



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 358 779**

51 Int. Cl.:

F02D 23/00 (2006.01)

F02B 37/013 (2006.01)

F02B 37/18 (2006.01)

F02B 37/16 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **08805774 .0**

96 Fecha de presentación : **14.05.2008**

97 Número de publicación de la solicitud: **2156036**

97 Fecha de publicación de la solicitud: **24.02.2010**

54

Título: **Sistema de regulación de la presión de sobrealimentación para motor de combustión interna con dos turbocompresores escalonados.**

30

Prioridad: **05.06.2007 FR 07 55456**

73

Titular/es: **RENAULT S.A.S.**
13-15, quai Alphonse Le Gallo
92100 Boulogne Billancourt, FR

45

Fecha de publicación de la mención BOPI:
13.05.2011

72

Inventor/es: **Guinois, Arnaud;**
Fontvieille, Laurent;
Moulin, Philippe y
Saab, Ahmad

45

Fecha de la publicación del folleto de la patente:
13.05.2011

74

Agente: **Elzaburu Márquez, Alberto**

ES 2 358 779 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

El presente invento se refiere a un sistema de regulación de la presión de sobrealimentación para un motor de combustión interna, especialmente de tipo diesel, que tiene dos etapas de turbocompresores.

5 La utilización de dos turbocompresores escalonados en los motores de combustión interna permite aumentar la potencia y el par motor y mejorar el rendimiento reduciendo el consumo de carburante.

En este modo de sobrealimentación uno de los turbocompresores funciona a baja presión y es activo en los regímenes lentos del motor en tanto que el otro turbocompresor es activo en los regímenes más elevados y funciona a alta presión.

El funcionamiento de estos dos turbocompresores está controlado por un sistema de regulación.

10 Los sistemas de regulación de la presión de sobrealimentación para motores de combustión interna con dos turbocompresores escalonados han sido descritos especialmente en los documentos DE 10144663, WO 2005/24201 y FR 2878285.

15 En estos sistemas de regulación las zonas de funcionamiento de los dos turbocompresores están reguladas por señales que mandan accionadores que actúan sobre válvulas de mariposa que abren o cierran circuitos de derivación – normalmente llamados “by-pass” (derivación) por los especialistas – asociadas a los dos turbocompresores.

20 Los ensayos efectuados por la parte solicitante han permitido constatar que a los sistemas de regulación conocidos les faltaba robustez en lo relativo al mando de los accionadores antes citados, que no permitían dominar el régimen del turbocompresor de alta presión, lo que conlleva un riesgo de sobrerégimen y no tenían medios para preposicionar independientemente los accionadores de mando de los dos turbocompresores.

El objeto del presente invento es proponer un sistema de regulación de la presión de sobrealimentación para motores con dos turbocompresores escalonados que permita superar los inconvenientes de los sistemas conocidos.

25 Este objeto se consigue según el invento gracias a un sistema de regulación de la presión de sobrealimentación para motores de combustión interna que tienen dos etapas de turbocompresores, a saber un turbocompresor de baja presión y un turbocompresor de alta presión, estando controladas las zonas de funcionamiento de cada uno de los turbocompresores por válvulas de mariposa mandadas por accionadores que cierran o abren un circuito de derivación asociado a cada uno de los turbocompresores, caracterizado porque el sistema tiene medios para elaborar una referencia de presión de sobrealimentación, medios para transformar esta referencia en una referencia de relación de compresión para cada uno de los turbocompresores, cooperando esta última referencia con un primer regulador para regular la relación de compresión de cada uno de los turbocompresores, cooperando este primer regulador con un segundo regulador para regular la relación de disminución de presión de cada uno de los turbocompresores en función de un valor de referencia de relación de disminución de presión para cada uno de los turbocompresores, medios para preposicionar los accionadores de mando de las válvulas de mariposa de regulación de las presiones a la salida de cada uno de los turbocompresores, cooperando los dos reguladores con una unidad de arbitraje adaptada para mandar un accionador para modificar la presión a la salida de uno de los turbocompresores o a la salida del otro turbocompresor.

Preferiblemente, este sistema comprende además medios de control de la apertura del circuito de derivación conectado a la salida del compresor del turbocompresor de alta presión que coopera con un accionador para mandar la apertura de este circuito de derivación.

40 Ventajosamente, el sistema según el invento comprende medios para realizar una estimación estática del turbocompresor BP (baja presión) en función del régimen del motor y del caudal de aire a la entrada del turbocompresor, y a partir de esta estimación calcular las presiones aguas arriba y aguas abajo del compresor del turbocompresor HP (alta presión) con la ayuda de las siguientes relaciones:

45 - estimación de la presión aguas arriba del compresor HP = Medida de la presión atmosférica X Estimación de la relación de compresión BP,

- estimación de la presión aguas abajo de la turbina HP = Medida de la presión aguas abajo de la turbina BP X Tasa de disminución de presión de la turbina BP.

Según otras particularidades del invento:

50 - el sistema tiene medios para elaborar la referencia de presión de sobrealimentación por medio de una cartografía y de medios para corregir esta referencia para proteger al turbocompresor activo con respecto a los sobrerégimenes;

- los dos reguladores del sistema cooperan de forma que el regulador de relación de compresión corrige la referencia de relación de la turbina del turbocompresor;

