

MINISTERIO DE INDUSTRIA Y ENERGIA
Registro de la Propiedad Industrial



(19) ES	(21) NUMERO	476.329	(20) A1
(22) FECHA DE PRESENTACION	26-12-1978		

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.

PATENTE DE INVENCION

(23) PRIORIDADES: (31) NUMERO	(32) FECHA	(33) PAIS
864.811	27-12-1977	EE.UU.
(47) FECHA DE PUBLICIDAD	(51) CLASIFICACION INTERNACIONAL	(52) PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
	F02B	
(54) TITULO DE LA INVENCION		
"UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA"		
(71) SOLICITANTE (S)		
CUMMINS ENGINE COMPANY, INC.		(Heydrich USSN 864.811)
DOMICILIO DEL SOLICITANTE		
1000 Fifth Street, Columbus, Indiana, 47201, EE.UU.		
(72) INVENTOR (ES)		
Hans Heydrich		
(73) TITULAR (ES)		
(74) REPRESENTANTE		
DON OSCAR DE ELZABURU FERNANDEZ		(P.-70.638)

jga

**POOR
QUALITY**

Ha sido práctica común en los últimos años proporcionar un sistema de recirculación de gas de escape (EGR) en un motor de combustión interna, a fin de reducir la emisión de gases nocivos. Tales sistemas han sido incluidos en motores turboalimentados, y las patentes norteamericanas 5 núm. 3.149.454, núm. 3.914.944, y núm. 3.925.989 muestran ejemplos de tales disposiciones. Los sistemas de este carácter han incluido una tubería de EGR que conecta el colector de escape del motor con el colector de admisión.

10 Para que un sistema de EGR de este tipo trabaje en un motor turboalimentado, en que la tubería de EGR está conectada entre los colectores de escape y admisión, la presión en el colector de escape tiene que ser más alta que la presión en el colector de admisión a fin de producir el flujo deseado hacia el colector de admisión. Esto significa 15 que no pueden utilizarse turboalimentadores de alto rendimiento que sean capaces de funcionar con la presión del colector de escape más baja que la presión del colector de admisión y que se compromete con ello el consumo de combustible del motor. 20

Puede construirse un motor que incluya una tubería de EGR conectada para recibir los gases de escape desde menos de la totalidad de los cilindros (cilindro de bombeo de EGR), pero esto puede resultar también desventajoso 25 a causa de que los gases de escape no pueden ser recirculados y uniformemente distribuidos a las admisiones de la totalidad de los cilindros. Por ejemplo, si se recirculara el flujo de escape total desde un cilindro, el cilindro o los dos cilindros, cuyas carreras de admisión siguen en el orden de encendido, recibirían la mayor parte del gas recir- 30

culado.

Otra desventaja de la propuesta, mediante la cual los gases de escape de un grupo de cilindros son dirigidos en parte al colector de admisión siendo la parte restante dirigida a la turbina del turboalimentador, es que, para hacer la presión del colector de escape más alta que la presión del colector de admisión, se propone colocar una válvula u orificio en el conducto de los cilindros de bombeo de EGR al turboalimentador a fin de aumentar la contrapresión sobre los cilindros de bombeo de EGR y producir el régimen de EGR deseado. Tal disposición tiene la desventaja de aumentar el castigo de trabajo de bombeo del pistón de los cilindros de bombeo de EGR, y producir con ello pérdidas de energía.

Un objeto general de la presente invención es eliminar los problemas anteriores proporcionando un motor que incluye un sistema de EGR mejorado.

El aparato de acuerdo con la presente invención comprende un motor de combustión interna que incluye una unidad de turbina-compresor, un colector de admisión, y un colector de escape. La salida del compresor está conectada al colector de admisión. El colector de escape está dividido en dos secciones y cada sección está conectada para recibir el escape de un grupo de cilindros. La turbina incluye dos secciones y cada sección de la turbina está conectada para recibir el escape desde una de las dos secciones del colector de escape. Una tubería de EGR está conectada para recibir el escape desde uno de los grupos de cilindros y para conducir tal escape al colector de admisión.

Los cilindros de uno de los grupos alternan en

el orden de encendido del motor con los cilindros del otro grupo. La sección de la turbina conectada a la sección del colector de escape y a la tubería de EGR tiene un área de flujo limitada a través de ella, que aumenta la presión en esta sección del colector hasta un valor que está por encima de la presión en el colector de admisión.

