de post-tratamiento y comprende:

- un primer turbogruppo compuesto por una primera turbina y un primer compresor para recuperar energía de los gases evacuados a la atmósfera;

- un eyector para recuperar energía de los gases recirculados; y
- un compresor adicional.

Así, el equipo de recuperación de energía de la presente
5 invención permite aumentar la presión de los gases de admisión al motor de combustión aprovechando energía de los gases procedentes de la combustión.

Breve descripción de los dibujos

10 La presente invención se entenderá mejor con referencia a los siguientes dibujos que ilustran realizaciones preferidas de la invención, proporcionadas a modo de ejemplo, y que no deben interpretarse como limitativas de la invención de ninguna manera:

15 La figura 1 muestra un esquema general de un equipo según la presente invención.

La figura 2 muestra un esquema de un equipo según una primera realización preferida de la presente invención.

20 La figura 3 muestra un esquema de un equipo según una segunda realización preferida de la presente invención.

La figura 4 muestra un esquema de un equipo según una tercera realización preferida de la presente invención.

La figura 5 muestra un esquema de un equipo según una cuarta realización preferida de la presente invención.

25

Descripción detallada de las realizaciones preferidas

Haciendo referencia en primer lugar a la figura 1, se describirán de manera general y amplia los principales componentes del equipo de recuperación de energía de gases
30 procedentes de la combustión en un motor de combustión interna según la presente invención.

En primer lugar, el propio motor de combustión interna comprende un bloque motor (1) y un sistema de post-tratamiento (2) para gases procedentes de la combustión.

El bloque motor (1) puede presentar cualquier número de cilindros adecuado y cilindrada susceptible de funcionar en modo de combustión a baja temperatura (LTC), en particular de tipo RCCI. Este tipo de combustión es especialmente exigente desde el punto de vista del cumplimiento de la normativa de emisiones contaminantes dado que puede conducir a una elevada tasa de formación de CO y HC combinada con gases procedentes de la combustión a baja temperatura a fin de optimizar el consumo específico.

El sistema de post-tratamiento (2) para gases procedentes de la combustión se encuentra ubicado justo después del bloque motor (1), aguas arriba de una turbina (4) (ubicación pre-turbina) que se describirá posteriormente. En esta ubicación, la temperatura de los gases procedentes de la combustión es máxima. El sistema de post-tratamiento (2) comprende al menos las funciones de filtrado de material particulado y de oxidación de CO y HC. Esto permite trabajar siempre con gases recirculados libres de hollín y garantiza que la energía química liberada en la oxidación de los hidrocarburos sin quemar se aproveche en los elementos ubicados aguas abajo de dicho sistema de post-tratamiento (2), en forma de energía tanto térmica como mecánica según el proceso llevado a cabo, y tanto para los gases recirculados como para los gases procedentes de la combustión del motor que van a evacuarse a la atmósfera.

Según realizaciones alternativas de la presente invención, también se disponen otros sistemas de post-tratamiento destinados a la reducción de las emisiones de NOx, tal como ya conoce el experto en la técnica. Asimismo, la arquitectura de este sistema de post-tratamiento (2) no se encuentra particularmente limitada, y puede emplearse cualquiera de las múltiples posibilidades conocidas en la técnica anterior. Por ejemplo, puede recurrirse al empleo de un catalizador de oxidación diésel (DOC) junto con un filtro

de partículas diésel (DPF), en cualquier orden entre ellos; el uso de un filtro de partículas catalizado; el uso de una trampa de NOx (LNT) seguida por un DPF; un DOC o LNT seguido por un filtro de partículas catalizado con función de
5 reducción de NOx (SCRF); etc.

El equipo de recuperación de energía en sí mismo está dispuesto aguas abajo del sistema de post-tratamiento (2) y comprende un primer turbogruppo (5), un eyector (7) y un compresor adicional. El compresor adicional puede formar
10 parte, por ejemplo, de un segundo turbogruppo (9). Tal como se verá a continuación en el presente documento, el compresor adicional también puede ser un compresor centrífugo independiente. El conjunto de estos tres elementos se designa de manera esquemática en la figura 1 mediante la referencia
15 3, mientras que el conjunto del eyector (7) y el segundo turbogruppo (9) se designa mediante la referencia 6.

Los gases procedentes de la combustión evacuados a la atmósfera se harán pasar siempre por una primera turbina (4), que junto a un primer compresor (20) forma parte del primer
20 turbogruppo (5). De este modo el tamaño del primer turbogruppo (5) se adaptará siempre al aire fresco entrante al motor, reduciendo su tamaño al máximo posible y reduciendo por tanto el retraso del primer turbogruppo (5) ante procesos de operación transitorios.

Por su parte, los gases recirculados se expandirán en un sistema específico (6). Dicho sistema (6) comprende un eyector (7) y opcionalmente un segundo turbogruppo (9) constituido por una segunda turbina (8) y un segundo compresor (10). Tal como se describirá a continuación en el
30 presente documento, esta combinación da lugar a distintas configuraciones preferentes según la disposición relativa del eyector (7) y el segundo turbogruppo (9) así como del primer turbogruppo (5) y el segundo turbogruppo (9). El uso de estos sistemas de recuperación de energía en los gases recirculados

permite evitar el uso de intercambiadores de calor específicos para este flujo.

