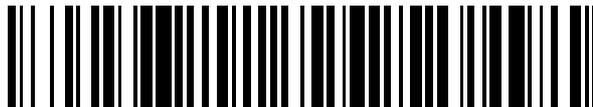


19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 430 164**

51 Int. Cl.:

F02D 45/00 (2006.01)

F02D 41/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **08.09.2003 E 03794285 (1)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **21.08.2013 EP 1538325**

54 Título: **Dispositivo de control para un motor de combustión interna**

30 Prioridad:

09.09.2002 JP 2002263173

09.09.2002 JP 2002263182

26.12.2002 JP 2002378018

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

19.11.2013

73 Titular/es:

TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA (100.0%)

1, Toyota-cho

Toyota-shi, Aichi-ken, 471-8571, JP

72 Inventor/es:

KOBAYASHI, NOBUKI;

SASAKI, SHIZUO;

AOYAMA, TARO;

YOSHIZAKI, KOUJI;

MURATA, HIROKI;

HASHIMOTO, YOSHIKI;

INAGAKI, KAZUHISA;

NAKAKITA, KIYOMI;

NAKAHARA, SHOJI y

HOTTA, YOSHIHIRO

74 Agente/Representante:

ISERN JARA, Jorge

ES 2 430 164 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

Dispositivo de control para un motor de combustión interna

5 Sector técnico

La presente invención se refiere a un sistema de control para un motor de combustión interna, más particularmente se refiere a un sistema de control para optimizar la combustión en un motor diesel.

10 Antecedentes técnicos

Debido al reciente endurecimiento de los controles de gases de escape y a las exigencias de reducción de ruidos, ha habido una demanda creciente de optimización de la combustión en las cámaras de combustión, incluyendo de los motores diesel. Para optimizar la combustión, resulta necesario, incluso en motores diesel, el control de la cantidad de combustible inyectado, momento en que se efectúa la inyección de combustible, periodo de inyección, etc.

15 No obstante, en un motor diesel, en general, la cantidad de aire admitido no se ajusta. La carga del motor es controlada por la cantidad de combustible inyectado. Por lo tanto, en un motor diesel, la combustión es llevada a cabo en una zona con una relación aire-combustible pobre, considerablemente más elevada que la relación aire-combustible estequiométrica. Además, la proporción aire-combustible cambia dependiendo de la carga. Por lo tanto, en un motor diesel convencional, la proporción aire-combustible no es controlada estrictamente tal como en un motor de gasolina. En el pasado, la cantidad de combustible inyectado, el momento de efectuar la inyección de combustible, y otros parámetros de la inyección de combustible tampoco han sido controlados tan estrictamente como en un motor de gasolina. Además, en el pasado, en un motor diesel, los valores objetivo de la cantidad de combustible inyectada, momento de la inyección, presión de la inyección, y otros parámetros de la inyección de combustible han sido determinados a partir de las condiciones de funcionamiento del motor (velocidad, grado de apertura del acelerador, etc.) y los inyectores de combustible se han controlado en bucle abierto de acuerdo con estos valores objetivo. No obstante, con el control de bucle abierto es imposible impedir errores en la cantidad real de combustible inyectado en comparación con la cantidad de combustible inyectado objetivo, y era difícil controlar de manera precisa la situación de combustión para llegar a la situación objetivo.

20 Además, para mejorar las características de los gases de escape y reducir los ruidos, es eficaz realizar la inyección de combustible de tipo por inyección múltiple una serie de veces antes o después de la inyección principal de combustión, para ajustar de manera óptima la situación de la combustión. No obstante, para la inyección de combustible de tipo múltiple, es necesario controlar de manera precisa las cantidades de combustible inyectado y los momentos en los que se efectúa la inyección de la multiplicidad de inyecciones de combustible.

25 Además, en un sistema de inyección de combustible a alta presión del tipo de conducto común ("common rail") diseñado para su utilización en motores diesel modernos para mejorar la situación de la combustión, dado que el periodo de inyección de combustible es reducido y la presión de inyección de combustible varía durante la inyección, existe el problema de susceptibilidad de error en la cantidad de combustible inyectado. Por lo tanto, en un sistema de inyección de combustible a alta presión del tipo de conducto común, se tienen que adoptar medidas tales como el ajuste de la tolerancia de los inyectores de combustible en valores pequeños, a efectos de mejorar la exactitud de la inyección de combustible, pero en la práctica, los inyectores de combustible cambian en cuanto a las características de inyección de combustible a lo largo del periodo de utilización debido al desgaste de las piezas, etc., de manera que con un control por bucle abierto es difícil hacer que los parámetros de inyección de combustible se adapten de manera constante y precisa a los valores objetivo.

30 De esta manera, en un motor diesel, es posible que tengan lugar errores en la cantidad de combustible inyectado, etc., de manera que aunque se ajusten los valores objetivo para conseguir una situación de combustión óptima, en la práctica es difícil en algunos casos hacer que la cantidad de combustible inyectado se adapte al valor objetivo.

35 Por otra parte, es conocido en esta técnica el reducir la temperatura de la combustión de un motor para reducir las emisiones de NO_x y otras emisiones perjudiciales recirculando una parte de los gases de escape del motor a las cámaras de combustión del motor en forma de gases EGR. Además, incluso en un motor diesel que funcione con el sistema normal de relación de aire-combustible pobre, es posible suministrar una cantidad relativamente grande de gases EGR a la cámara de combustión para reducir las emisiones perjudiciales de los gases de escape.

40 No obstante, los gases EGR tienen un importantes efectos en la combustión. En particular, en un motor diesel, la cantidad de gases EGR tiene un efecto importante en el tiempo de retraso de la ignición desde el inicio de la inyección de combustible hasta el momento en el que el combustible inyectado empieza a quemar. Por lo tanto, si se suministra un exceso de gases EGR a la cámara de combustión, la situación de combustión en el motor se deteriorará y tendrá lugar una reducción del rendimiento del motor y un deterioro de las características de los gases de escape.

65

Por otra parte, si la cantidad de gases EGR es reducida, el efecto de reducción de las emisiones perjudiciales disminuirá. Por lo tanto, la cantidad de gases EGR tiene que ser controlada en una cantidad adecuada, de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor.

5 No obstante, de manera convencional, la cantidad de gases EGR no ha sido controlado de manera precisa. En particular, en un motor diesel, el grado de apertura de una válvula EGR para controlar el caudal de gases EGR se ha controlado habitualmente en bucle cerrado a un valor determinado a partir de la velocidad del motor y el grado de apertura del acelerador (cantidad del presionado del pedal del acelerador).

10 No obstante, debido al reciente endurecimiento de los controles de gases de escape y a las exigencias de reducción del ruido, se ha presentado la necesidad de controlar de manera precisa incluso el caudal de gases EGR a su valor óptimo. Si se controla el EGR de esta manera, de forma precisa, no se puede conseguir una exactitud suficiente con el control en bucle abierto basándose en la velocidad del motor y la apertura del acelerador tal como en el pasado. Además, por ejemplo, es posible disponer un sensor de la proporción aire-combustible en el escape del motor y controlar la cantidad de gases EGR basándose en la proporción de aire-combustible en el escape por el sensor de la proporción aire-combustible, pero con un motor tal como un motor diesel que funciona en la situación en la que la relación aire-combustible en el escape es extremadamente pobre, la exactitud de la detección del sensor de la proporción de aire-combustible disminuye, de manera que se presenta el problema de que si se efectúa el control de la cantidad de gases EGR basándose en la proporción aire-combustible del escape detectada por el sensor de la proporción aire-combustible, el error se hace grande.

Incluso en el caso de control de la cantidad de gases EGR, es eficaz detectar la situación actual de la combustión de algún modo y controlar la realimentación de la cantidad de gases EGR de manera que la situación real de la combustión se adapta a la situación prevista de la combustión.

25 Es decir, si bien de manera convencional se ha controlado en bucle abierto la cantidad de combustible inyectado, momento de la inyección del combustible, cantidad de gases EGR, etc., basándose en la velocidad del motor y el grado de apertura del acelerador, para mejorar las características de los gases de escape y reducir ruidos, resulta necesario controlar de manera precisa la cantidad de combustible inyectado, el momento en que se efectúa la inyección de combustible, cantidad de gases EGR, etc., basándose en la situación real de la combustión.

30 El control de la inyección de combustible o de EGR basándose en la situación real del motor de combustión se describe, por ejemplo, en la Publicación de Patente Japonesa No Examinada (Kokai) No. 2000-54889.

35 El sistema de la Publicación de Patente Japonesa No Examinada (Kokai) No. 2000-54889 no se refiere a un motor diesel, sino a un motor de gasolina, pero utiliza el grado de liberación de calor (generación de calor) en la cámara de combustión como parámetro de la combustión que expresa la situación de la combustión del motor y controla el caudal de gases EGR y del momento en que efectúa la inyección de combustible, cantidad de combustible inyectado, momento en que se efectúa la ignición, etc., de manera que el valor de la liberación de calor consigue un modelo predeterminado.

45 Es decir, el sistema de la Publicación de Patente Japonesa No Examinada (Kokai) No. 2000-54889 dispone un sensor de presión en los cilindros para detectar la presión dentro de la cámara de combustión de cada cilindro, calcula el grado de liberación de calor en cada ángulo del cigüeñal basándose en la presión real detectada dentro de la cámara de combustión (presión de combustión) y ángulo del cigüeñal, y controla en realimentación la cantidad de gases EGR, el momento en que se efectúa la ignición, en el momento en que se efectúa la inyección de combustible, etc., de manera que el modelo de cambio del valor de liberación de calor con respecto al ángulo del cigüeñal se adapta a un modelo ideal predeterminado de cambio de acuerdo con las condiciones de funcionamiento y obtiene, por lo tanto, la combustión óptima.

50 El sistema de la Publicación de Patente Japonesa No Examinada (Kokai) No. 2000-54889 tiene en cuenta la liberación de calor como parámetro relativo a la combustión, calcula el modelo de la liberación de calor en condiciones de funcionamiento reales, y hace que la liberación de calor siga un modelo predeterminado por control por realimentación del momento en el que se efectúa la ignición, cantidad de combustible inyectado, etc. El sistema de la Publicación de Patente Japonesa No Examinada (Kokai) No. 2000-54889 se refiere a un motor de gasolina, pero se puede considerar que da a conocer también sensores de presión de cilindro en un motor diesel y, por lo tanto, calcula el modelo de liberación de calor, basado en las salidas procedentes de los sensores de presión de cilindro y control por realimentación del momento en que se efectúa la inyección de combustible y de la cantidad de combustible inyectado, de manera que las posiciones máximas o modelo de la liberación de calor pasan a ser posiciones máximas predeterminadas o modelo de la liberación de calor.

65 No obstante, el sistema de la Publicación de Patente Japonesa No Examinada (Kokai) No. 2000-54889 utiliza solamente el calor liberado en la cámara de combustión como parámetro que expresa la situación de combustión del motor para control por realimentación de la situación de combustión. El sistema de la publicación de patente japonesa no examinada No. 2000-54889 se utiliza para un motor de gasolina. En un motor de gasolina, la mezcla aire-combustible premezclada entra en ignición por chispas. La ignición, combustión y otros parámetros de la

combustión, tampoco cambian excesivamente. Por lo tanto, no se produce un error considerable si se utiliza solamente las posiciones máximas o modelo de liberación de calor como parámetro que expresa la situación de la combustión.

5 No obstante, en un motor diesel, por ejemplo, en algunos casos se lleva a cabo no solamente una inyección principal de combustible, sino también una inyección múltiple de combustible incluyendo inyección piloto antes de la inyección principal de combustible, Post inyección llevada a cabo después de la inyección principal de combustible, etc. Incluso, teniendo en cuenta solamente el tipo de inyección (modalidad de inyección), existe el algunos casos una gran diferencia. Además, en un motor diesel, el modelo de combustión (modalidad de combustión) cambia
10 dependiendo de la cantidad de gases EGR.

Por esta razón, dado que el cambio de presión en una cámara de combustión difiere notablemente dependiendo de la modalidad de inyección o también de la modalidad de combustión, el control de la realimentación de la situación de combustión solo por las posiciones máximas o modelo de liberación de calor, no es necesariamente adecuado.

15 Por ejemplo, en un inyector de combustible en el cilindro de un motor diesel, la cantidad de combustible inyectado, momento en que se efectúa la inyección, y otras características de la inyección de combustible varían gradualmente a lo largo del periodo de utilización, resultando en una desviación en las características de la inyección de combustible, pero dicha desviación de las características de inyección de combustible es difícil de corregir de
20 manera precisa basándose en las posiciones máximas o modelo de la liberación de calor.

Además, cuando se lleva a cabo inyección piloto o inyección principal de combustible o Post inyección u otro tipo de inyección múltiple, la optimización de la situación de la combustión requiere un control óptimo de la cantidad de combustible inyectado y del tiempo de la inyección del combustible de cada uno de ellos, pero el control por
25 realimentación de las características de inyección de combustible de una serie de inyecciones de combustible es difícil basándose solamente en las posiciones máximas modelo o proporción de liberación de calor.

Por otra parte, como ejemplo de un sistema de control de la combustión de un motor de combustión interna utilizando un parámetro distinto de la liberación de calor para detectar la situación de combustión y controlando las características de la inyección de combustible de una inyección de combustible múltiple, de acuerdo con la situación de combustión, se puede citar el que se describe en la Publicación de Patente Japonesa No Examinada (Kokai) No.
30 2001-123871.

El sistema de la Publicación de Patente Japonesa No Examinada (Kokai) No. 2001-123871 mide el ruido de la combustión de un motor diesel, evalúa si la cantidad de inyección piloto es demasiado grande basándose en el ruido de la combustión medido, y corrige la cantidad de inyección piloto basándose en ello. Además, en lo que respecta al ruido de la combustión, se utiliza la derivada o segunda derivada de la presión en el cilindro detectada por un sensor de presión del cilindro que detecta la presión dentro de la cámara de combustión para eliminar el efecto de vibración mecánica y mejorar de esta manera la exactitud de la detección del ruido de la combustión.

40 Es decir, el sistema de la publicación de patente japonesa no examinada (Kokai) N° 2001-123871 controla por realimentación la cantidad de inyección piloto basándose en el ruido de combustión medido realmente a efectos de mantener el nivel de ruido de la combustión por debajo de un nivel objetivo en todo momento.

45 Tal como se ha explicado anteriormente, dado que el sistema de la publicación de patente japonesa no examinada (Kokai) N° 2001-123871 controla por realimentación la cantidad de inyección piloto basándose en el ruido de combustión medido realmente, puede mantener el ruido de la combustión por debajo de un nivel objetivo en todo momento. No obstante, si bien el sistema de la publicación de patente japonesa no examinada (Kokai) 2001-123871 mantiene el ruido de la combustión por debajo de un valor objetivo, no siempre consigue necesariamente una
50 situación de combustión satisfactoria. Inversamente, en algunos casos, deterioran las propiedades de los gases de escape.

Es decir, para obtener propiedades satisfactorias de los gases de escape, es necesario controlar de manera adecuada, no solamente la cantidad de combustible inyectado de la inyección piloto, sino también el tiempo de la inyección, pero el sistema de la publicación de patente japonesa no examinada (Kokai) N° 2001-123871 controla solamente la cantidad de combustible inyectado de la inyección piloto basándose en el ruido de la combustión y no controla el momento en que se efectúa la inyección basándose en la situación real de la combustión. Por lo tanto, el sistema de la publicación de patente japonesa no examinada (Kokai) N° 2001-123871 tiene el problema de que si bien se reducen los ruidos de la combustión, las propiedades de los gases de escape no siempre mejoran.

60 Además, el sistema de la publicación de patente japonesa no examinada (Kokai) N° 2001-123871 trata solamente de inyección piloto y de manera más especial solamente el funcionamiento con una inyección piloto, por lo que tiene el problema de que no puede controlar adecuadamente las cantidades de combustible inyectado y los momentos en que se efectúa la inyección de las diferentes inyecciones de combustible en una inyección de combustible múltiple, consistiendo en una serie de inyecciones piloto o inyección posterior llevada a cabo después de la inyección principal de combustible.
65

MATERIA DE LA INVENCION

5 La presente invención, teniendo en cuenta los problemas anteriores, tiene como objetivo dar a conocer un sistema de control para motores de combustión interna que utiliza un parámetro de combustión óptimo de acuerdo con una modalidad de inyección o modalidad de combustión para control por realimentación de la cantidad de combustible inyectado, momento en que se efectúa la inyección y cantidad de gases EGR incluso en un motor diesel a efectos de posibilitar un control óptimo de la situación de combustión del motor diesel.

10 Para conseguir el objetivo indicado, de acuerdo con la presente invención, se da a conocer un sistema de control para un motor de combustión interna dotado de un inyector de combustible para inyectar combustible en la cámara de combustión de un motor, un sistema EGR para recircular una parte de los gases de escape del motor hacia dentro de la cámara de combustión del mismo en forma de gases EGR, y un sensor de presión del cilindro para detectar la presión dentro de la cámara de combustión del motor, estando dotado el sistema de control para un motor de combustión interna de medios de cálculos de parámetros de la combustión para calcular un parámetro de la combustión que expresa la situación de combustión del motor incluyendo, como mínimo, la cantidad de calor liberada por un cilindro, el momento de inicio de la combustión, y el periodo de la combustión basándose en una relación predeterminada utilizando la presión detectada en la cámara de combustión por el sensor de presión en el cilindro y medios de medición y corrección del ángulo del cigüeñal para corregir, como mínimo, uno de: cantidad de combustible inyectado, momento de la inyección de combustible y cantidad de gases EGR, de manera que el parámetro de la combustión calculado pasa a ser un valor objetivo predeterminado de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor, un parámetro de la combustión seleccionado de acuerdo con la modalidad de inyección de combustible o modalidad de combustión del motor entre una serie de parámetros de la combustión expresando la situación de combustión del motor calculada basándose en la presión en la cámara de combustión y el ángulo del cigüeñal del motor utilizado como parámetro de la combustión para corrección por medio de los medios correctores.

Es decir, en la presente invención, el parámetro de la combustión que expresa la situación de combustión del motor se calcula basándose en la presión real de la cámara de combustión detectada por un sensor de la presión en el cilindro y del ángulo del cigüeñal, pero por ejemplo, solamente el valor de la liberación de calor no es utilizado como parámetro de la combustión para controlar todos los casos. El parámetro óptimo de combustión para la modalidad de combustión determinada por el número de inyecciones de combustible y otras modalidades de inyección de combustible, cantidad de EGR, etc., es decir, el parámetro con el mínimo error en la modalidad de inyección de combustible, y o modalidad de combustión, es seleccionado entre varios de una serie de tipos de parámetros de la combustión calculados basándose en la presión de la cámara de combustión y en el ángulo del cigüeñal utilizado para el control por la realimentación. Seleccionando el parámetro de la combustión que proporciona el menor error de acuerdo con la modalidad de inyección de combustible o modalidad de combustión entre la serie de tipos de parámetros de la combustión del modo indicado, resulta posible controlar de manera óptima la combustión de un motor diesel.

Se debe observar que en la presente descripción, un parámetro que expresa la situación de combustión en una cámara de combustión calculado basándose en la presión en la cámara de combustión, es designado "parámetro de la combustión".

45 Como parámetros de la combustión que pueden ser utilizados en la presente invención, por ejemplo, se citan los siguientes:

50 Valor máximo P_{max} de la presión en la cámara de combustión después del inicio de la combustión (ver figura 2) y ángulo del cigüeñal con el que la presión en la cámara de combustión resulta ser la máxima.

Ángulo del cigüeñal cuando tiene lugar el valor máximo $(dP/d\theta)_{max}$ (ver figura 4) del valor de cambio de la presión en la cámara de combustión con respecto al ángulo del cigüeñal.

55 Valor máximo PV_{max} del producto de la presión en la cámara de combustión y volumen real en la cámara de combustión y ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar PV_{max} .

Diferencia ΔPV_{max} ($=PV_{max}-PV_{maxbase}$) entre el valor máximo PV_{max} del producto de la presión en la cámara de combustión y el volumen de la cámara de combustión y el producto $PV_{maxbase}$ de la presión en la cámara de combustión debido solamente a compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión y volumen real de la cámara de combustión en el ángulo del cigüeñal (θ_{pvmax}) en la que tiene lugar PV_{max} (ver figura 7).

Ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar el valor máximo $(dQ/d\theta)_{max}$ de la liberación de calor en el cilindro.

65 Suma total de la liberación de calor en el cilindro ΣdQ .

La diferencia $P_{max}-P_{min}$ entre el valor máximo P_{max} de la presión en el cilindro después del inicio de la combustión y la presión mínima en el cilindro P_{min} (ver figura 8) en el intervalo hasta el inicio de la combustión en la cámara de combustión después del punto muerto superior de la compresión.

- 5 La diferencia $P_{max}-P_{maxbase}$ entre el valor máximo P_{max} de la presión en el cilindro después del inicio de la combustión y la presión de la cámara de combustión $P_{maxbase}$ (ver figura 9) debido solamente a compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión en el ángulo del cigüeñal que proporciona la máxima presión en el cilindro.
- 10 Utilizando el parámetro adecuado para la modalidad de inyección o modalidad de combustión entre estos parámetros de combustión a efectos de controlar la cantidad de inyección de combustible, momento en que se efectúa la inyección, cantidad de gas de EGR, etc., se controla de manera óptima la situación de combustión del motor.
- 15 Además, en particular para el control de EGR, si se utiliza como parámetro de la combustión el tiempo Δt desde el inicio de la inyección de combustible hasta el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar el valor máximo P_{Vmax} del producto de la anteriormente mencionada presión de la cámara de combustión y volumen real de la cámara de combustión, se hace posible un control de EGR con precisión satisfactoria.
- 20 De manera similar, para el control del EGR, aún utilizando como parámetro de la combustión el tiempo Δt_c después del inicio de inyección del combustible hasta el valor de P_{V^k} calculado basándose en la presión P en la cámara de combustión, el volumen de la cámara de combustión determinado a partir del ángulo del cigüeñal θ , y la proporción de calor específico K de los gases de la combustión, resulta el valor mínimo P_{V^kmin} o el tiempo Δt_c después del inicio de la combustión de combustible desde un inyector de combustible cuando el valor de P_{V^k} es el valor mínimo
- 25 P_{V^kmin} con respecto a aquél cuando pasa a ser el valor máximo P_{V^kmax} , resulta posible un control preciso satisfactorio de EGR.

Además, cuando se lleva a cabo la inyección múltiple de combustible, es también posible utilizar como parámetro de la combustión el parámetro de la combustión que comprende el momento de inicio de la combustión y el momento final en una cámara de combustión calculado utilizando la proporción de cambio $d(P_{V'})/d\theta$ del parámetro $P_{V'}$ expresado como producto de la potencia γ de V y P con respecto al ángulo del cigüeñal θ utilizando la presión P en la cámara de combustión, el volumen V de la cámara de combustión determinado desde el ángulo del cigüeñal θ , y una constante predeterminada γ y corregir los tiempos de inyección y cantidades de inyección (presiones de inyección de combustible) de las diferentes inyecciones de combustible, de manera que estos parámetros de

30 combustión se ajusten con valores objetivo.

BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La figura 1 es una vista de una configuración esquemática de una realización en el caso de aplicar el sistema de inyección de combustible de la presente invención a un motor diesel para un vehículo, la figura 2 es una vista explicativa del parámetro de la combustión P_{max} , la figura 3 es una vista explicativa de la utilización selectiva de un parámetro de la combustión $(dP/d\theta)_{max}$ de acuerdo con la modalidad de inyección, la figura 4 es una vista explicativa de un parámetro de la combustión $(dP/d\theta)_{max}$, la figura 5 es una vista explicativa de la utilización selectiva del parámetro de la combustión $(d^2P/d\theta^2)_{max}$ de acuerdo con la modalidad de inyección, la figura 6 es una vista explicativa de la utilización selectiva de un parámetro de la combustión $(dQ/d\theta)_{max}$ de acuerdo con la

40 modalidad de inyección, la figura 7 es una vista explicativa de un parámetro de la combustión (ΔP_{Vmax}) , la figura 8 es una vista explicativa de un parámetro de la combustión $(P_{max}-P_{min})$, la figura 9 es una vista explicativa de un parámetro de la combustión $(P_{Vmax}-P_{maxbase})$, la figura 10 es una vista explicativa de un parámetro de la combustión $(P_{Vprincipal}-P_{Vprincipalbase})$, la figura 11 es una vista explicativa de un parámetro de la combustión $(P_{mtdc}-P_{min})$, la figura 12 es un diagrama de flujo explicativo de una realización de una operación de corrección de inyección de combustible de la presente invención, la figura 13 es una vista explicativa de un principio de calibrado de un sensor de presión de un cilindro, la figura 14 es una vista explicativa de un parámetro de la combustión $(\Delta P_{Vmax}-\Delta P_{Vposterior})$, la figura 15 es una vista explicativa de un parámetro de la combustión $(P_{principal}-P_{principalbase})$, y la figura 16 es un diagrama de flujo explicativo de una operación de control de la inyección de

50 combustible en el momento de cambio de modalidades de combustión.

Además, la figura 17 es una vista explicativa de las definiciones de parámetros de la combustión utilizados en la presente realización, la figura 18 es un diagrama de flujo explicativo del control básico de la inyección de combustible, etc. en la presente realización, la figura 19 es un diagrama de flujo explicativo de la operación de control de la inyección de combustible, etc. utilizando un parámetro de combustión de la presente realización, la figura 20 es un diagrama de flujo explicativo de otra realización de control de la proporción de EGR utilizando un parámetro de combustión, la figura 21 es un diagrama de tiempos explicativo del control para cambiar de modalidad de combustión normal a modalidad de combustión a temperatura baja, y la figura 22 es un diagrama de tiempos explicativo del control para conmutación en el tiempo de la reposición desde la modalidad de combustión a baja

60 temperatura a modalidad de combustión normal.

Además, la figura 23 es una vista explicativa de diferentes inyecciones de combustible que constituyen una inyección de combustible múltiple, la figura 24(A) es una vista explicativa del principio de detección del periodo de combustión en una realización, la figura 24(B) es una vista explicativa del principio de detección de una cantidad de calor liberado, la figura 25 es un diagrama de flujo explicativo de una operación para el cálculo del periodo de combustión y cantidad de calor liberado en las diferentes inyecciones de combustible, y la figura 26 es un diagrama de flujo explicativo de la rutina de una operación de corrección de la inyección de combustible de la presente realización.

10 MEJOR FORMA DE LLEVAR A CABO LA INVENCION

A continuación, se explicarán realizaciones de la presente invención utilizando los dibujos adjuntos.

15 La figura 1 muestra la vista de configuración esquemática de una realización en el caso de aplicar el sistema de inyección de combustible de la presente invención a un motor diesel para un vehículo.

En la figura 1, el numeral 1 indica un motor de combustión interna (en la presente realización, un motor diesel de cuatro cilindros, de cuatro tiempos, dotado de los cilindros #1 a #4), mientras que se indican de 10a a 10d inyectores de combustible que inyectan combustible directamente en las cámaras de combustión de los cilindros #1 a #4 del motor. Los inyectores de combustible 10a a 10d están conectados a través de pasos para el combustible (tubos de alta presión de combustible) a un conducto común 3. El conducto común 3 tiene la función de almacenar el combustible a presión suministrado desde una bomba de inyección de combustible a alta presión 5 y distribuir el combustible a alta presión almacenado a través de los tubos de combustible a alta presión a los inyectores de combustible 10a a 10d.

25 Esta realización está dotada de un sistema EGR para la recirculación de una parte de los gases de escape del motor a las cámaras de combustión de los cilindros del motor. El sistema EGR está dotado de un paso EGR 33 para conectar el paso de escape del motor con el paso de admisión del motor o las aberturas de emisión de los cilindros y una válvula de EGR 35 dispuesta en el paso de EGR y tiene una función de válvula de control de flujo para controlar la velocidad de flujo de los gases de escape (gases EGR) recirculado desde el paso de gases de escape al paso de admisión. La válvula EGR 35 está dotada de un tipo adecuado de accionador, tal como un motor paso a paso. La válvula EGR tiene un grado de apertura controlado de acuerdo con una señal de control procedente de una ECU 20 que se explicará más adelante.

35 En la figura 1, el numeral 20 muestra una unidad de control electrónico (ECU) para el control del motor. La ECU 20 está configurada como microordenador de configuración conocida que incluye una memoria solamente de lectura (ROM), una memoria de acceso al azar (RAM), un microprocesador (CPU) y aberturas de entrada/salida conectadas a un bus de dos vías. La ECU 20, en la presente realización, controla la cantidad de la bomba de descarga del combustible 5 para controlar la presión del conducto común 3 a un valor objetivo determinado de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor, a efectos de llevar a cabo un control de la presión de combustible y ajusta también el momento de la inyección y la cantidad de la inyección de combustible y la cantidad de gases EGR, de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor y controla en realimentación la cantidad de combustible inyectado, el momento de la inyección, la cantidad de gases EGR, etc., de manera que el valor de parámetro de la combustión calculado basándose en la salida del sensor de presión del cilindro que se ha explicado, se corresponde con el valor objetivo determinado de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor, a efectos de llevar a cabo un control básico del motor.