Los anteriores y otros objetos y ventajas de la presente invención resultarán más evidentes de la siguiente descripción detallada tomada en unión de la única figura del dibujo, que ilustra esquemáticamente un motor que incorpora la presente invención.

En el ejemplo específico ilustrado y descrito en esta memoria, el motor es un motor de encendido por compresión, o diesel, de seis cilindros. Sin embargo, deberá entenderse que la invención también es aplicable a otros tipos de motores y a motores que tengan un número mayor o menor de cilindros. El motor incluye un bloque y culata que tiene en su interior seis cilindros 11, 12, 13, 14, 15 y 16. En un motor de seis cilindros de este carácter, el orden de encendido de los cilindros es normalmente 11-15-13-16-12-14. El bloque-culata 10 incluye además una pluralidad de pasos de admisión 18, 19 y 20 que están conectados para recibir aire de admisión desde un colector de admisión de aire 22. El bloque-culata 10 tiene además pasos de escape 23 conectados para recibir el escape de los cilindros 11, 12 y 13, y pasos de escape 24 conectados para recibir el escape desde los cilindros 14, 15 y 16. El motor incluye además un colector de escape que comprende una sección 26 que está conectada para recibir el escape desde los pasos 23 y otra sección 27 que está conectada para recibir

el escape desde los pasos 24. Las dos secciones 26 y 27 del colector de escape están separadas como se muestra en el dibujo de manera que el escape desde los cilindros 11, 12 y 13 no se mezcla, en el colector de escape, con el escape procedente de los cilindros 14, 15 y 16.

El motor incluye además una unidad de turbina-compresor que comprende un compresor 31 y una turbina 32 que están conectados por un eje 33. El compresor 31 incluye una caja o alojamiento de compresor 34 que puede tener una configuración normal. La caja 34 incluye una abertura de admisión de aire central o axialmente situada 36 y una espiral 37 que recibe aire desde la abertura de admisión 36 y entrega el aire a una salida de la caja 34. Un rotor 38 está montado a rotación en la caja 34 y mueve al aire desde la abertura de admisión 36 a la salida de la caja cuando es accionado por el eje 33. La salida de la caja 34 está conectada por un conducto 41 al colector de admisión 22. Un enfriador 42 está preferiblemente conectado en el conducto 41 entre la salida del compresor 31 y el colector de admisión 22 para enfriar el aire de admisión antes de que alcance el colector 22. Realmente, como se describirá en lo que sigue, una parte del escape es también alimentada al colector de admisión 22 y el enfriador 42 sirve para reducir la temperatura de la mezcla de gas de escape-aire de nueva aportación. Naturalmente, podrían utilizarse también otras disposiciones de enfriamiento para enfriar el aire de carga solamente o el gas de escape solamente, o la mezcla.

La turbina 32 incluye dos secciones de entrada de turbina 46 y 47 que, en la presente ilustración, están

combinadas en una caja de turbina única. La caja de la turbina y el rotor pueden, por ejemplo, ser del carácter ilustrado y descrito en la patente norteamericana de Neff, núm. 3.614.259, en que la caja 48 de la turbina está dividida en dos espirales o volutas 49 y 50. La espiral 49 está conectada para recibir gases de escape desde la sección 26 del colector y la espiral 50 está conectada para recibir los gases de escape desde la sección 27 del colector. Las dos espirales 49 y 50 están conectadas a pasos o toberas 51 que dirigen el escape a la periferia exterior de un rotor 52 de la turbina 32, siendo el rotor 52 común a las dos secciones de la turbina. Los gases de escape salen de la turbina a través de una abertura de salida 53. Como se ha mencionado previamente, el eje 33 conecta el rotor 52 de la turbina con el rotor 38 del compresor 31, y la turbina, naturalmente, acciona al compresor durante el funcionamiento del motor.

El aparato de acuerdo con la invención incluye además una tubería o conducto 56 de recirculación de gas de escape (EGR), que conduce el escape desde la sección 26 del colector al conducto 41. En el presente ejemplo específico, la tubería 56 conduce desde la salida de la sección 26 del colector de escape y está conectada con el conducto 41 entre el compresor 31 y el enfriador 42. Así, los gases desde la sección 26 del colector se mezclan con el aire de nueva aportación que abandona el compresor 31, y la mezcla de escape-aire de nueva aportación fluye a través del enfriador 42, en que la mezcla es enfriada, y luego la mezcla fluye al colector de admisión 22, en que es distribuida uniformemente a las admisiones de los seis cilindros.