En la figura 1 también puede apreciarse la línea de escape que comprende, de manera conocida y por tanto no descrita en detalle en el presente documento, las conducciones necesarias (11) (por sencillez, se indican de manera esquemática en la figura 1) para acoplar los distintos elementos que la componen desde la salida del bloque motor (12) hasta la salida a la atmósfera (13), un sistema de post-tratamiento (14) complementario a (2) para garantizar el cumplimiento de las normativas de emisiones contaminantes y un sistema silenciador de escape (15).

Por su parte, la línea de admisión comprende, también de manera conocida en sí misma y por tanto no descrita en detalle en el presente documento, las conducciones necesarias (16) (por sencillez, se indican sólo en la figura 1) para acoplar los distintos elementos que la componen desde la entrada a la línea desde la atmósfera (17) hasta la entrada al bloque motor (18), un filtro de aire (19) y un intercambiador de calor (21), preferiblemente de tipo intercooler. El intercambiador de calor (21) es común para el flujo másico de aire fresco y de gases recirculados lo que reduce el número de elementos de este tipo respecto al estado de la técnica.

En la figura 2 se muestra un equipo según una primera realización preferida de la presente invención, que comprende un compresor centrífugo (22) como compresor adicional. Los gases recirculados son de alta presión y se encuentran limpios al tomarse entre el sistema de post-tratamiento (2) pre-turbina y la primera turbina (4) para la expansión de los gases procedentes de la combustión evacuados a la atmósfera. En el eyector (7) se recupera la energía presente en los gases procedentes de la combustión garantizando que:

- La presión a la salida del eyector (7) es mayor que la

presión del aire fresco procedente del primer compresor (20) del primer turbogruppo (5) debido a la compresión que experimenta este flujo en el eyector (7).

- La presión de los gases recirculados es mayor que la presión a la salida del eyector (7) debido a la expansión que experimentan éstos en el propio eyector (7).
- La temperatura a la salida del eyector (7) es un valor intermedio entre la temperatura de los gases recirculados, que se enfrían en el proceso de expansión en el eyector (7), y la temperatura del aire fresco procedente del primer compresor (20) del primer turbogruppo (5).

La garganta del eyector (7) es de geometría variable (sección variable) con el fin de permitir regular el flujo másico de gases recirculados.

Aguas abajo del eyector (7) está ubicado un intercambiador de calor (21), preferiblemente de tipo intercooler, y aguas abajo de este último se encuentra el compresor centrífugo (22) conducido mecánicamente por un motor eléctrico o conectado al sistema de potencia auxiliar del motor. Entre el intercambiador de calor (21) y el compresor centrífugo (22) se encuentra ubicado un separador de condensados (23), que protege al compresor centrífugo (22) del impacto de líquidos condensados sobre el rodete.

En la figura 3 se muestra un equipo según una segunda realización preferida de la presente invención, que emplea un sistema de recuperación de energía de los gases recirculados integrado en un sistema de turbo-sobrealimentación en doble etapa (compresores en serie). Es decir, tal como se verá a continuación los compresores primero y segundo (20, 10) están ubicados en serie mientras que las turbinas primera y segunda (4, 8) están ubicadas en paralelo. En concreto, únicamente los gases recirculados se dirigen desde la salida del sistema de post-tratamiento (2) a la entrada de la segunda turbina

(8) del segundo turbogrupo (9). Esta segunda turbina (8) es de geometría variable para permitir regular el gasto de gases recirculados. La expansión de los gases recirculados permite obtener energía mecánica para conducir al segundo compresor 5 (10) del segundo turbogrupo (9) en el que se aumenta la presión del aire fresco admitido por el motor. Los gases recirculados se dirigen entonces a un eyector (7) de geometría fija en el que se expanden dando lugar a su enfriamiento y al aumento de presión del aire fresco, 10 procedente del segundo compresor (10), con el que se mezclan. Con esta configuración, el caudal de gases recirculados se regula mediante la posición de la segunda turbina (8) de geometría variable. Con ello se evita la estrangulación directa del flujo de gases recirculados en la línea de 15 admisión, lo que reduce el trabajo de bombeo y evita la penalización del consumo.

Desde el eyector (7) la mezcla de aire fresco y gases recirculados se conduce hasta un separador de condensados (23) que protege del impacto de líquidos condensados sobre el 20 rodete del primer compresor (20) del primer turbogrupo (5) situado a continuación. Este primer compresor (20) aumenta la presión del flujo mezclado, en lo que supone una tercera etapa de compresión, al accionarse por el trabajo mecánico proporcionado por la expansión de los gases evacuados a la 25 atmósfera en la primera turbina (4) del primer turbogrupo (5), la cual puede ser de geometría fija (en lugar de geometría variable) por la alta relación de expansión con la que funcionará.

Esta configuración permite disponer de turbinas de 30 pequeño tamaño dado que cada una de ellas moverá aproximadamente la mitad del flujo de gases procedentes de la combustión (alta tasa de gases recirculados en sistemas de combustión RCCI) al tiempo que los compresores en serie también serán de tamaño reducido. El segundo compresor (10)

pertenciente al segundo turbogruppo (9) puede ser pequeño por trasegar únicamente el aire fresco; el primer compresor (20) perteneciente al primer turbogruppo (5) funciona a alta presión a la entrada del mismo, lo que reduce el gasto
5 corregido y por tanto el tamaño necesario para el compresor. La combinación de dos etapas de turbo-sobrealimentación en serie junto con la compresión en el eyector (7) permite obtener una presión de sobrealimentación del motor muy elevada.