50 Para este control, en la presente realización, se dispone un conducto común 3 con un sensor de presión de combustible 27 para detectar la presión del combustible dentro del conducto común, mientras el pedal del acelerador del motor 1 (no mostrado), está dotado en sus proximidades de un sensor 21 del grado de apertura del acelerador, para detectar el grado de apertura del acelerador (grado de presionado del pedal del acelerador por parte del conductor). Además, en la figura 1, el numeral 23 muestra un sensor de ángulo de las levas, para detectar la fase de rotación del eje de levas del motor 1, mientras que el numeral 25 muestra un sensor del cigüeñal para detectar la fase de rotación del cigüeñal. El sensor de ángulo de las levas 23 está dispuesto cerca del eje de leva del motor 1 y facilita un impulso de referencia cada 720 grados, convertido en ángulo de rotación del cigüeñal. Además, el sensor 25 del ángulo del cigüeñal está dispuesto cerca del cigüeñal del motor 1 y genera un impulso de ángulo del cigüeñal para cada ángulo de rotación predeterminado del cigüeñal (por ejemplo, cada 15 grados).

60 La ECU 20 calcula la velocidad del motor a partir de la frecuencia de la señal de impulsos del ángulo de rotación del cigüeñal introducida desde el sensor de ángulo del cigüeñal 25 y calcula los momentos de inyección de combustible y las cantidades de inyección de combustible a partir de los inyectores de combustible 10a a 10d y del grado de apertura de la válvula EGR 35 (cantidad de gases EGR) basándose en el grado de apertura del acelerador según la señal introducida desde el acelerador por el grado de apertura del acelerador del sensor 21 y de la velocidad del motor.

65

Además, en la figura 1, se designan con los numerales 29a a 29d varios tipos conocidos de sensores de presión de cilindro dispuestos en los cilindros 10a a 10d y que detectan las presiones en las cámaras de combustión de los cilindros. Las presiones en las cámaras de combustión detectadas por los sensores de presión del cilindro 29a a 29b son suministradas a través de un convertidor AD 30 a la ECU 20.

5 En la presente realización, la presión de combustible del conducto común 3 es controlada por la ECU 20 a una presión que está de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor. Por ejemplo, se trata de una alta presión de 10MPa a 150 MPa aproximadamente y cambios dentro de un rango amplio. Además, con un motor diesel, en general antes de la inyección principal de combustible, la inyección piloto se lleva a cabo para inyectar una cantidad relativamente pequeña de combustible en el cilindro una vez o una serie de veces. El combustible inyectado en el cilindro por medio de la inyección piloto quema antes de la inyección principal de combustible y aumenta la temperatura y la presión dentro del cilindro a una situación adecuada para la combustión de la inyección principal de combustible, de manera que la inyección piloto posibilita la reducción del ruido de la combustión.

15 Además, en un motor diesel en el que se inyecta combustible a alta presión, tal como se muestra en la presente realización, en algunos casos se lleva a cabo una inyección posterior o Post inyección una o varias veces después de la inyección principal de combustible. Después de que la inyección posterior es llevada a cabo cuando la cantidad de combustible inyectado de la inyección principal se hace grande y la inyección de una sola vez provocaría que el estado de la combustión se deteriorara o se optimiza el cambio de presión de la combustión en el cilindro mientras se lleva a cabo la Post inyección para aumentar, por ejemplo, la temperatura de los gases de escape.

20 En un motor diesel no hay necesidad de controlar con exactitud la proporción aire-combustible en la misma medida que en un motor de gasolina convencional, por lo que tampoco se requiere mucha precisión en el control de la cantidad de combustible tampoco. Con inyección de combustible a alta presión, tal como se ha indicado, no obstante, se requiere no solamente una inyección de combustible principal, sino también una inyección múltiple de combustible incluyendo inyección piloto, Post inyección, etc. (En la presente descripción, la inyección piloto, Post inyección, inyección posterior, etc., llevadas a cabo, a diferencia de la inyección principal de combustible, se designan en conjunto, "inyección múltiple de combustible").

30 Se debe observar que, la inyección múltiple de combustible se explicará en detalle más adelante.

Por lo tanto, en un motor diesel, la inyección de combustible tiene que ser llevada a cabo con alta precisión. No obstante, el control de inyección de combustible convencional consiste básicamente en un control de bucle abierto que determina la cantidad de combustible inyectada y el momento de la inyección de combustible a partir de mapas predeterminados basados en las condiciones de funcionamiento del motor (velocidad y grado de apertura del acelerador). En realidad, hay factores que provocan errores en la cantidad de combustible inyectado, tal como la reducción del tiempo de inyección de combustible que acompaña el incremento de la presión de inyección de combustible, la fluctuación en la presión del conducto común (presión de inyección de combustible) durante la inyección del combustible en un tipo de inyección de conducto común, cambios en las características de un inyector de combustible según la utilización, etc. Esto hace difícil el control por bucle abierto de la cantidad de combustible inyectado, momento de la inyección, etc.

45 Como consecuencia, en la presente realización, se utiliza un parámetro que expresa la situación de la combustión del motor y la cantidad de combustible inyectado, momento de la inyección, etc., que son controlados por realimentación, de manera que el parámetro resulta el valor óptimo previsto de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor (valor objetivo) para mantener de esta manera la situación de la combustión del motor en un estado óptimo.

50 La presente realización utiliza como parámetro que expresa la situación de la combustión un parámetro calculado que se basa en las presiones de las cámaras de combustión detectadas por los sensores 29a a 29d de la presión en el cilindro y del ángulo del cigüeñal. Un parámetro que expresa la combustión en una cámara de combustión calculado basándose en la presión en la cámara de combustión y el ángulo del cigüeñal se designa como "parámetro de la combustión".

55 Se debe observar que existen muchos parámetros que expresan el estado de la combustión calculado basándose en la presión de la cámara de combustión, es decir, parámetros de la combustión. Teóricamente, cualquiera de éstos puede ser utilizado para control por realimentación de la cantidad de inyección de combustible, momento de la inyección, etc. En realidad, no obstante, se ha apreciado que la precisión del control por realimentación cambia notablemente en algunos casos dependiendo del parámetro de la combustión utilizado, debido a la modalidad de inyección de combustible en el motor (inyección principal de combustible solamente o inyección principal de combustible e inyección múltiple de combustible en combinación) y modalidad de combustión (cantidad de la cantidad de EGR, etc.).

65 Por lo tanto, la presente realización dispone una serie de tipos de parámetros de la combustión que muestran una buena correlación con la situación de combustión por adelantado y que utiliza selectivamente entre ellos el que

proporciona un error de control mínimo de acuerdo con la modalidad de inyección de combustible o modalidad de combustión del motor 1.

El mismo parámetro de la combustión no se utiliza nunca con independencia de la modalidad de inyección de combustible o la modalidad de combustión. Tal como se ha explicado anteriormente, al utilizar selectivamente el parámetro de la combustión óptima de acuerdo con la modalidad de inyección de combustible o modalidad de combustión a partir de la serie de tipos de parámetros de la combustión, la presente realización puede mantener la situación óptima de la combustión del motor diesel en todo momento con independencia de las diferencias en la modalidad de inyección de combustible o modalidad de combustión.

A continuación, se mostrarán ejemplos típicos de los parámetros de la combustión utilizados en la presente realización. En la presente realización, el parámetro de combustión óptima para la modalidad de inyección de combustible o modalidad de combustión se selecciona para su utilización como parámetro de la combustión a partir de los siguientes parámetros de la combustión:

- (1) Valor máximo P_{max} de la presión en la cámara de combustión después del inicio de la combustión y ángulo del cigüeñal θ_{pmax} en el que tiene lugar este valor máximo (figura 2).
- (2) Ángulo del cigüeñal cuando tiene lugar el valor máximo local (valor máximo) $(dP/d\theta)_{max}$ de la velocidad de cambio de la presión de la cámara de combustión con respecto al ángulo del cigüeñal.
- (3) Ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar el valor máximo local (valor máximo) $(d^2P/d\theta^2)_{max}$ de la segunda derivada de la presión en la cámara de combustión.
- (4) Valor máximo local PV_{max} del producto de la presión en la cámara de combustión y volumen real de la cámara de combustión y ángulo del cigüeñal θ_{pvmax} en el que tiene lugar dicho valor máximo.
- (5) Diferencia ΔPV_{max} ($=PV_{max}-PV_{maxbase}$) entre la anterior PV_{max} y el producto $PV_{maxbase}$ entre la presión en la cámara de combustión debido solamente a compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión y el volumen real de la cámara de combustión en el ángulo del cigüeñal θ_{pvmax} en la que tiene lugar PV_{max} (ver figura 7).
- (6) Ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar el valor máximo $(dQ/d\theta)_{max}$ de la liberación de calor en el cilindro
- (7) Cantidad total de la liberación de calor del cilindro ΣdQ .
- (8) Diferencia $P_{max}-P_{min}$ entre el valor máximo P_{max} de la presión en el cilindro después del inicio de la combustión y presión mínima en el cilindro P_{min} en intervalo después del punto muerto superior de compresión hasta que empieza la combustión en la cámara de combustión.
- (9) Diferencia $P_{max}-P_{maxbase}$ entre el valor máximo P_{max} de la presión en el cilindro después del inicio de la combustión y la presión en la cámara de combustión (presión de motor) $P_{maxbase}$ debido solamente a la compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión en el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar P_{max} .
- (10) Diferencia $(PV_{principal}-PV_{baseprincipal})$ entre el producto de la presión en la cámara de combustión $PV_{principal}$ cuando el combustible inyectado por la inyección principal de combustible entra en combustión y el volumen real de la cámara de combustión y el producto $PV_{baseprincipal}$ de la presión en la cámara de combustión debida solamente a compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión y el volumen real de la cámara de combustión en el ángulo del cigüeñal en el que entra en combustión el combustible inyectado por la inyección principal de combustible (ver figura 10).
- (11) Diferencia $(\Delta PV_{max}-\Delta PV_{posterior})$ entre la anterior PV_{max} y la diferencia $\Delta PV_{posterior}$ entre el producto de la presión en la cámara de combustión cuando el combustible inyectado después de la inyección entra en combustión y el volumen real de la cámara de combustión y el producto de la presión de la cámara de combustión debida solamente a compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión y el volumen real de la cámara de combustión para el ángulo del cigüeñal en el que el combustible inyectado después de la inyección entra en combustión (ver figura 10 y figura 14).
- (12) Diferencia $PT_{dc}-P_{min}$ de la presión en la cámara de combustión en el punto muerto superior de la carrera de compresión y presión mínima en la cámara de combustión P_{min} en intervalo después del punto muerto de compresión con respecto al inicio de la combustión en la cámara de combustión.

A continuación, se explicarán de manera simple estos parámetros de la combustión.

- (1) P_{max} y ángulo del cigüeñal (θ_{pmax}) en el que tiene lugar P_{max} .

El valor máximo de la presión en la cámara de combustión después del inicio de la combustión aparece usualmente después del punto muerto superior de la carrera de compresión en el cilindro y se expresa como presión en el cilindro cuando la combustión del combustible inyectado por la inyección principal de combustible provoca el máximo aumento de la presión en el cilindro.

La figura 2 muestra el cambio de la presión en el cilindro en la carrera de expansión desde la carrera de aspiración de un motor diesel de tipo general en el que la ordenada indica la presión y la abscisa indica el ángulo del cigüeñal.

En la figura 2, TDC indica el punto muerto superior en la carrera de compresión (a continuación se indicará simplemente como "punto muerto superior"). En un motor diesel, se inyecta justamente antes del punto muerto superior. La combustión se inicia después de que el émbolo sobrepasa el punto muerto superior, de manera que la presión en el cilindro aumenta fuertemente después del punto muerto superior. P_{max}, tal como se muestra en la figura 2, es el valor máximo de la presión en la cámara de combustión después del inicio de la combustión, mientras que θ_{pmax} es el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar P_{max}.

P_{max} y θ_{pmax} se encuentran fácilmente controlando las salidas de los sensores de presión 29a a 29d del cilindro.

En la presente realización, P_{max} es utilizado para la corrección de la inyección de la inyección principal de combustible mientras que θ_{pmax} se utiliza para la corrección del momento de la inyección de la inyección principal de combustible.

Es decir, en la presente realización, los valores (valores objetivo) de P_{max} y θ_{pmax} en la situación de combustión óptima en el caso de funcionamiento de un motor mientras se cambian las condiciones de funcionamiento del motor, es decir, la velocidad del motor y el grado de apertura del acelerador, se deducen por adelantado por experimentos y se almacenan por adelantado en la ROM de la unidad ECU 20 en forma de mapas bidimensionales utilizando la velocidad del motor y el grado de apertura del acelerador como parámetros.

Durante el funcionamiento del motor, la ECU 20 halla la P_{max} y θ_{pmax} de los cilindros basándose en las salidas de los sensores 29a a 29d de presión de los cilindros y lee los valores objetivo de P_{max} y θ_{pmax} a partir de la velocidad del motor y del grado de apertura del acelerador en aquél momento, utilizando los mapas anteriormente indicados. Además, la cantidad de combustible inyectado de la inyección principal de combustible se corrige para incrementar o disminuir la misma, de manera que P_{max} se adapta a su valor objetivo, mientras que el momento de la inyección de combustible de la inyección de combustible principal se corrige de manera que θ_{pmax} se corresponde con su valor objetivo.

Debido a ello, la cantidad de inyección y el momento de la inyección de la inyección principal de combustible se optimizan, y la combustión del motor se mantiene en su situación óptima.

(2) Ángulo del cigüeñal cuando tiene lugar (dP/d θ)_{max}

El ángulo del cigüeñal cuando tiene lugar (dP/d θ)_{max} se utiliza como un parámetro de la combustión y el momento de la inyección de combustible es corregido de manera que el ángulo del cigüeñal cuando tiene lugar (dP/d θ)_{max} pasa a ser el valor objetivo.

Cuando se quema el combustible inyectado en la cámara de combustión, la presión dentro de la cámara de combustión aumenta. Por lo tanto, el valor de la proporción de cambio (dP/d θ)_{max} de la presión en la cámara de combustión aumenta cada vez que el combustible es inyectado debido a la inyección principal de combustible, inyección múltiple de combustible, etc. Tiene lugar el mismo número de valores máximos (dP/d θ)_{max} como inyectores existen. Por lo tanto, utilizando el ángulo del cigüeñal cuando tiene lugar el valor máximo (valor máximo) (dP/d θ)_{max} de la velocidad de cambio (dP/d θ) de la presión en la cámara de combustión en los valores máximos tiene lugar como parámetro de combustión, es posible corregir los momentos de la inyección de las inyecciones de combustible correspondientes a las modalidades de inyección.

Por ejemplo, cuando se llevan a cabo la inyección principal de combustible y la inyección de combustible de tipo múltiple, el combustible es inyectado una serie de veces para un ciclo. En este caso, un valor máximo tiene que ocurrir para la propia presión de la combustión correspondiente a la combustión del combustible inyectado por las inyecciones de combustible, pero el aumento de presión en una cámara de combustión es debido a las diferentes inyecciones que se interfieren entre sí, de manera que es difícil aislar y detectar el valor máximo (P_{max}) para cada inyección.

En oposición a ello, valores máximos claros de la velocidad de cambio de presión (dP/d θ) aparecen con respecto a las inyecciones de combustible. Por lo tanto, utilizando el ángulo de cigüeñal en el que tiene lugar (dP/d θ)_{max} como parámetro de la combustión, es posible corregir de manera precisa los tiempos de la inyección de las inyecciones aunque se lleve a cabo inyección múltiple de combustible.

Las figuras 3 y 4 son vistas explicativas de la utilización selectiva de (dP/d θ)_{max} correspondiente a la modalidad de inyección. Por ejemplo, en un motor en el que la inyección principal de combustible, la inyección piloto y la inyección posterior se llevan a cabo en un ciclo, se generan tres valores máximos (dP/d θ)_{max} de la velocidad de cambio de presión correspondientes a las diferentes inyecciones. Los (dP/d θ)_{max}, (dP/d θ)_{No.2max} y (dP/d θ)_{No.3max} de la figura 3 significan los valores máximos inicial, segundo y tercero entre los valores máximos de la velocidad de cambio de presión que tiene lugar después del inicio de la carrera de compresión (carrera de expansión desde el final de la carrera de compresión) (ver figura 4).

La primera columna de la figura 3 muestra la modalidad de inyección de combustible. En la presente realización, la inyección principal de combustible se combina con inyección múltiple de combustible de una inyección piloto y/o inyección posterior, de manera que se pueden prever cuatro modalidades de inyección: solamente inyección principal de combustible, inyección piloto + inyección principal de combustible, inyección principal de combustible + inyección posterior e inyección piloto + inyección principal de combustible + inyección posterior.

Por ejemplo, tal como se ha mostrado en la figura 3, cuando se lleva a cabo solamente la inyección principal de combustible, el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar el $(dP/d\theta)_{max}$ se utiliza para corregir el momento de la inyección correspondiente a la inyección principal de combustible.

Además, cuando la modalidad de inyección es la inyección piloto + inyección principal de combustible, el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar $(dP/d\theta)_{max}$ tiene lugar, se utiliza para corregir el momento de la inyección de la inyección piloto de combustible, mientras que el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar $(dP/d\theta)_{No.2max}$ se utiliza para corregir el momento de la inyección de la inyección principal de combustible.

Además, cuando la modalidad de inyección es la inyección piloto + la inyección principal de combustible + inyección posterior, los ángulos del cigüeñal en los que tiene lugar $(dP/d\theta)_{max}$, $(dP/d\theta)_{No.2max}$ y $(dP/d\theta)_{No.3max}$ son utilizados para corregir los tiempos de la inyección de la inyección piloto de combustible, inyección de combustible principal e inyección posterior de combustible.

(3) Ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar el valor máximo $(d^2P/d\theta^2)_{max}$ de la segunda derivada de la presión en la cámara de combustión.

Existe también un valor máximo $(d^2P/d\theta^2)_{max}$ de la segunda derivada de la presión en la cámara de combustión para cada inyección igual que el valor máximo de la velocidad de cambio de presión que se ha explicado anteriormente. Por lo tanto, mediante control por realimentación de la cantidad de inyección de combustible y del momento de la inyección para cada inyección, de manera que el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar $(d^2P/d\theta^2)_{max}$ pasa a ser el valor óptimo previsto por adelantado de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor, es posible mantener la situación de combustión del motor en una situación óptima.

La figura 5 es una vista explicativa de la utilización selectiva de $(d^2P/d\theta^2)_{max}$ de acuerdo con la modalidad de inyección de la misma manera que en la figura 3. Tal como se ha mostrado en la figura 5, se puede utilizar selectivamente $(d^2P/d\theta^2)_{max}$ exactamente de la misma manera que $(dP/d\theta)_{max}$. Además, por ejemplo, cuando el cambio del ángulo del cigüeñal de $(dP/d\theta)_{max}$ cuando el cambio del momento de inyección de combustible es suave, es eficaz si se utiliza $(d^2P/d\theta^2)_{max}$ para corregir el momento de la inyección en vez de $(dP/d\theta)_{max}$.

(4) Valor máximo PV_{max} del producto de la presión en la cámara de combustión P y el volumen real V de la cámara de combustión y el ángulo θ_{pvmax} del cigüeñal en el que tiene lugar el valor máximo

PV_{max} tiene una estrecha correlación con la cantidad de calor generado en el cilindro, tal como se explica más adelante. Una buena precisión en el control resulta posible en particular cuando la modalidad de inyección del combustible es solamente inyección de combustible principal. Además, el volumen real de la cámara de combustión V puede ser calculado por adelantado y almacenado como función del ángulo del cigüeñal, por lo que es posible reducir la carga de cálculo de la ECU 20 en comparación con el caso de utilizar la cantidad de liberación de calor en el cilindro.

En la presente realización, cuando se lleva a cabo solamente la inyección de combustible principal, la cantidad de combustible de inyección principal es controlada por realimentación, de manera que el valor PV_{max} pasa a ser el valor óptimo previsto de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor, mientras que el momento de inyección del combustible principal es controlado por realimentación de manera que el ángulo del cigüeñal θ_{pvmax} en el que tiene lugar PV_{max} pasa a ser el valor óptimo previsto de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor.

(5) Diferencia ΔPV_{max} ($=PV_{max}-PV_{maxbase}$) entre la anterior PV_{max} y el producto $PV_{maxbase}$ entre la presión en la cámara de combustión debido a la compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión y el volumen real de la cámara de combustión según el ángulo del cigüeñal θ_{pvmax} en el que tiene lugar PV_{max} .

La figura 7 es una vista explicativa de $\Delta PV_{max} = PV_{max}-PV_{maxbase}$ de la misma manera que en la figura 2. La línea continua de la figura 7 muestra el cambio del valor PV en el caso en que tenga lugar solamente la inyección principal de combustible. El producto PV de la presión P de la cámara de combustión y el volumen real V de la cámara de combustión, tal como se ha mostrado en la figura 7, aumenta notablemente debido al aumento de presión cuando tiene lugar la combustión y pasa a ser el valor máximo PV_{max} después del punto muerto superior TDC.

Por otra parte, la línea de trazos de la figura 7 muestra el cambio del valor PV en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión, es decir, el valor PV (PV_{base}) calculado utilizando la presión de la cámara de combustión

que tiene lugar debido solamente a compresión (presión de motor). Se calcula $PV_{maxbase}$ como el valor de PV_{base} para el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar PV_{max} .

5 Se puede utilizar ΔPV_{max} para la corrección de la cantidad total de combustible inyectado (cantidad total de combustible de la inyección) en todas las modalidades de inyección, no solamente cuando la modalidad de inyección de combustible es únicamente la inyección de combustible principal, sino también cuando existe inyección piloto o inyección posterior. En la presente realización, el momento de cada inyección de combustible se corrige de manera que el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar $(dP/d\theta)_{max}$ o $(d2P/d\theta^2)_{max}$ se corresponde con el valor objetivo.

10 (6) Ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar el valor máximo $(dQ/d\theta)_{max}$ de la liberación de calor en el cilindro.

La proporción de liberación del calor en el cilindro se expresa por la siguiente fórmula utilizando las presiones en el cilindro P detectadas por los sensores 29a a 29d de presión de los cilindros y el volumen real V del cilindro:

15
$$dQ/d\theta = (\kappa \cdot P \cdot (dV/d\theta) + V (dP/d\theta)) / (\kappa - 1)$$

en la que P y V son funciones de θ , y κ expresa la proporción de calor específica de la mezcla aire-combustible.

20 El valor de la proporción de liberación de calor del cilindro $(dQ/d\theta)$ aumenta cada vez que se quema el combustible inyectado por la inyección principal de combustible, inyección de combustible múltiple, etc. De la misma manera que en el caso antes mencionado $(dP/d\theta)$, tiene lugar el mismo número de valores máximos. Por lo tanto, utilizando el ángulo de cigüeñal en el que tiene lugar cada valor máximo $(dQ/d\theta)$ como parámetro de la combustión, es posible corregir los momentos en que tiene lugar la inyección de combustible de acuerdo con las modalidades de inyección de combustible.

25 La ECU 20 utiliza el ángulo del cigüeñal detectado por el sensor de ángulo del cigüeñal 25, el volumen real para el ángulo del cigüeñal, y las presiones en los cilindros detectadas por los sensores de presión de cilindros 29a a 29d para calcular la diferencia para cada ángulo del cigüeñal constante, halla el valor aproximado de $(dQ/d\theta)$ para cada ángulo del cigüeñal y halla el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar $(dQ/d\theta)_{max}$ del valor máximo de los valores calculados de $(dQ/d\theta)$.

30 Tal como se ha explicado anteriormente, hay el mismo número de $(dQ/d\theta)_{max}$ como número de inyecciones de combustible por ciclo, lo mismo que en el caso de $(dP/d\theta)_{max}$.

35 La figura 6 muestra la utilización selectiva de $(dQ/d\theta)_{max}$ de acuerdo con la modalidad de inyección de combustible. En la figura 6, $(dQ/d\theta)_{max}$, $(dQ/d\theta)_{No.2max}$, y $(dQ/d\theta)_{No.3max}$ significan el primer, segundo y tercer valores máximos de $(dQ/d\theta)$. La utilización selectiva de $(dQ/d\theta)_{max}$ de la figura 6 es exactamente la misma que en el caso de $(dP/d\theta)_{max}$ de la figura 3, de manera que se prescindirá de una explicación detallada.

40 (7) Cantidad total de calor liberado ΣdQ en el cilindro

45 La cantidad total de calor liberado en el cilindro ΣdQ es calculada al añadir acumulativamente los valores anteriores $(dQ/d\theta)$ para un ciclo. ΣdQ corresponde a la cantidad total de combustible alimentado a una cámara de combustión, de manera que puede ser utilizada, por ejemplo, para corrección de la cantidad de inyección total de combustible no solo en la inyección principal de combustible, sino también en una modalidad de inyección de combustible que incluye inyección piloto o inyección posterior. Se debe observar que el momento de la inyección es corregido por cualquiera de los procedimientos explicados separadamente en lo anterior.

50 (8) Diferencia $P_{max}-P_{min}$ entre el valor máximo P_{max} de la presión en el cilindro después del inicio de la combustión y presión mínima en el cilindro P_{min} en el intervalo después del punto medio de compresión hasta el inicio de la combustión en la cámara de combustión

55 La figura 8 es una vista que muestra P_{max} y P_{min} de manera similar a la figura 2. En este caso, la cantidad máxima de combustible inyectado es controlada en realimentación, de manera que el valor de $P_{max}-P_{min}$ pasa a ser el valor objetivo, mientras que el momento de la inyección principal de combustible es controlado de manera que el ángulo del cigüeñal θ_{pmax} en el que tiene lugar P_{max} pasa a ser el valor objetivo. $P_{max}-P_{min}$ es adecuado para el caso en el que la modalidad de inyección de combustible es inyección principal de combustible solamente.

60 (9) Diferencia $P_{max}-P_{maxbase}$ entre el valor máximo P_{max} de la presión en el cilindro después del inicio de la combustión y presión en la cámara de combustión (presión de motor) $P_{maxbase}$ debida solamente a compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión en el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar P_{max} .

65 La figura 9 es una vista que muestra P_{max} y $P_{maxbase}$ similares a la figura 2. Tal como se ha mostrado en la figura 9, $P_{maxbase}$ es el cambio de presión en la cámara de combustión en el caso en que no tiene lugar combustión en el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar P_{max} , es decir, la presión en la cámara de combustión tiene lugar debido

solamente a la compresión (presión de motor). El valor de $P_{maxbase}$ puede ser hallado por cálculo, pero tal como se ha mostrado en la figura 9, la presión del motor tiene simetría derecha-izquierda con respecto al punto muerto superior de compresión, de manera que en la presente realización, la presión detectada por el sensor de presión el cilindro en el ángulo del cigüeñal de la carrera de compresión θ_{pmax} simétrico con θ_{pmax} alrededor del punto muerto de compresión TDC se utiliza como $P_{maxbase}$.

$P_{max}-P_{maxbase}$ se utiliza para corregir la cantidad de inyección de combustible de la inyección de combustible principal cuando la modalidad de inyección es solamente la modalidad de inyección principal de la misma manera que en la anterior $P_{max}-P_{min}$, pero es particularmente adecuado para corrección de la cantidad de combustible inyectado en el caso de que la presión mínima P_{min} no aparece después del punto muerto superior en el cambio de la presión en la cámara de combustión, tal como se han mostrado en la figura 9. Además, en la presente realización, asimismo, el momento de la inyección de la inyección principal de combustible, es corregido de manera que el ángulo del cigüeñal θ_{pmax} en que tiene lugar P_{max} se corresponde con el valor objetivo.

(10) $P_{Vprincipal}-P_{principalbase}$

La figura 10 es una vista explicativa del parámetro de la combustión $P_{Vprincipal}-P_{principalbase}$. En la figura 10, las abscisas muestran el ángulo del cigüeñal, mientras que las ordenadas muestran el producto PV de la presión P en la cámara de combustión y el volumen real de la cámara de combustión V en los diferentes ángulos del cigüeñal.

La figura 10 muestra el caso en el que la inyección piloto se lleva a cabo además de la inyección principal de combustible.

Tal como se ha mostrado en la figura 10, el valor PV aumenta rápidamente cuando el combustible inyectado por la inyección piloto entra en ignición (figura 10, punto P) y cuando el combustible inyectado por la inyección principal de combustible entra en ignición (igual, punto M).

Tal como se ha mostrado en la figura 10, PV principal es el valor de PV cuando el combustible de la inyección principal de combustible entra en ignición (punto M). Además, $P_{Vprincipalbase}$ es el producto de la presión en la cámara de combustión (presión de motor) P obtenida solamente por la compresión y el volumen V real de la cámara de combustión en el ángulo del cigüeñal en el que el combustible de la inyección principal de combustible entra en ignición (punto M).

El valor de $P_{Vprincipal}$ puede ser detectado fácilmente como el punto en el que la segunda derivada de PV resulta positiva. La tensión de motor $P_{Vprincipalbase}$ se deduce del ángulo del cigüeñal en aquel momento. Esta $P_{principalbase}$ y la cámara de combustión real con volumen V se utilizan para calcular $P_{Vprincipalbase}$.

$P_{Vprincipal}-P_{Vprincipalbase}$ es especialmente adecuado para la corrección de la cantidad de inyección piloto en el caso de llevar a cabo inyección piloto.

(11) $\Delta P_{Vmax}-\Delta P_{Vposterior}$

La figura 14 es una vista explicativa de $\Delta P_{Vmax}-\Delta P_{Vposterior}$ similar a la figura 10.

La figura 14 muestra el caso en el que la inyección piloto y la inyección posterior son llevadas a cabo además de la inyección principal de combustible. Por lo tanto, en la figura 14 hay tres puntos en los que el valor de PV aumenta rápidamente (figura 14, puntos P, M, y A). Además, el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar el valor máximo de PV , es decir, P_{Vmax} , pasa a ser el punto de tiempo en el que se ha realizado la inyección posterior después del inicio de la combustión del combustible de la inyección principal.

