



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 360 466**

51 Int. Cl.:

F02B 37/00 (2006.01)

F02B 37/007 (2006.01)

F02B 37/18 (2006.01)

F02B 39/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **09447020 .0**

96 Fecha de presentación : **19.05.2009**

97 Número de publicación de la solicitud: **2123881**

97 Fecha de publicación de la solicitud: **25.11.2009**

54

Título: **Motor de combustión interna sobrealimentado por turbocompresor.**

30

Prioridad: **23.05.2008 BE 2008/0290**

45

Fecha de publicación de la mención BOPI:
06.06.2011

45

Fecha de la publicación del folleto de la patente:
06.06.2011

73

Titular/es: **Gerhard Schmitz**
Am Sonnenhang 26
4780 Saint-Vith, BE

72

Inventor/es: **Schmitz, Gerhard**

74

Agente: **Durán Moya, Luis Alfonso**

ES 2 360 466 T3

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

DESCRIPCIÓN

Motor de combustión interna sobrealimentado por turbocompresor

5 La presente invención se refiere de manera general a un motor de combustión interna de émbolos.

De manera más precisa, la invención se refiere a un motor de combustión interna de émbolos del tipo que presenta, como mínimo, un cilindro dotado de una válvula de escape relacionada con la turbina de un turbocompresor destinado a recuperar una parte de la energía residual contenida en los gases quemados y ello por medio de una expansión suplementaria de éstos en dicha turbina del turbocompresor con la finalidad de impulsar al compresor de este mismo turbocompresor y sobrealimentar de esta manera el mencionado motor de combustión interna, estando montada la turbina de cada cilindro que libera dichos gases quemados directamente sobre la culata de dicho motor, más abajo de la válvula de escape y sin intermedio de colector situado entre la culata y la entrada de esta turbina, JP 59203823 A.

15 Los perfeccionamientos más recientes aportados a los motores de combustión interna, se refieren especialmente a la sobrealimentación obtenida por medio de un grupo turbocompresor, que a continuación se designará igualmente "turbo", impulsado por la energía residual disponible en los gases de escape.

20 La evolución del estado termodinámico de estos gases de escape que salen, después de la expansión, de un cilindro de un motor, por ejemplo, el cilindro -1- dotado de su émbolo -2- representado en la adjunta figura 1, para ser conducidos a la turbina -7- de un turbo, se puede representar por el diagrama -T-, -S- de la adjunta figura 2, que facilita la temperatura del gas T en función de su entropía S. En esta figura 2, las líneas de trazos e indexadas por V_i representan las isocoras, es decir, las líneas que unen los estados del gas con la misma densidad, mientras que las líneas finas y continuas, indicadas por P_i son las isobaras, es decir, las líneas que unen los estados del gas que se encuentran a la misma presión. De acuerdo con la termodinámica, el trabajo mecánico producido mientras el gas evoluciona de un estado 1 a un estado 2 es proporcional a la diferencia de temperatura del gas antes y después de esta evolución. La evolución del gas de escape del motor de combustión interna con turbo se describe por la sucesión de los estados 1, 2, 3 (ver figura 2) en los que el estado 1 es el del gas quemado después de la expansión en el cilindro -1- del motor y justamente antes de la apertura de la válvula de escape -3-, el estado 2 es el estado de los gases en el volumen formado por la conducción de escape -5- y el colector de escape -12-, que lleva los gases quemados hacia la entrada de la turbina -7- y el estado 3 es el de los gases quemados a la salida de la turbina, donde la presión P_3 se encuentra normalmente próxima a la presión ambiente. La evolución del gas entre el estado 1 y el estado 2 puede ser representada aproximadamente por una expansión isoterma, es decir, un aumento del volumen de V_1 a V_2 , acompañada de una disminución de la presión de P_1 a P_2 y de un aumento importante de la entropía a temperatura constante. Por consiguiente, no se produce trabajo útil alguno. La extracción del trabajo mecánico útil por medio de la turbina -7- será realizada por una expansión lo más isoentrópica posible de los gases quemados desde la presión P_2 a la presión P_3 . Cuanto más importante es esta expansión, más importante será la caída de temperatura y más importante la cantidad de trabajo recuperable. Sabiendo que P_3 se encuentra próxima a la presión ambiente, por lo tanto, constituye un dato, la caída de presión isoentrópica que puede ser realizada en el interior de la turbina -7- será tanto o más reducida cuando P_2 tenga un valor próximo a P_3 . Teniendo en cuenta la característica de las isobaras y las isocoras se observa que cuanto mayor es V_2 con respecto a V_1 , más se desplaza el punto 2 hacia la derecha sobre el diagrama -T-, -S- y en mayor medida se encontrará este punto sobre una isobara correspondiente - P_2 - próxima a la de - P_3 -. Por consiguiente, se comprueba fácilmente que los volúmenes (5 y 12) de la válvula de escape -3- y la entrada de la turbina -7-, deben ser los más reducidos posible para hacer máximo el trabajo recuperable por medio de una expansión suplementaria de los gases quemados en la turbina. En efecto, si se logra reducir la magnitud de este volumen (5 y 12) de V_2 a V_2' , se observa de inmediato que P_2' se aleja de manera progresiva de P_3 , lo que comporta una caída de la temperatura debido a la expansión de P_2' a P_3 y como resultado una caída más importante de la entalpía de los gases quemados a través de la turbina -7-. Se produce de este modo un trabajo mecánico más importante, trabajo que es recuperable y utilizable por un compresor montado sobre el mismo eje del turbo. De este modo, se puede decir que la "calidad de los gases quemados" más abajo de la válvula de escape -3- y más arriba de la turbina -7- se degrada a medida que esta caída de presión isoterma entre el estado 1 y 2 (o 2') aumenta, como resultado del aumento del volumen cuando tiene lugar el cambio de estado de 1 a 2 (o 2').

55 La figura 3 adjunta muestra, por otra parte, la dependencia de la presión a la salida del compresor del turbocompresor en función de los volúmenes (5 y 12) a la entrada de la turbina y de la temperatura de los gases de escape, siendo iguales los otros parámetros, tales como la presión en el cilindro en el momento de la apertura de la válvula de escape -3-. Según el gráfico representado, cuanto más importantes son estos volúmenes (5 y 12) a la entrada de la turbina, más reducida es esta presión a la salida del compresor para cualquier temperatura de los gases de escape y, como consecuencia, más reducido será el trabajo útil recogido. Por lo tanto, sigue siendo de gran interés una recuperación máxima de la energía residual de los gases de escape de un motor de combustión interna para aumentar el trabajo del compresor del turbo.

65 Se puede conseguir una mejora en un motor de combustión interna de émbolos optimizando, con intermedio del turbocompresor, la recuperación de la energía residual contenida en los gases de escape de este motor. A este

efecto, la turbina de cada cilindro que libera dichos gases quemados, está montada directamente sobre la culata de dicho motor más abajo de la válvula de escape y sin intermedio de un colector de escape situado entre dicha culata y la entrada de la turbina.

5 Por lo tanto, una primera optimización de la recuperación de la energía residual de los gases de escape de un motor de combustión interna por medio de un turbo, consiste en fijar una turbina por cilindro, directamente en la culata del motor y sin intermedio de colector de escape, de manera tal que (12) en la figura 1, esté situado entre la culata y la entrada de la turbina. Si bien se puede prever para todos los motores de combustión interna, esta configuración será particularmente apropiada para los motores de dos tiempos, o incluso para el cilindro de baja presión de un motor de
10 cinco o cuatro tiempos y medio, en el que el escape se realiza por un cilindro que funciona según un ciclo de dos tiempos, es decir, se caracteriza por un escape de gases quemados por cada vuelta del cigüeñal.

