

2H. -

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO



DELEGATURA PROPIEDAD INDUSTRIAL

División de Nuevas Creaciones

PCT

SOLICITUD

PATENTE DE INVENCION

ENTRADA EN FASE NACIONAL

21. EXPEDIENTE No.

06-47642

54. TITULO

METODO DE CONTROL Y DISPOSITIVO DE CONTROL PARA UN MOTOR DE

COMBUSTION INTERNA

51. CLASIFICACION INTERNACIONAL

F02D 13/02, 9/02, 43/00

71. SOLICITANTE

HONDA MOTOR CO LTD

DOMICILIO

Minato-Ku, Tokio, JAPON

74. APODERADO

JUAN PABLO CADENA SARMIENTO

22. SANTAFE DE BOGOTA, D.C.

PETITORIO

AS. 100.935



SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
Rad: 06-047642- -00000-0000
Fec: 2008-05-18 17:18:51 Dep. 2020 NUECREACIONES
Tra 11 PATENTENII
Eve 378 FABENACIONALI
Act 411 PRESENTACION Fotos: 209

FORMULARIO ÚNICO DE SOLICITUD DE PATENTE PCT ENTRADA EN FASE NACIONAL

1

SOLICITUD DE:



Patente de Invención.



Patente de Modelo de Utilidad.



Capítulo I.



Capítulo II

2

SOLICITANTE
(71)

Nombre: HONDA MOTOR CO., LTD.

Dirección. 1-1, Minami-Aoyama 2-Chome, Minato-Ku, Tokio, JAPON

Nacionalidad o Domicilio. JAPÓN

Lugar de Constitución: JAPÓN

Teléfono:

Fax:

E-mail

IDENTIFICACION

C.C. ☐

NIT ☐

C.E. ☐

Otro ☐

Cual _____

Número _____

3

REPRESENTANTE
O APODERADO

Nombre: JUAN PABLO CADENA SARMIENTO

Dirección: Cra. 7 No. 16-56 Piso 9

Teléfono: 380-2200

Fax. 380-2700

E-mail:

IDENTIFICACION

C.C. ☒

NIT ☐

C.E. ☐

Otro ☐

Cual _____

Número 80.410.337 TP 57492

4

INVENTOR (ES)
(72)

Nombre: Kazuya Tanabe, Takashi Tsutsumizaki, Yutaka Inomoto, Kosuke Tsunashima

Dirección c/o Honda R & D Co., Ltd., 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama, 351-0193, JP; c/o Honda R & D Co., Ltd., 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama, 351-0193, JP, c/o Honda R & D Co., Ltd., 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama, 351-0193, JP, c/o Honda R & D Co., Ltd., 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama, 351-0193, Japón (Respectivamente)

Nacionalidad o Domicilio. Japón (Respectivamente)

5 PCT (86)

Solicitud Internacional No. PCT/JP2005/001032 Fecha 20-01-2005

Publicación Internacional No. WO 2005/068808 A1 Fecha 28-07-2005

Título (54): METODO DE CONTROL Y DISPOSITIVO DE CONTROL PARA UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA

7 Clasificación Internacional (51) F 02 D 13/02 , 9/02 43/00

8 Prioridad

(33) País de Origen

(32) Fecha

(31) Número de Solicitud

JP

20-01-2004

2004-012494

SI ☒

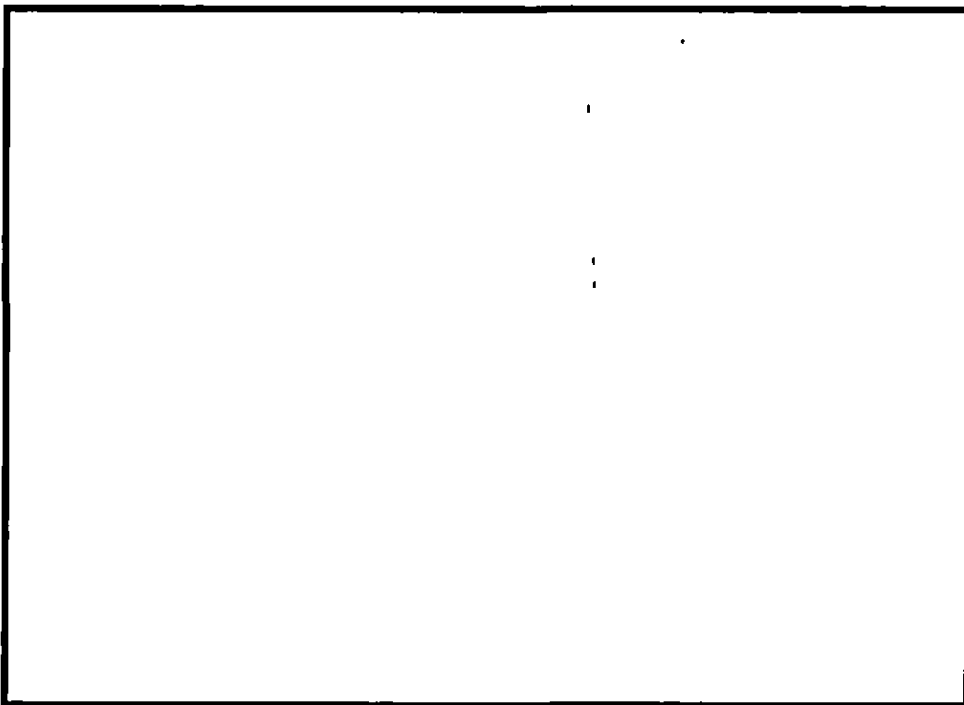
NO ☐

9 Comprobante de pago No. 06-24,278

Fecha 17-05-2006

Instrucciones para el diligenciamiento del presente formulario, ver reverso de esta página

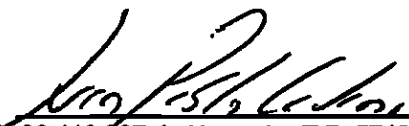
- ☒ Comprobante de pago de la tasa de presentación de la solicitud. \$463.000
- ☒ Documento que acredita la existencia y representación legal cuando el solicitante sea persona jurídica
- ☒ Poderes, si fuere el caso **Fotocopia autenticada.**
- ☒ Documento de cesión del inventor al solicitante o a su causante.
- ☐ Declaraciones.
- ☒ Copia de la solicitud internacional (Resumen, descripción, reivindicaciones, dibujos)
- ☒ Traducción de la solicitud internacional al castellano (Resumen, descripción, reivindicaciones, dibujos)
- ☐ Copia del examen preliminar efectuado por la IPEA
- ☐ Traducción del examen preliminar efectuado por la IPEA.
- ☐ De ser el caso, copia del contrato de acceso.
- ☐ De ser el caso, documento que acredite la licencia o autorización de uso de conocimientos tradicionales de las comunidades indígenas.
- ☐ De ser el caso, certificado de depósito del material biológico
- ☐ Arte final 12x12
- ☐ De ser el caso, información sobre otras solicitudes de patente o títulos obtenidos en el extranjero por el mismo titular o su causante, relacionadas parcial o totalmente con la invención de esta solicitud.
- ☒ Otros: Tarjeta de Propietarios
Extracto para publicación y Tarjeta de Archivo Temático



12 Solicito la concesión de la patente,

NOMBRE: JUAN PABLO CADENA SARMIENTO

FIRMA:


C.C. 80.410.337 de Usaquén T P 57492 del C.S.J.

Instrucciones para la presentación de los anexos, ver reverso de esta página.

3

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO

NIT : 800176089-2

RECIBO OFICIAL DE CAJA : 06 - 24,278
FECHA : MARZO 28 DE 2006

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
Rad: 06-047642- -00000-0000
Fec: 2006-05-18 17:18:51 Dep. 2020 NUECREACIONES
Tra. 11 PATENTENYU
Evo. 378 FASENACIONALI
Act 411 PRESENTACION Fotos: 209

***** CONSIGNACION *****

DEPOSITANTE	TIPO PAGO	BANCO	CUENTA	No. PAGO	FECHA PGO	Vr. PAGO
BRIGARD & CASTRO LTDA	CONSIGNACION	BANCO POPULAR	050-00110-6	44793612	27/03/2006	21,060,000.00

***** CONCEPTO *****

CANT.	RENTISTICO	CONCEPTO	TOTAL CONCEPTO
1	50005-01-01 SOLICITUDES	1 TRAMITES DE SOL. DE PATENTE DE IN	463,000.00
		TOTAL :	\$ 463,000.00

SON: CUATROCIENTOS SESENTA Y TRES MIL PESOS

RESPONSABLE : 

RECIBO DE CAJA APLICADO AL EXPEDIENTE No. _____

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2005 年 7 月 28 日 (28.07.2005)

PCT

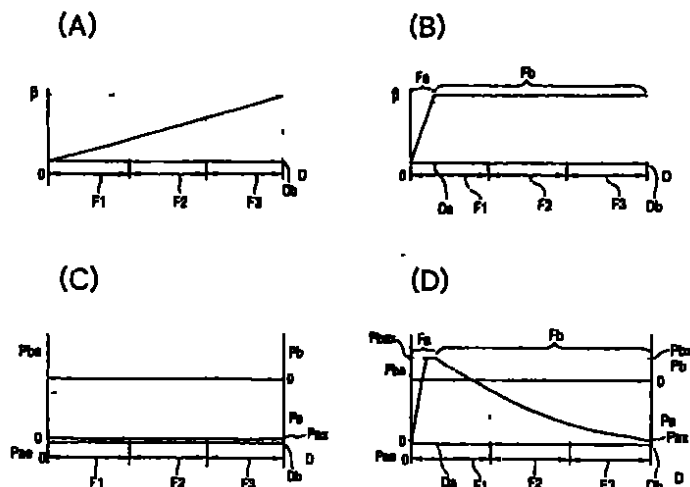
(10) 国際公開番号
WO 2005/068808 A1

- (51) 国際特許分類: F02D 13/02, 9/02, 43/00 (72) 発明者; および
(21) 国際出願番号: PCT/JP2005/001032 (75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 田邊 和也 (TAN-
(22) 国際出願日: 2005 年 1 月 20 日 (20 01.2005) ABE, Kazuya) [JP/JP], 〒3510193 埼玉県和光市中央
(25) 国際出願の言語: 日本語 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama
(26) 国際公開の言語: 日本語 (JP). 堤崎 高司 (TSUTSUMIZAKI, Takashi) [JP/JP], 〒
3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社
本田技術研究所内 Saitama (JP). 井元 豊 (INOMOTO,
Yutaka) [JP/JP], 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目
(30) 優先権データ: 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP). 綱
特願2004-012494 2004 年 1 月 20 日 (20 01.2004) JP 島 功祐 (TSUNASHIMA, Kosuke) [JP/JP], 〒3510193
(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 本田技研 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技
工業株式会社 (HONDA MOTOR CO., LTD.) [JP/JP], 術研究所内 Saitama (JP)
〒1078556 東京都港区南青山二丁目 1 番 1 号 Tokyo
(JP) (74) 代理人: 小栗 昌平, 外(OGURI, Shohei et al.), 〒
1076013 東京都港区赤坂一丁目 1 2 番 3 2 号アーク
森ビル 1 3 階 栄光特許事務所 Tokyo (JP)

[続葉有]

(54) Title: CONTROL METHOD AND CONTROL DEVICE FOR INTERNAL COMBUSTION ENGINE

(54) 発明の名称: 内燃機関の制御方法および制御装置



(57) Abstract: An internal combustion engine has a throttle controlling mechanism, a valve characteristics varying mechanism for controlling an internal EGR rate by controlling an overlap time (P_a) and a non-overlap time (P_b), and output setting means for setting a demand amount of an engine output. The throttle controlling mechanism controls the degree of opening of a throttle valve so that the throttle valve is fully opened at a predetermined load (D_a) as an operation amount (D) increases in a first load region (F_a) where a load up to the predetermined load (D_a) in a low load region (F_1) is covered, and controls the throttle valve so that the throttle valve is fully opened at a second load region (F_b) where the predetermined load (D_a) is exceeded. The valve characteristics varying mechanism controls in the entire load range the overlap time (P_a) or the non-overlap time (P_b) depending on the demand amount to control an engine output, and controls valve operation characteristics so that the maximum internal EGR rate is achieved at the predetermined load (D_a).

(57) 要約: 内燃機関は、スロットル制御機構と、オーバーラップ期間 P_a および非オーバーラップ期間 P_b を制御することにより内部 EGR 率を制御するバルブ 性可変機構と、機関出力の要求量を設定する出力設定手段とを備える。スロットル制御機構は、低負荷領域 F_1 の所定負荷 D_a までの第 1 負荷領域 F_a で操作量 D の増加につれて所定負荷 D_a で全開するようにスロットル弁の開度を制御し、所定負荷 D_a を越える第 2 負荷領域 F_b でスロットル弁を全開

[続葉有]

WO 2005/068808 A1

AS 100935
✓
5

DESCRIPTION

CONTROL METHOD AND CONTROL APPARATUS
OF INTERNAL COMBUSTION ENGINE

5

Technical Field:

The present invention relates to a control method and a control apparatus of an internal combustion engine comprising a throttle controlling mechanism which opens or closes a throttle valve which controls an amount of intake air; and a valve operation device having a valve characteristic varying mechanism which controls valve operation characteristics including opening/closing timing of intake and exhaust valves.

15 Background Art:

In the field of internal combustion engine, various technologies for improving the fuel efficiency by decreasing the pumping loss are known. For example, an internal combustion engine disclosed in JP-A-2002-070597 comprises an intake operating angle changing mechanism for changing the operating angle of an intake valve; and a phase changing mechanism for changing the center phase of the operating angle of intake and exhaust valves. Also, in a middle-load range of the internal combustion engine, the decrease in the pumping loss, and the improvement in the fuel efficiency, and the improvement in the exhaust gas purification performance are sought by setting

up the predetermined amount of a minus overlap period (a non-overlap period) at the middle-load range of the internal combustion engine and by leaving a combusted gas in a combustion chamber (namely, an internal EGR <Exhaust Gas Recirculation>).

5 Further, when the load is shifted from the middle-load range to an extremely low-load range of the engine, the stability of combustion is improved in the extremely low-load range such as an idle state, etc. by advancing the opening timing of the intake valve to the intake top dead center and retarding the
10 closing timing of the exhaust valve to the intake top dead center in order to eliminate the minus overlap period.

In addition, an internal combustion engine disclosed in JP-A-11-117777 comprises a variable valve mechanism control means for controlling a variable valve mechanism including
15 intake and exhaust valves; and a throttle valve for controlling the amount of intake air according to the depressed amount of an accelerator. Also, when the internal combustion engine is in the low-load or middle-load range, the pumping loss is decreased by controlling the throttle valve to be almost fully
20 opened regardless of the depressed amount of the accelerator, and the amount of intake air is controlled by controlling the closing timing and the lift amount of the intake valve.

The internal combustion engine disclosed in JP-A-2002-070597 decreases the pumping loss by the internal
25 EGR, but it does not consider to decrease the pumping loss by throttling intake air by a throttle valve. Also, the internal

10 x

combustion engine disclosed in JP-A-11-117777 decreases the pumping loss by quickly closing the intake valve, but does not consider to decrease the pumping loss by controlling the amount of burned gas left in the combustion chamber due to the internal EGR.

Further, during warming-up of an internal combustion engine whose temperature is low, its combustibility is lower than that of the engine which is already warmed up since the temperature in the combustion chamber is also low and thus the evaporated status of fuel is poor. Therefore, if the internal EGR rate is high, the combustion becomes more unstable such that an accidental fire could easily occur. Moreover, because the internal EGR is performed to lower the maximum combustion temperature, the warming-up of the internal combustion engine is not promoted.

Disclosure of the Invention

The present invention has been made in consideration of the above situations. It is an object of the present invention to improve the fuel efficiency and the exhaust gas purification performance while reducing the pumping loss in a low-load range or a low and middle-load ranges. It is also an object of the present invention to improve the combustion stability during warming-up stage of an internal combustion engine and to facilitate the warming-up of the internal combustion engine.

Further, it is also an object of the present invention to

X 2

improve the fuel efficiency and the exhaust gas purification performance in the vicinity of a predetermined load in a low range or a low and middle-load ranges and to secure the necessary engine output in a high load range. Moreover, it is also an
5 object of the present invention to decrease the pumping loss in the first load range. Furthermore, it is also an object of the present invention to improve the degree of precision of engine output control by the internal EGR rate across a wide range.

10 As a first aspect of the present invention, there is provided a method of controlling an internal combustion engine. The internal combustion engine comprises: a throttle controlling mechanism which controls an opening degree (a throttle position) of a throttle valve which controls an amount of intake air;
15 a valve characteristic varying mechanism which controls valve characteristics including a closing timing of an exhaust valve; and an output setting means which sets a required amount of engine output. The valve characteristic varying mechanism changes the closing timing of the exhaust valve to control
20 overlap and non-overlap periods, thereby controlling an internal EGR rate. The internal combustion engine is controlled in the following control mode.

The throttle controlling mechanism controls the throttle position, in a first load range of the internal combustion
25 engine which covers from an no-load to a predetermined load in a low-load range or in an middle-load range, so that the

12 a

throttle valve becomes opened from an idle opening degree to a full opening degree or an almost full opening degree at the predetermined load in accordance with an increase of the required amount, and that the throttle valve is opened to the full opening degree or the almost full opening degree in a second load range of the internal combustion engine which covers a load range over the predetermined load, and the valve characteristic varying mechanism controls the engine output by controlling the overlap and non-overlap periods according to the required amount in the entire load range of the internal combustion engine and controls the non-overlap period to obtain a maximum internal EGR rate from a maximum non-overlap period at the predetermined load.

Accordingly, the throttle valve is fully or almost fully opened in the first load range which covers from zero to the predetermined load in a low-load range or a middle-load range, and is controlled to be fully or almost fully opened in the second load range. Thus, the pumping loss further decreases over the entire load range, especially in the low-load range or the middle-load range. On the other hand, the valve characteristic varying mechanism controls the engine output at the internal EGR rate by the control of overlap and non-overlap periods to obtain engine output according to the required amount over the entire load range. Thus, the pumping loss decreases and the amount of generation of NOx decreases, and further the internal EGR rate becomes the maximum at the predetermined

13/10

load. Thus, the pumping loss and the amount of generation of NOx remarkably decrease in the low-load range or the middle-load range in the vicinity of the predetermined load.

As a second aspect of the present invention, in the method
5 of controlling an internal combustion engine of the first aspect, during warming-up of the internal combustion engine, the throttle controlling mechanism controls the opening degree of the throttle valve to increase its opening degree with the increase in the required amount over the entire load range, and the valve
10 characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristics so as not to form the non-overlap period over the entire load range, and after the warming-up of the internal combustion engine, the control in the control mode is performed.

Accordingly, during warming-up of an engine, fresh air
15 is controlled in flow rate according to the required amount by the throttle valve and supplied to the combustion chamber.

On the other hand, since the valve characteristic varying mechanism prevents the forming of the non-overlap period, the internal EGR rate becomes smaller than that when a non-overlap
20 period is formed. Thus, the combustibility improves and the combustion temperature also increases. In addition, after the warming-up of an engine, the pumping loss and the amount of generation of NOx decrease similarly to the first aspect of the present invention.

25 As a third aspect of the present invention, there is provided a method of controlling an internal combustion engine. The

✓ 11

internal combustion engine comprises: a throttle controlling mechanism which controls an opening degree of a throttle valve which controls an amount of intake air; a valve characteristic varying mechanism which controls valve characteristics including a closing timing of an exhaust valve; and an output setting means which sets a required amount of engine output.

The valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristics to control the internal EGR rate.

The internal combustion engine is controlled in the following control mode.

The throttle controlling mechanism controls the throttle position, in a first load range of the internal combustion engine which covers from an no-load to a predetermined load in a low-load range or in an middle-load range, so that the throttle valve becomes opened from an idle opening degree to a full opening degree or an almost full opening degree at the predetermined load in accordance with an increase of the required amount,

and that the throttle valve is opened to the full opening degree or the almost full opening degree in a second load range of the internal combustion engine which covers a load range over the predetermined load, and the valve characteristic varying mechanism controls the internal EGR rate and the engine output by controlling the valve operation characteristic in accordance with the required amount over the entire load range of the internal combustion engine, and controls the valve operation

✓ 2

characteristics to get the maximum internal EGR rate at the predetermined load.

Accordingly, the pumping loss decreases substantially similarly to the first aspect of the present invention. On the other hand, the valve characteristic varying mechanism controls engine output at an internal EGR rate by the control of the valve operation characteristic over the entire load range. Thus, the pumping loss and the amount of generation of NOx decrease, and further the internal EGR rate becomes the maximum at the predetermined load. Thus, the pumping loss decrease substantially in a low-load range or an middle-load range in the vicinity of the predetermined load.

As a fourth aspect of the present invention, in the method of controlling an internal combustion engine according to the third aspect, during the warming-up of the internal combustion engine, the throttle controlling mechanism controls the opening degree of the throttle valve to increase its opening degree with the increase in the required amount over the entire load range, and the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic to make the internal EGR rate the minimum or almost the minimum over the entire load range, and after the warming-up of the internal combustion engine, the control in the control mode is performed.

Accordingly, during warming-up of an engine, fresh air is controlled in flow rate according to the required amount by the throttle valve and supplied to the combustion chamber.

13
~~16~~

On the other hand, the valve characteristic varying mechanism controls the internal EGR rate to be the minimum or almost the minimum in the control range of internal EGR rate. Thus, the combustibility improves and the combustion temperature increases. Also, after the warming-up, the pumping loss and the amount of generation of NOx decrease similarly to the first aspect of the invention.

As a fifth aspect of the present invention, in the methods of controlling an internal combustion engine according to any one of the first and fourth aspects, in the control mode, the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic to increase the internal EGR rate with the increase in the required amount in the first load range, and controls the valve operation characteristic to decrease the internal EGR rate with the increase in the required amount in the second load range.

Accordingly, in the first load range, the internal EGR rate increases to restrain the inflow of fresh air to the combustion chamber caused by the large opening degree of the throttle valve. Thus, the pumping loss decreases by the increase in internal EGR rate, and the amount of generation of NOx decreases.

Also, in the second load range, the non-overlap period decreases with the increase in the required amount, and thereby the internal EGR rate decreases and the amount of fresh air supplied to the combustion chamber increases. Thus, the internal EGR rate increases gradually as the load approaches the predetermined

✓ A

load. As a result, the pumping loss and the amount of generation of NOx also decrease, so that a large engine output can be obtained in a high load range.

As a sixth aspect of the present invention, in the method
5 of controlling an internal combustion engine according to any one of the first and fifth aspects, the valve operation characteristic includes a maximum lift amount of the intake valve, and the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic to decrease the maximum
10 lift amount of the intake valve with an decrease in the overlap period, an increase in the non-overlap period or an increase in the internal EGR rate.

Accordingly, when the overlap period is long, when the non-overlap period is short, or when the internal EGR rate
15 is small, the maximum lift amount of the intake valve is large.

Thus, the pumping loss decreases. Further, in the vicinity of the predetermined load, when the overlap period is short, when the non-overlap period is long, or when the internal EGR rate is large, the pumping loss decreases as the internal EGR
20 rate is large.

As a seventh aspect of the present invention, the method of controlling an internal combustion engine according to the sixth aspect, the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic to make an effective
25 overlap period and an effective non-overlap period zero or almost zero at a maximum overlap period or a minimum internal

✓ 15

EGR rate.

Accordingly, in the control range of the internal EGR rate, the outflow of the burned gas from the combustion chamber substantially stops, and the control of the internal EGR rate begins on the basis of the time when the inflow of fresh air to the combustion chamber substantially begins. Thus, the control precision degree of the internal EGR rate becomes high, and the expansion of its control range is possible.

10 Brief description of the drawings:

FIG. 1 is a schematic right side view of a motorcycle which is equipped with an internal combustion engine according to the present invention.

15 FIG. 2 is a cross-sectional view taken along the arrows II-II of FIG. 6 in the internal combustion engine shown in FIG. 1, which passes through center lines of valve stems of an intake valve and an exhaust valve and a center line of a control shaft.

FIG. 3 is a schematic view illustrating a throttle body
20 of the internal combustion engine shown in FIG. 1.

FIGS. 4(A) to 4(D) are graphs showing control modes for controlling the internal combustion engine shown in FIG. 1, wherein FIG. 4(A) illustrates a throttle opening degree map during warming-up, FIG. 4(B) illustrates a throttle opening degree map after warming-up, FIG. 4(C) illustrates control
25 modes for an overlap period and a non-overlap period during

14 16

warming-up, and FIG. 4(D) illustrates control patterns for an overlap period and a non-overlap period after warming-up.

FIG. 5 is a schematic cross-sectional view taken along the arrows Va-Va and partially along the arrows Vb-Vb of FIG. 10, illustrating the internal combustion engine shown in FIG. 1.

FIG. 6 is a schematic cross-sectional view taken along the arrows VI-VI of FIG. 2, partially illustrating component members of a valve operation device in the internal combustion engine shown in FIG. 1, with a head cover removed.

FIG. 7 is a view taken by viewing a camshaft holder mounted to a cylinder head, along a cylinder axis from the head cover in the internal combustion engine shown in FIG. 1.

FIG. 8(A) is a view taken by viewing an exhaust driving cam of a valve characteristic varying mechanism in an axial direction of the camshaft and FIG. 8(B) is a view illustrating an exhaust link mechanism and an exhaust cam of the valve characteristic varying mechanism which are pivotally operated, in the valve operation device of the internal combustion engine shown in FIG. 1.

FIG. 9(A) is a cross-sectional view taken along the arrows IXA-IXA of FIG. 8(B), FIG. 9(B) is a view taken along the arrow IXB of FIG. 8(B), FIG. 9(C) is a cross-sectional view taken along the arrow IXC of FIG. 8(B), and FIG. 9(D) is a view taken along the arrow IXD of FIG. 8(B).

FIG. 10 is a view taken by viewing the head cover from

20 17

the front along the cylinder axis in the internal combustion engine shown in FIG. 1, partially illustrating a driving mechanism of the valve characteristic varying mechanism.

FIG. 11 is a graph for explaining valve operation characteristics of the intake valve and the exhaust valve by the valve operation device in the internal combustion engine shown in FIG. 1.

FIG. 12(A) is a view illustrating a main section of the valve characteristic varying mechanism when a maximum valve operation characteristic is obtained for the intake valve, and FIG. 12(B) is a view similar to a partial enlarged view of FIG. 2, illustrating the main section of the valve characteristic varying mechanism when a maximum valve operation characteristic is obtained for the exhaust valve, in the valve operation device of the internal combustion engine shown in FIG. 1.

FIG. 13(A) is a view similar to FIG. 12(A) when a minimum valve operation characteristic is obtained for the intake valve, and FIG. 13(B) is a view similar to FIG. 12(B) when a minimum valve operation characteristic is obtained for the exhaust valve.

FIG. 14(A) is a view similar to FIG. 12(A) when a decompression operation characteristic is obtained for the intake valve, and FIG. 14(B) is a view similar to FIG. 12(B) when a decompression operating characteristic is obtained for the exhaust valve.

✓ 18

Note, reference numerals in the drawings denote the follows:

- 1 ... BODY FRAME, 2 ... HEAD PIPE, 3 ... FRONT FORK, 4 ...
HANDLE, 5 ... SWING ARM, 6 ... REAR CUSHION, 7 ... FRONT WHEEL,
5 8 ... REAR WHEEL, 9 ... BODY COVER, 10 ... CRANKCASE, 11 ...
CYLINDER, 12 ... CYLINDER HEAD, 13 ... HEAD COVER, 14 ... PISTON,
15 ... CRANKSHAFT, 16 ... COMBUSTION CHAMBER, 17 ... INTAKE
PORT, 18 ... EXHAUST PORT, 19 ... IGNITION PLUG, 20i, 20e ...
VALVE GUIDE, 21 ... VALVE SPRING, 22 ... INTAKE VALVE, 23 ...
10 EXHAUST VALVE, 24 ... VALVE SEAT, 25 ... VALVE SYSTEM CHAMBER,
26 ... AIR CLEANER, 27 ... THROTTLE BODY, 28 ... EXHAUST PIPE,
29 ... CAMSHAFT HOLDER, 30 ... THROTTLE VALVE, 32 ... THROTTLE
OPENING DEGREE DETECTING MEANS, 33 ... ELECTRIC MOTOR, 34,
35 ... GEAR, 40 ... VALVE OPERATION DEVICE, 41, 42 ... MAIN
15 ROCKER ARM, 43 ... ROCKER SHAFT, 44 ... BEARING, 50 ... CAMSHAFT,
51, 52 ... DRIVING CAM, 53 ... INTAKE CAM, 54 ... EXHAUST CAM,
55 ... PRESSING SPRING, 56 ... BEARING, 57 ... CAM SPROCKET,
59 ... POWER TRANSMITTING CHAMBER, 60E, 60I ... HOLDER,; 61e,
61i, 62e, 62i ... PLATE, 63E, 63I ... COLLAR, 64 ... RIVET,
20 66e, 66i ... SUB-ROCKER ARM, 67e, 67i ... CONNECTING LINK,
68 ... CONTROL SPRING, 69 ... BEARING, 70 ... CONTROL SHAFT,
71i, 71e ... CONTROL LINK, 72, 73 ... CONNECTING PIN, 76, 77,
78, 79 ... SPRING HOLDING PORTION, 76a, 77a, 78a, 79a ... SPRING
GUIDE, 80 ... ELECTRIC MOTOR, 80B ... OUTPUT SHAFT, 81 ...
25 REDUCTION GEAR, 82 ... OUTPUT GEAR, 83 ... COVER, 84 ... SUPPORTING
SHAFT, 88 ... HOLDING TUBE, 89 ... BEARING, 90 ... GUIDING

7/2/19

SHAFT, 91 ... THROUGH-HOLE, 92 ... ECU, 94 ... ROCKING POSITION
DETECTING MEANS, 95 ... REQUIRED OUTPUT AMOUNT DETECTING MEANS,
96 ... ENGINE TEMPERATURE DETECTING MEANS, E ... INTERNAL
COMBUSTION ENGINE, V ... MOTORCYCLE, U ... POWER UNIT, L1 ...
5 CYLINDER AXIS, L2 ... ROTATIONAL CENTER LINE, L3i, L3e ...
ROCKING CENTER LINE, L4i, L4e, L5i, L5e ... PIVOTAL CENTER
LINE, L6 ... CENTRAL AXIS, A1 ... AXIAL DIRECTION OF CYLINDER,
A2 ... AXIAL DIRECTION OF CAMSHAFT, T ... THROTTLE CONTROL
MECHANISM, D ... OPERATING AMOUNT, Da ... PREDETERMINED LOAD,
10 Db ... MAXIMUM LOAD, Fa, Fb ... LOAD RANGE, E ... DEVIATION,
M ... VALVE CHARACTERISTIC VARYING MECHANISM, M1i, M1e ...
LINK MECHANISM, M2 ... DRIVING MECHANISM, M3 ... CONTROLLING
MECHANISM, M4 ... TRANSMITTING MECHANISM, H0 ... REFERENCE
PLANE, H1, H2 ... ORTHOGONAL PLANE, R1 ... ROTATION DIRECTION,
15 R2 ... REVERSE ROTATION DIRECTION, Kimax, Kemax ... MAXIMUM
VALVE OPERATION CHARACTERISTIC, Kimin, Kemin ... MINIMUM VALVE
OPERATION CHARACTERISTIC, β ... OPENING DEGREE, $\theta_{i\max}$, $\theta_{ic\min}$,
 $\theta_{e\max}$, $\theta_{ec\min}$... MOST ADVANCED ANGLE POSITION, $\theta_{ic\max}$, $\theta_{i\min}$,
 $\theta_{ec\max}$, $\theta_{e\min}$... MOST RETARDED ANGLE POSITION, Pa ... OVERLAP
20 PERIOD, Pb ... NON-OVERLAP PERIOD, Pae ... EFFECTIVE OVERLAP
PERIOD, Pbe ... EFFECTIVE NON-OVERLAP PERIOD, N ... INTERNAL
EGR RATE, Nn ... MINIMUM INTERNAL EGR RATE, Nx ... MAXIMUM
INTERNAL EGR RATE

25 Best Mode for Carrying Out the Invention:

Hereinafter, preferred embodiments of the present

27 20

invention will be described with reference to Figs 1 to 14(B).

Referring to FIG. 1, an internal combustion engine E to which the present invention is applied is mounted on a motorcycle V as a vehicle. The motorcycle V comprises a body frame 1 having a front frame 1a and a rear frame 1b; a handle 4 fixed to an upper end of a front fork 3 which is rotatably supported by a head pipe 2 combined with a front end of the front frame 1a; a front wheel 7 rotatably supported by a lower end of the front fork 3; a power unit U supported by the body frame 1; a rear wheel 8 rotatably supported by a rear end of a swing arm 5 which is swingably supported by the body frame 1; a rear cushion 6 connecting the rear frame 1b with a rear portion of the swing arm 5; and a body cover 9 which covers the body frame 1.

The power unit U comprises an internal combustion engine E which has a crankshaft 15 extending to the right and left of the motorcycle V and which is horizontally arranged; and a power transmission which comprises a speed change gear and transmits the power of the internal combustion engine E to the rear wheel 8. The internal combustion engine E comprises a crankcase 10 which forms a crank chamber for accommodating a crankshaft 15 and also serves as a speed change gear case; a cylinder 11 which is combined with the crankcase 10 and extends forward; a cylinder head 12 combined with a front end of the cylinder 11; and a head cover 13 combined with a front end of the cylinder head 12. A cylinder axis L1 of the cylinder

24 21

11 extends forward with a little upward inclination (see FIG. 1) or parallel to the horizontal direction. Also, the rotation of the crankshaft 15 rotatably driven by the piston 14 (see FIG. 2) is speed-changed by the speed change gear and transmitted to the rear wheel 8, and finally, the rear wheel 8 is driven.

Referring also to FIG. 2, the internal combustion engine E is an SOHC and air-cooled type single-cylinder 4-stroke internal combustion engine. The cylinder 11 is formed with a cylinder bore 11a into which the piston 14 is reciprocally fitted, and a combustion chamber 16 is formed on a surface of the cylinder head 12 facing the cylinder bore 11a in the axial direction A1 of the cylinder. The cylinder head 12 is also formed with an intake port 17 having an intake opening 17a and an exhaust port 18 having an exhaust opening 18a, which are respectively opened to the combustion chamber 16. An ignition plug 19 facing the combustion chamber 16 is inserted into a mounting hole 12c formed in the cylinder head 12 so as to be mounted to the cylinder head 12. Here, the combustion chamber 16 constitutes a combustion space along with the cylinder bore 11a in a space between the piston 14 and the cylinder head 12.

In addition, the cylinder head 12 is provided with an intake valve 22 and an exhaust valve 23 which are engine valves that are reciprocally supported by valve guides 20i, 20e and that are always biased in a valve closing direction by valve springs 21. The intake valve 22 and the exhaust valve 23 are

22

operated to be opened or closed by a valve operation device
40 provided in the internal combustion engine E, and opens
or closes the intake opening 17a and the exhaust opening 18a
formed in the valve seats 24. The valve operation device 40
5 except for an electric motor 80 (see FIG. 5) is placed in a
valve system chamber 25 formed by the cylinder head 12 and
the head cover 13.

In order to conduct the air taken in from the outside
to the intake port 17, an intake system comprising an air cleaner
10 26 (see FIG. 1) and a throttle body 27 (see FIG. 1) is mounted
on a top face 12a that is one side of the cylinder head 12
to which the inlet 17b of the intake port 17 is opened. An
exhaust system comprising an exhaust pipe 28 (see FIG. 1) which
conducts the exhaust gas flowing out from the combustion chamber
15 16 through the exhaust port 18 to the outside the internal
combustion engine E is mounted on a bottom face 12b of the
cylinder head 12 to which the outlet 18b of the exhaust port
18 is opened. Further, the intake system is provide with a
fuel injection valve that is a fuel supply system which supplies
20 liquid fuel to the intake air.

Also, the air sucked in through the air cleaner 26 and
the throttle body 27 is sucked into the combustion chamber
16 through the intake valve 22 which opens in the intake stroke
in which the piston 14 move down from the intake port 17, and
25 the sucked air is compressed in a state which is mixed with
fuel in the compression stroke in which the piston 14 moves

26 3

up. The fuel-air mixture is ignited by the ignition plug 19 and combusted at the final phase of the compression stroke, and the piston 14 driven by the pressure of the combusted gas in the expansion stroke in which the piston 14 move down drives the crankshaft 15 to rotate. The burned gas is discharged to the exhaust port 18 through the exhaust valve 23 which opens in the exhaust stroke in which the piston 14 moves up from the combustion chamber 16.

Referring to FIG. 3, a throttle valve 30 which is biased in a valve closing direction by return springs; a throttle controlling mechanism T which controls the opening degree (throttle position) of the throttle valve by the opening or closing of the throttle valve 30; and a throttle opening degree detecting means which detects the opening degree of the throttle valve 30 are provided in the throttle body 27 communicating with the air cleaner 26 at an upstream end 27a and communicating with the intake port 17 through the intake pipe at an downstream end 27b. The throttle controlling mechanism T comprises an electric motor 33 as an actuator which is controlled by an electronic control unit (hereinafter referred to as ECU) 92 (see FIG. 5) as a control system; and a reduction gear train composed of a series of gears 34 and 35 which constitutes a power transmitting mechanism which transmits a driving force of the electric motor 33 to the throttle valve 30.

Referring to FIG. 5, ECU 92 comprises a required output amount detecting means 95 which detects the operating amount

2/24

D of a throttle grip as an output operating member manipulated by an operator; an engine temperature detecting means 96 which detects the warming-up state of the internal combustion engine E (for example, a lubricating oil temperature detecting means);
5 and a throttle opening degree detecting means 32 (throttle position sensor 32). Each detection signal from the operating state detecting means which detects the operating state of the internal combustion engine E is input to ECU 92. Here, the operating amount D is a required amount of engine output
10 set by an operator, and the throttle grip is an output setting means (output setting mechanism) which sets the required amount.

Throttle opening degree maps in which an opening degree β of the throttle valve 30 is set with the operating amount D as a parameter is stored in a storage unit of ECU 92. These
15 throttle opening degree maps is composed of a map for the time of warming-up which is used during warming-up of the internal combustion engine E and a map for the time of post warming-up which is used after warming-up of the internal combustion engine E is completed. Also, an electric motor 33 opens or closes
20 the throttle valve 30 by the control of ECU 92 which allows the opening degree of the throttle valve 30 to be the opening degree β set by the throttle opening degree map according to the operating amount D detected by the required output amount detecting means 95 and the actual opening degree of the throttle
25 valve 30 detected by the throttle opening degree detecting means 32.

When the engine temperature detecting means 96 detects that the engine temperature is that of the warming-up which is below the predetermined temperature, ECU 92 selects the map for the time of the warming-up. When the engine temperature
5 detecting means 96 detects that the engine temperature is that of the post warming-up which is over the predetermined temperature, ECU 92 selects the map for the time of the post warming-up. On the basis of the map for the time of the warming-up, a opening degree characteristic (a throttle position
10 characteristic) of the throttle valve 30 is set which is directly proportional to the operating amount D so that the opening degree of the throttle valve 30 increases with the increase in the operating amount D over the entire load range of the internal combustion engine E. For this reason, the electric
15 motor 33 controls the opening degree of the throttle valve 30 to increase the opening degree with the increase in the operating amount D, i.e., the engine load detected by the required output amount detecting means 95 which also functions as a load detecting means which detects engine load over the entire
20 load range.

On the other hand, on the basis of the map for the post warming-up, the opening degree characteristic is set as follows: in a first load range Fa which covers the load range from a no-load to a predetermined load Da in a low-load range, the
25 opening degree of the throttle valve 30 increase from an idle opening degree to a full opening degree in which the valve

26

fully open at the predetermined load D_a with the increase in the operating amount D (engine load), and in a second load range F_b which covers the load range D_a over the predetermined load, the throttle valve 30 opens in the full opening degree regardless of the operating amount D . For this reason, the electric motor 33 controls the opening degree of the throttle valve 30 to fully open the throttle valve 30 at the predetermined load D_a from the idle opening degree with the increase in the operating amount D in the first load range F_a , and to keep the throttle valve 30 fully open in the second load range F_b .

Here, the entire load range between the no-load and the maximum load D_b is divided into three ranges such as a low-load range F_1 , a middle-load range F_2 and a high load range F_3 .

Referring to FIGS. 2, 5 to 7, 12(A) and 12(B), a valve operation device 40 comprises an intake main rocker arm 41 which functions as an intake cam follower abutting a valve stem 22a to open or close the intake valve 22; an exhaust main rocker arm 42 which functions as an exhaust cam follower abutting a valve stem 23a to open or close the exhaust valve 23; and a valve characteristic varying mechanism M which controls a valve operation characteristic including the opening and closing timing of the intake valve 22 and the exhaust valve 23 and the maximum lift amount.

The intake main rocker arm 41 and the exhaust main rocker arm 42 are rockably supported by a pair of rocker shafts 43 which is fixed to a camshaft holder 29 at the supporting points

20 27

41a and 42a of the center part, and abut the valve stem 22a and 23a at adjusting screws 41b and 42b which constitute operating parts of one end, and come in contact with the intake cam 53 and the exhaust cam 54 at rollers 41c and 42c which constitute
5 contacting portions of the other end.

The valve characteristic varying mechanism M comprises an internal mechanism which is accommodated in the valve system chamber 25; and an electric motor 80, an external mechanism which is arranged outside the valve system chamber 25 and an
10 electric actuator which drives the internal mechanism. The internal mechanism comprises a camshaft 50 which is rotatably supported by the cylinder head 12 and rotationally driven while interlocking with the crankshaft 15; an intake driving cam 51 and an exhaust driving cam 52 which function as a driving
15 cam which is provided on the camshaft 50 and rotates integrally with the camshaft 50; link mechanisms M1i and M1e which function as an interlocking mechanism which is pivotally supported by the camshaft 50 and is rockable about the camshaft 50; an intake cam 53 and an exhaust cam 54 which function as a valve operating
20 cam which is connected to the link mechanisms M1i and M1e and is pivotally supported by the camshaft 50 to operate the intake main rocker arm 41 and the exhaust main rocker arm 42; a driving mechanism M2 comprising the electric motor 80 as a driving source to rock the link mechanisms M1i and M1e about the camshaft
25 50 (see FIG. 5); a controlling mechanism M3 which is disposed between the driving mechanism M2 and the link mechanisms M1i

3/ 28

and M1e, and controls the rocking of the link mechanisms M1i and M1e about the camshaft 50 according to the driving force of the electric motor 80; and a pressing spring 55 which functions as a pressing and biasing means which exerts a torque about
5 the camshaft 50 to the link mechanisms M1i and M1e to push the link mechanisms M1i and M1e against the controlling mechanism M3.

Referring to FIGS. 2, 5 and 6, the camshaft 50 is rotatably supported by the cylinder head 12 and the camshaft holder 29
10 combined with the cylinder head 12 through a pair of bearings 56 which is arranged at both ends of the camshaft 50, and is operated together with the crankshaft and is rotationally driven at half of the revolution speed of the crankshaft 15 while interlocking therewith it by the power of the crankshaft 15
15 (see FIG. 1) transmitted through the power transmitting mechanism for operating the valve. The power transmitting mechanism for valve-operating comprises a cam sprocket 57 integrally combined with a front end of a left end of the camshaft 50 that is one end thereof; a driving sprocket integrally combined
20 with the crankshaft 15; and a timing chain 58 which crosses the cam sprocket 57 and the driving sprocket. The power transmitting mechanism for valve-operating is accommodated in the power transmitting chamber which is formed by the cylinder 11 and the cylinder head 12 and is located at the left side
25 of the cylinder 11 and the cylinder head 12 that is one side to a first orthogonal plane H1. Also, the power transmitting

329

chamber 59 formed on the cylinder head 12 among the power transmitting chamber adjoins the valve system chamber 25 in the diametrical direction from the cylinder axis L1 (hereinafter referred to as a diametrical direction) and in an axial direction A2 of a rotational center line L2 of the camshaft 50 (hereinafter referred to as an axial direction A2 of a camshaft). Here, the first orthogonal plane H1 is a plane which includes the cylinder axis L1 and crosses a reference plane H0 as described later at right angle.