Tal como se ha explicado anteriormente, ΔP_{Vmax} se calcula como diferencia entre el valor máximo de PV , es decir, P_{Vmax} y el valor de PV en el momento de funcionamiento del motor con un ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar P_{Vmax} , es decir, $P_{Vmaxbase}$.

Además, $\Delta P_{Vposterior}$ se determina como diferencia entre el producto $P_{Vposterior}$ de la presión de la cámara de combustión detectada por el sensor de presión del cilindro cuando el combustible debido a la inyección posterior empieza a quemar, es decir, en el punto de inicio de un incremento rápido de PV (punto A) que tiene lugar en tercer orden después del inicio de la combustión en la figura 14, y el volumen real de la cámara de combustión en aquel momento, y el valor de PV en el momento del funcionamiento del motor para un ángulo de cigüeñal del punto A, es decir, $P_{Vposteriorbase}$.

Es decir,

$$\Delta P_{Vmax} = P_{Vmax} - P_{Vmaxbase}$$

$$\Delta P_{Vposterior} = P_{Vposterior} - P_{Vposteriorbase}$$

El parámetro de combustión $\Delta PV_{\max} - \Delta PV_{\text{posterior}}$ es particularmente adecuado para corrección de la cantidad de inyección posterior en el caso de llevar a cabo inyección posterior.

- 5 (12) Diferencia $P_{\text{mtdc}} - P_{\text{min}}$ de presión en la cámara de combustión P_{mtdc} en el punto muerto superior de la carrera de compresión y presión mínima P_{min} de la cámara de combustión en un intervalo después del punto muerto superior de la compresión con respecto al momento en que la combustión se inicia en la cámara de combustión.

10 La figura 11 es una vista que muestra el cambio en la presión de la cámara de combustión en el caso de mantener la cantidad de combustible inyectado constante mientras se ajusta la cantidad de gases EGR para cambiar la relación de aire de combustión-combustible de la misma manera que en la figura 2. Cuando se mantiene constante la cantidad de combustible inyectado, el valor máximo de la presión de combustión P_{\max} no cambia excesivamente con independencia del cambio de la proporción de aire-combustible, pero cuanto más reducida es la proporción aire-combustible (cuando mayor es la proporción de EGR), más tarde tiene lugar el momento de la ignición de la mezcla
15 aire-combustible con respecto al punto muerto superior de la compresión. La diferencia entre la presión en la cámara de combustión en el punto muerto superior y la presión mínima en la cámara de combustión P_{min} en el periodo desde el punto muerto superior con respecto al inicio de la combustión cambia de acuerdo con la proporción aire-combustible.

20 Por esta razón, utilizando como parámetro de combustión la diferencia $P_{\text{mtdc}} - P_{\text{min}}$ entre la presión en la cámara de combustión P_{mtdc} debida a la compresión en el punto muerto superior de compresión y la presión mínima P_{min} después del punto muerto superior y controlando la cantidad de EGR (por ejemplo, el grado de apertura de la válvula de estrangulación), de manera que este valor pasa a ser el valor objetivo, se puede controlar de forma óptima la proporción aire-combustible de la combustión. Además, en este caso, la cantidad de combustible de la inyección principal y el tiempo de la inyección principal de combustible son controlados utilizando P_{\max} y el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar P_{\max} .
25

Se debe notar que P_{mtdc} tiene que ser la presión en la situación en la que no tiene lugar combustión en el punto muerto superior de la carrera de compresión, es decir, la presión debida solamente a la compresión en el cilindro.
30 Por lo tanto, para impedir que ocurran errores en la combustión, etc. debido al inicio de la inyección piloto, se utiliza como P_{mtdc} el valor calculado por la fórmula siguiente:

$$P_{\text{mtdc}} = P_{\text{bdc}} \cdot (\varepsilon)^\kappa = P_{\text{m}} \cdot (\varepsilon)^\kappa$$

35 en la que P_{bdc} es la presión en la cámara de combustión en el punto muerto inferior en la carrera de admisión y es sustancialmente igual a la presión en el conducto de admisión (presión de sobrealimentación) P_{m} . Además, ε es la relación de compresión de un cilindro, mientras que κ es la proporción específica de calor de la mezcla aire-combustible y se determina preferentemente mediante experimentos.

40 Tal como se explica más adelante, el control utilizando los dos parámetros de la combustión de P_{\max} y $P_{\text{mtdc}} - P_{\text{min}}$ es particularmente efectivo en los momentos de transición tales como cuando se cambian las modalidades de combustión entre combustión normal y de baja temperatura.

Se debe observar que se ha averiguado que también se pueden utilizar los parámetros de la combustión que se indican a continuación además de los parámetros de la combustión anteriores:
45

(a) $P_{\max} - P_{\text{mtdc}}$

50 P_{\max} y P_{mtdc} (ver figura 11) fueron explicados anteriormente, pero $P_{\max} - P_{\text{mtdc}}$ se pueden utilizar para corrección de la cantidad total de inyección (cantidad de inyección principal de combustible) cuando se lleva a cabo solamente la inyección principal de combustible.

(b) $PV_{\text{principal}}$

55 Se explicó $PV_{\text{principal}}$ para el caso de utilización de $PV_{\text{principal}} - PV_{\text{principalbase}}$ como parámetro de la combustión en la figura 10, pero $PV_{\text{principal}}$ expresa la cantidad de calor en un cilindro justamente antes de que el combustible de la inyección principal entre en ignición, de manera que corrigiendo la cantidad de inyección piloto, de manera que $PV_{\text{principal}}$ consigue un valor predeterminado de acuerdo con las condiciones de funcionamiento, es posible controlar la cantidad de inyección piloto en un valor adecuado.
60

(c) $P_{\text{principal}} - P_{\text{principalbase}}$

65 $P_{\text{principal}}$ y $P_{\text{principalbase}}$ son la presión en la cámara de combustión cuando entra en combustión el combustible de la inyección principal y la presión en el motor con un ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar $P_{\text{principal}}$ (ver figura 15). $P_{\text{principal}} - P_{\text{principalbase}}$ es adecuado también para corrección de la cantidad de inyección piloto de la misma manera que $PV_{\text{principal}} - PV_{\text{principalbase}}$.

(d) $\Sigma dQ_{\text{principal}}$

5 $\Sigma dQ_{\text{principal}}$ es el valor del calor liberado en el cilindro ($dQ/d\theta$) explicada anteriormente añadida de forma acumulativa cuando la carrera de compresión se inicia hasta el punto en el que el combustible de la inyección principal entra en ignición (valor integral). $\Sigma dQ_{\text{principal}}$ corresponde a la cantidad total de calor suministrada a la cámara de combustión antes de que el combustible de la inyección principal empiece a quemar, de manera que, por ejemplo, en la modalidad de inyección de combustible, que incluye inyección piloto, corresponde a la cantidad de inyección de la inyección piloto. Por esta razón, utilizando $\Sigma dQ_{\text{principal}}$ como parámetro de la combustión es posible corregir adecuadamente la cantidad de inyección piloto.

(e) $\Sigma dQ - \Sigma dQ_{\text{posterior}}$

15 ΣdQ es la parte principal de liberación de calor del cilindro que se ha explicado anteriormente, mientras que $\Sigma dQ_{\text{posterior}}$ es el valor acumulativo (valor integrado) de la liberación de calor en el cilindro ($dQ/d\theta$) desde el inicio de la carrera de compresión hasta el punto en el que la inyección posterior entra en ignición. $\Sigma dQ_{\text{posterior}}$ corresponde al total de la cantidad de calor suministrada a la cámara de combustión hasta el momento en el que el combustible de la inyección posterior empieza a quemar, es decir, $\Sigma dQ - \Sigma dQ_{\text{posterior}}$ corresponde a la totalidad de la cantidad de calor suministrada a la cámara de combustión debido solamente a inyección posterior, es decir, la cantidad de combustible inyectado de la inyección posterior. Por lo tanto, utilizando $\Sigma dQ - \Sigma dQ_{\text{posterior}}$ como parámetro de la combustión, es posible corregir de manera adecuada la cantidad de combustible inyectado o la cantidad de inyección posterior.

25 A continuación, se utilizará el diagrama de flujo de la figura 12 para explicar la operación de corrección de la cantidad de combustible inyectado según la presente realización.

La operación de la figura 12 es llevada a cabo por la ECU 20. A continuación, se explicará el funcionamiento de las etapas de la figura 12.

30 Etapa 1201:

La etapa 1201 muestra la valoración de si las condiciones para la realización de la operación de control existen. En la etapa 1201, se decide si se ejecuta la operación de control de la etapa 1203, basándose en el tiempo de funcionamiento acumulativo del motor o la distancia acumulativa recorrida por el vehículo.

35 Por ejemplo, el tiempo de funcionamiento acumulativo desde el momento en el que el vehículo ha empezado a funcionar, no ha alcanzado un valor predeterminado (o cuando la distancia recorrida por el vehículo no ha alcanzado un valor predeterminado), la fricción inicial de las piezas del motor es grande, por lo tanto, si se corrige la cantidad de combustible inyectado o el momento de la inyección, es probable que se produzcan errores. De acuerdo con ello, la operación de control de la figura 12 es realizada solamente cuando el tiempo de funcionamiento acumulativo del motor ha llegado a un tiempo predeterminado o lo ha superado.

Etapa 1203:

45 En la etapa 1203, los sensores 29a a 29d del cilindro son calibrados. En este caso, se corrigen las desviaciones de los puntos cero (desplazamientos) y las ganancias de los sensores del cilindro.

La figura 13 es una vista explicativa de la calibración de un sensor de presión de un cilindro.

50 En la figura 13, las abscisas muestran el ángulo del cigüeñal, mientras que las ordenadas muestran la presión del cilindro. Además, el BDC de las abscisas indica el punto muerto inferior de la carrera de aspiración, mientras que TDC indica el punto muerto superior de la carrera de compresión. Además, CR es un ángulo del cigüeñal apropiado antes del inicio de la combustión durante la carrera de compresión.

55 La línea continua de la figura 13 muestra el cambio de la salida real de un sensor de presión de un cilindro, mientras que la línea de trazos muestra el cambio de la presión real en el cilindro. Además, PR1 y PC1 muestran la salida del sensor de presión del cilindro y la verdadera presión en el cilindro en el punto muerto inferior de la carrera de aspiración BDC mientras que PR2 y PC2 muestran la salida del sensor de presión del cilindro y la presión verdadera del cilindro en el ángulo del cigüeñal CR.

60 En este caso, si las presiones reales en el cilindro PC1 y PC2 son conocidas, el desplazamiento ΔPR del sensor de presión del cilindro se determina en $\Delta PR = PC1 - PR1$, la desviación K de la ganancia se determina en $K = PC2 / (PR2 + \Delta PR)$ y la presión real del cilindro PC cuando la salida del sensor de presión del cilindro es PR se puede determinar:

65
$$PC = K \cdot (PR + \Delta PR)$$

ES 2 430 164 T3

En este caso, PC1 es la presión en el cilindro en el punto muerto inferior de la carrera de aspiración y es aproximadamente igual a la presión de aspiración (presión de sobrealimentación) Pm. Por lo tanto, el desplazamiento ΔPR pasa a ser $\Delta PR = P_m - PR_1$.

Además, la presión real en el cilindro PC2 en el ángulo del cigüeñal CR se calcula según: $PC_2 = P_m \cdot (\epsilon_{cr})^x$ utilizando $PC_1 = P_m$. En este caso, ϵ_{cr} es la relación de compresión para el ángulo del cigüeñal Cr, mientras que x es la proporción específica de calor de la mezcla aire-combustible. Es decir, el valor de la desviación K de la ganancia se determina según

$$K = P_m \cdot (\epsilon_{cr})^x / (PR_2 + \Delta PR)$$

En la presente realización, antes de llevar a cabo la operación de control, la ECU 20 determina el desplazamiento anterior ΔPR y la ganancia K basándose en la salida del sensor de presión del cilindro en el punto muerto inferior de la carrera de aspiración y el ángulo del cigüeñal CR y la presión de sobrealimentación del motor Pm y en la siguiente operación convierte la salida PR del sensor de presión del cilindro en la presión real del cilindro PC ($PC = K \cdot (PR + \Delta PR)$) para su utilización.

Etapa 1205:

En la etapa 1205, la velocidad del motor Ne y el grado de apertura del acelerador Accp son leídos del sensor 25 del ángulo del cigüeñal y del sensor 25 del grado de apertura del acelerador 21. Se utilizan Ne y Accp para ajustar el valor objetivo de un parámetro de la combustión que se explica más adelante. Se debe observar que en la presente realización las inyecciones de combustible y los momentos en que se efectúa la inyección de combustible de la inyección principal de combustible y de la inyección de tipo múltiple, se calculan en base a NE y Accp mediante una operación de control de la inyección de combustible que no se ha mostrado, llevada a cabo separadamente por la ECU 20.

Etapa 1207:

En la etapa 1207, se selecciona el parámetro de la combustión que proporciona el error mínimo basándose en la modalidad actual de inyección de combustible del motor (solamente inyección principal de combustible o inyección principal de combustible + inyección múltiple de combustible).

En la presente realización, se calcula el valor del parámetro de la combustión seleccionado de acuerdo con la modalidad de inyección de combustible a partir, por ejemplo, de 11 los parámetros de combustión antes mencionados. Cuando, por ejemplo, la modalidad de inyección de combustible actual es solamente la inyección principal de combustible, se seleccionan Pmax, PVmax, etc. como parámetros de la combustión, mientras que cuando, por ejemplo, la modalidad actual de inyección de combustible es inyección piloto + inyección principal de combustible + inyección posterior de tipo múltiple, se seleccionan PVprincipal-PVprincipalbase, ΔPV_{max} , $\Delta PV_{max} - \Delta PV_{posterior}$, etc. como parámetros de la combustión para corregir las cantidades de combustible inyectado, mientras que $(dP/d\theta)_{max}$, $(dQ/d\theta)_{max}$, etc. se seleccionan para corregir los tiempos de inyección de combustible de las inyecciones de combustible.

Etapa 1209 y etapa 1211:

En las etapas 1209 y 1211, en primer lugar se corrige la cantidad total de combustible inyectado y el tiempo de inyección de la inyección principal de combustible. Es decir, en la etapa 1209 se calcula en primer lugar la cantidad del parámetro de la combustión (por ejemplo, ΔPV_{max}) seleccionada en la etapa 1207, basándose en la salida del sensor de presión del cilindro. La cantidad de combustible inyectado total es corregida para incrementarla o disminuirla hasta que este ΔPV_{max} se corresponde con el valor objetivo ΔPV_{max} determinado a partir de la velocidad del motor Ne y el grado de apertura del acelerador Accp.

Se debe observar que los valores objetivo de los parámetros de combustión se determinan por experimentos, etc. de modo previo y se almacenan como mapas de valores numéricos utilizando Ne y Accp en la ROM de la ECU 20.

Además, en la etapa 1211, se detecta de manera similar el ángulo del cigüeñal en la que tiene lugar la situación seleccionada como parámetro de la combustión, por ejemplo, $(dP/d\theta)_{max}$, basándose en las salidas de los sensores de presión del cilindro y el tiempo de la inyección de la inyección principal de combustible se corrige hasta que el ángulo del cigüeñal se corresponde con el valor objetivo determinado a partir de la velocidad Ne y el grado de apertura del acelerador Accp.

Etapa 1213:

La etapa 1213 muestra la corrección de la cantidad de combustible inyectado y del momento de la inyección en la inyección de combustible de tipo múltiple en el caso de realización de inyección de tipo múltiple. En esta etapa, por ejemplo, la cantidad de combustible inyectado y el momento en que se efectúa la inyección de la inyección piloto y/o inyección posterior se corrigen hasta que $PV_{principal}-PV_{principalbase}$, $\Delta PV_{max}-\Delta PV_{posterior}$, $(dP/d\theta)_{max}$, $(dP/d\theta)_{No.3max}$ y los otros parámetros de la combustión se corresponden con sus valores objetivo.

La corrección específica es similar a la de la inyección de combustible principal, de manera que se prescindirá de la explicación detallada, pero en la presente realización, en primer lugar, la cantidad de inyección total de combustible, la cantidad de inyección y el momento de la inyección principal de combustible, etc. son corregidos y a continuación se corrigen el tiempo de la inyección y la cantidad de combustible inyectado de la inyección de tipo múltiple (inyección piloto e inyección posterior). La razón de ello es que incluso cuando se lleva a cabo inyección de tipo múltiple, la cantidad de inyección total del combustible tiene el efecto más pronunciado en el par de salida del motor, de manera que en primer lugar, la cantidad de combustible inyectado total es corregido de manera óptima, a continuación, la cantidad de combustible a inyectar y el momento de efectuar la inyección de la inyección principal de combustible son corregidas de manera óptima a efectos de llevar la situación de la combustión del motor cerca del estado ideal, a continuación se corrige la cantidad de combustible inyectado y el momento de la inyección de una inyección de tipo múltiple para lograr un ajuste fino de la situación de la combustión

Tal como se ha explicado anteriormente, al llevar a cabo la operación de corrección de la figura 12, las cantidades de combustible a inyectar y el momento en que se efectúa la inyección de diferentes inyecciones de combustible, son corregidos a valores adecuados y se optimiza la situación de la combustión del motor.

A continuación, se explicará otra realización de la presente invención.

En la presente realización, la inyección de combustible es controlada en el tiempo transitorio de conmutación de modalidades de combustión. En la presente realización, el motor 1 funciona mientras efectúa la conmutación entre las dos modalidades de combustión de una modalidad de combustión diesel normal, es decir, una modalidad de combustión con inyección de combustible y combustión con una elevada proporción aire-combustible al final de la carrera de compresión y una modalidad de combustión a baja temperatura, es decir, una modalidad de combustión que avanza notablemente el momento de la inyección de combustible para formar una mezcla premezclada aire-combustible en el cilindro y aumentar notablemente la cantidad de gases EGR a quemar con una proporción baja aire-combustible. Además, cuando se cambian las modalidades de combustión, se utiliza un parámetro de la combustión para control en realimentación de la alimentación de combustible y una válvula de estrangulación dispuesta en el conducto de admisión del motor es controlada en realimentación para ajustar la cantidad de aire admitido y optimizar la relación aire-combustible.

Tal como se explicará, en la figura 11 existe una buena correlación entre $(P_{mtdc}-P_{min})$ entre los parámetros de la combustión y la proporción aire-combustible. Cuando se cambia entre la modalidad de combustión diesel normal y la modalidad de combustión a baja temperatura, la proporción aire-combustible y el momento de la inyección de combustible varían notablemente. En este caso, la proporción aire-combustible se ajusta ajustando el grado de apertura de la válvula del estrangulador para cambiar la cantidad de gases EGR, pero el cambio de la cantidad de gases EGR requiere un tiempo relativamente largo, mientras que el tiempo de inyección de combustible puede cambiar en un tiempo reducido. Por lo tanto, en la presente realización, en el momento del cambio, se utiliza en primer lugar P_{max} como parámetro de la combustión para corregir la cantidad de combustible inyectado, entonces, el grado de apertura de la válvula de estrangulación es utilizado como parámetro de la combustión $(P_{mtdc}-P_{min})$ para corrección, a continuación, se utiliza el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar P_{max} después de corrección del grado de apertura de la válvula de estrangulación como parámetro de la combustión para corregir el momento en que se efectúa la inyección de combustible.

La cantidad de gases EGR que es intrínsecamente lento en velocidad de cambio, se corrige en primer lugar y a continuación se corrige el tiempo en que se efectúa la inyección de este modo porque al inicio del cambio, en general, el cambio del parámetro de la combustión resulta pequeño y la sensibilidad se hace pequeña con respecto al cambio del momento de la inyección de combustible y, por lo tanto, para impedir el problema de dispersión de control en el caso de controlar simultáneamente la proporción aire-combustible y el momento de la inyección.

La figura 16 es un diagrama de flujo que muestra un perfil de la operación de control del cambio de modalidad de combustión. Esta operación es llevada a cabo por la ECU 20.

En la operación de la figura 16, en la etapa 1601, en primer lugar, se lee la velocidad del motor N_e y el grado de apertura del acelerador $Accp$ del sensor 25 del ángulo del cigüeñal y del sensor 21 del grado de apertura del acelerador, a continuación en la etapa 1603, se calcula P_{max} basándose en la salida del sensor de presión del cilindro. Posteriormente, en la etapa 1605, se controla por realimentación la cantidad de combustible inyectado hasta que el valor de este P_{max} se corresponde con el valor objetivo P_{max} determinado a partir de una velocidad del motor N_e y del grado de apertura del acelerador $Accp$.

Además, después de haberse completado el control por realimentación de la cantidad de combustible inyectado de la etapa 1605, en la etapa 1607, se calcula el parámetro (Pmtdc-Pmin) basándose en la salida del sensor de presión del cilindro y en la etapa 1609, se controla por realimentación el grado de apertura de la válvula de estrangulación hasta que el valor de (Pmtdc-Pmin) se corresponde con el valor objetivo determinado a partir de la velocidad del motor Ne y del grado de apertura del acelerador Accp.

Además, después de que el grado de apertura de la válvula del estrangulador termina su ajuste en la etapa 1609, en la etapa 1611, es evaluado nuevamente si la válvula de Pmax converge en el valor objetivo. Cuando Pmax está alejado del valor objetivo por una cantidad predeterminada o más, se lleva a cabo nuevamente la operación de la etapa 1601.

Cuando Pmax converge en el valor objetivo en la etapa 1611, la rutina pasa a continuación a la etapa 1613 en la que se calcula el ángulo del cigüeñal en el que tiene lugar Pmax a partir de la salida del sensor de presión del cilindro y el momento de la inyección de combustible es controlado en realimentación hasta que el ángulo del cigüeñal corresponde al valor objetivo determinado a partir de la velocidad del motor Ne y el grado de apertura del acelerador Accp.

Por el control de cambio de la figura 16, incluso durante el funcionamiento transitorio, tal como el cambio de modalidad de combustión, se controla de manera óptima la situación de la combustión del motor.

A continuación, se explicará en detalle el control de la cantidad de gases EGR basándose en un parámetro de la combustión. En la presente realización, se utilizan como parámetros de la combustión PVmax, θ_{pvmax} , ΔPV_{max} y Δt para control por realimentación de la cantidad de gases EGR, la cantidad de combustible inyectado, y el momento de la inyección del combustible.

La figura 17 muestra los parámetros de la combustión utilizados en la presente realización, que son, PVmax, θ_{pvmax} , ΔPV_{max} y Δt

En la figura 17, las abscisas muestran el ángulo del cigüeñal (CA) desde la carrera de compresión a la carrera de expansión de un cilindro, mientras que las ordenadas muestran el valor PV antes mencionado. En las abscisas, TDC muestra el punto muerto superior de compresión.

El valor PV es el producto de la presión y el volumen, por lo tanto, alcanza un valor que corresponde a la temperatura del cilindro debido a la relación $PV = MRT$ de la ecuación de estado de un gas (en la que M: número de moles de gas, R: constante general de los gases (J/mol·K), y T: temperatura (°K)). Además, el momento en la que PV alcanza el máximo valor (figura 17, θ_{pvmax}), se confirma por experimentos correspondiendo al punto de tiempo en el que el combustible inyectado en un cilindro termina siendo quemado (estrictamente hablando, en el momento de tiempo en el que se ha quemado un 90% del combustible). Por lo tanto, θ_{pvmax} se puede utilizar como indicador que expresa el tiempo del final de la combustión en un cilindro.

En la figura 17, θ_{inj} muestra el tiempo de inicio de la inyección de un inyector de combustible (10a a 10d, los que se hará referencia a continuación con el numeral 10). Además, en la figura 17, Δt muestra el tiempo de terminación de la combustión definido como el tiempo (ángulo del cigüeñal) desde el inicio de la inyección de combustible (θ_{inj}) al final de la combustión (θ_{pvmax}). El combustible inyectado desde un inyector de combustible 10 empieza a quemar después del transcurso de un cierto retraso de la ignición y termina la combustión después de transcurrir un tiempo de la combustión determinado por varias condiciones. Por lo tanto, el tiempo de terminación de la combustión Δt ($=\theta_{pvmax} - \theta_{inj}$) corresponde al total del tiempo de retraso de la ignición y el tiempo de combustión del combustible.

Además, en la figura 17, la línea de trazos muestra el cambio (PVbase) del valor PV cuando no tiene lugar combustión en el cilindro. PVbase expresa la compresión y expansión de un gas en un cilindro debido al movimiento de ascenso y descenso del émbolo, por lo que resulta una curva simétrica alrededor del punto muerto superior.

Tal como se ha explicado anteriormente, ΔPV_{max} se define como la diferencia entre el valor máximo PVmax del valor PV y el valor Pmaxbase de PVbase en θ_{pvmax} .

El valor Pmaxbase de PVbase en θ_{pvmax} puede ser calculado fácilmente a partir de la presión del cilindro al final de la carrera de aspiración y el volumen del cilindro en θ_{pvmax} . No obstante, tal como se ha explicado anteriormente, la curva PVbase resulta simétrica alrededor del punto muerto superior de compresión. Por lo tanto, en la presente realización, después de la detección de θ_{pvmax} , el valor de PVbase en el punto de la carrera de compresión que resulta simétrico alrededor del punto muerto superior (mostrado por θ_{pvmax}' en la figura 17) se utiliza para calcular ΔPV_{max} , pero en la práctica, el valor de PV y el valor de PVbase resultan idénticos en la carrera de compresión cuando tiene lugar la combustión. Por esta razón, en la presente realización, al utilizar realmente el valor de PV en θ_{pvmax}' como valor PVbase en θ_{pvmax} , se calcula con facilidad el valor de ΔPV_{max} .

A continuación, se explicarán los significados de los parámetros de la combustión Δt , PVmax, θ_{pvmax} , y ΔPV_{max} .

Tal como se ha explicado anteriormente, el periodo desde el inicio de la inyección de combustible a θ_{pvmax} , es decir, el tiempo de terminación de la combustión Δt , corresponde al total del tiempo de retraso de la ignición y el tiempo de la combustión del combustible inyectado. Por otra parte, el tiempo de retraso de la ignición y el tiempo de la combustión quedan ambos notablemente afectados por la proporción de EGR (proporción de la cantidad de gases de EGR en los gases aspirados dentro del cilindro). Al hacerse grande la proporción EGR, Δt aumenta también. Por lo tanto, el tiempo Δt de terminación de la combustión tiene una íntima correlación con la proporción EGR en el cilindro y se puede utilizar como indicador que expresa la proporción de EGR.

Además, el momento θ_{pvmax} en la que tiene lugar PV_{max} se correlaciona con el momento del final de la combustión y se relaciona notablemente con la situación de la combustión en el cilindro. Además, si las otras condiciones son iguales, el momento del final de la combustión cambia de acuerdo con el momento de la inyección de combustible.

Además, el valor de ΔPV_{max} es la diferencia (diferencia de temperatura) entre los valores PV en el momento de la combustión y el tiempo en el que no tiene lugar la combustión, por lo tanto, se correlaciona con la cantidad de combustible quemado en la cámara de combustión, es decir, la cantidad de combustible inyectado.

La presente realización, tiene en cuenta lo anteriormente indicado y utiliza Δt , θ_{pvmax} , y ΔPV_{max} para control por realimentación de la cantidad de gases EGR, el momento de la inyección de combustible, y la cantidad de combustible inyectado en sus valores óptimos.

Es decir, en la presente realización, se actúa en el motor de modo previo mientras se cambian las condiciones de funcionamiento del motor (grado de apertura del acelerador y velocidad, en combinación) a efectos de buscar la cantidad de combustible a inyectar, momento de la inyección de combustible, y proporción EGR (grado de apertura de la válvula de EGR), que proporcionan la situación de combustión óptima en términos de eficiencia de combustible, características de los gases de escape, etc., y esos valores son utilizados como valores de referencia para la cantidad de combustible inyectado, momento de la inyección del combustible, y grado de apertura de la válvula de EGR en las diferentes condiciones de funcionamiento y son almacenados en forma de un mapa de valor numérico bidimensional utilizando la apertura del acelerador y la velocidad (a lo que se hará referencia continuación a efectos de comodidad como "mapa de condiciones de inyección de referencia") en la ROM de la ECU 20.

Además, en la presente realización, los valores de los parámetros de la combustión Δt , θ_{pvmax} y ΔPV_{max} en el momento de proporcionar la situación óptima de la combustión en las condiciones de funcionamiento distintas se calculan y se almacenan en forma de mapa de valores numéricos bidimensionales, utilizando el grado de apertura del acelerador y la velocidad (a lo que se hará referencia continuación a efectos de simplicidad como "mapa de características objetivo") en la ROM de la ECU 20.

En funcionamiento real, la ECU 20 utiliza en primer lugar el mapa de condiciones de inyección de referencia anteriormente indicado para determinar la cantidad de combustible a inyectar, el momento de la inyección de combustible y el grado de apertura de la válvula de EGR a partir de la velocidad del motor, y del grado de apertura del acelerador y controla la cantidad de combustible a inyectar, momento de la inyección de combustible, y grado de apertura de la válvula de EGR con respecto a los valores del mapa de condiciones de inyección de referencia.

Además, en esta situación, calcula los parámetros de la combustión Δt , θ_{pvmax} y ΔPV_{max} de cada cilindro, basándose en la salida de los sensores 29a a 29d de cada cilindro. Además, utiliza el grado actual de apertura del acelerador y la velocidad para determinar los valores objetivo Δt , θ_{pvmax} y ΔPV_{max} de los parámetros de la combustión en la situación óptima de la combustión a partir del mapa de características objetivo antes mencionado y ajusta la cantidad de combustible a inyectar, momento de la inyección de combustible, grado de apertura de la válvula de EGR, etc., determinados a partir del mapa de condiciones de inyección de referencia, de manera que los parámetros de combustión reales se corresponden con sus valores objetivo.