Una segunda optimización de la recuperación de la energía residual de los gases de escape de un motor de combustión interna por medio de un turbo consiste en mejorar la regulación de las cargas parciales.

15 De modo general, la energía residual de los gases de escape recuperable se muestra más grande que la necesaria en el compresor del turbo para efectuar la compresión de una misma cantidad de aire fresco. Con la finalidad de evitar que el turbo se "embale", es decir, que su velocidad de rotación no resulte demasiado elevada, los motores con turbo clásicos están dotados de una válvula de descarga dispuesta entre la válvula de escape, es decir, -3- en la figura 1, y la entrada de la turbina. Cuando esta válvula está cerrada, la totalidad de los gases de escape pasan a través de la turbina. Este paso es muy útil para acelerar este proceso pero puede comportar el riesgo de que se "embale" el turbo. Desde el momento en que hay riesgo de embalamiento, la válvula de descarga se abre por un mecanismo controlado por la presión facilitada por el compresor, o bien, por un control electrónico. Se debe observar que este control es más bien estático, es decir, no sigue el ritmo de los ciclos motrices generados en el interior del motor, como, por ejemplo, en el caso de las válvulas de admisión y de escape que son controladas por levas que giran a la velocidad de realización de los ciclos motrices. Una vez que la válvula está abierta, la presión disminuye en la entrada de la turbina, siendo provocada esta disminución por una parte de los gases de escape que sale por la válvula de descarga sin pasar por la turbina. No obstante, subsiste, incluso debe subsistir, una presión en la entrada de la turbina, presión superior a la que existe en la salida de ésta, siendo la última presión próxima a la presión ambiente. Esta presión en la entrada de la turbina, también llamada contrapresión de turbina, se transmite al interior del cilindro del motor, de manera que cuanto más elevada es esta presión, más debe "trabajar" el émbolo contra ella en su carrera ascendente hacia el punto muerto superior (PMH). Se recordará que la válvula de descarga clásica actúa sobre la contrapresión de manera indiferente y no dinámica: debe reducir la presión a la entrada de la turbina para reducir la potencia facilitada al compresor pero al mismo tiempo debe contener una potencia suficiente para que el turbo pueda facilitar aire precomprimido con la finalidad de asegurar la carga solicitada del motor.
20
25
30
35

No obstante, el inconveniente de este método operativo casi estático es el de conducir a una contrapresión igualmente casi constante: por una parte, esta presión es más débil que la presión existente en el cilindro al final de la expansión, lo que engendra, por consiguiente un rendimiento de la turbina inferior al rendimiento que sería posible obtener si se utilizara esta última presión disponible en el interior del cilindro del motor, por otra parte, esta presión se mantendrá en el cilindro incluso durante la carrera ascendente del émbolo del cilindro hacia su PMH, lo que aumenta el trabajo a facilitar por este émbolo durante esta carrera. Se puede afirmar que la regulación de la potencia de la turbina por medio de una válvula de descarga clásica viene inevitablemente acompañada por una "degradación suplementaria de la calidad" del gas de escape disponible en la entrada de la turbina en el curso de su expansión isotérmica que tiene lugar en la apertura de la válvula de escape durante la cual su presión disminuye hasta el nivel de la contrapresión, siendo controlada esta última por dicha válvula de descarga clásica.
40
45

Otro inconveniente de la válvula de descarga clásica insertada entre la válvula de escape -3- del motor, en la figura 1, y la entrada de la turbina -7- se sitúa al nivel del volumen necesario para esta inserción, sabiendo que una reducción importante de este volumen entre la válvula de escape y la entrada de la turbina es deseable, tal como se ha demostrado anteriormente.
50

La presente invención tiene por finalidad dar a conocer un motor de combustión interna que carece de estos dos inconvenientes.
55

Para conseguir este objetivo, la invención prevé, como mínimo, una válvula de escape suplementaria, igualmente denominada "válvula de descarga dinámica", dispuesta en la culata del cilindro y configurada de manera que los gases que escapan por dicha válvula, son enviados directamente hacia un sistema de escape sin pasar previamente a través de la turbina de dicho turbocompresor, y de manera que la apertura de dicha válvula suplementaria es controlada de manera que se abra en el curso de cada ciclo de escape realizado en dicho cilindro como más pronto sensiblemente después de la apertura de la válvula de escape -3- en la entrada de la turbina y que se cierre, a lo más tardar, cuando el émbolo de dicho cilindro pasa por su punto muerto superior, después de haber realizado la carrera de escape.
60

De este modo, según la invención, como mínimo, dos válvulas de escape están dispuestas en el cilindro: como mínimo, una válvula sirve para conseguir la conexión entre el cilindro y la entrada de la turbina y, como mínimo, otra
65

válvula sirve para conseguir la conexión entre el cilindro y el sistema de escape, sin que los gases que pasen por la misma atraviesen la turbina. Esta segunda válvula de escape se designará a continuación "válvula de descarga dinámica", haciendo referencia al término "dinámica" al hecho de que esta válvula de descarga, al contrario que en una válvula de descarga clásica, se abre al ritmo de los ciclos térmicos realizados en el motor, tal como es el caso para las válvulas de admisión y de escape ordinarias. Esta válvula de descarga dinámica se debe abrir lo más tarde, del orden de 30 a 60 grados de giro del cigüeñal después de la abertura de la primera válvula de escape que se designará a continuación "válvula de escape de la turbina".

La válvula de descarga dinámica asegura la alimentación de la turbina por los gases quemados bajo la presión más elevada posible, mientras que el émbolo del cilindro se encuentra en las proximidades de su punto muerto inferior (PMB). En este momento, la cinemática biela/manivela que conecta este émbolo al cigüeñal conduce a la velocidad mínima de este émbolo, que durante un cierto tiempo no producía, como consecuencia, más que una variación de volumen mínima en el cilindro. Esto provoca menos inconvenientes a nivel del trabajo intercambiado entre el émbolo y el cigüeñal dada la presencia de una contrapresión debida a la turbina. Una vez la turbina alimentada por gases quemados de la "mejor calidad" posible, la válvula de descarga dinámica según la invención, tiende a minimizar la presión residual en el cilindro en la carrera ascendente del émbolo hacia su punto muerto superior.

Para regular la carga del turbo, se muestra necesario poder controlar la cantidad de gases quemados que escapa a través de la válvula de descarga dinámica y que, por consiguiente, no será disponible para la turbina. Esta operación puede ser realizada, según una de las tres formas siguientes:

➤ Utilización de un **control variable y continuo de la válvula de descarga dinámica**, de manera que aumente la duración y la amplitud de la apertura a medida que tiene lugar la reducción de rendimiento necesario de la turbina.

➤ Utilización de una **estrangulación variable más abajo de la válvula de descarga dinámica** que se abrirá a medida que tiene lugar la reducción de rendimiento necesario de la turbina.

