



República Federativa do Brasil
Ministério do Desenvolvimento, Indústria
e do Comércio Exterior
Instituto Nacional da Propriedade Industrial.

(21) **PI 0711640-3 A2**



(22) Data de Depósito: 09/04/2007
(43) Data da Publicação: 17/01/2012
(RPI 2141)

(51) *Int.Cl.:*
F02D 13/02
F02D 15/04
F02D 15/00

(54) **Título:** MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO TIPO INIGNIÇÃO POR CENTELHA

(30) **Prioridade Unionista:** 12/05/2006 JP 2006-134073

(73) **Titular(es):** Toyota Jidosha Kabushiki Kaisha

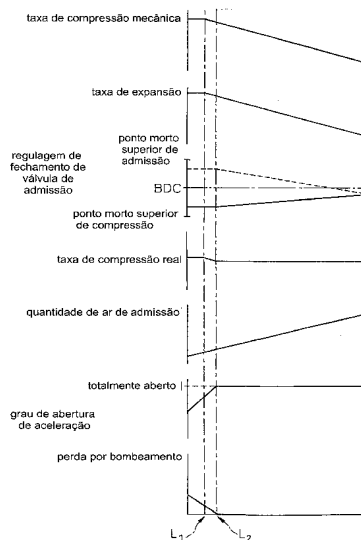
(72) **Inventor(es):** Daisaku Sawada, Daisuke Akihisa, Eiichi Kamiyama

(74) **Procurador(es):** Dannemann ,Siemsen, Bigler & Ipanema Moreira

(86) **Pedido Internacional:** PCT JP2007058217 de 09/04/2007

(87) **Publicação Internacional:** WO 2007/132613de 22/11/2007

(57) **Resumo:** MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO TIPO INIGNIÇÃO POR CENTELHA. A presente invenção refere-se a um motor de combustão interna do tipo ignição por centelha fornecida com um mecanismo de taxa de compressão variável (A) capaz de mudar uma taxa de compressão mecânica e um mecanismo de mudança de sincronia de início de ação de compressão real (B) capaz de mudar o início de sincronia de uma ação real de compressão. A taxa de compressão mecânica real é mantida no máximo de modo que a taxa de expansão se torna 20 ou mais no momento de operação de carga baixa de expansão, enquanto que a taxa de compressão real no momento de carga baixa de operação do motor é mantido numa taxa de compressão real substancialmente a mesma do momento de carga alta de operação de motor.





Relatório Descritivo da Patente de Invenção para "**MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO TIPO INIGNIÇÃO POR CENTELHA**".

Campo da Invenção

A presente invenção refere-se a um motor de combustão interna
5 do tipo ignição por centelha.

Antecedentes da Invenção

Um motor de combustão interna do tipo ignição por centelha conhecida pela técnica fornecido com um mecanismo de taxa de compressão variada capaz de mudar uma taxa de compressão mecânica e um mecanismo de sincronização de válvula variável capaz de controlar a regu-
10 lamagem de fechamento da válvula de admissão, realizando uma ação de supercarregamento por um supercarregador no momento de operação de carga média do motor e operação de carga alta, e aumento de taxa de compressão mecânica e demora na regulação de fechamento da válvula de
15 admissão conforme a carga do motor se torna menor no momento de operação de carga média e alta no estado de retenção a taxa constante de combustão real (por exemplo, ver a Publicação da Patente Japonesa (A) No. 2004-2185222).

Contudo, neste motor de combustão interna, mesmo no mo-
20 mento de operação do motor com carga baixa, a taxa de compressão mecânica é mantida alta e a regulação de fechamento da válvula de admissão é atrasada, mas se a taxa de compressão mecânica é mais alta ou mais baixa do que no momento da operação de carga média do motor não é claro e se a regulação de fechamento da válvula de admissão é mais cedo ou
25 mais tarde do que o momento de operação de carga média não fica claro. Além disso, neste motor de combustão interna, se a taxa de compressão real no momento da operação de carga baixa do motor é mais alto ou mais baixo do que no momento de operação de carga média e alta do motor tam-

bém não está claro.

Além disso, falando de forma geral, em um motor de combustão interna, quanto menor a carga do motor, pior é a eficiência térmica, portanto melhorar a Eficiência térmica no momento de operação do veículo, isto é, 5 aperfeiçoar o consumo de combustível, se torna necessário aperfeiçoar a eficiência térmica no momento de operação de carga baixa do motor. Contudo, em um motor de combustão interna, quanto maior a taxa de expansão, mais longo é o período durante o qual a força age pressionando para baixo o pistão no momento do expansion curso, portanto, quanto maior o 10 raio de expansão, mais aperfeiçoada é a eficiência térmica. Por outro lado, se ao aumenta a taxa de compressão do motor, a taxa de expansão se torna mais alta. Portanto, aumentar a eficiência térmica no momento da operação do motor, é preferível levantar a taxa de compressão mecânica no momento da operação de carga baixa do motor tanto quanto possível para 15 possibilitar a máxima taxa de expansão para ser obtido no momento de operação de carga baixa do motor.