De manera específica, la ECU 20 ajusta el grado de apertura de la válvula EGR para control por realimentación, de manera que el parámetro real de la combustión Δt pasa a ser el valor objetivo y controla por realimentación el momento de la inyección de combustible y la cantidad de combustible inyectado de manera que θ_{pvmax} y ΔPV_{max} se corresponden con sus valores objetivo.

Debido a ello, el EGR y la inyección de combustible se controlarán de manera que la situación real de la combustión pasa a ser la situación óptima.

Las figuras 18 y 19 son diagramas de flujo para explicar de manera específica la operación de control basada en las características antes mencionadas de presión de la combustión (operación de control del parámetro de la combustión). Las operaciones de las figuras 18 y 19 son llevadas a cabo como rutinas ejecutadas por la ECU 20 para cada intervalo constante.

La figura 18 muestra la operación de control básico de la inyección de combustible y EGR. En la operación de la figura 18, la ECU 20 determina la cantidad de combustible a inyectar, el momento de inyección de combustible, y el grado de apertura de la válvula EGR 35 como suma de los valores de referencia determinados a partir de la velocidad del motor N_e y del grado de apertura del acelerador $Accp$ y las cantidades de corrección determinadas basándose en los parámetros de la combustión a partir de la operación de la figura 19.

En la figura 18, en la etapa 301, se lee el grado de apertura del acelerador $Accp$ y la velocidad del motor N_e . En la etapa 303, se utilizan los valores de $Accp$ y N_e leídos en la etapa 301 para leer la cantidad F_{I0} de la inyección de combustible de referencia, el momento de la inyección de combustible de referencia θ_{I0} , y el grado de apertura de la válvula EGV_0 de referencia de EGR a partir del mapa de condiciones de inyección de referencia antes mencionado almacenado en la ROM de la ECU 20 por adelantado en forma de mapa de valores numéricos bidimensionales utilizando $Accp$ y N_e .

La cantidad de combustible a inyectar de referencia, el momento de la inyección de combustible de referencia, y el grado de apertura de la válvula de EGR de referencia con la cantidad de combustible a inyectar, el momento de la inyección de combustible y grado de la válvula EGR que proporciona la situación de combustión óptima, tal como se determina haciendo funcionar de modo real el motor por adelantado.

Los valores de referencia anteriores son la cantidad de combustible a inyectar y el grado de apertura de la válvula EGR y el tiempo de la inyección susceptibles de proporcionar la situación de combustión óptima en el momento de los experimentos, pero en funcionamiento real, existen diferencias en el combustible, diferencias en el entorno de funcionamiento del motor (temperatura del aire, presión atmosférica, etc.), variaciones en el equipo, cambio en las características, etc., de manera que incluso con un funcionamiento utilizando estos valores de referencia, la situación óptima de la combustión no necesariamente se consigue.

Por lo tanto, en la presente realización, los valores de referencia F_{I0} , θ_{I0} y EGV_0 determinados tal como se ha explicado anteriormente, a los que se añaden las cantidades de corrección α , β , y γ a efectos de corrección, se determinan como cantidad real de combustible a inyectar, momento real de inyección de combustible, y grado real de apertura de la válvula EGR. Es decir, en la etapa 305, se utilizan para el control de la cantidad de inyección y el grado de apertura de la válvula EGR la cantidad real de combustible a inyectar F_I , el momento real de la inyección θ_I , y el grado de apertura EGV de la válvula EGR en forma de $F_I = F_{I0} + \alpha$, $\theta_I = \theta_{I0} + \beta$, y $EGV = EGV_0 + \gamma$, y en la etapa 307, se utilizan los valores determinados en la etapa 305 para el control de la inyección de combustible y el grado de apertura de la válvula EGR.

En este caso, α , β , y γ son cantidades de corrección por realimentación basadas en los parámetros de combustión por el funcionamiento de la figura 19.

Explicando el funcionamiento de la figura 19, en primer lugar, en la etapa 401, se lee el grado de apertura del acelerador $Accp$ y la velocidad N_e . Además, en la etapa 403, se leen los valores objetivo θ_{pvmax_0} , ΔPV_{max_0} , y Δt_0 del θ_{pvmax} , ΔPV_{max} , y Δt del mapa bidimensional utilizando $Accp$ y N_e almacenados en la ROM de la ECU 20 por adelantado. Los valores objetivo θ_{pvmax_0} , ΔPV_{max_0} , y Δt_0 son los valores de θ_{pvmax} , ΔPV_{max} , y Δt cuando se obtiene la combustión óptima para dichos grado de apertura del acelerador y velocidad.

Además, en la etapa 405, se calculan los parámetros de la combustión θ_{pvmax} , ΔPV_{max} , y Δt de los cilindros basándose en las salidas de los sensores 29a a 29d de los sensores de presión de los cilindros.

Posteriormente, a partir de las etapas 407 a 411, se corrigen por realimentación las cantidades de corrección α , β , y γ de manera que los valores de los parámetros reales de la combustión calculados en la etapa 405 se corresponden con los valores objetivo determinados a partir del mapa en la etapa 403.

Es decir, en la etapa 407, en primer lugar, se controla por realimentación la cantidad de corrección α de la cantidad de combustible inyectado, de manera que el valor real de ΔPV_{max} se corresponde con el valor objetivo ΔPV_{max_0} , en la etapa 409, la cantidad de corrección β del momento de la inyección de combustible es controlado por realimentación, de manera que el valor real de θ_{pvmax} se corresponde con el valor θ_{pvmax_0} objetivo, y en la etapa 411, la cantidad de corrección γ del grado de apertura de la válvula de EGR es controlado por realimentación, de manera que el valor real de Δt se corresponde con el valor objetivo Δt_0 . El control por realimentación de la etapa 407 a 411 es llevado a cabo por control PID basado en la desviación de los valores reales con respecto a los valores objetivo.

Por ejemplo, explicando específicamente el control PID de la presente realización utilizando como ejemplo la cantidad de corrección β del momento de inyección de combustible, si la desviación entre el valor real de θ_{pvmax} y el valor objetivo θ_{pvmax_0} es δ , la cantidad de la corrección β es calculada utilizando la siguiente ecuación:

$$\beta = K_1 \times \delta + K_2 \times \Sigma \delta + K_3 \times (\delta - \delta_{i-1})$$

en la que el primer término $K_1 \times \delta$ del lado derecho es un término proporcional, el segundo término $K_2 \times \Sigma \delta$ es un término de integración, y $\Sigma \delta$ expresa el valor acumulativo de la desviación δ (valor integrado). Además, el tercer término $K_3 \times (\delta - \delta_{i-1})$ es una derivada, mientras que $(\delta - \delta_{i-1})$ expresa la cantidad de cambio de la desviación δ con respecto al tiempo anterior (derivada) (δ_{i-1} es el valor de δ de la vez anterior). Además, K_1 , K_2 , y K_3 son constantes.

Tal como se ha explicado anteriormente, al repetir las operaciones de la figura 18 y la figura 19, se controla la cantidad real de combustible a inyectar, el momento real de la inyección de combustible y el grado real de la apertura de la válvula de EGR (proporción de EGR) de manera que los parámetros de la combustión se corresponden con los valores objetivo.

Mediante el control por realimentación de la cantidad de combustible inyectado, del momento de la inyección del combustible y de la proporción de EGR, de manera que los parámetros de la combustión se correspondan con valores objetivo en el funcionamiento real, es posible conseguir fácilmente la situación de combustión óptima sin considerar individualmente, por ejemplo, las diferencias en el entorno de funcionamiento del motor, cambio de características o variaciones del equipo, diferencias del combustible, etc.

Se debe observar que en las operaciones de las figuras 18 y 19, al controlar la cantidad de combustible a inyectar y el momento de la inyección, etc., a los valores de referencia y controlar por realimentación las cantidades de corrección para estas referencias utilizando parámetros de la combustión, de la cantidad de combustible a inyectar, etc. convergen en un tiempo reducido con los valores que facilitan la situación de combustión óptima. No obstante, es posible también controlar por realimentación la cantidad de combustible a inyectar y el momento de la inyección y la proporción de EGR utilizando los parámetros de la combustión sin predeterminedar valores de referencia de la cantidad de inyección de combustible, etc.

Se debe observar que, cuando se controla el momento de la inyección de combustible θ_I basándose en la desviación δ entre θ_{pvmax} y θ_{pvmax_0} , tal como en las figuras 18 y 19, en particular cuando el valor objetivo del momento de la inyección de combustible está sustancialmente adelantado, tal como durante el funcionamiento de la modalidad de combustión de baja temperatura antes mencionado, el control puede resultar disperso.

Por ejemplo, cuando el valor real de θ_{pvmax} se retrasa con respecto al valor objetivo θ_{pvmax_0} , el momento de la inyección de combustible θ_I se avanza para hacer θ_{pvmax} más rápido. No obstante, cuando el momento de la inyección de combustible se ha determinado ya notablemente avanzado, tal como en una combustión a baja temperatura, si se adelanta claramente el momento de la inyección de combustible, la combustión resulta inestable y tienen lugar fácilmente fallos del encendido, de manera que si se avanza el momento de la inyección de combustible, en algunos casos de manera inversa, θ_{pvmax} se hace más lento.

En este caso, si se utiliza θ_{pvmax} para el control del momento de la inyección, el momento de inyección de combustible terminará siendo avanzado adicionalmente, y no solamente se dispersará el control, sin embargo, también el avance excesivo de la inyección del combustible provocará que el combustible sea inyectado en una posición en la que el émbolo no ha subido suficientemente en el cilindro, el combustible inyectado rebosará desde el interior al exterior de la cubeta formada en la parte superior del émbolo, o bien el combustible inyectado chocará directamente con la pared del cilindro (lavado del cilindro) y el combustible líquido se depositará sobre la pared del cilindro, de manera que aparecerán problemas por dilución del aceite de lubricación o deterioro de la eficiencia del combustible y de las características del escape.

En particular, cuando se utiliza simultáneamente Δt tanto para controlar la cantidad de gases EGR de manera similar a la etapa 411 de la figura 19, si el momento de la inyección del combustible está excesivamente avanzado, el valor de Δt resultará también excesivo y la cantidad de gases EGR se reducirá notablemente, de manera que el cambio del momento de la inyección de combustible y el ajuste de la cantidad de gases EGR se afectarán entre sí y el control no será suficientemente estable en algunos casos.

Por lo tanto, en la presente realización, se prevé un valor de mantenimiento del avance θ_{Imax} para el momento de la inyección de combustible θ_I calculado en la etapa 305, de manera que el momento de la inyección de combustible no avanzará más allá de θ_{Imax} .

De manera específica, si el momento de la inyección de combustible θ_I es calculado como $\theta_I = \theta_{I0} + \beta$ en la etapa 305 de la figura 18, la ECU 20 compara el valor calculado θ_I y el valor de mantenimiento del avance θ_{Imax} . Cuando θ_I se ajusta avanzado por θ_{Imax} o más ($\theta_I \geq \theta_{Imax}$), utiliza el θ_{Imax} en vez del θ_I calculado para llevar a cabo el control de la inyección de combustible en la etapa 307. Es decir, el valor de θ_I calculado en la etapa 305 es utilizado en la etapa 307 solamente en el lado retrasado con respecto al valor de mantenimiento del avance θ_{Imax} ($\theta_I \leq \theta_{Imax}$).

Debido a esto, se impide un avance excesivo en el control por realimentación del momento de la inyección de combustible utilizando el parámetro de la combustión θ_{pvmax} , de manera que se impide la dilución del aceite de lubricación y el deterioro de la eficiencia del combustible y de las características de los gases de escape debido al lavado del orificio del cilindro, se impide la dispersión del control del momento de la inyección de combustible debida a un avance excesivo e interferencia con el control por realimentación de la cantidad de gases EGR utilizando Δt y el momento de la inyección de combustible o la cantidad d gases EGR convergen a sus valores objetivo en un tiempo reducido.

Se debe observar que, el tiempo de mantenimiento de θ_{lmax} del momento de la inyección de combustible es el periodo de tiempo en el que el combustible inyectado desde un inyector de combustible no rebosará al exterior desde el interior de la cubeta del émbolo se depositará en la pared, ty es un valor determinado por la velocidad del motor y la presión de inyección de combustible y otras condiciones de la inyección. Este valor difiere dependiendo de varias circunstancias, tales como la forma del émbolo, la disposición del inyector de combustible, la velocidad del motor y la presión de inyección, de manera que es deseable prepararlo como mapa de valores numéricos para cada velocidad (presión de inyección de combustible) basándose en experimentos utilizando motores reales.

A continuación, se explicará otra realización de la presente invención.

En la presente realización, el motor 1 funciona cambiando entre las dos modalidades de la combustión, de la modalidad de combustión normal diesel, es decir, la modalidad de inyección de combustible al final de la carrera de compresión y difusión y combustión con una elevada proporción aire-combustible y la modalidad de combustión a baja temperatura, es decir, la modalidad de combustión con gran avance de la inyección de combustible para formar una mezcla premezclada de aire-combustible en el cilindro y aumentar notablemente la cantidad de gases de EGR para quemar el combustible con una relación baja de aire-combustible. En el caso de combustión a baja temperatura, si bien la combustión tiene lugar con una relación aire-combustible relativamente baja, se suministra a la cámara de combustión una gran cantidad de gases EGR, de manera que se suprime notablemente la generación de NO_x y otras sustancias perjudiciales. Además, tratándose de un motor diesel, se puede llevar a cabo combustión con premezcla a efectos de reducir notablemente la generación de hollín.

No obstante, en funcionamiento en la modalidad de combustión a baja temperatura, la situación de la combustión varía de manera extremadamente sensible con respecto a los cambios de la proporción de EGR. En algunos casos, la situación de la combustión se deteriorará notablemente solamente con pequeño cambio de la proporción de EGR.

Por lo tanto, en la presente realización, cuando el motor funciona en la modalidad de combustión a baja temperatura, la proporción de EGR (grado de apertura de la válvula EGR) es controlada por realimentación basándose en un parámetro de la combustión.

La figura 20 es un diagrama de flujo para explicar el funcionamiento del control de la proporción de EGR utilizando un parámetro de la combustión de la presente realización.

En la operación de la figura 20, en primer lugar, en la etapa 501, se evalúa si el motor funciona en aquél momento en la modalidad de combustión de baja temperatura. Cuando no funciona en la modalidad de combustión de baja temperatura, el funcionamiento termina inmediatamente sin llevar a cabo la etapa 503. En este caso, por ejemplo, la proporción de EGR se controla por un control en bucle abierto basándose en el grado de apertura del acelerador y de la velocidad del motor de igual forma que anteriormente.

Cuando el motor funciona en aquel momento en la modalidad de combustión a baja temperatura en la etapa 501, la rutina pasa, en primer lugar, a la etapa 503, en la que se leen de los correspondientes sensores el grado actual de apertura del acelerador $Accp$ y la velocidad del motor Ne . En la etapa 505, el valor objetivo de Δt_0 de Δt en el valor actual de $Accp$ y Ne son leídos del mapa de valores objetivo del tiempo de terminación de la combustión Δt almacenado por adelantado en la ROM de la ECU 20 en forma de un mapa de valores numéricos bidimensional de $Accp$ y Ne .

En este caso, Δt_0 es el tiempo de terminación de la combustión cuando se suministra la proporción de EGR por una proporción de EGR que facilita la situación óptima de combustión en la modalidad de combustión a baja temperatura.

A continuación, en la etapa 507, se calcula el tiempo real actual de terminación de la combustión Δt en base a las salidas de los sensores 29a a 29d de presión del cilindro. Además, en la etapa 509 se controla por realimentación el grado de apertura de la válvula EGR de manera que el tiempo real de terminación de la combustión Δt se corresponde con el valor objetivo Δt_0 . Este control por realimentación, igual que en el caso de la figura 19, se lleva a cabo, por ejemplo, por control PID basado en la desviación entre el valor objetivo Δt_0 y el valor real Δt .

Se debe observar que en la presente realización, la cantidad de combustible inyectado y el tiempo de inyección del combustible se disponen en valores óptimos para funcionamiento en la modalidad de combustión a baja temperatura con avance por una rutina ejecutada separadamente por la ECU 20.

5 Tal como se ha mostrado en la figura 20, en particular, en el momento del funcionamiento con la modalidad de combustión a baja temperatura sensible a cambios en la proporción de EGR, es posible controlar la proporción de EGR del motor basándose en el parámetro de la combustión A_t a efectos de obtener una situación estable, óptima de la combustión, incluso en el momento de combustión a baja temperatura. No obstante, tal como se ha explicado anteriormente, el control basado en A_t posibilita la proporción de EGR óptima después de transición a la modalidad de combustión a baja temperatura, para cuando se pasa de la modalidad de combustión normal a la modalidad de combustión a baja temperatura, si se utiliza realimentación como control basándose en A_t para ajustar la cantidad de gases EGR, en algunos casos se puede requerir un tiempo relativamente largo hasta la convergencia a la proporción de EGR o después de transición a la modalidad de combustión a baja temperatura.

10
15 Tal como se ha explicado anteriormente, en la modalidad de combustión a baja temperatura, el momento de la inyección es avanzado notablemente en comparación con la modalidad de combustión normal. No obstante, en la transición de modalidad de combustión a baja temperatura baja, si se avanza el momento de la inyección de combustible de manera inmediata, el cambio rápido de la situación de combustión provocará que el par de salida del motor fluctúe y provoque la aparición del llamado “choque de par”. Por lo tanto, cuando se pasa de la modalidad de combustión normal a la modalidad de combustión a baja temperatura, se facilita un cierto periodo de transición, y durante este periodo de transición (tiempo) el momento de la inyección de combustible se cambia de manera continua de forma relativamente suave desde el valor de la modalidad de combustión normal al valor objetivo en la modalidad de combustión a temperatura baja, es decir, se lleva a cabo un proceso de transición.

20
25 Por lo tanto, durante el proceso de transición, el combustible utilizado para cálculo de A_t (figura 17, θ_{inj}) se cambia gradualmente (se avanza) y de acuerdo con ello, el momento en el que tiene lugar PV_{max} (figura 17, θ_{pvmax}) se cambia también gradualmente (se avanza) de manera que al inicio del cambio el valor de A_t no cambiará sensiblemente con respecto al valor anterior al cambio y será un valor relativamente pequeño.

30 Por lo tanto, la diferencia entre el valor objetivo Δt_0 de A_t después de cambiar a la modalidad de combustión a baja temperatura y el valor real Δt no se hará tampoco muy grande en comparación con el valor anterior al cambio. El cambio en el grado de apertura de la válvula EGR pasará a ser también relativamente pequeño. Es decir, el grado de funcionamiento de la válvula EGR cambiará gradualmente junto con el avance del momento de la inyección de combustible. El cambio en la cantidad real de gases EGR se hace más pequeño que el cambio del grado de apertura de la válvula EGR, de manera que en el momento del cambio, si el cambio del grado de apertura de la válvula EGR es reducido, el cambio de la cantidad real de gases EGR terminará siendo considerablemente suave.

35
40 Por otra parte, en la modalidad de combustión a baja temperatura, la cantidad de gases EGR se tiene que incrementar notablemente con respecto a la modalidad de combustión normal, sin embargo, tal como se ha explicado anteriormente, si se cambia gradualmente el grado de apertura de la válvula EGR de acuerdo con el valor real de A_t durante el periodo de transición, debido al retraso en el cambio de la cantidad de gases EGR, la proporción de EGR no alcanzará el valor objetivo de la modalidad de combustión a baja temperatura incluso en el momento de terminar la transición a la modalidad de combustión a baja temperatura (cuando el momento de la inyección de combustible alcanza el valor objetivo), es decir, se utilizará tiempo para la convergencia al valor objetivo.

45
50 Por lo tanto, en la presente realización, cuando se calcula Δt durante el periodo de transición, no se utiliza el momento de inyección real de combustible. Se utiliza el momento de inyección objetivo del combustible después de terminar la transición a la combustión a baja temperatura. Debido a ello, en el inicio del periodo de transición, el valor de A_t resulta mucho mayor que en el caso de utilización de la verdadera temporización de la inyección de combustible. La desviación con el valor objetivo de A_t después de terminar la transición se hace también grande. En la presente realización, el grado de apertura de la válvula EGR es controlado por realimentación basándose en la desviación entre A_t y el valor objetivo de A_t , de manera que el grado de apertura de la válvula EGR cambia también notablemente.

55 La figura 21 es una vista explicativa del cambio Δt en el periodo de transición cuando se efectúa el cambio de modalidad de combustión normal a modalidad de combustión a baja temperatura en la presente realización.

60 En la figura 21, la curva θ_{inj} muestra el cambio del momento de la inyección de combustible mientras que la curva θ_{pvmax} muestra el cambio del tiempo en el que tiene lugar PV_{max} . El valor real A_t resulta igual a la distancia entre las dos curvas (ver figura 21).

65 En la figura 21, cuando se inicia el periodo de transición de cambio desde la modalidad de combustión normal, el momento de la inyección de combustible θ_{inj} es avanzado de manera continua y pasa a ser el tiempo de inyección de combustible objetivo en la modalidad de combustión a baja temperatura cuando termina el periodo de transición.

En este caso, tal como se ha mostrado en la figura 21, el valor de θ_{inj} no cambiará notablemente incluso en el inicio de la transición, de manera que A_t utilizando el momento real de la inyección de combustible (A_t real) no será un valor excesivamente grande desde el inicio del periodo de transición y, por lo tanto, el grado de apertura de la válvula EGR tampoco cambiará notablemente. Por esta razón, el cambio en la cantidad de gases EGR resulta considerablemente suave y el cambio de θ_{pvmax} resulta también suave, tal como se muestra por la línea continua de la figura 21. Por esta razón, el valor de θ_{pvmax} no alcanzará el valor objetivo en la combustión a baja temperatura aunque el cambio del tiempo de inyección de combustible se complete y, por lo tanto, tenga lugar un retraso de tiempo, tal como se muestra en la figura 21, hasta que θ_{pvmax} alcanza el valor objetivo (es decir, hasta que la proporción de EGR alcanza el valor objetivo).

En oposición a ello, el valor de Δt calculado utilizando el valor objetivo del momento de la inyección después del cambio a la modalidad de combustión a baja temperatura en vez del momento de inyección real de combustible, tal como se ha mostrado en la figura 21, pasa a ser un valor mayor que el A_t real. Por lo tanto, en la presente realización, el grado de apertura con el valor de EGR cambia también notablemente y la velocidad de cambio (incremento) en la cantidad de gases EGR resulta también más rápido, de manera que θ_{pvmax} cambia, tal como se ha mostrado por la línea de trazos de la figura 21, y se puede impedir la aparición de un retraso de tiempo, tal como en el caso de utilización de A_t real.

Debido a ello, en la presente realización, cuando se cambia de la modalidad de combustión normal a la modalidad de combustión a baja temperatura, se hace posible lograr que la proporción de EGR converja al valor objetivo en un tiempo reducido.

A continuación, se explicará utilizando la figura 22 el control en el tiempo de cambio de la modalidad de combustión a baja temperatura a la modalidad de combustión normal en oposición a lo anterior.

Por ejemplo, se considerará el caso de controlar la cantidad de combustible inyectado, momento de la inyección de combustible, proporción de EGR, etc. utilizando parámetros de la combustión solamente durante el funcionamiento en modalidad de combustión a baja temperatura y llevando a cabo el control convencional en bucle abierto en el momento de la modalidad de combustión normal.

En este caso, en el momento de funcionamiento en modalidad de combustión de baja temperatura, la cantidad de combustible inyectado, el momento de inyección del combustible, la cantidad de gases EGR, etc. son controlados en realimentación basándose en los parámetros de la combustión (A_t , θ_{pvmax} , ΔPV_{max} , etc.) y la cantidad de inyección real de combustible, momento de la inyección de combustible, cantidad de gases EGR, etc., incluyen cantidades de corrección por realimentación.

Por ejemplo, explicando lo indicado tomando como ejemplo el momento de la inyección de combustible, tal como se ha explicado en la etapa 305 de la figura 18, el momento real de inyección de combustible durante la combustión a baja temperatura pasa a ser el valor objetivo θ_{I_0} al que se añade la cantidad β de corrección por realimentación.

Normalmente, tal como se ha mostrado en la figura 22, incluso en el caso de cambiar de la modalidad de combustión a alta temperatura a la modalidad de combustión normal, se dispone un periodo de transición similar al explicado en la figura 21. El valor objetivo del momento de inyección de combustible se hace variar de manera continuada en un periodo de transición desde el momento en el que corresponde al tiempo de modalidad de combustión a baja temperatura al valor objetivo en el momento de la modalidad de combustión normal.

No obstante, tal como se ha explicado anteriormente, el momento de inyección de combustible real en la modalidad de combustión a baja temperatura comprende la magnitud de corrección por realimentación β . El momento de la inyección de combustible en la modalidad de combustión normal es el momento de inyección de combustible objetivo (control en bucle abierto) sin incluir la cantidad de corrección por realimentación β . Por esta razón, se presenta la cuestión de en qué punto interrumpir el control por realimentación y hacer cero la corrección por realimentación de cantidad β . Por ejemplo, si se interrumpe el control por realimentación inmediatamente, junto con el inicio del periodo de transición, el momento de la inyección del combustible cambiaría rápidamente por la cantidad de corrección por realimentación β simultáneamente con el inicio del periodo de transición y podría tener lugar fluctuación del par debido al cambio rápido en el momento de la inyección de combustible. Lo mismo es aplicable en el caso de continuar el control por realimentación durante el periodo de transición e interrumpir el control por realimentación junto con la terminación de la transición.

Por lo tanto, en la presente realización, tal como se ha mostrado en la figura 22, si bien el control por realimentación es interrumpido en el mismo momento del inicio del periodo de transición, la cantidad de corrección por realimentación β en el momento de inicio del periodo de transición, no se hace inmediatamente cero, sino que la corrección por realimentación se reduce gradualmente de forma continua, de manera que pasa a cero al final del periodo de transición.

En la figura 22, la línea de trazos muestra el valor objetivo θ_{l0} del momento de la inyección de combustible, mientras que la línea continua muestra el verdadero momento de la inyección de combustible θ_l . Tal como se ha mostrado en la figura, en la modalidad de funcionamiento de la combustión a baja temperatura, se lleva a cabo el control por realimentación basándose en el parámetro de la combustión θ_{pvmax} . Una diferencia que corresponde exactamente a la cantidad de corrección por realimentación β tiene lugar entre el objetivo θ_{l0} y el momento real de la inyección de combustible θ_l .

Cuando se inicia el periodo de transición, en la presente realización, el control por realimentación se interrumpe inmediatamente, pero al inicio de la transición se mantiene el momento de la inyección de combustible real θ_l , dado que es el valor que incluye la cantidad de corrección de realimentación β en el momento de inicio del periodo de transición. Por lo tanto, en la presente realización, se impide el cambio brusco del momento de la inyección de combustible debido a la interrupción del control por realimentación en el momento del inicio del periodo de transición.

Además, tal como se ha mostrado en la figura 22, durante el periodo de transición, el valor de β se reduce de manera continuada para pasar a cero al final del periodo de transición (por ejemplo, el valor de β se reduce proporcionalmente al tiempo transcurrido después del inicio del periodo de transición). Debido a ello, durante el periodo de transición, el momento real de la inyección de combustible θ_l se aproxima gradualmente al momento objetivo de inyección de combustible θ_{l0} y se corresponde con θ_{l0} en el final del periodo de transición. Debido a esto, en la presente realización, se hace posible pasar del control por realimentación del momento de inyección de combustible durante la modalidad de combustión a baja temperatura, a control en bucle abierto en la modalidad de combustión normal sin fluctuación alguna del par.

Se debe observar que la figura 22 ha sido explicada utilizando como ejemplo el momento de la inyección de combustible, pero no es necesario indicar que la cantidad de combustible inyectado o la cantidad de gases EGR se pueden controlar de manera similar transitoriamente.

A continuación, se explicará otro ejemplo de la aplicación de control de EGR utilizando un parámetro de la combustión. En las realizaciones anteriores, el parámetro de la combustión A_t fue utilizado para controlar con precisión la proporción de EGR y posibilitar la consecución de la proporción óptima de EGR para la combustión incluso en el momento de combustión a baja temperatura.

Por ejemplo, cuando se purifica el escape disponiendo un catalizador conocido de almacenamiento/reducción de NO_x que almacena NO_x en el escape por absorción, adsorción o ambos, cuando la relación aire-combustible de los gases de escape que pasan al motor por su conducción de escape, es pobre y reduce y purifica el NO almacenado utilizando el CO y otros ingredientes de reducción o hidrocarburos etc., en el escape cuando la relación aire-combustible de los gases de escape entrantes se hace rica, aparece la necesidad de controlar con exactitud la proporción de aire-combustible en el escape (proporción aire-combustible del motor) en el momento de reducir y purificar el NO_x almacenado en el catalizador de almacenamiento/reducción de NO_x . No obstante, con el control anterior, si bien es posible obtener la proporción de EGR óptima con una respuesta favorable, no siempre es posible controlar de manera exacta la proporción de aire-combustible de la combustión (proporción aire-combustible en el escape) del motor.

Por ejemplo, cuando las características de inyección de un inyector de combustible cambian debido a desgaste de los mecanismos internos, etc. o cuando existe una variación en las características de inyección de cada producto, aunque se controle el parámetro de la combustión al valor objetivo, no se consigue necesariamente la proporción aire-combustible objetivo.