In addition, in the valve characteristic varying mechanism M, members relating to the intake valve 22 and the exhaust valve 23 includes members corresponding to each other, and the intake driving cam 51, the exhaust driving cam 52, the link mechanisms M1i and M1e, the intake cam 53 and the exhaust cam 54 has the same basic structure. Therefore, the following description will be made of the members relating to the exhaust valve 23 and the description on the members relating to the intake valve 22 and the matters concerned will be written in parentheses as necessary.

Referring to FIGS. 2, 5, 8(A), 8(B), 9(A) to 9(D), 12(A) and 12(B), the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51) which is press-fitted into and fixed to the camshaft 50 has a cam surface formed over its entire circumferential surface.

This cam surface consists of a base circle portion 52a (51a) which does not rock the exhaust cam 54 (the intake cam 53) through the link mechanism M1e (M1i) and a cam swelled portion

33 30

52b (51b) which rocks the exhaust cam 54 (the intake cam 53) through the link mechanism M1e (M1i). The base circle portion 52a (51b) has a sectional shape of a circular arc with a predetermined radius from the rotational center line L2, and the cam swelled portion 52b (51b) has a sectional shape in which the radius from the rotational center line L2 increases and then decreases in the direction of the rotation direction R1 of the camshaft 50. Also, the base circle portion 52a (51a) sets a rocking position of the exhaust cam 54 (the intake cam 53) so that the exhaust main rocker arm 42 (the intake main rocker arm 41) comes in contact with the base circle portion 54a (53a) of the exhaust cam 54 (the intake cam 53), and the cam swelled portion 52b (51b) sets a rocking position of the exhaust cam 54 (the intake cam 53) so that the exhaust main rocker arm 42 (the intake main rocker arm 41) comes in contact with the base circle portion 54a (53a) of the exhaust cam 54 (the intake cam 53) and the cam swelled portion 54b (53b).

The link mechanisms M1i and M1e comprise the intake link mechanism M1i linked to the intake cam 53; and the exhaust link mechanism M1e linked to the exhaust cam 54. Referring to FIGS. 5 and 6, the exhaust link mechanism M1e (the intake link mechanism M1i) comprises a holder 60e (60i) which is pivotally supported by the camshaft 50 and rockable about the camshaft 50; an exhaust sub-rocker arm 66e (an intake sub-rocker arm 66i) which is pivotally supported by the holder 60e (60i) and is driven by the exhaust driving cam 52 (the intake driving

3/3

cam 51) to be rockable; a connecting link 67e (67i) whose one end is pivotally mounted to the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i) and whose other end is pivotally mounted to the exhaust cam 54 (the intake cam 53); and a control
5 spring 68 which pushes the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i) against the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51).

The holder 60e (60i) supported by the camshaft 50 through a bearing 69 into which the camshaft 50 is inserted comprises
10 a pair of first and second plates 61e and 62e (61i and 62i) spaced in the axial direction A2 of the camshaft and a connecting member which connects the first and the second plates 61e and 62e (61i and 62i) to each other in the axial direction A2 of the camshaft with a predetermined space left and pivotally
15 supports the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i). Also, this connecting member comprises a collar 63e (63i) which defines the predetermined space between the both plates 61e and 62e (61i and 62i) and functions as a supporting shaft which pivotally supports the exhaust sub-rocker arm 66e
20 (the intake sub-rocker arm 66i); and a rivet 64 which is inserted into the collar 63e (63i) and combines both plates 61e and 62e (61i and 62i) together. As shown in FIGS. 6, 8(A) and 8(B), mounting holes 61e3 and 62e3 (61i3 and 62i3) in which the bearings 69 which rockably support the respective plates
25 61e and 62e (61i and 62i) by the camshaft 50 are formed in the respective plates.

3/3 32

Referring to FIG. 5, the exhaust control link 71e (the intake control link 71i) of the controlling mechanism M3 is pivotally mounted to the first plate 61e (61i), and the exhaust control link 71e (the intake control link 71i) and the first plate 61e (61i) are connected to each other in such a the way that both can move relative to each other at connecting parts 71e2 and 61e1 (71i2 and 61i1) therebetween. More specifically, a connecting pin 61e1a (61i1a) which is pres-fitted into and fixed to a hole of the connecting part 61e1 (61i1) of the first plate 61e (61i) which functions as a connecting part on the holder side is inserted into the connecting part 71e2 (71i2) of the exhaust control link 71e (the intake control link 71i) which functions as a connecting member on the controlling mechanism side in such a way that the both can move relative to each other.

Also, on the second plate 62e (62i), a decompression cam 62e1 (62i1) (see FIGS. 8(A), 8(B), 12(A), and 12(B)) for facilitating the starting by slightly opening the intake valve 22 and the exhaust valve 23 in the compression stroke and thus lowering the compression pressure at the starting of the internal combustion engine E is formed. In addition, on the second plate 62e, a detected part 62e2 detected by a detecting part 94a of a rocking position detecting means 94 (see FIGS. 14(A) and 14(B)) is provided. The detected part 62e2 consists of a toothed part which meshes a toothed part constituting the detecting part 94a to engage in the rocking direction of the

2/13

second plate 62e. In addition, even though not used in the present embodiment, the second plate 61i is also provided with a part 62i2 corresponding to the detected part 62e2.

On the collar 63e (63i), a first spring holding portion 76 which holds one end of the control spring 68 including a compression coil spring and a movable-side holding portion 78 which holds one end of the pressing spring 55 including a compression coil spring are integrally formed and provided.

Both spring holding portions 76, 78 are arranged to adjoin the supporting point 66ea (66ia) of the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i) in the axial direction A2 of the camshaft and arranged in the circumferential direction of the collar 63e (63i) with a space left (see FIG. 6).

In addition, on the collar 63e (63i), a convex part 63e1 (63i1) which is fitted into a hole 62e4 (62i4) formed in the second plate 62e (62i) is formed at a position away from a rocking center line L3e (L3i) of the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i). The convex part 63e1 (63i1) and the hole 62e4 (62i4) constitute an engaging part which prevents relative rotation about the rocking center line L3e (L3i) which is located between the second plate 62e (62i) and the collar 63e (63i). This engaging part prevents the collar 63e (63i) to which the same direction of torque is exerted by the spring force of the control spring 68 and the pressing spring 55 from rotating relative to the first and second plates 61e and 62e (61i and 62i) due to the provision of the pair

37 34

of spring holding portions 76 and 78. Therefore, the operation that the pressing spring 55 applies the torque about the camshaft 50 to the link mechanisms M1i and M1e and the operation that the control spring 68 pushes against the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51) are surely performed.

Referring to FIGS. 2, 5, 6, 8(A), 8(B), 9(A) to 9(C), 12(A), and 12(B), the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i) which is arranged between the first and the second plates 61e and 62e (61i and 62i) along with the exhaust cam 54 (the intake cam 53) and the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51) comes in contact with the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51) at a roller 66eb (66ib) which functions as a contacting part which comes in contact with the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51) in the axial direction A2 of the camshaft, and is rockably supported by the supporting point 66ea (66ia) at its one end, and is fixed to the connecting pin 72 which is fixed to one end of the connecting link 67e (67i) at the connecting part 66ec (66ic) at its other end. For this reason, the exhaust sub-rocker arm 66e rocks about the collar 63e (63i) as a pivot center because the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51) rotates along with the camshaft 50.

The exhaust cam 54 (the intake cam 53) pivotally supported by the connecting pin 73 which is fixed to the other end of the connecting link 67e (67i) is composed of rocking cams which are supported by the camshaft 50 through the bearing 44 and

2/0 35

thus can rock about the camshaft 50. A cam surface is formed on a part of the circumferential surface of the exhaust cam.

This cam surface consists of the base circle portion 54a (53a) which keeps the exhaust valve 23 (the intake valve 22) closed; and the cam swelled portion 54b (53b) which pushes down and open the exhaust valve 23 (the intake valve 22). The base circle portion 54a (53a) has a sectional shape of a circular arc with a fixed radius from the rotational center line L2, and the cam swelled portion 54b (53b) has a sectional shape of a circular arc which is increased in its radius from the rotational center line L2 in the reverse rotation direction R2 (the rotation direction R1) of the camshaft 50. For this reason, the cam swelled portion 54b (53b) of the exhaust valve 23 (intake valve 22) has a shape in which the lift amount of the exhaust cam 54 gradually increases in the reverse rotation direction R2 (the rotation direction R1).

The exhaust cam 54 (the intake cam 53) is rocked by the same amount about the camshaft 50 along with the exhaust link mechanism M1e (the intake link mechanism M1i) by the driving force of the driving mechanism M2 transmitted through the controlling mechanism M3, while it is rocked about the camshaft 50 along with the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i) which is rocked by the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51). Moreover, the exhaust cam 54 (the intake cam 53) which rocks with respect to the camshaft 50 rocks the exhaust main rocker arm 42 (the intake

34 3b

main rocker arm 41), and opens or closes the exhaust valve 23 (the intake valve 22). For this reason, the exhaust cam 54 (the intake cam 53) is rocked by the driving force of the driving mechanism M2 which is sequentially transmitted through the holder 60e (60i), the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i) and the connecting link 67e (67i), and is rocked by the driving force of the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51) which is sequentially transmitted through the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i) and the connecting link 67e (67i).

The control spring 68 which generates a spring force to push the rotor 66eb (66ib) of the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i) against the exhaust driving cam 52 (the intake driving cam 51) is arranged between the collar 63e (63i) and the exhaust cam 54, and can be expanded or contracted in the circumferential direction of the camshaft 50 according to the rocking of the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake sub-rocker arm 66i). The other end of the control spring 68 having its one end held by the first spring holding portion 76 at the other end is held by the second spring holding portion 75 which is provided at a shelf-shaped protrusion integrally formed with the exhaust cam 54 (the intake cam 53).

The pressing spring 55 which always applies a spring force exerting torque in one direction of the rocking direction to the exhaust link mechanism M1e (the intake link mechanism M1i) has its one end held by the movable-side spring holding portion

40 37

78 of the holder 60e (60i), and has its other end held by the fixed-side spring holding portion 79 which is provided in the camshaft holder 29 which functions as a fixing member fixed to the cylinder head 12.

5 The spring force of the pressing spring 55 which pushes the exhaust link mechanism M1e (the intake link mechanism M1i) against the cylinder 11 side directly acts on the holder 60e (60i) and pushes them toward the direction facing the cylinder 11, and the torque from each spring force which acts on the
10 holder 60e (60i) turns to the one direction. Moreover, the one direction is set to the same direction as that of the torque that acts on the exhaust cam 54 (the intake cam 53) by the reaction force acting on the exhaust cam 54 (the intake cam 53) from the exhaust valve 23 (the intake valve 22) when the
15 exhaust cam 54 (the intake cam 53) opens the exhaust valve 23 (the intake valve 22). For this reason, the direction that the spring force of the pressing spring 55 always pushes the connecting part 61e1 (61i1) against the connecting part 71e2 (71i2) in the rocking direction is the same as the direction
20 that the reaction force pushes the connecting part 61e1 (61i1) against the connecting part 71e2 (71i2) in the rocking direction on the basis of the torque that acts on the holder 60e (60i) from the exhaust cam 54 (the intake cam 53) through the connecting link 67e (67i) and the exhaust sub-rocker arm 66e (the intake
25 sub-rocker arm 66i).

Furthermore, in the respective connecting parts 71e2 and

4/30

61e1 (71i2 and 61i1) between which a slight gap exists due to the pivotal mounting, the pressing spring 55 always pushes one connecting part 61e1 (61i1) against the other connecting part 71e2 (71i2) in the rocking direction. When the first
5 plate is rocked by the exhaust control link 71e (exhaust control link 71i), the effect of the gap between the connecting part 71e2 (71i2) and the connecting part 61e1 (61i1) is removed and the movement of the exhaust control link 71e (the intake control link 71i) is accurately transmitted to the holder 60e
10 (60i).

With reference to FIGS. 2, 5, 12(A) and 12(B), the controlling mechanism M3 comprises a cylindrical control shaft 70 which functions as a control member driven by the driving mechanism M2; and control links 71i and 71e which transmit
15 the movement of the control shaft 70 to the link mechanisms M1i and M1e and rocks the link mechanisms M1i and M1e about the camshaft 50.

The control shaft 70 is movable in the direction parallel to the cylinder axis L1. Accordingly, the control shaft 70
20 includes the rotational center line L2 of the camshaft 50 and is movable in the direction parallel to the reference plane H0 parallel to the cylinder axis L1.

The control links 71i and 71e are composed of the intake control link 71i and the exhaust control link 71e. The intake
25 control link 71i is pivotally mounted to the control shaft 70 by the connecting part 71i2 as a second intake connecting

✓ 23a

part and pivotally mounted to the connecting part 61i1 of the first plate 61i of the intake link mechanism M1i by the connecting part 71i1 as a first intake connecting part. The exhaust control link 71e is pivotally mounted to the control shaft 70 by the connecting part 71e1 as a first exhaust connecting part, and pivotally mounted to the connecting part 61e1 of the first plate 61e of the exhaust link mechanism M1e by the connecting part 71e2 as a second exhaust connecting part. The connecting part 71i1 of the intake control link 71i and the connecting part 70a of the control shaft 70 respectively have a hole into which a connecting pin 71e3 which is press-fitted into and fixed to the hole of the connecting part 71e1 of the exhaust control link 71e is inserted in such a manner to be relatively rotatable, and they are pivotally supported by the connecting pin 71e3. The bifurcated connecting parts 71i2 and 71e2 respectively have a hole into which the connecting pins 61i1a and 61e1a of the connecting parts 71i2 and 71e2 are inserted in such a manner to be relatively rotatable, and they are pivotally mounted to the connecting pins 61i1a and 61e1a. Also, in the respective connecting parts 71e1 (71i1) and 70a between which a slight gap exists due to the pivotal mounting, the connecting part 71e1 (71i1) is always pushed against the connecting part 70a. Therefore, the effect of the gap (play) between the connecting part 71e1 (71i1) and the connecting part 70a is removed and the movement of the exhaust control link 70 is transmitted to the exhaust control link 71e (the intake control

47/40

link 71i) accurately.

Also, the pivotal center line L4i of the connecting part 71i1 (see FIGS. 2, 12(A) and 12(B)) and the pivotal center line L4e of the connecting part 71e1 (see FIGS. 2, 12(A), and 12(B)) constitute the common pivotal center line at the connecting part 70a of the control shaft 70, and are arranged parallel to the rotational center line L2 in a state deviated to the exhaust side which is one side with respect to the reference plane H0 by a predetermined deviation e (see FIGS. 2 and 7), and the pivotal center line L5i of the connecting part 71i2 (see FIGS. 2, 12(A), and 12(B)) is arranged parallel to the rotational center line L2 at the exhaust side. The pivotal center line L5e (see FIGS. 2, 12(A), and 12(B)) of the connecting part 71e2 is arranged parallel to the rotational center line L2 at the intake side that is the other side with respect to the reference plane H0. For this reason, as shown in FIG. 7, the central axis L6 of the control shaft 70 is parallel to the cylinder axis L1 and deviated to the exhaust side from the reference plane H0 by an deviation e. Here, the intake side means a side where the intake valve 22 is arranged with respect to the reference plane H0, and the exhaust side means a side where the exhaust valve 23 is arranged with respect to the reference plane H0.

Also, the length of the intake control link 71i which is the distance between both pivotal center lines L4i and L5i is set to be longer than the length of the exhaust control

4/11

link 71e which is the distance between both pivotal center lines L4e and L5e. Both pivotal center lines L5i and L5e are arranged with the same distance from the rotational center line L2 on the same cylindrical surface from the rotational center line L2 about the camshaft 50, and is located at the side where the control shaft 70 and the pivotal center lines L4i and L4e are arranged with respect to the second orthogonal plane H2 which includes the rotational center line L2 and crosses the first orthogonal plane at right angle. Also, the pivotal center line L5i is located at a position nearer to the second orthogonal plane H2 than the pivotal center line L5e.

For this reason, the pivotal center lines L4i and L4e which are the common pivotal center line are deviated to the exhaust side from the reference plane H0 by an deviation e, or the link length of the intake control link 71i is set to be longer than that of the exhaust control link 71e. As a result, the rocking amount of the pivotal center line L5i about the camshaft 50, and thus the rocking amount of the intake link mechanism M1i and the intake cam 53 become larger than that of the exhaust link mechanism M1e and the exhaust cam 54 to the moving distance of the control shaft 70 driven by the driving mechanism M2.

Referring to FIGS. 6 and 10, the driving mechanism M2 which drives the control shaft 70 comprises the electric motor 80 which is mounted on the head cover 13 and can rotate reversibly; and a transmitting mechanism M4 which transmits the rotation

of the electric motor 80 to the control shaft 70. Also, the controlling mechanism M3 and the driving mechanism M2 are arranged opposite to the cylinder 11 and the combustion chamber 16 with respect to the second orthogonal plane H2.

5 The electric motor 80 comprises a cylindrical main body 80a which accommodates a heat generating part such as a coil part and which has a central axis L1 parallel to the cylinder axis L1; and an output shaft 80b which extends parallel to the cylinder axis L1. The electric motor 80 is arranged outside
10 the cylinder head 12 and the head cover 13 in the diametrical direction of the valve system chamber 25. Also, the power transmitting chamber 59 is arranged on the left side of the first orthogonal plane H1, and the main body 80a and the ignition plug 19 are arranged on the other side, i.e., the right side
15 of the first orthogonal plane H1. In the main body 80a, a through-hole 80a2 is formed in a mounted part 80a1 combined with a mounting part 13a which is formed on the head cover 13 to protrude in a shape of a visor in the diametrical direction, and the output shaft 80b passes through the through-hole 80a2
20 and protrudes to the outside of the main body 80a and extends to the inside of the valve system chamber 25. The main body 80a is located at a position where the entire main body is covered with the mounting part as seen in the axial direction A1 of cylinder from the head cover 13 side or from the front
25 of the head cover 13 (see FIG. 10).

Referring to FIGS. 2, 5 and 10, in the valve system chamber

43

25, the transmitting mechanism M4 arranged between the camshaft holder 29 and the head cover 13 in the axial direction A1 of the cylinder consists of a reduction gear 81 which meshes with a driving gear 80b1 formed on an output shaft 80b which passes through the head cover 13 and extends into the valve system chamber 25; and an output gear 82 which meshes with the reduction gear 81 and is rotatably supported by the cylinder head 12 through the camshaft holder 29. The reduction gear 81 is rotatably supported by a supporting shaft 84 which is supported by the head cover 13 and a cover 83 which covers the opening 13c formed in the head cover 13, and comprises a large gear 81a which meshes with the driving gear 80b1; and a small gear 81b which meshes with the output gear 82. The output gear 82 comprises a cylindrical boss part 82a which is rotatably supported by a holding tube 88 combined with the camshaft holder 29 with bolts through a bearing 89.

The output gear 82 and the control shaft 70 are drivingly connected to a feed screw mechanism which functions as a motion converting mechanism that converts the rotational motion of the output gear 82 to the straight reciprocating motion of the control shaft 70 which is parallel to the cylinder axis L1. The feed screw mechanism comprises a female screw part 82b, such as a trapezoidal screw, formed on an inner circumferential surface of the boss part 82a; and a male screw part 70b, such as a trapezoidal screw, formed on an outer circumferential surface of the control shaft 70 and screwed

4/7/81

to the female screw part 82b. The control shaft 70 is slidably fitted to the outer circumferential surface of the guide shaft 90 which is fixed to the boss part 82a can advance to or retreat from the camshaft 50 in the axial direction A1 of the cylinder through a through-hole 91 (see FIG. 7) formed on the camshaft holder 29 in a state in which it is guided by the guide shaft 90.

Referring to FIG. 5, the electric motor 80 is controlled by the electronic control unit (hereinafter referred to as ECU) 92. For this reason, detection signals from a starting detecting means which detects the starting timing of the internal combustion engine E constituting the operating state detecting means and an engine revolution speed detecting means which detects the engine revolution speed as well as the required output amount detecting means 95 and the engine temperature detecting means 96; and also detection signals from a rocking position detecting means of 94 (for example, composed of potentiometer) which detects a rocking position which is a rocking angle of the holder 60e of the exhaust link mechanism M1e which is rocked by the electric motor 80 and further the exhaust cam 54 with respect to the camshaft 50 are input to ECU 92

The storage unit of ECU 92 stores a valve control map in which the rocking position is set with the operating amount D as a parameter. Also, ECU 92 controls the electric motor 80 to be located at a the rocking position set by the valve

U/S

control map according to the operating amount D detected by the required output amount detecting means 95, and the actual rocking position of the holder 69e of the exhaust link mechanism M1i which is detected by the rocking position detecting means, in other words, the actual rocking position of the exhaust cam 54. For this reason, if the position of the control shaft 70 which is driven by the electric motor 80 is changed, the rocking position which is the rotational position of the exhaust link mechanism M1e (the intake link mechanism M1i) and the exhaust cam 54 (the intake cam 53) relative to the camshaft 50 is changed according to the operating amount D, and the valve operation characteristic of the exhaust valve 23 (the intake valve 22) is controlled according to the operating state of the internal combustion engine E.

The detailed description is as follows:

As shown in FIG. 11, the intake valve and the exhaust valve open or close respectively according to basic operating characteristics of the valve operation characteristics Ki and Ke which are controlled by the valve characteristic varying mechanism M which changes the opening and closing timing and the maximum lift amount, i.e., an arbitrary intermediate operating characteristic between a maximum valve operation characteristic Kimax (Kemax) and a minimum valve operation characteristic Kimin (Kemin) in which the maximum valve operation characteristics Kimax and Kemax and the minimum valve operation characteristics Kimin and Kemin are used as boundary values.

44/ab

For this reason, in the intake valve 22, as the opening timing retards continuously, the closing timing advances continuously, the opening period becomes shorter continuously, the rotation angle of the camshaft 50 (or the crank angle which is the rotating position of the crankshaft 15) where the maximum lift amount can be obtained retards continuously, and the maximum lift amount becomes smaller continuously. Also, at the same time with the change in the valve operation characteristic of the intake valve 22, in the exhaust valve 23, as its opening timing retards continuously, the closing timing advances continuously, the opening period becomes shorter continuously, and the rotation angle of the camshaft 50 where the maximum lift amount can be obtained advances continuously and the maximum lift amount becomes smaller continuously.

Referring to FIGS. 12(A) and 12(B), when the control shaft 70 and the intake control link 71 which are driven by the driving mechanism M2 occupy the first position shown in FIGS. 12(A) and 12(B), the opening timing of the intake valve 22 becomes the most advanced angle position $\theta_{i\max}$ and its closing timing becomes the most retarded angle position $\theta_{ic\max}$, and the maximum valve operation characteristic $K_{i\max}$ in which both the opening period and the maximum lift amount become the maximum can be obtained. At the same time, the opening timing of the exhaust valve 23 becomes the most advanced angle position $\theta_{e\max}$ and its closing timing becomes the most retarded angle position $\theta_{ec\max}$, and the maximum valve operation characteristic $K_{e\max}$

7/10/47

in which both the opening period and the maximum lift amount become the maximum can be obtained.

In addition, in FIGS. 12(A), 12(B), 13(A), and 13(B), the state of the exhaust link mechanism M1e (the intake link mechanism M1i) and the exhaust main rocker arm 42 (the intake main rocker arm 41) are indicated by solid lines when the exhaust valve 23 (the intake valve 22) opens, and the state outline of the exhaust link mechanism M1e (the intake link mechanism M1i) and the exhaust main rocker arm 42 (the intake main rocker arm 41) is indicated by two-dot chain lines when the exhaust valve 23 (the intake valve 22) opens with the maximum lift amount.

When a valve operation characteristic is shifted from the state where the maximum valve operation characteristic Kimax (Kemax) can be obtained to the state where the minimum valve operation characteristic Kimin (Kemin) can be obtained by the valve characteristic varying mechanism M according to the operating state of the internal combustion engine E, the electric motor 80 drives to rotate the output gear 72, and the feed screw mechanism advances the control shaft 70 toward the camshaft 50. In this case, on the basis of the driving amount of the electric motor 80, the control shaft 70 rocks the intake link mechanism M1i and the intake cam 53 about the camshaft 50 in the rotation direction R1 through the intake control link 71i, and simultaneously rocks the exhaust link mechanism M1e and the exhaust cam 54 about the camshaft 50

5/A

in the reverse rotation direction R2 through the exhaust control link 71e.

Moreover, when the control shaft 70 and the exhaust control link 71e occupy the second position shown in FIGS. 13(A) and 13(B), the opening timing of the intake valve 22 becomes the most retarded angle position θ_{iomin} and its closing timing becomes the most advanced angle position θ_{icmin} , and the minimum valve operation characteristic K_{imax} in which both the opening timing and the maximum lift amount altogether become the minimum can be obtained. At the same time, the opening timing of the exhaust valve 23 becomes the most retarded angle position θ_{eomin} , and its closing timing becomes the most advanced angle position θ_{ecmin} , and the minimum valve operation characteristic K_{emin} in which both the opening timing and the maximum lift amount become the minimum can be obtained.

Moreover, when the control shaft 70 is shifted from the second position to the first position, the electric motor 80 drive to rotate the output gear 82 in the counter direction, and the feed screw mechanism retreats the control shaft 70 to be separated from the camshaft 50. In this case, the control shaft 70 rocks the intake link mechanism M1i and the intake cam 53 about the camshaft 50 in the reverse rotation direction R2 through the intake control link 71i, and simultaneously rock the exhaust link mechanism M1e and the exhaust cam 54 about the camshaft 50 in the rotation direction R1 through the exhaust control link 71e.

2/49

In addition, when the control shaft 70 occupies a position between the first position and the second position, for the exhaust valve 23 (the intake valve 22), numerous intermediate valve operation characteristics such as the opening timing, the closing timing, the valve opening period and the maximum lift amount, which are set to values of valve operation characteristics between the maximum valve operation characteristic Kemax (Kimax) and the minimum valve operation characteristic Kemin (Kimin), can be obtained.

Moreover, in addition to the basic operating characteristic, the intake valve and the exhaust valve are respectively opened or closed according to an auxiliary operating characteristic by the valve characteristic mechanism M. Specifically, the fact that the decompression operating characteristic is obtained as the auxiliary operating characteristic will be described with reference to FIGS. 14(A) and 14(B). In the compression stroke at the starting of the internal combustion engine E, the electric motor 80 drives to rotate the output gear 82 in the counter direction, and the control shaft 70 occupies a decompression position where it retreats to be separated from the camshaft 50 over the first position. In this case, the exhaust link mechanism M1e (the intake link mechanism M1i) and the exhaust cam 54 (the intake cam 53) rock in the rotation direction R1 (the reverse rotation direction R2), and the decompression cam 62e1 (62i1) of the second plate 62e (62i) comes in contact with the decompression part 42d (41d) provided

V 30

in the vicinity of the roller 42c (41c) of the exhaust main rocker arm 42 (the intake main rocker arm 41), and the roller 42c (41c) is separated from the exhaust cam 54 (the intake cam 53), and the exhaust valve 23 (the intake valve 22) opens
5 with a small degree of decompression opening.

Referring to FIG. 11, the overlap period P_a and the non-overlap period P_b of the intake valve 22 and the exhaust valve 23 at the intake top dead center changes according to the valve operation characteristic of the intake valve 22 and
10 the exhaust valve 23. In other words, at the maximum valve operation characteristics K_{imax} and K_{emax} , the maximum overlap period P_{ax} can be obtained, and at the minimum valve operation characteristics K_{imin} and K_{emin} , the maximum non-overlap period P_{bx} can be obtained, and at the intermediate valve operation
15 characteristic between both the maximum and minimum valve operation characteristics, the overlap period P_a decreases to be zero and the non-overlap period P_b increases from zero as the valve operation characteristic is shifted from the maximum K_{imax} (K_{emax}) to the minimum K_{imin} (K_{emin}). During the overlap
20 period P_a , in the vicinity of the intake top dead center, the exhaust valve 23 and the intake valve 22 are open together, and the crank angle (or the rotation angle of the camshaft) is in a range between the closing timing of the exhaust valve 23 and the opening timing of the intake valve 22. During the
25 non-overlap period P_b , in the vicinity of the intake top dead center, the exhaust valve 23 and the intake valve 22 are open

5/5

together, and the crank angle (or the rotation angle of the camshaft) is in a range between the closing timing of the exhaust valve 23 and the opening timing of the intake valve 22.

Also, as shown in FIG. 4(C), if the engine temperature
5 detecting means 96 detects that the internal combustion engine
is during warming-up, ECU 92 controls the electric motor 80
on the basis of the valve control map to control the valve
operation characteristic of the intake valve 22 and the exhaust
valve 23 so as to obtain the overlap period P_a fixed at a
10 predetermined amount regardless of the operating amount D ,
specifically, the maximum overlap period P_{ax} , over the entire
load range of the internal combustion engine E . Here, during
the warming-up, the valve characteristic varying mechanism
 M controls the valve operation characteristic so as not to
15 form non-overlap period P_b over the entire load range by opening
or closing the intake valve 22 and the exhaust valve 23 according
to the maximum valve operation characteristics K_{imax} and K_{emax} .

In addition, if the engine temperature detecting means
96 detects that the internal combustion engine is after the
20 warming-up, as shown in FIG. 4(D), ECU 92 makes the valve
characteristic varying mechanism M control the valve operation
characteristic to control the engine output with the control
of the overlap period P_a or the non-overlap period P_b according
to the operating amount D so as to obtain the engine output
25 corresponding to the required amount in cooperation with the
throttle valve 30 over the entire load range of the internal

2/5

combustion engine E.

Referring to FIGS. 4(A) to 4(D) and 11, the valve characteristic varying mechanism M controls the valve operation characteristic to obtain the maximum non-overlap period Pbx before the non-overlap period Pb increases to reach a certain load Da, after the overlap period Pa decreases to be zero with an increase in the required amount in a first load range Fa, and to obtain the maximum overlap period Pax at the maximum load (the maximum operating amount) Db with the increase in the overlap period Pa, after the non-overlap period Pb decreases from the maximum non-overlap period Pbx to zero with the increase in the required amount in the second load range Fb.

The internal EGR rate N indicates the ratio of the amount of the fresh air in the combustion chamber 16 and the amount of the burned gas remaining in the combustion chamber 16, and is defined as the following equation.

$$N = V_{ce} / (V_c - V_{ca})$$

here, V_c : cylinder volume at the intake bottom dead center

V_{ca} : cylinder volume when the intake valve has the effective lift amount.

V_{ce} : cylinder volume when the exhaust valve has the effective lift amount.

Effective lift amount of the intake valve: the lift amount of the intake valve when fresh air substantially begins to flow into the combustion chamber through the open intake valve from the intake port

363

Effective lift amount of the exhaust valve: the lift amount of the exhaust valve when the burned gas substantially finishes flowing out the combustion chamber to the exhaust port through the open exhaust valve

5 For this reason, the internal EGR rate N continuously increases from the minimum internal EGR rate N_n to the maximum internal EGR rate N_x as the valve operation characteristic is shifted from the maximum valve operation characteristics K_{imax} and K_{emax} to the minimum valve operation characteristics K_{imin} and K_{emin} in the control range which is defined by the
10 minimum internal EGR rate N_n which can be obtained at the maximum overlap period P_{ax} according to the maximum valve operation characteristics K_{imax} and K_{emax} , and the maximum internal EGR rate N_x which can be obtained at the maximum non-overlap period
15 P_{bx} according to the minimum valve operation characteristics K_{imin} and K_{emin} .

Also, during warming-up of the engine, the valve characteristic varying mechanism M controls the valve operation characteristic of the intake valve 22 and the exhaust valve
20 23 to maintain the internal EGR rate N at the minimum internal EGR rate N_n regardless of the operating amount D over the entire load range. Also, after the warming-up, the valve characteristic varying mechanism M controls the engine output by using the internal EGR rate N or the internal EGR amount
25 defined by the internal EGR rate N by controlling the overlap period P_a or the non-overlap period P_b according to the operating

27/54

amount D over the entire load range. More specifically, after the warming-up, the valve characteristic varying mechanism M controls the valve operation characteristic of the intake valve 22 and the exhaust valve 23 to obtain the maximum internal EGR rate N_x before the internal EGR rate N increases with the increase in the operating amount D from the minimum internal EGR rate N_n of no-load and reaches a certain load D_a in the first load range F_a , and controls the valve operation characteristic of the intake valve 22 and the exhaust valve 23 to obtain the minimum internal EGR rate N_n at the maximum load D_b by decreasing the internal EGR rate N from the maximum internal EGR rate N_x at a certain load D_a with the increase in the operating amount D.

In addition, if the effective opening timing that the intake valve 22 opens with the effective lift amount and the effective closing timing when the exhaust valve 23 opens with the effective lift amount are used as the opening timing when the intake valve 22 is separated from the valve seat 24 and actually opens, it is possible to indicate the overlap period P_a and the non-overlap period P_b with the effective overlap period P_{ae} and the effective non-overlap period P_{be} . Moreover, in the present embodiment, the effective lift amount of the intake valve 22 and the exhaust valve 23 are the same value.

Hereinafter, the control of the valve operation characteristic by the valve characteristic varying mechanism M will be described with the use of the effective non-overlap

1/5

period P_{be} defined by the effective opening timing and the effective closing timing. During warming-up, the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic of the intake valve 22 and the exhaust valve 23 over the entire load range to fix both the effective overlap period P_{ae} and the effective non-overlap period P_{be} at zero, and after the warming-up, the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic of the intake valve 22 and the exhaust valve 23 in the first load range F_a to increase the effective non-overlap period P_{be} from zero of no-load to the maximum value at a certain load D_a with the increase in the operating amount D , and in the second load range F_b to decrease the effective non-overlap period P_{be} from the maximum value to zero at the maximum load when the operating amount D becomes the maximum with the increase in the operating amount D . In addition, in the present embodiment, the rotation angle (crank angle) of the camshaft 50 when the effective overlap period P_{ae} and the effective non-overlap period P_{be} become zero is the intake top dead center.

Also, when the effective overlap period P_{ae} and the effective non-overlap period P_{be} which can be obtained by the intake valve 22 and the exhaust valve 23 which open or close at the maximum valve operation characteristics K_{imax} and K_{emax} become the minimum value of zero, the internal EGR rate N becomes the minimum internal EGR rate N_n , and when the effective non-overlap period P_{be} which can be obtained by the intake

4/5

valve 22 and the exhaust valve 23 which open or close at the minimum valve operation characteristics K_{imin} and K_{emin} become the maximum value P_{bex} , the internal EGR rate N becomes the maximum EGR rate N_x .

5 Next, the operation and effects of the present embodiment constructed as described above will be described.

During the warming-up of the internal combustion engine E , the throttle controlling mechanism T controls the opening degree of the throttle valve 30 to increase the opening degree
10 with the increase in the operating amount M over the entire load range of the internal combustion engine, and the valve characteristic varying mechanism M controls the valve operation characteristic of the intake valve 22 and the exhaust valve 23 so as not to form the non-overlap period over the entire
15 load range, and the control of the internal combustion engine E is performed in the control mode during the warming-up to make the internal EGR rate N the minimum in the control range of the internal EGR rate N . Thereby, fresh air is controlled by the throttle valve 30 according to the operating amount
20 D and supplied to the combustion chamber 16 over the entire load range during the warming-up. On the other end, since the non-overlap period P_b is not formed by the valve characteristic varying mechanism M , the internal EGR rate N becomes smaller than the internal EGR rate N when the non-overlap
25 period P_b forms and is controlled to be the minimum in the control range of the internal EGR rate N . Thus, the

~~6D~~ 5

combustibility improves, and the combustion temperature also becomes high over the entire load range, the combustibility improves. Therefore, the stability of the combustion improves and the combustion temperature becomes high, which promotes
5 the warming-up of the internal combustion engine. In addition, because the combustion temperature becomes high, the warming-up of the catalyst device which is provided in the exhaust system and functions as the exhaust gas purifier is also promoted. Therefore, the activation of the catalyst device becomes faster,
10 and the exhaust gas purification performance improves.

After the warming-up of the internal combustion engine E, the throttle controlling mechanism T controls the opening degree of the throttle valve 30 to make the throttle valve 30 fully open at a certain load Da from the idle opening degree
15 with the increase in the operating amount D in the first load range Fa, and control the throttle valve 30 to fully open in the second load range Fb. The valve characteristic varying mechanism M controls the engine output by the internal EGR rate N by controlling the overlap period Pa or the non-overlap
20 period Pb according to the operating amount D over the entire load range, and controls the internal combustion engine E in the post warming-up control mode to control a valve operation characteristic to obtain the maximum internal EGR rate Nx at the predetermined load Da by the maximum non-overlap period
25 Pbx. As a result, the pumping loss further decreases and the fuel efficiency improves over the entire load range, especially,

6/5

in the first load range. On the other hand, over the entire load range, the engine output is controlled at the internal EGR rate N by controlling the overlap period P_a and the non-overlap period P_b to obtain the engine output corresponding to the operating amount D . Thus, the pumping loss decrease and the amount of generation of NO_x decreases, and the internal EGR rate N becomes the maximum at the predetermined load D_a . Thus, the pumping loss and the amount of generation of NO_x in the low-load range F_1 in the vicinity of the predetermined load D_a drastically decreases, which leads to improvement in the fuel efficiency and the exhaust gas purification performance.

Moreover, in the warming-up control mode, the valve characteristic varying mechanism M controls the intake valve 22 and the exhaust valve 23 to increase internal EGR rate N with the increase in the operating amount D from the minimum internal EGR rate N_n at no-load so as to obtain the maximum internal EGR rate N_x at the predetermined load D_a in the first load range F_a , and to decrease internal EGR rate N with the increase in the operating amount D from the maximum internal EGR rate N_x at the predetermined load D_a so as to obtain the minimum internal EGR rate N_n at the maximum load D_b in the second load range F_b . As a result, in the first load range F_a , the internal EGR rate N increases to suppress the inflow of fresh air to the combustion chamber 16 caused by the large opening degree of the throttle valve. Thus, the pumping loss and the amount of generation of NO_x decreases, and in the second

Q2 51

load range F_b , the non-overlap period P_b decrease with the increase in the operating amount D and the internal EGR rate N decreases, and the amount of fresh air supplied to the combustion chamber 16 increases. Thus, as the load approaches the
5 predetermined load D_a , the internal EGR rate N becomes large.
As a result, the pumping loss decreases, and the amount of generation of NO_x decreases, so that the fuel efficiency and the exhaust gas purification performance improve. Also, in the high-load range F_c , large engine output can be obtained
10 to secure a desired engine output corresponding to the required amount.

In the first load range F_a , the valve characteristic varying mechanism M controls the valve operation characteristic to obtain the maximum internal EGR rate N_x , or the maximum
15 non-overlap period P_{bx} and the maximum effective non-overlap Period P_{bex} in the load range lower than the predetermined load D_a . As a result, the pumping loss in the first load range F_a further decreases, the fuel efficiency improves, and the exhaust gas purification performance improves.

20 The valve characteristic varying mechanism M controls the valve operation characteristic to decrease the maximum lift amount of the intake valve 22 with the decrease in the overlap period P_a , the increase in the non-overlap period P_b , the increase in the effective non-overlap period P_{be} from the
25 state in which both the effective overlap period P_{ae} and effective non-overlap period P_{be} are zero, or the increase in the internal

43 60

EGR rate N . As a result, when the overlap period P_a is large, when the non-overlap period P_b is small or when the internal EGR rate N is small, the maximum lift amount of the intake valve 22 is large. Thus, the pumping loss decreases. In
5 addition, in the vicinity of the predetermined load D_a , when the overlap period P_a is small, when the non-overlap period P_b is large, the effective non-overlap period P_{be} is large, or when the internal EGR rate N is large, the large internal EGR rate decrease the pumping loss. Thus, the pumping loss
10 in the first load range F_a and in the vicinity of the predetermined load D_a decrease, and the fuel efficiency improves.

At the same time, the valve characteristic varying mechanism M controls the valve operation characteristic to decrease the maximum lift amount of the exhaust valve 23 with the decrease
15 in the overlap period P_a , the increase in the non-overlap period P_b , the increase in the effective non-overlap period P_{be} from the state that both the effective overlap period P_{ae} and effective non-overlap period P_{be} are zero, or the increase in the internal EGR rate N . As a result, when the overlap period P_a is large, when the non-overlap period P_b is small, when the effective
20 overlap period P_{be} is small, or when the internal EGR rate N is small, the maximum lift amount of the exhaust valve 23 is large. Thus, the pumping loss decreases. In addition, in the vicinity of the predetermined load D_a , when the overlap
25 period P_a is small, when the non-overlap period P_b is large, when the effective non-overlap period P_{be} is large, or when

64/61

the internal EGR rate N is large, the large internal EGR rate N decreases the pumping loss. Thus, the pumping loss in the first load range F_a and in the vicinity of a certain load D_a decrease, and the fuel efficiency even at this point improves.

5 The valve characteristic varying mechanism M controls the valve operation characteristic to make the effective overlap period P_{ae} and the effective non-overlap period P_{be} zero at the maximum overlap period P_{ax} or the minimum internal EGR rate N_n . As a result, the control of the internal EGR rate
10 N begins in the control range of the internal EGR rate N on the basis of the time when the outflow of the burned gas from the combustion chamber 16 substantially stops and the inflow of fresh air to the combustion chamber 16 substantially begins.

 Therefore, the control accuracy of internal EGR rate N becomes
15 high, and its control range can be expanded. Thus, the control accuracy of the engine output by the control of the internal EGR rate N or the effective non-overlap period P_{be} can be improved.

 In the valve characteristic varying mechanism M , when driven by the driving mechanism M_2 in the direction that the
20 internal EGR rate N increases due to the decrease in the overlap period P_a , the increase in the non-overlap period P_b or the effective non-overlap period P_{be} , the controlling mechanism M_3 connects the driving mechanism M_2 to each of the link mechanisms M_{li} and M_{le} to make the retarded amount at the opening timing
25 of the intake valve 22 by the intake link mechanism M_{li} larger than the advanced amount at the closing timing of the exhaust

6/8

valve 23 by the exhaust link mechanism M1e. As a result, the valve characteristic varying mechanism M decrease the overlap period Pa and increases the non-overlap period Pb in the increasing direction of the internal EGR rate N, or when the effective overlap period Pbe is increased, the retarded amount at the opening timing of the intake valve 22 becomes larger than the advanced amount at the closing timing of the exhaust valve 23. Thus, when the pressure of the burned gas remaining in the combustion chamber 16 becomes high with the advance of the closing timing of the exhaust valve 23, comparing to the case in which the retarded amount of the opening timing of the intake valve 22 is smaller than the advanced amount of the closing timing of the exhaust valve 23, the intake valve 22 begins to open when the pressure of the combustion chamber 16 is lower. Thus, the blowing-back of the intake air is prevented or suppressed.

The pivotal center line L4i and the pivotal center line L4e are deviated to the exhaust side from the reference plane H0 and arranged parallel to the rotational center line L2, the pivotal center line L5i is disposed at the exhaust side and the pivotal center line L5e is disposed at the intake side.

As a result, when the control shaft 70 moves, the intake link mechanism M1i rocks about the camshaft 50 by a larger rocking amount than the exhaust link mechanism M1e, whereby the valve operation characteristic in which the retarded amount at the opening timing of the intake valve 22 becomes larger than the

advanced amount at the closing timing of the exhaust valve 23 can be obtained. Thus, the sharing of the control shaft 70 of the controlling mechanism M3 with the intake link mechanism M1i and the exhaust link mechanism M1e, and also the arrangement of the pivotal center line L4i, the pivotal center line L4e, the pivotal center line L5i and the pivotal center line L5e with respect to the reference plane H0 makes the size of the valve characteristic varying mechanism M smaller and makes its structure simpler.

The pivotal center line L4i and the pivotal center line L4e are arranged parallel to the rotational center line L2, the pivotal center line L5i is disposed at the exhaust side and the pivotal center line L5e is disposed at the intake side.