- cuando el turbocompresor HP está activo,
 - la referencia de relación de compresión corresponde a la referencia de la relación de compresión HP,
 - la medida de la relación de compresión corresponde a la medida de la relación de compresión HP,
- 5 - la referencia de relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la referencia de la relación de disminución de la presión en la turbina HP,
 - la medida de la relación de disminución de presión en la turbina corresponde a la medida de la relación de disminución de presión en la turbina HP,
 - el preposicionamiento del accionador corresponde al preposicionamiento del accionador HP, y
 - la señal de mando corresponde a la señal de mando de la válvula del circuito de derivación HP;
- 10 - cuando el turbocompresor BP está activo,
 - la referencia de la relación de compresión corresponde a la referencia de la relación de compresión BP,
 - la medida de la relación de compresión corresponde a la medida de la relación de compresión BP,
 - la referencia de la relación de disminución de la presión de la turbina corresponde a la referencia de la relación de disminución de presión en la turbina BP,
- 15 - la medida de la relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la medida de la relación de la disminución de la presión en la turbina BP,
 - el preposicionamiento del accionador corresponde al preposicionamiento del accionador BP, y
 - la señal de mando corresponde a la señal de mando en la válvula del circuito de derivación BP;
- 20 - los medios para elaborar las referencias de la relación de compresión de los turbocompresores BP y HP tienen medios para medir o estimar la presión aguas arriba del turbocompresor activo y medios para limitar la relación de compresión para tener en cuenta los terminales de sobrerégimen del turbocompresor activo;
 - las referencias de disminución de presión de las turbinas de los turbocompresores BP y HP se determinan a partir de la referencia de la relación de compresión aplicando una corrección sobre la presión aguas abajo de la turbina;
- 25 - los medios para preposicionar los accionadores de regulación de la presión a la salida de los turbocompresores BP y HP están adaptados para preposicionar dichos accionadores en función del funcionamiento estabilizado deseado para uno u otro de los turbocompresores;
 - la unidad de arbitraje está adaptada para mandar la apertura del circuito de derivación conectado a la turbina HP, cuando el regulador BP está activo y para mandar el cierre del circuito de derivación conectado a la turbina BP cuando el regulador HP está activo; y
- 30 - los medios de control de la apertura del circuito de derivación conectado a la salida del compresor HP comprenden medios para limitar esta apertura con el fin de evitar un riesgo de sobrerégimen de la turbina.

A lo largo de la descripción que sigue irán apareciendo todavía otras particularidades y ventajas del invento.

En los dibujos anejos, dados a título de ejemplos no limitativos;
- 35 - la figura 1 es un esquema de conjunto que muestra un motor de combustión interna con dos etapas de turbocompresores y una unidad de mando electrónica que lleva el sistema de regulación de la presión de sobrealimentación según el invento,
 - la figura 2 es un esquema que muestra la estructura general del sistema de regulación según el invento,
 - la figura 3 es un esquema que ilustra la estimación estática del turbocompresor BP,
 - la figura 4 es un esquema que ilustra la determinación del caudal de aire de referencia,
- 40 - la figura 5 es un esquema que ilustra la determinación de la referencia de la presión de sobrealimentación,
 - la figura 6 es un esquema que ilustra la estructura de los reguladores HP y BP,
 - la figura 7 es un esquema que ilustra la elaboración de las referencias de la relación de compresión BP y HP,

- la figura 8 es un esquema que ilustra la medida de la relación de compresión BP y HP,
- la figura 9 es un esquema que ilustra la elaboración de las referencias de disminución de presión BP y HP,
- la figura 10 es un esquema que ilustra el preposicionamiento de los accionadores BP y HP,
- la figura 11 es un esquema que ilustra la unidad de arbitraje BP y HP,
- 5 - la figura 12 es otro esquema que ilustra el arbitraje de la figura 11,
- la figura 13 es un esquema que ilustra el control de la apertura del circuito de derivación del compresor HP.

La figura 1 representa un motor de combustión interna 1 del tipo diesel que tiene dos turbocompresores escalonados 2 y 3.

El turbocompresor 2, llamado turbocompresor de baja presión BP, está conectado a la presión atmosférica.

- 10 La salida de su compresor está conectada a la entrada del compresor del turbocompresor 3, llamado turbocompresor de alta presión HP, a través de un intercambiador de baja presión 4.

La salida del compresor del turbocompresor HP está conectada al colector de admisión 5 del motor 1 a través de un intercambiador de alta presión 6.

- 15 El colector de escape 7 del motor está conectado a la turbina del turbocompresor BP y a la turbina del turbocompresor HP por un circuito de derivación 8 y por un conducto 9, respectivamente.

Una derivación 10 envía el gas de escape directamente a la línea de escape 11.

Por otra parte, una derivación 12 equipada con una válvula 13 permite reciclar una parte de los gases de escape hacia el colector de admisión 5.

Un captador 14 mide la presión de sobrealimentación en el colector de admisión 5.

- 20 Otro captador 15 mide la presión en el colector de escape 7 aguas arriba de la turbina del turbocompresor HP.

Un tercer captador de presión 16 mide la presión aguas abajo de la turbina del turbocompresor BP.

Un captador de temperatura 17 mide la temperatura a la entrada del compresor del turbocompresor BP.

- 25 Las derivaciones 8 y 10 están cada una equipada con una válvula de mariposa 18, 19 mandada por un accionador (no representado).

Otra válvula de mariposa 20 puede estar prevista en la derivación 21 que conecta el intercambiador BP 4 con el intercambiador HP 6.

El bloque 22 simboliza la unidad de mando electrónica UCE del motor.

- 30 Esta unidad de mando contiene el sistema de regulación de la presión de sobrealimentación según el invento.

Este sistema está conectado a los diferentes captadores 14, 15, 16, 17 y a los accionadores de las válvulas de mariposa 18, 19 y 20.

La estructura del sistema de regulación antes citado comprende (véase la figura 2):

- un bloque 31 de elaboración de una referencia de presión de sobrealimentación que coopera con,
- 35 - un bloque 32 de elaboración de referencias de relación de compresión BP o HP que coopera con,
- un bloque 33 de regulación de la relación de compresión BP o HP, cooperando él mismo con,
- un bloque 34 de regulación de la relación de disminución de presión BP o HP en función de una referencia de la relación de disminución de presión BP o HP recibida de un bloque 35 en función de un preposicionamiento (véase el bloque 36) de los accionadores BP o HP, es decir los que mandan respectivamente las válvulas de mariposa 19 y 18 representadas en la figura 1,
- 40 - una unidad de arbitraje 37 que coopera con el regulador del bloque 34 para mandar (véase el bloque 38) la "wastegate" (válvula de salida de los gases sobrantes del turbocompresor) BP, es decir la trampilla 19 o bien (véase el bloque 39) el "by-pass" de la turbina HP, es decir la trampilla 18,

- un bloque de control 40 del circuito de derivación (by-pass) del compresor HP que manda (véase el bloque 41) la apertura o el cierre de esta derivación.

Estimación estática del turbocompresor BP

5 En el caso de un sistema con doble sobrealimentación el funcionamiento del sistema HP está fuertemente influido por el sistema BP. Se utiliza entonces un estimador estático que predice en funcionamiento estacionario las condiciones en los terminales del sistema BP, después en la entrada del sistema HP. Estas estimaciones se utilizan a continuación para determinar las referencias del sistema HP y los preposicionamientos de su accionador descritos más adelante.