➤ Utilización de un **control variable discontinuo de la válvula de descarga dinámica**, de manera que seleccione una ley de levantamiento entre, como mínimo, dos leyes de levantamiento distintas para controlar dicha válvula con la finalidad de regular de manera grosera el caudal en cuestión y utilización suplementaria de una **estrangulación variable más abajo de la válvula de descarga dinámica** con la finalidad de regular de manera más fina el caudal a través de la válvula de descarga dinámica. El control variable discontinuo más simple consistirá en un mecanismo que active o desactive el levantamiento de la válvula en cuestión.

De este modo, según otras de sus características, la invención prevé una válvula de estrangulación con cierre variable susceptible de ser controlada, estando dispuesta esta válvula en un conducto de escape que recibe los gases quemados que atraviesan la válvula de descarga dinámica y que está configurada de manera que la cantidad de gases quemados, que escapan de dicha conducción de escape y que ya no son disponibles para la turbina, sea directamente proporcional a la apertura de esta válvula de estrangulación reduciendo de esta manera la potencia de dicha turbina.

Igualmente, según una de sus características, la invención prevé que el control que permite regular de manera variable y continua la apertura de la válvula de descarga dinámica, de manera que la duración y el levantamiento máximo de la apertura de esta válvula de descarga dinámica se puedan ajustar para hacer escapar una segunda parte determinada de los gases quemados, de manera que la primera parte de los gases quemados, que es dirigida hacia la turbina a través de la válvula de escape de la turbina, se encuentre adaptada a la potencia necesaria de la turbina.

Por otra parte, la presente invención prevé igualmente un control variable continuo o incluso discontinuo, de la válvula de escape de la turbina, con la finalidad de reducir el solape de las aberturas de esta válvula de escape de la turbina y de la válvula de descarga dinámica cuando tiene lugar el funcionamiento en carga parcial, para evitar en el mayor grado posible que una parte de los gases de escape, que han salido del cilindro a través de la válvula de escape de la turbina, no regrese hacia el cilindro para escapar a continuación a través de la otra válvula de escape, es decir, la válvula de descarga dinámica.

De este modo, según una característica suplementaria, la invención prevé un control que permite regular, de manera variable, la apertura de la válvula de escape de la turbina, de manera que el solape de la apertura de esta válvula de escape de la turbina con la apertura de la válvula de descarga dinámica se reduzca al máximo.

Se observará que la regulación de la potencia del turbo, por lo tanto, también la regulación de la potencia del motor según la presente invención, se distingue fundamentalmente del objeto de la patente EP nº 1 201 892 B1 (Gerhard SCHMITZ) titulada "Motor de combustión interna de cinco tiempos". En efecto, se comprueba en el motor, según la invención, la ausencia de la válvula de desvío, así como conducciones y accesorios que existen en el dispositivo objeto de la patente mencionada. Éstos no permiten más que la selección de dos estados de funcionamiento

fundamentales y requieren la adicción de una válvula de descarga clásica entre la válvula de escape y la entrada de la turbina.

5 La invención objeto de la presente solicitud permite, por una parte minimizar la magnitud del volumen situado entre la válvula de escape y la entrada de la turbina y, por otra, la regulación continua de la carga del motor por medio de un mando variable de la válvula de descarga dinámica, o bien el mando variable de una válvula de estrangulación o incluso una combinación de estos dos medios.

10 La invención se comprenderá mejor y otros objetivos, características y ventajas de la misma aparecerán de una manera más clara en el curso de la descripción siguiente que hará referencia a los dibujos esquemáticos que se facilitan solamente a título de ejemplo mostrando modalidades de realización de la invención y, en los cuales:

- 15 • la figura 4 muestra una sección lateral de un motor de combustión interna de émbolo, según la invención, con una turbina montada en la culata, válvula de descarga dinámica y válvula de estrangulación en el escape,
- la figura 5 es una vista en planta del motor de la figura 4,
- 20 • la figura 6 es una vista en planta de un motor según la invención, con turbina montada en la culata y dos válvulas de escape montadas en el mismo lado,
- la figura 7 es un gráfico del control estático de las válvulas de escape,
- 25 • la figura 8 es un gráfico del control estático para la válvula de escape de la turbina y control variable para el control de descarga dinámica (plena carga),
- la figura 9 es un gráfico de control estático para la válvula de escape de la turbina y control variable para la válvula de descarga dinámica (carga media),
- 30 • la figura 10 es un gráfico del control estático para la válvula de escape de la turbina y control variable para la válvula de escape dinámica (carga reducida),
- la figura 11 es un gráfico del control variable para las dos válvulas de escape (plena carga),
- 35 • la figura 12 es un gráfico del control variable para las dos válvulas de escape (carga media),
- la figura 13 es un gráfico del control variable para las dos válvulas de escape (carga reducida).

40 Tal como se ha representado en las figuras 4 a 6, el motor de combustión interna según la invención, comprende un cilindro -1- en el que se desplaza un émbolo -2-. En la culata -10- está montada en la parte de salida de un conducto de escape -5-, una turbina -7- conectada a un compresor -9- en relación con el sistema de escape -11-. Además, dos válvulas de escape están dispuestas en el cilindro -1-, una de ellas -3- o "válvula de escape de la turbina" apropiada para servir de conexión con la entrada de la turbina -7-, y la otra -4- o "válvula de escape dinámico" con el sistema de escape -11-. Por otra parte, la conducción de escape -6- está dotada de una válvula de estrangulación -8- más bajo de la válvula de escape dinámico -4-. Estas dos válvulas -3- y -4- pueden ser montadas sensiblemente de forma diametralmente opuesta (figura 5) o, preferentemente, en una misma parte cilíndrica de 180°, por ejemplo, las proximidades inmediatas una de otra (figura 6).

50 Las tres modalidades de funcionamiento de regulación de la potencia del turbo, objeto de la presente invención, se describirán de manera detallada a continuación haciendo referencia a las figuras adjuntas 3 a 13:

1. Funcionamiento con control ESTÁTICO de las válvulas de escape -3-, -4-, y CON válvulas de estrangulación del escape -8-

55 Esta modalidad de funcionamiento, representada en las figuras 4 y 7, muestra que poco antes de la llegada del émbolo -2- del motor de combustión interna a su punto muerto inferior (PMB), la válvula de escape de la turbina -3- se abre. Los gases quemados que se encuentran a una presión residual escapan entonces parcialmente a través de dicha, válvula -3- y a través de la conducción de escape -5- dispuesta en la culata -10- hacia la entrada de la turbina -7-. Ésta está montada directamente sobre esta misma culata -10- y no recibe más que gases quemados que proceden de un único cilindro -1-.

60 Cuando tiene lugar una posición posterior del cigüeñal del orden de 30 a 60° AV (ángulo del cigüeñal), la válvula de descarga dinámica -4- se abre, la válvula de escape de la turbina -3- permanece abierta. Desde este momento, una parte de los gases quemados contenidos en el cilindro -1- se escapará a través de dicha válvula -4- y se acumulará en la conducción de escape -6- dispuesta en la culata, más arriba de la válvula de estrangulación -8-, la cual está

dispuesta en esa conducción -6-, lo más cerca posible de la válvula descarga dinámica -4-. La cantidad de gases quemados que escapen por la válvula de descarga dinámica -4- será función de la apertura de la válvula de estrangulación -8-, la cual será controlada mecánicamente u electrónicamente de manera continua. A plena carga, esta válvula quedará completamente cerrada y, con carga mínima, completamente abierta.

5 El control de las válvulas de escape -3- y -4- se realizará, igual que para una válvula de escape clásica, por medio de una leva. Las dos válvulas se cerrarán cuando el émbolo -2- se encuentre próximo a su PMH (punto muerto superior).