The link length of the intake control link 71i is longer than of the exhaust control link 71e. As a result, when the control shaft 70 moves, the intake link mechanism M1i rocks about the camshaft 50 by a larger pivoting amount than the exhaust link mechanism M1e whereby the valve operation characteristic in which the retarded amount at the opening timing of the intake valve 22 becomes larger than the advanced amount at the closing timing of the exhaust valve 23 can be obtained. Thus, the control shaft 70 of the controlling mechanism M3 is shared with the intake link mechanism M1i and the exhaust link mechanism M1e. In addition, the pivotal center line L5i and the pivotal center line L5e are respectively arranged at either side of the reference plane H0, and the link length of the intake control

6X 6A

link 71i is longer than that of the exhaust control link 71e, so that the size of the valve characteristic varying mechanism becomes smaller and its structure becomes simpler.

Moreover, the pivotal center line L4i and the pivotal
5 center line L4e constitute the common pivotal center line. Thus, the size of the valve characteristic varying mechanism M becomes smaller and its structure becomes simpler.

Hereinafter, another embodiment in which a part of the construction of the above-described embodiment is modified
10 described above will be described.

The predetermined load Da may be any load in the middle-load range F2. The opening and closing timings only of the exhaust valve of the opening and closing timings of the intake and exhaust valves may be changed to control the overlap period
15 and the non-overlap period. The fuel supply system may be a fuel injection valve that directly injects fuel into the combustion chamber.

The internal combustion engine can be a multi-cylinder internal combustion engine. Also, an internal combustion
20 engine in which a number of intake valves or exhaust valves are provided in a single cylinder or an internal combustion engine in which a plurality of exhaust valves and one or a plurality of intake valves are provided in a single cylinder may be used.

25 At the predetermined load Da and in the second load range Fb, the throttle valve 30 may open fully, and at the maximum

6/6 6

overlap period P_{ax} or the minimum internal EGR rate N_n , the effective overlap period P_{ae} and the effective non-overlap period P_{be} may be almost zero, and during warming-up, the internal EGR rate N may be almost the minimum over the entire load range.

5 In this case, 'almost' means respectively the range with no meaningful difference in their operating effects compared to the case in which the internal EGR rate N is the minimum, when the throttle valve 30 opens fully, when the effective overlap period P_{ae} and the effective non-overlap period P_{be} are zero.

10

The present invention is described in detail referring to specific embodiments, however, it will be apparent to those skilled in the art that various modifications and variations can be made to the described embodiments without departing from the spirit or scope of the invention.

15

The present application is based on Japanese Patent Application (P.2004-012494), filed on January 20, 2004, the contents of which are incorporated herein by reference.

20

Industrial Applicability:

According to the present invention, over the entire load range, especially, in a low-load range, or in a low-load range and an middle-load range, the pumping loss further decreases and thus the fuel efficiency improves. Also, over the entire load range, since the engine output is controlled by the internal

25

EGR rate, the pumping loss and the amount of generation of NOx decrease. In addition, in a low-load range or an middle-load range in the vicinity of the predetermined load, the pumping loss and the amount of generation of NOx substantially decrease.

5 Thus, the fuel efficiency and the exhaust gas purification performance improve.

In addition, the throttle valve controls the amount of fresh air supplied to the combustion chamber and the internal EGR rate is also small. Thus, the combustibility and the
10 stability of the combustion improve over the entire load range, and the combustion temperature becomes high, which promote the warming-up of the internal combustion engine.

In addition, in the vicinity of the predetermined load in a low-load range or an middle-load range, the internal EGR rate becomes large. Thus, the fuel efficiency and the exhaust
15 gas purification performance improve. Also, in the second load range, the internal EGR rate decreases with the increase in the required amount. Thus, in a high load range, the desired engine output corresponding to the required amount can be
20 secured.

In addition, when the internal EGR rate is small in the first load range, the maximum lift amount becomes large, and when the internal EGR rate is large, due to the large internal EGR rate, the pumping loss decreases in the first load range
25 and in the vicinity of the predetermined load, and the fuel efficiency improves.

In addition, the control accuracy of engine output can be improved by the control of the internal EGR rate or the effective non-overlap period since the control accuracy of the internal EGR rate becomes high and the control range also
5 can be expanded.

:

:

2/ 8

CLAIMS

1. A control method of an internal combustion engine, for controlling an internal EGR rate by changing an opening timing and a closing timing of an intake valve and an exhaust valve to control an overlap period and a non-overlap period, said
5 method comprising:

controlling a throttle position of a throttle valve in accordance with an increase of a required amount of an engine output, in a first load range of the internal combustion engine
10 which covers from a no-load to a load in one of a low-load range and a middle-load range, so as to open the throttle valve from an idle opening degree to one of a full opening degree and an almost full opened degree at the load;

controlling the throttle position to one of the full opening
15 degree and the almost full opened degree, in a second load range that is over the load;

controlling the engine output by controlling the overlap period and the non-overlap period in accordance with the required amount, in an entire load range; and

20 controlling the non-overlap period to obtain a maximum internal EGR rate from a maximum non-overlap period at the load.

2. The method according to claim 1, further comprising:

25 controlling the throttle position to increase an opening degree of the throttle valve in accordance with the increase

22/6

of the required amount, over the entire load range during warming-up of the internal combustion engine; and

controlling a valve operation characteristic so as not to form the non-overlap period over the entire load range during warming-up.

3. The method according to claim 1, further comprising:

controlling a valve operation characteristic to increase the internal EGR rate in accordance with the increase of the required amount, in the first load range; and

controlling the valve operation characteristic to decrease the internal EGR rate in accordance with the increase of the required amount, in the second load range.

4. The method according to claim 1, further comprising:

controlling a valve operation characteristic including a maximum lift amount of the intake valve; and

controlling the valve operation characteristic to decrease the maximum lift amount in accordance with one of a decrease of the overlap period, an increase of the non-overlap period and an increase of the internal EGR rate.

5. The method according to claim 4, further comprising:

controlling the valve operation characteristic so that an effective overlap period and an effective non-overlap period become one of zero and almost zero at one of a maximum overlap

23 20

period and a minimum internal EGR rate.

6. A control method of an internal combustion engine, for
controlling an internal EGR rate by controlling a valve operation
5 characteristic, comprising:

controlling a throttle position of a throttle valve in
accordance with an increase of a required amount of an engine
output, in a first load range of the internal combustion engine
from a no-load to a load in one of a low-load range and a
10 middle-load range, so as to open the throttle valve from an
idle opening degree to at least an almost full opened degree
at the load;

controlling the throttle position to at least the almost
full opened degree, in a second load range that is over the
15 load;

controlling the internal EGR rate and the engine output
by controlling the valve operation characteristic in accordance
with the required amount, in an entire load range; and

controlling the valve operation characteristic to obtain
20 the maximum internal EGR rate at the load.

7. The method according to claim 6, further comprising:

controlling the throttle position to increase an opening
degree of the throttle valve in accordance with the increase
25 of the required amount, in the entire load range, during
warming-up of the internal combustion engine; and

74/21

controlling the valve operation characteristic so that the internal EGR rate is substantially minimized over the entire load range during the warming-up.

5 8. The method according to claim 6, further comprising:

controlling the valve operation characteristic to increase the internal EGR rate in accordance with the increase of the required amount, in the first load range; and

10 controlling the valve operation characteristic to decrease the internal EGR rate in accordance with the increase of the required amount, in the second load range.

15 9. The method according to claim 6, wherein the valve operation characteristic includes a maximum lift amount of the intake valve, further comprising:

controlling the valve operation characteristic to decrease the maximum lift amount in accordance with one of a decrease of an overlap period, an increase of a non-overlap period and an increase of the internal EGR rate.

20

10. The method according to claim 9, further comprising:

controlling the valve operation characteristic so that an effective overlap period and an effective non-overlap period become one of zero and almost zero at one of a maximum overlap
25 period and a minimum internal EGR rate.

2/22

11. A control apparatus of an internal combustion engine,
comprising:

a throttle controlling mechanism for controlling a throttle
position of a throttle valve that controls an amount of intake
5 air;

a valve characteristic varying mechanism for controlling
a valve characteristic including an opening timing and a closing
timing of an intake valve and an exhaust valve, wherein the
valve characteristic varying mechanism changes the closing
10 timing of the exhaust valve to control an overlap period and
a non-overlap period, thereby controlling an internal EGR rate,
and

an output setting mechanism for setting a required amount
of engine output,

15 wherein the throttle controlling mechanism controls the
throttle position in accordance with an increase of the required
amount, in a first load range of the internal combustion engine
from a no-load to a load in one of a low-load range and a middle-load
range, so that the throttle valve is opened from an idle opening
20 degree to one of a full opening degree and an almost full opened
degree at the load,

the throttle controlling mechanism controls the throttle
position, in a second load range over the load, so that the
throttle valve is opened in one of the full opening degree
25 and the almost full opened degree,

the valve characteristic varying mechanism controls the

7/10 23

engine output by controlling the overlap period and the non-overlap period in accordance with the required amount, in an entire load range, and

the valve characteristic varying mechanism controls the non-overlap period to obtain a maximum internal EGR rate from a maximum non-overlap period at the load.

12. The apparatus according to claim 11, wherein the throttle controlling mechanism controls the throttle position to increase an opening degree of the throttle valve in accordance with the increase of the required amount over the entire load range during warming-up of the internal combustion engine, and

the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic so as not to form the non-overlap period over the entire load range during warming-up of the internal combustion engine.

13. The apparatus according to claim 11, wherein the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic to increase the internal EGR rate in accordance with the increase of the required amount, in the first load range, and controls the valve operation characteristic to decrease the internal EGR rate in accordance with the increase in the required amount in the second load range.

25

14. The apparatus according to claim 11, wherein the valve

2/1/71

operation characteristic includes a maximum lift amount of the intake valve, and the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic to decrease the maximum lift amount of the intake valve in accordance with one of a decrease of the overlap period, an increase of the non-overlap period and an increase of the internal EGR rate.

15. The apparatus according to claim 14, wherein the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic so that an effective overlap period and an effective non-overlap period is one of zero and almost zero at one of a maximum overlap period and a minimum internal EGR rate.

16. A control apparatus of an internal combustion engine, comprising:

a throttle controlling mechanism for controlling a throttle position of a throttle valve that controls an amount of intake air;

a valve characteristic varying mechanism for controlling a valve characteristic including a closing timing of an exhaust valve, wherein the valve characteristic varying mechanism varies the valve operation characteristics to control the internal EGR rate; and

an output setting mechanism for setting a required amount of engine output,

7/10/75

wherein the throttle controlling mechanism controls the throttle position in accordance with an increase of the required amount, in a first load range of the internal combustion engine from a no-load to a load in one of a low-load range and a middle-load range, so that the throttle valve is opened from an idle opening degree to one of a full opening degree and an almost full opened degree at the load,

the throttle controlling mechanism controls the throttle position, in a second load range which covers a load range over the load, so that the throttle valve is opened in one of the full opening degree and the almost full opened degree,

the valve characteristic varying mechanism controls the internal EGR rate and controls the engine output by controlling the valve operation characteristic in accordance with the required amount, in an entire load range, and

the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristics to obtain the maximum internal EGR rate at the load.

17. The apparatus according to claim 16, wherein the throttle controlling mechanism controls the throttle position to increase an opening degree of the throttle valve in accordance with the increase of the required amount over the entire load range during warming-up of the internal combustion engine, and

the valve characteristic varying mechanism controls the valve operation characteristic so that the internal EGR rate

2/26

is substantially minimized over the entire load range during the warming-up.

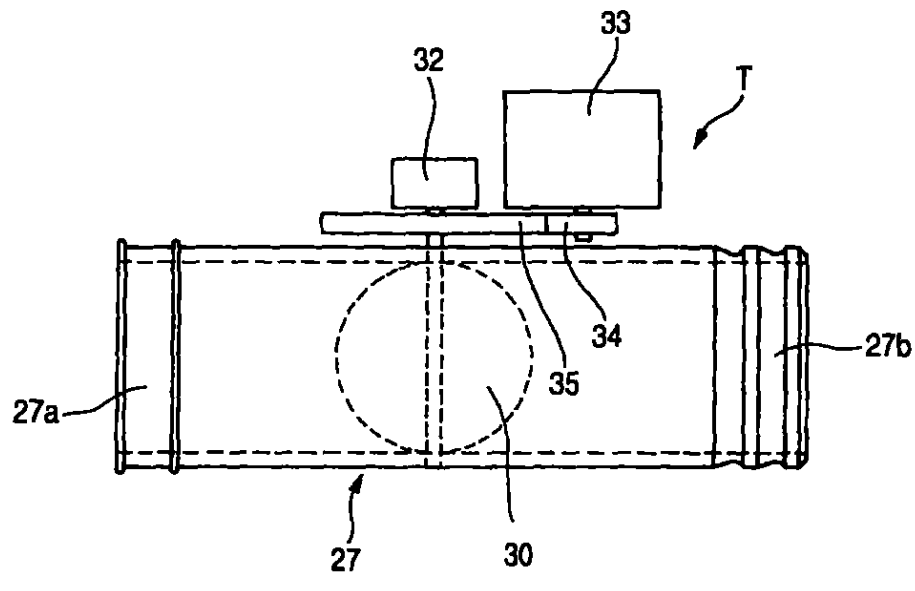
18. The apparatus according to claim 16, wherein the valve
5 characteristic varying mechanism controls the valve operation
characteristic to increase the internal EGR rate in accordance
with the increase of the required amount, in the first load
range, and controls the valve operation characteristic to
decrease the internal EGR rate in accordance with the increase
10 in the required amount in the second load range.

19. The apparatus according to claim 16, wherein the valve
operation characteristic includes a maximum lift amount of
the intake valve, and the valve characteristic varying mechanism
15 controls the valve operation characteristic to decrease the
maximum lift amount of the intake valve in accordance with
one of an decrease of the overlap period, an increase of the
non-overlap period and an increase of the internal EGR rate.

20. The apparatus according to claim 19, wherein the valve
20 characteristic varying mechanism controls the valve operation
characteristic so that an effective overlap period and an
effective non-overlap period is one of zero and almost zero
at one of a maximum overlap period and a minimum internal EGR
25 rate.

Handwritten mark resembling a stylized 'A' or 'K'.

FIG 3



Handwritten mark resembling a stylized 'Z' or '2'.

5

FIG 4 (A)

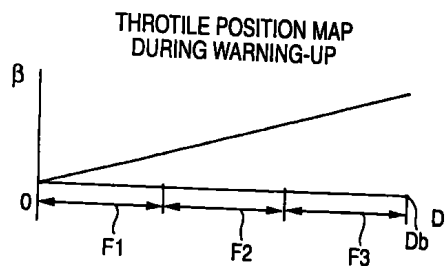


FIG 4 (B)

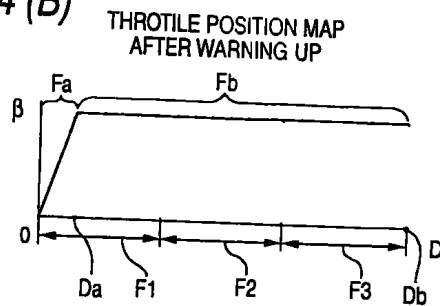


FIG 4 (C)

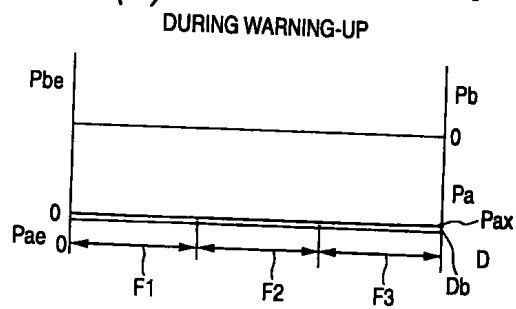


FIG 4 (D)

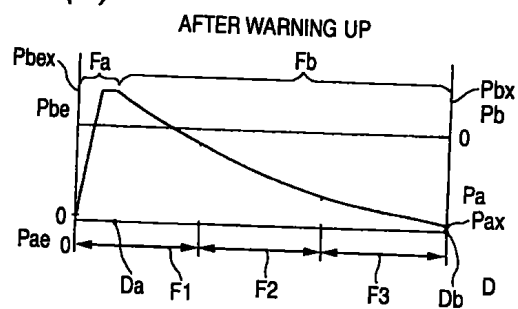
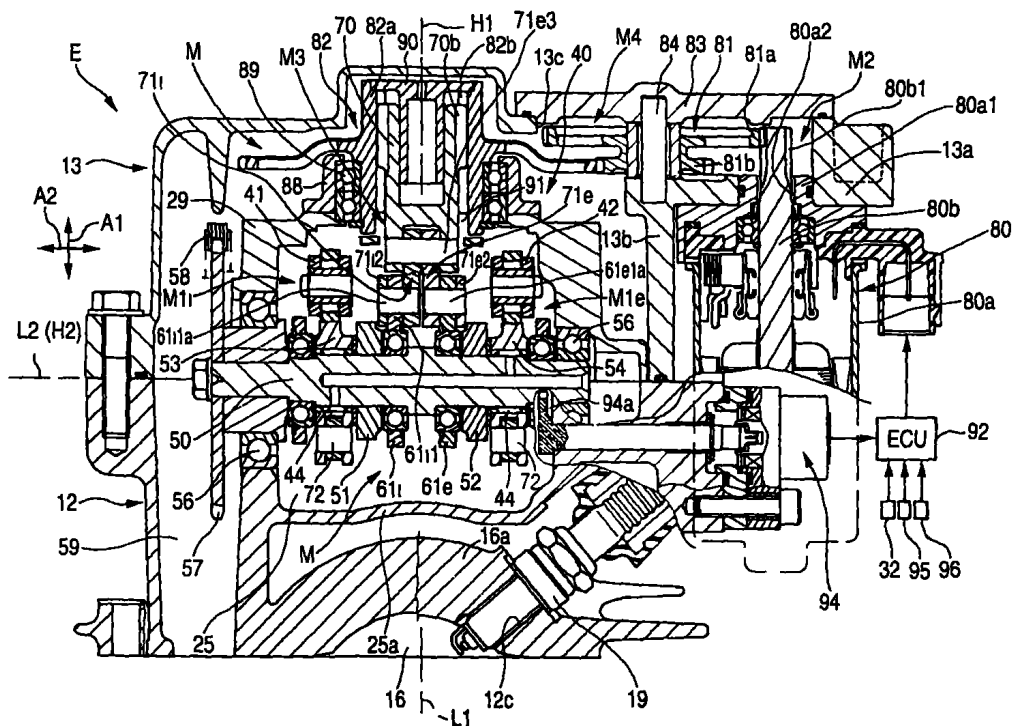


FIG 5



1A

8/17

FIG. 8(A)

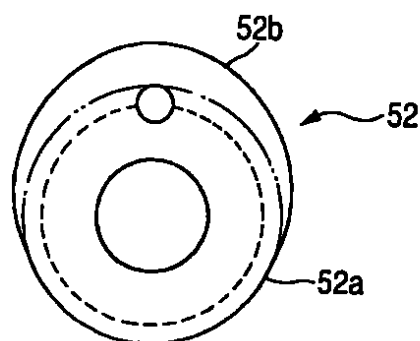
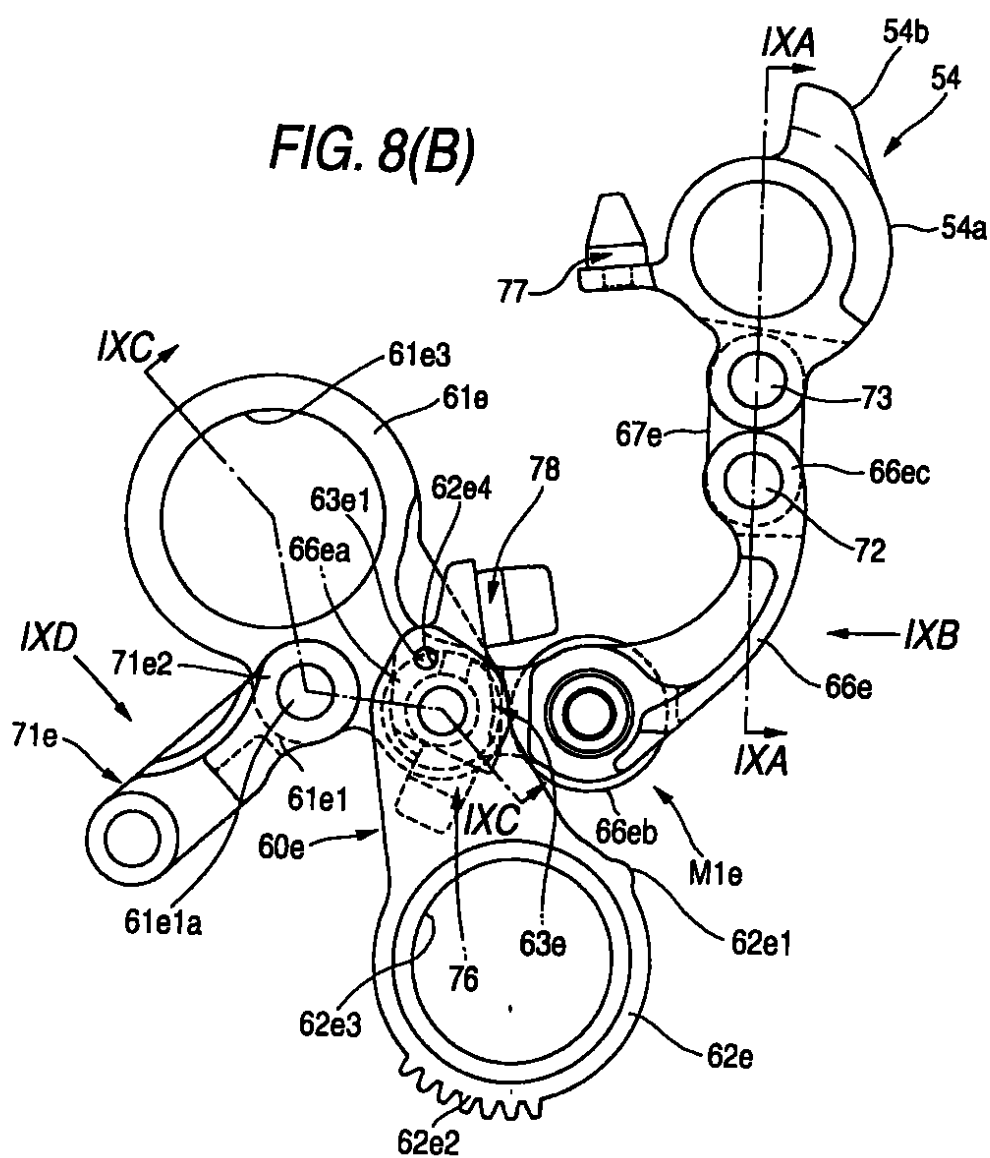


FIG. 8(B)



xe

9/17

FIG. 9 (A)

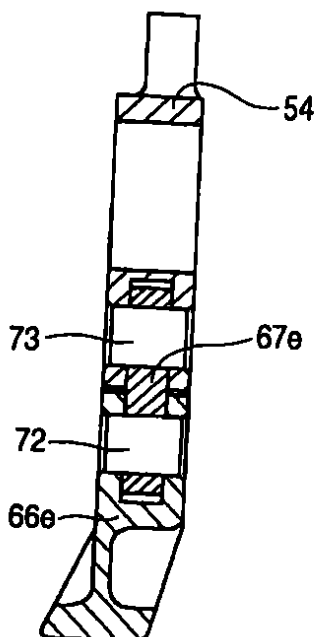


FIG. 9 (B)

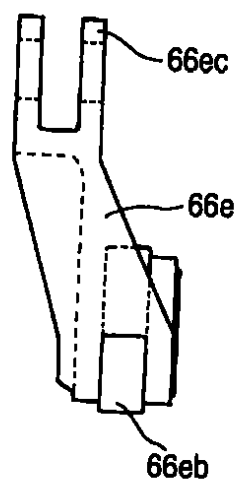


FIG. 9 (C)

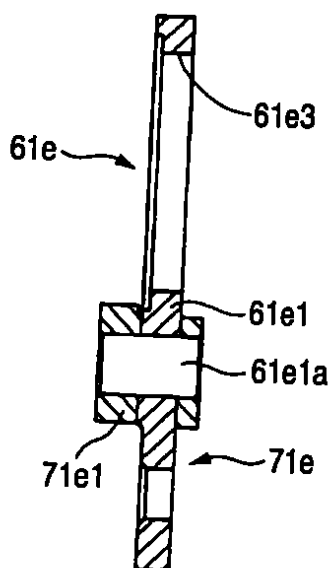
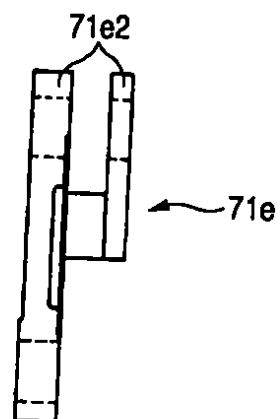
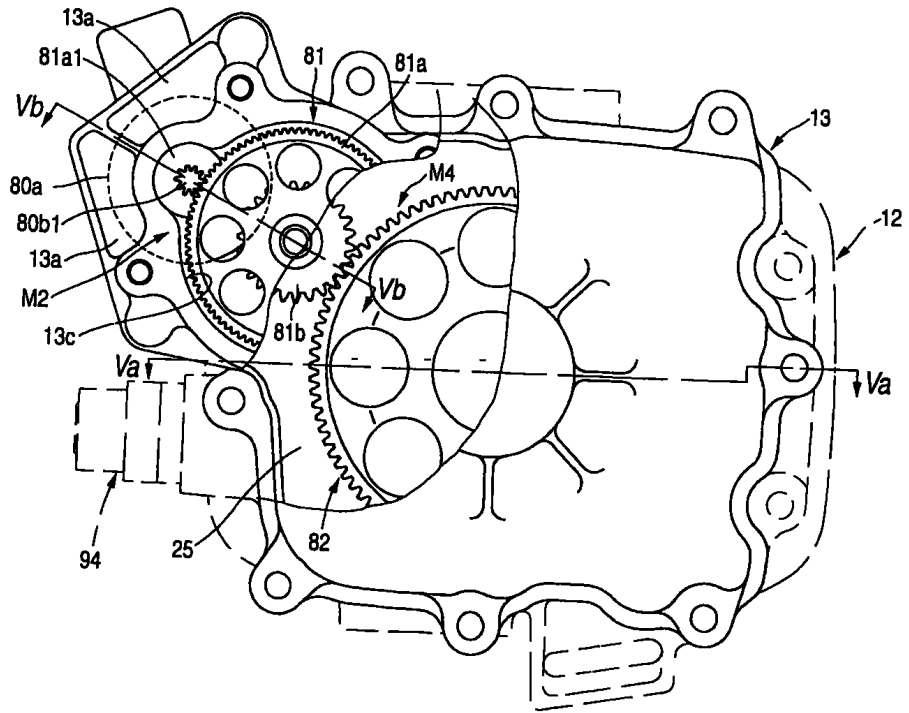


FIG. 9 (D)



22

FIG 10



20

FIG 11

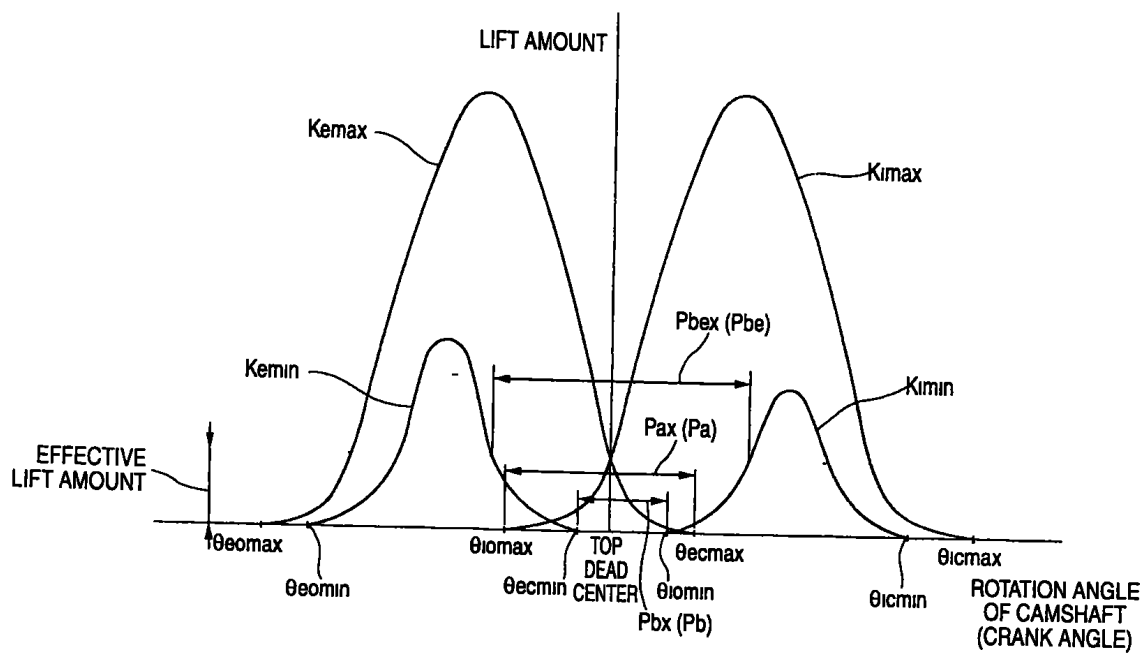
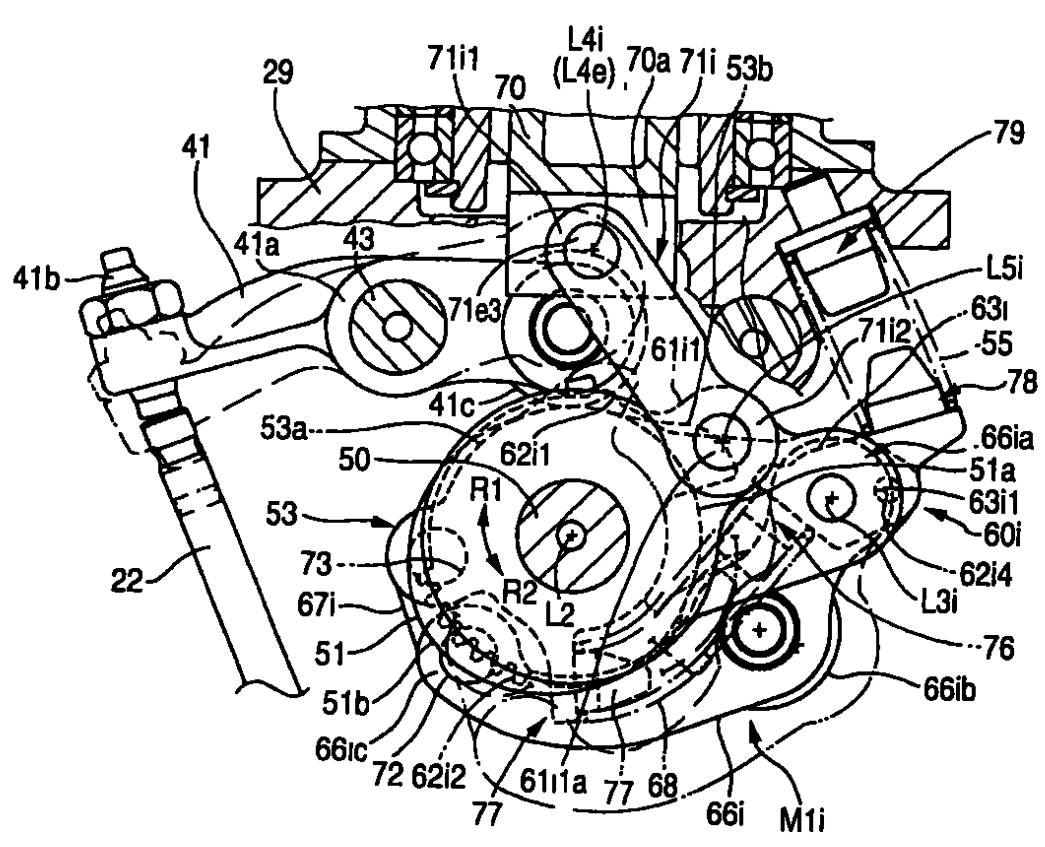
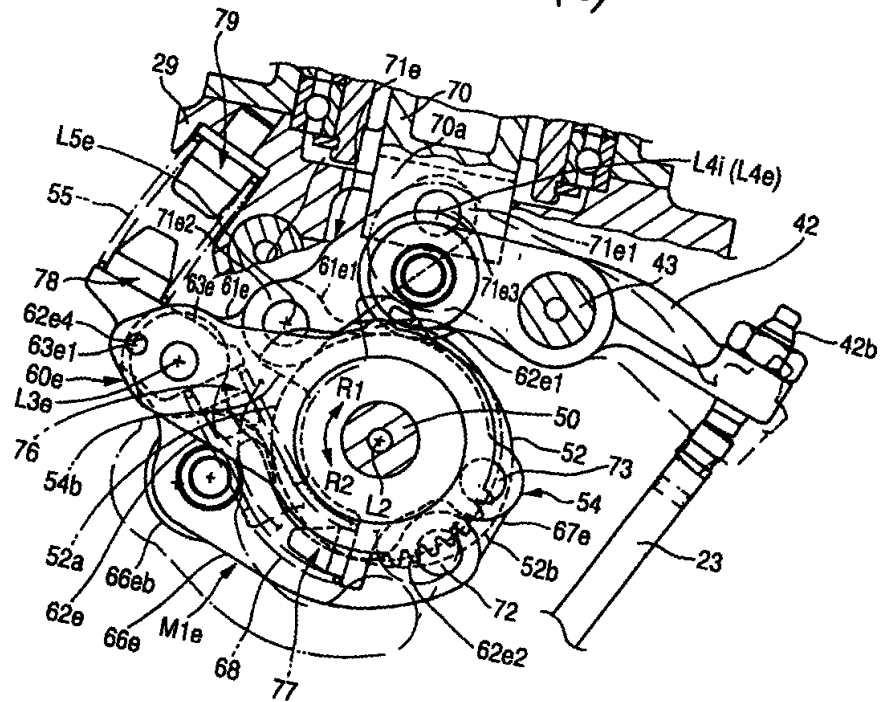


FIG. 12 (A)



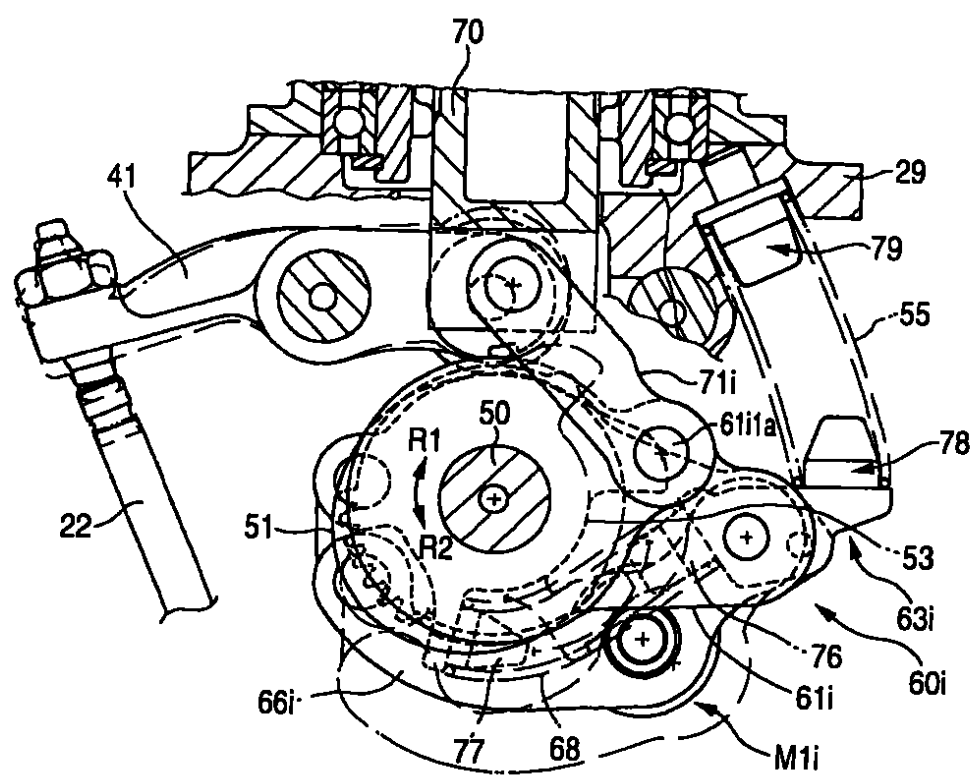
1/b

FIG. 12 (B)



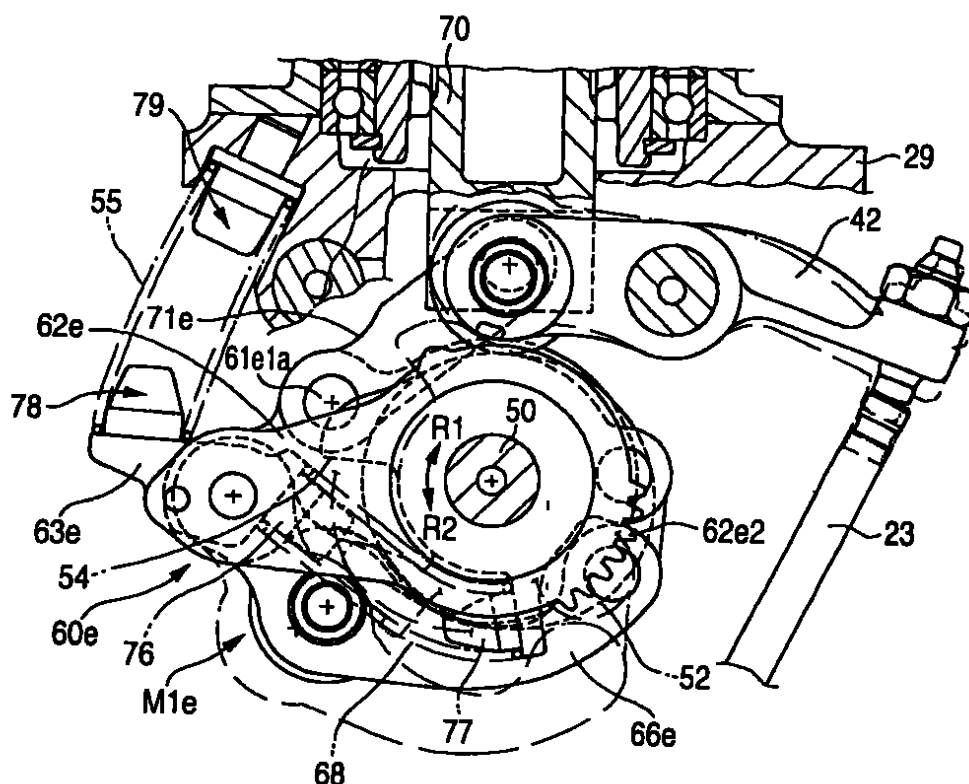
2b

FIG. 13 (A)



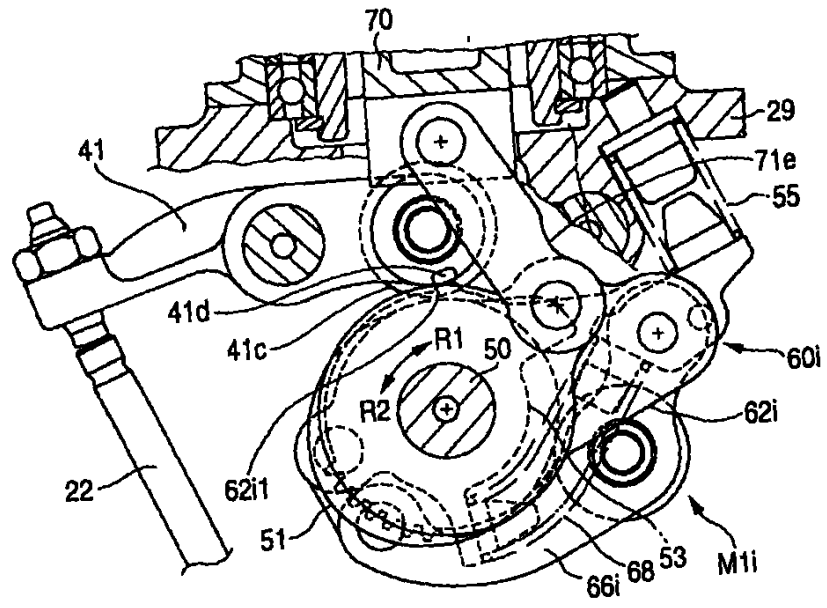
{b

FIG. 13 (B)



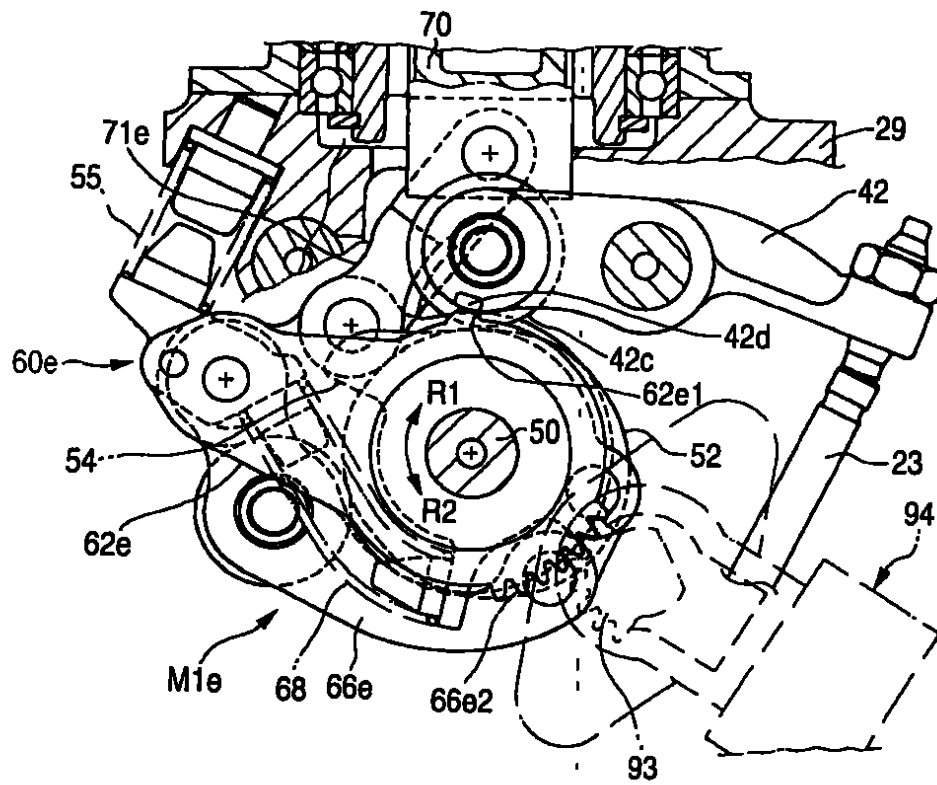
hb

FIG. 14 (A)



Sb

h



AS: 100 935

ax ay

(12)特許協力条約に基づいて公開された国際出願

(19) 世界知的所有権機関
国際事務局



(43) 国際公開日
2005 年 7 月 28 日 (28.07.2005)

PCT

(10) 国際公開番号
WO 2005/068808 A1

- (51) 国際特許分類⁷ F02D 13/02, 9/02, 47/00

(21) 国際出願番号: PCT/JP2005/001032

(22) 国際出願日: 2005 年 1 月 20 日 (20.01.2005)

(25) 国際出願の言語: 日本語

(26) 国際公開の言語: 日本語

(30) 優先権データ:
特願2004-052494 2004 年 1 月 20 日 (20.01.2004) JP

(71) 出願人 (米国を除く全ての指定国について): 本田技研工業株式会社 (HONDA MOTOR CO., LTD.) [JP/JP], 〒1078556 東京都港区南青山二丁目 1 番 1 号 Tokyo (JP)
- (72) 発明者: および

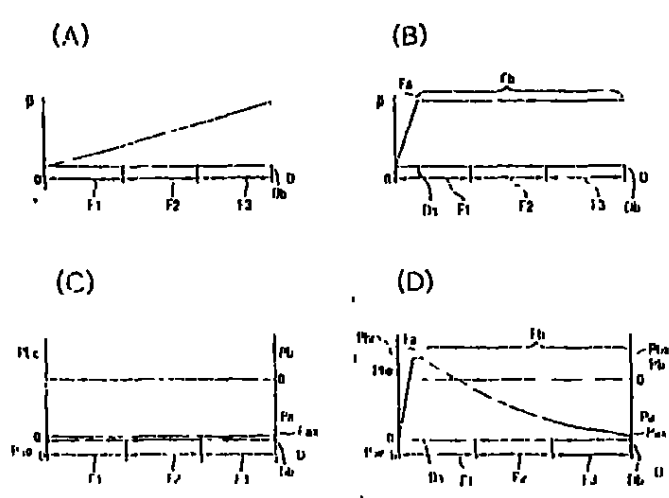
(75) 発明者/出願人 (米国についてのみ): 田邊 和也 (TANABE, Kazuya) [JP/JP], 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP) 堤崎 高司 (TSUTSUMIZAKI, Takashi) [JP/JP], 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP) 井元 豊 (INOMOTO, Yutaka) [JP/JP], 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP) 網島 功祐 (ISUNASHIMA, Kosuke) [JP/JP], 〒3510193 埼玉県和光市中央 1 丁目 4 番 1 号 株式会社本田技術研究所内 Saitama (JP)

(74) 代理人: 小栗 昌平, 外 (OGURI, Shohei et al.), 〒1076013 東京都港区赤坂一丁目 1 2 番 3 2 号 アーク森ビル 13 階 栄光特許事務所 Tokyo (JP)

[続葉有]

(54) Título: MÉTODO DE CONTROL Y DISPOSITIVO DE CONTROL PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

(51) 発明の名称: 内燃機関の制御方法および制御装置



(57) Extractor: Un motor de combustion interna tiene un mecanismo de control de regulador, un mecanismo de variación de las características de la válvula para controlar una tasa interna FGR mediante el control de un periodo de superposición (Pa) y un periodo sin superposición (Pb), un medio de fijación de salida que establece una cantidad requerida de potencia de motor. El mecanismo de control de regulador controla un grado de apertura de una válvula reguladora para abrir por completo la válvula reguladora a una carga predeterminada (Da) con un aumento de la cantidad operacional (D) en un primer rango de carga (Ia) que abarca el rango de carga por debajo de la carga predeterminada (Da) donde se cubre un rango de carga bajo (I1), y controla la válvula reguladora de manera que la válvula reguladora esta totalmente abierta en un segundo rango de carga (I2) donde se sobrepasa el rango de carga (Ia). El mecanismo de variación de las características de la válvula controla en todo el rango de tiempo, el tiempo de superposición (Pa) o el tiempo sin superposición (Pb) dependiendo de la cantidad requerida para controlar la potencia de un motor y controla las características de operación de la válvula para obtener una tasa interna FGR máxima a la carga predeterminada (Da).