10 Se desea que la estimación del sistema BP tenga en cuenta la influencia de las condiciones exteriores sobre su funcionamiento para poder en la segunda etapa tenerlas en cuenta en las referencias y el preposicionamiento HP.

Para este fin la estructura representada en la figura 3 está propuesta para estimar en estática las variaciones de las condiciones medioambientales sobre el sistema BP.

En esta figura 3:

15 PavalTBP es la medida de la presión aguas abajo de la turbina BP,

PRtBP es la estimación de la relación de disminución de presión de la turbina BP,

TinCBP es la medida de la temperatura del aire en la entrada del compresor BP, y

PRcBP es la estimación de la relación de compresión BP.

20 El caudal del aire de referencia es cartografiado en cuanto a régimen y par motor, como se muestra en la figura 4.

A continuación se pueden calcular las condiciones en los terminales del sistema HP con las siguientes fórmulas:

Estimación de la presión aguas arriba del compresor HP = Medida de la presión atmosférica X Estimación de la relación de compresión BP.

25 Estimación de la presión aguas abajo de la turbina HP = Medida de la presión aguas abajo de la turbina BP X Tasa de disminución de presión de la turbina BP.

Estas magnitudes son importantes en la serie de cálculos. Pueden ser estimadas de la forma propuesta aquí, o medidas por los captadores.

30 Cuando el sistema HP está desactivado (es decir, que el circuito de derivación del compresor HP y el circuito de derivación de la turbina HP están abiertos, dicho de otra forma, que las válvulas de mariposa 18 y 20 están en posición abierta) estas estimaciones son inútiles pues las presiones aguas arriba de la compresión BP y aguas abajo de la turbina BP son directamente medidas por los captadores.

35 La presión aguas abajo de la turbina BP puede ser medida por un captador piezoeléctrico situado aguas arriba del filtro de partículas (FAP). La variación de presión es traducida en tensión que es medible por el calculador de inyección. Una vez expresada numéricamente la tensión, es traducida en hecto Pascales (HPa) por medio de una tabla de correspondencia.

40 La temperatura del aire a la entrada del compresor BP puede ser medida por un captador resistivo de tipo CTN (coeficiente de temperatura negativo). La variación de la resistencia se traduce en tensión, que es medible por el calculador de inyección. Una vez expresada numéricamente la tensión, es traducida en grados Kelvin (K°) mediante una tabla de correspondencia.

La presión atmosférica puede ser medida por un captador piezoeléctrico situado aguas arriba del filtro de partículas (FAP). La variación de presión se traduce en tensión que es medible por el calculador de inyección. Una vez expresada numéricamente la tensión, es traducida en hecto Pascales (HPa) por medio de una tabla de correspondencia.

45 Elaboración de la referencia de presión de sobrealimentación

La referencia de presión de sobrealimentación es cartografiada en cuanto a régimen del motor y caudal de carburante. Las correcciones función de las condiciones medioambientales necesarias para proteger – especialmente los sobrerregímenes – los turbocompresores son diferentes según el sistema activo. Si el sistema BP es activo, las correcciones son similares a las de una simple sobrealimentación. Por el contrario, si el sistema HP es

activo, las correcciones dependen de las condiciones aguas arriba del compresor HP, por lo tanto aguas abajo del compresor BP.

5 Por otra parte, el régimen del turbocompresor está ligado a la relación de compresión del sistema. Conviene por tanto limitar la relación de compresión referencia más que la referencia de presión de sobrealimentación para proteger al compresor: esta variable es más representativa de un comportamiento físico del sistema.

Las referencias del regulador son por tanto calculadas en varias etapas:

- una primera etapa que determina la referencia de presión de sobrealimentación dada por una cartografía simple que depende del régimen y del par motor,
- 10 - una segunda etapa que determina la relación de compresión referencia para el sistema activo, teniendo en cuenta la presión de sobrealimentación referencia y las correcciones para proteger el turbocompresor activo dependiendo de las condiciones en sus terminales.

La primera etapa se resume por tanto en una simple cartografía que da la referencia que corresponde a regulaciones del motor, como se ha mostrado en la figura 5.

Las regulaciones HP y BP

15 Las dos regulaciones son exclusivas y utilizan los dos mismos reguladores 33, 34 y para esto es suficiente entonces reiniciarlos durante las transiciones entre los sistemas.

Los dos reguladores están en una configuración denominada "en cascada", es decir que el regulador 33 de la relación de compresión corrige la referencia de relación de disminución de presión de la turbina.

20 El primer regulador 33 permite controlar la relación de compresión BP o HP, y el segundo regulador 34 permite controlar la relación de disminución de presión en las turbinas BP o HP.

Las relaciones de compresión de cada sistema pueden ser bien medidas por medio de captadores, o sea estimadas a partir de la utilización de modelos destinados a sustituir a estos captadores.

La figura 6 muestra la estructura de las regulaciones HP y BP. Según esta estructura, cuando el sistema está activo,

- 25 - la referencia de relación de compresión corresponde a la referencia de la relación de compresión HP,
- la medida de relación de compresión corresponde a la medida de la relación de compresión HP,
- la referencia de relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la referencia de la relación de disminución de presión de la turbina HP,
- 30 - la medida de relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la medida de la relación de disminución de presión de la turbina HP,
- el preposicionamiento corresponde al preposicionamiento HP, y
- la señal de mando corresponde a la señal de mando del by-pass HP.

Por otra parte, cuando el sistema BP está activo,

- la referencia de la relación de compresión corresponde a la referencia de la relación de compresión BP,
- 35 - la medida de la relación de compresión corresponde a la medida de la relación de compresión BP,
- la referencia de la relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la referencia de la relación de disminución de presión de la turbina BP,
- la medida de la relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la medida de la relación de disminución de presión de la turbina BP,
- 40 - el preposicionamiento corresponde al preposicionamiento BP, y
- la señal de mando corresponde a la señal de mando del by-pass BP.

Elaboración de las referencias de relación de compresión BP y HP

La referencia de la relación de compresión se determina a partir de la referencia de presión de sobrealimentación y de la presión aguas arriba del compresor regulado. Esta presión puede medirse o estimarse: en el caso del compresor BP, es la presión atmosférica. Para el compresor HP es la presión de salida del compresor BP, eventualmente corregida para tener en cuenta la pérdida de carga del intercambiador de enfriamiento.