En la tubería 56 está preferiblemente conectada una válvula 57 que puede utilizarse para conectar y desconectar la tubería de EGR, según se desee. La válvula 57 puede utilizarse para cerrar la tubería de EGR 56 a fin de acelerar el rotor del turboalimentador, y la válvula 57 puede utilizarse para ajustar o controlar el caudal o cantidad de escape que es recirculado. En la tubería 56 puede estar también previsto un orificio 58 para regular la cantidad de gas recirculado.

Además, la sección 46 de la turbina tiene un área de flujo de gas menor a través de ella en comparación con el área de flujo a través de la sección 47 del colector. Debido al área de flujo menor a través de la sección 46, la presión en la sección 26 del colector será más alta que la presión en la sección 27. El área de flujo de la sección 46 de la turbina está también dimensionada para hacer a la presión en la sección 26 del colector más alta que la presión en el conducto 41 que va desde la salida del compresor 31. A causa de la presión más alta en la sección 26 del colector, los gases de escape fluirán desde la sección 26, a través de la tubería de EGR 56 y al interior del conducto 41. Esta presión más alta hace también a las pérdidas de energía de bombeo de los tres cilindros de bombeo de EGR 11, 12 y 13 más altas que las pérdidas para los tres cilindros 14, 15 y 16, pero esta pérdida de energía aumentada será al menos parcialmente recobrada por la salida de trabajo de la turbina 32.

Como se ha mencionado en lo que antecede, el área de flujo menor de la sección 46 de la turbina produce la presión relativamente alta en la sección 26, en comparación

con la sección 27. Esta área de flujo menor en la sección 26 puede producirse mediante el diseño de las toberas 51 de la turbina o reduciendo el área de flujo de la espiral 49 como se ilustra en el dibujo y se describe en la memoria. Resulta evidente que en lugar del tipo de turbina de entrada radial representada en esta figura, podrían emplearse para esta invención turbinas del tipo de flujo mixto o del tipo de flujo axial dividiendo simplemente las cajas de entrada y los conjuntos de tobera en dos secciones que tengan áreas de flujo apropiadas.

Un motor de combustión interna que tenga una unidad de turbina-compresor en una disposición de recirculación de gas de escape, como se ilustra y se describe, tiene numerosas ventajas. Los gases de escape desde los cilindros de bombeo de EGR 11, 12 y 13 son uniformemente distribuidos a los pasos de admisión 18, 19 y 20 de los seis cilindros. Esto es debido al hecho de que los cilindros del grupo que incluye los cilindros 11, 12 y 13 alternan en el orden de encendido del motor con el grupo de cilindros 14, 15 y 16. Consecuentemente, los impulsos de gases de escape fluirán a través de la tubería de EGR 56 a intervalos regularmente espaciados durante cada ciclo de funcionamiento del motor. Proporcionando el área de flujo reducida a través de la sección de caja de turbina 46 conectada a los cilindros de bombeo de EGR, la presión en la sección de colector de EGR 26 es alta en comparación con la presión en el conducto 41, produciendo con ello el flujo de los gases de escape y su mezcla con el aire de nueva aportación. A causa de esta presión más alta en la sección 26 del colector, es posible utilizar una unidad de turbina-compresor de rendi-

amiento más alto. Aun cuando la sección de colector de EGR 26 tiene una presión más alta y, por consiguiente, los cilindros de bombeo de EGR tienen mayores pérdidas de energía de bombeo, esta pérdida de energía de bombeo aumentada es recobrada o al menos parcialmente recuperada por la potencia producida por la turbina 32.