(57) 要約: 内燃機関は、スロットル制御機構と、オーバーラップ期間Paおよび非オーバーラップ期間Pbを制御することにより内部FGR率を制御するバルブ特性可変機構と、機関出力の要求量を設定する出力設定手段とを備える。スロットル制御機構は、低負荷領域F1の所定負荷Daまでの第1負荷領域Faで操作量Dの増加につれて所定負荷Daで全開する。ようにスロットル弁の開度を制御し、所定負荷Daを越える第2負荷領域Fbでスロットル弁を全開

[続葉有]

WO 2005/068808 A1

(54) Título: MÉTODO DE CONTROL Y DISPOSITIVO DE CONTROL PARA UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

(57) Extracto: Un motor de combustión interna tiene un regulador como mecanismo de control, un mecanismo donde las características de la válvula varían para controlar una tasa de recirculación interna de gases de escape (EGR por su sigla en inglés), mediante el control de un tiempo de superposición (P_a) y un tiempo sin superposición (P_b) y una forma de montaje de la potencia para establecer una cantidad requerida de potencia de un motor. El mecanismo de control del regulador controla el nivel de apertura de una válvula reguladora de manera que la válvula reguladora se encuentra totalmente abierta a una carga predeterminada (D_a) a medida que una cantidad de operación (D) aumenta en una primera región de carga (F_a) en la cual se cubre una carga hasta la carga predeterminada (D_a) en una región de carga baja (F_1) y controla la válvula reguladora de manera que la válvula reguladora se encuentra totalmente abierta en una segunda región de carga (F_b) donde se sobrepasa la carga predeterminada (D_a). El mecanismo de variación de las características de la válvula controla el tiempo de superposición (P_a) o el tiempo sin superposición (P_b) en todo el rango de carga, dependiendo de la cantidad requerida para controlar la potencia de un motor y controla las características de operación de la válvula de forma que se alcance la tasa máxima de recirculación interna de gases de escape a una carga predeterminada (D_a).

MÉTODO DE CONTROL Y APARATO DE CONTROL DE UN MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA

Campo Técnico:

La presente invención se relación con un método de control y un aparato de control de un motor de combustión interna que comprende un mecanismo de control mediante un regulador que abre o cierra una válvula reguladora que controla una cantidad de admisión de aire; y un dispositivo de operación de válvula que cuenta con un mecanismo de variación de las características de la válvula el cual controla las características de operación de la válvula incluyendo la tiempo de apertura/cierre de las válvulas de admisión y de escape.

Antecedentes en el Arte:

En el campo de los motores de combustión interna, se conocen varias tecnologías para mejorar la eficiencia del combustible mediante la reducción de pérdida de capacidad de bombeo. Por ejemplo, un motor de combustión interna divulgado en JP-A-2002-070597 comprende un mecanismo que cambia el ángulo operacional de admisión para variar el ángulo operacional de una válvula de admisión; y un mecanismo para modificar la fase para cambiar la fase central del ángulo operacional de las válvulas de admisión y de escape. Asimismo, en un rango de carga media del motor de combustión interna, se busca reducir la pérdida de capacidad de bombeo, mejorar la eficiencia del combustible y aumentar el rendimiento de la purificación de los gases de escape estableciendo la cantidad determinada de un periodo de superposición menor (un periodo sin superposición) en el rango de carga media del motor de combustión interna y dejando el combustible quemado en una cámara de combustión (a saber, en la EGR <Recirculación Interna de Gases de Escape>. Además cuando la carga se pasa del rango de carga media a un rango de carga extremadamente baja del motor, la estabilidad de la

combustión mejora en el rango de carga extremadamente baja como en un estado de marcha en vacío, etc. adelantando el tiempo de apertura de la válvula de admisión hasta el centro muerto superior de admisión y retardando el tiempo de cierre de la válvula de escape hasta el centro muerto superior de admisión con el fin de eliminar el periodo menor de superposición.

Adicionalmente, en JP-A-11-117777 se divulga un motor de combustión interna que comprende un mecanismo variable de control de válvula para controlar un mecanismo variable de válvula incluyendo las válvulas de admisión y de escape; y una válvula reguladora para controlar la cantidad de admisión de aire de acuerdo con el nivel de aceleración del acelerador. Asimismo, cuando el motor de combustión interna está en el rango de carga baja o de carga media, la pérdida de capacidad de bombeo se reduce al controlar la válvula reguladora, de forma que está casi totalmente abierta independientemente del nivel de aceleración del acelerador, y la cantidad de admisión de aire se controla mediante el control del tiempo de cierre y la magnitud de elevación de la válvula de admisión.

El motor de combustión interna divulgado en JP-A-2002-070597 reduce la pérdida de capacidad de bombeo mediante la recirculación interna de los gases de escape, pero no considera reducir la pérdida de capacidad de bombeo mediante la regulación de la admisión de aire por medio de una válvula reguladora. Además, el motor de combustión interna divulgado en JP-A-11-117777 reduce la pérdida de capacidad de bombeo mediante un cierre rápido de la válvula de admisión, pero no considera reducir la pérdida de capacidad de bombeo controlando la cantidad de combustible quemado que queda en la cámara de combustión debido a la recirculación interna de los gases de escape.

Adicionalmente durante el calentamiento de un motor de combustión interna cuya temperatura es baja, su combustibilidad es inferior a la del motor que ya se encuentra caliente puesto que la temperatura en la cámara de combustión también se encuentra baja y en consecuencia el estado de evaporación del combustible es deficiente. Por lo tanto, si la tasa de recirculación interna de los gases de escape es alta, la combustión se vuelve más inestable de manera que fácilmente podría ocurrir un incendio accidental.

Adicionalmente, puesto que se realiza la recirculación interna de los gases de escape para reducir la temperatura máxima de combustión, no se estimula el calentamiento del motor de combustión interna.

Divulgación de la Invención

La presente invención se llevó a cabo considerando las situaciones anteriores. Es un objetivo de la presente invención mejorar la eficiencia del combustible y el rendimiento de la purificación de los gases de escape mientras se reduce la pérdida de capacidad de bombeo en un rango de carga baja o en unos rangos de carga baja y de carga media. Igualmente un objetivo de la presente invención es mejorar la estabilidad de la combustión durante el periodo de calentamiento de un motor de combustión interna y facilitar el calentamiento del motor de combustión interna. Además, también es un objetivo de la presente invención mejorar la eficiencia del combustible y el rendimiento de la purificación de los gases de escape cercano a una carga predeterminada en un rango de carga baja o en unos rangos de carga baja y de carga media y para garantizar la potencia requerida del motor en un rango de carga alta. Además, de igual manera es un objetivo de la presente invención reducir las pérdidas en el bombeo en el primer rango de carga. Adicionalmente, también es un objetivo de la presente invención mejorar el grado de precisión del control de la potencia del motor mediante la tasa de recirculación interna de los gases de escape en un rango amplio.

Como un primer aspecto de la presente invención, se dispone un método para controlar un motor de combustión interna. El motor de combustión interna comprende: un mecanismo de control mediante un regulador que controla un grado de apertura (una posición del regulador) de una válvula reguladora que controla una cantidad de admisión de aire; un mecanismo de variación de las características de la válvula que controla las características de la válvula incluyendo un tiempo de cierre de una válvula de escape; y un montaje de fijación de la potencia que establece la potencia requerida del motor. El mecanismo de variación de las características de la válvula cambia el tiempo de cierre de la válvula de escape para controlar los periodos de

107/27 27

superposición y sin superposición, controlando en esta forma una tasa de recirculación interna de los gases de escape. El motor de combustión interna se controla en el modo de control de la siguiente forma.

- El mecanismo de control de la válvula controla la posición del regulador en un primer rango de carga del motor de combustión interna que abarca desde una ausencia de carga hasta una carga predeterminada en un rango de carga baja o en un rango de carga media, de manera que la válvula reguladora se abre desde un grado de apertura de marcha en vacío hasta un grado de apertura prácticamente completo en la carga predeterminada de conformidad con un aumento de la cantidad requerida, y la válvula reguladora se abre por completo o casi por completo en un segundo rango de carga del motor de combustión interna que cubre un rango de carga sobre la carga predeterminada y el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la potencia del motor controlando los periodos de superposición y sin superposición de acuerdo con la cantidad requerida en todo el rango de carga del motor de combustión interna y controla el periodo sin superposición para obtener una tasa máxima de recirculación interna de los gases de escape a partir de un periodo máximo de superposición en la carga predeterminada.

Por lo tanto, la válvula reguladora está totalmente abierta o abierta casi por completo en el primer rango de carga que abarca desde cero hasta la carga predeterminada en un rango de carga baja o en un rango de carga media, y se controla para estar totalmente abierta o abierta casi por completo en el segundo rango de carga. Así, la pérdida de capacidad de bombeo se reduce aún más sobre todo el rango de carga, especialmente en el rango de carga baja o en el rango de carga media. Por otro lado, el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la potencia del motor a la tasa de recirculación interna de los gases de escape mediante el control de los periodos de superposición y sin superposición para alcanzar una potencia de motor requerida sobre todo en el rango de carga. Así la pérdida de capacidad de bombeo se reduce y la cantidad de NOx generada se reduce, y además la tasa de recirculación interna de los gases de escape alcanza el máximo a la carga predeterminada. Por lo tanto, la pérdida de capacidad de bombeo y la

107 100

cantidad de NOx generada se reducen considerablemente en el rango de carga baja o en el rango de carga media cercana a la carga predeterminada.

Como un segundo aspecto de la presente invención en el método para controlar un motor de combustión interna del primer aspecto durante el calentamiento del motor de combustión interna, el mecanismo de control del regulador controla el grado de apertura de la válvula reguladora para aumentar su grado de apertura cuando se aumenta la cantidad requerida sobre el rango de carga total, y el mecanismo de variación de las características de la válvula controla las características de operación de la válvula para evitar formar el periodo de superposición sobre todo el rango de carga y después del calentamiento del motor de combustión interna, se obtiene el control en el modo de control.

Por lo tanto durante el calentamiento de un motor, la tasa de caudal del aire fresco se controla de acuerdo con la cantidad requerida por la válvula reguladora y se suministra a la cámara de combustión. Por otro lado, puesto que el mecanismo de variación de las características de la válvula evita la formación del periodo sin superposición, la tasa de recirculación interna de los gases de escape es menor que cuando se forma un periodo sin superposición. Por lo tanto la combustibilidad mejora y la temperatura de combustión también aumenta. Adicionalmente, después del calentamiento de un motor, la pérdida de capacidad de bombeo y la cantidad de NOx generada se reducen en forma similar a la del primer aspecto de la presente invención.

Como un tercer aspecto de la presente invención, se dispone un método para controlar un motor de combustión interna. El motor de combustión interna comprende: un mecanismo de control mediante un regulador que controla un grado de apertura de una válvula reguladora que controla una cantidad de admisión de aire; un mecanismo de variación de las características de la válvula que controla las características de la válvula incluyendo un tiempo de cierre de una válvula de escape; y un montaje de fijación de la potencia que establece una cantidad de potencia requerida del motor. El mecanismo de variación de las características de la válvula controla las características de operación de la válvula para controlar la tasa de

104/101

recirculación interna de los gases de escape. El motor de combustión interna se controla mediante el siguiente modo de control.

El mecanismo de control mediante un regulador controla la posición del regulador, en un primer rango de carga del motor de combustión interna que abarca desde una ausencia de carga hasta una carga predeterminada en un rango de carga baja o en un rango de carga media, de manera que la válvula reguladora se abre desde un ángulo de apertura de marcha en vacío hasta un grado de apertura total o de apertura casi completa en la carga predeterminada de acuerdo con un aumento de la cantidad requerida, y la válvula reguladora se abre por completo o casi por completo en un segundo rango de carga del motor de combustión interna que abarca un rango de carga sobre la carga predeterminada, y el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la tasa de recirculación interna de los gases de escape y la potencia del motor controlando la característica de operación de la válvula de acuerdo con la cantidad requerida sobre todo el rango de carga del motor de combustión interna; y controla las características de operación de la válvula para obtener la tasa máxima de recirculación interna de los gases de escape en la carga predeterminada.

Por lo tanto, la pérdida de capacidad de bombeo se reduce sustancialmente en forma similar al primer aspecto de la presente invención. Por otro lado, el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la potencia del motor a una tasa de recirculación interna de los gases de escape mediante el control de la característica de operación de la válvula sobre todo el rango de carga. Así la pérdida de capacidad de bombeo y la cantidad de NOx generada se reducen y además la tasa de recirculación interna de los gases de escape se convierte en la máxima a la carga predeterminada. Así, la pérdida de capacidad de bombeo se reduce significativamente en un rango de carga baja o en un rango de carga media cercana a la carga predeterminada.

Como un cuarto aspecto de la presente invención, en el método para controlar un motor de combustión interna de acuerdo con el tercer aspecto, durante el calentamiento del motor de combustión interna el mecanismo de

control mediante un regulador controla el grado de apertura de la válvula reguladora para aumentar su grado de apertura con el aumento de la cantidad requerida sobre todo el rango de carga y el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula para que la tasa de recirculación interna de los gases de escape sea mínima o casi la mínima sobre todo el rango de carga, y después del calentamiento del motor de combustión interna, se efectúa el control en el modo de control.

Por lo tanto durante el calentamiento de un motor, la tasa de caudal del aire fresco se controla de acuerdo con la cantidad requerida por la válvula reguladora y se suministra a la cámara de combustión. Por otro lado, el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la tasa de recirculación interna de los gases de escape para que sea mínima o casi mínima en el rango de control de la tasa de recirculación interna de los gases de escape. Así la combustibilidad mejora y la temperatura de combustión aumenta. Igualmente después del calentamiento, la pérdida de capacidad de bombeo y la cantidad de NOx generada se reduce en forma similar al primer aspecto de la invención.

Como un quinto aspecto de la presente invención, en los métodos para controlar un motor de combustión interna según uno cualquiera del primer o del cuarto aspecto, en el modo de control, el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula para aumentar la tasa de recirculación interna de los gases de escape con el aumento de la cantidad requerida en el rango de la primera carga y controla las características de operación de la válvula para reducir la tasa de recirculación interna de los gases de escape con el aumento de la cantidad requerida en el segundo rango de carga.

Por lo tanto, en el primer rango de carga, la tasa de recirculación interna de los gases de escape aumenta para limitar el caudal de ingreso del aire fresco a la cámara de combustión ocasionado por el amplio grado de apertura de la válvula reguladora. Así, la pérdida de capacidad de bombeo se reduce debido al aumento de la tasa de recirculación interna de los gases de escape y se

reduce la cantidad de NOx generada. Asimismo en el rango de la segunda carga, el periodo sin superposición se reduce debido al aumento de la cantidad requerida, y por lo tanto la tasa de recirculación interna de los gases de escape se reduce y aumenta la cantidad de aire fresco suministrado a la cámara de combustión. Así la tasa de recirculación interna de los gases de escape aumenta gradualmente a medida que la carga se acerca a la carga predeterminada. Como resultado, la pérdida de capacidad de bombeo y la cantidad de NOx generada también se reducen, de manera que se puede obtener una gran potencia del motor a un rango de carga alta.

Como un sexto aspecto de la presente invención, en el método para controlar un motor de combustión interna de acuerdo con uno cualquiera de los aspectos primero y quinto, la característica de operación de la válvula incluye una magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión, y el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula para reducir la magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión con una reducción del periodo de superposición, un aumento en el periodo sin superposición o un aumento en la tasa de recirculación interna de los gases de escape.

Por lo tanto cuando el periodo de superposición es largo, cuando el periodo sin superposición es corto o cuando la tasa de recirculación interna de los gases de escape es pequeña, la magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión es grande. Por lo tanto la pérdida de capacidad de bombeo se reduce. Adicionalmente en el orden de la carga predeterminada, cuando el periodo de superposición es corto, cuando el periodo sin superposición es largo o cuando la tasa de recirculación interna de los gases de escape es grande, la pérdida de capacidad de bombeo se reduce a medida que la tasa de recirculación interna de los gases de escape es alta.

Como un séptimo aspecto de la presente invención, el método para controlar un motor de combustión interna de acuerdo con el sexto aspecto, el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula para lograr un periodo de superposición efectivo y un periodo sin superposición efectivo de cero o casi

de cero a un periodo de superposición máximo o a una tasa de recirculación interna de los gases de escape mínima.

Por lo tanto en el rango de control de la tasa de recirculación interna de los gases de escape, el caudal de salida del combustible quemado de la cámara de combustión sustancialmente se detiene, y el control de la tasa de recirculación interna de los gases de escape comienza sobre la base del tiempo en que sustancialmente comienza el caudal de ingreso del aire fresco a la cámara de combustión. Así, el grado de control de la precisión de la tasa de recirculación interna de los gases de escape se vuelve alto, y es posible extender este rango de control.

Breve descripción de los dibujos:

FIG. 1 es una imagen esquemática del lado derecho de una motocicleta equipada con un motor de combustión interna de acuerdo con la presente invención.

FIG. 2 es un corte transversal tomado a lo largo de las flechas II-II de la FIG. 6 en el motor de combustión interna de la FIG. 1 que pasa por las líneas centrales de los vástagos de válvula de una válvula de admisión y una válvula de escape y una línea central de un árbol de control.

FIG. 3 es una imagen esquemática que ilustra el cuerpo de un regulador del motor de combustión interna que aparece en la FIG. 1.

FIG. 4(A) a 4 (D) son gráficos que muestran los modos de control para controlar el motor de combustión interna que aparece en la FIG. 1, donde la FIG. 4 (A) ilustra un mapa del grado de apertura del regulador durante el calentamiento, la FIG. 4 (B) ilustra un mapa del grado de apertura del regulador después del calentamiento, la FIG. 4 (C) ilustra los modos de control para un periodo de superposición y un periodo sin superposición durante el calentamiento y la FIG. 4 (D) ilustra los patrones de control para un periodo de superposición y un periodo sin superposición después del calentamiento.

107 108

FIG. 5 es un corte esquemático transversal tomado a lo largo de las flechas Va-Va y parcialmente a lo largo de las flechas Vb-Vb de la FIG. 10 que ilustra el motor de combustión interna de la FIG. 1.

FIG. 6 es un corte esquemático transversal tomado a lo largo de las flechas VI-VI de la FIG. 2 parcialmente ilustrando los miembros del componente de un dispositivo de operación de una válvula en el motor de combustión interna que aparece en la FIG. 1 donde se retiró una tapa del cabezal.

FIG. 7 es una vista del soporte del árbol de levas montado sobre una cabeza de cilindro, a lo largo del eje del cilindro desde la tapa del cabezal en el motor de combustión interna de la FIG. 1.

FIG. 8 (A) es una vista de la leva de mando de escape en dirección axial con respecto al árbol de levas y la FIG. 8 (B) es una vista que ilustra un mecanismo de articulación de escape y una leva de escape del mecanismo de variación de las características de la válvula que se operan con pivotamiento en el dispositivo de operación de la válvula del motor de combustión interna de la FIG. 1.

FIG. 9 (A) es un corte transversal hecho a lo largo de las flechas IXA-IXA de la FIG. 8 (B), la FIG. 9 (B) es una vista a lo largo de la flecha IXB de la FIG. 8 (B), la FIG. 9 (C) es un corte transversal a lo largo de la flecha IXC de la FIG. 8 (B) y la FIG. 9 (D) es una vista a lo largo de la flecha IXD de la FIG. 8 (B).

FIG. 10 es una vista de la tapa del cabezal desde el frente a lo largo del eje del cilindro en el motor de combustión interna de la FIG. 1, que parcialmente ilustra un mecanismo de accionamiento del mecanismo de variación de las características de la válvula.

FIG. 11 es una gráfica para explicar las características de operación de la válvula de admisión y la válvula de escape mediante el dispositivo de operación de la válvula en el motor de combustión interna de la FIG. 1.

FIG. 12 (A) es una vista que ilustra una sección principal del mecanismo de variación de las características de la válvula cuando se alcanza la característica de operación máxima de la válvula para la válvula de admisión, y la FIG. 12 (B) es una vista similar a una vista parcial ampliada de la FIG. 2, que ilustra la

sección principal del mecanismo de variación de las características de la válvula cuando se alcanza la característica de operación máxima de la válvula de escape, en el dispositivo de la válvula del motor de combustión interna que aparece en la FIG. 1.

FIG. 13 es una vista similar a la FIG. 12 (A) cuando se alcanza una característica de operación mínima de la válvula de admisión, y la FIG. 13 (B) es una vista similar a la FIG. 12 (B) cuando se alcanza una característica de operación mínima de la válvula de escape.

FIG. 14 (A) es una vista similar a la FIG. 12 (A) cuando se obtiene una característica de operación de descompresión para la válvula de admisión y la FIG. 14 (B) es una vista similar a la FIG. 12 (B) cuando se obtiene una característica de operación de descompresión para la válvula de escape.

Nota: Los números de referencia en los dibujos denotan lo siguiente:

1... CHASIS, 2... PIPA DE LA DIRECCIÓN, 3... HORQUILLA DELANTERA, 4... MANUBRIO, 5... BRAZO OSCILANTE, 6... AMORTIGUADOR TRASERO, 7... LLANTA DELANTERA, 8... LLANTA TRASERA, 9... TAPA DEL CHASIS, 10... CAJA DEL CIGÜEÑAL, 11... CILINDRO, 12... CABEZAL DEL CILINDRO, 13... TAPA DEL CABEZAL, 14... PISTÓN, 15... CIGÜEÑAL, 16... CÁMARA DE COMBUSTIÓN, 17... PUERTO DE ADMISIÓN, 18... PUERTO DE ESCAPE, 19... BUJÍA DE ENCENDIDO, 20i, 20e... GUÍA DE VÁLVULA, 21... RESORTE DE VÁLVULA, 22... VÁLVULA DE ADMISIÓN, 23 ... VÁLVULA DE ESCAPE, 24... ASIENTO DE LA VÁLVULA, 25... CÁMARA DEL SISTEMA DE VÁLVULAS, 26... DEPURADOR DE AIRE, 27... CUERPO DEL REGULADOR, 28... TUBO DE ESCAPE, 29... SOPORTE DEL ÁRBOL DE LEVA, 30... VÁLVULA REGULADORA, 32... MEDIO DE DETECCIÓN DEL GRADO DE APERTURA DEL REGULADOR, 33... MOTOR ELÉCTRICO, 34, 35... ENGRANAJE, 40 ... DISPOSITIVO DE OPERACIÓN DE LA VÁLVULA, 41, 42 ... BALANCÍN PRINCIPAL, 43... EJE DEL BALANCÍN, 44... COJINETE, 50... ÁRBOL DE LEVAS, 51, 52... LEVA DE MANDO, 53... LEVA DE

107

ADMISIÓN, 54... LEVA DE ESCAPE, 55... RESORTE DE PRESIÓN, 56... RODAMIENTO, 57... RUEDA DENTADA DE LEVA, 59... CÁMARA DE TRANSMISIÓN DE POTENCIA, 60E, 60I... SOPORTE, 61e, 61i, 62e, 62i... PLATO, 63E, 63I ... COLLARÍN, 64... REMACHE, 66e, 66i... BRAZO DEL SUB-BALANCÍN, 67e, 67i... ARTICULACIÓN DE CONEXIÓN, 68... RESORTE DE CONTROL, 69... RODAMIENTO, 70... ÁRBOL DE CONTROL, 71i, 71e... ARTICULACIÓN DE CONTROL, 72, 73... ESPIGA DE ARTICULACIÓN, 76, 77, 78, 79... PORCIÓN DE SOPORTE DE SUSPENSIÓN, 76a, 77a, 78a, 79a ... GUÍA DE SUSPENSIÓN, 80... MOTOR ELÉCTRICO, 80B... EJE MOTOR, 81... ENGRANAJE REDUCTOR, 82 ... ENGRANAJE DE SALIDA, 83... TAPA, 84... ÁRBOL DE SOPORTE, 88... TUBO DE SOSTÉN, 89... RODAMIENTO, 90... ÁRBOL DE GUÍA, 91... AGUJERO PASANTE, 92... ECU (UNIDAD DE CONTROL ELECTRÓNICO), 94... MEDIO PARA DETECTAR LA POSICIÓN DE BALANCEO, 95... MEDIO PARA DETECTAR LA CANTIDAD DE POTENCIA REQUERIDA, 96... MEDIO PARA DETECTAR LA TEMPERATURA DEL MOTOR, E... MOTOR DE COMBUSTIÓN INTERNA, V... MOTOCLICLETA, U... UNIDAD DE POTENCIA, L1... EJE DEL CILINDRO, L2... LÍNEA CENTRAL DE ROTACIÓN, L3i, L3e... LÍNEA CENTRAL DE BALANCEO, L4i, L4e, L5i, L5e... LÍNEA CENTRAL DE PIVOTAMIENTO, L6... EJE CENTRAL, A1... DIRECCIÓN AXIAL DEL CILINDRO, A2... DIRECCIÓN AXIAL DEL ÁRBOL DE LEVA, T... MECANISMO DE CONTROL DEL REGULADOR, D... CANTIDAD OPERACIONAL, Da... CARGA PREDETERMINADA, Db... CARGA MÁXIMA, Fa, Fb... RANGO DE CARGA, E... DESVIACIÓN, M... MECANISMO DE VARIACIÓN DE LAS CARACTERÍSTICAS DE LA VÁLVULA, M1i, M1e... MECANISMO DE ARTICULACIÓN, M2... MECANISMO DE ACCIONAMIENTO, M3 ... MECANISMO DE CONTROL. M4... MECANISMO DE TRANSMISIÓN, H0... PLANO DE REFERENCIA, H1, H2... PLANO ORTOGONAL, R1... DIRECCIÓN DE ROTACIÓN, R2... DIRECCIÓN DE ROTACIÓN INVERSA, Kimax, Kemax... CARACTERÍSTICA MÁXIMA

VH 109

DE OPERACIÓN DE LA VÁLVULA, θ_{imin} , θ_{emin} ...
CARACTERÍSTICA MÍNIMA DE OPERACIÓN DE LA VÁLVULA, β ...
GRADO DE APERTURA, θ_{imax} , θ_{imin} , θ_{eomax} , θ_{eomin} ... POSICIÓN
ANGULAR MÁS AVANZADA, θ_{icmax} , θ_{iomin} , θ_{ecmax} , θ_{ecmin} ...
POSICIÓN ANGULAR MÁS RETARDADA, θ_{a} ... PERIODO DE
SUPERPOSICIÓN, θ_{b} ...PERIODO SIN SUPERPOSICIÓN, θ_{ae} ...
PERIODO EFECTIVO DE SUPERPOSICIÓN, θ_{be} ... PERIODO
EFECTIVO SIN SUPERPOSICIÓN, θ_{n} ... TASA INTERNA DE
RECIRCULACIÓN INTERNA DE LOS GASES DE ESCAPE, θ_{nn} ... TASA
INTERNA MÍNIMA DE RECIRCULACIÓN INTERNA DE LOS GASES
DE ESCAPE, θ_{nnx} ... TASA INTERNA MÁXIMA DE RECIRCULACIÓN
INTERNA DE LOS GASES DE ESCAPE.

Mejor Modo para Llevar a Cabo la Invención

En adelante, se describirán unas incorporaciones preferidas con referencia a las Figuras 1 a 14 (B).

En referencia a la FIG. 1 un motor de combustión interna E al cual se aplica la presente invención se encuentra montado sobre una motocicleta V como un vehículo. La motocicleta V comprende un chasis 1 con un chasis frontal 1a y un chasis posterior 1b; un manubrio 4 unido al extremo superior de una horquilla delantera 3 que se encuentra soportada en forma rotativa sobre una pipa de la dirección 2 combinado con un extremo frontal del chasis frontal 1a; una llanta delantera 7 soportada en forma rotativa por el extremo inferior de la horquilla frontal 3; una unidad de potencia U soportada por el chasis 1; una rueda trasera 8 soportada en forma rotativa por un extremo de un brazo oscilante 5 el cual se encuentra soportado con oscilación por el chasis 1; un amortiguador trasero 6 que conecta el chasis trasero 1b con una porción posterior del brazo oscilante 5; una tapa del chasis 9 que cubre el chasis 1.

La unidad de potencia U comprende un motor de combustión interna E que tiene un cigüeñal 15 que se extiende hacia la derecha y hacia la izquierda de la motocicleta V y que se encuentra en posición horizontal; y una transmisión de potencia que comprende un engranaje para cambiar la

112
109

velocidad y transmite la potencia del motor de combustión interna E a la llanta trasera 8. El motor de combustión interna E comprende una caja del cigüeñal 10 que forma una cámara de cigüeñal para acomodar un cigüeñal 15 y también sirve como una caja de engranaje para los cambios de velocidad; un cilindro 11 que se combina con la caja del cigüeñal 10 y que se extiende hacia delante; un cabezal de cilindro 12 combinado con un extremo frontal del cilindro 11; y una tapa de cabezal 13 combinada con un extremo frontal del cabezal del cilindro 12. Un eje de cilindro L1 del cilindro 11 se inclina hacia adelante y ligeramente hacia arriba (ver FIG. 1) o en dirección paralela a la dirección horizontal. Igualmente la rotación del cigüeñal 15 impulsado en forma rotatoria por el pistón 14 (ver FIG. 2) cambia de velocidad según la caja de cambio de velocidades y se transmite a la llanta trasera 8, y finalmente la llanta trasera 8 se impulsa.

Haciendo referencia también a la FIG. 2, el motor de combustión interna E es un motor de combustión interna SOHC (con un solo eje de levas en la culata), enfriado por aire, de un solo cilindro y de cuatro tiempos. El cilindro 11 se forma con un orificio de cilindro 11a en el cual el pistón 14 encaja en forma recíproca y una cámara de combustión 16 se forma en una superficie del cabezal del cilindro 12, frente al orificio del cilindro 11a en la dirección axial A1 del cilindro. El cabezal del cilindro 12 también se forma con un puerto de entrada 17 con una apertura de admisión 17a y un puerto de escape 18, que cuenta con una apertura de escape 18a, que abren respectivamente en la cámara de combustión 16. Se inserta una bujía de encendido 19 frente a la cámara de combustión 16 sobre un orificio de montaje 12c formado en el cabezal del cilindro 12 de manera que quede montado sobre el cabezal del cilindro 12. Aquí la cámara de combustión 16 constituye un espacio de combustión junto con el orificio del cilindro 11a en un espacio entre el pistón 14 y el cabezal del cilindro 12.

Adicionalmente, el cabezal del cilindro 12 cuenta con una válvula de admisión 22 y una válvula de escape 23 que son válvulas de motores soportadas en forma recíproca por guías de válvulas 20i, 20e y que siempre se encuentran orientadas en la dirección de cierre de la válvula mediante unos

resortes de válvula 21. La válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23 se operan de manera que se abren o se cierran mediante un dispositivo de operación de válvula 40 dispuesto en el motor de combustión interna E, y abre o cierra la apertura de admisión 17a y la apertura de escape 18a formadas en los asientos de las válvulas 24. El dispositivo de operación de la válvula 40, a excepción de un motor eléctrico 80 (ver la FIG. 5) se coloca en una cámara de sistema de válvulas 25 formada por el cabezal del cilindro 12 y la tapa del cabezal 13.

Para poder llevar el aire que se admite desde el exterior hacia el puerto de admisión 17, se monta un sistema de admisión que comprende un depurador de aire 26 (ver FIG. 1) y un cuerpo del regulador 27 (ver FIG. 1) sobre una fase superior 12a que se encuentra a un lado del cabezal del cilindro 12 en el cual se abre la entrada 17b del puerto de admisión 17. Un sistema de escape que comprende un tubo de escape 28 (ver FIG. 1) que conduce los gases de escape que fluyen de la cámara de combustión 16 a través del puerto de escape 18 hacia el exterior del motor de combustión interna E se encuentra montado sobre una fase inferior 12b del cabezal del cilindro sobre el cual se abre la salida 18b del puerto de escape 18. Además el sistema de admisión tiene una válvula de inyección de combustible que es un sistema de suministro de combustible que provee combustible líquido a la admisión de aire.

Además, el aire que se succiona a través del purificador de aire 26 y el cuerpo del regulador 27 ingresa a la cámara de combustión 16 a través de la válvula de admisión 22 que se abre en el tiempo de admisión cuando el pistón 14 baja del puerto de admisión 17 y el aire succionado se comprime y se mezcla con el combustible en el tiempo de compresión cuando el pistón 14 se mueve hacia arriba. La mezcla de combustible y aire se enciende mediante la bujía de encendido 19 y se quema en la fase final del tiempo de compresión, y el pistón 14 impulsado por la presión del combustible quemado en el tiempo de expansión cuando el pistón 14 se mueve hacia abajo impulsa el cigüeñal 15 para que rote. El combustible quemado se descarga en el puerto de escape 18 a través de la válvula de escape 23 que se abre en el tiempo de escape cuando el pistón 14 asciende desde la cámara de combustión 16.

En referencia a la FIG. 3, una válvula reguladora 30 que se encuentra orientada en dirección al cierre de válvula mediante unos resortes de retorno, un mecanismo de control del regulador T que controla el grado de apertura (posición del regulador) de la válvula reguladora abriendo o cerrando la válvula reguladora 30, y un medio para detectar el grado de apertura del regulador que detecta el grado de apertura de la válvula reguladora 30 se disponen en el cuerpo del regulador 27 comunicándose con el depurador de aire 26 en un extremo de 27a corriente arriba y comunicándose con el puerto de admisión 17 mediante el tubo de admisión en un extremo de 27b corriente abajo. El mecanismo de control del regulador T comprende un motor eléctrico 33 como un accionador que se controla por medio de una unidad de control electrónico (en adelante se hará referencia al mismo como ECU) 92 (ver la FIG. 5) como un sistema de control; y un tren reductor de engranaje compuesto por una serie de engranajes 34 y 35 que constituyen un mecanismo de transmisión de potencia del motor eléctrico 33 a la válvula reguladora 30.

Haciendo referencia a la FIG. 4, ECU 92 comprende un medio de detección de la potencia requerida 95 que detecta la cantidad operacional D de un sujetador de regulador como un miembro operacional de potencia manipulado por un operador; un medio para detectar la temperatura del motor 96 que detecta el estado de calentamiento del motor de combustión interna (por ejemplo, un medio para detectar la temperatura del aceite de lubricación); y un medio para detectar el grado de apertura del regulador 32 (sensor de posición del regulador 32). Cada señal de detección del medio para detectar el estado operacional que detecta el estado de operación del motor de combustión interna E se agrega a ECU 92. Aquí la cantidad operacional D es una cantidad requerida de potencia del motor establecida por un operador, y el sujetador del regulador es un medio de fijación de la potencia (mecanismo de fijación de la potencia) que fija la cantidad requerida.

Los mapas del grado de apertura del regulador donde un grado de apertura β de la válvula reguladora 30 se fija con la cantidad operacional D como un parámetro, se almacenan en una unidad de almacenamiento de ECU 92. Estos mapas del grado de apertura del regulador están compuestos por un

mapa por el periodo de calentamiento que se emplea durante el calentamiento del motor de combustión interna E y un mapa para el tiempo posterior al calentamiento que se emplea una vez se alcanza el calentamiento del motor de combustión interna E. Igualmente un motor eléctrico 33 abre o cierra la válvula reguladora 30 mediante el control de ECU 92 que permite que el grado de apertura de la válvula reguladora 30 sea el grado de apertura β fijado por el mapa del grado de apertura del regulador de acuerdo con la cantidad operacional D detectada por el medio de detección de la cantidad de potencia requerida 95 y el verdadero grado de apertura de la válvula reguladora 30 detectado por el medio de detección del grado de apertura del regulador 32.

Cuando el medio de detección de la temperatura del motor 96 detecta que la temperatura del motor corresponde a la de calentamiento que se encuentra por debajo de la temperatura predeterminada, la ECU 32 selecciona el mapa para el tiempo de calentamiento. Cuando el medio de detección de la temperatura del motor 96 detecta que la temperatura del motor corresponde a la temperatura posterior al calentamiento que está por encima de la temperatura predeterminada, la ECU 92 selecciona el mapa para el tiempo posterior al calentamiento. Con base en el mapa para el tiempo de calentamiento, se fija una característica de apertura del regulador (una característica de posición del regulador) de la válvula reguladora 30 y es directamente proporcional a la cantidad operacional D de manera que el grado de apertura de la válvula reguladora 30 aumenta con el incremento de la cantidad operacional D sobre el rango total de carga del motor de combustión interna E. Por este motivo, el motor eléctrico 33 controla el grado de apertura de la válvula reguladora 30 para incrementar el grado de apertura con el aumento de la cantidad operacional D, es decir que la carga del motor detectada por el medio de detección de la cantidad de potencia requerida 95 también funciona como un medio de detección de carga que detecta la carga del motor sobre todo el rango de la carga.

Por otro lado, con base en el mapa de post calentamiento, la característica del grado de apertura se fija de la siguiente manera: en un primer rango de carga F_a que cubre el rango de carga desde cero carga hasta

una carga predeterminada F_a en un rango bajo, el grado de apertura del regulador de la válvula reguladora 30 aumenta de un grado de apertura en un estado de marcha al vacío donde la válvula se abre por completo a la carga predeterminada D_a con el incremento de la cantidad operacional D (carga del motor), y en un segundo rango de carga F_b que cubre el rango de carga D_a sobre la carga predeterminada, la válvula reguladora 30 se abre en el grado de apertura total, independientemente de la cantidad operacional D . Por este motivo, el motor eléctrico 33 controla el grado de apertura de la válvula reguladora 30 para abrir por completo la válvula reguladora 30 a la carga predeterminada D_a desde el grado de apertura en un estado de marcha al vacío con el aumento en la cantidad operacional D en el primer rango de carga F_a , y para mantener la válvula reguladora 30 totalmente abierta en el segundo rango de carga F_b . Aquí todo el rango de carga entre cero carga y la carga máxima D_b se divide en tres rangos como un rango de carga baja F_1 , un rango de carga media F_2 y un rango de carga alta F_3 .

Haciendo referencia a las FIGs. 2, 5 a 7, 12 (A) y 12 (B), un dispositivo de operación de válvula 40 comprende un balancín principal de admisión 41 que funciona como una biela de la leva de admisión apoyada sobre el vástago de la válvula 22a para abrir o cerrar la válvula de admisión 22; un balancín principal de escape 42 que funciona como una biela de la leva de escape apoyada sobre el vástago de la válvula 23a para abrir o cerrar la válvula de escape 23; y un mecanismo de variación de las características de la válvula M que controla una característica de operación de la válvula incluyendo la tiempo de apertura y de cierre de la válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23 y la magnitud de elevación máxima.

El balancín principal de admisión 41 y el balancín principal de escape 42 se encuentran soportados en forma de balancín sobre un par de ejes de balancín 43 que se encuentran fijos a un soporte del árbol de levas 29 en los puntos de apoyo 41a y 42a de la pieza central, y soportan el vástago de la válvula 22a y 23a en los tornillos de ajuste 41b y 42b que constituyen piezas operativas de un extremo, y entran en contacto con la leva de admisión 53 y la

VV 1/4

leva de escape 54 en las poleas 41c y 42c que constituyen las porciones de contacto del otro extremo.

El mecanismo de variación de las características de la válvula M comprende un mecanismo interno que se encuentra en la cámara del sistema de válvulas 25; y un motor eléctrico 80, un mecanismo externo que se encuentra por fuera de la cámara del sistema de válvulas 25 y un accionador eléctrico que impulsa el mecanismo interno. El mecanismo interno comprende un árbol de levas 50 que se encuentra soportado en forma rotatoria por el cabezal del cilindro 12 y que se impulsa en forma rotatoria mientras se engancha con el cigüeñal 15; una leva de mando de admisión 51 y una leva de mando de escape 52 que funcionan como una leva de mando dispuesta en el árbol de levas 50 y rota integralmente con el árbol de levas 50; los mecanismos de articulación M1i y M1e que funcionan como un mecanismo de enganche que se encuentra soportado con pivotamiento por el árbol de levas 50; una leva de admisión 53 y una leva de escape 54 que funcionan como una leva de operación de válvulas que se encuentra conectada a los mecanismos de articulación M1i y M1e y se encuentran soportadas con pivotamiento por el árbol de levas 50 para operar el balancín principal de admisión 41 y el balancín principal de escape 42; un mecanismo de impulso M2 que comprende el motor eléctrico 80 como una fuente de impulso para balancear los mecanismos de articulación M1i y M1e alrededor del árbol de levas 50 (ver (FIG. 5); un mecanismo de control M3 que se encuentra dispuesto entre el mecanismo de impulso M2 y los mecanismos de articulación M1i y M1e y controla el balanceo de los mecanismos de articulación M1i y M1e alrededor del árbol de levas 50 de acuerdo con la fuerza de impulso del motor eléctrico 80; y un resorte de retorno 55 que funciona como un medio de presión y de orientación que ejerce un torque alrededor del árbol de levas 50 a los mecanismos de articulación M1i y M1e para empujar los mecanismos de articulación M1i y M1e contra el mecanismo de control M3.