5 La relación de compresión de referencia es a continuación limitada para tener en cuenta los terminales de sobrerégimen del turbocompresor activo, de una forma similar a la conocida para un sistema de sobrealimentación simple.

El regulador actúa a continuación sobre la referencia que corresponde al sistema activo, como ha sido mostrado por el esquema de la figura 7.

10 Medida de las relaciones de compresión BP y HP

Esta medida está ilustrada por el esquema de la figura 8.

Cuando el sistema HP está activo, la medida de la presión aguas arriba del compresor corresponde a la estimación de la presión aguas arriba del compresor HP.

15 Cuando el sistema BP está activo, la medida de la presión aguas arriba del compresor corresponde a la medida de la presión atmosférica.

Elaboración de las referencias de las disminuciones de presión BP y HP

Las referencias de la tasa de disminución de presión dependen de la referencia de la relación de compresión con una corrección sobre la presión aguas abajo de la turbina. Para esto se ha propuesto la estructura representada en la figura 9.

20 Según esta estructura, si el sistema HP está activo, la referencia de la relación de compresión corresponde a la referencia de la relación de compresión HP y la presión aguas abajo de la turbina corresponde a la estimación de la presión aguas abajo de la turbina HP.

25 Si, por el contrario, el sistema BP está activo, la referencia de la relación de compresión corresponde a la referencia de la relación de compresión BP y la presión aguas abajo de la turbina corresponde a la medida de la presión aguas abajo de la turbina BP.

Medida de las relaciones de las disminuciones de presión BP y HP

30 Cualquiera que sea el sistema activo (BP o HP) la presión aguas arriba de la turbina proviene del mismo captador de presión situado aguas arriba de la turbina HP. En efecto, cuando el sistema BP está activo el by-pass de la turbina está completamente abierto y por tanto la presión aguas arriba de la turbina HP es igual a la presión aguas arriba de la turbina BP.

En este caso, si el sistema HP está activo, la medida de la relación de disminución de presión HP corresponde a la medida de la presión aguas arriba de la turbina HP dividida por la estimación de la presión aguas abajo.

35 Si, por el contrario, el sistema BP está activo, la medida de la relación de disminución de presión BP corresponde a la medida de la presión aguas arriba de la turbina HP dividida por la medida de la presión aguas abajo de la turbina BP.

40 La presión aguas abajo de la turbina BP puede ser medida por un captador piezoeléctrico situado aguas arriba del filtro de partículas (FAP). La variación de presión se traduce en tensión que es medible por el calculador de inyección. Una vez expresada numéricamente la tensión, es traducida en hecto Pascales (HPa) por medio de una tabla de correspondencia.

Preposicionamiento de los accionadores BP y HP

45 El objetivo del preposicionamiento es aportar una anticipación al regulador en bucle cerrado, mandando al accionador del sistema al valor correspondiente a su funcionamiento estabilizado deseado. Los preposicionamientos de un accionador dependen por tanto de una medida o de una estimación de las condiciones en los terminales del turbocompresor considerado y de las referencias de la relación de compresión y de disminución de presión. A partir de las estimaciones estáticas del sistema BP descritas antes se conocen estas condiciones para los dos sistemas (HP y BP). Para esto, se ha proporcionado el esquema representado en la figura 10.

Arbitraje de los sistemas BP-HP

5 El mando del sistema activo está dado por la salida del regulador. El accionador del otro sistema es preposicionado en un valor dado por una cartografía. Cuando el regulador BP es activo, el mando del by-pass de la turbina HP está normalmente mandado completamente abierto. Cuando el regulador HP está activo, la wastegate BP está normalmente preposicionada cerrada, pero puede ser preposicionada abierta por razones de anticontaminación.

El esquema de la figura 11 explica este funcionamiento.

10 El arbitraje de las dos regulaciones (BP o HP) depende de la salida del regulador 34 de la tasa de disminución de presión con una condición sobre el signo del error entre la referencia de relación de la compresión y la medida, para asegurar una histéresis. Las dos transiciones posibles son entonces:

- Si la regulación BP está activa, la salida del regulador es superior a un umbral y el error de regulación es positivo, entonces se activa el regulador HP y se desactiva el regulador BP.

- Si la regulación HP está activa, la salida del regulador es inferior a un umbral y el error de regulación es negativo, entonces se activa el regulador BP y se desactiva el regulador HP.

15 El esquema de la figura 12 ilustra a título de ejemplo el arbitraje de las dos regulaciones anteriores.

Control del by-pass (derivación) del compresor HP

Se propone utilizar una estrategia similar a la presentada antes. Sin embargo, con la estrategia propuesta de transición entre los dos turbos es preciso tener en cuenta en el mando del by-pass (derivación) del compresor una condición de apertura del by-pass de la turbina HP para evitar un sobrerégimen HP.

20 Este control está ilustrado por el esquema de la figura 13.

25 En otros términos, el sistema según el invento está controlado por una sola regulación compuesta por dos reguladores (relación de compresión y relación de disminución de presión de la turbina) que actúa sobre el by-pass de la turbina HP o sobre la wastegate BP según el sistema que está siendo regulado. Se considera que los dos accionadores de mando son sucesivos: cuando se está en apoyo en un accionador se pasa al otro. Así, la zona de utilización de cada sistema (HP o BP) no está predeterminada por cartografías estáticas sino que es dinámica: depende del estado del sistema y del regulador.

30 Por otra parte, al estar ligados de forma estática el régimen de un turbocompresor y la relación de compresión por medio del caudal de aire, el sistema según el invento limita la relación de compresión a un valor máximo para evitar un sobrerégimen de las turbinas. Las estructuras según el estado de la técnica no tienen en cuenta este fenómeno. El sistema según el invento transforma la referencia de la presión de sobrealimentación en referencia de la relación de compresión para cada turbocompresor. Esta transformación es inmediata cuando se utiliza el sistema BP, pero debe pasar por un captador de presión suplementario o por una modelización.

De este modo se pueden tener en cuenta los riesgos de sobrerégimen, sobre todo durante los regímenes transitorios en la referencia del regulador, lo que no era el caso en las estructuras según el estado de la técnica.