Por otra parte, para el control de la proporción aire-combustible en el escape pasando a la proporción aire-combustible objetivo, es posible asimismo disponer un sensor de la proporción aire-combustible en el conducto de escape para medir directamente la proporción de aire-combustible en el escape y, por lo tanto, controlar por realimentación la válvula de control de EGR.

No obstante, el control de EGR utilizando un sensor de la proporción aire-combustible puede no controlar necesariamente la cantidad de gases EGR con una buena precisión cuando existe un retraso en el transporte de gas a la posición de montaje del sensor de gases de escape o existe un retraso en la respuesta del propio sensor.

Por lo tanto, en la presente realización, combinando adicionalmente el control de aprendizaje de realimentación basado en la salida del sensor de la proporción aire-combustible con el control por realimentación de EGR utilizando un parámetro de la combustión, es posible controlar la cantidad de gases EGR con una respuesta satisfactoria, incluyendo en funcionamiento transitorio y controlar la proporción aire-combustible en el escape con una precisión satisfactoria.

Es decir, en la presente realización, cuando se satisface una condición de control del aprendizaje predeterminada (por ejemplo, funcionando el motor en estado estable) en la situación en la que el control por realimentación de la figura 20 posibilita el control de A_t para que se corresponda al valor objetivo Δt_0 el valor Δt_0 objetivo del periodo de

terminación de la combustión se cambia un poco en un momento, en el que la relación aire-combustible en el escape detectada por el sensor de la proporción aire-combustible dispuesto en el paso de escape se corresponde con la proporción aire-combustible objetivo determinada a partir del grado de apertura del acelerador Accp y la velocidad del motor Ne.

Por ejemplo, cuando la relación real de aire-combustible en el escape se encuentra en la parte rica de la relación objetivo aire-combustible, el valor objetivo Δt_0 se disminuye exactamente en la cantidad predeterminada gt , mientras que cuando se encuentra en la parte pobre con respecto a la proporción aire-combustible objetivo, el valor objetivo Δt_0 se incrementa exactamente en la cantidad predeterminada gt .

Además, el valor objetivo ajustado Δt_0 es utilizado para controlar la cantidad de gases EGR basándose en At nuevamente, a efectos de ajustar la cantidad de gases EGR de forma que el Δt real se corresponde con el valor objetivo ajustado Δt_0 . Cuando el valor real Δt y el valor objetivo corregido Δt_0 se corresponden, se evalúa nuevamente si la relación aire-combustible en el escape detectada por el sensor aire-combustible y la proporción objetivo aire-combustible se corresponden. Cuando no se corresponden, el valor objetivo Δt_0 se aumenta nuevamente o se disminuye exactamente en el valor predeterminado gt y se repite la operación anterior.

Además, se lleva a cabo una operación para almacenar el valor objetivo Δt_0 cuando tanto la proporción aire-combustible en el escape como At se corresponden con los valores objetivo como nuevo valor objetivo (valor de aprendizaje) para dicho grado Accp de apertura del acelerador y velocidad del motor Ne. Mediante el aprendizaje de la corrección del parámetro de la combustión Δt_0 basándose en la relación real aire-combustible de esta manera, se hace posible controlar con exactitud la proporción de aire-combustible en el escape controlando simultáneamente la proporción de EGR con una buena respuesta.

A continuación se explicará otra realización de la presente invención.

En las realizaciones que se han explicado anteriormente, ha sido calculado el valor PV y se ha hallado Δt basándose en PVmax como parámetro de la combustión utilizado para controlar la cantidad de gases EGR. No obstante, como parámetro de la combustión adecuado para controlar la cantidad de gases EGR es posible utilizar de manera similar, además de PVmax o At , cualquier valor que tenga una correlación íntima con uno o ambos de dichos periodo de retraso de la ignición y periodo de la combustión.

Por ejemplo, la presente realización utiliza como parámetros de la combustión que tienen una correlación íntima con el periodo de retraso de la ignición y el periodo de la combustión, el tiempo Δt_d hasta que el valor PV^κ pasa a ser el valor mínimo PV^κ_{\min} y el tiempo Δt_c desde el momento en que el valor PV^κ resulta el valor mínimo PV^κ_{\min} hasta el momento en que pasa a ser el valor máximo PV^κ_{\max} .

En este caso, PV^κ es el producto de la presión P en la cámara de combustión para cada ángulo del cigüeñal y el volumen de la cámara de combustión V para el ángulo del cigüeñal elevado a la potencia κ . Además, κ es la proporción de calor específico de la mezcla aire-combustible.

En este caso, partiendo de la ecuación de estado de un gas, el cambio adiabático PV^κ resulta constante, pero en una carrera real en el cilindro PV^κ disminuye gradualmente desde el inicio de la compresión.

Por otra parte, si la mezcla aire-combustible entra en combustión y empieza la combustión, se genera calor de la combustión, de manera que el valor de PV^κ empieza a aumentar. Por esta razón, el punto en el que PV^κ cambia de disminución a aumento, es decir, el punto en el que PV^κ adopta el valor mínimo PV^κ_{\min} , es el punto de inicio de la combustión. Además, de forma similar, durante la combustión, el valor de PV^κ continúa aumentando, pero cuando la combustión ha terminado y ya no se genera calor, el valor de PV^κ empieza a disminuir nuevamente. Por lo tanto, el punto en el que el valor de PV^κ cambia de aumento a disminución, es decir, el punto en el que PV^κ consigue el valor máximo PV^κ_{\max} , es el punto final de la combustión.

Si se designa el momento de inicio de la inyección de combustible θ_{inj} y el ángulo del cigüeñal en el que PV^κ adopta el valor mínimo PV^κ_{\min} como θ_{inicio} , $\Delta t_d = \theta_{inicio} - \theta_{inj}$ es el periodo desde el inicio de la inyección de combustible hasta el inicio de la combustión, resultando igual al periodo de retraso de la ignición.

Además, si se toma el ángulo del cigüeñal en el que PV^κ adopta el valor máximo PV^κ_{\max} θ_{final} , $\Delta t_c = \theta_{final} - \theta_{inicio}$ resulta igual al periodo desde el momento en que la combustión se inicia hasta el momento en que termina, es decir, el periodo de la combustión.

Tal como se ha explicado anteriormente, el periodo de retraso de la ignición y el periodo de la combustión están ambos correlacionados íntimamente con la proporción de EGR. Si la proporción de EGR aumenta, aumentan tanto el periodo de retraso de la ignición como el periodo de la combustión, mientras que si EGR disminuye, ambos disminuyen.

Por lo tanto, en la presente realización, uno u otro del periodo de retraso de la ignición Δt_d o el periodo de la combustión Δt_c es utilizado para controlar la proporción de EGR por un procedimiento similar al caso de utilizar el anteriormente mencionado Δt .

5 Es decir, en la presente realización, se ajusta por adelantado como valor objetivo, Δt_{d0} (o Δt_{c0}) el valor del retraso de la ignición (o periodo de combustión) en la situación de combustión que proporciona la relación óptima de EGR para cada grado de apertura del acelerador Accp y velocidad del motor Ne. Además, en funcionamiento real, se calcula PV^{κ} a partir de la presión en la cámara de combustión y el ángulo del cigüeñal para cada carrera del ciclo y el ángulo del cigüeñal en el que el valor de este PV^{κ} llega un valor mínimo (o el valor mínimo y el valor máximo), que son detectados para calcular el Δt_d (o Δt_c) en funcionamiento real.

Además, el grado de apertura de la válvula de control de EGR es controlado en realimentación basándose en la desviación entre Δt_d (o Δt_c) y el valor objetivo Δt_{d0} (o Δt_{c0}) en las condiciones de funcionamiento actuales (Accp, Ne).

15 Se debe observar que la proporción de calor específico κ puede ser aproximada como valor constante y el volumen de la cámara de combustión V pasa a ser una función del ángulo del cigüeñal y se puede calcular por adelantado. Por lo tanto, cuando se calcula PV^{κ} , calculando el valor de V^{κ} para cada ángulo del cigüeñal por adelantado y almacenándolo en la ROM de la ECU 20 en forma de una tabla de valores numéricos, es posible calcular fácilmente el valor de PV^{κ} .

Debido a ello, de la misma manera que en el control por realimentación utilizando Δt , es posible controlar la proporción de EGR de manera precisa con una buena respuesta sin aumentar la carga de proceso del circuito de control.

25 Es decir, en la presente realización, por cálculo de un parámetro de combustión que corresponde al momento de la combustión incluyendo, como mínimo, uno del periodo de retraso de la ignición o periodo de combustión basado en la presión de la cámara de combustión detectada por los sensores de presión de los cilindros y controlando la proporción de EGR de manera que el parámetro de combustión pasa a ser un valor objetivo predeterminado, es posible controlar la proporción de EGR de manera precisa con una respuesta satisfactoria.

30 Se debe observar que cuando se lleva a cabo la inyección piloto inyectando una pequeña cantidad de combustible y quemando la misma en la cámara de combustión antes de la inyección principal de combustible, a efectos de asegurar unas condiciones satisfactorias de temperatura y presión para la combustión de la inyección principal de combustible, si se inicia la evaluación de si el valor calculado del PV^{κ} es el mínimo PV^{κ}_{min} después del inicio de la inyección principal de combustible, se impide la detección errónea del momento de inicio de la combustión de la inyección piloto de combustible como punto de inicio de la inyección de combustible principal.

A continuación, se explicará otra realización de la presente invención.

40 En la presente realización, el control de la inyección de combustible y el momento de la inyección en el caso de inyección múltiple, se explicarán en detalle.

45 Tal como se ha explicado anteriormente, la inyección múltiple de combustible incluye inyección piloto llevada a cabo antes de la inyección principal de combustible y la inyección posterior, etc. llevada a cabo después de la inyección principal de combustible, pero tanto la inyección piloto como la inyección posterior, pueden ser divididas adicionalmente basándose en los momentos de inyección de las mismas.

50 La figura 23 es una vista explicativa de las diferentes inyecciones de combustible que forman la inyección múltiple de la presente realización.

55 En la figura 23, las abscisas muestran el ángulo del cigüeñal (CA), mientras que el TDC en las ordenadas indica el punto muerto superior de compresión. Además, las ordenadas de la figura 23 muestran las proporciones de inyección de las diferentes inyecciones de combustible. Las áreas de los picos o máximos muestran las cantidades de inyección de combustible relativas de las inyecciones de combustible. Tal como se ha mostrado en la figura, con inyección múltiple de combustible, se llevan a cabo la totalidad o una parte de la inyección piloto previa, inyección piloto inmediata, inyección principal (inyección principal de combustible), inyección posterior, y Post inyección.

A continuación, se explicarán de manera simple las inyecciones de combustible distintas de la inyección principal.

(1) Inyección Piloto Previa

65 La inyección piloto previa es inyección piloto realizada en un momento de tiempo considerablemente adelantado con respecto a la inyección principal (por ejemplo, con una anticipación mínima de 20 grados de ángulo del cigüeñal (20° CA con respecto al inicio de la inyección principal). El combustible inyectado en la inyección piloto previa forma una mezcla aire-combustible premezclada y entra en ignición por compresión, de manera que no genera en absoluto una

gran cantidad de NO_x ni de partículas. Al llevar a cabo inyección piloto previa, es posible mejorar las características de los gases de escape. Además, la inyección piloto previa aumenta la temperatura y la presión en la cámara de combustión y reduce el periodo de retraso de la ignición de las inyecciones que se explican más adelante: inyección piloto inmediata o inyección principal, de manera que puede suprimir el ruido de la combustión o la generación de NO_x debido a la inyección principal.

La inyección piloto previa se lleva a cabo en un momento de tiempo en el que la temperatura y la presión dentro de la cámara de combustión son relativamente bajas, de manera que cuando la cantidad de inyección es grande, el combustible inyectado alcanza la pared del cilindro en forma de líquido y provoca el problema de la dilución del aceite lubricante, etc. Por lo tanto, cuando la cantidad de inyección es grande, la inyección piloto previa se lleva a cabo una serie de veces dividiendo la cantidad de inyección requerida en cantidades pequeñas a efectos de impedir que el combustible líquido alcance la pared del cilindro.

(2) Inyección piloto inmediata

La inyección piloto inmediata es la inyección piloto llevada a cabo justamente antes de la inyección principal (por ejemplo, dentro de 20° CA con respecto al inicio de la inyección principal). La inyección piloto inmediata se caracteriza por una menor generación de hidrocarburos en comparación con la inyección piloto previa e igual que la inyección piloto previa acorta el periodo de retraso de la ignición del periodo principal de manera que puede suprimir el ruido y la generación de NO_x de la inyección principal.

(3) Inyección posterior

La inyección posterior es la inyección iniciada justamente después del final de la inyección principal o dentro de un intervalo relativamente corto con respecto a aquella (por ejemplo, dentro de 15° CA después del final de la inyección principal).

La inyección posterior está destinada a incrementar la presión, temperatura, turbulencia, etc. en la cámara de combustión nuevamente al final de la combustión del combustible de la inyección principal para mejorar la combustión y reducir la cantidad de inyección de la inyección principal.

Es decir, al final de la combustión de la inyección principal, la temperatura y presión en la cámara de combustión y la turbulencia en el cilindro disminuyen, de manera que el combustible resulta más difícil de quemar. Al llevar a cabo inyección posterior en esta situación, tiene lugar un incremento en la turbulencia debido a la inyección de combustible y un incremento de temperatura debido a la combustión del combustible inyectado, de manera que la atmósfera dentro de la cámara de combustión mejora en el sentido de promover la combustión. Además, es posible reducir la cantidad de inyección de la inyección principal al hacer más exacta la cantidad de inyección de la inyección posterior, de manera que se suprime la generación de una zona excesivamente local de concentración debido a la inyección principal y la disminución de la cantidad de inyección principal provoca la disminución de la temperatura máxima en el cilindro debida a la combustión y, por lo tanto, suprime la generación de NO_x.

(4) Post inyección

La post inyección es inyección de combustible iniciada después de un intervalo relativo después del final de la inyección principal (por ejemplo, como mínimo, 15° CA después del final de la inyección principal). El objetivo principal de la inyección posterior consiste en aumentar la temperatura de los gases de escape y su presión.

Por ejemplo, cuando la temperatura del catalizador de purificación de los gases de escape dispuesto en el sistema de escape es baja y no se alcanza la temperatura de activación de manera que no se obtiene la acción de purificación de los gases de escape, llevando a cabo la post inyección, se consigue el aumento de la temperatura de los gases de escape y que la temperatura del catalizador aumente hasta la temperatura de activación en un tiempo reducido. Además, al llevar a cabo la post inyección, aumenta la temperatura y presión de los gases de escape, de manera que en un motor con turboalimentación, es posible obtener los efectos de mejora del rendimiento de la aceleración debido al incremento en el trabajo de la turbina y el aumento de la presión de sobrealimentación y la supresión de humos en el momento de la aceleración.

Además, cuando se utiliza como catalizador de purificación de los gases de escape un catalizador de reducción selectiva que purifica el NO_x de los gases de escape utilizando ingredientes hidrocarburos, la realización de la post inyección posibilita el suministro de hidrocarburos al catalizador y la mejora de la proporción de purificación de NO_x.

Tal como se ha explicado anteriormente, al realizar inyección de tipo múltiple, es posible mejorar notablemente las características de los gases de escape y el ruido del motor diesel, pero la obtención de este efecto de mejora requiere un control preciso de la cantidad de inyección y del momento de la inyección de cada inyección de combustible en la inyección de tipo múltiple. Por ejemplo, en la inyección piloto inmediata, en la que se requiere la mayor precisión para la cantidad de inyección y el momento de la inyección, es necesario controlar una inyección

única de combustible en una cantidad de aproximadamente 1,5 a 2,5 mm³ y el momento de la inyección en unos ± 2° CA o menos.

5 No obstante, tal como se ha explicado anteriormente, los inyectores de combustible presentan variaciones entre inyectores individuales debido a tolerancias, cambio en las características de inyección de combustible debido al periodo de utilización, etc., de manera que con un control normal de bucle abierto, no es posible mejorar la precisión de la inyección de combustible y el efecto de la inyección de tipo múltiple no se puede obtener de manera suficiente.

10 Además, aunque se controle la inyección de combustible basándose en el ruido de la combustión, tal como el sistema de la Publicación de Patente Japonesa No Examinada (Kokai) No. 2001-123871 que se ha explicado anteriormente, si bien la cantidad de inyección de la inyección piloto puede ser controlada, no es posible controlar separadamente las cantidades de inyección de las diferentes inyecciones de combustible. Además, existe el problema de que el momento de la inyección no puede ser controlado en absoluto.

15 En la presente realización, se hace posible controlar separadamente de manera precisa la cantidad de inyección entre momento de la inyección, presión de la inyección, etc., de cada inyección de combustible utilizando los parámetros PV^γ y PV calculados utilizando la presión P de la cámara de combustión detectada utilizando los sensores 29a a 29d de presión en los cilindros (a los que se hará referencia a continuación conjuntamente como los "sensores de presión en los cilindros 29") y el volumen V de la cámara de combustión en aquel momento.

20 La figura 24(A) es una vista explicativa del principio de detección del momento de la combustión en la presente realización. La figura 24(A) muestra el cambio de los diferentes parámetros con respecto a la combustión en la cámara de combustión desde el final de la carrera de compresión de un cilindro hasta el inicio de la carrera de expansión con respecto al ángulo del cigüeñal θ (ángulo del cigüeñal θ = 0 indica el punto muerto superior de la
25 compresión). En la figura 24(A), la curva P muestra el cambio en la presión real en la cámara de combustión detectada por los sensores 29 de presión en los cilindros. Además, la curva Q muestra la proporción de liberación de calor en un cilindro. Tal como se comprenderá de la curva Q, en la presente realización, además de la inyección principal, se lleva a cabo inyección de tipo múltiple de combustible incluyendo inyección piloto previa e inyección posterior. Los valores máximos o pico Q1, Q2, y Q3 de la proporción de liberación de calor de la figura 24(A),
30 corresponden a la inyección piloto previa, inyección principal, e inyección posterior.

Tal como se comprenderá a partir de la curva P de la figura 24(A), es posible evaluar el periodo de combustión de cada inyección de combustible en la inyección de tipo múltiple a partir de las proporciones de liberación de calor Q1, Q2, y Q3, pero los periodos de combustión de las inyecciones de combustible no aparecen claramente en el cambio
35 de presión en la cámara de combustión, de manera que las inyecciones de combustible no pueden ser evaluadas a partir de la curva P.

Por otra parte, si se calculan las proporciones de liberación de calor, es posible evaluar en cierto sentido el periodo de combustión de cada inyección de combustible, tal como se ha mostrado en la figura 24(A). Además, el valor de la liberación de calor dQ en sí mismo se puede calcular por la siguiente ecuación basada de la presión en la cámara de
40 combustión:

$$dQ/d\theta = (\kappa \cdot P \cdot (dV/d\theta) + V(dP/d\theta)) / (\kappa - 1)$$

45 (en la que θ muestra el ángulo del cigüeñal y κ muestra la proporción de calor específico de la mezcla aire-combustible en el cilindro).

No obstante, el cálculo del valor de la liberación de calor es complicado. Además, comprende muchos términos que incluyen el ángulo del cigüeñal θ, por lo tanto es susceptible de error por la precisión relativamente reducida de la
50 detección del ángulo del cigüeñal. Por esta razón, la utilización de la liberación de calor como indicador de control para el control real tiene problemas en cuanto al incremento en la carga de cálculo y errores y no es práctico.

Por lo tanto, en la presente realización, la proporción del calor específico no es utilizada para la detección del periodo de combustión. La primera proporción de cambio (primera derivada) del valor PV^γ obtenido multiplicando la
55 presión P detectada por el sensor 29 de presión del cilindro y la potencia γ del volumen V en aquel momento (al que se hará referencia a continuación como "derivada PV^γ") es el valor utilizado. En este caso, γ es un exponente politrópico.

El exponente politrópico γ puede ser hallado por adelantado mediante experimentos, etc. Además, V resulta una
60 función de únicamente θ, de manera que es posible calcular V^γ por adelantado para el valor de cada θ. Por lo tanto, el valor PV^γ puede ser calculado por simple cálculo de cada ángulo del cigüeñal y la proporción de cambio con respecto a θ, es decir, la derivada PV^γ, se puede hallar por simple cálculo de la diferencia, tal como se explica más adelante.

La curva R de la figura 24(A) muestra la derivada PV' para cada ángulo del cigüeñal. La derivada PV' es similar en forma al modelo de liberación de calor, por lo tanto, tal como se ha mostrado por la curva R, el valor de la derivada PV' resulta principalmente cero y pasa a ser un valor positivo solamente en la parte que corresponde al periodo de combustión, por lo que es posible evaluar el periodo de combustión de cada inyección de combustible de manera extremadamente clara.

Si se aproxima la compresión debida al movimiento del émbolo en el cilindro por el cambio politrópico del exponente γ , la presión P y el volumen V de la cámara de combustión cumplen la relación $PV^\gamma=C$ (valor constante). Es decir, con un cambio politrópico en el que no tiene lugar combustión y no hay liberación de energía al gas del cilindro distinta a la del trabajo debido a la compresión, el valor de PV' se hace constante en todo momento. Por esta razón, cuando no tiene lugar combustión en la cámara de combustión, el valor de la primera derivada $d(PV')/d\theta$ del valor PV' por el ángulo del cigüeñal se hace cero (en realidad se radia calor desde la pared del cilindro, de manera que el valor de la primera derivada $d(PV')/d\theta$ se hace negativo cuando no tiene lugar combustión).

Por otra parte, si tiene lugar combustión en el cilindro, el gas en el cilindro recibe además, energía (calor) del trabajo de la compresión, de manera que el cambio en el gas dentro del cilindro no es ya un cambio politrópico. El valor PV' continúa aumentando mientras ocurre la combustión, de manera que la derivada de PV' resulta un valor positivo.

Por lo tanto, el periodo durante el cual tiene lugar la combustión en una cámara de combustión puede ser evaluado claramente como periodo durante el cual la derivada de PV' resulta positiva. Lo mismo es cierto, tal como se ha mostrado por la curva R de la figura 24(A), cuando se llevan a cabo una serie de inyecciones de combustible (combustiones) Q1, Q2 y Q3 en un ciclo del cilindro.

La presente realización calcula la derivada de PV' basándose en la presión en la cámara de combustión para cada cilindro detectada por el sensor de presión en el cilindro 29 durante el funcionamiento del motor y evalúa el periodo durante el cual esta derivada de PV' es un valor positivo como periodo de la combustión. El "inicio" en la curva R de la figura 24(A) muestra el inicio del tiempo de la combustión, el "final" muestra el final de la combustión y el intervalo entre el "inicio" y el "final" muestra el periodo de la combustión.

Se debe observar que el tiempo de inicio (ángulo del cigüeñal) del periodo de la combustión está intensamente correlacionado con el momento de la inyección de combustible. Además, la duración del periodo de la combustión (duración del momento de inicio de la combustión al final) está fuertemente correlacionada con el periodo de inyección de combustible. Además, el periodo de inyección de combustible cambia debido a la proporción de inyección si la cantidad de combustible inyectado es contante, mientras que la proporción de inyección cambia debido a la presión de la inyección del combustible.

En la presente realización, la cantidad de la liberación de calor y el periodo de la combustión de cada inyección de combustible que proporciona la situación de combustión óptima para cada conjunto de condiciones de funcionamiento del motor (por ejemplo, combinación de velocidad del motor y grado de apertura del acelerador y tipo de la inyección de tipo múltiple) se hallan por adelantado mediante experimentos, etc. y estos valores óptimos son almacenados en la ROM de la ECU 20 como tabla de valores numéricos utilizando la velocidad del motor y el grado de apertura del acelerador para cada inyección de combustible de la inyección de tipo múltiple (inyección piloto previa, inyección piloto inmediata, inyección principal, inyección posterior, Post inyección).

La ECU 20 calcula la derivada de PV' para cada ángulo del cigüeñal basándose en la presión de la combustión de cada cilindro detectada por el sensor 29 de presión en el cilindro para evaluar el periodo de combustión real de cada inyección y controla por realimentación el momento de la inyección y la presión de la inyección, de manera que el periodo de combustión real (momento del inicio y duración) resulta el periodo de combustión óptimo para las condiciones de funcionamiento reales del motor almacenadas en la ROM. Debido a ello, el momento de inyección de combustible y la presión de inyección de cada cilindro son controlados en valores que facilitan el periodo óptimo de la combustión de manera simple y precisa.

A continuación, se explicará utilizando la figura 24(B) el control de la cantidad de inyección de combustible en la presente realización.

La cantidad real de inyección de combustible de cada cilindro corresponde a la cantidad de calor liberado en el cilindro procedente de la carrera de compresión a la carrera de expansión del cilindro. Esta cantidad de calor liberado se puede calcular integrando la proporción de liberación de calor calculada utilizando la ecuación anterior, pero tal como se ha explicado anteriormente, el cálculo utilizando la proporción dQ de liberación de calor no es práctico.

Por lo tanto, la cantidad real de liberación de calor en el cilindro es calculada utilizando el producto PV (al que se hará referencia a continuación como "valor PV") entre la presión P de la cámara de combustión y el volumen V de la cámara de combustión en aquel momento.

La energía del gas en la cámara de combustión es expresada por el producto PV de la presión y volumen. Por los tanto, la energía facilitada al gas en la cámara de combustión por unidad de ángulo del cigüeñal se expresa como $d(PV)/d\theta$.

5 Tal como se ha explicado anteriormente, la energía facilitada al gas en la cámara de combustión por unidad de ángulo del cigüeñal resulta la suma de la energía mecánica, debida a la compresión del émbolo y la energía química generada debida a la combustión.

Si se convierte la ecuación de estado $PV = (m/W)RT$ del gas a una forma derivada, se obtiene lo siguiente:

10

$$D(PV) = (m/W)RdT\dots \quad (1)$$

en la que m es la masa (kg) del gas en la cámara de combustión, W es el peso molecular del gas, T es la temperatura (K), y R es la constante general de los gases (J/mol·K).

15

Además, la ecuación (1) expresa la cantidad de cambio de la energía de un gas. Esta cantidad de cambio, tal como se ha explicado anteriormente, se expresa como la suma de la energía mecánica $d(PV)_{pist}$ debido a la compresión del émbolo y la energía química $d(PV)_{chem}$ generada debido a la combustión. Es decir,

20

$$d(PV) = d(PV)_{pist} + d(PV)_{chem}\dots \quad (2)$$

En la anterior ecuación (2), la energía $d(PV)_{chem}$ facilitada a un gas por la combustión es expresada de la manera siguiente utilizando la ecuación de estado del gas de la anterior (1):

25

$$d(PV)_{chem} = (m/W)RdT_{chem}\dots \quad (3)$$

en la que dT_{chem} es el aumento de temperatura del gas debido a la combustión.

Si se introduce la ecuación (3) en la ecuación (2) para hallar dT_{chem} , el resultado es

30

$$dT_{chem} = (W/m \cdot R)(d(PV) - d(PV)_{pist})\dots \quad (4)$$

La cantidad de calor liberado dQ (J) debido a la combustión se halla como producto de la temperatura dT_{chem} (K), la masa de gases m (kg) y el calor específico a volumen constante (J/mol·K) C_v , por lo tanto de la ecuación (4),

35

$$dQ = m \cdot C_v \cdot dT_{chem} = C_v \cdot W \cdot R (d(PV) - d(PV)_{pist})\dots \quad (5)$$

La cantidad de calor liberado ΔQ para cada inyección puede ser hallada por integración de la ecuación (5) desde el inicio de la combustión (inicio) de cada inyección de combustible hasta el final de la combustión (final), dado que el periodo de combustión para cada inyección es conocido en la figura 24(A).

40

Es decir,

$$\begin{aligned} \Delta Q &= \frac{C_v \cdot W}{R} \int_{inicio}^{final} (d(PV) - d(PV)_{pist}) d\theta \\ &= \frac{C_v \cdot W}{R} \left(((PV)_{final} - (PV)_{inicio}) - ((PV)_{pist,final} - (PV)_{pist,inicio}) \right) \\ &\dots(6) \end{aligned}$$

45

en la que $(PV)_{final}$ y $(PV)_{inicio}$ son los valores en el momento del final de la combustión y en el momento del inicio de la combustión del producto de la presión P en la cámara de combustión detectada por los sensores de presión de los cilindros y el volumen V de la cámara de combustión.

50

Además, $(PV)_{pist,final}$ y $(PV)_{pist,inicio}$ son los valores según los ángulos del cigüeñal correspondientes al final de la combustión (figuras 24(A), 24(B), final) y al inicio de la combustión (figuras 24(A), 24(B), inicio) del producto de la presión en la cámara de combustión en el caso de compresión solamente por el émbolo en el caso de que no tenga lugar combustión (situación llamada "motorización") y el volumen V de la cámara de combustión.

55

La figura 24(B) es una vista que muestra el cambio del valor PV en el caso de la figura 24(A) y el cambio del valor $(PV)_{pist}$. La curva P de la figura 24(B) muestra el cambio de presión dentro de la cámara de combustión, igual que la curva P de la figura 24(A), mientras que la curva Q muestra la proporción de la liberación de calor.

Además, la curva S de la figura 24(B) muestra el valor PV en el momento de cambio de la presión de la curva P, mientras que la curva T muestra el valor (PV)pist si el motor está determinado.

5 Además, a partir de la anterior ecuación (6), por ejemplo, se puede hallar simplemente la cantidad de calor liberado ΔQ de la inyección principal Q1 utilizando el valor PV ((PV)inicio) y valor ((PV)pist,inicio) en el punto A y el valor PV ((PV)final) y (PV)pist,final) en el punto B.