Haciendo referencia a las FIGs 2, 5 y 6 el árbol de levas 50 se encuentra soportado en forma rotatoria por el cabezal del cilindro 12 y el soporte del árbol de levas 29 combinado con el cabezal del cilindro 12 mediante un par de

11/8 13

rodamientos 56 que se encuentran en ambos extremos del árbol de levas 50 y se opera conjuntamente con el cigüeñal y se impulsa en forma rotatoria a la mitad de la velocidad de las revoluciones del cigüeñal 15 mientras se engancha con el mismo mediante la potencia del cigüeñal 15 (ver FIG. 1) transmitida a través del mecanismo de transmisión de potencia para operar la válvula. El mecanismo de transmisión de potencia para la operación de la válvula comprende una rueda dentada de leva 57 combinada integralmente con un extremo delantero de un costado izquierdo del árbol de levas 50 que es un extremo del mismo; una rueda dentada de leva combinada integralmente con el cigüeñal 15; y una cadena de tiempos 58 que cruza la rueda dentada de leva 57 y la rueda dentada de accionamiento. El mecanismo de transmisión de la potencia para la operación de las válvulas se encuentra en la cámara de transmisión de potencia que está formada por el cilindro 11 y el cabezal del cilindro 12 y se encuentra ubicado en el costado izquierdo del cilindro 11 y el cabezal del cilindro 12 que es un extremo de un primer plano octogonal H1. Asimismo, la cámara de transmisión de potencia 59 formada en el cabezal del cilindro 12 entre la cámara de transmisión de potencia se encuentra adyacente a la cámara del sistema de válvulas 25 en dirección diametral del eje del cilindro L1 (en adelante se hace referencia a esta como la dirección diametral) y en dirección axial A2 de la línea central de rotación L2 del árbol de levas 50 (en adelante se hace referencia a esta como la dirección axial A2 de un árbol de leva). Aquí, el primer plano ortogonal H1 es un plano que incluye el eje del cilindro L1 y cruza un plano de referencia H0 como se describe más adelante en el ángulo derecho.

Además en el mecanismo de variación de las características de la válvula M, las piezas relacionadas con la válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23 incluyen piezas que se corresponden entre sí, y la leva de mando de admisión 51, la leva de mando de escape 52, los mecanismos de articulación M1i y M1e, la leva de admisión 53 y la leva de escape 54 tienen la misma estructura. Por lo tanto, se hará la siguiente descripción de las piezas relacionadas con la válvula de escape 23 y la descripción de las piezas

11a 11b

relacionadas con la válvula de admisión 22 y los temas concernientes se escribirán entre paréntesis, según sea necesario.

Haciendo referencia a las FIGs 2, 5, 8 (A), 8 (B), 9 (A), 9 (B), 12 (A) y 12 (B), la leva de mando de escapé 52 (la leva de mando de admisión 51) que se montó mediante una prensa y se sujetó al árbol de levas 50 tiene una superficie de leva formada sobre toda la circunferencia de su superficie. Esta superficie de leva consiste en una porción circular de la base 52a (51a) que no balancea el árbol de escape 54 (el árbol de admisión 53) mediante el mecanismo de articulación M1e (M1i) y una porción abombada de la leva 52b (51b) que balancea la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) mediante el mecanismo de articulación M1e (M1i). La porción circular de la base 52a (51b) tiene una forma seccional de un arco circular con un radio predeterminado de la línea central de rotación L2, y la porción abombada de la leva 52b (51b) tiene una forma seccional donde el radio de la línea central de rotación L2 aumenta y luego disminuye en el sentido de la dirección de rotación R1 del árbol de levas 50. Igualmente la porción circular de la base 52a (52a) fija una posición de balanceo de la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) de manera que el balancín principal de escape 42 (el balancín principal de admisión 41) entra en contacto con la porción circular de la base 54a (53a) de la leva de escape 54 (la leva de admisión 53), y la porción abombada de la leva 52b (51b) fija una posición de balanceo de la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) de manera que el balancín principal de escape 42 (el balancín principal de admisión 41) entra en contacto con la porción circular de la base 54a (53a) de la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) y la porción abombada de la leva 54b (53b).

Los mecanismos de articulación M1i y M1e comprenden el mecanismo de articulación de admisión M1i conectado con la leva de admisión 53; y el mecanismo de articulación de escape M1e conectado a la leva de escape 54. Con referencia a las FIGs. 5 y 6, el mecanismo de articulación de escape M1e (el mecanismo de articulación de admisión M1i) comprende un soporte 60e (60i) que se encuentra soportado con pivotamiento por el árbol de levas 50 y se puede balancear alrededor del árbol de levas 50;

12/17

un brazo de escape del sub-balancín 66e (un brazo de admisión del sub-balancín 66i) que se encuentra soportado con pivotamiento por el soporte 60e (60i) y se impulsa por la leva de mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51) que se balancea; una articulación 67e (67i) donde uno de los extremos se encuentra montado con pivotamiento sobre el brazo de escape del sub-balancín 66 (el brazo de admisión del sub-balancín 66i) y el otro extremo se encuentra montado con pivotamiento sobre la leva de escape 54 (la leva de admisión 53); y un resorte de control 68 que empuja el brazo de escape del sub-balancín 66e (el brazo de admisión del sub-balancín 66i) contra la leva de mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51).

El soporte 60e (60i) soportado por el árbol de levas 50 mediante un rodamiento 69 en la cual se inserta el árbol de levas 50 comprende un par de platos, el primer plato 61e y el segundo plato 62e (61i y 62i) espaciados en dirección axial A2 del árbol de levas y una pieza de conexión que conecta el primer y el segundo plato 61e y 62e (61i y 62i) entre sí en la dirección axial A2 del árbol de levas donde se deja un espacio predeterminado y que soporta con pivotamiento el brazo de escape del sub-balancín 66e (el brazo de admisión del sub-balancín 66i). De igual manera, esta pieza de conexión comprende un collarín 63e (63i) que define el espacio predeterminado entre ambos platos 61e y 62e (61i y 62i) y funciona como una leva de soporte que soporta con pivotamiento el brazo de escape del sub-balancín 66e (el brazo de admisión del sub-balancín 66i); y un remache 64 que se inserta en el collarín 63e (63i) y combina ambos platos 61e y 62e (61i y 62i). Como se muestra en las FIGs 6, 8(A) y 8 (B), se forman unos orificios de montaje 61e3 y 62e3 (61i3 y 61i3) donde los rodamientos 69 soportan con pivotamiento los respectivos platos 61e y 62e (61i y 62i) por el árbol de levas 50 en los respectivos platos.

Haciendo referencia a la FIG. 5, la articulación de control de escape 71e (la articulación de control de admisión (71i) del mecanismo de control M3 se monta con pivotamiento en el primer plato 61e (61i), y la articulación de control del escape 71e (71i) y el primer plato 61e (61i) están conectados entre sí de manera que ambos se pueden mover, cada uno en relación con el otro, en

12/11/8

unos puntos de conexión 71e2 y 61e1 (71i2 y 61i1) entre los mismos. Más específicamente una espiga de articulación 61e1a (61i1a) que se montó mediante una prensa y que se sujetó a un orificio de la pieza de conexión 61e1 (61i1) del primer plato 61e (61i) funciona como una pieza de conexión del lado del soporte, se inserta en la pieza de conexión 71e2 (71i2) de la articulación de control del escape 71e (la articulación de control de admisión (71i) que funciona como una pieza de conexión en el lado del mecanismo de control de manera que ambos se pueden mover en forma recíproca.

Igualmente en el segundo plato 62e (62i), una leva de descompresión 62e1 (62i1) (ver FIG. 8(A), 8(B), 12(A) y 12(B) para facilitar el encendido al abrir ligeramente la válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23 en el tiempo de compresión reduce la presión de compresión en el encendido del motor de combustión interna E. Además en el segundo plato 62e, se dispone una pieza detectada 62e2 detectada mediante una pieza de detección 94a de un medio para detectar la posición de balanceo 94 (ver FIGs. 14(A) y 14(B). La pieza detectada 62e2 consiste en una pieza dentada que engrana una pieza dentada que constituye la pieza de detección 94^a para engranar en la dirección de balanceo del segundo plato 62e. Adicionalmente, aunque no se emplea en la presente incorporación, el segundo plato 61i también esta provisto de una pieza 62i2 que corresponde a la pieza detectada 62e2.

En el collarín 63e (63i) se forman y disponen de manera integral una primera porción del resorte de soporte 76 que sostiene un extremo del resorte de control 68 incluyendo un resorte helicoidal de compresión y una porción móvil del soporte del resorte 78 que sostienen un extremo del resorte de presión 55 incluyendo un resorte helicoidal de compresión. Ambas porciones de sostén del resorte 76, 78 están dispuestas de forma que quedan al lado del punto de soporte 66ea (66ia) del brazo de escape del sub-balancín 66e (del brazo de admisión del sub-balancín 66i) en la dirección axial A2 del árbol de levas y dispuestas en la dirección circunferencial del collarín 63e (63i) y queda un espacio (ver FIG. 6).

Adicionalmente, en el collarín 63e (63i), una pieza convexa 63e1 (63i1) que se encaja en un orificio 62e4 (62i4) formado en el segundo plato 62e (62i)

127
119

se forma en una posición alejada de una línea central de balanceo L3e (13i) del brazo de escape del sub-balancín 66e (el brazo de admisión del sub-balancín 66i). La pieza convexa 63e1 (63i1) y el orificio 62e4 (62i4) constituyen una pieza de engranaje que evita la rotación relativa alrededor de la línea central de balanceo L3e (13i) que se ubica entre el segundo plato 62e (62i) y el collarín 63e (63i). Esta pieza del engranaje evita que el collarín 63e (63i) sobre el cual se ejerce el mismo grado de torque por parte de la fuerza del resorte del resorte de control 68 y el resorte de presión 55 rote en relación con el primer y el segundo plato 61e y 62e (61i y 62i) debido al suministro del par de porciones que sostienen los resortes 76 y 78. Por lo tanto la operación que el resorte de presión 55 aplica para el torque alrededor del árbol de levas 50 sobre los mecanismos de articulación M1i y M1e y la operación que el resorte de control 68 empuja sobre la leva de mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51) se efectúan con certeza.

Haciendo referencia a las FIGs. 2, 5, 6, 8(A), 8(B), 9(A) a 9(C), 12(A) y 12(B) el brazo de escape del sub-balancín 66e (el brazo de admisión del sub-balancín 66i) que se encuentra entre el primer y el segundo plato 61e y 62e (61i y 62i) junto con la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) y la leva de mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51) entran en contacto con la leva de mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51) en una polea 66eb (66ib) que funciona como una pieza de contracción que entra en contacto con la leva de mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51) en la dirección axial A2 del árbol de levas, y se encuentra soportado con balanceo por el punto de soporte 66ea (66ia) en este extremo, y está sujeto a la espiga de articulación 72 que está sujeta a un extremo de la articulación 67e (67i) en la pieza de conexión 66ec (66ic) en su otro extremo. Por este motivo, el brazo de escape del sub-balancín 66e se balancea alrededor del collarín 63e (63i) como un centro de pivotamiento porque la leva de mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51) rota junto con el árbol de levas 50.

La leva de escape 54 (la leva de admisión 53) soportada con pivotamiento por la espiga de articulación 73 que está sujeta al otro extremo de la articulación 67e (67i) está compuesta por unas levas de balanceo que

12718

están soportadas por el árbol de levas 50 mediante el rodamiento 44 y de esta forma se puede balancear alrededor del árbol de levas 50. Se forma una superficie de leva en una pieza de la superficie circunferencial de la leva de escape. Esta superficie de leva está conformada por la porción circular de la base 54a (53a) que mantiene cerrada la válvula de escape 23 (la válvula de admisión 22); y la porción abombada de la leva 54b (53b) que empuja hacia abajo y abre la válvula de escape 23 (la válvula de admisión 22). La porción circular de la base 54a (53a) tiene una forma seccional de un arco circular con un radio fijo desde la línea central de rotación L2, y la porción abombada 54b (53b) tiene una forma seccional de un arco circular cuyo radio se aumenta desde la línea central de rotación L2 en la dirección inversa a la rotación R2 (la dirección de rotación R1) del árbol de levas 50. Por este motivo, la porción abombada de la leva 54b (53b) de la válvula de escape 23 (la válvula de admisión 22) tiene una forma que permite que la magnitud de elevación de la leva de escape 54 gradualmente se incremente en la dirección inversa a la rotación R2 (la dirección de rotación R1).

La leva de escape 54 (la leva de admisión 53) se balancea en la misma cantidad alrededor del árbol de levas 50 junto con el mecanismo de articulación de escape M1e (el mecanismo de articulación de admisión M1i) mediante la fuerza impulsora del mecanismo de accionamiento M2 transmitida a través del mecanismo de control M3 mientras que se balancea alrededor del árbol de levas 50 junto con el brazo de escape del sub-balancín 66e (el brazo de admisión del sub-balancín 66i) mientras se balancea por la leva de mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51). Además, la leva de escape 54 (la leva de admisión 53), que se balancea con respecto al árbol de levas 50 balancea el balancín principal de escape 42 (el balancín principal de admisión 41) y abre o cierra la válvula de escape 23 (la válvula de admisión 22). Por esta razón, la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) se balancea debido a la fuerza de impulso del mecanismo de accionamiento M2 que se transmite secuencialmente a través del soporte 60e (60i), el brazo de escape del sub-balancín 66e (el brazo de admisión del sub-balancín 66i) y la articulación 67e (67i), y se balancea debido a la fuerza impulsora de la leva de

12/12

mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51) que se transmite secuencialmente a través del brazo de escape del sub-balancín 66e (brazo de admisión del sub-balancín 66i) y la articulación 67e (67i).

El resorte de control 68 que genera una fuerza de resorte para empujar el rotor 66eb (66ib) del brazo de escape del sub-balancín 66e (del brazo de admisión del sub-balancín 66i) contra la leva de mando de escape 52 (la leva de mando de admisión 51) está dispuesto entre el collarín 63e (63i) y la leva de escape 54, y se puede expandir o contraer en la dirección circunferencial del árbol de levas 50 de acuerdo con el balanceo del brazo de escape del sub-balancín 66e (del brazo de admisión del sub-balancín 66i). El otro extremo del resorte de control 68 donde uno de sus extremos se encuentra sostenido por la primera porción de sostén del resorte 76 en el otro extremo está sostenido por la segunda porción de sostén del resorte 75 que se dispone como una protuberancia en forma de repisa formada integralmente con la leva de escape 54 (la leva de admisión 53).

El resorte de presión 55 que siempre aplica una fuerza de resorte ejerciendo torque en una dirección de la dirección de balanceo al mecanismo de articulación de escape M1e (mecanismo de articulación de admisión M1i) tiene uno de sus extremos sostenido por la porción móvil del soporte del resorte 78 del soporte 60e (60i) y el otro extremo está soportado por la porción fija del sostén del soporte 79 que está dispuesta en el soporte del árbol de levas 29 que funciona como una pieza fija al cabezal del cilindro 12.

La fuerza del resorte del resorte de presión 55 que empuja el mecanismo de articulación de escape M1e (el mecanismo de articulación de admisión M1i) contra el lado del cilindro 11 actúa directamente sobre el soporte 60e (60i) y los empuja hacia la dirección frente al cilindro 11, y el torque de la fuerza de cada resorte que actúa sobre el soporte 60e (60i) gira hacia la misma dirección. Además la dirección se fija en la misma dirección que la del torque que actúa sobre la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) por la fuerza de reacción que actúa sobre la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) de la válvula de escape 23 (la válvula de admisión 22) cuando la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) abre la válvula de escape 23 (la válvula de admisión

12) 12

22). Por este motivo, la dirección hacia la cual la fuerza del resorte del resorte de presión 55 siempre empuja la pieza de conexión 61e1 (61i1) contra la pieza de conexión 71e2 (71i2) en la dirección de balanceo es la misma dirección que la dirección en la cual la fuerza de reacción empuja la pieza de conexión 61e1 (61i1) contra la pieza de conexión 71e2 (71i2) en la dirección de balanceo sobre la base de que el torque que actúa sobre el soporte 60e (60i) de la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) a través de la articulación de conexión 67e (67i) y el brazo de escape del sub-balancín 66e (el brazo de admisión del sub-balancín 66i).

Adicionalmente, en las respectivas piezas de conexión 71e2 y 61e1 (71i2 y 61i1) entre las cuales existe un pequeño espacio debido al montaje de pivotamiento, el resorte de presión 55 siempre empuja una pieza de conexión 61e1 (61i1) contra la otra pieza de conexión 71e2 (71i2) en la dirección de balanceo. Cuando la articulación de control de escape 71e (la articulación de control de admisión 71i) balancea el primer plato, se elimina el efecto del espacio entre la pieza de conexión 71e2 (71i2) y la pieza de conexión 61e1 (61i1), y el movimiento de la articulación de control de escape 71e (la articulación de control de admisión 71i) se transmite en forma precisa al soporte 602 (60i).

Con referencia a las FIGs. 2, 5, 12(A) y 12(B), el mecanismo de control M3 comprende una leva de control cilíndrica 70 que funciona como un miembro de control impulsado por el mecanismo de accionamiento M2, y las articulaciones de control 71i y 71e que transmiten el movimiento de la leva de control 70 a los mecanismos de articulación M1i y M1e y balancean los mecanismos de articulación M1i y M1e alrededor del árbol de levas 50.

La leva de control 70 es móvil en dirección paralela al eje del cilindro L1. Por lo tanto, la leva de control 70 incluye la línea central de rotación L2 del árbol de levas 50 y es móvil en dirección paralela al plano de referencia H0 paralelo al eje del cilindro L1.

Las articulaciones de control 71i y 71e están compuestas por la articulación de control de admisión 71i y la articulación de control de escape 71e. La articulación de control de admisión 71i está montada con

123

pivotamiento en la leva de control 70 mediante la pieza de conexión 71i2 como una segunda pieza de conexión de admisión y está montada con pivotamiento en la pieza de conexión 61i1 del primer plato 61i del mecanismo de articulación de admisión M1i mediante la pieza de conexión 71i1 como una primera pieza de conexión de admisión. La articulación de control de escape 71e está montada con pivotamiento en la leva de control 70 mediante la pieza de conexión 71e1 como una primera pieza de articulación de escape y está montada con pivotamiento en la pieza de conexión 61e1 del primer plato 61e del mecanismo de articulación de escape M1e mediante la pieza de conexión 71e2 como una segunda pieza de articulación de escape. La pieza de conexión 71i1 de la articulación de control de admisión 71i y la pieza de conexión 70a de la leva de control 70 tienen respectivamente un orificio en el cual se inserta la espiga de articulación 71e3 que se montó mediante prensado y se sujetó al orificio de la pieza de conexión 71e1 de la articulación de control de escape 71e de manera que sea relativamente rotatoria, y se encuentran soportadas con pivotamiento por la espiga de articulación 71e3. Las piezas bifurcadas de articulación 71i1 y 71e2 respectivamente tienen un orificio en el cual se insertan las espigas de conexión 61i1a y 61e1a de las piezas de conexión 71i1 y 71e2 de manera que sean relativamente rotatorias, y se encuentran soportadas con pivotamiento sobre las espigas de conexión 61i1a y 61e1a. Asimismo en las respectivas piezas de conexión 71e1 (71i1) y 70a entre las cuales existe un pequeño espacio debido al montaje con pivotamiento, la pieza de conexión 71e1 (71i1) siempre se empuja contra la pieza de conexión 70a. Por lo tanto, se elimina el efecto del espacio (juego) entre la pieza de conexión 71e1 (71i1) y la pieza de conexión 70a y el movimiento de la articulación de control de escape 70 se transmite a la articulación de control de escape 71e (la articulación de control de admisión 71i) en forma precisa.

Igualmente, la línea central de pivotamiento L4i de la pieza de conexión (ver FIGs. 2, 12(A) y 12(B)) y la línea central de pivotamiento L4e de la pieza de conexión 71e1 (ver FIGs. 2, 12(A) y 12(B)) constituyen la línea central común de pivotamiento en la pieza de conexión 70a de la leva de control 70, y están dispuestas en dirección paralela a la línea central de rotación L2 en un

estado desviado hacia el extremo de escape que es un lado con respecto al plano de referencia H0 mediante una desviación determinada e (ver FIGs. 2 y 7), y la línea central de pivotamiento L5i de la pieza de conexión 71i2 (ver FIGs. 2, 12(A) y 12(B)) está dispuesta en dirección paralela a la línea central de rotación L2 en el extremo del escape. La línea central de pivotamiento L5e (ver FIGs. 2, 12(A) y 12(B)) de la pieza de conexión 71i2 está dispuesta en dirección paralela a la línea central de rotación L2 en el lado de admisión que es el otro lado con respecto al plano de referencia H0. Por este motivo, como se muestra en la FIG. 7 el eje central L6 de la leva de control 70 está en dirección paralela al eje del cilindro 11 y desviado hacia el lado de escape del plano de referencia H0 por una desviación e. Aquí el lado de admisión significa un lado donde la válvula de admisión 22 está dispuesta con respecto al plano de referencia H0, y el lado de escape significa un lado donde la válvula de escape 23 está dispuesta con respecto al plano de referencia H0.

Asimismo, la longitud de la articulación de control de admisión 71i que es la distancia entre ambas líneas centrales de pivotamiento L4i y L5i se fija de manera que sea más larga que la longitud de la articulación de control de escape 71e que es la distancia entre las dos líneas centrales de pivotamiento L4e y L5e. Ambas líneas centrales de pivotamiento L5i y L5e se disponen con la misma distancia desde la línea central de rotación L2 en la misma superficie cilíndrica de la línea central de rotación L2 alrededor del árbol de levas 50, y se ubica en el lado donde la leva de control 70 y las líneas centrales de pivotamiento L4i y L4e se encuentran dispuestas con respecto al segundo plano ortogonal H2 que incluye la línea central de rotación L2 y cruza el primer plano ortogonal formando un ángulo recto. Igualmente, la línea central de pivotamiento L5i se ubica en la posición más próxima al segundo plano ortogonal H2 que la línea central de pivotamiento L5e.

Por esta razón, las líneas centrales de pivotamiento L4i y L4e que son la línea central común de pivotamiento se desvían hacia el lado del escape desde el plano de referencia H0 mediante una desviación e, o la longitud de la conexión de la articulación de control de admisión 71i se determina de manera que sea más larga que la de la articulación de control de escape 71e. Como

128 125

resultado de lo anterior, la cantidad de balanceo de la línea central de pivotamiento L5i alrededor del árbol de levas 50, y por lo tanto la cantidad de balanceo del mecanismo de articulación de admisión M1i y la leva de admisión 53 se hace mayor que la del mecanismo de articulación de escape M1e y la leva de escape 54 con relación a la distancia de movimiento de la leva de control 70 impulsada por el mecanismo accionador M2.

Haciendo referencia a las FIGs. 6 y 10, el mecanismo accionador M2 que impulsa la leva de control 70 comprende el motor eléctrico 80 que se encuentra montado sobre la tapa del cabezal 13 y puede rotar en dirección reversa; y un mecanismo de transmisión M4 que transmite la rotación del motor eléctrico 80 a la leva de control 70. Asimismo, el mecanismo de control M3 y el mecanismo accionador M2 se disponen en dirección opuesta al cilindro 11 y la cámara de combustión 16 con respecto al segundo plano ortogonal H2.

El motor eléctrico 80 comprende un cuerpo principal cilíndrico 80a que comprende una pieza de generación de calor como una bobina que tiene un eje central L1 en dirección paralela al eje del cilindro L1; y un eje motor 80b que se extiende en dirección paralela al eje del cilindro L1. El motor eléctrico 80 está dispuesto por fuera del cabezal del cilindro 12 y la tapa del cabezal 13 en dirección diametral de la cámara del sistema de válvulas. Igualmente, la cámara de transmisión de potencia 59 está dispuesta en el costado izquierdo del primer plano ortogonal H1, y el cuerpo principal 80a y la bujía de encendido 19 se encuentran del otro lado, es decir en el lado derecho del primer plano ortogonal H1. En el cuerpo principal 80a, se forma un agujero pasante 80a2 en una pieza montada 80a1 combinada con una pieza de montaje 13a que se forma en la tapa del cabezal 13 que constituye una protuberancia con forma de visor en dirección diametral, y el eje motor 80b pasa a través del agujero pasante 80a2 y sobresale hacia el exterior del cuerpo principal 80a y se extiende hasta el interior de la cámara del sistema de válvulas 25. El cuerpo principal 80a se ubica en una posición donde la totalidad del cuerpo principal se encuentra cubierto por la pieza de montaje como se aprecia en la

12/1/26

dirección axial A1 del cilindro desde el lado del cabezal del cilindro 13 o desde la posición frontal del cabezal del cilindro 13 (ver FIG. 10).

Haciendo referencia a las FIGs. 2, 5 y 10 en la cámara del sistema de válvulas 25, el mecanismo de transmisión M4 dispuesto entre el soporte del árbol de levas 29 y la tapa del cabezal 13 en la dirección axial A1 del cilindro consiste de un engranaje reductor 81 que engrana con un engranaje impulsor 80b1 formado en un eje motor 80b que pasa a través de la tapa del cabezal 13 y se extiende hasta la cámara del sistema de válvulas 25; y un engranaje de salida 82 que engrana con el engranaje reductor 81 y se encuentra soportado en forma rotatoria por el cabezal del cilindro 12 mediante el soporte del árbol de levas 29. El engranaje reductor 81 se encuentra soportado en forma rotatoria por una leva de soporte 84 que se encuentra soportada por la tapa del cabezal 13 y una tapa 83 que cubre la apertura 13c formada en la tapa del cabezal 13, y comprende un engranaje grande 81a que engrana con el engranaje impulsor 80b1; y un pequeño engranaje que engrana con el engranaje de salida 82. El engranaje de salida 82 comprende una pieza cilíndrica protuberante 82a que se soporta en forma rotatoria por un tubo de soporte 88 combinado con el soporte del árbol de levas 29 con pernos a través de un rodamiento 89.

El engranaje de salida 82 y la leva de control 70 están conectados mediante accionamiento a un mecanismo de tornillos de avance que funciona como un mecanismo de conversión de movimiento que convierte la movimiento rotacional del engranaje de salida 82 a la movimiento recíproca recta de la leva de control 70 que está en dirección paralela al eje del cilindro L1. El mecanismo de tornillo de avance comprende una parte hembra del tornillo 82b, como un tornillo trapecoidal, formado en una superficie interna circunferencial de la pieza protuberante 82a y una parte macho del tornillo 70b, como un tornillo trapecoidal, formado en una superficie externa circunferencial de la leva de control 70 y atornillado a la parte hembra del tornillo 82b. La leva de control 70 se ajusta mediante deslizado a la superficie circunferencial externa de la leva de guía 90 que está sujeta a la pieza protuberante 82a y puede acercarse o alejarse del árbol de levas 50 en la dirección axial A1 del cilindro a través de

13/12

un agujero pasante 91 (ver FIG. 7) formado en el soporte del árbol de levas 29 es un estado donde está guiado por la leva de guía 90.

Haciendo referencia a la FIG. 5, el motor eléctrico 80 está controlado por la Unidad de Control Electrónico (en adelante se hace referencia a la misma como ECU) 92. Por este motivo, la señales de dirección de un medio de detección de encendido que detecta el tiempo del encendido del motor de combustión interna E que constituye el mecanismo de detección del estado de operación y un medio para detectar la velocidad de las revoluciones de un motor que detecta la velocidad de las revoluciones del motor al igual que el medio que detecta la cantidad de potencia requerida 95 y el medio de detección de la temperatura del motor 96 y también las señales de detección de un medio de detección de la posición de balanceo de 94 (por ejemplo conformado por un potenciómetro) que detecta una posición de balanceo que es un ángulo de balanceo del soporte 60e del mecanismo de articulación de escape M1e que se balancea por el motor eléctrico 80 y además la leva de escape 54 con respecto al árbol de levas 50 se agregan a la ECU 92.

La unidad de almacenamiento de la ECU 92 almacena un mapa del control de válvulas donde la posición de balanceo se fija con la cantidad operacional D como parámetro. Igualmente, la ECU 92 controla el motor eléctrico 80 que se ubicará en la posición de balanceo establecida por el mapa de control de válvulas de acuerdo con la cantidad operacional D detectada por un medio de detección de la cantidad de potencia requerida 95, y la verdadera posición de balanceo del soporte 69e del mecanismo de articulación de escape M1i detectada por el medio de detección de la posición de balanceo, en otras palabras, la verdadera posición de balanceo de la leva de escape 54. Por esta razón, si se cambia la posición de la leva de control 70 que está impulsada por el motor eléctrico 80, se cambia la posición de balanceo que es la posición rotatoria del mecanismo de articulación de escape M1e (la leva de admisión 53) relativa al árbol de levas 50 de acuerdo con la cantidad operacional D, y la característica de operación de la válvula de escape 23 (la válvula de admisión 22) se controla de acuerdo con el estado operacional del motor de combustión interna E.

13/12/8

La descripción detallada es como sigue:

Como se muestra en la FIG. 11, la válvula de admisión y la válvula de escape abren o cierran respectivamente de acuerdo con unas características de operación básicas K_i y K_e controladas por el mecanismo de variación de las características de la válvula M que cambia el tiempo de apertura y de cierre y la magnitud de elevación máxima, es decir una característica de operación intermedia arbitraria entre la característica de operación máxima de la válvula Kimax (K_{emax}) y una característica de operación mínima de la válvula Kimin (K_{emin}) donde las características de la operación máxima de la válvula Kimax y K_{emax} y las características de operación mínima de las válvulas Kimin y K_{emin} se emplean como valores extremos.

Por este motivo, en la válvula de admisión 22, como el tiempo de apertura se retarda continuamente, el tiempo de cierre avanza continuamente, el periodo de apertura continuamente se acorta, el ángulo de rotación del árbol de levas 50 (o el ángulo de la manivela que es la posición de rotación del cigüeñal 15) donde se puede alcanzar la magnitud de elevación máxima continuamente se retarda, y la magnitud de elevación máxima continuamente se vuelve menor. Asimismo simultáneamente con el cambio de la característica de operación de la válvula de la válvula de admisión 22, en la válvula de escape 23, a medida que su tiempo de apertura continuamente se retarda, el tiempo de apertura continuamente avanza, continuamente el periodo de apertura se vuelve más corto y el ángulo de rotación del árbol de levas 50 donde se puede obtener la magnitud de elevación máxima avanza continuamente y la magnitud de elevación máxima continuamente se vuelve menor.

Haciendo referencia a las FIGs. 12(A) y 12(B), cuando la leva de control y la articulación de control de admisión 71 impulsadas por el mecanismo accionador M2 ocupan la primera posición que aparece en las FIGs. 12(A) y 12(B), el tiempo de apertura de la válvula de admisión 22 se convierte en la posición de ángulo más avanzada $\theta_{i\max}$ y su tiempo de cierre se convierte en la posición de ángulo más retardada $\theta_{e\max}$, y se puede obtener la característica de operación máxima de válvula Kimax en la cual

122 129

tanto el periodo de apertura como la magnitud de elevación son extremas. Al mismo tiempo, el tiempo de apertura de la válvula de escape 23 se convierte en la posición de ángulo más avanzada θ_{eomax} y su tiempo de cierre se convierte en la posición de ángulo más retardada θ_{ecmax} , y se puede obtener la característica de máxima operación de válvula K_{emax} en la cual tanto el periodo de apertura como la magnitud de elevación son extremas.

Adicionalmente en las FIGs. 12(A), 12(B), 13(A) y 13(B), el estado del mecanismo de articulación de escape M1e (el mecanismo de articulación de admisión M1i) y el balancín principal de escape 42 (el balancín principal de admisión 41) se indica en líneas continuas cuando la válvula de escape 23 (la válvula de admisión 22) abre, y la línea externa del estado del mecanismo de articulación de escape M1e (el mecanismo de articulación de admisión M1i) y el balancín principal de escape 42 (el balancín principal de admisión 41) se indica mediante dos líneas punteadas cuando la válvula de escape 23 (la válvula de admisión 22) abre con la magnitud de elevación máxima.

Cuando una característica de operación de la válvula pasa del estado en el cual se puede alcanzar la característica de operación máxima de válvula K_{imax} (K_{emax}) al estado en el cual se puede obtener la característica de operación mínima de válvula K_{imin} (K_{emin}) mediante el mecanismo de variación de las características de la válvula M de acuerdo con el estado operacional del motor de combustión interna E, el motor eléctrico 80 se acciona para rotar el engranaje de salida 72, el mecanismo del tornillo de avance adelanta la leva de control 70 hacia el árbol de levas 50. En este caso, sobre la base de la cantidad de impulso del motor eléctrico 80, la leva de control 70 balancea el mecanismo de articulación interna M1i y la leva de admisión 53 alrededor del árbol de levas 50 en la dirección de rotación R1 mediante la articulación de control de admisión 71i, y simultáneamente balancea el mecanismo de articulación de escape M1e y la leva de escape 54 alrededor del árbol de levas 50 en la dirección de rotación reversa R2 mediante la articulación de control de escape 71.

Además, cuando la leva de control 70 pasa de la segunda posición a la primera posición, el motor eléctrico 80 se acciona para rotar el engranaje de

130

salida 82 en la dirección contraria y el mecanismo de tornillo de avance retrae la leva de control 70 para separarla del árbol de levas 50. En este caso, la leva de control 70 balancea el mecanismo de articulación de admisión M1i y la leva de admisión 53 alrededor del árbol de levas 50 en la dirección de rotación reversa R2 mediante la articulación de control de admisión 71i, y simultáneamente balancea el mecanismo de articulación de escape M1e y la leva de escape 54 alrededor del árbol de levas 50 en la dirección de rotación R1 mediante la articulación de control de escape 71e.

Adicionalmente, además de la característica básica de operación, la válvula de admisión y la válvula de escape respectivamente se abren o se cierran de acuerdo con una característica de operación auxiliar mediante la característica de operación M. Específicamente, el hecho de que la característica operativa de descompresión se obtiene como la característica de operación auxiliar se describirá con referencia a las FIGs. 14(A) y 14(B). En el tiempo de compresión en el encendido del motor de combustión interna E, el motor eléctrico 80 se acciona para rotar el engranaje de salida 82 en dirección inversa, y la leva de control 70 ocupa una posición de descompresión donde se retrae para separarse del árbol de levas 50 sobre la primera posición. En este caso, el mecanismo de articulación de escape M1e (el mecanismo de articulación de admisión M1i) y la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) se balancean en la dirección de rotación R1 (la dirección de rotación reversa R2) y la leva de descompresión 62e1 (62i1) del segundo plato 62e (62i) entra en contacto con la pieza de descompresión 42d (41d) dispuesta cercana a la polea 42c (41c) del balancín principal de escape 42 (el balancín principal de admisión 41) y la polea 42c (41c) se separa de la leva de escape 54 (la leva de admisión 53) y la válvula de escape 23 (la válvula de admisión 22) se abre con un pequeño grado de descompresión.

En referencia a la FIG. 11, el periodo de superposición Pa y el periodo sin superposición Pb de la válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23 en el centro muerto superior de admisión cambia de acuerdo con la característica de operación de la válvula de la válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23. En otras palabras, con las características de operación máxima de la

✓ 34 131

válvula Kimax y Kemax, se puede obtener el periodo máximo de superposición Pax, y con las características de operación mínima de las válvulas Kimin y Kemin, se puede obtener el periodo máximo sin superposición Pbx, y con la característica de operación intermedia de la válvula, entre las características de operación máxima y mínima de la válvula, el periodo de superposición Pa se reduce a cero y el periodo sin superposición Pb aumenta de cero a medida que la característica de operación de la válvula pasa de Kimax (Kemax) máxima a Kimin (Kemin) mínima. Durante el periodo de superposición Pa, cercano al centro muerto superior de admisión, la válvula de escape 23 y la válvula de admisión 22 están ambas abiertas, y el ángulo de la manivela (o el ángulo de rotación del cigüeñal) está en el rango entre el tiempo de cierre de la válvula de escape 23 y el tiempo de apertura de la válvula de admisión 22. Durante el periodo sin superposición Pb, cercano al centro muerto superior de admisión, la válvula de escape 23 y la válvula de admisión 22 están ambas abiertas, y el ángulo de la manivela (o el ángulo de rotación del cigüeñal) está en el rango entre el tiempo de cierre de la válvula de escape 23 y el tiempo de apertura de la válvula de admisión 22.

De igual manera como se muestra en la FIG. 4(C), si el medio de detección de la temperatura del motor 96 detecta que el motor de combustión interna se encuentra en etapa de calentamiento, la ECU controla el motor eléctrico 80 sobre la base del mapa de control de válvulas para controlar la característica de operación de la válvula de admisión 22 y de la válvula de escape 23 para obtener el periodo de superposición Pa fijado en una cantidad predeterminada, independientemente de la cantidad operacional D, específicamente, el periodo máximo de superposición Pax, sobre todo el rango de carga del motor de combustión interna E. Aquí, durante el calentamiento, el mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la característica de operación de la válvula para no formar un periodo sin superposición sobre todo el rango de carga abriendo o cerrando la válvula de admisión 22 y de la válvula 23 de acuerdo con las características máximas de operación de la válvula Kimax y Kemax.

131 132

Además, si el medio de detección de la temperatura del motor 96 detecta que el motor de combustión interna ya completó el calentamiento, como se muestra en la FIG. 4(D), la ECU 92 hace que el mecanismo de variación de las características de la válvula M controle la característica de operación de la válvula para controlar la potencia del motor con el control del periodo de superposición Pa o el periodo sin superposición Pb de acuerdo con la cantidad operacional D para obtener una potencia de motor que corresponda con la cantidad requerida en cooperación con la válvula reguladora 30 sobre la totalidad de la carga del motor de combustión interna E.

Haciendo referencia a las FIGs. 4(A) a 4(D) y 11, el mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la característica de operación de la válvula para obtener un periodo máximo sin superposición Pbx antes de que el periodo sin superposición Pb aumente y alcance determinada carga Da, después el periodo de superposición Pa se reduce a cero con un aumento de la cantidad requerida en un primer rango de carga Fa, y para obtener el periodo máximo de superposición Pax a la carga máxima (la cantidad operacional máxima) Db con un aumento del periodo de superposición Pa, una vez el periodo sin superposición Pb se reduce desde el periodo máximo sin superposición Pbx a cero con un aumento de la cantidad requerida en el segundo rango de carga Fb.

La tasa EGR N indica la proporción de la cantidad de aire fresco en la cámara de combustión 16 y la cantidad de combustible quemado que queda en la cámara de combustión 16 y se define como la siguiente ecuación:

$$N = Vce / (Vc - Vca)$$

Donde Vc: volumen del cilindro en el centro muerto inferior de admisión; Vc: volumen del cilindro cuando la válvula de admisión tiene la magnitud de elevación efectiva; Vce: volumen del cilindro cuando la válvula de escape tiene la magnitud de elevación efectiva.

Magnitud de elevación efectiva de la válvula de admisión: la magnitud de elevación de la válvula de admisión cuando sustancialmente el aire fresco comienza a fluir en la cámara de combustión a través de la válvula de admisión del puerto de admisión.

Magnitud de elevación efectiva de la válvula de escape: la magnitud de elevación de la válvula de escape cuando el combustible quemado sustancialmente deja de salir de la cámara de combustión al puerto de escape a través de la válvula de escape abierta.

Por esta razón la tasa EGR N continuamente aumenta desde la tasa EGR mínima N_n hasta la tasa EGR máxima N_x a medida que la característica de operación de la válvula pasa de las características de operación máxima de las válvulas Kimax y Kemax a la característica de operación mínima de las válvulas Kimin y Kemin en el rango de control que se define por la tasa EGR mínima N_n que se puede alcanzar en el periodo máximo de superposición P_{ax} de acuerdo con las características máximas de operación de las válvulas Kimax y Kemax, y la tasa EGR máxima N_x que se puede alcanzar en el periodo máximo sin superposición P_{bx} de acuerdo con las características de operación mínima de las válvulas Kimin y Kemin.

También durante el calentamiento del motor, el mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la característica de operación de la válvula de admisión 22 y de la válvula de escape 23 para mantener la tasa EGR N en la tasa EGR mínima N_n , independientemente de la cantidad operacional D sobre todo el rango de carga. De igual manera, después del calentamiento el mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la potencia del motor empleando la tasa EGR N o la cantidad interna EGR definida por la tasa EGR N controlando el periodo de superposición P_a o el periodo sin superposición P_b de acuerdo con la cantidad operacional D sobre todo el rango de carga. Más específicamente después del calentamiento, el mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la característica de operación de la válvula de la válvula de admisión 22 y de la válvula de escape 23 para obtener la tasa EGR máxima N_x antes de que la tasa EGR N aumente con el incremento de la cantidad operacional D de la tasa EGR mínima N_n sin carga y alcanza determinada carga D_a en el primer rango de carga F_a , y controla la característica de operación de la válvula de admisión 22 y de la válvula de escape 23 para obtener la tasa EGR mínima N_n a la carga

(37) 13A

máxima Db reduciendo la tasa EGR N desde la tasa EGR máxima Nx a determinada carga Da con el incremento de la cantidad operacional D .

Además, si el tiempo de apertura efectivo en el cual se abre la válvula de admisión 22 con la magnitud de elevación efectiva y el tiempo de cierre efectivo cuando la válvula de escape 23 abre con la magnitud de elevación efectiva se emplean como el tiempo de apertura cuando la válvula de admisión 22 se separa del asiento de válvulas 24 y realmente se abre, es posible indicar el periodo de superposición Pb con el periodo efectivo de superposición Pae y el periodo efectivo sin superposición Pbe . Adicionalmente, en la presente incorporación, la magnitud de elevación efectiva de la válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23 tienen el mismo valor.

En adelante, la característica de control de válvula por parte del mecanismo de variación de las características de la válvula M se describirá con el uso del periodo efectivo sin superposición Pbe definido por el tiempo de apertura efectivo y el tiempo de cierre efectivo. Durante el calentamiento, el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula de admisión 22 y de la válvula de escape 23 sobre todo el rango de carga para establecer tanto el periodo efectivo con superposición Pae como el periodo sin superposición Pbe en cero; y después del calentamiento, el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula de admisión 22 y de la válvula de escape 23 en el primer rango de carga Fa para incrementar el periodo efectivo sin superposición Pbe de cero sin carga hasta el valor máximo a determinada carga Da con el aumento de la cantidad operacional D ; y en el segundo rango de carga Fb para reducir el periodo efectivo sin superposición Pbe desde el valor máximo hasta cero a la carga máxima cuando la cantidad operacional D se vuelve la máxima con el incremento de la cantidad operacional D . Además en la presente incorporación, el ángulo de rotación (el ángulo de la manivela) del árbol de levas 50 cuando el periodo efectivo de superposición Pae y el periodo efectivo sin superposición Pbe llegan a cero en el centro muerto superior de la admisión.

130 135

Además, cuando el periodo efectivo de superposición P_{ae} y el periodo efectivo sin superposición P_{be} que se puede obtener mediante la válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23 que se abren o se cierran con las características de operación de la válvula máximas K_{imax} y K_{emax} , se convierten en el valor mínimo de cero, la tasa interna EGR N se vuelve la tasa interna mínima EGR N_n , y cuando el periodo efectivo sin superposición P_{be} que se puede alcanzar mediante la válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23 que se abren o se cierran con las características de operación de la válvula mínimas K_{imin} y K_{emin} , se convierten en el valor máximo P_{bex} , la tasa interna EGR N se vuelve la tasa interna EGR máxima N_x .

Luego se describirá la operación y los efectos de la presente incorporación construida como se describe arriba.

Durante el calentamiento del motor de combustión interna E , el mecanismo de control del regulador T controla el grado de apertura de la válvula reguladora 30 para incrementar el grado de apertura con el aumento de la cantidad operacional M sobre todo el rango de carga del motor de combustión interna, y el mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la característica de operación de la válvula de admisión 22 y de la válvula de escape 23 para no formar el periodo de superposición durante todo el rango de carga, y se logra el control del motor de combustión interna E en el modo de control durante el calentamiento para que la tasa EGR N sea la mínima en el rango de control de la tasa interna EGR N . De esta forma, la válvula reguladora 30 controla el aire fresco de acuerdo con la cantidad operacional D y se suministra a la cámara de combustión 16 durante todo el rango de carga durante el calentamiento. En el otro extremo, como el periodo sin superposición P_b no se forma con el mecanismo de variación de las características de la válvula M , la tasa interna EGR N se vuelve menor que la tasa interna EGR N cuando se forma el periodo sin superposición P_b y se controla para que sea la mínima en el rango de control de la tasa EGR N . Por lo tanto, la combustión mejora y la temperatura de combustión también se vuelve alta sobre todo el rango de carga, la combustibilidad mejora. Por lo tanto, la estabilidad de la combustión mejora y la temperatura de combustión

139
B6

se vuelve alta, lo cual promueve el calentamiento del motor de combustión interna. Adicionalmente, puesto que la temperatura de la combustión se vuelve alta, también se estimula el calentamiento del dispositivo catalizador dispuesto en el sistema de escape y que funciona como el purificar del gas de escape. Por lo tanto, la activación del dispositivo catalizador se vuelve más rápida y se mejora el desempeño de purificación del gas de escape.