35 Finalmente, en lo que se refiere a los preposicionamientos de los accionadores, éstos deben ser adaptados para tener en cuenta las variaciones de las condiciones en los terminales del turbocompresor. En el caso de un sistema de sobrealimentación simple son las condiciones atmosféricas y la presión aguas abajo de la turbina. En el caso de un sistema de doble sobrealimentación las condiciones en los terminales del sistema HP dependen del sistema BP. Es preciso pues estimar estas condiciones por medio de un modelo o medirlas. Este enfoque, más físico que el conocido, permite una mayor robustez del preposicionamiento de los accionadores y una disminución del tiempo de puesta a punto gracias a una separación de los sistemas.

40

REIVINDICACIONES

1. El sistema de regulación de la presión de sobrealimentación para un motor de combustión interna (1) que tiene dos etapas de turbocompresores (2, 3), a saber un turbocompresor de baja presión (BP) y un turbocompresor de alta presión (HP), estando las zonas de funcionamiento de cada uno de los turbocompresores (2, 3) controladas por válvulas de mariposa (18, 19, 20) mandadas por accionadores que cierran o abren un circuito de derivación asociado a cada uno de los turbocompresores (2, 3) caracterizado porque este sistema comprende medios (31) para elaborar una referencia de presión de sobrealimentación, medios (32) para transformar esta referencia en una referencia de la relación de compresión para cada uno de los turbocompresores, cooperando esta última referencia con un primer regulador (33) para regular la relación de compresión de cada uno de los turbocompresores, cooperando este primer regulador (33) con un segundo regulador (34) para regular la relación de disminución de presión de cada uno de los turbocompresores en función de un valor de referencia (35) de la relación de disminución de la presión para cada uno de estos turbocompresores, medios para preposicionar los accionadores de mando de las válvulas de mariposa de regulación de las presiones a la salida de cada uno de los dos turbocompresores, cooperando los dos reguladores (33, 34) con una unidad de arbitraje (37) adaptada para mandar un accionador para modificar la presión a la salida de uno de los turbocompresores o a la salida del otro turbocompresor.
2. Sistema según la reivindicación 1, caracterizado porque tiene además unos medios de control (40) de la apertura del circuito de derivación conectado a la salida del compresor del turbocompresor de alta presión (3) que coopera con un accionador para mandar la apertura de este circuito de derivación.
3. Sistema según una de las reivindicaciones 1 ó 2, caracterizado porque tiene medios para hacer una estimación estática del turbocompresor BP (2) en función del régimen del motor y del caudal de aire a la entrada del turbocompresor, y a partir de esta estimación calcular las presiones aguas arriba y aguas abajo del compresor del turbocompresor HP con la ayuda de las siguientes relaciones:
- estimación de la presión aguas arriba del compresor HP = Medida de la presión atmosférica X Estimación de la relación de compresión BP,
 - estimación de la presión aguas abajo de la turbina HP = Medida de la presión aguas abajo de la turbina BP X Tasa de disminución de presión de la turbina BP.
4. Sistema según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado porque tiene medios para elaborar la referencia de presión de sobrealimentación (21) por medio de una cartografía y medios para corregir esta referencia para proteger el turbocompresor activo con respecto a sobrerregímenes.
5. Sistema según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado porque los dos reguladores (33, 34) del sistema cooperan de forma que el regulador (33) de la relación de compresión corrige la referencia (35) de la relación de disminución de presión de la turbina del turbocompresor.
6. Sistema según la reivindicación 5, caracterizado porque cuando el turbocompresor HP está activo,
- la referencia de relación de compresión corresponde a la referencia de la relación de compresión HP,
 - la medida de la relación de compresión corresponde a la medida de la relación de compresión HP,
 - la referencia de la relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la referencia de la relación de disminución de presión de la turbina HP,
 - la medida de la relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la medida de la relación de disminución de presión de la turbina HP,
 - el preposicionamiento del accionador corresponde al preposicionamiento del accionador HP,
 - la señal de mando corresponde a la señal de mando en la válvula del circuito de derivación HP.
7. Sistema según una de las reivindicaciones 5 ó 6, caracterizado porque cuando el turbocompresor está activo,
- la referencia de la relación de compresión corresponde a la referencia de la relación de compresión BP,
 - la medida de la relación de compresión corresponde a la medida de la relación de compresión BP,
 - la referencia de la relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la referencia de la relación de disminución de presión de la turbina BP,
 - la medida de la relación de disminución de presión de la turbina corresponde a la medida de la relación de disminución de presión de la turbina BP,

- el preposicionamiento del accionador corresponde al preposicionamiento del accionador BP,
- la señal de mando corresponde a la señal de mando en la válvula del circuito de derivación BP.