10 Haciendo ahora referencia a la figura 4, se describirá un equipo según la tercera realización preferida de la presente invención. En este caso, el equipo emplea un sistema de recuperación de energía de los gases recirculados consistente en la expansión de los gases recirculados en la
15 segunda turbina (8) del segundo turbogruppo (9) y en la recuperación de energía en un eyector (7) situado a continuación con el fin de comprimir el flujo de aire fresco. Tal como puede apreciarse en la figura 4, en esta tercera realización de la presente invención los compresores primero
20 y segundo (20, 10) están ubicados en paralelo mientras que las turbinas primera y segunda (4, 8) también están ubicadas en paralelo.

La segunda turbina (8) del segundo turbogruppo (9) es de geometría variable dado que de este modo permite actuar como
25 regulador del flujo de gases recirculados. En este caso, el eyector (7) puede disponer de una garganta de geometría fija, de modo que se evita la estrangulación en admisión para regular la tasa de gases recirculados, lo que reduce el trabajo de bombeo y evita penalizaciones en consumo. Esta
30 configuración reduce el trabajo de bombeo pese a que el gasto de gases recirculados requiere controlar la presión en el colector de escape, ya que gran parte de la energía asociada se recupera eficientemente en el segundo turbogruppo (9).

Los gases recirculados se expanden en la tobera del

eyector (7) permitiendo pre-enfriar estos gases y recuperándose la energía cinética comprimiendo así la mezcla de aire fresco procedente del filtro de aire (19) y de gases recirculados. A la salida del eyector (7) se encuentra
5 ubicado una vez más un separador de condensados (23) generados en la mezcla de gases recirculados pre-enfriados y húmedos y aire fresco a temperatura ambiente. A continuación la mezcla de aire fresco y gases recirculados se dirige a dos compresores centrífugos (10, 20) instalados en paralelo. Al
10 igual que en los casos anteriores, el primer compresor (20) pertenece al primer turbogruppo (5) y está acoplado a la primera turbina (4) de gases evacuados a la atmósfera; mientras que el segundo compresor (10) pertenece al segundo turbogruppo (9) y se encuentra acoplado a la segunda turbina
15 (8) de gases recirculados.

En este caso, la primera turbina (4) del primer turbogruppo (5) también es de geometría variable con el fin de regular el régimen corregido de ambos compresores de modo que su punto de funcionamiento sea similar. Esta configuración
20 garantiza tasas de gases recirculados muy elevadas, incluso durante transitorios muy dinámicos (periodo en el que, en la técnica anterior, se anula o reduce altamente este gasto) debido a la recuperación de energía que se lleva a cabo en el segundo turbogruppo (9).

Haciendo por último referencia a la figura 5, se describe un equipo según una cuarta realización preferida de la presente invención en el que se usa un sistema de recuperación de energía de los gases recirculados con compresores en serie al igual que el mostrado en la figura 3,
30 que son conducidos por turbinas en las que se expanden los gases evacuados a la atmósfera y los gases recirculados por separado. La diferencia con respecto a la realización mostrada en la figura 3 radica en la ubicación del eyector (7). En este caso los gases recirculados se expanden

inicialmente en la segunda turbina (8) del segundo turbogruppo (9). Esta segunda turbina (8) es de geometría variable para regular el caudal de gases recirculados. La energía mecánica producida en este proceso expansión se emplea en mover al
5 segundo compresor (10) encargado de la primera etapa de compresión del aire fresco en el sistema de admisión. A su vez, los gases evacuados a la atmósfera se expanden en la primera turbina (4) del primer turbogruppo (5), la cual será de geometría variable para forzar el caudal de gases
10 recirculados en la otra rama. La energía mecánica generada en la primera turbina (4) del primer turbogruppo (5) se emplea en mover al primer compresor (20) encargado de la segunda etapa de compresión del aire fresco admitido por el motor.

Entre ambas etapas de compresión (entre el segundo
15 compresor (10) y el primer compresor (20)) puede ubicarse un intercambiador de calor (24). De este modo, el aire fresco comprimido se dirige a una tercera etapa de compresión en el eyector (7) en el que los gases recirculados se expanden una vez más completando su enfriamiento. Para mejorar las
20 prestaciones de este eyector (7), puede incluirse un sistema de geometría variable en la garganta del mismo. Esta configuración preferente garantiza el uso de turbomaquinaria de tamaño reducido, mejorando la respuesta transitoria, dado que las turbinas trasiegan aproximadamente la mitad del flujo
25 entrante al motor y los compresores únicamente trasiegan el aire fresco, siendo el primer compresor (20) del primer turbogruppo (5) especialmente pequeño por funcionar a elevada presión. De este modo se garantiza una rápida respuesta transitoria del sistema de turbo-sobrealimentación.

30 Otra ventaja de esta realización preferida está asociada a la ausencia de un separador de condensados. En este caso, dado que la mezcla de aire fresco y gases recirculados se realiza aguas abajo de los compresores, no hace falta separador de condensados, de modo que se garantiza la

ausencia de daños en dichos compresores. En esta configuración la presión de sobrealimentación del motor sería muy elevada al combinar tres procesos de compresión del flujo en la línea de admisión.