10 La cantidad de calor liberado ΔQ tiene una fuerte correlación con al cantidad de combustible inyectado. En la presente realización, la cantidad ideal de liberación de calor de cada inyección es determinada por experimentación, etc. por adelantado, de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor y es almacenada en la ROM de la ECU 20. Por lo tanto, por la corrección por realimentación de la cantidad de inyección de combustible, de manera que la cantidad real de calor liberado determinado por la ecuación (6) se corresponda con la cantidad ideal de calor almacenado en la ROM, resulta posible comprobar la cantidad de combustible inyectado en el valor óptimo.

15 La figura 25 es un diagrama de flujo que muestra el funcionamiento real para cálculo del periodo de la combustión y la cantidad de calor liberado, tal como se ha explicado anteriormente. Esta operación se lleva a cabo para cada ángulo de cigüeñal constante por la ECU 20.

20 En la figura 25, en la etapa 401, se leen el ángulo de cigüeñal actual θ y la presión P de la cámara de combustión detectada por el sensor 29 de presión del cilindro. Además, en la etapa 403 se calcula el volumen V actual de la cámara de combustión basándose en el ángulo θ del cigüeñal. En la presente realización, la relación entre θ y V es hallada por cálculo por adelantado y es almacenado como valor numérico monodimensional en forma de tabla en la ROM de la ECU 20. En la etapa 403, el valor de θ leído en la etapa 401 es utilizado para hallar el volumen V de la cámara de combustión a partir de este valor numérico de la tabla.

25 A continuación, en la etapa 405, se calcula PV^γ utilizando la presión P leída en la etapa 401 y el volumen V calculado en la etapa 403. El coeficiente γ (exponente politrópo) es hallado por adelantado por experimentación, y es almacenado en la ROM de la ECU 20.

30 La etapa 407 muestra la operación para el cálculo de la derivada PV^γ . En la presente realización, la derivada $d(PV^\gamma)/d\theta$ de PV^γ se calcula como diferencia entre el valor de PV^γ (PV^γ)_i calculado en el momento y el valor (PV^γ)_{i-1} calculado en el momento de la realización anterior de esta operación.

35 A continuación, las etapas 409 a 417 muestran la detección del momento de inicio de la combustión.

En la etapa 409 se evalúa si el valor del indicador XS ha sido ajustado a "1". El indicador XS es un indicador que muestra si la detección del momento del inicio del periodo de combustión ha terminado. XS=1 muestra la terminación de la detección.

40 Cuando la detección no ha terminado en la etapa 409 (XS≠1), la rutina pasa a la etapa 411 dónde se pone en espera, manteniendo en suspenso la ejecución de la operación de la etapa 413 hasta que la derivada PV^γ calculada en la etapa 407 llega a un valor predeterminado C1 o superior. Tal como se ha explicado anteriormente, la derivada PV^γ pasa a ser un valor aproximadamente cero, a diferencia del periodo de combustión, y adopta un valor positivo solo durante el periodo de combustión. C1 es el valor de evaluación para impedir detección errónea debido a ruidos, etc. y es dispuesto en un valor positivo lo más próximo posible a cero. Cuando se inicia la combustión en la etapa 411, la derivada PV^γ es mayor de C1, pero cuando $d(PV^\gamma)/d\theta > C1$ se cumple en primer lugar en la etapa 411, a continuación en la etapa 413, el valor del indicador XS es dispuesto en "1", de manera que desde la vez siguiente no se llevan a cabo las etapas 411 a 417.

50 Debido a ello, el momento de inicio de la combustión es detectado de manera precisa. Es decir, cuando $d(PV^\gamma)/d\theta > C1$ aparece en primer lugar en la etapa 411, en las etapas 415 y 417, el ángulo del cigüeñal θ en aquel momento es almacenado en el θ inicio del inicio de la combustión correspondiente al ángulo del cigüeñal y el valor PV en aquel momento es calculado y almacenado como valor PV (PV)inicio en el momento de inicio de la combustión. Además, en la etapa 419, el valor PV durante la etapa de "funcionamiento motor", es decir, el valor de (PV)pist en el momento del inicio de la combustión, es hallado a partir de la relación de la curva T de la figura 24(B) calculado por adelantado y se almacena como (PV)pist,inicio.

60 Las etapas 419 a 425 muestran el funcionamiento para la detección del final del periodo de combustión. La operación para detectar el final de la combustión se lleva a cabo solamente cuando se ha terminado la detección del inicio de la combustión del periodo de combustión de las etapas 411 a 417 y se ajusta XS a "1".

65 La operación de las etapas 419 a 425 es similar a la operación de las etapas 411 a 417 pero difiere en el punto de almacenamiento del ángulo de cigüeñal cuando $d(PV^\gamma)/d\theta > C1$ en la etapa 419 como momento del final de la combustión θ final y los valores (PV) y (PV)pist en aquel momento como (PV)final y (PV)pist,final. Además, después de almacenar los valores anteriormente indicados, en la etapa 425, se dispone a "0" el valor del indicador XS.

Debido a ello, las etapas de la etapa 419 en adelante, no son realizadas nuevamente hasta que el momento de inicio de la combustión es detectado desde las etapas 411 a 417.

5 Además, después del final de la operación anterior, en la etapa 427, se utiliza la ecuación anterior (6) para calcular la cantidad de calor liberado ΔQ en el periodo de combustión actual.

10 Tal como se ha explicado anteriormente, al ejecutar la operación de la figura 25, el momento de inicio de la combustión θ_{inicio} , el final de la combustión θ_{final} , y la cantidad de calor liberado ΔQ son calculados y almacenados para la pluralidad de inyecciones de combustible.

15 A continuación, se explicarán el control de la inyección de combustible utilizando el momento de inicio de la combustión θ_{inicio} , el momento de final de la combustión θ_{final} , y la cantidad de calor liberado ΔQ calculado según lo anterior.

20 En la presente realización, los valores básicos de la cantidad de combustible inyectado, el momento de la inyección y la presión de inyección de combustible, así como el tipo de inyección (tipo de inyección múltiple), se determinan basándose en una relación predeterminada utilizando la velocidad del motor y el grado de apertura del acelerador, mediante una operación de ajuste de la inyección de combustible no mostrada, realizada separadamente por la ECU 20. En términos prácticos, si la inyección de combustible tiene lugar realmente según estos valores básicos, el estado de la combustión del motor resulta óptimo. No obstante, en la práctica, debido a variaciones, cambios, etc., las características de la inyección de los inyectores de combustible, la inyección real de combustible no resulta como los valores básicos, aunque se den señales de instrucciones que corresponden a los valores básicos para los inyectores de combustible.

25 En la presente realización, el momento del inicio de la combustión θ_{inicio} , el final de la combustión θ_{final} y la cantidad de calor liberado ΔQ son utilizados para control por realimentación de la inyección de combustible, de manera que la inyección real de combustible es llevada a cabo por los valores básicos.

30 La figura 26 es un diagrama de flujo que explica la rutina de la operación de corrección de la inyección de combustible de la presente realización llevada a cabo por la ECU 20.

35 En la etapa 501 de la figura 26, en primer lugar se evalúa la corrección que se desea introducir en la inyección de combustible basándose en las condiciones de funcionamiento del motor y el tiempo de inicio calculado θ_{inicio} . Es decir, se evalúa de qué tipo es la inyección de combustible que se desea corregir, es decir, tipo de inyección múltiple (por ejemplo, inyección piloto anticipada, inyección piloto inmediata, etc.).

40 Además, en la etapa 503, el valor objetivo de la cantidad de calor liberado de la inyección de combustible que se desea corregir en este momento es leída a partir de una tabla de valores numéricos almacenada por adelantado en la ROM de la ECU 20, basándose en las condiciones de funcionamiento del motor (velocidad del motor y grado de apertura del acelerador).

45 Además, en la etapa 505, la cantidad de combustible inyectado es corregida para su aumento o disminución, de manera que la cantidad de calor liberado ΔQ calculado mediante la operación de la figura 25 que se ha explicado anteriormente, se corresponde con el valor objetivo seleccionado en la etapa 503. Es decir, cuando el valor real de la liberación de calor ΔQ es menor que el valor objetivo, la cantidad de combustible inyectado se aumenta en una cantidad predeterminada, mientras que cuando es mayor que el valor objetivo se disminuye en una cantidad predeterminada.

50 Además, en la etapa 507, los valores objetivo del momento del inicio de la combustión y del momento del final son leídos de manera similar en las tablas de valores numéricos almacenados por adelantado en la ROM de la ECU 20, basándose en las condiciones de funcionamiento del motor. En la etapa 509, se corrige el momento de la inyección de combustible, de manera que el momento del inicio de la combustión real θ_{inicio} se corresponde con el valor objetivo. Por ejemplo, cuando el momento de inicio de la combustión se retrasa con respecto al valor objetivo, el momento de inicio de la inyección es adelantado, mientras que, cuando es adelantado, se retrasa.

55 Además, en la etapa 511, se corrige la presión de inyección de combustible. En la presente realización, la presión de conducto común es cambiada para ajustar la presión de inyección de combustible. Es decir, en la etapa 511 se evalúa si el momento real de final de la combustión θ_{final} se retrasa o se avanza con respecto al valor objetivo en la situación en la que el momento de inicio de la combustión θ_{inicio} se corresponde con el valor objetivo. Cuando se ha retrasado (cuando el periodo de combustión real es más largo que el valor objetivo) la presión de inyección de combustible se aumenta exactamente en una cantidad predeterminada para provocar el final de la inyección de combustible (momento del cierre del inyector de combustible) provocando su avance exactamente en la cantidad y cambio del periodo de inyección de combustible, manteniendo constante la cantidad de combustible inyectado. Además, inversamente, cuando el momento de final de la combustión real es avanzado desde el valor objetivo, la

presión de inyección de combustible se reduce exactamente en un valor predeterminado, provocando que el momento del final de la inyección de combustible se retrase.

Al repetir estas operaciones hasta que los valores se corresponden con los valores objetivo, la cantidad real de inyección de combustible, el momento de la inyección de combustible, y la presión de inyección de combustible en las inyecciones de combustible de la inyección de tipo múltiple son corregidas por realimentación para pasar a ser valores que proporcionan la combustión óptima, de acuerdo con las condiciones de funcionamiento. Tal como se ha explicado anteriormente, el funcionamiento de la figura 25 posibilita hallar el momento en que se realiza la combustión utilizando una derivada de PV' que puede ser calculada por simple cálculo de la diferencia y la cantidad de calor liberado que se puede hallar por simple cálculo del valor PV . No existe necesidad de cálculos complicados para la detección de la cantidad de calor liberado o del periodo de la combustión. Por lo tanto, se evita el aumento de la carga de cálculo de la ECU 20, la cantidad de calor liberado y periodo de la combustión de cada inyección se pueden detectar de manera precisa y fiable, y la cantidad de combustible inyectado, el momento de la inyección, y la presión de inyección de cada operación de inyección pueden ser controlados por realimentación de manera precisa.

Además, en la presente realización, dado que las cantidades de inyección, momentos en que se efectúa la inyección, y presiones de inyección de la inyección múltiple de combustible son controlados por realimentación, basándose en la cantidad real de calor liberado y periodo de combustión, resulta posible corregir de manera precisa las características de la inyección de combustible, por ejemplo, incluso en el caso de que la variación entre las características de inyección de combustible individuales debido a la tolerancia de los inyectores de combustible es relativamente grande, o cuando las características de la inyección de combustible cambian por el uso. Por lo tanto, incluso en un sistema de inyección de combustible del tipo de conducto común, la variación de características de los inyectores de combustible se puede tolerar en cierta medida. No existe ya la necesidad de controlar estrictamente la variación de características de los inyectores de combustible igual que en el pasado, de manera que se puede reducir el coste de los inyectores de combustible.

Tal como se ha explicado en lo anterior, de acuerdo con la presente invención, utilizando los parámetros de combustión óptima de acuerdo con la modalidad de inyección o modalidad de combustión para control por realimentación de la cantidad de combustible inyectado, momento de la inyección, y cantidad de gases EGR, resulta posible controlar de manera óptima la situación de la combustión de un motor diesel sin aumentar sensiblemente la carga de proceso de un circuito de control.

REIVINDICACIONES

1. Sistema de control para un motor de combustión interna dotado de:

5 un inyector de combustible para inyectar combustible en una cámara del motor de combustión,
 un sistema EGR para la recirculación de una parte de los gases de escape a la cámara de combustión del motor en
 forma de gases EGR, y un sensor de la presión del cilindro para detectar la presión dentro de la cámara de
 combustión del motor,
 estando dotado dicho sistema de control para un motor de combustión interna de:

10 medios de cálculo de parámetros de la combustión para calcular un parámetro de la combustión que expresa una
 situación de la combustión del motor, incluyendo como mínimo, la cantidad de calor liberado en el cilindro, el
 momento de inicio de la combustión, y un periodo de la combustión basado en una relación predeterminada
 utilizando la presión de la cámara de combustión detectada por dicho sensor de presión del cilindro y un ángulo del
 15 cigüeñal y
 medios de corrección para corregir, como mínimo, uno de: cantidad de combustible inyectado, momento de la
 inyección del combustible, y cantidad de gases EGR, de manera que el parámetro de la combustión calculado
 adopta un valor objetivo predeterminado, de acuerdo con las condiciones de funcionamiento del motor, y
 seleccionando como dicho parámetro de la combustión, un parámetro de la combustión que facilite el mínimo error,
 20 de acuerdo con la modalidad de inyección de combustible o modalidad de la combustión del motor entre una serie
 de tipos de parámetros de la combustión que expresan dicha situación de combustión del motor calculada
 basándose en la presión de la cámara de combustión y el ángulo de cigüeñal del motor y utilizando dicho parámetro
 de la combustión seleccionado para la corrección mediante dichos medios de corrección.

25 2. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 1, en el que dicha modalidad de
 inyección de combustible comprende una modalidad de inyección de combustible que comprende una inyección
 principal de combustible y una inyección de tipo múltiple que inyecta combustible en la cámara de combustión del
 motor antes o después o, tanto antes como después, de la inyección de combustible principal combinada de acuerdo
 con las necesidades.

30 3. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 2, en el que dichos medios de
 corrección de la inyección corrigen, en primer lugar, la cantidad total de combustible inyectado en la cámara de
 combustión y el momento de la inyección de combustible principal y a continuación, cuando se lleva a cabo la
 inyección de combustible múltiple, corrige la cantidad de combustible inyectado o el momento de la inyección de
 35 combustible de dicha inyección de tipo múltiple en la situación en la que se ha corregido la inyección de combustible
 principal.

40 4. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 2, dotado además de medios de
 calibrado del sensor para corregir el error de dicha salida del sensor de presión del cilindro basándose en la presión
 real de la cámara de combustión detectada por dicho sensor de presión del cilindro en un ángulo predeterminado del
 cigüeñal.

45 5. Sistema de control de un motor de combustión interna, según cualquiera de las reivindicaciones 2 a 4, en el que
 dichas condiciones de funcionamiento del motor son definidas por la velocidad del motor y el grado de apertura del
 acelerador.

50 6. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dichos parámetros de
 la combustión seleccionados son el valor máximo de la presión en la cámara de combustión después del inicio de la
 combustión y el ángulo del cigüeñal cuando la presión en la cámara de combustión llega al valor máximo.

7. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicho parámetro de la
 combustión seleccionado es un ángulo del cigüeñal en el que la proporción de cambio de la presión en la cámara de
 la combustión se hace máxima.

55 8. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicho parámetro de la
 combustión seleccionado es el ángulo del cigüeñal en el que la segunda derivada de la presión en la cámara de
 combustión se hace máxima.

60 9. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dichos parámetros de
 la combustión seleccionados son un valor máximo de un producto de la presión en la cámara de combustión y del
 volumen real de la cámara de combustión y un ángulo del cigüeñal, de manera que el producto de la presión en la
 cámara de combustión y el volumen real de la cámara de combustión se hace máximo.

65 10. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicho parámetros de
 la combustión seleccionados es una diferencia ΔPV_{max} entre un valor máximo de un producto de la presión en la
 cámara de combustión y el volumen real de la cámara de combustión y un producto de la presión en la cámara de

combustión debida únicamente a la compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión en la cámara de combustión y el volumen real de la cámara de combustión en un ángulo del cigüeñal en el que el producto de la presión en la cámara de combustión y el volumen real de la cámara de combustión se hace máximo.

5 11. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicho parámetro de la combustión seleccionado es un ángulo del cigüeñal en el que la liberación de calor en el cilindro se hace máxima.

12. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicho parámetro de la combustión seleccionado es la cantidad total de calor liberado en el cilindro.

10 13. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicho parámetro de la combustión seleccionado es la diferencia entre un valor máximo de la presión en el cilindro después del inicio de la combustión y la presión mínima en el cilindro en el intervalo después del punto muerto superior de la compresión hasta el momento en que la combustión se ha iniciado en la cámara de combustión.

15 14. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicho parámetro de la combustión seleccionado es una diferencia entre el valor máximo de la presión en el cilindro después del inicio de la combustión y la presión en la cámara de combustión debidos solamente a la compresión en caso de suponer que no ha tenido lugar combustión en el ángulo del cigüeñal en el que dicha presión en el cilindro se hace máxima.

20 15. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicha inyección de combustible de tipo múltiple comprende inyección piloto del combustible llevada a cabo antes de la inyección principal del combustible, y dichos medios de corrección utilizan, como parámetro de la combustión, la diferencia entre el producto de la presión en la cámara de combustión y el volumen real de la cámara de combustión cuando el combustible inyectado por la inyección principal de combustible entra en ignición y un producto de la presión en la cámara de combustión, debida solamente a compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión en la cámara de combustión y el volumen real en el ángulo del cigüeñal, en el que el combustible inyectado por la inyección principal de combustible entra en ignición, a efectos de corregir una instrucción de inyección piloto.

25 16. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicha inyección de combustible de tipo múltiple comprende inyección posterior llevada a cabo después de dicha inyección principal, y dichos medios de corrección utilizan, como parámetro de la combustión, la diferencia ($\Delta PV_{\max} - \Delta PV_{\text{posterior}}$) entre una diferencia ΔPV_{\max} entre el valor máximo del producto de la presión en la cámara de combustión y el volumen real de la cámara de combustión y el producto de la presión en la cámara de combustión cuando el combustible inyectado por inyección posterior entra en ignición y el volumen real de la cámara de combustión y la diferencia $\Delta PV_{\text{posterior}}$ entre el producto de la presión en la cámara de combustión cuando el combustible inyectado por inyección posterior entra en ignición y el volumen real de la cámara de combustión y el producto de la presión en la cámara de combustión debido solamente a compresión en el caso de suponer que no ha tenido lugar ignición y que el volumen real de la cámara de combustión para el ángulo del cigüeñal en el que el combustible inyectado por la inyección posterior entra en ignición, a efectos de corregir una instrucción de inyección posterior.

30 17. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 6, en el que dichos medios de corrección llevan a cabo dicha corrección utilizando, como dichos parámetros de combustión, el valor máximo de la presión en la cámara de combustión después del inicio de la combustión y el ángulo del cigüeñal, en el que la presión en la cámara de combustión resulta máxima solamente para la inyección principal de combustible.

35 18. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 5, en el que dicho sistema está dotado además de una válvula de estrangulación para estrangular la cantidad de aire admitido en el motor, y en el que dichos medios de corrección de la inyección corrigen la inyección principal de combustible, utiliza posteriormente, como parámetros de la combustión, la diferencia entre la presión en la cámara de combustión, debido a compresión en el punto muerto superior de la compresión y la presión mínima en el cilindro en el intervalo desde el punto muerto superior de la compresión al momento en el que se inicia la combustión en la cámara de combustión y el valor máximo de la presión en la cámara de combustión, después del inicio de la combustión, a efectos de corregir dicho grado de apertura de la válvula de estrangulación y el momento de la inyección principal de combustible, de manera que los valores de estos dos parámetros de la combustión se corresponden con sus valores objetivo.

40 19. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 18, en el que dicho motor puede funcionar cambiando entre una modalidad de combustión normal de inyección de combustible después de la carrera de compresión y llevando a cabo la combustión para una gran proporción de exceso de aire y una modalidad de la combustión a baja temperatura avanzando el momento de la inyección de combustible desde la modalidad de combustión normal e incrementando la cantidad de gases EGR, y en el que dichos medios de corrección de la inyección corrigen dicho grado de apertura de la válvula de estrangulación y el momento de la inyección principal de combustible, de manera que los valores de dichos parámetros de la combustión se corresponden con sus valores objetivo cuando se cambia de modalidades entre dicha modalidad de combustión normal y modalidad de combustión a baja temperatura.

- 5 20. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 1, en el que dicha modalidad de combustión de dicho motor comprende modalidades de diferentes cantidades de suministro de gases EGR a la cámara de combustión.
- 10 21. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 20, en el que dicho parámetro de la combustión seleccionado es un tiempo Δt calculado basándose en un valor de un producto PV de la presión de la cámara de combustión P detectada por un sensor de presión del cilindro y el volumen V de la cámara de combustión determinado en base al ángulo del cigüeñal θ , desde el inicio de la inyección de combustible desde el inyector de combustible hasta el momento en el que el valor de dicho PV resulta el valor máximo PVmax y en el que dichos medios de corrección ajustan la cantidad de dichos gases EGR, de manera que dicho tiempo Δt pasa a ser un valor objetivo predeterminado.
- 15 22. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 21, en el que además dichos medios de cálculo del parámetro de la combustión calculan adicionalmente un producto PVbase entre el valor de la presión en la cámara de combustión que tiene lugar debido solamente a la compresión del émbolo, en el caso de suponer que no ha tenido lugar combustión en la cámara de combustión y un volumen de la cámara de combustión determinado a partir del ángulo del cigüeñal y utiliza un valor de PVbase en el ángulo del cigüeñal θ_{pvmax} en el que dicho PV resulta el valor máximo PVmax para calcular una diferencia $\Delta PVmax$ entre PVmax y PVbase, y en el que dichos medios de corrección controlan, además, la cantidad de combustible inyectado y el momento de inyección de combustible desde dicho inyector de combustible, de manera que los valores de $\Delta PVmax$ y dicho θ_{pvmax} resultan sus valores objetivo predeterminados.
- 20 23. Sistema de control de un motor de combustión interna, según las reivindicaciones 21 ó 22, en el que dicho valor objetivo es determinado de acuerdo con la velocidad del motor y el grado de apertura del acelerador.
- 25 24. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 23, en el que dicho motor de combustión interna es un motor de ignición por compresión.
- 30 25. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 24, en el que dicho motor puede funcionar cambiando entre dos modalidades de modalidad de combustión normal de inyección de combustible después de la carrera de compresión y llevando a cabo la combustión con una gran proporción de exceso de aire y modalidad de combustión a baja temperatura por avance de la inyección de combustible de la modalidad de combustión normal e incrementando la cantidad de gases EGR y controla la cantidad de gases EGR basándose en el valor de dicha Δt cuando funciona en dicha modalidad de baja temperatura del motor.
- 35 26. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 25, en el que dichos medios de corrección llevan a cabo además el momento de la inyección de combustible con cambio continuo desde el momento de la inyección en modalidad de combustión normal al momento de inyección de combustible objetivo en la modalidad de combustión a baja temperatura a lo largo de un periodo predeterminado de transición, en el que se efectúa el cambio de dicha modalidad de combustión normal a modalidad de combustión a baja temperatura y controla la cantidad de gases EGR basándose en el valor de Δt calculado utilizando el momento de la inyección de combustible objetivo en la modalidad de combustión a baja temperatura después de haber cambiado de manera alternativa el momento de inyección de la inyección de combustible actual durante dicho tiempo de transición.
- 40 27. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 20, en el que dicho parámetro de combustión seleccionado es un tiempo Δt_d , determinado basándose en un valor PV^{κ} calculado a partir de la presión P en la cámara de combustión detectada por dicho sensor de presión en el cilindro, un volumen V de la cámara de combustión determinado a partir de un ángulo del cigüeñal θ , y de un calor específico κ de los gases de combustión, desde el inicio de la inyección de combustible de un inyector de combustible al momento en el que el valor de dicho PV^{κ} pasa a ser el valor mínimo PV^{κ}_{min} y en el que dichos medios de corrección controlan la cantidad de gases EGR, de manera que dicho Δt_d pasa a ser un valor objetivo predeterminado.
- 45 28. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 20, en el que dicho parámetro de combustión seleccionado es un tiempo Δt_c , determinado basándose en un valor PV^{κ} calculado a partir de la presión P en la cámara de combustión detectada por dicho sensor de presión en el cilindro, un volumen V de la cámara de combustión determinado a partir de un ángulo del cigüeñal θ , y una relación de calor específico κ de los gases de combustión desde el momento en el que el valor de dicho PV^{κ} pasa a ser el valor mínimo PV^{κ}_{min} después del inicio de la inyección de combustible de un inyector de combustible hasta el momento que pasa a ser el valor máximo PV^{κ}_{max} , y en el que dichos medios de corrección ajustan la cantidad de gases EGR, de manera que dicho Δt_c pasa a ser un valor objetivo predeterminado.
- 50 29. Sistema de control de un motor de combustión interna, según las reivindicaciones 27 ó 28, en el que dicho inyector de combustible lleva a cabo inyección piloto para inyectar una pequeña cantidad de combustible en la cámara de combustión antes de la inyección principal de combustible y en el que dichos medios de cálculo del
- 55 60 65

parámetro de la combustión inician la detección del valor de dicho PV^{κ} min después del inicio de la inyección de combustible principal.

5 30. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 1, en el que dicho parámetro de la combustión seleccionado es la proporción de cambio $d(PV^{\gamma})/d\theta$ del parámetro PV^{γ} con respecto al ángulo del cigüeñal θ calculado como producto de una potencia de γ de V y P utilizando la presión de la cámara de combustión detectada por dicho sensor de presión del cilindro, un volumen V de la cámara de combustión determinado a partir del ángulo del cigüeñal θ , y una constante predeterminada γ y en el que dichos medios de corrección detectan un periodo de la combustión que incluye un tiempo de inicio de la combustión y un momento final de la cámara de la combustión basado en dicha proporción de cambio y corrige, como mínimo, uno de dichos momento de la inyección de combustible y presión de inyección de combustible de dicho inyector de combustible, de manera que dicho periodo de la combustión se corresponde con una duración predeterminada.

15 31. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 30, en el que además dichos medios de corrección calculan una cantidad de liberación de calor en el cilindro en dicho periodo de la combustión basándose en el valor de un parámetro PV calculado como producto de dicha presión P en la cámara de combustión, y dicho volumen V en la cámara de combustión en dicho momento de inicio de la combustión y dicho momento de final de la combustión y corrige la cantidad de combustible inyectado de dicho inyector de combustible, de manera que la cantidad calculada de calor liberado por el cilindro pasa a ser un valor predeterminado.

20 32. Sistema de control de un motor de combustión interna, según la reivindicación 31, en el que dicho motor lleva a cabo, además de la inyección principal de combustible, inyección de combustible de tipo múltiple para inyectar combustible en la cámara de combustión del motor antes o después, o ambos, es decir, antes y después de la inyección principal de combustible, y en el que dichos medios de corrección corrigen el momento de la inyección de combustible o la presión de inyección de combustible basándose en el valor de dicho $d(PV^{\gamma})/d\theta$ para, como mínimo, una inyección de combustible en la inyección de combustible de tipo múltiple y corrige la cantidad de combustible inyectado basándose en el valor de dicho PV .