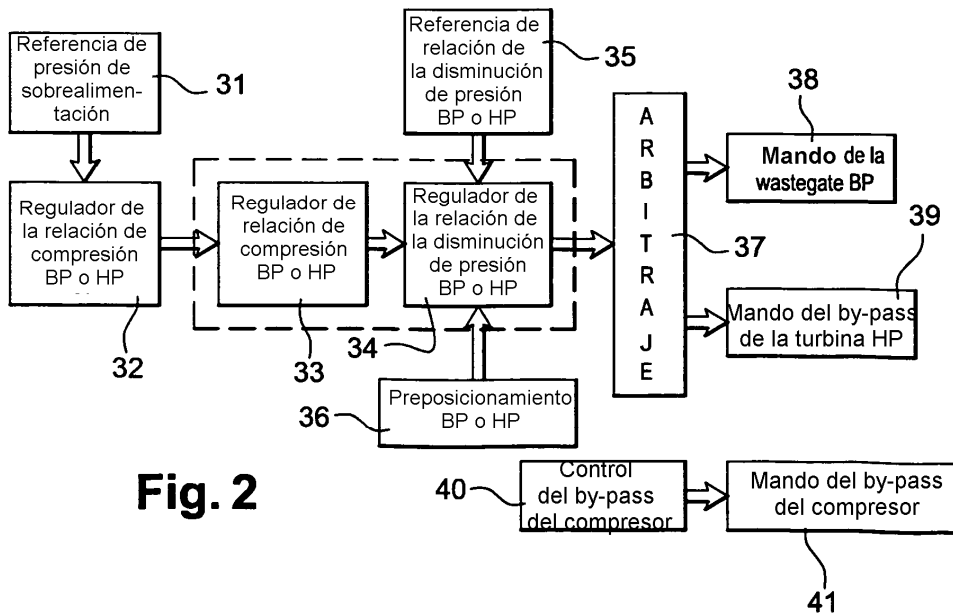
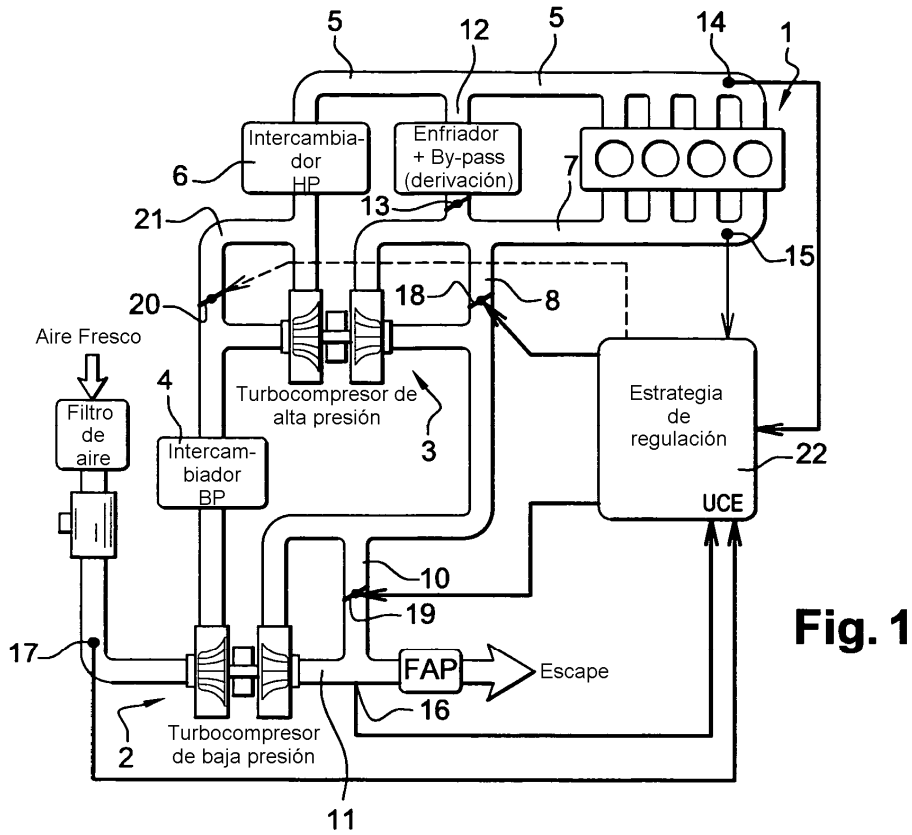
5 8. Sistema según una de las reivindicaciones 1 a 7, caracterizado porque los medios (32) para elaborar las referencias de la relación de compresión de los turbocompresores BP y HP tienen medios para medir o estimar la presión aguas arriba del turbocompresor activo y medios para limitar la relación de compresión para tener en cuenta los límites de sobrerégimen del turbocompresor activo.

9. Sistema según una de las reivindicaciones 1 a 8, caracterizado porque las referencias de disminución de la presión de las turbinas de los turbocompresores BP y HP son determinadas a partir de la referencia de la relación de compresión aplicando una corrección sobre la presión aguas abajo de la turbina.

10 10. Sistema según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizado porque los medios (36) para preposicionar los accionadores de regulación de la presión a la salida de los turbocompresores BP y HP están adaptados para preposicionar dichos accionadores en función del funcionamiento estabilizado deseado para uno u otro de los turbocompresores.

15 11. Sistema según una cualquiera de las reivindicaciones 1 a 10, caracterizado porque la unidad de arbitraje (37) está adaptada para mandar la apertura del circuito de derivación conectado a la turbina HP cuando el regulador BP está activo y para mandar el cierre del circuito de derivación conectado a la turbina BP cuando el regulador HP está activo.

20 12. Sistema según una de las reivindicaciones 1 a 11, caracterizado porque los medios de control de la apertura del circuito de derivación conectado a la salida del compresor HP tienen medios para limitar esta apertura a fin de evitar un riesgo de sobrerégimen de la turbina.