10 **2. Funcionamiento con control ESTÁTICO de la válvula de escape de la turbina -3- y con control VARIABLE CONTINUO de la válvula de descarga dinámica -4-, sin válvula de estrangulación en el escape -8-.**

15 En esta modalidad de funcionamiento que se ha mostrado en las figuras 8 a 10, la válvula de escape de la turbina -3- está controlada de la misma manera que en la modalidad de funcionamiento con control de la válvula estático para las dos válvulas de escape -3- y -4-, que se ha descrito anteriormente.

20 En lo que se refiere a la válvula de descarga dinámica -4-, esta será controlada de manera variable y continua, de manera que a plena carga esta válvula no se abre absolutamente o únicamente en el transcurso de algunos grados de ángulo del cigüeñal en las proximidades del PMH del émbolo -2- y con un levantamiento máximo muy reducido (ver figura 8). A medida de necesidades de reducir la potencia de la turbina -7-, la duración de la apertura de la válvula de descarga dinámica -4- se prolongará avanzando el punto de apertura en dirección del PMB, manteniendo el instante de cierre de las proximidades del PMH del émbolo -2- y aumentando el mismo tiempo el levantamiento máximo (ver figura 9 y figura 10). Resulta entonces que la válvula de estrangulación -8- ya no es necesaria y puede ser suprimida.

25 **3. Funcionamiento con control ESTÁTICO de la válvula de escape de la turbina -3- y con control VARIABLE DISCONTINUO de la válvula de descarga dinámica -4-, CON válvula de estrangulación en el escape -8-.**

30 En esta modalidad de funcionamiento, que se ha mostrado igualmente en las figuras 8 a 10, la válvula de escape de la turbina -3- es controlada de la misma manera que se ha descrito en el anterior párrafo 2.

35 En lo que respecta a la válvula de descarga dinámica -4-, esta será controlada de manera variable discontinua, de manera que a plena carga, esta válvula no se abre en absoluto o solamente únicamente durante algunos grados de ángulo del cigüeñal en las proximidades del PMH del émbolo -2- y con un levantamiento máximo muy reducido. A medida de necesidades de reducir la potencia de la turbina -7- se seleccionará una ley de levantamiento con duración de apertura prolongada avanzando el punto de la apertura en dirección al PMB, manteniendo el momento de cierre en las proximidades del PMH del émbolo -2- y aumentando al mismo tiempo el levantamiento máximo. La regulación más fina del caudal a través de la válvula de descarga dinámica -4- se realizará por medio de la válvula de estrangulación -8-.

40 Cada una de las modalidades de funcionamiento descritas en lo anterior, puede ser combinada con un control VARIABLE continuo o discontinuo de la válvula de escape de la turbina -3-, (ver figuras 11 a 13). En este caso, la válvula de escape de la turbina -3- será controlada asimismo de manera variable, de forma que con una carga reducida no se abre en absoluto o únicamente durante unos pocos grados de ángulo del cigüeñal en los alrededores del PMB del émbolo -2- y con un levantamiento máximo muy reducido. A medida de la necesidad de aumentar la potencia de la turbina -7-, la duración de apertura de la válvula de escape de la turbina -3- se prolongará retrasando el punto de cierre en la dirección del PMH, manteniendo el momento de la apertura en las proximidades del PMB del émbolo -2- y aumentando al mismo tiempo el levantamiento máximo. Esto podrá ser realizado de manera continua o discontinua.

50

REIVINDICACIONES

- 5 1. Motor de combustión interna con émbolo, del tipo que presenta, como mínimo, un cilindro dotado de una válvula de escape (3) en relación con la turbina (7) de un turbocompresor destinado a recuperar una parte de la energía residual contenida en los gases quemados, y ello por medio de una expansión suplementaria de éstos en dicha turbina del turbocompresor, con la finalidad de impulsar el compresor de este mismo turbocompresor y sobrealimentar de esta manera dicho motor de combustión interna, estando montada la turbina (7) de cada cilindro (1) que libera dichos gases quemados directamente sobre la culata (10) de dicho motor más abajo de la válvula de escape (3) y sin intermedio del colector (12) situado entre la culata (10) y la entrada de esta turbina (7),
10 caracterizado porque, como mínimo, una válvula de escape suplementaria (4) o válvula de descarga dinámica está dispuesta en la culata (10) del cilindro (1) y configurada de manera que los gases que pasan por esta válvula de descarga dinámica son enviados directamente hacia un sistema de escape (11) sin pasar en primer lugar a través de la turbina (7) de dicho turbocompresor, y de manera que la apertura de dicha válvula de escape dinámica es controlada de manera que se abre en el curso de cada ciclo de escape realizado en dicho cilindro, como más pronto,
15 sensiblemente después de la apertura de la válvula de escape de la turbina (3) y se cierra a lo más tardar cuando el émbolo (2) de dicho cilindro acaba de pasar por su punto muerto superior, después de haber realizado la carrera de escape.
- 20 2. Motor de combustión interna, según la reivindicación 1, caracterizado porque una válvula de estrangulamiento (8) con cierre variable y susceptible de ser controlada, está dispuesta en una turbina de escape (6) alimentada por los gases quemados que pasan por la válvula de descarga dinámica (4), estando configurada esta válvula de escape de manera que la cantidad de gases quemados que escapan por dicha conducción de escape y que no quedan a disposición de la turbina es directamente proporcional a la abertura de esta válvula de estrangulación, reduciendo de
25 esta manera la potencia de dicha turbina.
- 30 3. Motor de combustión interna, según la reivindicación 1, caracterizado porque un control permite regular de manera variable y continua la apertura de la válvula de descarga dinámica (4), de manera que la duración y el levantamiento máximo de la apertura de esta válvula de descarga dinámica se pueden ajustar para hacer escapar una segunda parte determinada de los gases quemados, de manera que la primera parte de los gases quemados, dirigida hacia la turbina (7) a través de la válvula de escape de la turbina (3), está adaptada a la potencia necesaria de la turbina (7).
- 35 4. Motor de combustión interna, según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado porque un control permite regular, de manera variable, la apertura de la válvula de escape de la turbina (3), de manera que el solape de la apertura de esta válvula de escape de la turbina con la abertura de la válvula de descarga dinámica (4) está reducido al máximo.