5 Según todo lo expuesto, la presente invención resuelve varios aspectos relevantes que la diferencian y le confieren claras ventajas respecto de la técnica anterior:

- 10 - Los motores de combustión fría (RCCI o HCCI) necesitan disponer de gran cantidad de gas recirculado. Para ello, según la presente invención se realiza la recirculación desde la zona de alta presión del motor a la zona de baja presión. Esa diferencia de presión es esencial, ya que permite recircular gran cantidad de gases procedentes de la combustión y por consiguiente tener mucha energía para
15 recuperar.
- Para reducir la formación de material particulado y NOx en la combustión, es importante que los gases recirculados se entreguen al motor lo más fríos posible. Para ello, según la presente invención, los gases recirculados se enfrían
20 por ejemplo, gracias a la expansión de los gases en turbinas y posibles intercambiadores de calor.
- Para poder aprovechar lo más posible la energía de los gases procedentes de la combustión, es necesario "limpiar" dichos gases a la salida del motor (gases a alta presión).
25 Para ello, según la presente invención, es esencial que el sistema de post-tratamiento de gases se ubique antes de la derivación de los gases recirculados (ubicación pre-turbina).

En definitiva, se combinan los gases recirculados limpios
30 (tomados después del sistema post-tratamiento) con alta presión y se recupera su energía a la vez que se enfría antes de llevarlo a la entrada de los elementos de compresión (por ejemplo eyector, compresores) situados en la zona de baja

presión de la admisión del motor. De este modo, la presente invención permite mejorar las condiciones de oxidación de los hidrocarburos sin quemar (HC), el CO y el material particulado presentes en los gases procedentes de la
5 combustión en motores de combustión interna.

Entre las ventajas que los aspectos señalados confieren a la presente invención se encuentran las siguientes:

- Permite la utilización de motores de combustión fría con reducciones efectivas de HC, CO, NOx y material
10 recirculado.
- Permite la utilización de motores de combustión fría con reducciones importantes en el consumo de combustible.
- Permite la utilización de motores de combustión fría con un coste asequible de post-tratamiento de los gases
15 procedentes de la combustión.
- Permite la utilización de motores de combustión fría con combustibles convencionales sin emisiones de HC, CO, NOx y material recirculado.

Por tanto, en el presente documento se han dado a
20 conocer diversas realizaciones preferidas de la presente invención para la recuperación de energía en los gases procedentes de la combustión de motores de combustión interna alternativos cuando estos funcionan con modos de combustión específicos para reducir las emisiones contaminantes de
25 material particulado y NOx, y en concreto de los gases recirculados a la admisión cuya energía se desaprovecha según las enseñanzas de la técnica anterior. Estos gases recirculados son muy abundantes en los modos de combustión específicos descritos con lo que aprovechar su energía por la
30 presente invención entraña una ventaja más que notable respecto a la técnica anterior.

Para ello, las diversas realizaciones preferidas de la presente invención combinan la ubicación específica del

sistema de post-tratamiento de CO y HC, una definición particular del sistema de sobrealimentación y la definición particular de la distribución de las líneas de escape y admisión para optimizar la recuperación de energía de la
5 línea de escape, maximizando así la reducción de consumo y emisiones contaminantes.

En concreto, se han descrito con detalle diversas realizaciones de un equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión en un motor de combustión
10 interna que comprende, de manera general, un primer turbogrupo, un eyector y un compresor adicional, pudiendo este último compresor adicional ser un compresor independiente o formar parte de un segundo turbogrupo. Sin embargo, el experto en la técnica entenderá que la presente
15 invención no se limita a las realizaciones específicas descritas de manera detallada, y que pueden aportarse variaciones y modificaciones sin apartarse del alcance definido por las reivindicaciones adjuntas.

REIVINDICACIONES

1. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión en un motor de combustión interna, comprendiendo el motor de combustión interna:
- 5 - un bloque motor (1); y
- un sistema de post-tratamiento (2) para gases procedentes de la combustión;
- caracterizado por que el equipo de recuperación de energía está dispuesto aguas abajo del sistema de post-
- 10 tratamiento (2), y comprende:
- un primer turbogruppo (5) compuesto por una primera turbina (4) y un primer compresor (20) para recuperar energía de los gases evacuados a la atmósfera;
- un eyector (7) para recuperar energía de los gases
- 15 recirculados; y
- un compresor adicional;
- de modo que se aumenta la presión de los gases de admisión al motor de combustión aprovechando energía de los gases procedentes de la combustión.
- 20 2. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión según la reivindicación 1, caracterizado por que al menos uno del primer compresor (20) y el compresor adicional está ubicado aguas abajo del eyector (7), y comprendiendo el equipo además un separador de
- 25 condensados (23) ubicado entre el eyector (7) y el mismo.
3. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión según la reivindicación 2, caracterizado por que el compresor ubicado aguas abajo del eyector (7) es el compresor adicional, que es un compresor centrífugo
- 30 (22).
4. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión según la reivindicación 2, caracterizado por que el compresor ubicado aguas abajo del eyector (7) es el primer compresor (20) del primer turbogruppo (5), en

el que el compresor adicional es un segundo compresor (10) que forma un segundo turbogrupo (9) junto con una segunda turbina (8).

5. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión según la reivindicación 4, caracterizado por que el segundo compresor (10) del segundo turbogrupo (9) está ubicado aguas arriba del eyector (7).
6. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión según la reivindicación 4, caracterizado por que el segundo compresor (10) del segundo turbogrupo (9) está ubicado aguas abajo del eyector (7), en paralelo con respecto al primer compresor (20) del primer turbogrupo (5).
7. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión según la reivindicación 1, caracterizado por que comprende un segundo turbogrupo (9) compuesto por una segunda turbina (8) y un segundo compresor (10), estando el segundo compresor (10) y el primer compresor (20) ubicados en serie aguas arriba del eyector (7).
8. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión según la reivindicación 7, caracterizado por que comprende además un intercambiador de calor (24) entre el segundo compresor (10) y el primer compresor (20).
9. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión según cualquiera de las reivindicaciones anteriores, caracterizado por que comprende además al menos un intercambiador de calor (21) aguas abajo del eyector (7).
10. Equipo de recuperación de energía de gases procedentes de la combustión según la reivindicación 9, caracterizado por que el intercambiador de calor (21) es de tipo intercooler.

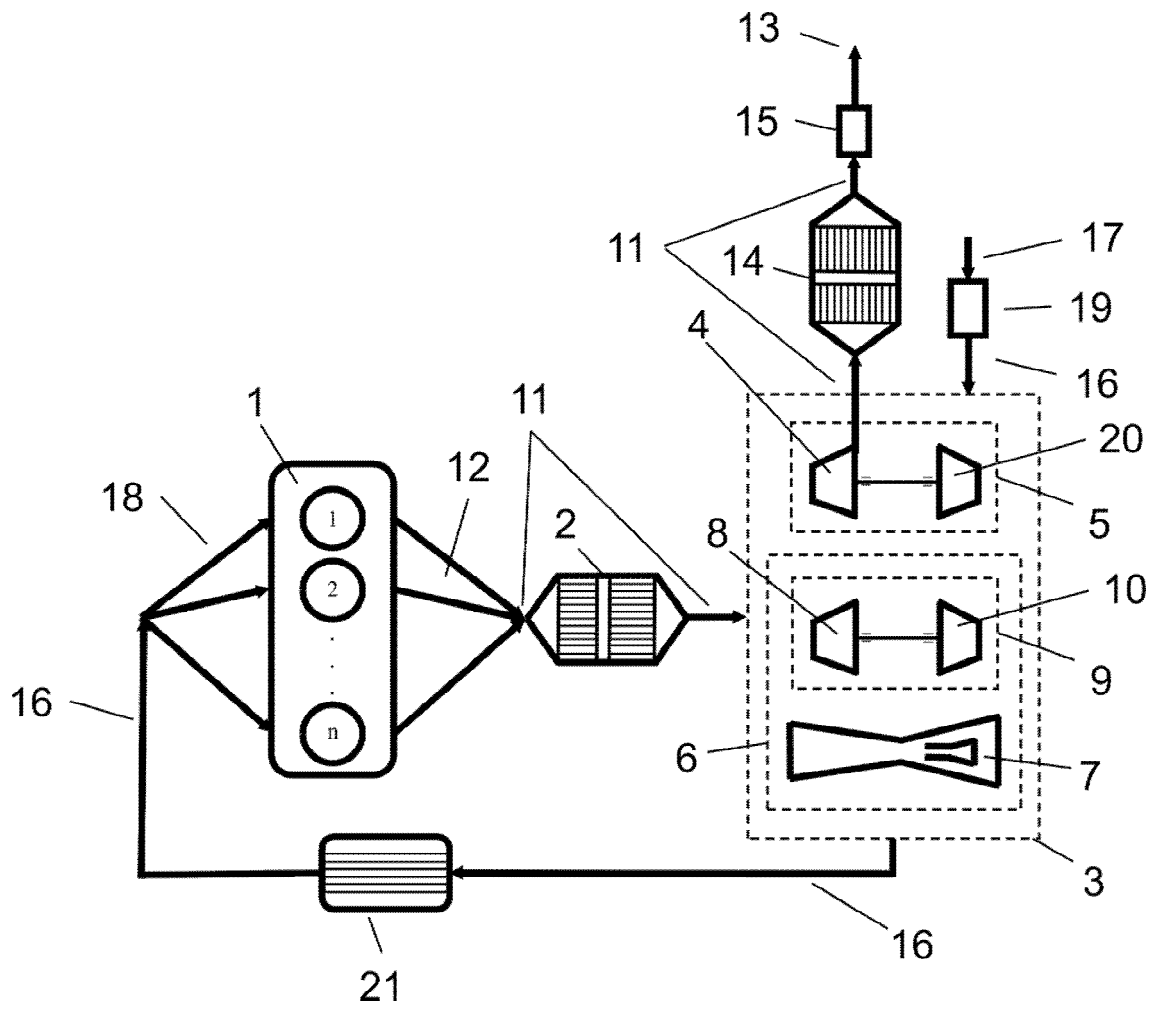


FIG. 1

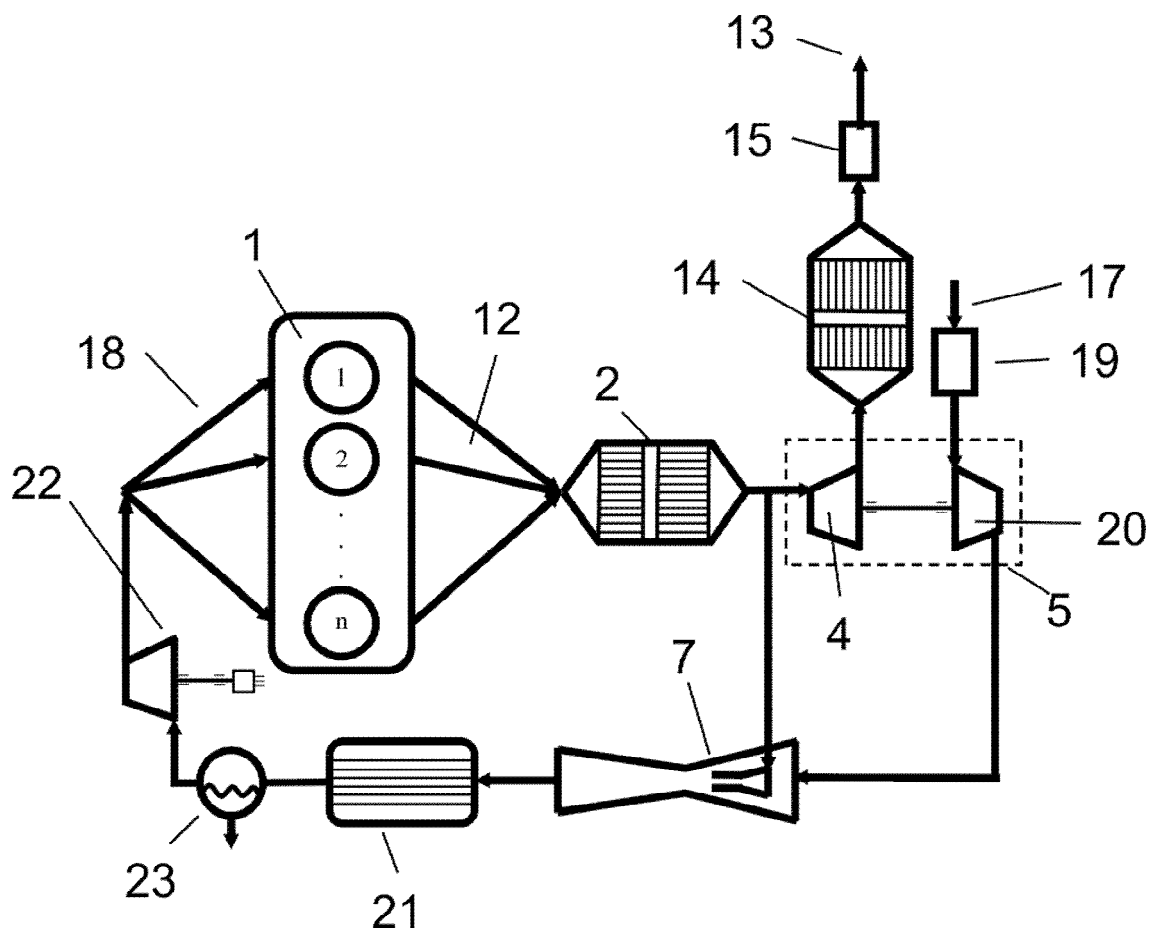


FIG. 2

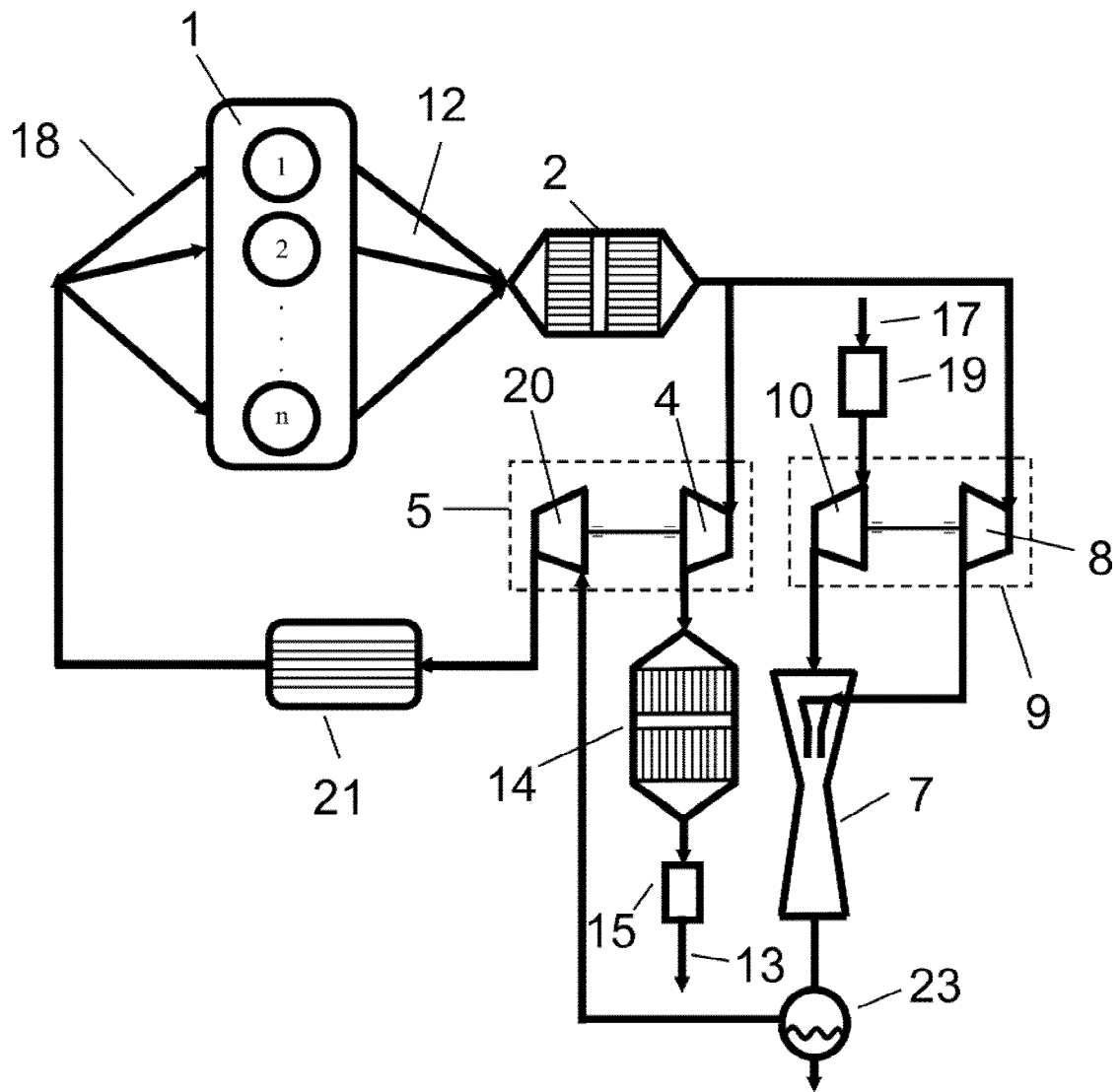


FIG. 3

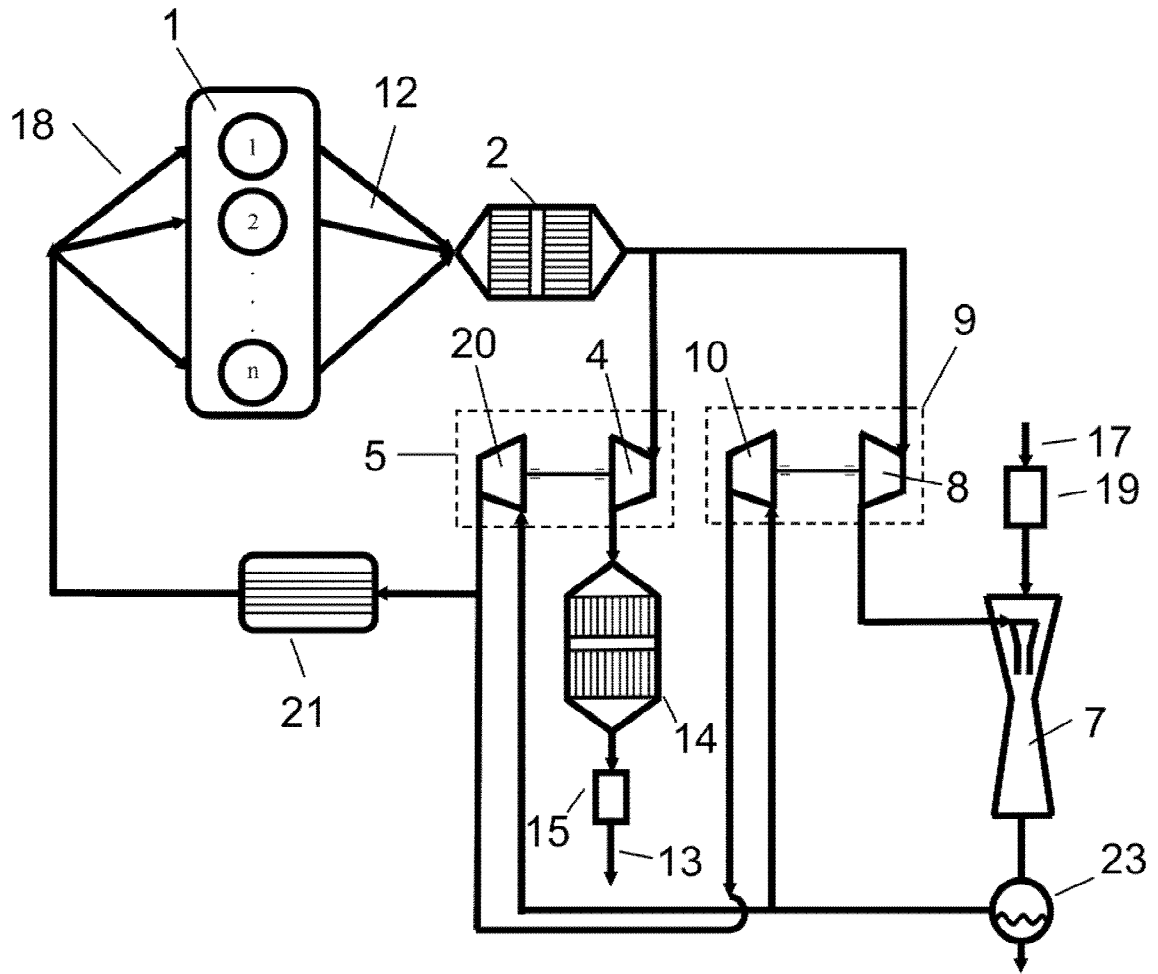