Contudo, no motor de combustão interna conhecido acima descrito, se a taxa de compressão mecânica estiver sendo mantida no mais alto possível para obter a taxa máxima de expansão no momento de operação 20 de carga baixa do motor, não está claro. Além disso, em um motor de combustível interno fornecido com um mecanismo fornecido com um mecanismo de taxa de compressão variável capaz de mudar a taxa de compressão mecânica e um mecanismo de válvula de sincronia variável capaz de controlar o momento de fechamento de uma válvula de admissão, normalmente 25 a taxa de compressão real também é feita para aumentar ao fazer o aumento na taxa de compressão mecânica. Isso é devido a acreditar-se que, neste momento, não há significado a não ser que a taxa de compressão real seja aumentada.

Contudo, se a taxa de compressão real for aumentada, ocorrem detonações, de modo que a taxa de compressão real não pode ser tanto aumentada. Portanto, no passado, já que mesmo aumentar a taxa de compressão mecânica no momento de operação de carga baixa do motor, a taxa de compressão real não pode ser tão aumentada, a taxa de compressão mecânica nunca foi levada a tão alto. Como resultado, no passado, houve um problema que a taxa de expansão alta o suficiente não poderia ser obtida no momento de operação de carga baixa do motor e consequentemente um bom consumo de combustível poderia ser obtido proporcional com a complexidade aumentada da estrutura.

Divulgação da Invenção

Um objeto da presente invenção é fornecer um motor de combustão interna do tipo ignição por centelha aperfeiçoada em eficiência térmica no momento de operação do veículo e fornecendo um bom consumo de combustível.

De acordo com a presente invenção, há a previsão de um motor de combustão interna do tipo ignição por centelha compreendendo de um mecanismo de taxa de compressão variável capaz de mudar uma taxa de compressão mecânica e um mecanismo de mudança de sincronismo real de início de ação de compressão capaz de mudar o momento de início de uma ação de compressão real, a taxa de compressão mecânica é mantida no máximo de modo a obter a taxa máxima de expansão no momento de operação de carga baixa do motor, e a taxa real de compressão no momento de operação de carga baixa do motor é mantida na taxa de compressão real substancialmente a mesma que aquela no momento de operação de carga alta e média do motor.

Além disso, de acordo com a presente invenção, há a previsão de um motor de combustão interna do tipo ignição por centelha compreen-

dendo de um mecanismo de taxa de compressão capaz de mudar a taxa de compressão mecânica e um mecanismo de sincronia de válvula variável capaz de controlar a regulação de fechamento de uma válvula de admissão, a taxa de compressão mecânica é mantida no máximo de modo a obter a taxa máxima de expansão no momento de operação de carga baixa do motor, e a quantidade de ar de admissão alimentado na câmara de combustão é controlada principalmente ao mudar a regulação de fechamento da válvula de admissão.

Breve Descrição dos Desenhos

10 Figura 1 é uma visão geral de um motor de combustão interna do tipo combustão interna por centelha.

 Figura 2 é uma vista em perspectiva desmontada de um mecanismo de taxa de compressão variável.

15 Figura 3. é uma vista lateral transversal do motor de combustão interna ilustrado.

 Figura 4. é uma vista de um mecanismo de regulação de válvula.

 Figura 5. PE uma vista mostrando as quantidades de tucho da válvula de admissão e válvula de exaustão.

20 Figura 6 é uma vista para explicar a taxa de compressão do motor, a taxa de compressão real, e a taxa de expansão.

 Figura 7. é uma vista mostrando a relação entre a eficiência térmica teórica e a taxa de expansão.

25 Figura 8. é uma vista para explicar um ciclo normal e ciclo de taxa de expansão super alta.

 Figura 9. é uma vista mostrando a mudança em taxa de compressão mecânica etc. de acordo com a carga do motor.

 Figura 10. é um fluxograma para controle operacional.

Figura 11. é uma vista mostrando o alvo de taxa de compressão etc.

Melhor Modo de Realizar a Invenção

Figura 1. mostra uma vista transversa lateral de um motor de combustão interna do tipo ignição por centelha.