Después del calentamiento del motor de combustión interna E, el mecanismo de control del regulador T controla el grado de apertura de la válvula reguladora 30 para que la válvula reguladora 30 quede totalmente abierta bajo cierta carga Da desde el grado de apertura en el estado de marcha al vacío con el aumento de la cantidad operacional D en el primer rango de carga Fa y controla la válvula reguladora 30 para que se abra por completo en el segundo rango de carga Fb. El mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la potencia del motor mediante la tasa interna EGR N controlando el periodo de superposición Pa o el periodo sin superposición Pb de acuerdo con la cantidad operacional D sobre todo el rango de carga, y controla el motor de combustión interna E en el modo posterior al calentamiento para controlar una característica de operación de la válvula para obtener la tasa interna EGR máxima Nx a la carga predeterminada Da mediante el periodo de superposición máximo Pbx. Como resultado, se reduce aún más la pérdida de la capacidad de bombeo y mejora la eficiencia del combustible sobre todo el rango de carga, especialmente en el primer rango de carga. Por otro lado, sobre todo el rango de carga, la potencia del motor se controla a la tasa interna EGR N controlando el periodo de superposición Pa y el periodo sin superposición Pb para obtener una potencia de motor que corresponde a la cantidad operacional D. Así, la pérdida de la capacidad de bombeo se reduce y la cantidad de generación de NOx se reduce, y la tasa interna EGR N se vuelve la máxima a la carga predeterminada Da. Así la pérdida de la capacidad de bombeo y la cantidad de generación de NOx en el rango de carga baja F1 cercano a una carga predeterminada Da se reduce drásticamente y eso conlleva al mejoramiento de la eficiencia del combustible y a un mejor desempeño en la purificación del gas de escape.

137

Adicionalmente, en el modo de control de calentamiento, el mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la válvula de admisión 22 y la válvula de escape 23 para aumentar la tasa interna EGR N con el incremento de la cantidad operacional D desde la tasa interna mínima EGR Nn sin carga con el fin de alcanzar la tasa interna EGR máxima Nx a la carga predeterminada Da en el primer rango de carga Fa, y para reducir la tasa interna EGR N con el aumento de la cantidad operacional D de la tasa interna EGR máxima Nx a la carga predeterminada Da con el fin de obtener la tasa interna EGR mínima Nn a la carga máxima Db en el segundo rango de carga Db. Como resultado, en el primer rango de carga Fa, la tasa interna EGR N aumenta para reprimir el caudal de entrada de aire fresco a la cámara de combustión 16 causado por el gran grado de apertura de la válvula reguladora. Así la pérdida de la capacidad de bombeo y la cantidad de generación de NOx se reducen y en el segundo rango de carga Fb, el periodo sin superposición Pb se reduce con el incremento de la cantidad operacional D y la tasa interna EGR N se reduce, y la cantidad de aire fresco suministrada a la cámara de combustión 16 se aumenta. Así a medida que la carga se acerca a la carga predeterminada Da, la tasa interna EGR N se vuelve mayor. Como consecuencia, se reduce la pérdida de la capacidad de bombeo y se reduce la cantidad de generación de NOx, de manera que aumenta la eficiencia del combustible y el desempeño de purificación del gas de escape. Igualmente en el rango de carga alta Fc, se puede obtener una gran potencia del motor para garantizar una buena potencia de motor que corresponde a la cantidad requerida.

En el primer rango de carga Fa, el mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la característica de operación de la válvula para obtener un tasa interna EGR máxima Nx o el periodo sin superposición Pbx mínimo y el periodo sin superposición efectivo máximo Pbex en el rango de carga inferior a la carga predeterminada Da. Como resultado la pérdida de la capacidad de bombeo en el primero rango de carga Fa se reduce más, la eficiencia del combustible mejora y el desempeño de purificación del gas de escape aumenta.

44/15

El mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la característica de operación de la válvula para reducir la magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión 23 con la reducción del periodo de superposición P_a , el aumento del periodo sin superposición P_b , el incremento del periodo efectivo sin superposición P_{be} del estado en el cual tanto el periodo efectivo de superposición P_{ae} y el periodo efectivo sin superposición P_{be} son cero, o el incremento de la tasa interna EGR N. Como resultado, cuando el periodo de superposición P_a es grande, cuando el periodo sin superposición P_b es pequeño o cuando la tasa interna EGR N es pequeña, la magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión 22 es grande. En consecuencia se reduce la pérdida de la capacidad de bombeo. Además cerca a la carga predeterminada D_a , cuando el periodo de superposición P_a es pequeño, cuando el periodo sin superposición P_b es grande, cuando el periodo efectivo sin superposición P_{be} es grande o cuando la tasa interna EGR N es grande, la tasa interna EGR grande reduce la pérdida de la capacidad de bombeo. En consecuencia la pérdida de la capacidad de bombeo en el primer rango de carga F_a y cerca de la carga predeterminada D_a se reduce y la eficiencia del combustible se mejora.

Al mismo tiempo, el mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la característica de operación de la válvula para reducir la magnitud de elevación máxima de la válvula de escape 23 con la reducción del periodo de superposición P_a , el incremento del periodo sin superposición P_b , el aumento del periodo efectivo sin superposición P_{be} del estado en el cual tanto el periodo efectivo de superposición P_{ae} y el periodo efectivo sin superposición P_{be} son cero, o el aumento de la tasa interna EGR N. Como resultado, cuando el periodo de superposición P_a es largo, cuando el periodo sin superposición P_b es corto, cuando el periodo efectivo de superposición P_{be} es corto o cuando la tasa interna EGR N es pequeña, la magnitud de elevación máxima de la válvula de escape 23 es grande. Por lo tanto la pérdida de la capacidad de bombeo se reduce. Adicionalmente, cerca a la carga predeterminada D_a , cuando el periodo de superposición P_a es pequeño, cuando el periodo sin superposición P_b es grande, cuando el periodo efectivo

(47) 139

sin superposición P_{be} es grande, o cuando la tasa interna EGR N es alta, la tasa interna EGR N alta reduce la pérdida de la capacidad de bombeo. Por lo tanto se reduce la pérdida de la capacidad de bombeo en el primer rango de carga F_a y cerca a determinada carga D_a e incluso en este punto se mejora la eficiencia del combustible.

El mecanismo de variación de las características de la válvula M controla la característica de operación de la válvula de manera que el periodo efectivo de superposición P_{ae} y el periodo efectivo sin superposición P_{be} sean cero al máximo periodo de superposición P_{ax} o la tasa interna mínima EGR N_n . En consecuencia, el control de la tasa interna EGR N comienza en el rango de control de la tasa interna EGR N sobre la base del momento en el cual el caudal de salida del combustible quemado de la cámara de combustión 16 sustancialmente se detiene y el caudal de entrada de aire fresco a la cámara de combustión 16 sustancialmente comienza. Por lo tanto, la exactitud de control de la tasa interna EGR N se hace alta y se puede extender su rango de control. Por lo tanto, se puede mejorar la exactitud de control de la potencia del motor por parte del control de la tasa interna EGR N o el periodo efectivo sin superposición P_{be} .

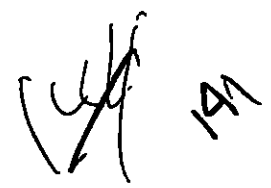
En el mecanismo de variación de las características de la válvula M, cuando se acciona por el mecanismo accionador M2 en la dirección que la tasa interna EGR N aumenta debido a la reducción en el periodo de superposición P_a , el incremento del periodo sin superposición P_b o el periodo efectivo sin superposición P_{be} , el mecanismo de control M3 conecta el mecanismo accionador M2 a cada uno de los mecanismos de articulación M1i y M1e para que la cantidad retardada en el tiempo de apertura de la válvula de admisión 22 por parte del mecanismo de articulación M1i sea mayor que la cantidad avanzada en el tiempo de cierre de la válvula de escape 23 por el mecanismo de articulación M1e. Como resultado, el mecanismo de variación de las características de la válvula M reduce el periodo de superposición P_a y aumenta el periodo sin superposición P_b en la dirección de aumento de la tasa interna EGR N; o cuando el periodo efectivo de superposición P_{be} aumenta, la cantidad de retardo en el tiempo de apertura de la válvula de admisión 22 se

14/7 40

vuelve mayor que la cantidad avanzada en el tiempo de cierre de la válvula de escape 23. Así, cuando la presión del combustible quemado que permanece en la cámara de combustión 16 se vuelve alta con el avance del tiempo de cierre de la válvula de escape 23, comparado con el caso donde la cantidad retardada del tiempo de apertura de la válvula de admisión 22 es menor que la cantidad avanzada del tiempo de cierre de la válvula de escape 23, la válvula de admisión 22 comienza a abrirse cuando la presión de la cámara de combustión 16 es menor. Así se previene o se evita que el caudal de aire de entrada sea soplado hacia fuera.

La línea central de pivotamiento L4i y la línea central de pivotamiento L4e se desvían hacia el lado del escape desde el plano de referencia H0 y se ubican en dirección paralela a la línea central de rotación L2, la línea central de pivotamiento L5i se dispone en el extremo de escape y la línea central de pivotamiento L5e se dispone en el lado de admisión. Como resultado, cuando la leva de control 70 se mueve, el mecanismo de articulación de admisión M1i se balancea alrededor del árbol de levas 50 por una cantidad de balanceo mayor que el mecanismo de articulación de escape M1e, por medio del cual se puede lograr la característica de operación de la válvula en el cual la cantidad retardada en el tiempo de apertura de la válvula de admisión 22 se vuelve mayor que la cantidad avanzada en el tiempo de cierre de la válvula de escape. Por lo tanto, al compartir la leva de control 70 del mecanismo de control M3 con el mecanismo de articulación de admisión M1i y el mecanismo de articulación de escape M1e y además la disposición de la línea central de pivotamiento L4i, la línea central de pivotamiento L4e, la línea central de pivotamiento L5i y la línea central de pivotamiento L5e con respecto al plano de referencia H0 hacen que el tamaño del mecanismo de variación de las características de la válvula M sea menor y hacen que su estructura sea mucho más simple.

La línea central de pivotamiento L4i y la línea central de pivotamiento L4e se disponen en dirección paralela a la línea central de rotación L2, la línea central de pivotamiento L5i se dispone en el extremo de escape y la línea central de pivotamiento L5e se dispone en el lado de escape y la línea central



de pivotamiento L5e se dispone en el lado de admisión. La longitud de la articulación del control de la articulación de admisión 71i es mayor que la del control de articulación de escape 71e. En consecuencia, cuando la leva de control 70 se mueve, el mecanismo de articulación de admisión M1i se balancea alrededor del árbol de levas 50 por una cantidad de balanceo mayor que el mecanismo de articulación de escape M1e, por medio del cual se puede lograr la característica de operación de la válvula en el cual la cantidad retardada en el tiempo de apertura de la válvula de admisión 22 se vuelve mayor que la cantidad avanzada en el tiempo de cierre de la válvula de escape 23 mediante el mecanismo de articulación de escape. Como resultado, se comparte la leva de control 70 del mecanismo de control M3 con el mecanismo de articulación de admisión M1i y con el mecanismo de articulación de escape M1e. Adicionalmente, la línea central de pivotamiento L5i y la línea central de pivotamiento L5e se disponen respectivamente a cada lado del plano de referencia H0 y la longitud de la articulación de la articulación de control de admisión 71i es mayor que la articulación de control de escape 71e, de manera que el tamaño del mecanismo de variación de las características de la válvula se haga más pequeño y su estructura se vuelve mucho más simple.

Adicionalmente, la línea de pivotamiento L4i y la línea de pivotamiento L4e constituyen la línea central común de pivotamiento. Así, el tamaño del mecanismo de variación de las características de la válvula M se hace más pequeño y su estructura se hace más simple.

En adelante se describirá otra incorporación en la cual se modifica una parte de la construcción de la incorporación descrita arriba.

La carga predeterminada D_a puede ser cualquier carga en el rango de carga media F_2 . Los tiempos de apertura y de cierre únicamente de la válvula de escape de los tiempos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y de escape se pueden modificar para controlar el periodo de superposición y el periodo sin superposición. El sistema de suministro de fluido puede ser una válvula de inyección de combustible que inyecta directamente el combustible a la cámara de combustión.

10/1/12

El motor de combustión interna puede ser un motor de combustión interna de múltiples cilindros. Igualmente se puede utilizar un motor de combustión interna donde se dispone un número de válvulas de admisión o de válvulas de escape en un solo cilindro o un motor de combustión interna en el cual se dispone una pluralidad de válvulas de escape y una o una pluralidad de válvulas de admisión en un solo cilindro.

A la carga predeterminada D_a y en el segundo rango de carga F_b , la válvula reguladora 30 se puede abrir por completo y al periodo máximo de superposición P_{ax} o la tasa interna mínima EGR N_n , el periodo efectivo de superposición P_{ae} y el periodo efectivo sin superposición P_{be} pueden ser prácticamente cero, y durante el calentamiento, la tasa interna EGR N puede ser casi mínima sobre todo el rango de carga.

En este caso “casi” significa respectivamente el rango sin una diferencia significativa en sus efectos operacionales comparados con el caso en el cual la tasa interna EGR N es la mínima, cuando la válvula reguladora 30 abre por completo, cuando el periodo efectivo de superposición P_{ae} y el periodo efectivo sin superposición P_{be} son cero.

La presente invención se describe en detalle haciendo referencia a unas incorporaciones específicas, sin embargo será aparente para aquellos con destreza en el arte que se pueden efectuar varias modificaciones y variaciones a las incorporaciones descritas sin apartarse del espíritu o el ámbito de la invención.

La presente solicitud se basa en la Solicitud de Patente de Japón (P. 2004-012494), presentada el 20 de enero de 2004, cuyo contenido se incorpora a la presente por referencia.

Aplicabilidad Industrial

De acuerdo con la presente invención, sobre todo el rango de carga, especialmente en un rango de carga bajo o en un rango de carga bajo y en un rango de carga medio, la pérdida de la capacidad de bombeo se reduce aún

14/10 13

más y por lo tanto se mejora la eficiencia del combustible. Igualmente, sobre todo el rango de carga, puesto que la potencia del motor se controla por la tasa interna EGR, se reduce la pérdida de la capacidad de bombeo y la cantidad de generación de NOx. Adicionalmente, en un rango de carga bajo o en un rango de carga medio cerca a la carga predeterminada, sustancialmente se reduce la pérdida de la capacidad de bombeo y la cantidad de generación de NOx. De esta forma se mejora la eficiencia del combustible y la purificación del gas de escape.

Además, la válvula reguladora controla la cantidad de aire fresco que ingresa a la cámara de combustión y la tasa interna EGR también es baja. Por lo tanto, la combustibilidad y la estabilidad de la combustión mejoran sobre todo el rango de carga, y la temperatura de la combustión se hace alta lo cual fomenta el calentamiento del motor de combustión interna.

Adicionalmente, cerca a la carga predeterminada en un rango de carga bajo o en un rango de carga medio, la tasa interna EGR se hace alta. En consecuencia se mejora la eficiencia del combustible y el desempeño de la purificación del gas de escape. Así mismo, en el segundo rango de carga, la tasa interna EGR se reduce con el incremento de la cantidad requerida. Por lo tanto en un rango alto, se puede asegurar la potencia de motor deseada que corresponde a una cantidad requerida.

Adicionalmente, cuando la tasa interna EGR es baja en el primer rango de carga, la magnitud de elevación máxima se vuelve grande y cuando la tasa interna EGR es alta, debido a una tasa interna EGR alta, se reduce la pérdida de la capacidad de bombeo en el primer rango y cerca a la carga predeterminada, y se mejora la eficiencia del combustible.

Además la exactitud de control de la potencia del motor se puede mejorar mediante el control de la tasa interna EGR o el periodo efectivo sin superposición puesto que la exactitud de control de la tasa interna EGR se vuelve alto y el rango de control también se puede expandir.

REIVINDICACIONES

14/19

1. Un método de control de un motor de combustión interna, para controlar una tasa interna EGR al cambiar un tiempo de apertura y un tiempo de cierre de una válvula de admisión y de una válvula de escape, para controlar un periodo de superposición y un periodo sin superposición, dicho método comprendiendo:

controlar la posición de un regulador de una válvula reguladora de conformidad con el incremento de una cantidad requerida de una potencia de motor, en un primer rango de carga del motor de combustión interna que abarca desde una ausencia de carga hasta una carga en uno de un rango de carga bajo y un rango de carga medio, con el fin de abrir la válvula reguladora desde un grado de estado de marcha en vacío hasta un grado de apertura total y en un grado de apertura casi total en la carga;

controlar la posición del regulador en uno del grado de apertura total y el grado de apertura casi total, en un segundo rango de carga que está por encima de la carga;

controlar la potencia del motor controlando el periodo de superposición y el periodo sin superposición de conformidad con la cantidad requerida, en todo un rango de carga; y

controlar el periodo sin superposición para obtener una tasa interna EGR máxima de un periodo de superposición máximo a la carga.

2. El método de conformidad con la reivindicación 1, que comprende además:

controlar la posición del regulador para aumentar un grado de apertura de la válvula reguladora de conformidad con el incremento de la cantidad requerida, sobre todo el rango de carga durante el calentamiento del motor de combustión interna; y

controlar la característica de operación de la válvula para no formar un periodo de superposición sobre todo el rango de carga durante el calentamiento.

148 1A5

3. El método de conformidad con la reivindicación 1, que comprende además:

controlar una característica de operación de la válvula para aumentar la tasa interna EGR de conformidad con el incremento de la cantidad requerida, en el primer rango de carga; y

controlar la característica de operación de la válvula para reducir la tasa interna EGR de conformidad con el incremento de la cantidad requerida, en el segundo rango de carga.

4. El método de conformidad con la reivindicación 1, que comprende además:

controlar la característica de operación de la válvula incluyendo una magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión; y

controlar la característica de operación de la válvula para reducir la magnitud de elevación máxima de conformidad con una reducción del periodo de superposición, o un incremento del periodo sin superposición y un incremento de la tasa interna EGR.

5. El método de conformidad con la reivindicación 4, que comprende además:

controlar la característica de operación de la válvula de manera que un periodo efectivo de superposición y un periodo efectivo sin superposición se vuelvan cero o casi cero en uno de un periodo máximo de superposición y a una tasa interna EGR mínima.

6. Un método de control de un motor de combustión interna, para controlar una tasa interna EGR controlando una característica de operación de la válvula, que comprende:

controlar una posición de regulador de una válvula reguladora de conformidad con un aumento de una cantidad requerida de una potencia de motor, en un primer rango de carga del motor de combustión interna de uno sin carga a una carga en uno de un rango de carga bajo y un rango de carga medio, con el fin de abrir la válvula reguladora desde un grado de apertura de un estado de marcha en vacío, con el fin de abrir la válvula reguladora de un

✓✓✓ 148

estado de marcha en vacío hasta por lo menos un grado de apertura casi total en la carga;

controlar la posición del regulador hasta por lo menos casi el grado total de apertura, en un segundo rango de carga que está por encima de la carga;

controlar la tasa interna EGR y la potencia del motor al controlar la característica de operación de la válvula de acuerdo con la cantidad requerida, en un rango de carga total; y

controlar la característica de operación de la válvula para obtener la tasa interna EGR máxima en la carga.

7. El método de conformidad con la reivindicación 6, que comprende además:

controlar la posición del regulador para aumentar un grado de apertura de la válvula reguladora de conformidad con el aumento de la cantidad requerida, en todo el rango de carga, durante el calentamiento del motor de combustión interna y;

controlar la característica de operación de la válvula de manera que la tasa interna EGR sea sustancialmente minimizada sobre todo el rango de carga durante el calentamiento.

8. El método de conformidad con la reivindicación 6, que comprende además:

controlar la característica de operación de la válvula para incrementar la tasa interna EGR de conformidad con el aumento de la cantidad requerida, en el primer rango de carga; y

controlar la característica de operación de la válvula para reducir la tasa interna EGR de conformidad con el aumento de la cantidad requerida, en el segundo rango de carga.

9. El método de conformidad con la reivindicación 6, donde la característica de operación de la válvula incluye una magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión, que comprende además:

controlar la característica de operación de la válvula para reducir la magnitud de elevación máxima de conformidad con uno de una reducción de

147

un periodo de superposición, un incremento de un periodo sin superposición y un aumento de la tasa interna EGR.

10. El método de conformidad con la reivindicación 9, que comprende además:

controlar la característica de operación de la válvula de manera que un periodo efectivo de superposición y un periodo efectivo sin superposición se conviertan en uno de cero o de casi cero a uno de un periodo máximo de superposición y una tasa interna EGR mínima.

11. Un aparato de control de un motor de combustión interna que comprende:

un mecanismo de control de regulador para controlar una posición de regulador de una válvula reguladora que controla la cantidad de aire de admisión;

un mecanismo de variación de las características de la válvula para controlar una característica de válvula que comprende un tiempo de apertura y un tiempo de cierre de una válvula de admisión y una válvula de escape, donde el mecanismo de variación de las características de la válvula modifica el tiempo de cierre de la válvula de escape para controlar un periodo de superposición y un periodo sin superposición, controlando de esta manera una tasa interna EGR; y

un mecanismo para fijar la salida para establecer una cantidad requerida de potencia de motor,

donde el mecanismo de control de regulador controla la posición del regulador de conformidad con un aumento de la cantidad requerida, en un primer rango de carga del motor de combustión interna de una ausencia de carga en uno de un rango de carga bajo y de un rango de carga medio, de manera que la válvula reguladora se abre desde un grado de estado de marcha al vacío hasta uno de uno grado de apertura total y un grado de apertura casi total a la carga,

el mecanismo de control de regulador controla la posición del regulador, en un segundo rango de carga sobre la carga, de manera que la válvula

12/148

reguladora se abre en uno de un grado de apertura total y el grado de apertura casi total,

el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la potencia del motor controlando el periodo de superposición y el periodo sin superposición de acuerdo con la cantidad requerida, en la totalidad de un rango de carga, y

el mecanismo de variación de las características de la válvula controla el periodo sin superposición para obtener una tasa interna EGR máxima desde un periodo sin superposición máxima a la carga.

12. El aparato de acuerdo con la reivindicación 11, donde el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la posición del regulador para incrementar un grado de apertura de la válvula reguladora de conformidad con el aumento de la cantidad requerida sobre todo el rango de carga durante el calentamiento de un motor de combustión interna , y

el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula con el fin de no formar un periodo sin superposición sobre todo el rango de carga durante el calentamiento del motor de combustión interna.

13. El aparato de conformidad con la reivindicación 11, donde el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula para aumentar la tasa interna EGR de conformidad con el incremento de la cantidad requerida, en un primer rango de carga, y controla la característica de operación de la válvula para reducir la tasa interna EGR de conformidad con el aumento de la cantidad requerida en un segundo rango de carga.

14. El aparato de acuerdo con la reivindicación 11, donde la característica de operación de la válvula incluye una magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión y el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula para reducir la

magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión de acuerdo con uno de una reducción del periodo de superposición, un aumento del periodo sin superposición y el incremento de la tasa interna EGR.

15. El aparato de acuerdo con la reivindicación 14, donde el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula, de manera que un periodo efectivo de superposición y un periodo efectivo sin superposición es uno de cero y casi de cero en uno de un periodo de superposición máximo y una tasa interna EGR mínima.

16. Un aparato de control de un motor de combustión interna que comprende:

- un mecanismo de control de regulador que controla una posición de regulador de una válvula reguladora en una cantidad de admisión de aire;
- un mecanismo de variación de las características de la válvula para controlar una característica de válvula que incluye un tiempo de cierre de una válvula de escape, donde el mecanismo de variación de las características de la válvula varía las características de operación de la válvula para controlar la tasa interna EGR; y
- un mecanismo de fijación para fijar una cantidad requerida de potencia de motor,

donde el mecanismo de control de regulador controla la posición del regulador de conformidad con un aumento de la cantidad requerida, en un primer rango de carga del motor de combustión interna de uno sin carga a uno de carga en uno de un rango de carga bajo y un rango de carga medio, de manera que la válvula reguladora se abre desde un grado de estado de marcha en vacío a un grado de apertura total y un grado de apertura casi total a la carga,

el mecanismo de control de regulador controla la posición del regulador, en un segundo rango de carga que abarca un rango de carga sobre la carga, de manera que la válvula reguladora se abre en uno del grado de apertura total y el grado de apertura casi total,

el mecanismo de control de válvula controla la tasa interna EGR y controla la potencia del motor controlando la característica de operación de la válvula de conformidad con la cantidad requerida, en todo un rango de carga, y

el mecanismo de variación de las características de la válvula controla las características de operación de la válvula para obtener la tasa interna EGR máxima en la carga.

17. El aparato de acuerdo con la reivindicación 16, donde el mecanismo de control de regulador controla la posición del regulador para aumentar un grado de apertura de la válvula reguladora de conformidad con el incremento de la cantidad requerida sobre todo el rango de carga durante el calentamiento del motor de combustión interna, y

el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula de manera que la tasa interna EGR se minimice sustancialmente sobre todo el rango de carga durante el calentamiento.

18. El aparato de acuerdo con la reivindicación 16, donde el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula para incrementar la tasa interna EGR de conformidad con el aumento de la cantidad requerida, en un primer rango de carga, y controla la característica de operación de la válvula para reducir la tasa interna EGR de conformidad con el incremento de la cantidad requerida en el segundo rango de carga.

19. El aparato de la reivindicación 16, donde la característica de operación de la válvula incluye una magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión, y el mecanismo de variación de las características de la válvula controla la característica de operación de la válvula para reducir la magnitud de elevación máxima de la válvula de admisión de acuerdo con uno de una

154/151

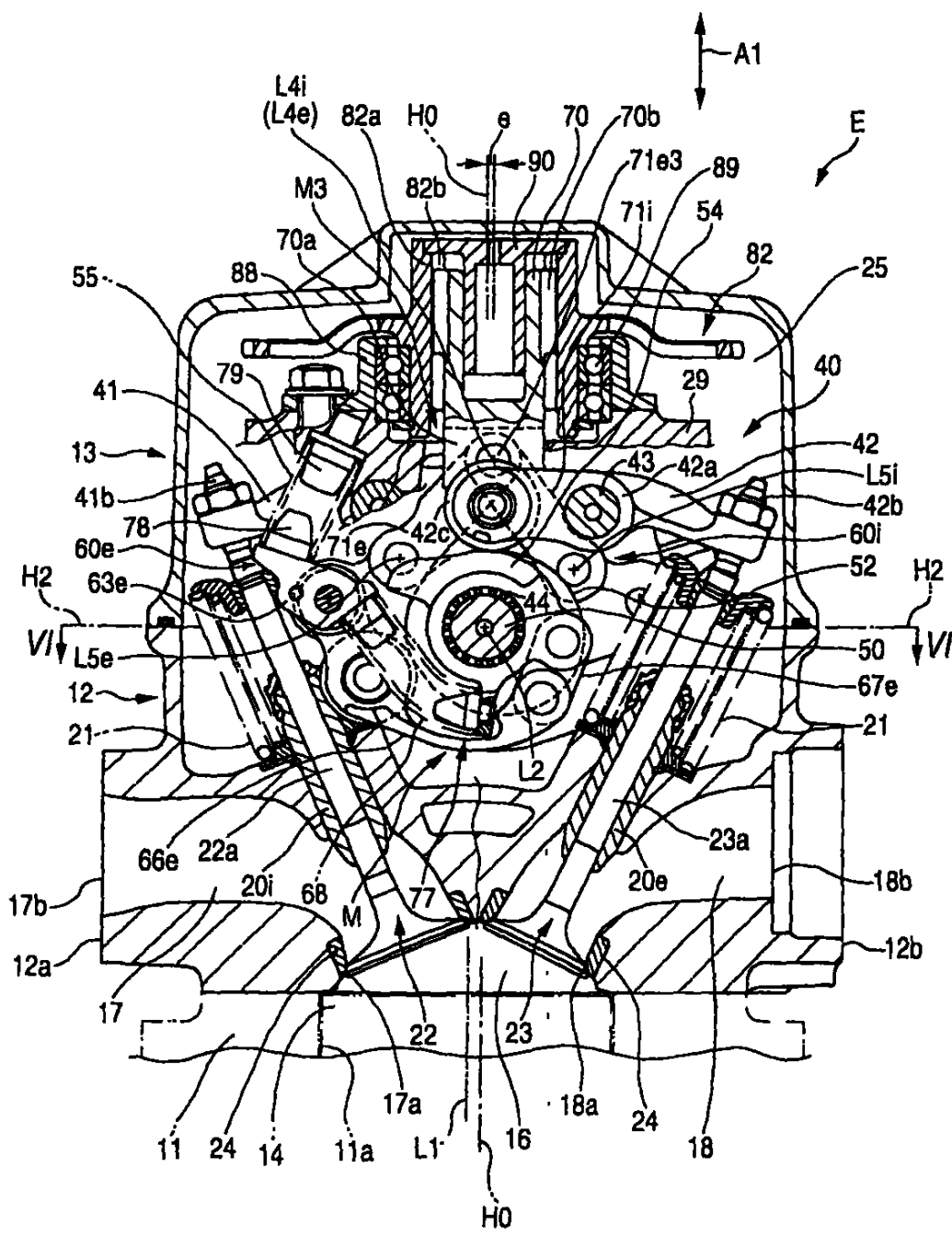
1
2
3
4
5
6
7
8
9
10
11
12
13
14
15
16
17
18
19
20
21
22
23
24
25
26
27
28
29
30
31
32
33
34
35
36
37
38
39
40
41
42
43
44
45
46
47
48
49
50
51
52
53
54
55
56
57
58
59
60
61
62
63
64
65
66
67
68
69
70
71
72
73
74
75
76
77
78
79
80
81
82
83
84
85
86
87
88
89
90
91
92
93
94
95
96
97
98
99
100
101
102
103
104
105
106
107
108
109
110
111
112
113
114
115
116
117
118
119
120
121
122
123
124
125
126
127
128
129
130
131
132
133
134
135
136
137
138
139
140
141
142
143
144
145
146
147
148
149
150
151
152
153
154
155
156
157
158
159
160
161
162
163
164
165
166
167
168
169
170
171
172
173
174
175
176
177
178
179
180
181
182
183
184
185
186
187
188
189
190
191
192
193
194
195
196
197
198
199
200
201
202
203
204
205
206
207
208
209
210
211
212
213
214
215
216
217
218
219
220
221
222
223
224
225
226
227
228
229
230
231
232
233
234
235
236
237
238
239
240
241
242
243
244
245
246
247
248
249
250
251
252
253
254
255
256
257
258
259
260
261
262
263
264
265
266
267
268
269
270
271
272
273
274
275
276
277
278
279
280
281
282
283
284
285
286
287
288
289
290
291
292
293
294
295
296
297
298
299
300
301
302
303
304
305
306
307
308
309
310
311
312
313
314
315
316
317
318
319
320
321
322
323
324
325
326
327
328
329
330
331
332
333
334
335
336
337
338
339
340
341
342
343
344
345
346
347
348
349
350
351
352
353
354
355
356
357
358
359
360
361
362
363
364
365
366
367
368
369
370
371
372
373
374
375
376
377
378
379
380
381
382
383
384
385
386
387
388
389
390
391
392
393
394
395
396
397
398
399
400
401
402
403
404
405
406
407
408
409
410
411
412
413
414
415
416
417
418
419
420
421
422
423
424
425
426
427
428
429
430
431
432
433
434
435
436
437
438
439
440
441
442
443
444
445
446
447
448
449
450
451
452
453
454
455
456
457
458
459
460
461
462
463
464
465
466
467
468
469
470
471
472
473
474
475
476
477
478
479
480
481
482
483
484
485
486
487
488
489
490
491
492
493
494
495
496
497
498
499
500
501
502
503
504
505
506
507
508
509
510
511
512
513
514
515
516
517
518
519
520
521
522
523
524
525
526
527
528
529
530
531
532
533
534
535
536
537
538
539
540
541
542
543
544
545
546
547
548
549
550
551
552
553
554
555
556
557
558
559
560
561
562
563
564
565
566
567
568
569
570
571
572
573
574
575
576
577
578
579
580
581
582
583
584
585
586
587
588
589
590
591
592
593
594
595
596
597
598
599
600
601
602
603
604
605
606
607
608
609
610
611
612
613
614
615
616
617
618
619
620
621
622
623
624
625
626
627
628
629
630
631
632
633
634
635
636
637
638
639
640
641
642
643
644
645
646
647
648
649
650
651
652
653
654
655
656
657
658
659
660
661
662
663
664
665
666
667
668
669
670
671
672
673
674
675
676
677
678
679
680
681
682
683
684
685
686
687
688
689
690
691
692
693
694
695
696
697
698
699
700
701
702
703
704
705
706
707
708
709
710
711
712
713
714
715
716
717
718
719
720
721
722
723
724
725
726
727
728
729
730
731
732
733
734
735
736
737
738
739
740
741
742
743
744
745
746
747
748
749
750
751
752
753
754
755
756
757
758
759
760
761
762
763
764
765
766
767
768
769
770
771
772
773
774
775
776
777
778
779
780
781
782
783
784
785
786
787
788
789
790
791
792
793
794
795
796
797
798
799
800
801
802
803
804
805
806
807
808
809
810
811
812
813
814
815
816
817
818
819
820
821
822
823
824
825
826
827
828
829
830
831
832
833
834
835
836
837
838
839
840
84

EXTRACTO

Un motor de combustión interna incluye un mecanismo de control de regulador; un mecanismo de variación de las características de la válvula que controla una tasa interna EGR mediante el control de un periodo de superposición P_a y un periodo sin superposición P_b ; un medio de fijación de salida que establece una cantidad requerida de potencia de motor. El mecanismo de control de regulador controla un grado de apertura de una válvula reguladora para abrir por completo la válvula reguladora a una carga predeterminada D_a con un aumento de la cantidad operacional D en un primer rango de carga F_a que abarca el rango de carga por debajo de la carga predeterminada D_a en un rango de carga bajo, y para mantener la válvula reguladora totalmente abierta en un segundo rango de carga F_b que abarca un rango de carga por encima de la carga predeterminada D_a . El mecanismo de variación de las características de la válvula controla la potencia del motor controlando el tiempo de superposición P_a o el tiempo sin superposición P_b de acuerdo con la cantidad requerida D sobre todo el rango de carga, y controla las características de operación de la válvula para obtener una tasa interna EGR máxima a la carga predeterminada D_a .

17e 15a

FIG. 2



117 155

FIG. 3

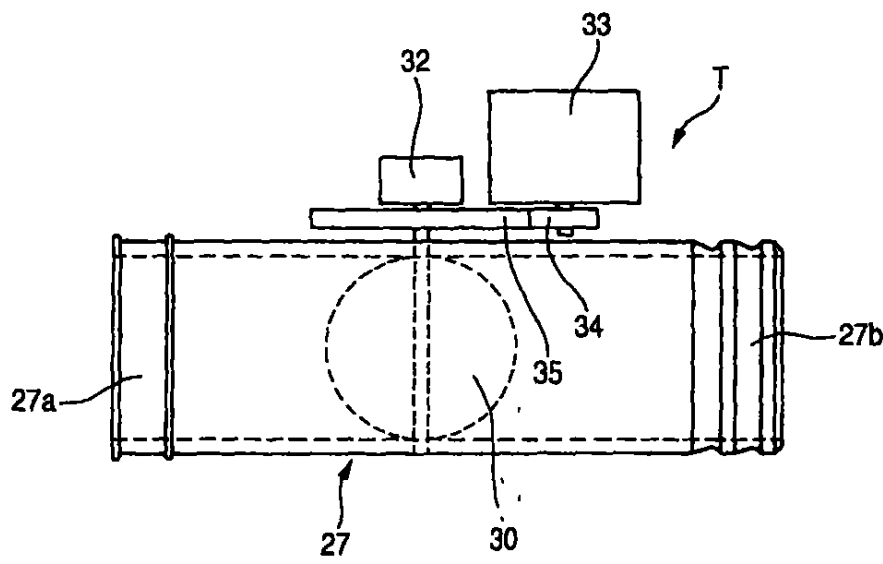


FIG 4 (A)

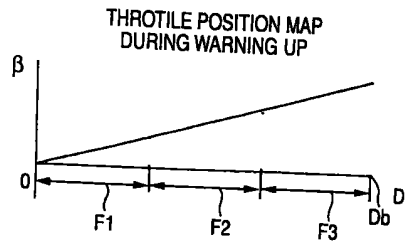


FIG 4 (B)

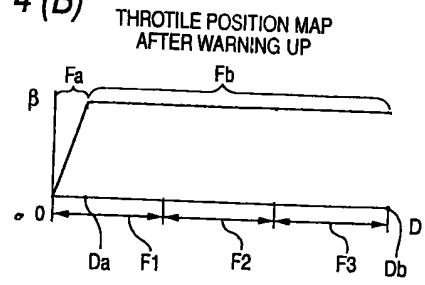


FIG. 4 (C) -
DURING WARNING-UP

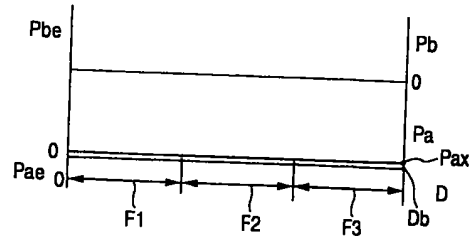
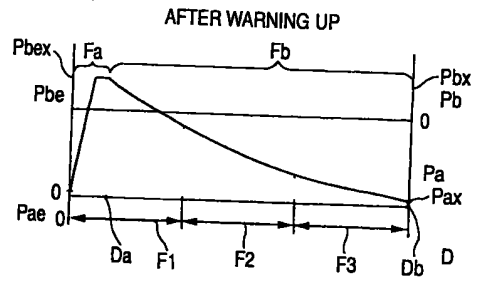


FIG 4 (D)



4/17

FIG. 8(A)

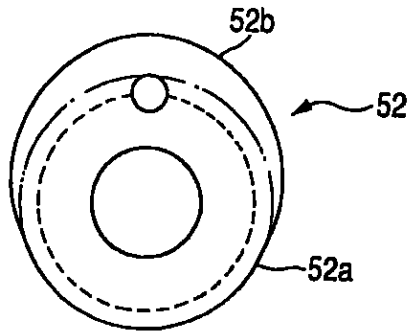


FIG. 8(B)

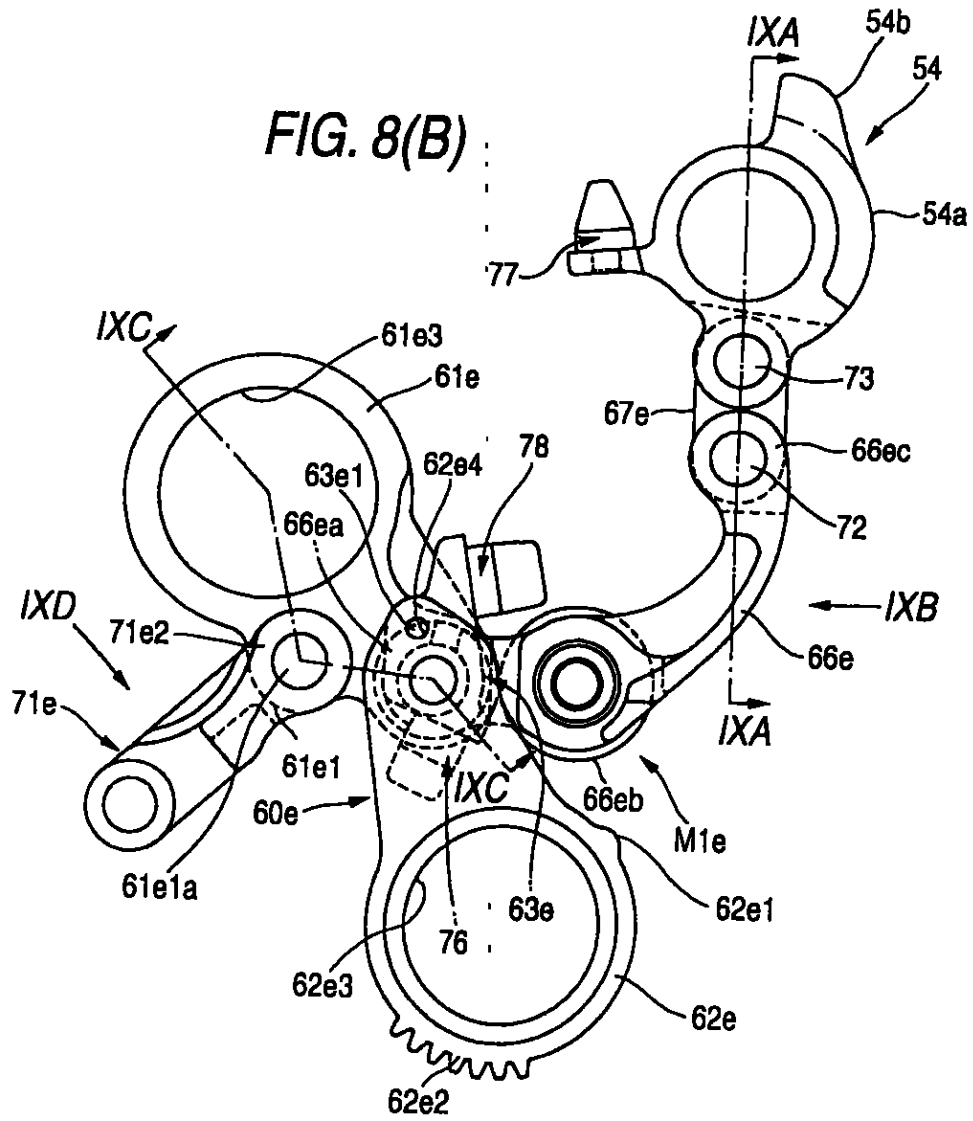




FIG. 9 (A)

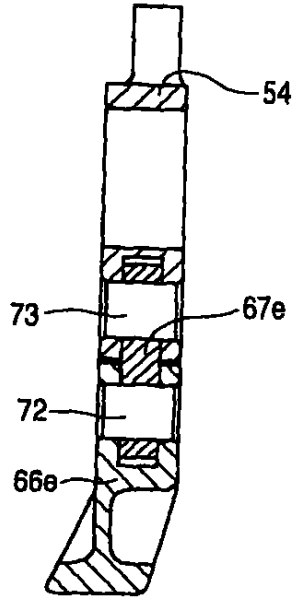


FIG. 9 (B)

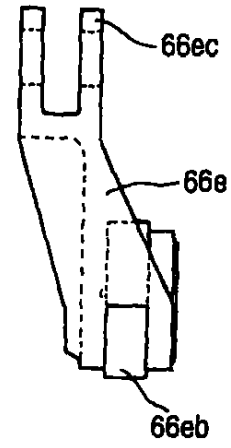


FIG. 9 (C)

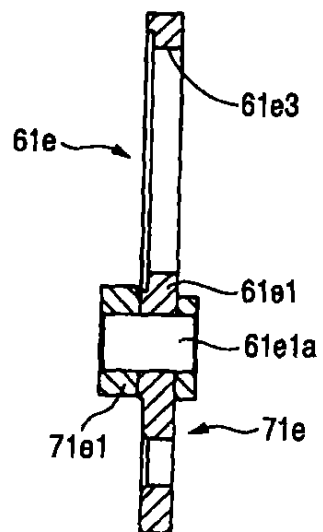


FIG. 9 (D)