FIG. 4

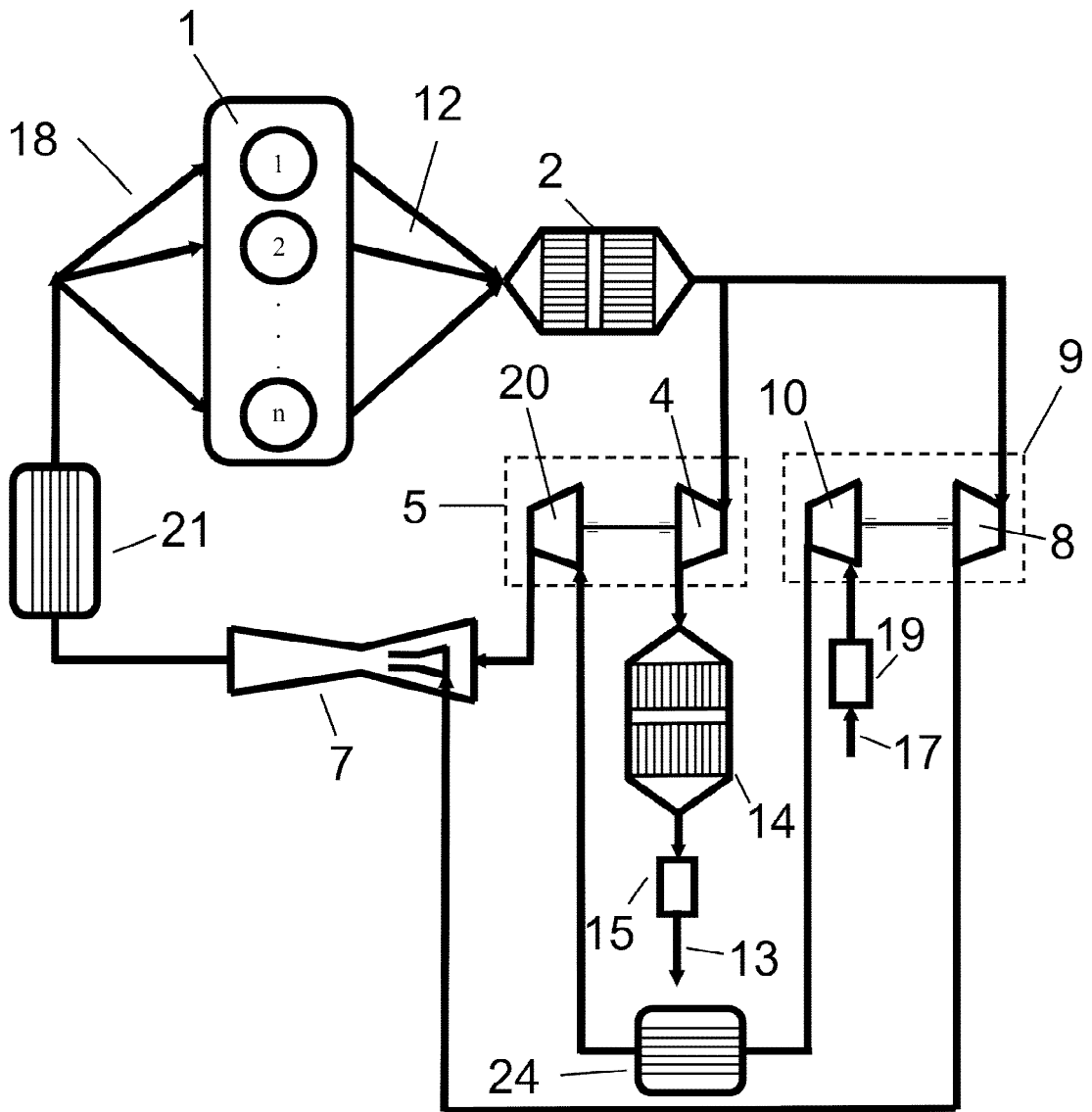


FIG. 5



- ②¹ N.º solicitud: 201731479
 ②² Fecha de presentación de la solicitud: 27.12.2017
 ③² Fecha de prioridad:

INFORME SOBRE EL ESTADO DE LA TECNICA

⑤¹ Int. Cl.: **F02M26/08** (2016.01)
F02B37/04 (2006.01)

DOCUMENTOS RELEVANTES

Categoría	⑤ ⁶ Documentos citados	Reivindicaciones afectadas
Y	JP 2000230460 A (HITACHI LTD) 22/08/2000, (Figura 1, párrafos [12 - 20])	1-10
Y	JP 2007224802 A (NISSAN DIESEL MOTOR CO) 06/09/2007, (Figura 1, párrafos [26 - 29])	1,7-10
Y	JP 2007224801 A (NISSAN DIESEL MOTOR CO) 06/09/2007, (Figuras 1 - 2. párrafos [14 - 27];)	1-6
A	WO 2007083131 A1 (RICARDO UK LTD et al.) 26/07/2007, (Todo el documento)	1-10
A	BERMÍDEZ VICENTE et al. Pollutants emission and particle behavior in a pre-turbo aftertreatment light-duty diesel engine. Energy ELSEVIER, AMSTERDAM, NL. Nitu Puica; Andrei Horia; Chicco Gianfranco; Fischer Daniel, 17/01/2014, Vol. 66, Páginas 509 - 522 [en línea][recuperado el 04/02/2014]. , ISSN 0360-5442, <DOI: doi:10.1016/j.energy.2014.02.004>. (todo el documento)	1

Categoría de los documentos citados

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

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

El presente informe ha sido realizado

para todas las reivindicaciones

para las reivindicaciones nº:

Fecha de realización del informe 19.02.2018	Examinador J. Hernández Torrego	Página 1/2
---	---	----------------------

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

F02M, F02B

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

INVENES, EPODOC