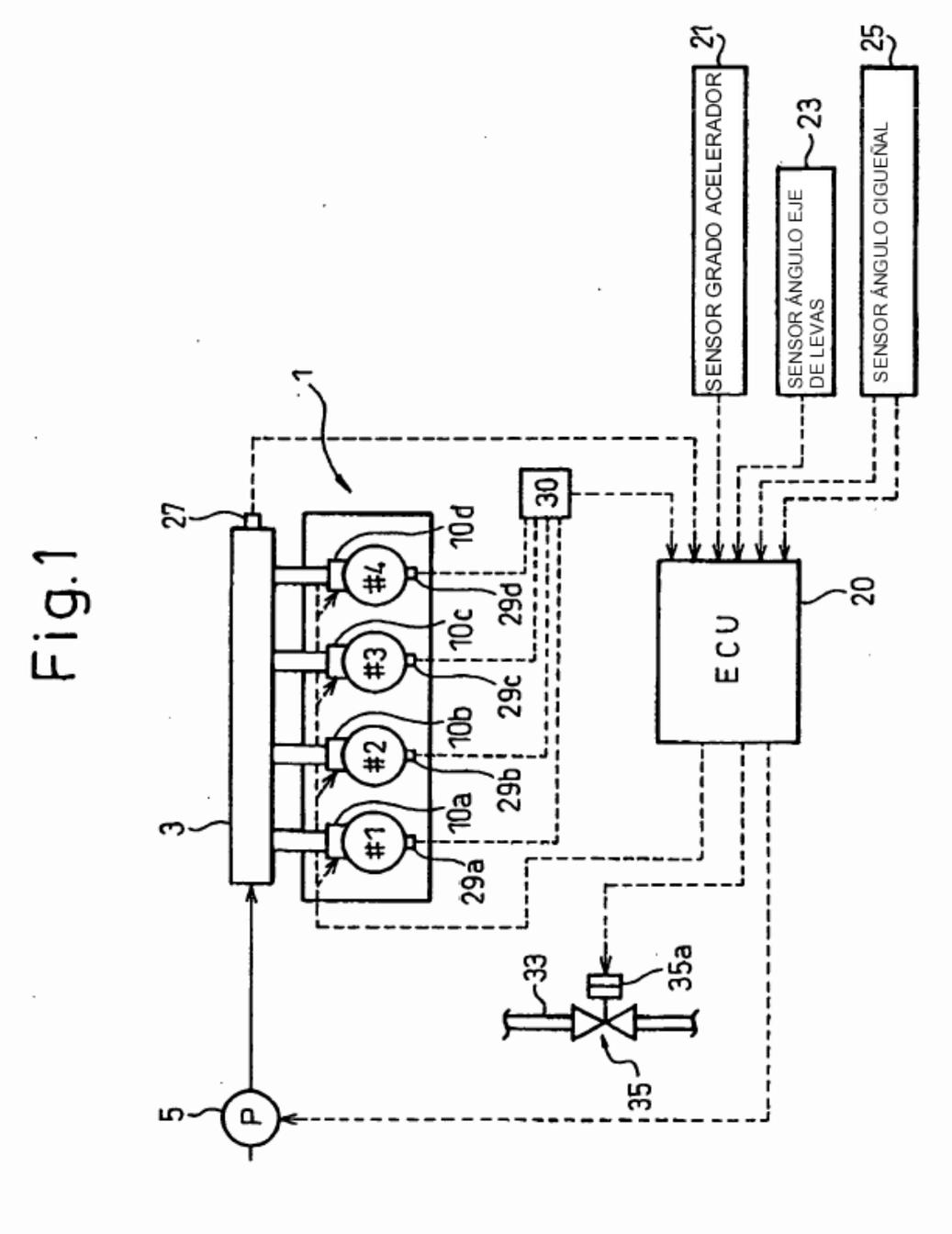


Fig.2

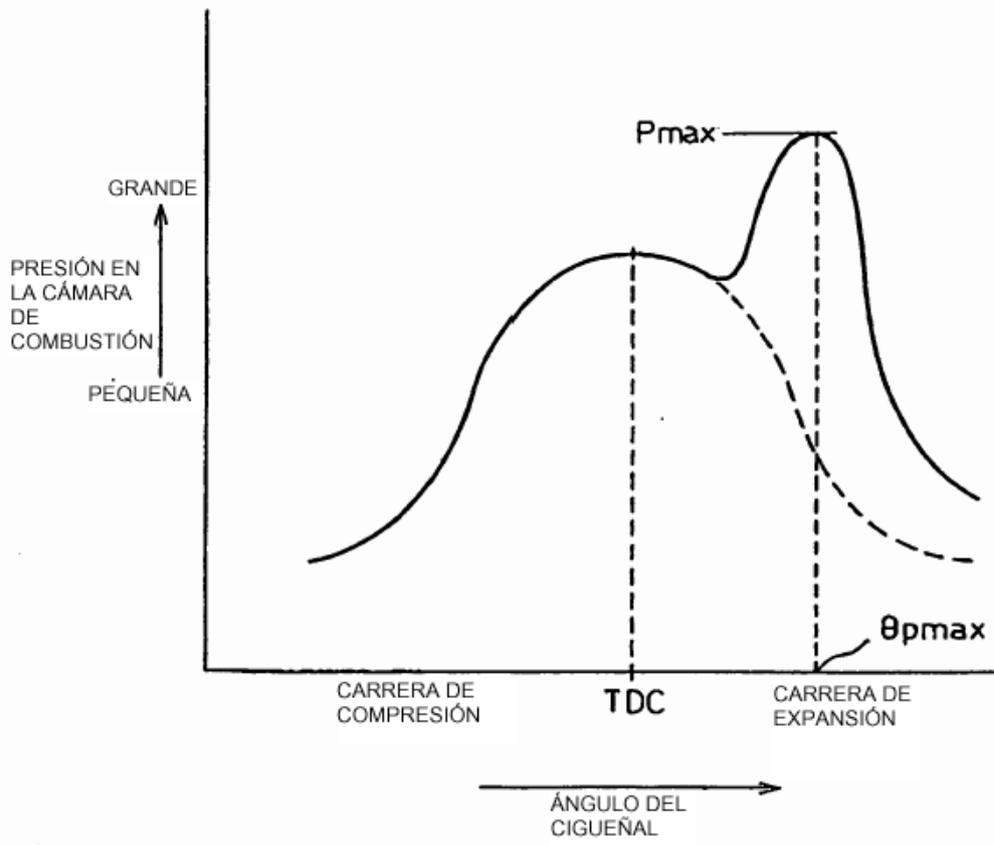


Fig.3

MODALIDAD DE INYECCIÓN	PARÁMETRO DE LA COMBUSTIÓN	$(dP/d\theta)_{max}$	$(dP/d\theta)_{NO.2max}$	$(dP/d\theta)_{NO.3max}$
SOLAMENTE INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE	MOMENTO INYECCIÓN COMBUSTIBLE PRINCIPAL		-	-
INYECCIÓN PILOTO + INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE	MOMENTO INYECCIÓN PILOTO		MOMENTO INYECCIÓN PRINCIPAL COMBUSTIBLE	-
INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE + INYECCIÓN POSTERIOR	MOMENTO INYECCIÓN PRINCIPAL		MOMENTO INYECCIÓN POSTERIOR	-
INYECCIÓN PILOTO + INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE + INYECCIÓN POSTERIOR	MOMENTO INYECCIÓN PILOTO		MOMENTO INYECCIÓN PRINCIPAL COMBUSTIBLE	MOMENTO INYECCIÓN POSTERIOR

Fig.4

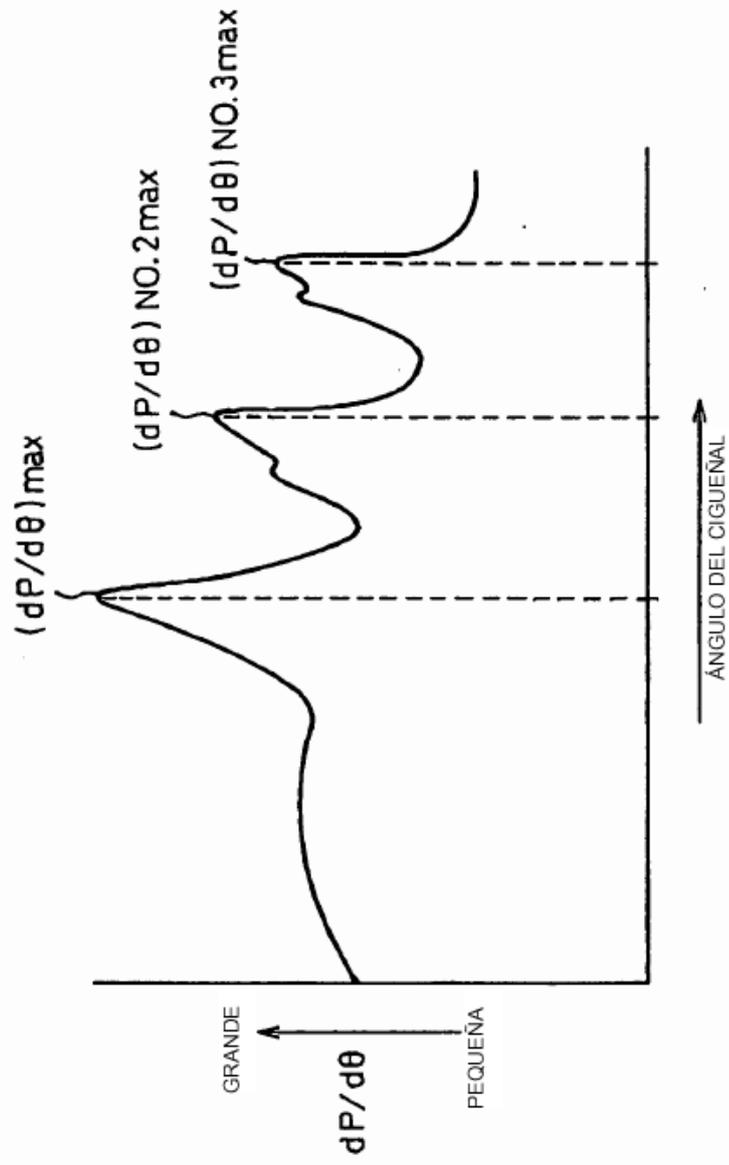


Fig.5

MODALIDAD DE INYECCIÓN	PARÁMETRO DE LA COMBUSTIÓN	$(d2P/d\theta 2)_{max}$	$(d2P/d\theta 2)_{NO. 2max}$	$(d2P/d\theta 2)_{NO. 3max}$
SOLAMENTE INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE	MOMENTO INYECCIÓN COMBUSTIBLE PRINCIPAL	-	-	
INYECCIÓN PILOTO + INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE	MOMENTO INYECCIÓN PILOTO	MOMENTO INYECCIÓN PRINCIPAL COMBUSTIBLE	-	
INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE + INYECCIÓN POSTERIOR	MOMENTO INYECCIÓN PRINCIPAL	MOMENTO INYECCIÓN POSTERIOR	-	
INYECCIÓN PILOTO + INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE + INYECCIÓN POSTERIOR	MOMENTO INYECCIÓN PILOTO	MOMENTO INYECCIÓN PRINCIPAL COMBUSTIBLE	MOMENTO INYECCIÓN POSTERIOR	MOMENTO INYECCIÓN POSTERIOR

Fig.6

MODALIDAD DE INYECCIÓN	PARÁMETRO DE LA COMBUSTIÓN	$(dQ/d\theta)_{max}$	$(dQ/d\theta)_{NO.2max}$	$(dQ/d\theta)_{NO.3max}$
SOLAMENTE INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE		MOMENTO INYECCIÓN COMBUSTIBLE PRINCIPAL	--	--
INYECCIÓN PILOTO + INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE		MOMENTO INYECCIÓN PILOTO	MOMENTO INYECCIÓN PRINCIPAL COMBUSTIBLE	--
INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE + INYECCIÓN POSTERIOR		MOMENTO INYECCIÓN PRINCIPAL	MOMENTO INYECCIÓN POSTERIOR	--
INYECCIÓN PILOTO + INYECCIÓN PRINCIPAL DE COMBUSTIBLE + INYECCIÓN POSTERIOR		MOMENTO INYECCIÓN PILOTO	MOMENTO INYECCIÓN PRINCIPAL COMBUSTIBLE	MOMENTO INYECCIÓN POSTERIOR