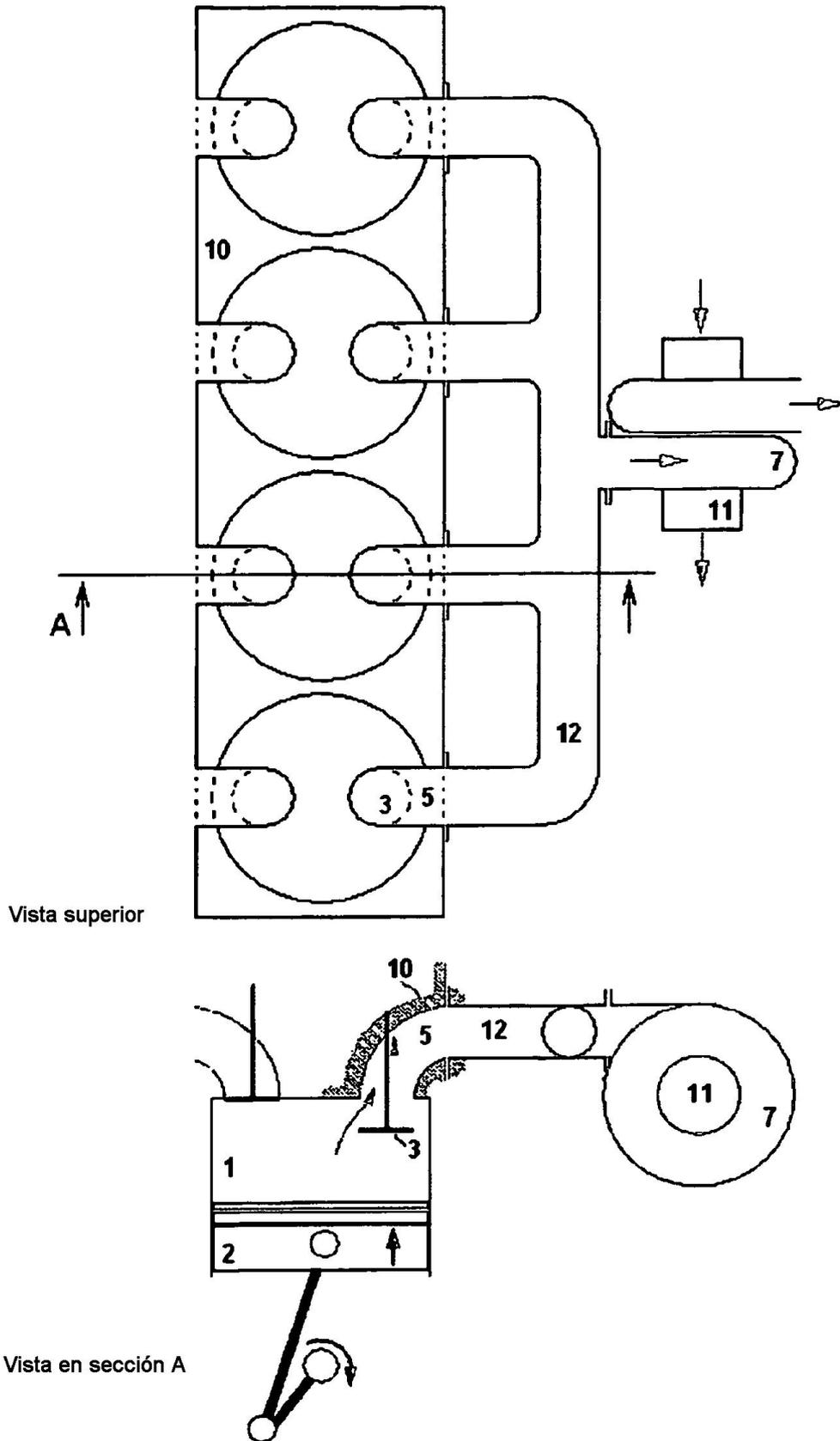


Figura 1: Turbina montada en un motor, según el estado de la técnica, con colector de escape (12)

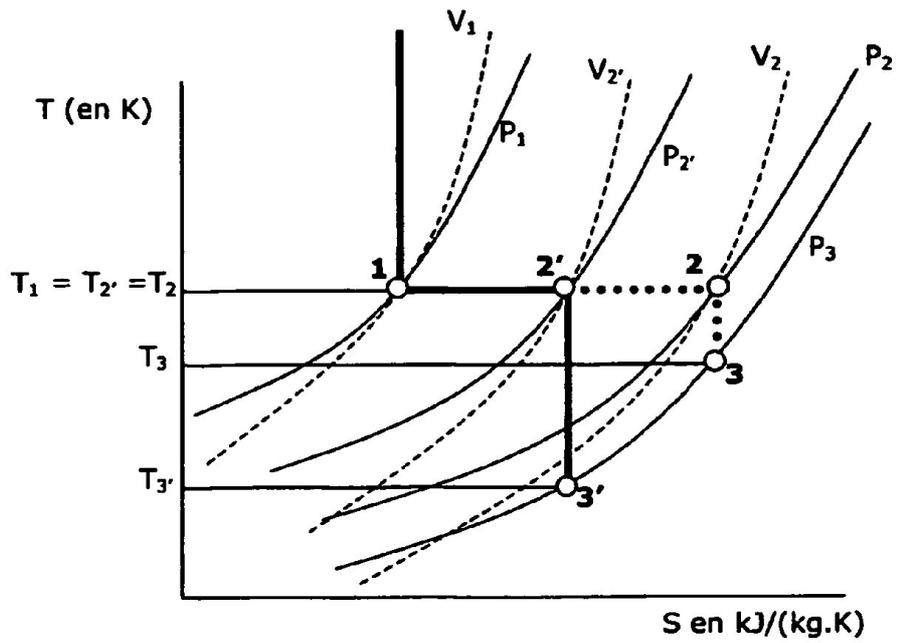


Figura 2: Diagrama (T, S) de los gases de escape mostrando la "degradación de la calidad" de los gases después de una expansión isotérmica

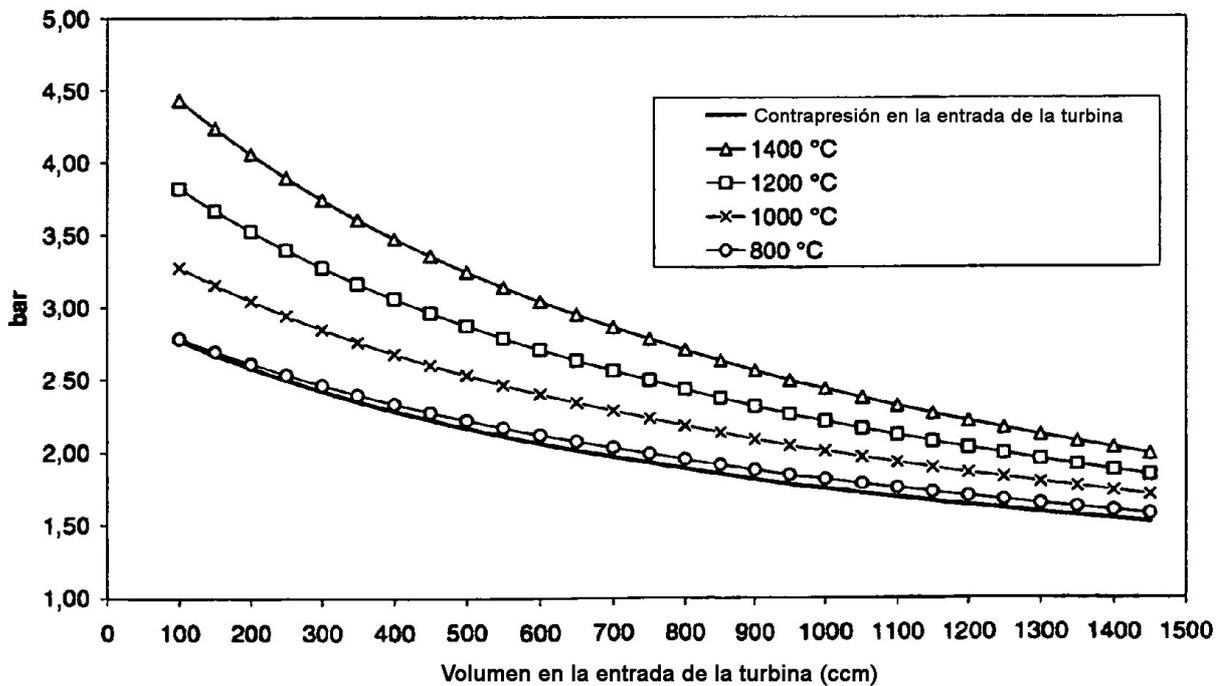


Figura 3: Dependencia de la presión en la salida del compresor en función del volumen en la entrada de la turbina y de la temperatura de los gases de escape.