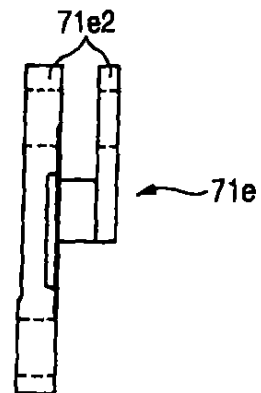


FIG 10

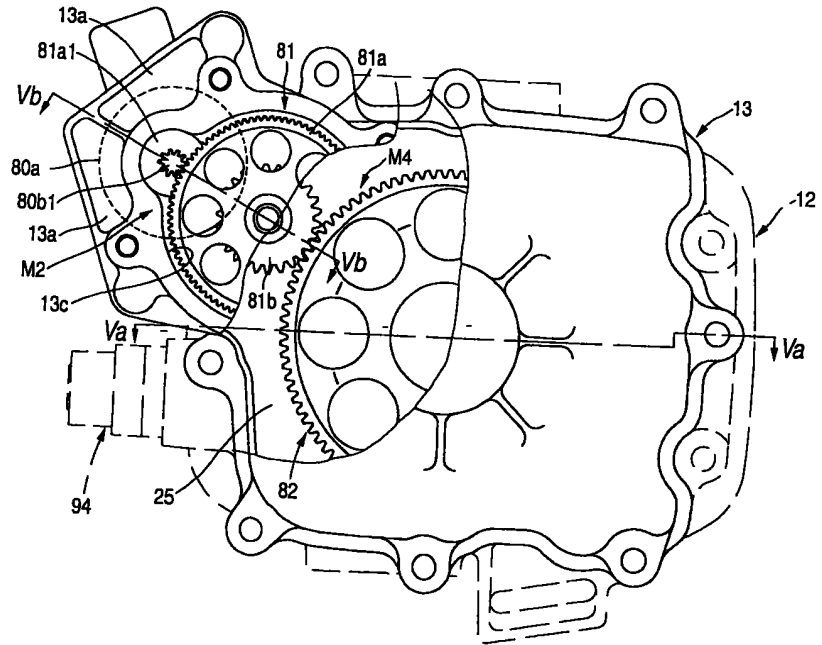
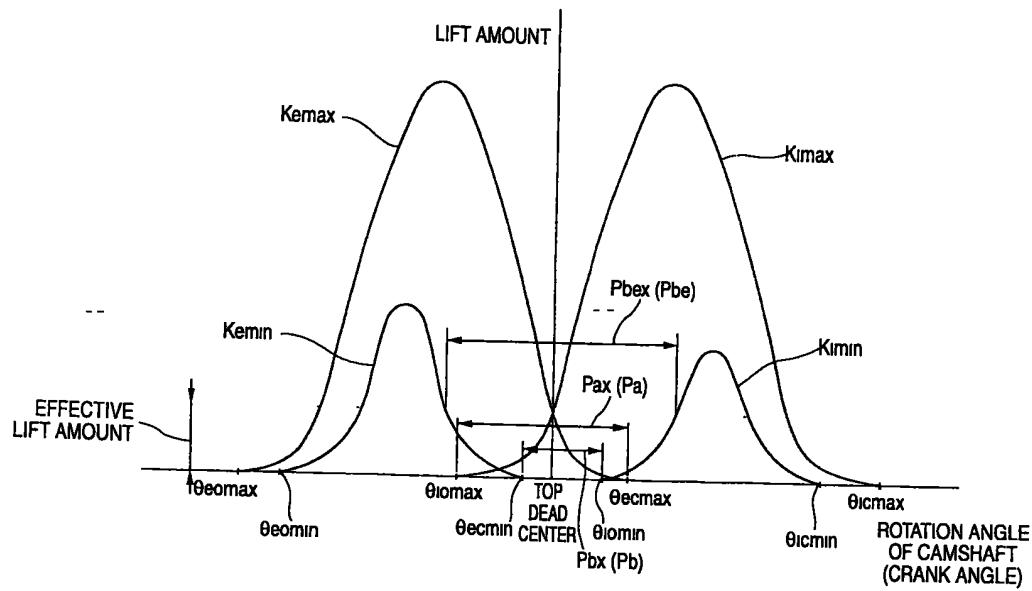


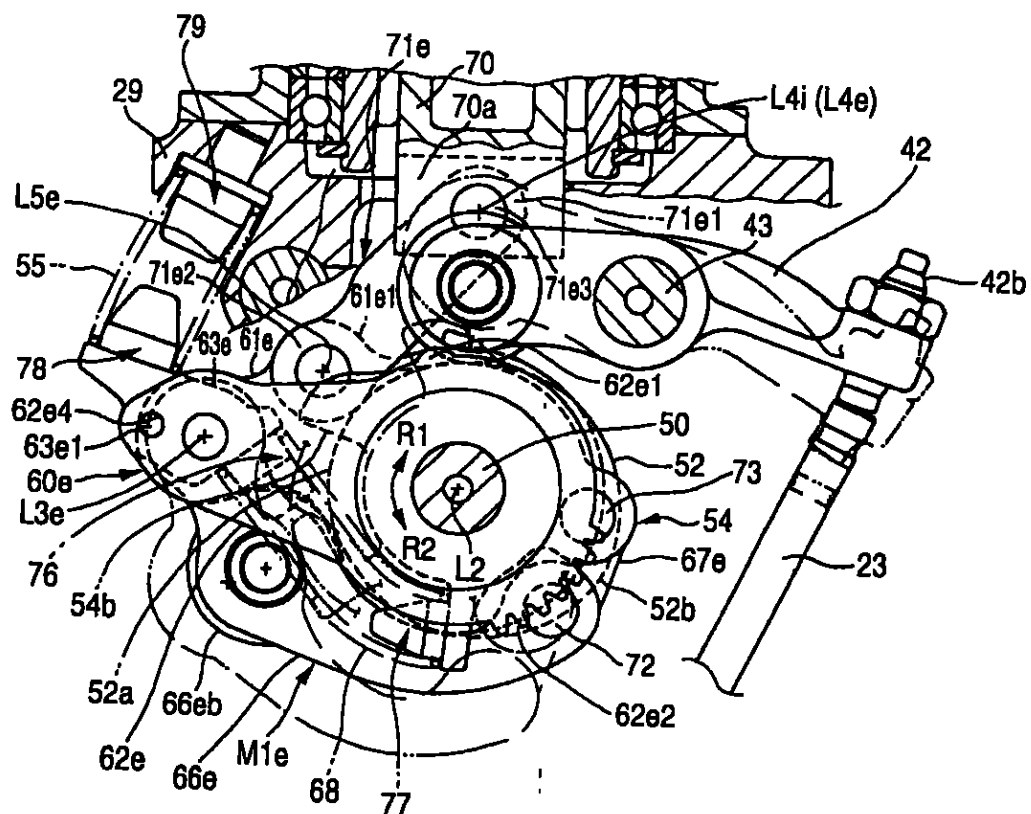
FIG 11



11/17

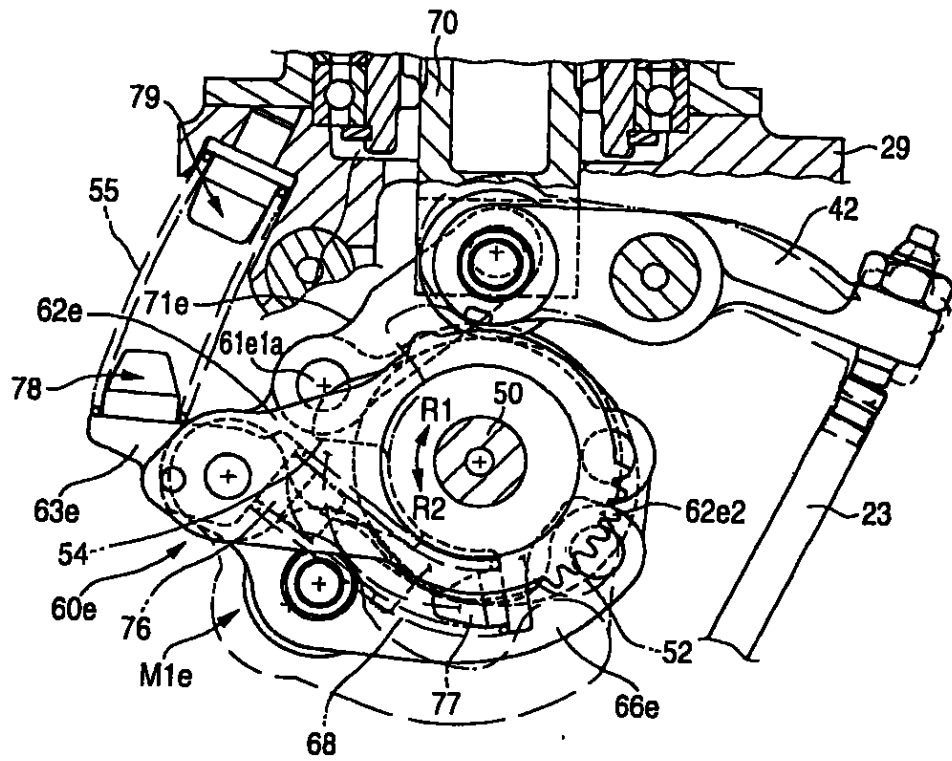
11/17

FIG. 12 (B)



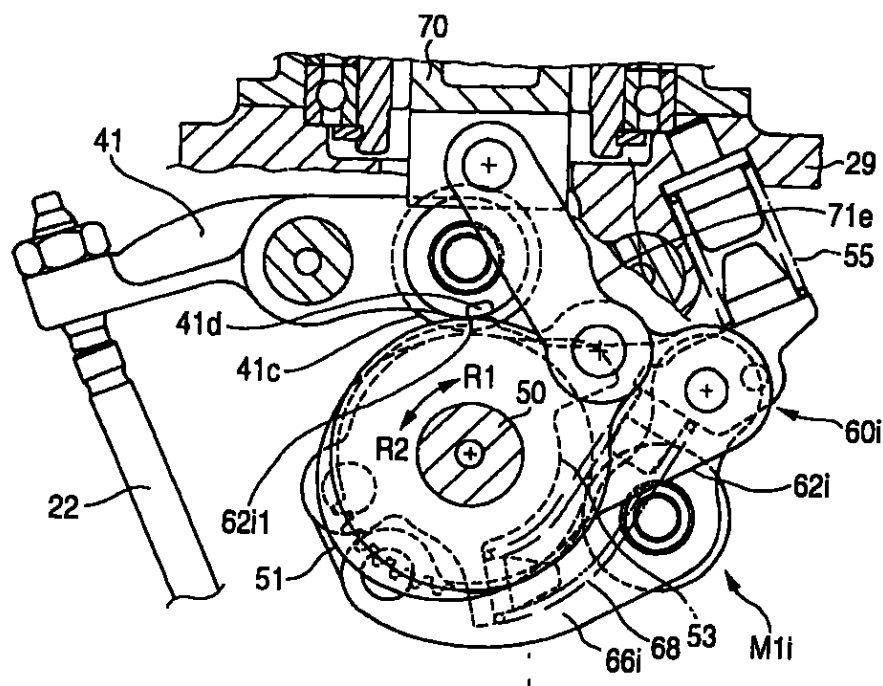
~~167~~
167

FIG. 13 (B)



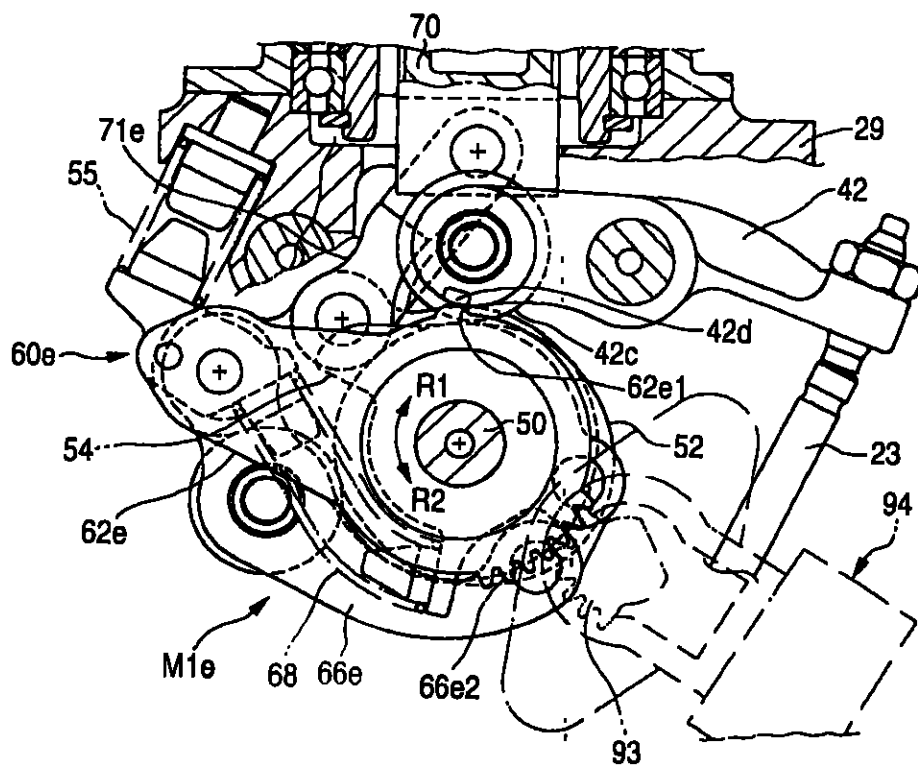
120
168

FIG. 14 (A)



12X
189

FIG. 14 (B)



INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/JP2005/001032

A CLASSIFICATION OF SUBJECT MATTER

Int.Cl.⁷ F02D13/02, 9/02, 43/00

According to International Patent Classification (IPC) or to both national classification and IPC

B FIELDS SEARCHED

Minimum documentation searched (classification system followed by classification symbols)

Int.Cl.⁷ F02D13/02, 9/02, 43/00

Documentation searched other than minimum documentation to the extent that such documents are included in the fields searched

Jitsuyo Shinan Koho	1922-1996	Jitsuyo Shinan Toroku Koho	1996-2005
Kokai Jitsuyo Shinan Koho	1971-2005	Toroku Jitsuyo Shinan Koho	1994-2005

Electronic data base consulted during the international search (name of data base and, where practicable, search terms used)

C DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT

Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No
Y	JP 11-107861 A (Toyota Motor Corp), 20 April, 1999 (20.04.99), Par Nos. [0051] to [0055]; Fig. 9 & US 6055968 A1 & EP 896141 A2	1-20
Y	JP 2000-73803 A (Nissan Motor Co., Ltd), 07 March, 2000 (07.03.00), Full text; all drawings (Family: none)	1-20
Y A	JP 57-20528 A (Toyota Motor Corp), 03 February, 1982 (03.02.82), Full text; Fig. 2 (Family: none)	3, 8, 13, 18 2, 7, 12, 17

☒ Further documents are listed in the continuation of Box C☐ See patent family annex

* Special categories of cited documents

"A" document defining the general state of the art which is not considered to be of particular relevance

"E" earlier application or patent but published on or after the international filing date

"L" document which may throw doubts on priority claim(s) or which is cited to establish the publication date of another citation or other special reason (as specified)

"O" document referring to an oral disclosure, use, exhibition or other means

"P" document published prior to the international filing date but later than the priority date claimed

"T" later document published after the international filing date or priority date and not in conflict with the application but cited to understand the principle or theory underlying the invention

"X" document of particular relevance, the claimed invention cannot be considered novel or cannot be considered to involve an inventive step when the document is taken alone

"Y" document of particular relevance, the claimed invention cannot be considered to involve an inventive step when the document is combined with one or more other such documents, such combination being obvious to a person skilled in the art

"&" document member of the same patent family

Date of the actual completion of the international search

14 April, 2005 (14.04.05)

Date of mailing of the international search report

10 May, 2005 (10.05.05)

Name and mailing address of the ISA/
Japanese Patent Office

Authorized officer

Facsimile No.

Telephone No.

INTERNATIONAL SEARCH REPORT

International application No

PCT/JP2005/001032

C (Continuation) DOCUMENTS CONSIDERED TO BE RELEVANT		
Category*	Citation of document, with indication, where appropriate, of the relevant passages	Relevant to claim No
A	Microfilm of the specification and drawings annexed to the request of Japanese Utility Model Application No 83662/1985 (Laid-open No. 198536/1986) (Honda Motor Co., Ltd), 11 December, 1986 (11 12.86), Full text (Family none)	2, 7, 12, 17

特許協力条約

PCT

国際調査報告

(法8条、法施行規則第40、41条)
[PCT18条、PCT規則43、44]

期限：7月10日

Received
'05.5.11

EIKOH PATENT OFFICE

出願人又は代理人 の書類記号 P05160500	今後の手続きについては、様式PCT/ISA/220 及び下記5を参照すること。		
国際出願番号 PCT/JP2005/001032	国際出願日 (日.月.年) 20.01.2005	優先日 (日.月.年) 20.01.2004	
出願人 (氏名又は名称) 本田技研工業株式会社			

国際調査機関が作成したこの国際調査報告を法施行規則第41条(PCT18条)の規定に従い出願人に送付する。
この写しは国際事務局にも送付される。

この国際調査報告は、全部で 3 ページである。

☐ この調査報告に引用された先行技術文献の写しも添付されている。

1. 国際調査報告の基礎

a. 言語は、下記に示す場合を除くほか、この国際出願がされたものに基づき国際調査を行った。

☐ この国際調査機関に提出された国際出願の翻訳文に基づき国際調査を行った(PCT規則23.1(b))。

b. ☐ この国際出願は、ヌクレオチド又はアミノ酸配列を含んでいる(第I欄参照)。

2. ☐ 請求の範囲の一部の調査ができない(第II欄参照)。

3. ☐ 発明の単一性が欠如している(第III欄参照)。

4. 発明の名称は ☒ 出願人が提出したものを承認する。

☐ 次に示すように国際調査機関が作成した。

5. 要約は ☒ 出願人が提出したものを承認する。

☐ 第IV欄に示されているように、法施行規則第47条(PCT規則38.2(b))の規定により
国際調査機関が作成した。出願人は、この国際調査報告の発送の日から1カ月以内にこ
の国際調査機関に意見を提出することができる。

6. 図面に関して

a. 要約とともに公表される図は、

第 4 図とする。 ☒ 出願人が示したとおりである。

☐ 出願人は図を示さなかったので、国際調査機関が選択した。

☐ 本図は発明の特徴を一層よく表しているので、国際調査機関が選択した。

b. ☐ 要約とともに公表される図はない。

A. 発明の属する分野の分類 (国際特許分類 (IPC))

Int Cl⁷ F02D13/02, 9/02, 43/00

B. 調査を行った分野

調査を行った最小限資料 (国際特許分類 (IPC))

Int Cl⁷ F02D13/02, 9/02, 43/00

最小限資料以外の資料で調査を行った分野に含まれるもの

日本国実用新案公報	1922-1996年
日本国公開実用新案公報	1971-2005年
日本国実用新案登録公報	1996-2005年
日本国登録実用新案公報	1994-2005年

国際調査で使用した電子データベース (データベースの名称、調査に使用した用語)

C. 関連すると認められる文献

引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示、	関連する 請求の範囲の 号
Y	J P 11-107861 A (トヨタ自動車株式会社) 1999. 04. 20, 段落【0051】-【0055】, 第9図 & US 6 055968 A1 & EP 896141 A2	1-20
Y	J P 2000-73803 A (日産自動車株式会社) 2000. 03. 07, 全文, 全図 (ファミリーなし)	1-20

☒ C欄の続きにも文献が列挙されている。☐ パテントファミリーに関する別紙を参照。

* 引用文献のカテゴリー

「A」 特に関連のある文献ではなく、一般的技術水準を示すもの
「E」 国際出願日前の出願または特許であるが、国際出願日以後に公表されたもの
「L」 優先権主張に疑義を提起する文献又は他の文献の発行日若しくは他の特別な理由を確立するために引用する文献 (理由を付す)
「O」 口頭による開示、使用、展示等に言及する文献
「P」 国際出願日前で、かつ優先権の主張の基礎となる出願

の日の後に公表された文献

「T」 国際出願日又は優先日後に公表された文献であって出願と矛盾するものではなく、発明の原理又は理論の理解のために引用するもの
「X」 特に関連のある文献であって、当該文献のみで発明の新規性又は進歩性がないと考えられるもの
「Y」 特に関連のある文献であって、当該文献と他の1以上の文献との、当業者にとって自明である組合せによって進歩性がないと考えられるもの
「&」 同一パテントファミリー文献

国際調査を完了した日

14. 04. 2005

国際調査報告の発送日

10. 5. 2005

国際調査機関の名称及びあて先

日本国特許庁 (ISA/J P)
郵便 号100-8915
東京都千代田区蔵が関三丁目4番3号

特許庁審査官 (権限のある職員)

倉橋 紀夫

3G

9622

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

C (続き) . 関連すると認められる文献		
引用文献の カテゴリー*	引用文献名 及び一部の箇所が関連するときは、その関連する箇所の表示	関連する 請求の範囲の番号
Y A	J P 57-20528 A (トヨタ自動車工業株式会社) 1982.02.03, 全文, 第2図 (ファミリーなし)	3, 8, 13, 18 2, 7, 12, 17
A	日本国実用新案登録出願60-83662号 (日本国実用新案登録出願公開61-198536号) の願書に添付した明細書及び図面の内容を撮影したマイクロフィルム (本田技研工業株式会社) 1986.12.11, 全文 (ファミリーなし)	2, 7, 12, 17

特許協力条約

発信人 日本国特許庁（国際調査機関）

代理人 小栗 昌平 様 あて名 〒107-6013 東京都港区赤坂一丁目12番32号 アーク森ビル13階 栄光特許事務所
--

PCT

国際調査報告及び国際調査機関の見解書
又は国際調査報告を作成しない旨の決定
の送付の通知書
(法施行規則第41条)
[PCT規則44.1]

発送日
(日.月.年)

10.5.2005

出願人又は代理人 の書類記号 P05160500	今後の手続きについては、下記1及び4を参照。
国際出願番号 PCT/J P 2005/001032	国際出願日 (日.月.年) 20 01. 2005
出願人 (氏名又は名称) 本田技研工業株式会社	

- ☒ 国際調査報告及び国際調査機関の見解書が作成されたこと、及びこの送付書とともに送付することを、出願人に通知する。
PCT19条の規定に基づく補正書及び説明書の提出
出願人は、国際出願の請求の範囲を補正することができる（PCT規則46参照）。
いつ 補正書の提出期間は、通常国際調査報告の送付の日から2月である。
どこへ 直接次の場所へ The International Bureau of WIPO
34, chemin des Colombettes
1211 Geneva 20, Switzerland
Facsimile No. (41-22) 740.14.35
詳細な手続については、添付用紙の備考を参照すること。
- ☐ 国際調査報告が作成されないこと、及び法第8条第2項（PCT17条(2)(a)）の規定による国際調査報告を作成しない旨の決定及び国際調査機関の見解書をこの送付書とともに送付することを、出願人に通知する。
- ☐ 法施行規則第44条（PCT規則40.2）に規定する追加手数料の納付に対する異議の申立てに関して、出願人に下記の点を通知する。
☐ 異議の申立てと当該異議についての決定を、その異議の申し立てと当該異議についての決定の両方を指定官庁へ送付することを求める出願人の請求とともに、国際事務局へ送付した。
☐ 当該異議についての決定は、まだ行われていない。決定されしだい出願人に通知する。
- 今後の手続 出願人は次の点に注意すること。
優先日から18月経過後、国際出願は国際事務局によりすみやかに国際公開される。出願人が公開の延期を望むときは、国際出願又は優先権の主張の取下げの通知がPCT規則90の2.1及び90の2.3にそれぞれ規定されているように、国際公開の事務的な準備が完了する前に国際事務局に到達しなければならない。
いくつかの指定官庁については、出願人が国内段階の開始を優先日から30月まで（官庁によってはさらに遅くまで）延期することを望むときは、優先日から19月以内に、国際予備審査の請求書が提出されなければならない。そうでなければ、出願人はそれらの指定官庁に対して優先日から20月以内に、国内段階の開始のための所定の手続を取らなければならない。
その他の指定官庁については、19月以内に国際予備審査の請求書が提出されない場合にも、30月の（あるいはさらに遅い）期限が適用される。
様式PCT/IB/301の付属書類を参照。個々の指定官庁で適用される期限の詳細については、PCT出願人の手引、第II巻、国内段階およびWIPOインターネットサイトを参照。

名称及びあて名 日本国特許庁（ISA/J P） 郵便番号100-8915 東京都千代田区霞が関三丁目4番3号	権限のある職員 特許庁長官 電話番号 03-3581-1101 内線 3355	3G	9622
---	---	----	------

様式PCT/ISA/220

(2004年1月)

(添付用紙を 照)

178 176

注 意

1. 国際調査報告の発送日から起算する条約第19条（1）及び規則46.1に従う国際事務局への補正期間に注意してください。
2. 条約22条（2）に規定する期間に注意してください。
3. 文献の写しの請求について

国際調査報告に記載した文献の複写

特許庁にこれらの引用文献の写しを請求することもできますが、独立行政法人工業所有権情報・研修館（特許庁庁舎2階）で公報類の閲覧・複写および公報以外の文献複写等の取り扱いをしています。

〔担当及び照会先〕

〒100-0013 東京都千代田区霞が関3丁目4番3号（特許庁庁舎2階）

独立行政法人工業所有権情報・研修館

【公報類】 閲覧部 TEL 03-3581-1101 内線3811～2

【公報以外】 資料部 TEL 03-3581-1101 内線3831～3

また、（財）日本特許情報機構でも取り扱いをしています。

これらの引用文献の複写を請求する場合は下記の点に注意してください。

〔申込方法〕

- （1）特許（実用新案・意匠）公報については、下記の点を明記してください。

○特許・実用新案及び意匠の種類

○出願公告又は出願公開の年次及び番号（又は特許番号、登録番号）

○必要部数

- （2）公報以外の文献の場合は、下記の点に注意してください。

○国際調査報告の写しを添付してください（返却します）。

〔申込み及び照会先〕

〒135-0016 東京都江東区東陽4-1-7 佐藤ビル

財団法人 日本特許情報機構 情報処理部業務課

TEL 03-3508-2313

注意 特許庁に対して文献の写しの請求をすることができる期間は、国際出願日から7年です。

様式PCT/ISA/220の備考

この備考は、PCT19条の規定に基づく補正の提出に関する基本的な指示を与えるためのものである。この備考は特許協力条約並びにこの条約に基づく規則及び実施細則の規定に基づいている。この備考とそれらの規定とが相違する場合には、後者が適用される。詳細な情報については、WIPOの出版物であるPCT出願人の手引も参照すること。

PCT19条の規定に基づく補正書の提出に関する指示

出願人は、国際調査報告及び国際調査機関の見解書を受領した後、国際出願の請求の範囲を補正する機会が一回ある。しかし、国際出願のすべての部分（請求の範囲、明細書及び図面）が、国際予備審査の手続においても補正できるもので、例えば出願人が仮保護のために補正書を公開することを希望する場合又は国際公開前に請求の範囲を補正する別の理由がある場合を除き、通常PCT19条の規定に基づく補正書を提出する必要はないことを強調しておく。さらに、仮保護は一部の国のみで与えられるだけであることも強調しておく（PCT出願人の手引、附録B1及びB2参照）。

補正の対象となるもの

PCT19条の規定により請求の範囲のみ補正することができる。

国際段階においてPCT34条の規定に基づく国際予備審査の手続きにおいて請求の範囲を（更に）補正することができる。

明細書及び図面は、PCT34条の規定に基づく国際予備審査の手続においてのみ補正することができる。

国内段階に移行する際、PCT28条（又はPCT41条）の規定により、国際出願のすべての部分を補正することができる。

いつ

国際調査報告の送付の日から2月又は優先日から16月の内どちらか遅く満了するほうの期間内。しかし、その期間の満了後であっても国際公開の技術的な準備の完了前に国際事務局が補正を受領した場合には、その補正書は、期間内に受理されたものとみなすことを強調しておく（PCT規則46.1）。

補正を提出すべきところ

補正書は、国際事務局のみに提出でき、受理官庁又は国際調査機関には提出してはいけない（PCT規則46.2）。国際予備審査の請求書を提出した／する場合については、以下を参照すること。

どのように

1以上の請求の範囲の削除、1以上の新たな請求の範囲の追加、又は1以上の請求の範囲の記載の補正による。

差替え用紙は、補正の結果、出願当初の用紙と相違する請求の範囲の各用紙毎に提出する。

差替え用紙に記載されているすべての請求の範囲には、アラビア数字を付さなければならない。請求の範囲を削除する場合、その他の請求の範囲の番号を付け直す必要はない。請求の範囲の番号を付け直す場合には、連続番号で付け直すなければならない（PCT実施細則第205号(b)）。

補正は国際公開の言語で行う。

補正にどのような書類を添付しなければならないか

書簡（PCT実施細則第205号(b)）

補正書には書簡を添付しなければならない。

書簡は国際出願及び補正された請求の範囲とともに公開されることはない。これを「PCT19条(1)に規定する説明書」と混同してはならない（「PCT19条(1)に規定する説明書」については、以下を参照）。

書簡は、英語又は仏語を選択しなければならない。ただし、国際出願の言語が英語の場合、書簡は英語で、仏語の場合、書簡は仏語で記載しなければならない。

書簡には、出願時の請求の範囲と補正された請求の範囲との相違について表示しなければならない。特に、国際出願に記載した各請求の範囲との関連で次の表示（2以上の請求の範囲についての同一の表示する場合は、まとめることができる。）をしなければならない。

- (i) この請求の範囲は変更しない。
- (ii) この請求の範囲は削除する。
- (iii) この請求の範囲は追加である。
- (iv) この請求の範囲は出願時の1以上の請求の範囲と差し替える。
- (v) この請求の範囲は出願時の請求の範囲の分割の結果である。

次に、添付する書簡中での、補正についての説明の例を示す。

1. [請求の範囲の一部の補正によって請求の範囲の項数が48から51になった場合] :
“請求の範囲1-29、31、32、34、35、37-48項は、同じ番号のもとに補正された請求の範囲と置き換えられた。請求の範囲30、33及び36項は変更なし。新たに請求の範囲49-51項が追加された。”
2. [請求の範囲の全部の補正によって請求の範囲の項数が15から11になった場合] :
“請求の範囲1-15項は、補正された請求の範囲1-11項に置き換えられた。”
3. [原請求の範囲の項数が14で、補正が一部の請求の範囲の削除と新たな請求の範囲の追加を含む場合]
“請求の範囲1-6及び14項は変更なし。請求の範囲7-13は削除。新たに請求の範囲15、16及び17項を追加。”又は
“請求の範囲7-13は削除。新たに請求の範囲15、16及び17項を追加。その他の全ての請求の範囲は変更なし。”
4. [各種の補正がある場合] :
“請求の範囲1-10項は変更なし。請求の範囲11-13、18及び19項は削除。請求の範囲14、15及び16項は補正された請求の範囲14項に置き換えられた。請求の範囲17項は補正された請求の範囲15、16及び17項に分割された。新たに請求の範囲20及び21項が追加された。”

“PCT19条(1)の規定に基づく説明書” (PCT規則46.4)

補正書には、補正並びにその補正が明細書及び図面に与える影響についての説明書を提出することができる（明細書及び図面はPCT19条(1)の規定に基づいては補正できない）。

説明書は、国際出願及び補正された請求の範囲とともに公開される。

説明書は、国際公開の言語で作成しなければならない。

説明書は、簡潔でなければならず、英語の場合又は英語に翻訳した場合に500語を超えてはならない。

説明書は、出願時の請求の範囲と補正された請求の範囲との相違を示す書簡と混同してはならない。説明書を、その箇に代えることはできない。説明書は別紙で提出しなければならず、見出しを付すものとし、その見出しは“PCT19条(1)の規定に基づく説明書”の語句を用いることが望ましい。

説明書には、国際調査報告又は国際調査報告に列記された文献との関連性に関して、これらを排他的意見を記載してはならない。国際調査報告に列記された特定の請求の範囲に関連する文献についての言及は、当該請求の範囲の補正に関してのみ行うことができる。

国際予備審査の請求書が提出されている場合

PCT19条の規定に基づく補正書及び添付する説明書の提出の時に国際予備審査の請求書が既に提出されている場合には、出願人は、補正書（及び説明書）を国際事務局に提出すると同時にその写し及び必要な場合、その翻訳文を国際予備審査機関にも提出することが望ましい（PCT規則55.3(a)、62.2の第1文を参照）。詳細は国際予備審査請求書（PCT/IPEA/401）の注意書参照。

国際予備審査の請求がされた場合は、見解書を作成した国際調査機関が国際予備審査機関としては行動しないという特定の場合を除いて、国際調査機関の見解書は国際予備審査機関の見解書とみなされる。この場合、様式PCT/ISA/220の送付日から3月又は優先日から22月のうちいずれか遅く満了する期限が経過するまでに、出願人は国際予備審査機関に、適当な場合は補正書とともに、答弁書を提出することができる（PCT規則43の2.1(c)）。

国内段階に移行するための国際出願の翻訳に関して

国内段階に移行する際、PCT19条の規定に基づいて補正された請求の範囲の翻訳を出願時の請求の範囲の翻訳の代わりに又は追加して、指定官庁/選択官庁に提出しなければならないこともあるので、出願人は注意されたい。

指定官庁/選択官庁の詳細な要求については、PCT出願人の手引きの第II巻を参照。

特許協力条約

10/17/01

発信人 日本国特許庁（受理官庁）

出願人代理人

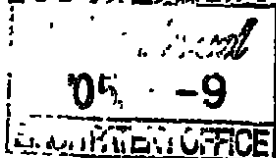
小栗 昌平

殿

あて名

〒 107 - 6013

日本国東京都港区赤坂一丁目12番3.2号アーク森ビル13
階 栄光特許事務所



P C T

国際出願番号及び
国際出願日の通知書

(法施行規則第22条、第23条)
〔PCT規則20.5(c)〕

発送日（日．月．年）

08 02 2005

出願人又は代理人の書類記号

P05160500

重 要 な 通 知

国際出願番号

P C T / J P 2 0 0 5 / 0 0 1 0 3 2

国際出願日（日．月．年）

20 0 1 2 0 0 5

優先日（日．月．年）

20 0 1 2 0 0 4

出願人（氏名又は名称）

本田技研工業株式会社

1. この国際出願は、上記の国際出願番号及び国際出願日が付与されたことを通知する。

記録原本は、 08 日 02 月 2005 年 に国際事務局に送付した。

注 意

- 国際出願番号は、特許協力条約を表示する「PCT」の文字、斜線、受理官庁を表示する2文字コード（日本の場合JP）、西暦年の4桁の数字、斜線、及び6桁の数字からなっています。
- 国際出願日は、「特許協力条約に基づく国際出願に関する法律」第4条第1項の要件を満たした国際出願に付与されます。
- あて名等を変更したときは、速やかにあて名の変更届等を提出して下さい。
- 電子計算機による漢字処理のため、漢字の一部を当用漢字、又は、仮名に置き換えて表現してある場合もありますので御了承下さい。
- この通知に記載された出願人のあて名、氏名（名称）に誤りがあるときは申出により訂正します。
- 国際事務局は、受理官庁から記録原本を受領した場合には、出願人にその旨を速やかに通知（様式PCT/IB/301）する。記録原本を優先日から14箇月が満了しても受領していないときは、国際事務局は出願人にその旨を通知する。（PCT規則22.1(c)）

受理官庁の名称及びあて名

日 本 国 特 許 庁 （RO/J P）

郵便番号 100-8915

日本国東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

電話番号 03-3592-1308

権限のある職員

特 許 庁 長 官

様式PCT/RO/105（1998年7月）

PATENT COOPERATION TREATY

From the INTERNATIONAL BUREAU

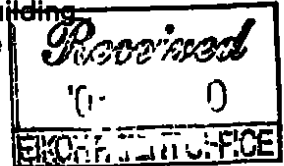
PCT

NOTIFICATION OF RECEIPT OF
RECORD COPY

(PCT Rule 24.2(a))

To

OGURI, Shohei
Eikoh Patent Office
13th Floor, ARK Mori Building
12-32, Akasaka 1-chome
Minato-ku
Tokyo 107-6013
Japan



Date of mailing (day/month/year) 28 February 2005 (28.02.2005)	IMPORTANT NOTIFICATION
Applicant's or agent's file reference P05160500	International application No. PCT/JP2005/001032

The applicant is hereby notified that the International Bureau has received the record copy of the international application as detailed below.

Name(s) of the applicant(s) and State(s) for which they are applicants:

HONDA MOTOR CO, LTD. (for all designated States except US)
TANABE, Kazuya et al (for US)

International filing date 20 January 2005 (20.01.2005)
Priority date(s) claimed 20 January 2004 (20.01.2004)
Date of receipt of the record copy
by the International Bureau 10 February 2005 (10 02 2005)

List of designated Offices

AP : BW, GH, GM, KE, LS, MW, MZ, NA, SD, SL, SZ, TZ, UG, ZM, ZW
EA : AM, AZ, BY, KG, KZ, MD, RU, TJ, TM
EP : AT, BE, BG, CH, CY, CZ, DE, DK, EE, ES, FI, FR, GB, GR, HU, IE, IS, IT, LT, LU, MC, NL, PL, PT, RO, SE, SI, SK, TR
OA : BF, BJ, CF, CG, CI, CM, GA, GN, GO, GW, ML, MR, NE, SN, TD, TG
National : AE, AG, AL, AM, AT, AU, AZ, BA, BB, BG, BR, BW, BY, BZ, CA, CH, CN, CO, CR, CU, CZ, DE, DK, DM, DZ, EC, EE, EG, ES, FI, GB, GD, GE, GH, GM, HR, HU, ID, IL, IN, IS, JP, KE, KG, KP, KR, KZ, LC, LK, LR, LS, LT, LU, LV, MA, MD, MG, MK, MN, MW, MX, MZ, NA, NI, NO, NZ, OM, PG, PH, PL, PT, RO, RU, SC, SD, SE, SG, SK, SL, SM, SY, TJ, TM, TN, TR, TT, TZ, UA, UG, US, UZ, VC, VN, YU, ZA, ZM, ZW

The International Bureau of WIPO 34, chemin des Colombettes 1211 Geneva 20, Switzerland	Authorized officer: Akiko KUNZ
Facsimile No. (41-22) 338.90.90	Telephone No (41-22) 338 7156

Continuation of Form PCT/IB/301

NOTIFICATION OF RECEIPT OF RECORD COPY

12/181

Date of mailing (day/month/year) 28 February 2005 (28.02 2005)	IMPORTANT NOTIFICATION
Applicant's or agent's file reference P05160500	International application No. PCT/JP2005/001032

ATTENTION

The applicant should carefully check the data appearing in this Notification. In case of any discrepancy between these data and the indications in the international application, the applicant should immediately inform the International Bureau.

In addition, the applicant's attention is drawn to the information contained in the Annex, relating to

☒ time limits for entry into the national phase - see updated important information (as of April 2002)

☐ requirements regarding priority documents (if applicable)

A copy of this Notification is being sent to the receiving Office and to the International Searching Authority.

INFORMATION ON TIME LIMITS FOR ENTERING THE NATIONAL PHASE

The applicant is reminded that the "national phase" must be entered before each of the designated Offices indicated on the cover sheet of this Notification by paying national fees and furnishing translations, as prescribed by Articles 22 and 39 and the applicable national laws. In addition, the applicant may also have to comply with other special requirements applicable in certain Offices. It is the applicant's responsibility to ensure the necessary steps to enter the national phase are taken in a timely fashion. Most Offices do not issue reminders to applicants in connection with the entry into the national phase.

The applicable time limit for entering the national phase will, subject to what is said in the following paragraph, be **30 MONTHS** from the priority date, not only in respect of any elected Office if a demand for international preliminary examination is filed before the expiration of 18 months from the priority date (see Article 39(1)), but also in respect of any designated Office, in the absence of filing of such demand, where Article 22(1) as modified with effect from 1 April 2002 applies in respect of that designated Office. For further details, see PCT Gazette No. 44/2001 of 1 November 2001, pages 19926, 19932 and 19934, as well as the PCT Newsletter, October and November 2001 and February 2002 issues.

In practice, time limits other than the 30-month time limit will continue to apply, for various periods of time, in respect of certain designated or elected Offices. For regular updates on the applicable time limits (20, 21, 30 or 31 months, or other time limit), Office by Office, refer to the PCT Gazette ("Section IV" part published on a weekly basis), to the PCT Newsletter (on a monthly basis) and to the relevant National Chapters in Volume II of the PCT Applicant's Guide (the paper version of which is updated usually twice a year and the Internet version of which is updated usually on a weekly basis). Finally, a cumulative table of all applicable time limits for entering the national phase is available from WIPO's Internet site, via links from various pages the site including those of the Gazette, Newsletter and Guide, at <http://www.wipo.int/pct/en/index.html>

Information about the requirements for filing a demand for international preliminary examination is set out in the PCT Applicant's Guide, Volume I/A, Chapter IX. Note that only an applicant who is a national or resident of a PCT Contracting State which is bound by Chapter II has the right to file a demand for international preliminary examination (at present, all PCT Contracting States are bound by Chapter II).

REQUIREMENTS REGARDING PRIORITY DOCUMENTS

For applicants who have not yet complied with the requirements regarding priority documents, the following is recalled.

Where the priority of an earlier national, regional or international application is claimed, the applicant must submit a copy of the said earlier application, certified by the authority with which it was filed ("the priority document") to the receiving Office (which will transmit it to the International Bureau) or directly to the International Bureau, before the expiration of 16 months from the priority date, provided that any such priority document may still be submitted to the International Bureau before that date of international publication of the international application, in which case that document will be considered to have been received by the International Bureau on the last day of the 16-month time limit (Rule 17.1(a)).

Where the priority document is issued by the receiving Office, the applicant may, instead of submitting the priority document, request the receiving Office to prepare and transmit the priority document to the International Bureau. Such request must be made before the expiration of the 16-month time limit and may be subjected by the receiving Office to the payment of a fee (Rule 17.1(b)).

If the priority document concerned is not submitted to the International Bureau or if the request to the receiving Office to prepare and transmit the priority document has not been made (and the corresponding fee, if any, paid) within the applicable time limit indicated under the preceding paragraphs, any designated State may disregard the priority claim, provided that no designated Office may disregard the priority claim concerned before giving the applicant an opportunity, upon entry into the national phase, to furnish the priority document within the time limit which is reasonable under the circumstances (Rule 17.1(c)).

Where several priorities are claimed, the priority date to be considered for the purposes of computing the 16-month time limit (and all other PCT time limits) is the filing date of the earliest application whose priority is claimed (Article 2(x1)(b)).

PATENT COOPERATION TREATY

From the INTERNATIONAL BUREAU

PCT

NOTIFICATION CONCERNING
SUBMISSION OR TRANSMITTAL
OF PRIORITY DOCUMENT

(PCT Administrative Instructions, Section 411)

To:

OGURI, Shohei
Eikoh Patent Office
13th Floor, ARK Mori Building
12-32, Akasaka 1-chome
Minato-ku
Tokyo 107-6013
Japan

Date of mailing (day/month/year) 28 February 2005 (28.02.2005)	
Applicant's or agent's file reference P05160500	IMPORTANT NOTIFICATION
International application No PCT/JP2005/001032	International filing date (day/month/year) 20 January 2005 (20.01.2005)
International publication date (day/month/year) Not yet published	Priority date (day/month/year) 20 January 2004 (20.01.2004)
Applicant HONDA MOTOR CO., LTD. et al	

- 1 By means of this Form, which replaces any previously issued notification concerning submission or transmittal of priority documents, the applicant is hereby notified of the date of receipt by the International Bureau of the priority document(s) relating to all earlier application(s) whose priority is claimed. Unless otherwise indicated by the letters "NR", in the right-hand column or by an asterisk appearing next to a date of receipt, the priority document concerned was submitted or transmitted to the International Bureau in compliance with Rule 17.1(a) or (b).
- 2 (If applicable) The letters "NR" appearing in the right-hand column denote a priority document which, on the date of mailing of this Form, had not yet been received by the International Bureau under Rule 17.1(a) or (b). Where, under Rule 17.1(a), the priority document must be submitted by the applicant to the receiving Office or the International Bureau, but the applicant fails to submit the priority document within the applicable time limit under that Rule, the attention of the applicant is directed to Rule 17.1(c) which provides that no designated Office may disregard the priority claim concerned before giving the applicant an opportunity, upon entry into the national phase, to furnish the priority document within a time limit which is reasonable under the circumstances.
3. (If applicable) An asterisk(*) appearing next to a date of receipt, in the right-hand column, denotes a priority document submitted or transmitted to the International Bureau but not in compliance with Rule 17.1(a) or (b) (the priority document was received after the time limit prescribed in Rule 17.1(a) or the request to prepare and transmit the priority document was submitted to the receiving Office after the applicable time limit under Rule 17.1(b)). Even though the priority document was not furnished in compliance with Rule 17.1(a) or (b), the International Bureau will nevertheless transmit a copy of the document to the designated Offices, for their consideration. In case such a copy is not accepted by the designated Office as priority document, Rule 17.1(c) provides that no designated Office may disregard the priority claim concerned before giving the applicant an opportunity, upon entry into the national phase, to furnish the priority document within a time limit which is reasonable under the circumstances.