Ao consultar a figura1, 1 indica um cárter, 2 um bloco de cilindro, 3 um cabeçote de cilindro, 4 um pistão, 5 uma câmara de combustão, 6 uma vela de ignição disposta no topo central da câmara de combustão 5, 7 uma válvula de admissão, 8 uma porta de entrada, 9 uma válvula de exaustão, e 10 uma porta de exaustão. A porta de entrada 8 é conectada através do tubo de ramal 11 para um tanque de sobretensão 12, enquanto cada tubo de ramal 11 de entrada é fornecido com um injetor de combustível 13 para injetar combustível na direção da porta de entrada correspondente 8. Observar que cada injetor de combustível 13 pode ser disposto em cada câmara de combustão 5 ao invés de ser afixado a cada tubo de ramal de entrada 11.

O tanque de sobretensão 12 é conectado através de um duto de admissão 14 para um ar limpo 15, enquanto o duto de admissão 14 é fornecido dentro dele com uma válvula de aceleração 17 movida por um atuador 16 e uma quantidade de ar de admissão 18 usando por exemplo, um fio positivo. Por outro lado, a porta de exaustão 10 é conectada através de um coletor de exaustão 19 a um conversor catalítico 20 alojando, por exemplo, um catalisador de 3 vias, enquanto que o coletor de exaustão 19 é fornecido dentro dele com um sensor de taxa de ar-combustível 21.

Por outro lado, na modalidade mostrada na figura 1, a parte de conexão de um cárter 1 e o bloco do cilindro 2 é fornecido com um mecanismo de taxa de compressão variável A capaz de mudar as posições relativas do cárter 1 e o bloco do cilindro 2 na direção axial do cilindro de modo

a mudar o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 está posicionado no ponto morto superior, e é ainda fornecido com um mecanismo de mudança de partida de regulagem de ação de compressão real B capaz de mudar a regulagem de partida de uma ação de compressão real. Observar que na modalidade mostrada na figura 1, o mecanismo de mudança de regulagem de partida de início de compressão real B é compreendida de um mecanismo de regulagem de válvula variável capaz de controlar a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7.

A unidade de controle eletrônica 30 é compreendida de um computador digital fornecido com componentes conectados um com o outro através de uma barra bidirecional 31 tal como um ROM (*read only memory* – memória de leitura) 32, RAM (*random access memory* - memória de acesso aleatório) 33, CPU (microprocessador) 34, porta de entrada 36, e porta de saída 36. O sinal de saída de detector de quantidade de ar de admissão 19 e o sinal de saída do sensor de taxa de ar-combustível 21 são inseridos através dos conversores correspondentes AD 37 na porta de entrada 36. Além disso, o pedal de acelerador 40 é conectado a um sensor de carga 41 gerando uma voltagem de saída proporcional a quantidade de depressão L do pedal de acelerador 40. A voltagem de saída do sensor de carga 41 é inserido através de um conversor AD correspondente 37 para a porta de entrada 35. Além disso, a porta de entrada 35 é conectada a um sensor de ângulo do cárter 42 gerando um pulso de saída toda vez que o eixo do cárter gira, por exemplo, em 30°. Por outro lado, a porta de saída 36 é conectada através do circuito de acionamento 39 para uma vela de ignição 6, injetor de combustível 13, atuador de acionamento de válvula de aceleração 16, mecanismo de taxa de compressão variável A, e um mecanismo de regulagem de variação de válvula .

Figura 2 é uma vista perspectiva desmontada do mecanismo de

taxa de compressão variável A mostrada na figura 1, enquanto a figura 3 é uma vista transversa do motor de combustão interna ilustrado. Ao consultar a figura 2, na parte inferior das duas paredes laterais do bloco de cilindro 2, uma variedade de peças que se projetam 50 é formado com um furo de inserção de came 51. Por outro lado, a superfície superior do cárter 1 é formado com uma variedade de peças que se projetam 52 separadas uma da outra em uma certa distância e se ajustando entre as peças que se projetam correspondentes 50. Estas peças que se projetam 52 também são formadas com furos de inserção de came transversais circulares.

10 Como mostrado na figura 2, é fornecido um par de eixos de came 54, 55. Cada um dos eixos de came 54, 55 possui comes circulares 56 fixos em si mesmo capazes de inseridos de forma giratória nos furos de inserção de came 51 em posições intercaladas. Estes comes circulares 56 são coaxiais com os eixos de rotação dos eixos de came 54, 55. Por outro lado, entre os comes circulares 56, como mostrado pelo hatching na figura 3, estender os eixos concêntricos 57 com relação aos eixos de rotação dos eixos de came 54, 55. Cada eixo excêntrico 57 possui outros comes circulares 58 afixados de forma rotativa de forma excêntrica 57. Como mostrado na figura 2, estes comes circulares 58 são dispostos entre os comes circulares 56. Esses comes circulares 58 inseridos de forma rotativa nos furos de inserção de came correspondentes 53.