Fig.7

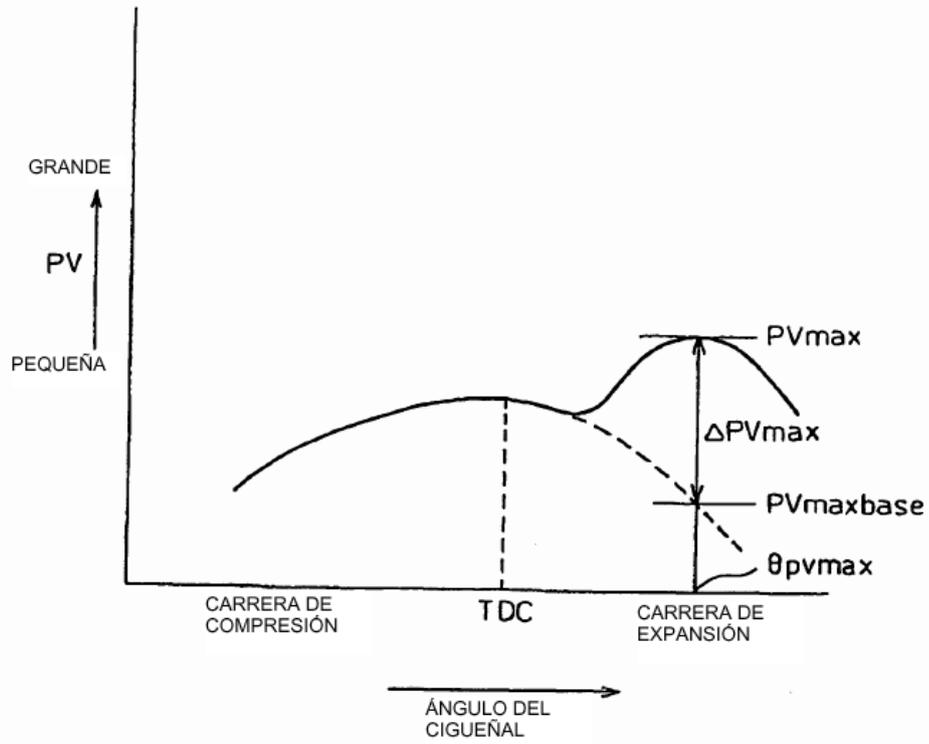


Fig.8

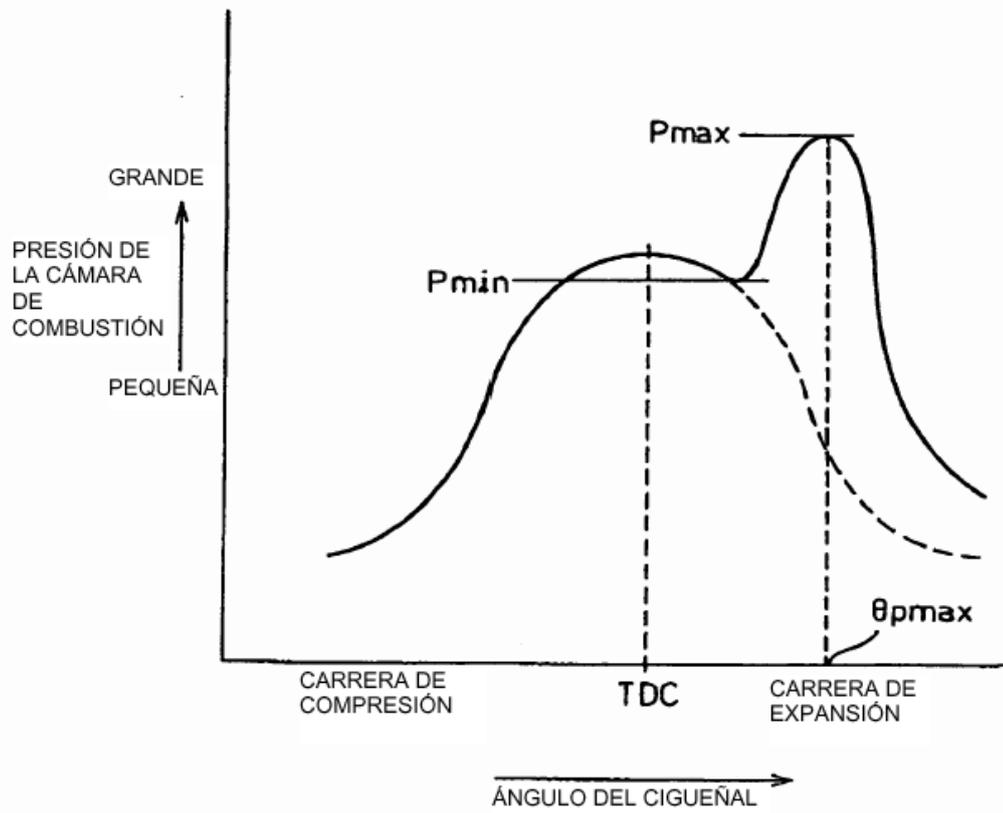


Fig.9

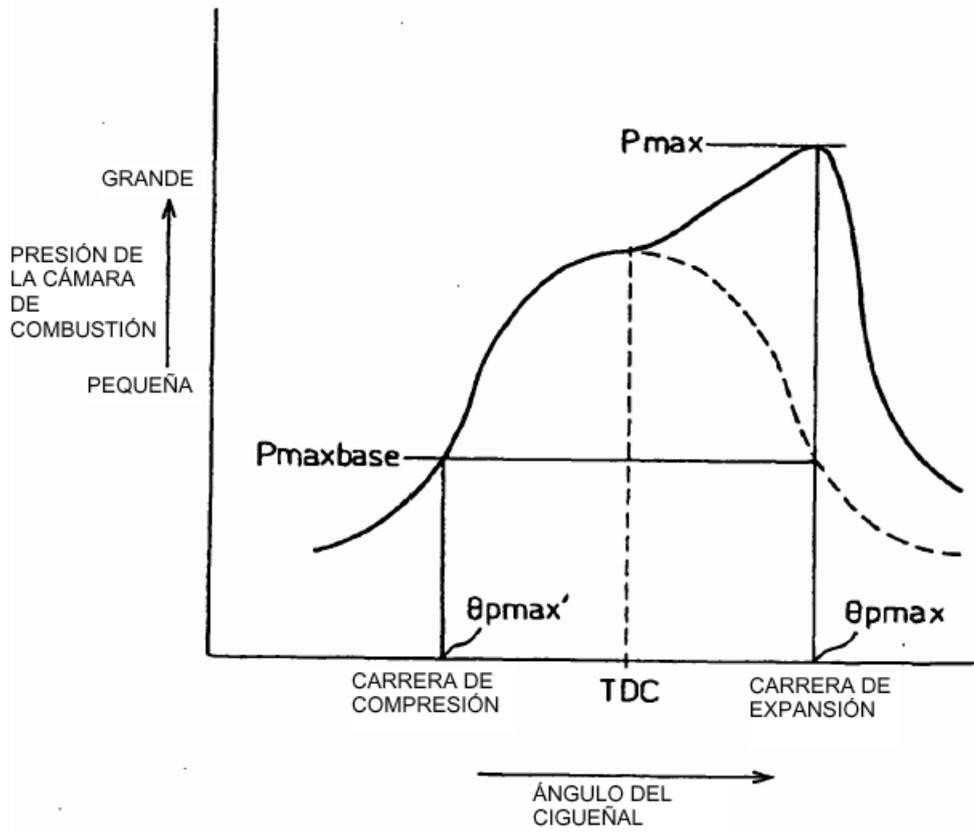


Fig.10

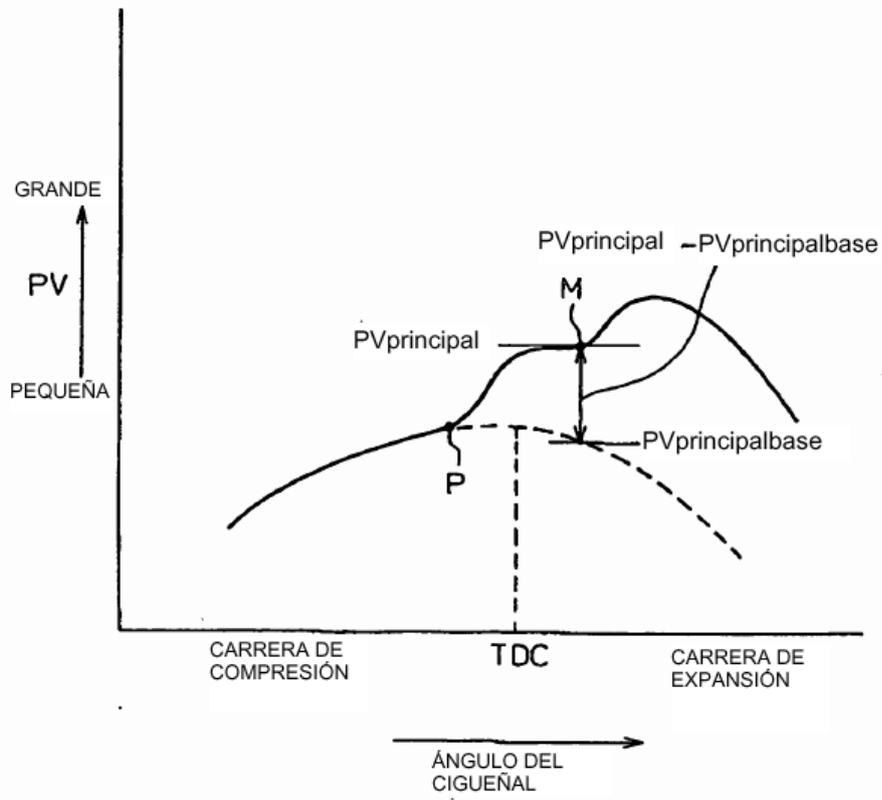


Fig.11

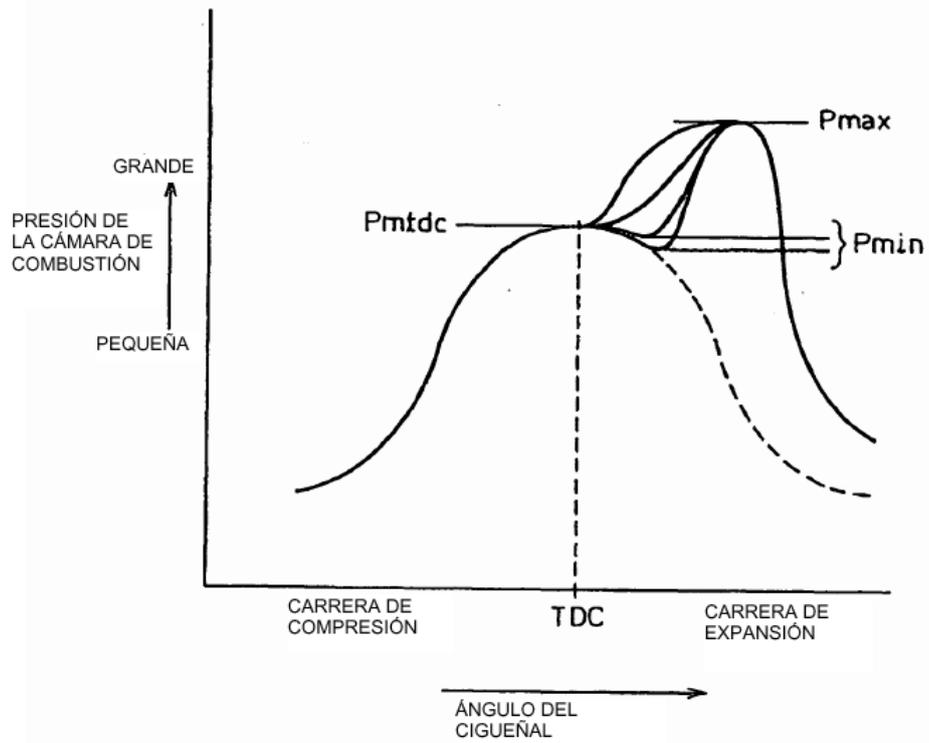


Fig.12

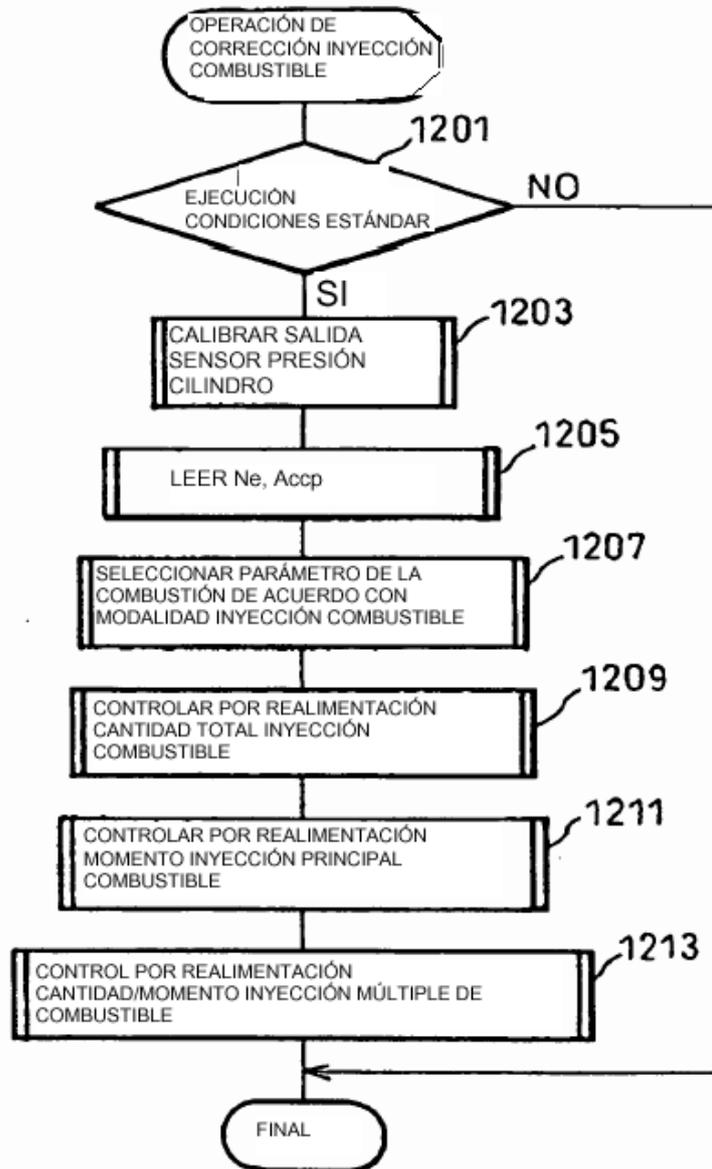


Fig.13

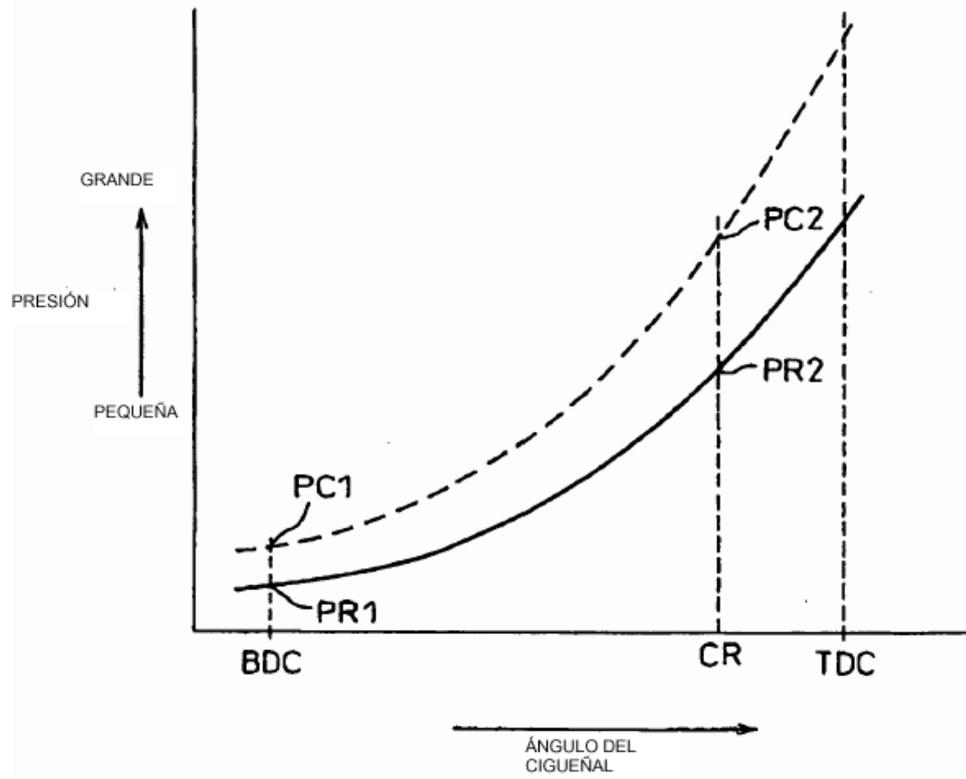


Fig.14

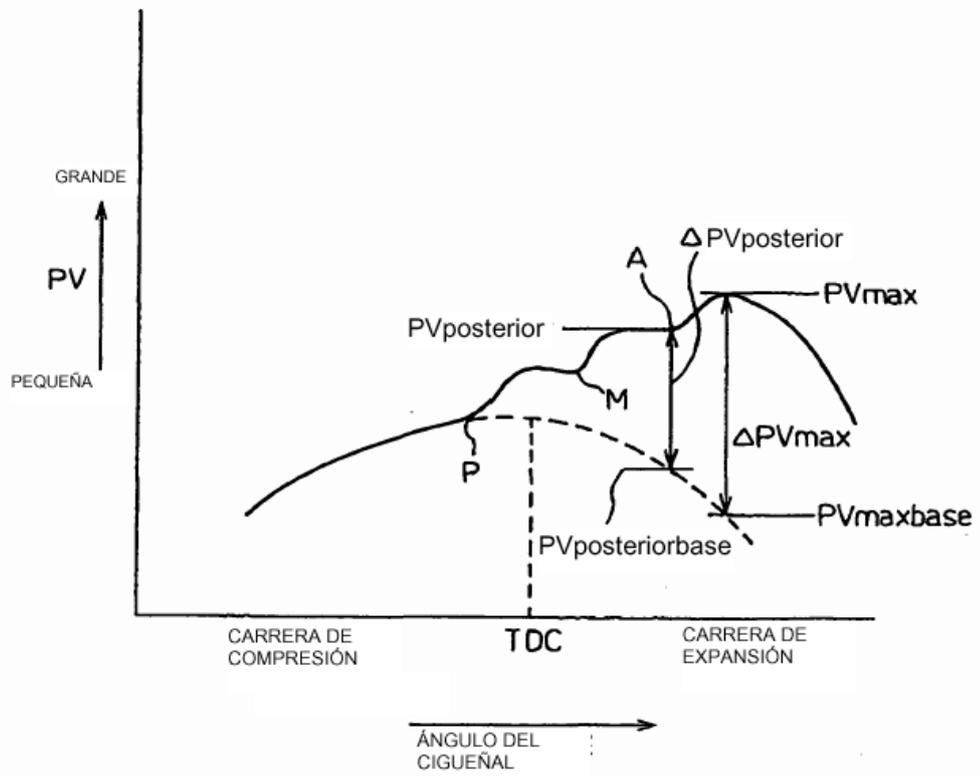


Fig.15

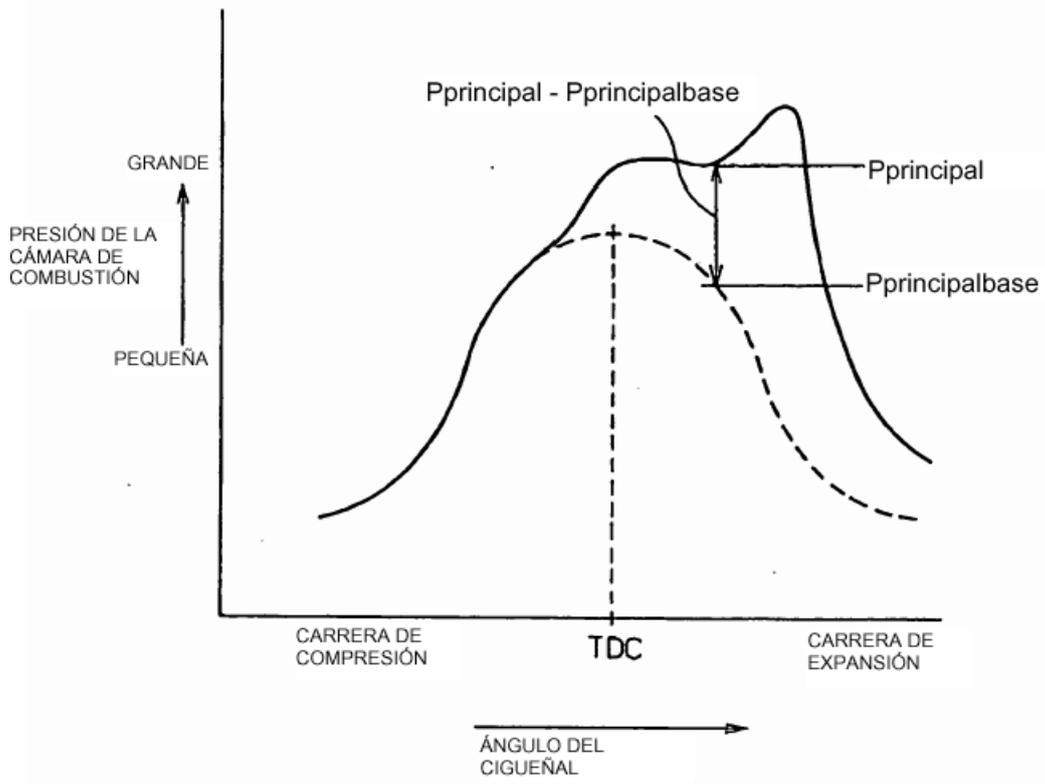


Fig.16

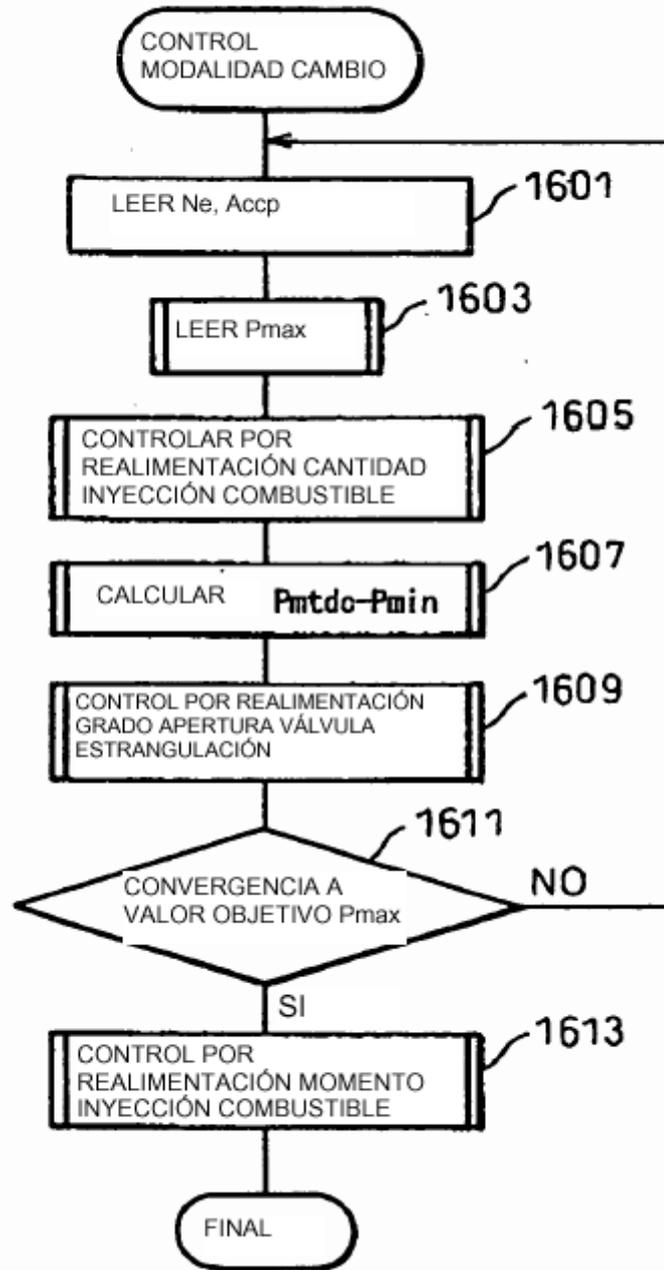


Fig.17

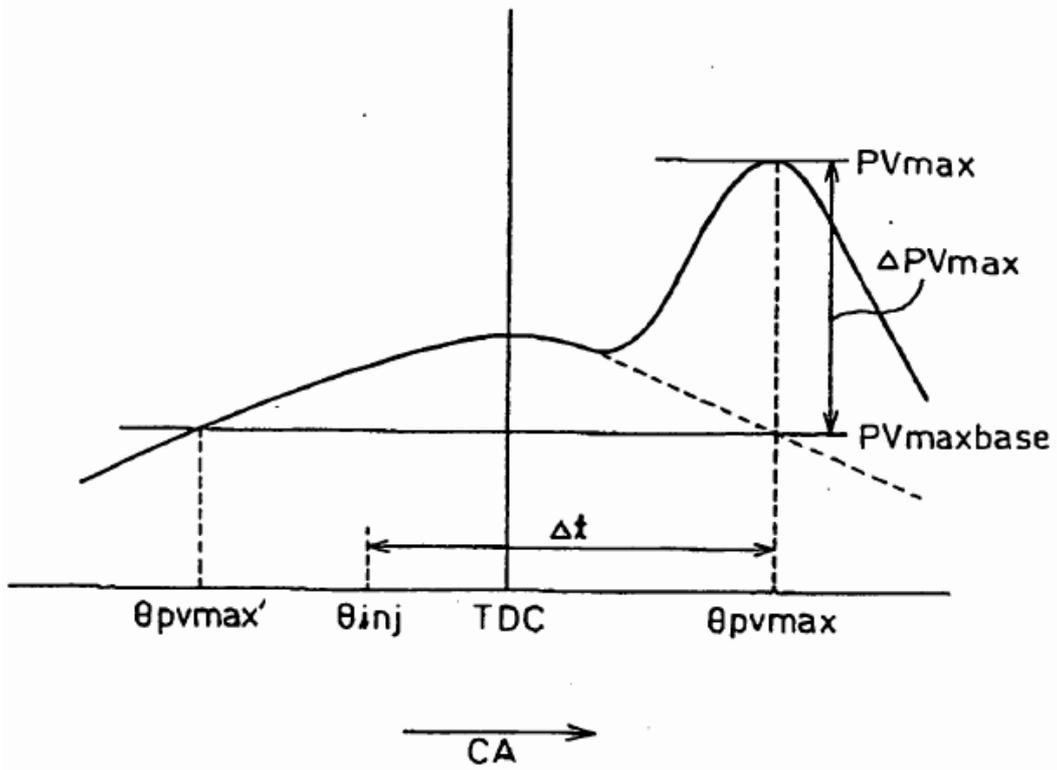


Fig.18

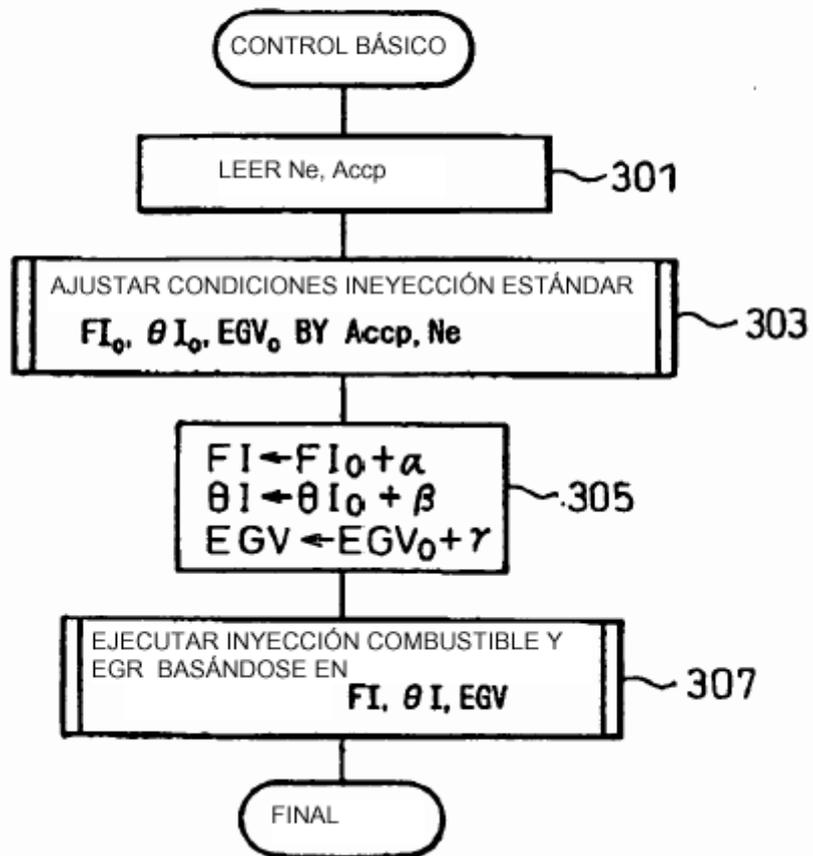


Fig.19

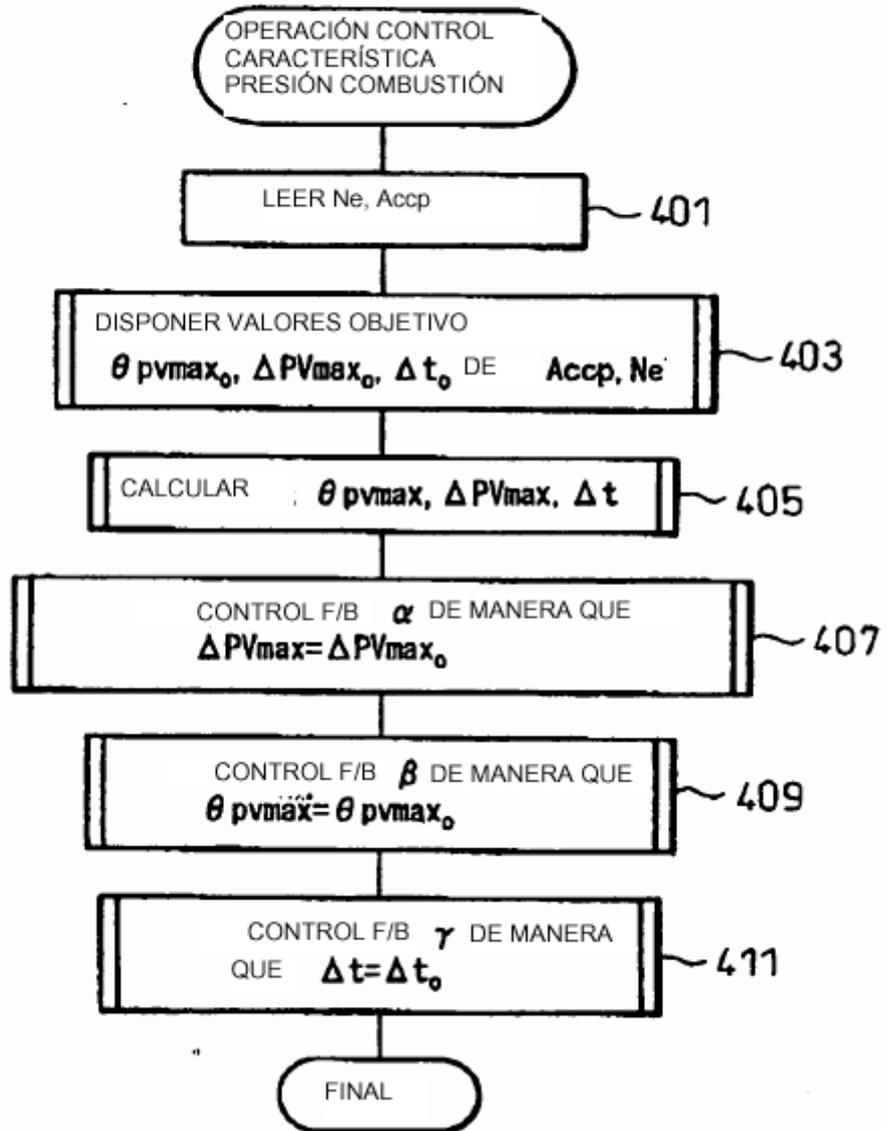


Fig.20

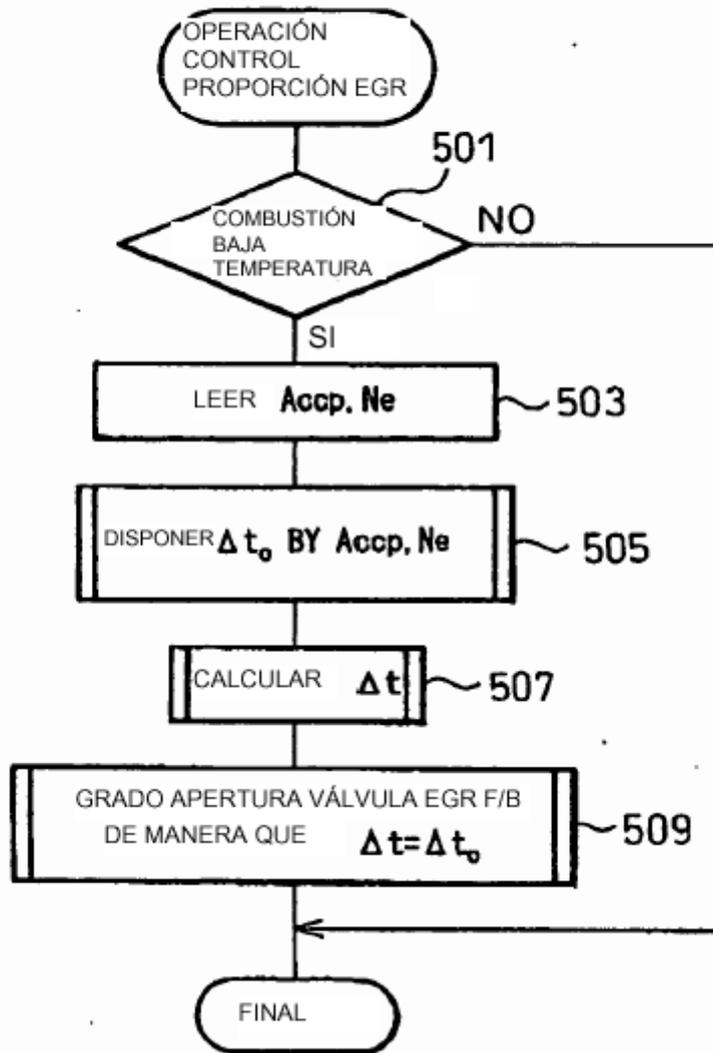


Fig.21

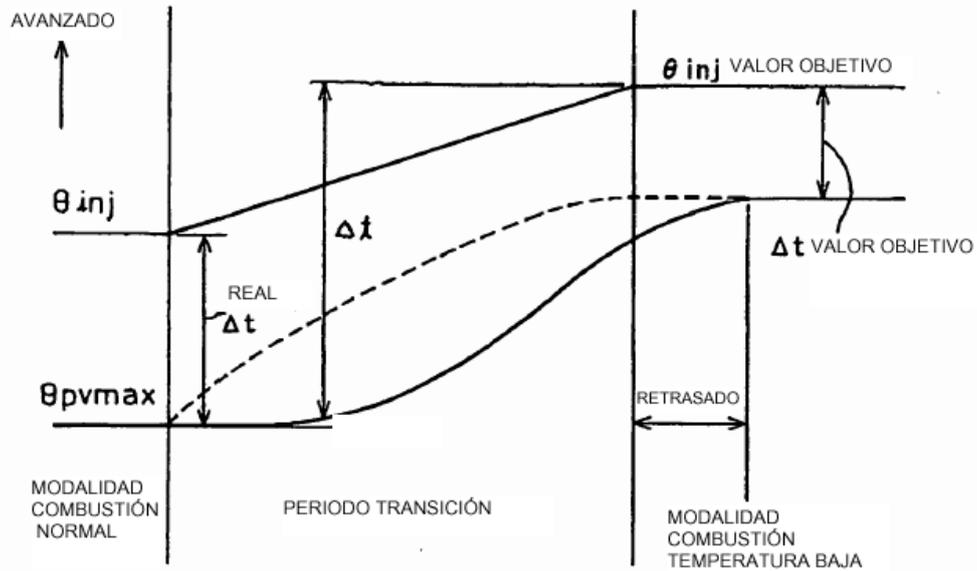


Fig.22

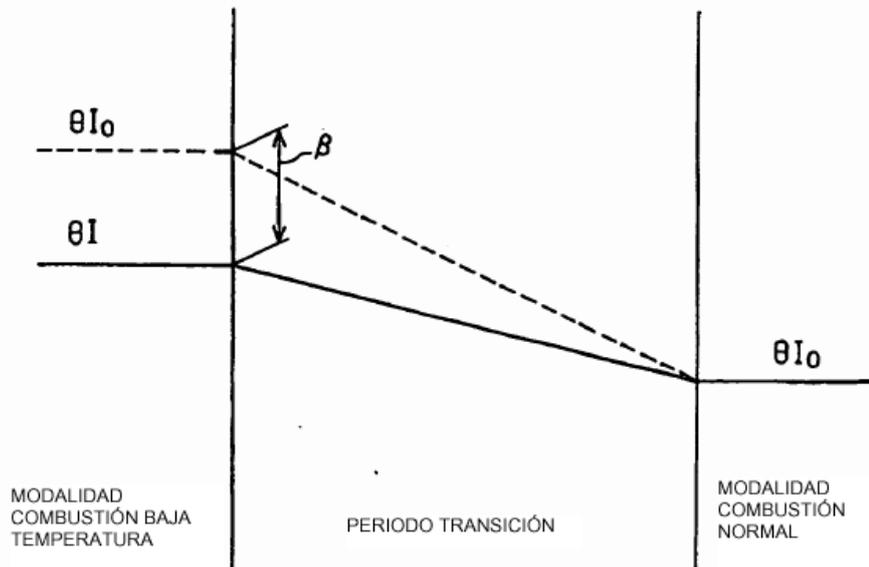


Fig.23

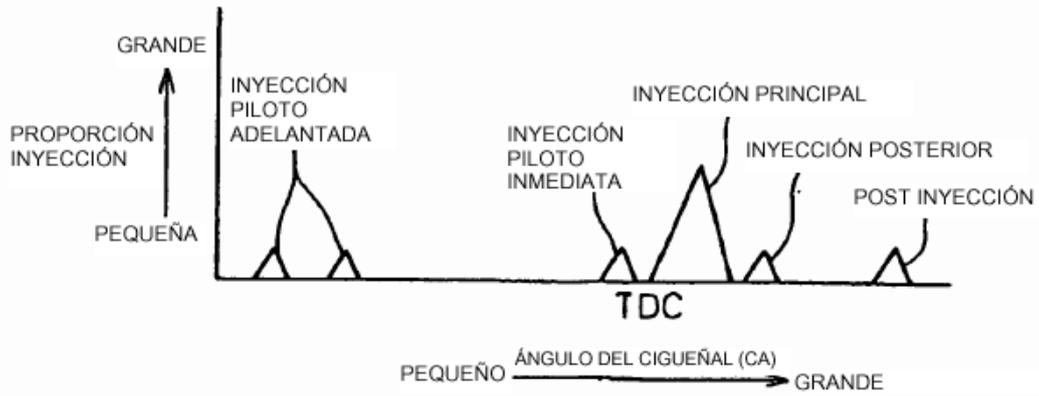


Fig.24(A)

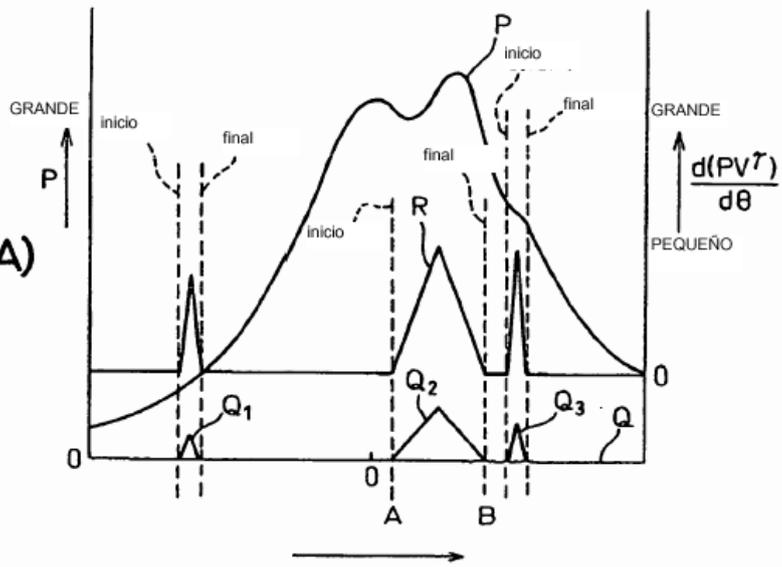


Fig.24(B)

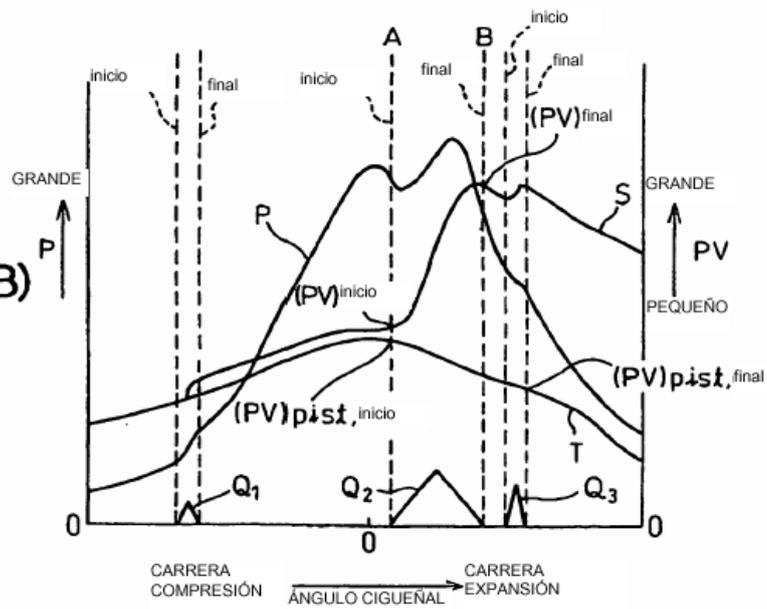


Fig.25

PERIODO COMBUSTIÓN
Y OPERACIÓN CÁLCULO
CANTIDAD LIBERACIÓN
CALOR

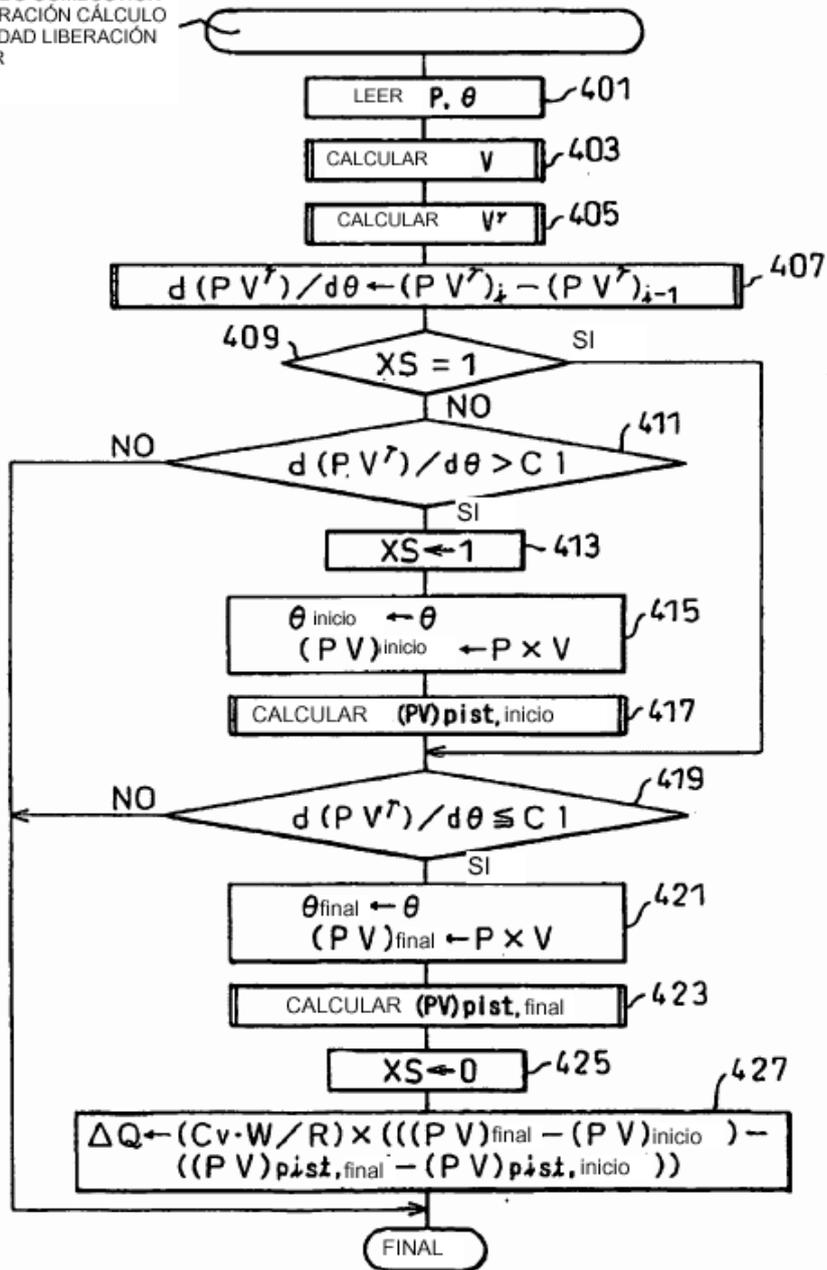
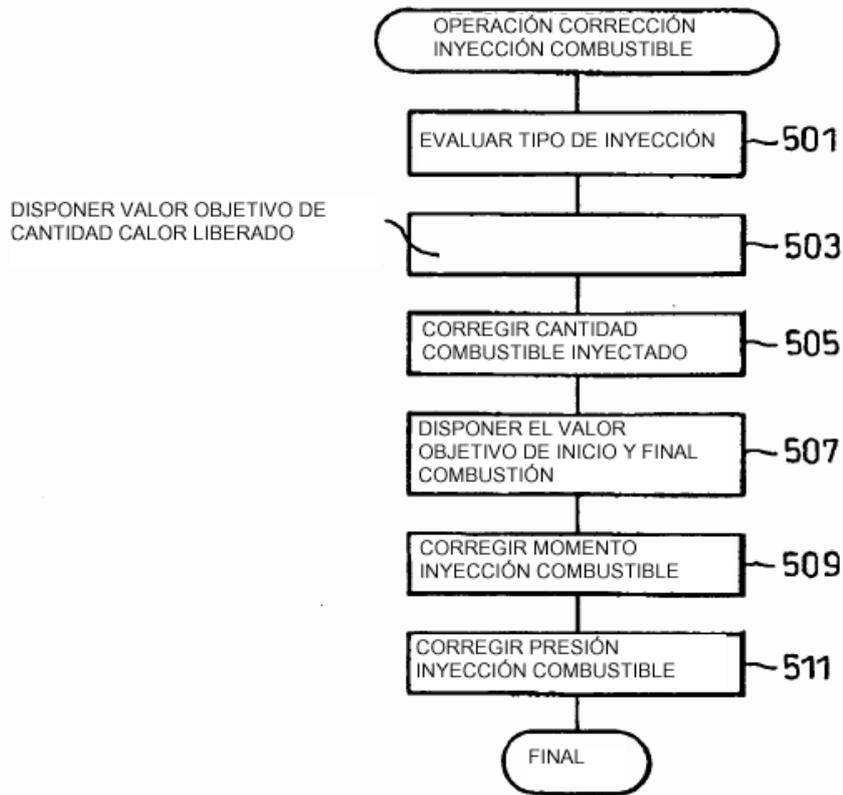


Fig.26



LISTA DE REFERENCIAS

- 1... motor diesel
- 3... conducto común
- 10a a 10d... inyector de combustible en cilindro
- 20... Unidad de Control Electrónico (ECU)
- 21... sensor grado apertura acelerador
- 25... sensor ángulo cigueñal
- 29a a 29d... sensores presión cilindro
- 35... válvula EGR