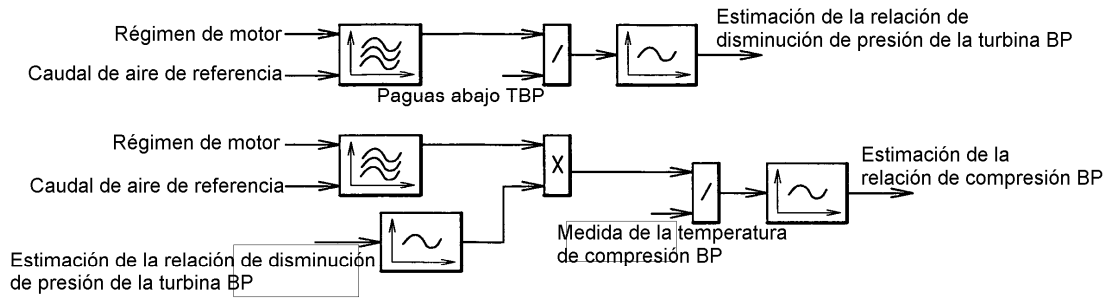


Fig. 3

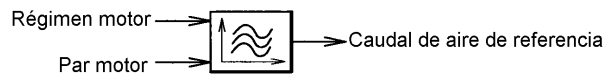


Fig. 4



Fig. 5

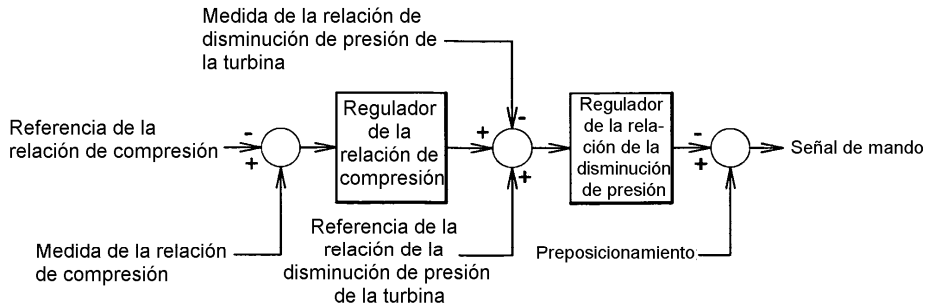


Fig. 6

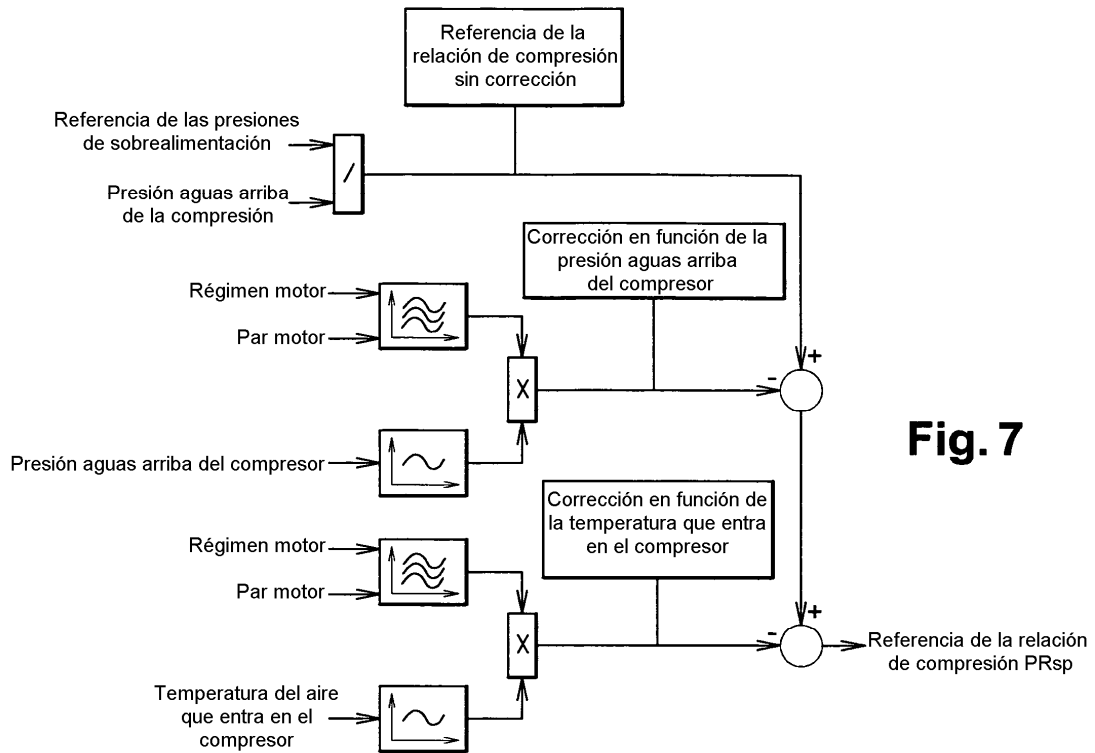


Fig. 7

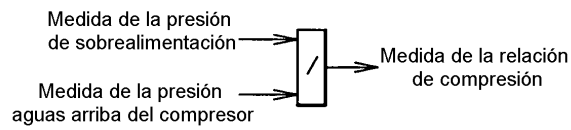