Quando os comes circulares 56 fixos nos eixos de came 54, 55 são girados em direções opostas como mostrado pelas setas de linhas sólidas na figura 3(A) do estado mostrado na figura 3 (A), os eixos excêntricos 57 se movem em direção ao ponto morto inferior, de modo que os comes circulares 58 giram nas direções opostas dos comes circulares 56 nos furos de inserção 53 como mostrado na figura 3(B), quando os eixos excêntricos 57 se movem em direção ao ponto morto inferior, os centros dos comes cir-

culares 58 se movem para abaixo dos eixos excêntricos 57.

Como será entendido pela comparação da figura 3 (A) e figura 3 (B), as posições relativas do cárter 1 e o bloco de cilindro 2 são determinados pela distância entre os centros dos comes circulares 56 e centro dos
5 comes circulares 58. Quanto maior a distância entre os centros dos comes circulares 58, maior o bloco de cilindro 2 do cárter 1. Se o bloco de cilindro 2 distante do cárter 1, o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 está posicionado como ponto morto superior, portando ao fazer os eixos de
10 came 54, 55 girarem, o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 é posicionado como ponto morto superior pode ser alterado.

Como mostrado na figura 2, para fazer os eixos de came 54, 55 giram em direções opostas, o eixo de um motor de arranque 59 é fornecido com um par de engrenagem sem fim 61, 62 com direções opostas de rosqueamento. As engrenagens 63, 64 se engatando com estas engrenagens
15 sem fim são fixadas às extremidades dos eixos de came, 54, 55. Nesta modalidade, o motor de arranque 59 pode ser acionado para mudar o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 é posicionado no ponto morto superior sobre a faixa larga. Observar que o mecanismo de taxa de compressão variável A mostrado na figura 1 para a figura 3 mostra um exemplo.
20 Qualquer tipo de mecanismo de taxa de compressão variável pode ser usado. Por outro lado, figura 4 mostra um mecanismo de regulação de válvula variável B afixada à extremidade do eixo do came 70 para acionar a válvula de admissão 7 na figura 1. Ao consultar a figura 4, este mecanismo de regulação de válvula variável B é fornecida com uma polia de regulação 71 girada pelo eixo de manivela do motor através do cinto de regulação na
25 direção da seta, um alojamento cilíndrico 72 girado junto com a polia de regulação 71, um eixo 73 capaz de girar junto com o eixo de came da válvula de admissão 70 e girar em relação ao alojamento cilíndrico 72, uma varie-

dade de separações 74 se estendendo de um lado interior da circunferência do alojamento cilíndrico 72 para uma circunferência externa do eixo 73, e palhetas 75 se estendendo entre as separações 74 da circunferência externa do eixo 73 para a circunferência interna do alojamento cilíndrico 72, os dois lados das palhetas 75 formado com câmaras hidráulicas para avançar 5 76 e usar câmaras hidráulicas para retardamento 77.

A alimentação de óleo de funcionamento para as câmaras hidráulicas 76, 77 é controlado por uma válvula de controle de alimentação de óleo de trabalho 85. Este óleo de trabalho alimenta a válvula de controle 85 10 é fornecida com portas hidráulicas 78, 79 conectadas às câmaras hidráulicas 78, 79 conectadas às câmaras hidráulicas 76, 77, uma porta de alimentação 81 para óleo de funcionamento descarregado de uma bomba hidráulica 80, um par de portas de dreno 82, 83 e uma válvula de carretel 84 para controlar a conexão e desconexão das portas 78, 79, 81, 82, 83.

15 Para avançar a fase de cames do eixo de came de acionamento de válvula 70, na figura 4, a válvula de carretel 84 é movida para a direita, o óleo de funcionamento alimentado da porta de alimentação 81 é alimentado através da porta hidráulica 78 para as câmaras hidráulicas para retardamento 77 é drenado da porta de dreno 83. Neste momento, o eixo 73 é girado em referência ao alojamento cilíndrico 72 na direção da seta. 20

Em oposição a isso, para retardar a fase dos cames do eixo de came de acionamento da válvula de admissão 70, na figura 4, a válvula de carretel 84 é movida para a esquerda, o óleo de funcionamento alimentado da porta de alimentação 81 é alimentado através da porta hidráulica 79 para 25 as câmaras hidráulicas para retardamento 77, e óleo de funcionamento nas câmaras hidráulicas para avanço 76 é drenado da porta de dreno 82. Neste momento, o eixo 73 é girado em relação ao alojamento cilíndrico 72 na direção oposta das setas.