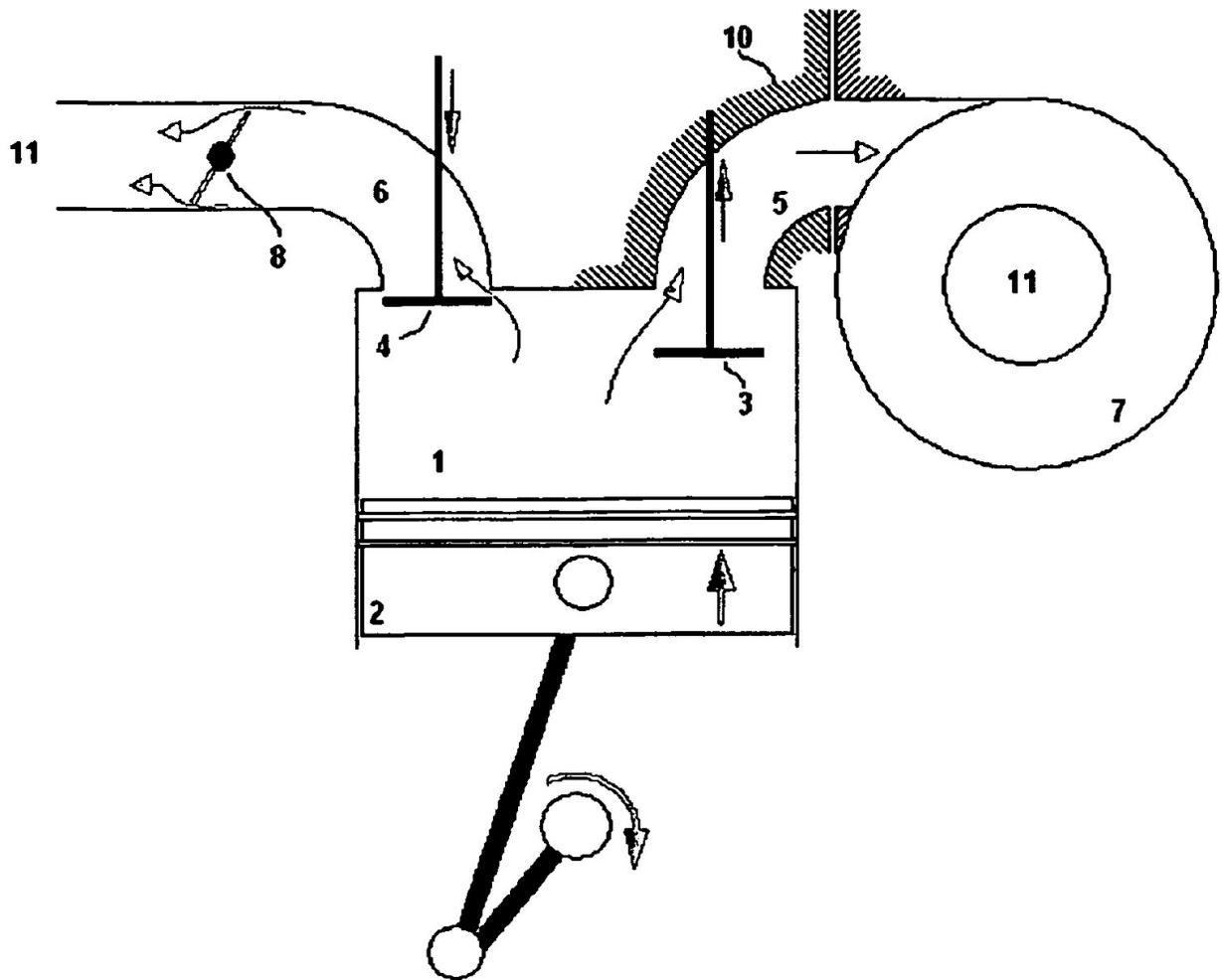


Figura 4: Turbina (7) montada en la culata, válvula de descarga dinámica (4) y válvula de estrangulación en el escape (8). Vista lateral

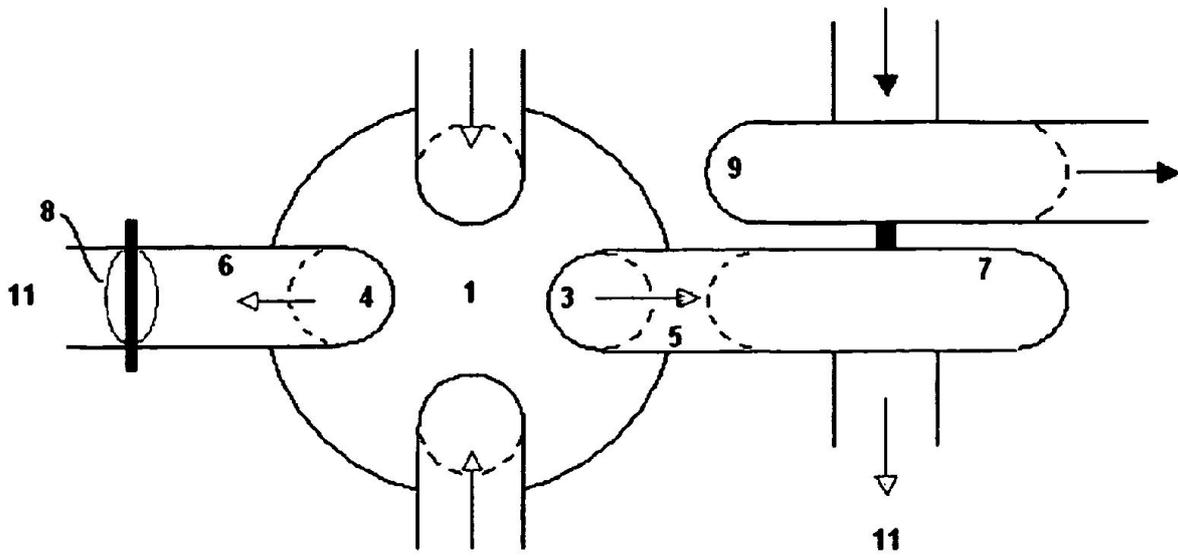


Figura 5: Turbina (7) montada en la culata, válvula de descarga dinámica (4) y válvula de estrangulación en el escape (8). Vista superior