<u>Priority date</u>	<u>Priority application No.</u>	<u>Country or regional Office or PCT receiving Office</u>	<u>Date of receipt of priority document</u>
20 Janu 2004 (20.01.2004)	2004-012494	JP	10 Febr 2005 (10.02.2005)

The International Bureau of WIPO 34, chemin des Colombettes 1211 Geneva 20, Switzerland Facsimile No. (41-22) 338 90 90	Authorized officer Akiko KUNZ Telephone No. (41-22) 338 7156
--	--

PATENT COOPERATION TREATY

From the INTERNATIONAL BUREAU

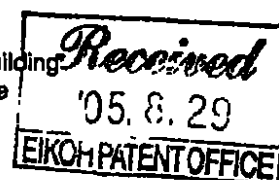
PCT

FIRST NOTICE INFORMING THE APPLICANT OF
THE COMMUNICATION OF THE INTERNATIONAL
APPLICATION (TO DESIGNATED OFFICES WHICH
DO NOT APPLY THE 30 MONTH TIME LIMIT
UNDER ARTICLE 22(1))

(PCT Rule 47.1(c))

To.

OGURI, Shohei
Elkoh Patent Office
13th Floor, ARK Mori Building
12-32, Akasaka 1-chome
Minato-ku
Tokyo 107-6013
JAPON



IMPORTANT NOTICE

Date of mailing (day/month/year)

25 August 2005 (25 08 2005)

Applicant's or agent's file reference
P05160500International application No.
PCT/JP2005/001032International filing date (day/month/year)
20 January 2005 (20.01.2005)Priority date (day/month/year)
20 January 2004 (20.01 2004)

Applicant

HONDA MOTOR CO., LTD et al

- 1 ATTENTION** For any designated Office(s), for which the time limit under Article 22(1), as in force from 1 April 2002 (30 months from the priority date), does apply, please see Form PCT/IB/308(Second and Supplementary Notice) (to be issued promptly after the expiration of 28 months from the priority date)
- 2** Notice is hereby given that the following designated Office(s), for which the time limit under Article 22(1), as in force from 1 April 2002, does not apply, has/have requested that the communication of the international application, as provided for in Article 20, be effected under Rule 93bis.1 The International Bureau has effected that communication on the date indicated below.
28 July 2005 (28.07.2005)

CH

In accordance with Rule 47.1(c-bis)(i), those Offices will accept the present notice as conclusive evidence that the communication of the international application has duly taken place on the date of mailing indicated above and no copy of the international application is required to be furnished by the applicant to the designated Office(s)

- 3** The following designated Offices, for which the time limit under Article 22(1), as in force from 1 April 2002, does not apply, have not requested, as at the time of mailing of the present notice, that the communication of the international application be effected under Rule 93bis.1

LU, SE, TZ, UG, ZM

In accordance with Rule 47.1(c-bis)(ii), those Offices accept the present notice as conclusive evidence that the Contracting State for which that Office acts as a designated Office does not require the furnishing, under Article 22, by the applicant of a copy of the international application

4. TIME LIMITS for entry into the national phase

For the designated Office(s) listed above, and unless a demand for international preliminary examination has been filed before the expiration of 19 months from the priority date (see Article 39(1)), the applicable time limit for entering the national phase will, subject to what is said in the following paragraph, be 20 MONTHS from the priority date.

In practice, time limits other than the 20-month time limit will continue to apply, for various periods of time, in respect of certain of the designated Offices listed above. For regular updates on the applicable time limits (20 or 21 months, or other time limit), Office by Office, refer to the *PCT Gazette*, the *PCT Newsletter* and the *PCT Applicant's Guide*, Volume II, National Chapters, all available from WIPO's Internet site, at <http://www.wipo.int/pc/en/index.html>.

It is the applicant's sole responsibility to monitor all these time limits

The International Bureau of WIPO
34, chemin des Colombettes
1211 Geneva 20, Switzerland

Facsimile No +41 22 740 14 35

Authorized officer

Yoshiko Kuwahara

Facsimile No +41 22 338 90 90

特許協力条約

発信人 日本国特許庁（国際調査機関）

代理人

小栗 昌平

様

あて名

〒107-6013

東京都港区赤坂一丁目12番32号

アーク森ビル13階 栄光特許事務所

期限：11月20日

PCT

国際調査機関の見解書

（法施行規則第40条の2）

〔PCT規則43の2.1〕

発送日

（日.月.年）

10.5.2005

出願人又は代理人

の書類記号

P05160500

今後の手続きについては、下記2を参照すること。

国際出願番号

PCT/J P 2005/001032

国際出願日

（日.月.年）

20.01.2005

優先日

（日.月.年）

20.01.2004

国際特許分類（IPC）IntCl⁷ F02D13/02, 9/02, 43/00

出願人（氏名又は名称）

本田技研工業株式会社

1 この見解書は次の内容を含む。

☒ 第I欄 見解の基礎

☐ 第II欄 優先権

☐ 第III欄 新規性、進歩性又は産業上の利用可能性についての見解の不作成

☐ 第IV欄 発明の単一性の欠如

☒ 第V欄 PCT規則43の2.1(a)(i)に規定する新規性、進歩性又は産業上の利用可能性についての見解、それを裏付けるための文献及び説明

☐ 第VI欄 ある種の引用文献

☐ 第VII欄 国際出願の不備

☐ 第VIII欄 国際出願に対する意見

2. 今後の手続き

国際予備審査の請求がされた場合は、出願人がこの国際調査機関とは異なる国際予備審査機関を選択し、かつ、その国際予備審査機関がPCT規66.1の2(b)の規定に基づいて国際調査機関の見解書を国際予備審査機関の見解書とみなさない旨を国際事務局に通知していた場合を除いて、この見解書は国際予備審査機関の最初の見解書とみなされる。

この見解書が上記のように国際予備審査機関の見解書とみなされる場合、様式PCT/ISA/220を送付した日から3月又は優先日から22月のうちいずれか遅く満了する期限が経過するまでに、出願人は国際予備審査機関に、適当な場合は補正書とともに、答弁書を提出することができる。

さらなる選択肢は、様式PCT/ISA/220を参照すること。

3. さらなる詳細は、様式PCT/ISA/220の備考を参照すること。

見解を作成した日

14.04.2005

名称及びあて先

日本国特許庁（ISA/J P）

郵便番号100-8915

東京都千代田区霞が関三丁目4番3号

特許庁審査官（権限のある職員）

倉橋 紀夫

電話番号 03-3581-1101 内線 3355

3G

9622

様式PCT/ISA/237（表紙）（2004年1月）

12/8
12.6

第I欄 見解の基礎

1. この見解書は、下記に示す場合を除くほか、国際出願の言語を基礎として作成された。
- ☐ この見解書は、_____ 語による翻訳文を基礎として作成した。
それは国際調査のために提出されたPCT規則12.3及び23.1(b)にいう翻訳文の言語である。
2. この国際出願で開示されかつ請求の範囲に係る発明に不可欠なヌクレオチド又はアミノ酸配列に関して、以下に基づき見解書を作成した。
- a. タイプ ☐ 配列表
 ☐ 配列表に関連するテーブル
- b. フォーマット ☐ 書面
 ☐ コンピュータ読み取り可能な形式
- c. 提出時期 ☐ 出願時の国際出願に含まれる
 ☐ この国際出願と共にコンピュータ読み取り可能な形式により提出された
 ☐ 出願後に、調査のために、この国際調査機関に提出された
3. ☐ さらに、配列表又は配列表に関連するテーブルを提出した場合に、出願後に提出した配列若しくは追加して提出した配列が出願時に提出した配列と同一である旨、又は、出願時の開示を超える事項を含まない旨の陳述書の提出があった。
4. 補足意見

第V欄 新規性、進歩性又は産業上の利用可能性についてのPCT規則43の21(a)(i)に定める見解、それを裏付ける文献及び説明

1. 見解

新規性 (N)	請求の範囲	1-20	有
	請求の範囲		無
進歩性 (IS)	請求の範囲		有
	請求の範囲	1-20	無
産業上の利用可能性 (IA)	請求の範囲	1-20	有
	請求の範囲		無

2. 文献及び説明

文献1: JP 11-107861 A (トヨタ自動車株式会社) 1999. 04. 20, 段落【0051】-【0055】, 第9図 & US 6055968 A1 & EP 896141 A2
文献2: JP 2000-73803 A (日産自動車株式会社) 2000. 03. 07, 全文, 全図 (ファミリーなし)
文献3: JP 57-20528 A (トヨタ自動車工業株式会社) 1982. 02. 03, 全文, 第2図 (ファミリーなし)

・請求の範囲1, 4-6, 9-11, 14-16, 19, 20
文献1, 2

無負荷から所定負荷までの第1の負荷領域において、スロットル弁を開くように制御し、前記所定負荷を超える第2の負荷領域において、スロットル弁を全開度に制御し、かつ、前記所定負荷において最大のEGR率が得られるように制御する内燃機関の制御方法及び装置は、国際調査報告で引用された文献1に記載されており、吸気弁および排気弁の非オーバーラップ期間を制御することによりEGR率を制御する内燃機関の制御方法及び装置は、国際調査報告で引用された文献2に記載されている。

・請求の範囲2, 7, 12, 17
文献1, 2

暖機時にEGR制御を行わない内燃機関の制御方法及び装置は、周知技術であり、暖機時に負荷に対してスロットルバルブの開度を制御する内燃機関の制御方法及び装置も、周知技術である。

・請求の範囲3, 8, 13, 18
文献1, 2, 3

無負荷から中負荷までの負荷領域において、EGR率が増加するように制御する内燃機関の制御方法及び装置は、国際調査報告で引用された文献3に記載されている。

P05160500

1/5

特許協力条約に基づく国際出願願

原本(出願用)

190
188

0	受理官庁記入欄	
0-1	国際出願番号	
0-2	国際出願日	
0-3	(受付印)	



0-4	様式 PCT/RO/101 この特許協力条約に基づく国際出願願書は、	
0-4-1	右記によって作成された。	PCT-SAFE [EASY mode] Version 3.50 (Build 0002.165)
0-5	申立て 出願人は、この国際出願が特許協力条約に従って処理されることを請求する。	
0-6	出願人によって指定された受理官庁	日本国特許庁 (RO/JP)
0-7	出願人又は代理人の書類記号	P05160500
I	発明の名称	内燃機関の制御方法および制御装置
II	出願人	
II-1	この欄に記載した者は	出願人である (applicant only)
II-2	右の指定国についての出願人である。	米国を除く全ての指定国 (all designated States except US)
II-4ja	名称	本田技研工業株式会社
II-4en	Name	HONDA MOTOR CO., LTD.
II-5ja	あて名	1078556 日本国
II-5en	Address.	東京都港区南青山二丁目1番1号 1-1, Minami-Aoyama 2-chome, Minato-ku, Tokyo 1078556 Japan
II-6	国籍(国名)	日本国 JP
II-7	住所(国名)	日本国 JP
II-11	出願人登録番号	000005326

III-1	その他の出願人又は発明者	
III-1-1	この欄に記載した者は	出願人及び発明者である (applicant and inventor)
III-1-2	右の指定国についての出願人である。	米国のみ (US only)
III-1-4ja	氏名(姓名)	田邊 和也
III-1-4en	Name (LAST, First)	TANABE, Kazuya
III-1-5ja	あて名	3510193 日本国 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術 研究所内
III-1-5en	Address	c/o Honda R & D Co., Ltd., 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama 3510193 Japan
III-1-6	国籍(国名)	日本国 JP
III-1-7	住所(国名)	日本国 JP
III-2	その他の出願人又は発明者	
III-2-1	この欄に記載した者は	出願人及び発明者である (applicant and inventor)
III-2-2	右の指定国についての出願人である。	米国のみ (US only)
III-2-4ja	氏名(姓名)	堤崎 高司
III-2-4en	Name (LAST, First)	TSUTSUMIZAKI, Takashi
III-2-5ja	あて名	3510193 日本国 埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術 研究所内
III-2-5en	Address	c/o Honda R & D Co., Ltd., 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama 3510193 Japan
III-2-6	国籍(国名)	日本国 JP
III-2-7	住所(国名)	日本国 JP

19K 190

III-3	その他の出願人又は発明者	出願人及び発明者である (applicant and inventor)
III-3-1	この欄に記載した者は	米国のみ (US only)
III-3-2	右の指定国についての出願人である。	
III-3-4a	氏名(姓名)	井元 豊
III-3-4en	Name (LAST, First)	INOMOTO, Yutaka
III-3-5a	あて名	3510193
		日本国
		埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
III-3-5en	Address	c/o Honda R & D Co., Ltd., 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama
		3510193
		Japan
III-3-6	国籍(国名)	日本国 JP
III-3-7	住所(国名)	日本国 JP
III-4	その他の出願人又は発明者	出願人及び発明者である (applicant and inventor)
III-4-1	この欄に記載した者は	米国のみ (US only)
III-4-2	右の指定国についての出願人である。	
III-4-4a	氏名(姓名)	綱島 功祐
III-4-4en	Name (LAST, First)	TSUNASHIMA, Kosuke
III-4-5a	あて名	3510193
		日本国
		埼玉県和光市中央1丁目4番1号 株式会社本田技術研究所内
III-4-5en	Address	c/o Honda R & D Co., Ltd., 4-1, Chuo 1-chome, Wako-shi, Saitama
		3510193
		Japan
III-4-6	国籍(国名)	日本国 JP
III-4-7	住所(国名)	日本国 JP

IV-1	代理人又は共通の代表者、通知のあて名 下記の者は国際機関において右 記のごとく出願人のために行動する。	代理人 (agent)
IV-1-1a	氏名(姓名)	小栗 昌平
IV-1-1en	Name (LAST, First)	OGURI, Shohei
IV-1-2a	あて名	1076013 日本国 東京都港区赤坂一丁目 1 2 番 3 2 号アーク森ビル 1 3 階 栄光特許事務所
IV-1-2en	Address	Eikoh Patent Office, 13th Floor, ARK Mori Building, 12-32, Akasaka 1-chome, Minato-ku, Tokyo 1076013 Japan
IV-1-3	電話番号	0355613990
IV-1-4	ファクシミリ番号	0355613995
IV-1-6	代理人登録番号	100105647
IV-2	その他の代理人	筆頭代理人と同じあて名を有する代理人 (additional agent(s) with the same address as first named agent)
IV-2-1a	氏名	本多 弘徳(100105474)、市川 利光(100108589)、高松 猛(100115107)、濱田 百合子(100090343)
IV-2-1en	Name(s)	HONDA, Hironori(100105474); ICHIKAWA, Toshimitsu(100108589); TAKAMATSU, Takeshi(100115107); HAMADA, Yuriko(100090343)
V	国の指定	
V-1	この願書を用いてされた国際出願は、規則 49(a)に基づき、国際出願の時点で拘束さ れる全てのPCT締約国を指定し、取得しうる あらゆる種類の保護を求め、及び該当する 場合には広域と国内特許の両方を求める 国際出願となる。	
VI-1	先の国内出願に基づく優先権主張	
VI-1-1	出願日	2004年 01月 20日 (20. 01. 2004)
VI-1-2	出願番号	2004-012494
VI-1-3	国名	日本国 JP
VII-1	特定された国際調査機関(ISA)	日本国特許庁 (ISA/JP)
VIII	申立て	申立て数
VIII-1	発明者の特定に関する申立て	-
VIII-2	出願し及び特許を与えられる国際出 願日における出願人の資格に関する 申立て	-
VIII-3	先の出願の優先権を主張する国際出 願日における出願人の資格に関する 申立て	-
VIII-4	発明者である旨の申立て(米国を指定国と する場合)	-
VIII-5	不利にならない開示又は新規性喪失 の例外に関する申立て	-

1944 42

特許協力条約に基づく国際出願願

原本(出願用)

IX	組合欄	用紙の枚数	添付された電子データ
IX-1	願書(申立てを含む)	5	✓
IX-2	明細書	35	-
IX-3	請求の範囲	7	-
IX-4	要約	1	✓
IX-5	図面	17	-
IX-7	合計	65	
IX-8	添付書類	添付	添付された電子データ
IX-8	手数料計算用紙	✓	-
IX-13	優先権証明書	優先権証明書 VI-1	-
IX-17	PCT-SAFE 電子出願	-	✓
IX-18	その他	納付する手数料に相当する特許印紙を貼付した書面	
IX-18	その他	国際事務局への振込を証明する書面	
IX-19	要約書とともに提示する図の番号	4	
IX-20	国際出願の使用言語名	日本語	
X-1	出願人、代理人又は代表者の記名押印		
X-1-1	氏名(姓名)	小栗 昌平	
X-1-2	署名者の氏名		
X-1-3	権限		

受理官庁記入欄

10-1	国際出願として提出された書類の実際の受理の日	
10-2	図面	
10-2-1	受理された	
10-2-2	不足図面がある	
10-3	国際出願として提出された書類を補完する書類又は図面であつてその後期間内に提出されたものの実際の受理の日(訂正日)	
10-4	特許協力条約第11条(2)に基づく必要な補完の期間内の受理の日	
10-5	出願人により特定された国際調査機関	ISA/JP
10-6	調査手数料未払いにつき、国際調査機関に調査用写しを送付していない	

国際事務局記入欄

11-1	記録原本の受理の日	
------	-----------	--

193

PCT手数料計算用紙(願 付属書)

原本(出願用)

[この用紙は、国際出願の一部を構成せず、国際出願の用紙の枚数に算入しない]

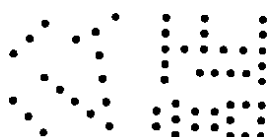
0	受理官庁記入欄			
0-1	国際出願番号			
0-2	受理官庁の日付印			
0-4	様式 PCT/RO/101 (付属書)			
0-4-1	このPCT手数料計算用紙は、 右記によって作成された。	PCT-SAFE [EASY mode] Version 3.50 (Build 0002.165)		
0-9	出願人又は代理人の書類記号	P05160500		
2	出願人	本田技研工業株式会社		
12	所定の手数料の計算	金額/係数	小計 (JPY)	
12-1	送付手数料 T	⇒	13000	
12-2-1	調査手数料 S	⇒	97000	
12-2-2	国際調査機関	JP		
12-3	国際出願手数料 (最初の30枚まで) i1	123200		
12-4	30枚を超える用紙の枚数	35		
12-5	用紙1枚の手数料 (X)	1300		
12-6	合計の手数料 i2	45500		
12-7	i1 + i2 =	1	168700	
12-12	EASYによる減額 R	-8800		
12-13	国際出願手数料の合計 (i-R)	⇒	159900	
12-17	納付すべき手数料の合計 (T+S+i+P)	⇒	269900	
12-19	支払方法	送付手数料： 特許印紙 調査手数料： 特許印紙 国際出願手数料： 銀行口座への振込み		

1986 15A

PCT

原本(出願用)

13-2-3	チェック結果 氏名(名称)	Green? 出願人 1: 電話番号が記入されていません。
	チェック結果 氏名(名称)	Green? 出願人 1. ファクシミリ番号が記入されていません。
13-2-4	チェック結果 優先権	Yellow この国際出願に対しては、国内優先権制度に関する国内法令が適用されます。日本の指定を取り下げるか、あるいは国内優先権主張を取り下げない限り、先の国内出願は、優先日から15ヶ月を経過したのち、取り下げられたものとみなされます。いずれの取下げであっても、先の出願が取り下げられる前に行われなければなりません。
13-2-7	チェック結果 内訳	Yellow! すべての出願人が願書に署名(記名押印)をしない限り、委任状又は包括委任状の写しを添付する必要性があります。



Brigard & Castro

SANTA FE DE BOGOTA - COLOMBIA

AS: 100935
188569M

197
195

DOCUMENT OF ASSIGNMENT OF
PATENT

DOCUMENTO DE TRASPASO DE
PATENTE

ASSIGNMENT

CESION

The undersigned

1. Kazuya TANABE
3. Yutaka INOMOTO
acting as INVENTORS

2. Takashi TSUTSUMIZAKI
4. Kosuke TSUNASHIMA

El suscrito

en calidad de

of CONTROL METHOD AND CONTROL APPARATUS OF
INTERNAL COMBUSTION ENGINE

de

with domicile in

con domicilio en

c/o HONDA R&D CO., LTD., 4-1, Chuo 1-chome,
Wako-shi, Saitama, Japan

hereby declares that it assigns all rights of
ownership as well as all rights and privileges
relating thereto without exception over the
following Patent in Colombia:

declara por el presente documento que cede
todos los derechos de propiedad que le
correspondan, así como las prerrogativas, sin
excepción alguna, sobre la siguiente Patente
en Colombia:

ENTITLE: CONTROL METHOD AND CONTROL APPARATUS OF
INTERNAL COMBUSTION ENGINE

to HONDA MOTOR CO., LTD.

a

domiciled in 1-1, Minami-Aoyama 2-chome,
Minato-ku, Tokyo, Japan

domiciliada en

The assignor and the assignee sign this
document as proof of their acceptance of the
assignment.

El cedente y el cesionario firman este
documento como prueba de su aceptación de
la cesión.

Given and signed on the 7th day
of Nov. of 2005

Dado y firmado a los días del mes
de de

Kazuya Tanabe
Kazuya TANABE

Takashi Tsutsumizaki
Takashi TSUTSUMIZAKI

Yutaka Inomoto
Yutaka INOMOTO

Kosuke Tsunashima
Kosuke TSUNASHIMA

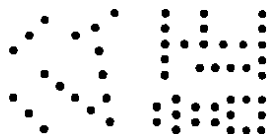
Signature of assignor

Firma del cedente

M. Hagino
Mitsuyoshi HAGINO, Senior Managing
and Representative Director

Signature of assignee

Firma del cesionario



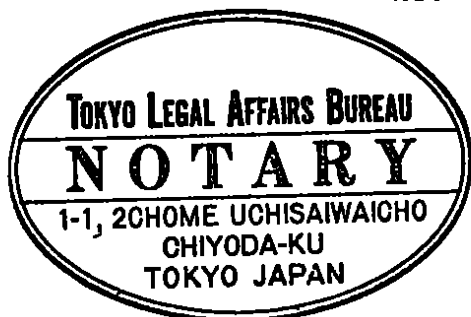
196

NOTARIAL CERTIFICATE

Registration No 1525

This is to certify that the signatures on the foregoing document
are genuine and authentic signatures of Kazuya TANABE, Takashi TSUTSUMIZAKI,
Yutaka INOMOTO and Kosuke TSUNASHIMA.

NOV - 7 2005

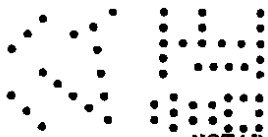


Toichi Fujiwara
TOICHI FUJIWARA
NOTARY

.....

.....

74
[Signature]



NOTARIAL CERTIFICATE

Registration No 1575

197

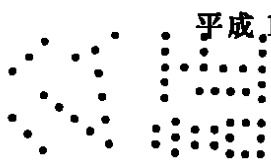
This is to certify that the signature on the foregoing document
is genuine and authentic signature of
Mitsuyoshi HAGINO, Senior Managing and Representative Director of
HONDA MOTOR CO., LTD.,
a corporation existing and organized under the laws of Japan,
who has produced sufficient proof of his power to execute the
said instrument on behalf of the above-mentioned corporation.

NOV - 7 2005



Toichi Fujiwara
TOICHI FUJIWARA
NOTARY

bb1



平成17年登録第

認



1525 号
証

198

囑託人本田技研工業株式会社代表取締役萩野道義、田辺和也、堤崎高司、井元豊及び
綱島功祐の代理人城野喬は、本公証人に対し、囑託人が別添文書に署名したことを自
認している旨陳述した。



よって、これを認証する。

平成17年 11月 7日、本公証人役場において
東京都千代田区内幸町2丁目1番1号 霞ヶ関公証役
東京法務局所属

公証人
Notary

藤 本 茂 一
TOICHI FUJIWARA



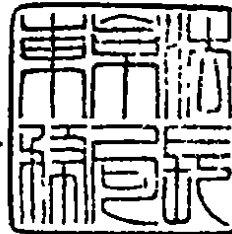
証 明

上記署名は、東京法務局所属公証人の署名に相違ないものであり、かつ、その押印は、
真実のものであることを証明する。

平成17年 11月 7日

東京法務局長

戸田信久



APOSTILLE

(Convention de La Haye du 5 octobre 1961)

1. Country. JAPAN

This public document

2. has been signed by TOICHI FUJIWARA

3. acting in the capacity of Notary of the Tokyo Legal Affairs Bureau

4. bears the seal/stamp of TOICHI FUJIWARA

Certified,

5. at Tokyo

6. NOV - 7 2005

7. by the Ministry of Foreign Affairs

8. 05- N° 001366

9. Seal/stamp:

10. Signature



K. Oyabe

Kazutoyo OYABE

For the Minister for Foreign Affairs

2002

20/ 199

**TRADUCCION AL ESPAÑOL del Documento de Cesión a HONDA MOTOR
CO, LTD. firmado por los cedentes y el cesionario.**

CERTIFICADO NOTARIAL

Registro No. 1575

**Este es para certificar que las firmas en el documento anterior son las firmas
genuinas y auténticas de Kazuya TANABE, Takashi TSUTSUMIZAKI, Yutaka
INOMOTO y Kosuke TSUNASHIMA**

NOV 7 de 2005

·
·
·

(Firma)

**TOICHI FUJIWARA
NOTARIO**

Hay un sello que dice.

**OFICINA DE ASUNTOS LEGALES DE TOKIO
NOTARIO
1-1, 2CHOME UCHISAIWAICHO
CHIYODA-KU
YOKIO JAPON**

CERTIFICADO NOTARIAL

Registro No. 1575

Este es para certificar que la firma en el documento anterior es la firma genuina y auténtica de

Michiyoshi HAGINO, Director Representante y Administrativo Principal de HONDA MOTOR CO., TLD.,

una corporación existente y organizada bajo las leyes del Japón, quien ha producido evidencia suficiente de su poder para ejecutar dicho instrumento a nombre de la corporación arriba mencionada.

NOV 7 de 2005

(Firma)

TOICHI FUJIWARA
NOTARIO

Hay un sello que dice.

OFICINA DE ASUNTOS LEGALES DE TOKIO

NOTARIO

1-1, 2CHOME UCHISAIWAICHO

CHIYODA-KU

YOKIO JAPON

10/7 20

APOSTILLA

(Convención de La Haya del 5 de octubre de 1961)

1. País. JAPON
Este documento público
2. ha sido firmado por: TOICHI FUJIWARA
3. actuando en capacidad de notario de la Oficina de Asuntos Legales de Tokio
- 4 lleva el sello/timbre de TOICHI FUJIWARA

Certificado

- | | | | |
|----|--|-----|---------------|
| 5 | en Tokio | 6 | NOV 7 de 2005 |
| 7. | por el Ministerio de Relaciones Exteriores | | |
| 8. | 05- N° 001366 | | |
| 9 | Sello/timbre: | 10. | Firma: |

(Firma)

Kazutoyo OYABE

Por el Ministro de Relaciones Exteriores

PODER

POWER OF ATTORNEY

Yo (nosotros)

I (We) HONDA MOTOR CO., LTD.

domiciliado(s) en

domiciled in 1-1, Minami-Aoyama 2-chome,
Minato-ku, Tokyo, Japan

Nombre(amos) a: RAMIRO CASTRO DUQUE y/o

Hereby appoint RAMIRO CASTRO DUQUE and/or
JUAN PABLO CADENA SARMIENTO

de Santafé de Bogotá, Colombia, apoderados verdaderos y legales con poder especial, amplio y suficiente, para recabar de las oficinas y autoridades colombianas administrativas, judiciales y de policía, en cualquier instancia o recurso, la obtención de patentes de invención, registros de marcas, diseños industriales, modelos de utilidad, depósitos de nombres comerciales y enseñanzas, registros de derechos de autor y contratos sobre los mismos, obtención de certificados de obtentor de variedades vegetales, así como sus prórrogas, renovaciones, anotaciones de traspaso, cambios de nombre y/o domicilio; elaborar, tramitar y registrar contratos de licencia y licencias de cualesquiera clases; intervenir como demandante o como demandado en cualquier instancia y recurso ante cualquier juez, corporación, funcionario público o autoridad en acciones judiciales, administrativas y de policía tales como: oposiciones al registro de marcas; acciones de caducidad, cancelación y nulidad; acciones reivindicatorias, acciones derivadas de la obtención o explotación de licencias; acciones de competencia desleal; demandas penales; acciones de indemnización de perjuicios, reclamos y observaciones a solicitudes de patentes, diseños industriales, modelos de utilidad, en el ejercicio de medidas cautelares y en otras acciones o medidas similares.

of Santafé de Bogotá, Colombia, my (our) true and lawful attorneys with special, ample and sufficient power to obtain from the Colombian administrative, judicial and police offices and authorities, in any instance, privileges of patents of invention, registration of trademarks, industrial designs and utility models; registration of commercial names and emblems, registration of copyright and contracts related thereto, certificates of obtainers of vegetable varieties, as well as extensions, renewals and recordal of assignments and changes of name and domicile related to the above; to prepare, prosecute and register licenses of any kind; to act as plaintiff or defendant in any instance or recourse, and before any judge, corporation, public official or authority in judicial, administrative and police actions, such as: oppositions to the registration of trademarks; caducity, cancellation and nullity actions; claim actions derived from the obtaining or exploitation of licenses, action of unfair competition; penal demands, actions of indemnities for damages; claims or observations on patent applications, models, industrial designs and utility models; in the exercise of preventive measures; and in other actions or similar proceedings.

A este efecto, lo(s) faculto(amos) para elevar solicitudes, formular descripciones, enmiendas, protestas, declaraciones, oposiciones, cancelaciones, nulidades, apelaciones y reclamos; pagar impuestos, cuotas y gravámenes prescritos por la ley; renunciar o desistír a derechos concedidos o en curso de concesión; recibir toda clase de documentos y valores, dando el descargo respectivo, y, en general, para dar ante dichas autoridades todos los pasos necesarios al efecto indicado y tomar todas las medidas que creyerén conducentes al resguardo de mis (nuestros) intereses, con todas las demás facultades legales necesarias.

To that effect they hereby empowered to file applications, formulate descriptions, amendments, protest, declarations, oppositions, cancellations, nullities, appeals and claims; to pay taxes, quotas and assessments prescribed by law, renounce or waive the rights granted or in the process of granting; to receive all kinds of documents and valuables, giving the respective release of receipt, and, in general, to take before said authorities the necessary steps to such effect, and any measures that they may deem pertinent to the safeguard of my (our) interest(s) with all the other necessary legal powers.

Este poder comprende la facultad de ratificar o confirmar en mi (nuestro) nombre lo actuado así como la facultad de desistír, transigir, comprometer, y la de sustituirlo en todo o en parte y revocar sustituciones. Asimismo nombro(amos) a: RAMIRO CASTRO DUQUE y/o

This power includes the faculty to ratify or confirm deal, settle and compromise on my (our) behalf, and to substitute this power in whole or in part and to revoke substitutions. At the same time I (We) hereby appoint RAMIRO CASTRO DUQUE and/or **JUAN PABLO CADENA SARMIENTO** my (our) attorney(s) in fact, with powers to receive notifications and to designate judicial and extra-judicial attorneys.

domiciliado(s) en la Carrera 7 No. 16-56 Piso 8, mis (nuestras) apoderados en Colombia, con facultades para recibir notificaciones y designar apoderados judiciales o extrajudiciales.

Otorgado y firmado en

Granted and signed

hoy de de

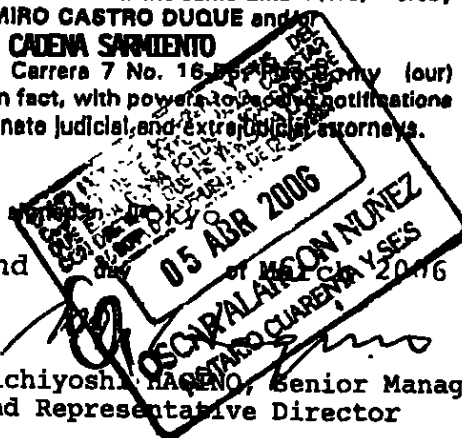
this 22nd

Firma

Signature

Nombre
Cargo

Name Michiyoshi HASENO, Senior Managing
Title and Representative Director





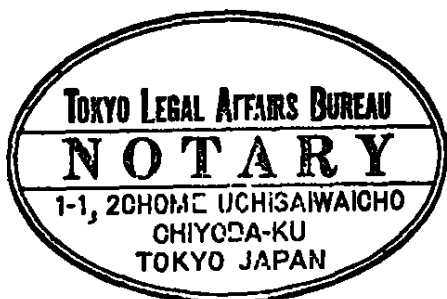
NOTARIAL CERTIFICATE

Registration No 480

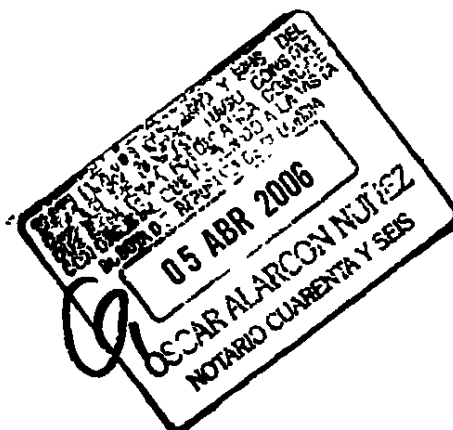
203

This is to certify that the signature on the foregoing document
is genuine and authentic signature of
Michiyoshi Hagino, Senior Managing and Representative Director of
HONDA MOTOR CO., LTD.,
a corporation existing and organized under the laws of Japan,
who has produced sufficient proof of his power to execute the
said instrument on behalf of the above-mentioned corporation.

22 2006



Hiroschi Nakajima
HIROSHI NAKAJIMA
NOTARY



嘱託人本田技研工業株式会社代表取締役萩野道義の代理人城野喬は、本公証人に対し、嘱託人が別添文書に署名したことを自認している旨陳述した。



よって、これを認証する。

平成18年 3 月 22 日、本公証人役場において
東京都千代田区内幸町2丁目1番1号 霞ヶ関公証役場

東京法務局所属

公証人
Notary

中島浩
HIROSHI NAKAJIMA



証 明

上記署名は、東京法務局所属公証人の署名に相違ないものであり、かつ、その押印は、
真実のものであることを証明する。

平成18年 3 月 22 日

東京法務局長

戸田信久

APOSTILLE

(Convention de La Haye du 5 octobre 1961)

1. Country: JAPAN

This public document

2. has been signed by HIROSHI NAKAJIMA

3. acting in the capacity of Notary of the Tokyo Legal Affairs Bureau

4. bears the seal/stamp of HIROSHI NAKAJIMA

Certified

5. at Tokyo

6. MAR 22 2006

7. by the Ministry of Foreign Affairs

8 06- N° 002253

9. Seal/stamp:

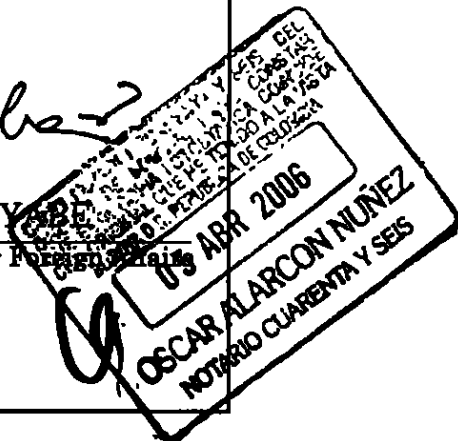
10. Signature



K. Ogata

Kazutoyo OYAMA

For the Minister for Foreign Affairs



207 205

TRADUCCION AL ESPAÑOL del Documento de Cesión a HONDA MOTOR CO, LTD. firmado por los cedentes y el cesionario.

CERTIFICADO NOTARIAL

Registro No. 480

Este es para certificar que la firma en el documento anterior es la firma genuina y auténtica de

Michiyoshi Hagino, Director Representante y Administrativo Principal de HONDA MOTOR CO., TLD.,

una corporación existente y organizada bajo las leyes del Japón, quien ha producido evidencia suficiente de su poder para ejecutar dicho instrumento a nombre de la corporación arriba mencionada.

MAR 22 de 2006

(Firma)

HIROSHI NAKAJIMA
NOTARIO

Hay un sello que dice.

OFICINA DE ASUNTOS LEGALES DE TOKIO
NOTARIO
1-1, 2CHOME UCHISAIWAICHO
CHIYODA-KU
YOKIO JAPON



29/8/06

APOSTILLA

(Convención de La Haya del 5 de octubre de 1961)

1. **País: JAPON**
Este documento público
2. **ha sido firmado por: HIROSHI NAKAJIMA**
3. **actuando en capacidad de notario de la Oficina de Asuntos Legales de Tokio**
4. **lleva el sello/timbre de HIROSHI NAKAJIMA**

Certificado

5. **en Tokio**
6. **MAR 22 de 2006**
7. **por el Ministerio de Relaciones Exteriores**
8. **06- No. 002253**
9. **Sello/timbre:**
10. **Firma:**

(Firma)

Kazutoyo OYABE

Por el Ministro de Relaciones Exteriores





GAVIRI

ORGANIZACIÓN ELECTORAL
REGISTRADURÍA NACIONAL DEL ESTADO CIVIL

REGISTRO CIVIL DE DEFUNCIÓN

Indicativo
Serial

5562241

Datos de la oficina de registro									
Clase de oficina:	Registraduría	Notaria	☒	Consulado		Corregimiento		Insp de Policía	
Código 9795									
País - Departamento - Municipio - Corregimiento o/o Inspección de Policía									
COLOMBIA CUNDINAMARCA BOGOTÁ D.C. NOTARIA 32.									

Datos del inscrito	
Apellidos y nombres completos	
CASTRO DUQUE RAMIRO	
Documento de identificación (Clase y número)	Sexo (en Letras)
C.C. No. 170322 DE BOGOTÁ	MASCULINO

Datos de la defunción			
Lugar de la Defunción: País - Departamento - Municipio - Corregimiento o/o Inspección de Policía			
COLOMBIA CUNDINAMARCA BOGOTÁ D.C.			
Fecha de la defunción		Hora	Número de certificado de defunción
Año 2004	Mes 10	Día 30 04:10 PM	A- 2094375.
Presunción de muerte			
Juzgado que profiere la sentencia		Fecha de la sentencia	
Documento presentado		Nombre y cargo del funcionario	
Autorización judicial	Certificado Médico	ANDRÉS DÍAZ CAMPOS.-	
	☒	R.M. No. 79982662	

Datos del denunciante	
Apellidos y nombres completos	
EDGAR DAVID REGINO II.	
Documento de identificación (Clase y número)	Firma
C.C. No. 15.030.154 DE LORICA/ CORDOBA	

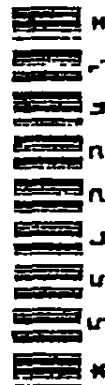
Primer testigo	
Apellidos y nombres completos	
Documento de identificación (Clase y número)	Firma

Segundo testigo	
Apellidos y nombres completos	
Documento de identificación (Clase y número)	Firma

Fecha de inscripción		Nombre y firma del funcionario que autoriza	
Año 2004	Mes 11	Día 02	BLANCA RIVERA GONZALEZ RESTREPO

PADRES: ALFONSO CASTRO		ESPACIO PARA NOTAS	
MERCEDES DUQUE			

ORIGINAL PARA LA OFICINA DE REGISTRO



NOTARIA 32

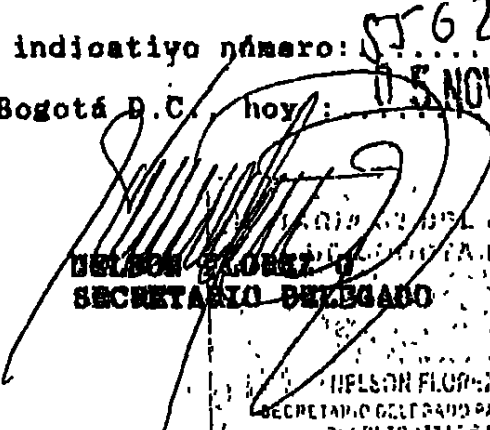
DEL CIRCULO DE SANTA FE DE BOGOTA, D.C.

Germán Eleázar Moreno L.
Notario

COMO SECRETARIO DELEGADO DE LA NOTARIA TREINTA Y DOS (32) DEL
CIRCULO DE BOGOTA

CERTIFICO QUE:

La presente acta es fiel copia del original tomada del registro
civil de defunciones serial indicativo número: 5562241.....
que expido en la ciudad de Bogotá D.C. hoy: 05 NOV. 2004.....


NELSON FLÓREZ
SECRETARIO DELEGADO

NELSON FLÓREZ
SECRETARIO DELEGADO PARA LA NOTARIA
DEL CIRCULO 32 DE BOGOTA



Industria y Comercio

SUPERINTENDENCIA

SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO
Rad. 06-047642-00000-0000
Fec: 2008-05-18 17:18:51 Dep. 2020 NUECREACIONES
Tm. 11 PATENTEYII
Eve: 378 FASENACIONALI
Act 411 PRESENTACION Folios: 209

Delegatura de Propiedad Industrial División de Nuevas Creaciones

REQUISITOS NECESARIOS PARA PRESENTACIÓN Y AGILIZACIÓN DEL TRAMITE

PATENTE DE INVENCION ()	MODELO DE UTILIDAD ()	USUARIO ()	RADICADOR ()
-Indicación de que se solicita la concesión de una patente.	()	()	()
-Datos de identificación del solicitante o de la persona que se presenta la solicitud.	()	()	()
-Descripción de la invención.	()	()	()
-Dibujos de ser estos pertinentes.	()	()	()
-Comprobante de Pago de las tasas establecidas.	()	()	()
COMPLETA ()	INCOMPLETA ()	()	()

DISEÑO INDUSTRIAL ()

-Indicación de que se solicita el registro de Diseño Industrial.	()	()
-Datos de identificación del solicitante o de la persona que se presenta la solicitud.	()	()
-Representación gráfica y fotográfica del Diseño Industrial o muestra del Material que incorpora el diseño.	()	()
-Comprobante de Pago de las tasas establecidas.	()	()
COMPLETA ()	INCOMPLETA ()	()

ESQUEMA DE TRAZADO ()

-Indicación de que se solicita el registro de Diseño Industrial.	()	()
-Datos de identificación del solicitante o de la persona que se presenta la solicitud.	()	()
-Representación gráfica del Esquema Trazado.	()	()
-Comprobante de Pago de las tasas establecidas.	()	()
COMPLETA ()	INCOMPLETA ()	()

Firma Responsable:

Fecha:

209

REPUBLICA DE COLOMBIA
SUPERINTENDENCIA DE INDUSTRIA Y COMERCIO

Folio 211

2020
Bogotá D.C.,

Doctor(a)
CADENA SARMIENTO JUAN PABLO
Apoderado(a) y/o Representante de
HONDA MOTOR CO., LTD.

REFERENCIA	Radicación No.	6 47642
	Solicitud internacional	JP2005/001032
	Fecha inicio fase nacional	21/08/2006
	Trámite	11
	Evento	378
	Actuación	416
	Oficio No.	936
	Folios	1

Teniendo en cuenta que la solicitud de privilegio de patente que se tramita bajo el expediente indicado en la referencia, reúne los requisitos de forma establecidos en la Decisión 486 de la Comisión de la Comunidad Andina, el Tratado de Cooperación en Materia de Patentes (PCT), el Reglamento y la Circular Única de la Superintendencia de Industria y Comercio, se envía el extracto de la solicitud a la Oficina de Comunicaciones para efecto de su publicación en la Gaceta de Propiedad Industrial.

Cúmplase
Dado en Bogotá DC,

24 JUL 2006

ALIX CARMENZA CESPEDES DE VERGEL
Jefe de la división de Nuevas Creaciones

adpa11