Fig. 8

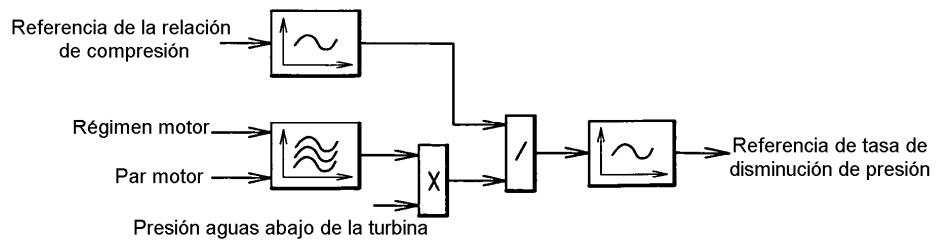


Fig. 9

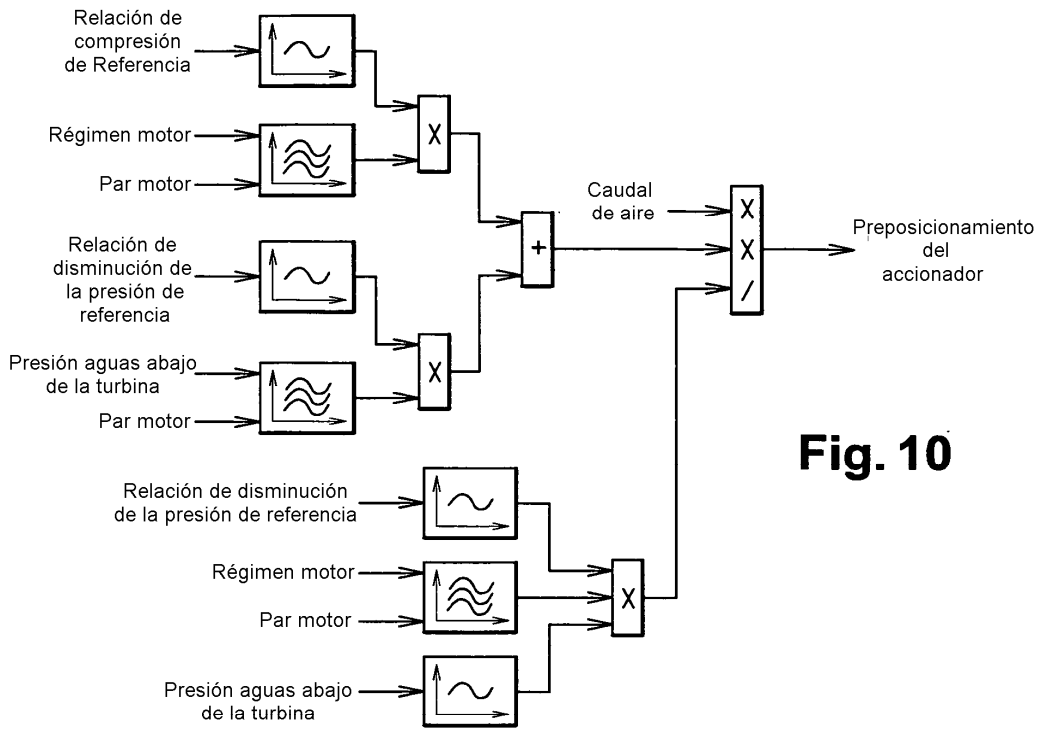


Fig. 10

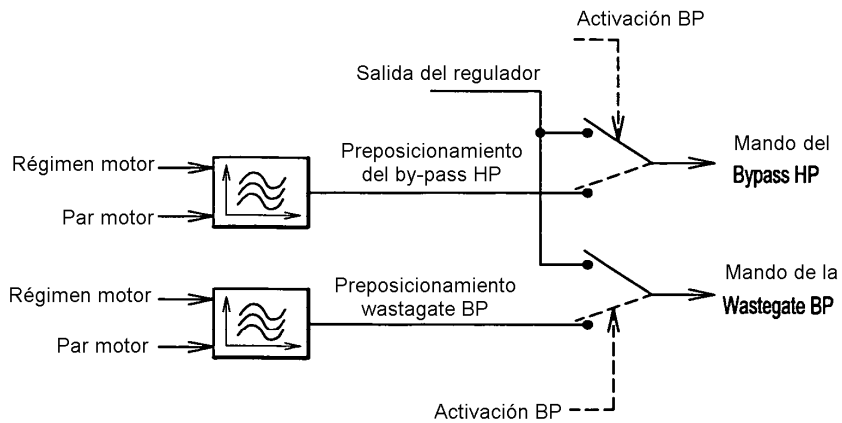


Fig. 11

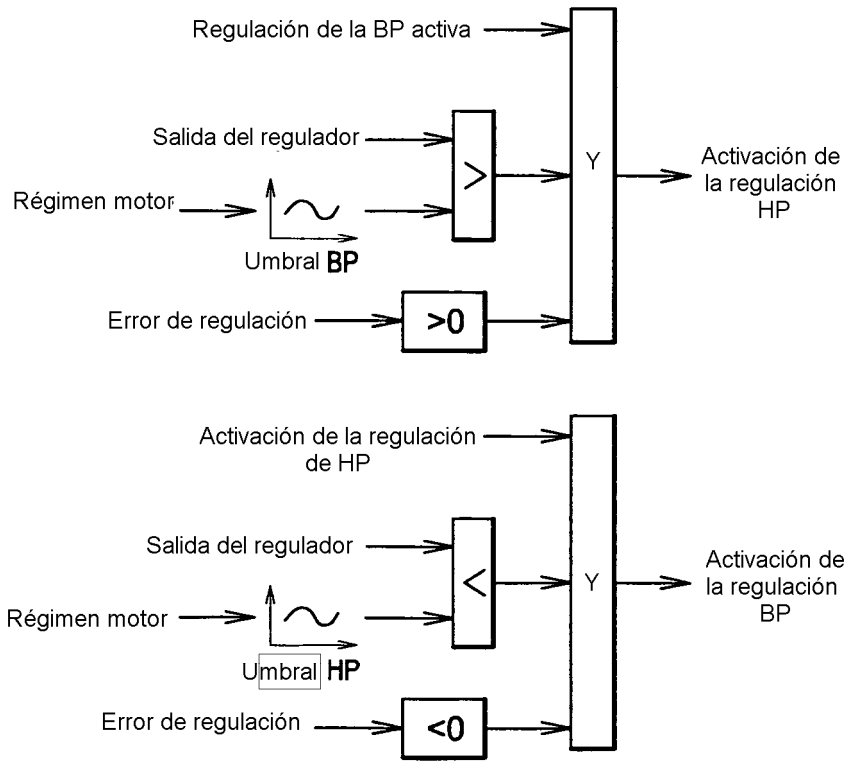


Fig. 12

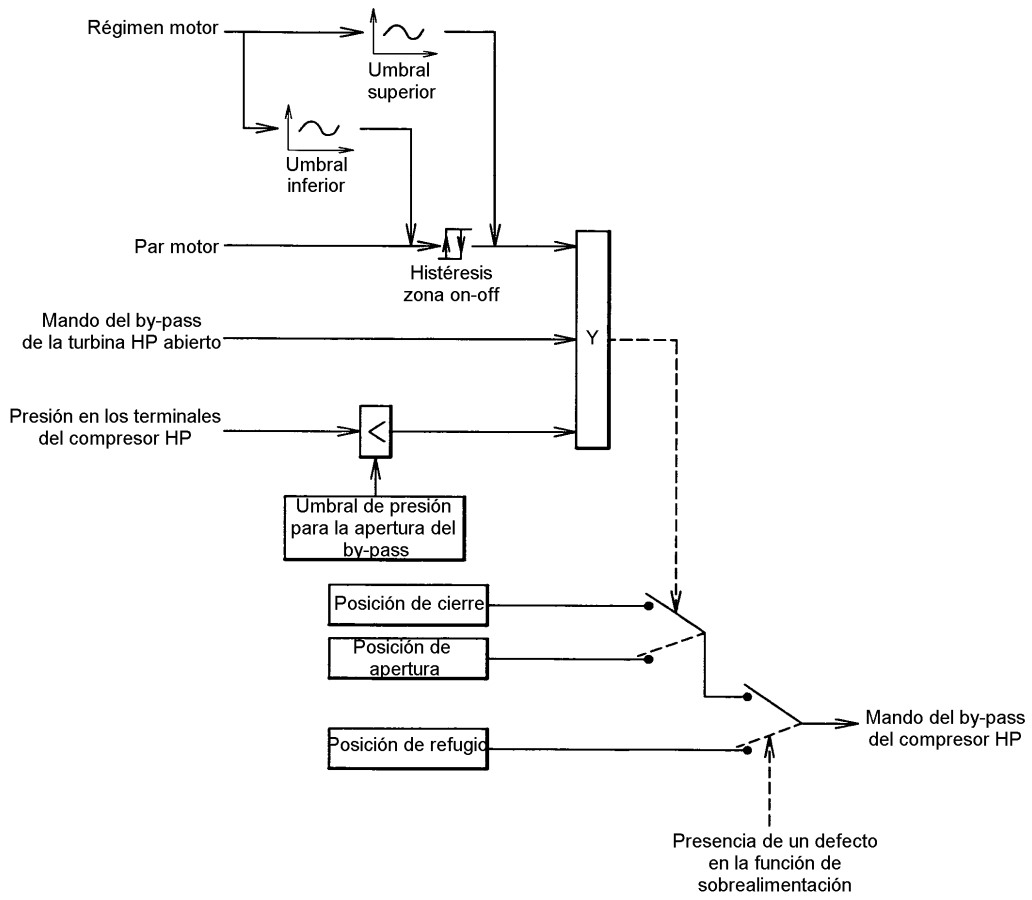


Fig. 13