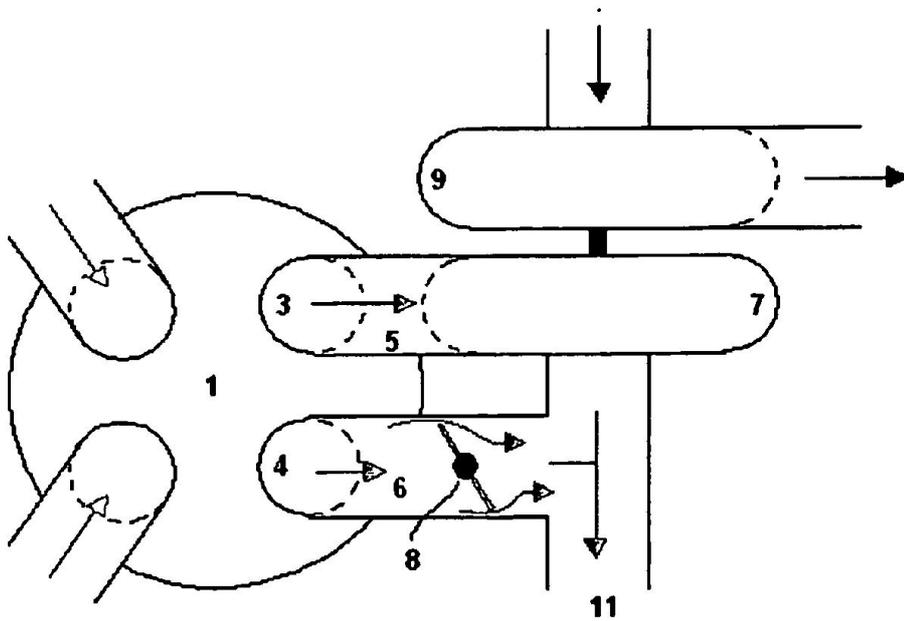


Figura 6: Turbina (7) montada en la culata y las dos válvulas de escape (3) y (4) montadas al mismo lado. Vista superior

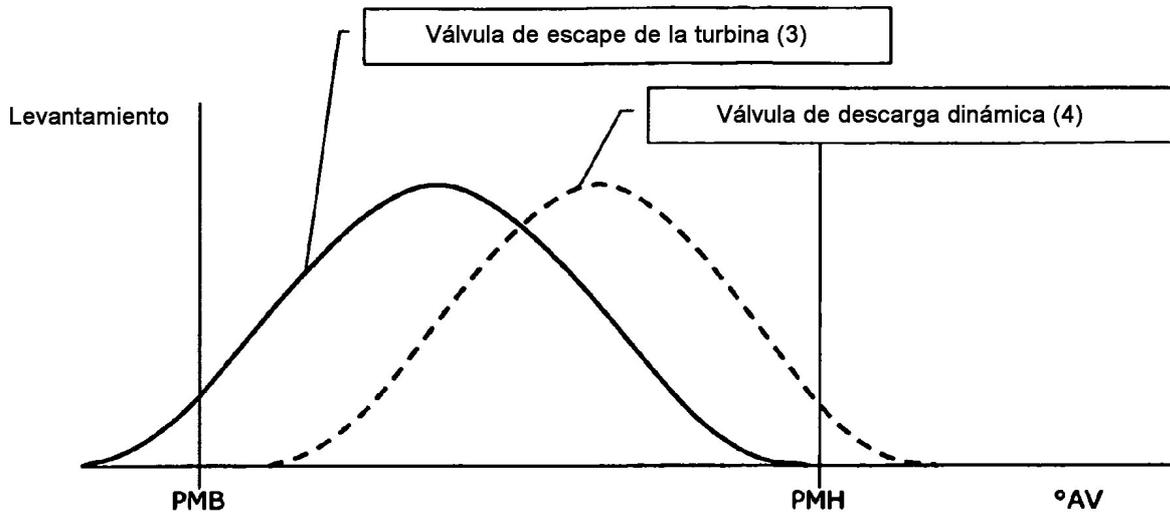


Figura 7: Control ESTÁTICO de las válvulas de escape

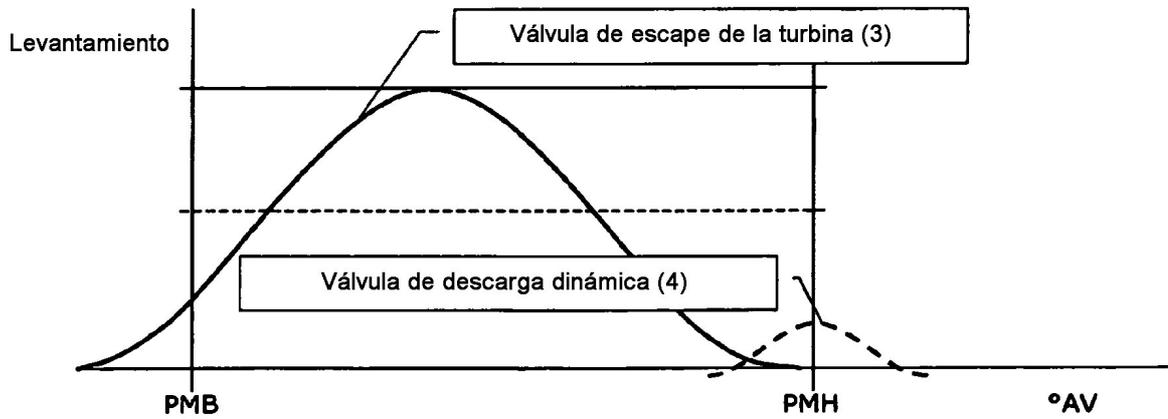


Figura 8: Control ESTÁTICO para la válvula de escape de la turbina y control VARIABLE para la válvula de descarga dinámica. Plena carga

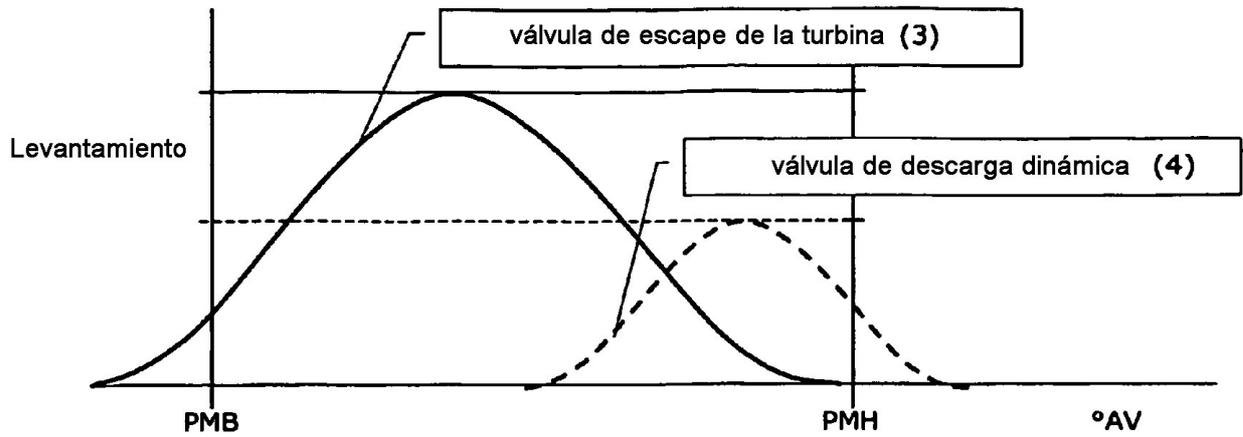


Figura 9: Control ESTÁTICO para la válvula de escape de la turbina y control VARIABLE para la válvula de descarga dinámica. Carga media