5

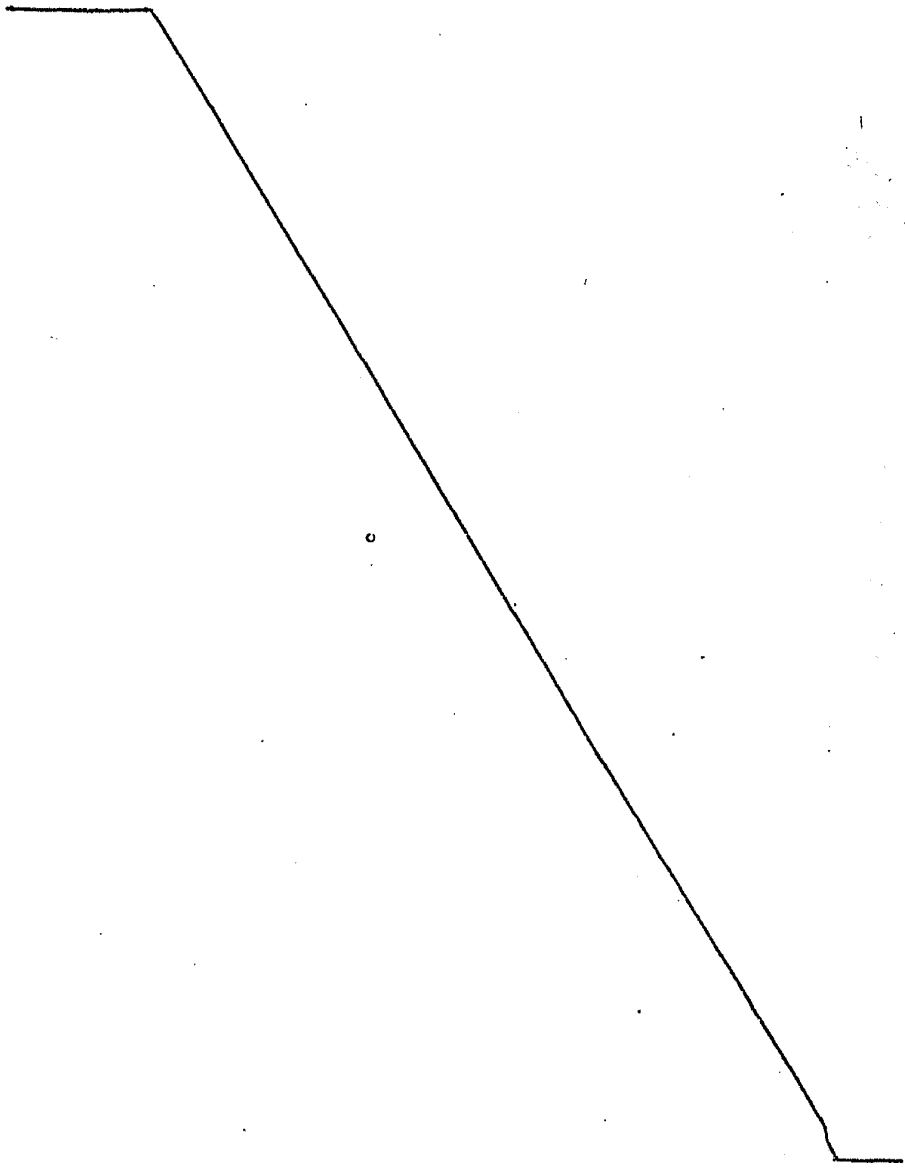
10

15

20

25

30



**POOR
QUALITY**

REIVINDICACIONES

5 Los puntos de Invención propia y nueva que se presentan para que sean objeto de la presente solicitud de Patente de Invención, en España, por VEINTE años, son los siguientes.

10 1ª.- Un motor de combustión interna que incluye una pluralidad de cilindros y un colector de admisión conectado para suministrar aire a dichos cilindros, un colector de escape conectado para recibir los gases de escape de los cilindros, caracterizado porque dicho colector de escape está dividido en secciones primera y segunda, estan
15 do conectada dicha primera sección para recibir los gases de escape desde un grupo de cilindros de bombeo de EGR y estando conectada dicha segunda sección para recibir los gases de escape desde el grupo restante de cilindros, una tubería de EGR conectada para conducir los gases de escape desde dicha primera sección de colector de escape a dicho
20 colector de admisión, una unidad de turbina-compresor que incluye un compresor conectado para suministrar aire a dicho colector de admisión y una turbina dividida en secciones primera y segunda, estando conectada dicha primera sección de la turbina para recibir los gases de escape desde dicha primera sección del colector de escape y estando conectada dicha segunda sección de la turbina para recibir los gases de escape desde dicha segunda sección del colector de escape, y dicha primera sección de turbina tiene un
25 área de flujo que aumenta la presión en dicha primera sec-
30

ción del colector hasta por encima de la presión en dicho colector de admisión.