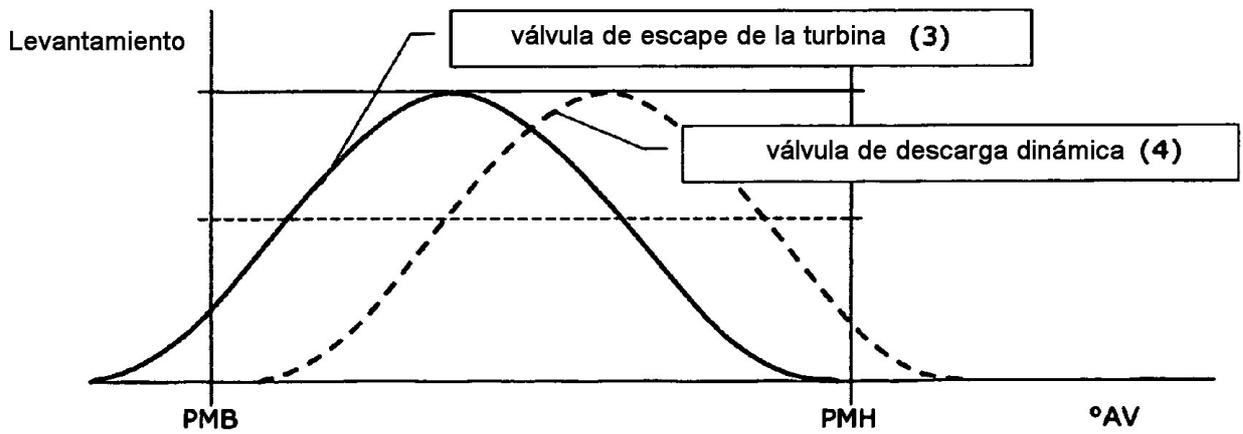


Figura 10: Control ESTÁTICO para la válvula de escape de la turbina y control VARIABLE para la válvula de descarga dinámica. Carga reducida

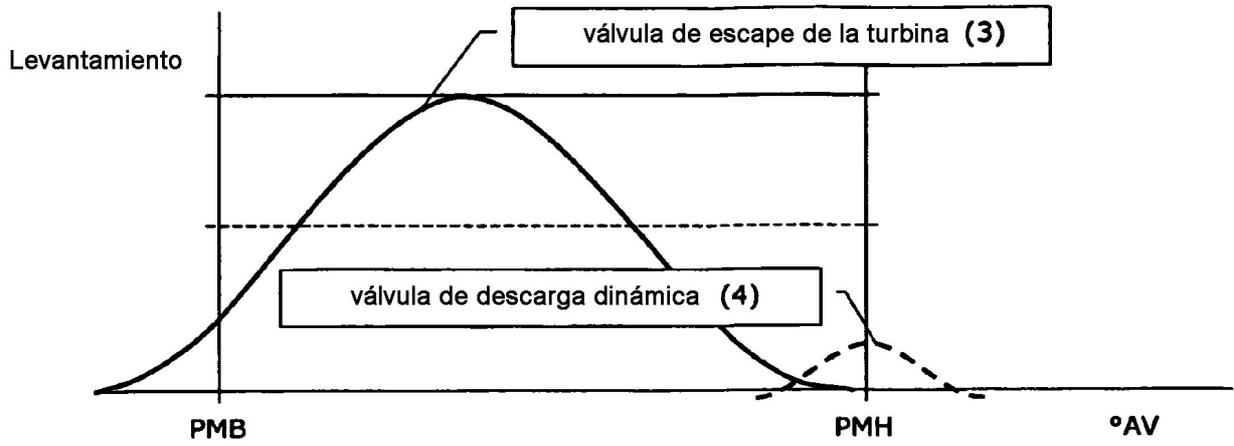


Figura 11: Control VARIABLE para las DOS válvulas de escape. Plena carga

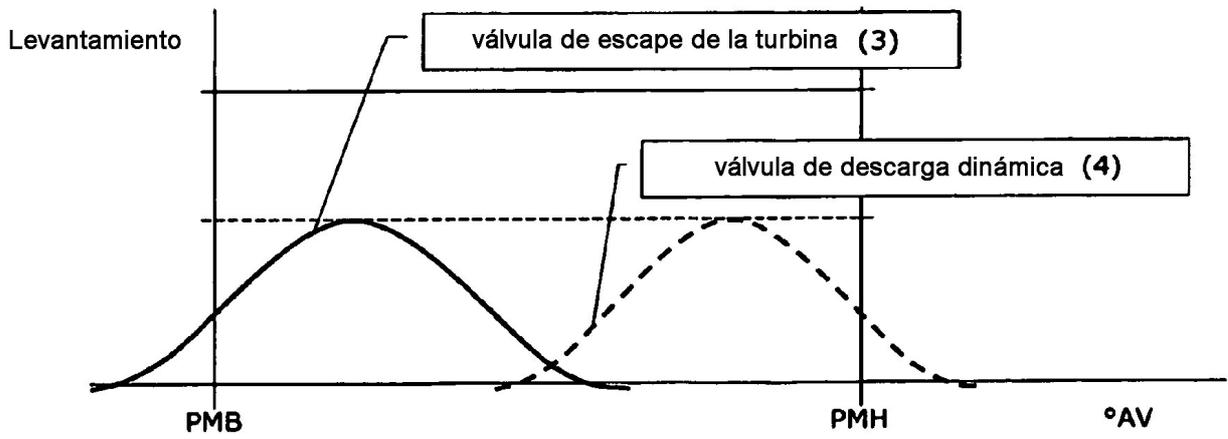


Figura 12: Control VARIABLE para las DOS válvulas de escape. Carga media

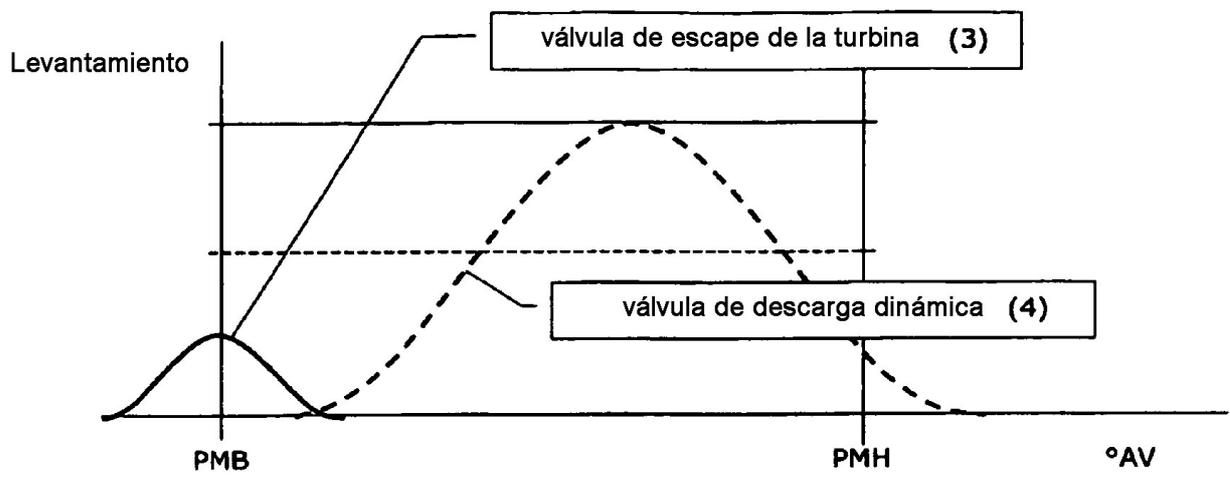


Figura 13: Control VARIABLE para las DOS válvulas de escape. Carga reducida