5 2ª.- Un motor según la reivindicación 1ª, caracterizado porque dicha primera sección de la turbina tiene una espiral más pequeña que dicha segunda sección de la turbina, proporcionando con ello un área de flujo menor.

 3ª.- Un motor según la reivindicación 1ª, caracterizado además por un estrechamiento de flujo en dicha tubería de EGR.

10 4ª.- Un motor según la reivindicación 3ª, caracterizado porque dicho estrechamiento comprende un orificio.

 5ª.- Un motor según la reivindicación 3ª, caracterizado porque dicho estrechamiento comprende una válvula.

15 6ª.- Un motor según la reivindicación 1ª, caracterizado porque dicho primer grupo de cilindros de bombeo de EGR alterna en el orden de encendido del motor con los cilindros de dicho segundo grupo.

20 7ª.- Un motor según la reivindicación 1ª, en el que el grupo de cámaras de bombeo de EGR se inflaman a intervalos en general regularmente espaciados en el ciclo de funcionamiento del motor.

 8ª.- UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA.

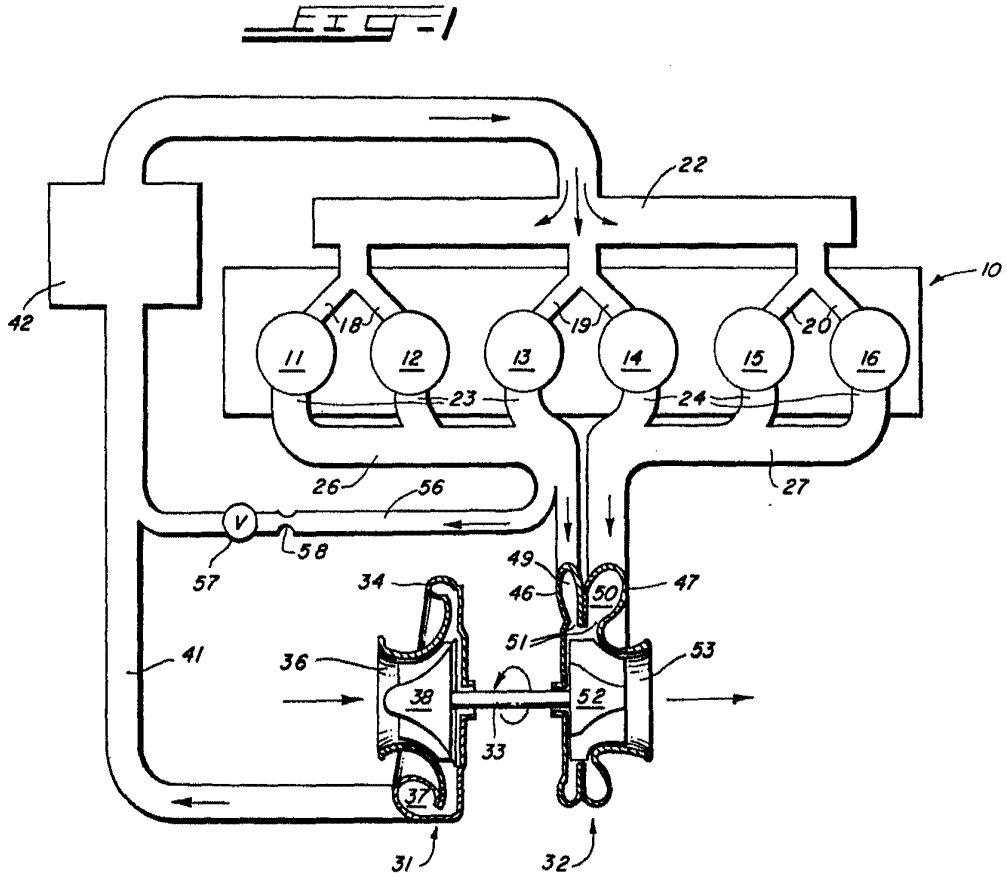
25 Tal y como se ha descrito en la memoria que antecede, representado en los dibujos que se acompañan y para los fines que se han especificado.

Esta Memoria consta de once hojas escritas a máquina por una sola cara.

Madrid, 25.ENE.1979

P. A.

Oscar de Elzaburu
Por Orden

Oscar de S. [Signature]
Per Feder.