Quando o eixo 73 é girado em referência ao alojamento cilíndrico 72, se a válvula de carretel 84 é retornada para a posição neutra mostrada na figura 4, a operação para a rotação relativa do eixo 73 é terminada, e o eixo 73 é mantido na posição rotativa relativa naquele momento. Portanto, é possível usar o mecanismo de regulagem de válvula variável B de modo a avançar ou retardar a fase dos cames do eixo de came de acionamento da válvula de admissão 70 exatamente na quantidade desejada.

Na figura 5, a linha sólida mostra quando o mecanismo de regulagem de válvula variável B é usada para avançar a fase de cames do eixo de came de acionamento de válvula de admissão 70 o máximo, enquanto a linha tracejada mostra quando é usada para retardar a fase dos cames do eixo de came de acionamento da válvula de admissão 70 o máximo. Portanto, o tempo de abertura da válvula de admissão 7 pode ser livremente ajustada entre a faixa mostrada pela linha sólida na figura 5 e a faixa mostrada pela linha tracejada, portanto a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 pode ser ajustada a qualquer ângulo de manivela na faixa mostrada pela seta C na figura 5.

O mecanismo de regulagem de válvula variável B mostrada na figura 1 e figura 4 é um exemplo. Por exemplo, um mecanismo de regulagem de válvula variável ou outros tipos de mecanismos de regulagem de válvula variável capazes de mudar somente a regulagem de fechamento da válvula de admissão enquanto mantém a regulagem de abertura da válvula de admissão constante pode ser usada. Além disso, na presente invenção, o mecanismo de regulagem de válvula variável B é usado para mudar a regulagem de partida da ação de compressão real, de modo que mesmo se não for um mecanismo de regulagem de válvula variável, qualquer forma de mecanismo de mudança de regulagem de partida de ação de compressão pode ser usada se um mecanismo de mudança de regulagem de partida de

ação de compressão capaz de mudar a regulagem de partida de uma ação de compressão real.

Depois, o significado dos termos dos termos usados no presente pedido será explicado com referência a figura 6. Observar que figura 6(A), (B) e (C) mostra com fins de explicação, um motor com um volume de câmaras de combustão de 50 ml e um volume de curso do pistão de 500 ml. Nestas figura 6 (A), (B), e (C), o volume da câmara de combustão mostra o volume da câmara de combustão quando o pistão está em ponto morto superior de compressão.

Figura 6(A) explica a taxa de compressão mecânica. A taxa de compressão mecânica é um valor determinado mecanicamente do volume de curso do pistão e volume da câmara de combustão no momento de um curso de compressão. Esta taxa de compressão mecânica é expressa por $(\text{volume de câmara de combustão} + \text{curso de volume}) / \text{volume de câmara de combustão}$. No exemplo mostrado na figura 6(A), esta taxa de compressão mecânica se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$.

Figura 6(B) explica a taxa de compressão real. Esta taxa de compressão real é um valor determinado do volume de curso real do pistão de quando a ação de compressão é realmente iniciada para quando o pistão alcança o ponto morto superior e o volume da câmara de combustão. Esta taxa de compressão real é expressa por $(\text{volume de câmara de combustão} + \text{volume de curso real})$. Isto é, como mostrado na figura 6(B), mesmo se o pistão iniciar a levantar no curso de compressão, nenhuma ação de compressão é realizada enquanto a válvula de admissão é aberta. A ação de compressão real é iniciada depois que a válvula de admissão fecha. Portanto, a taxa de compressão real é expressa como a seguir usando o volume de curso real. No exemplo mostrado na figura 6(B), a taxa de compressão real se torna $(50 \text{ ml} + 450 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 10$.

Figura 6(C) explica a taxa de compressão. A taxa de expansão é um valor determinado do volume de curso do pistão no momento de um curso de expansão e o volume da câmara de combustão. Esta taxa de expansão é expressa por (volume da câmara de combustível + volume de curso)/volume de câmara de volume. No exemplo mostrado na figura 6(C), esta taxa de expansão se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$.

Depois, as características mais básicas da presente invenção serão explicadas com referência a figura 8. Observar que a figura 7 mostra a relação entre a eficiência térmica teórica e a taxa de expansão, enquanto a figura 8 mostra uma comparação entre o ciclo comum e o ciclo de taxa de expansão super alta usada seletivamente de acordo com a carga na presente invenção.

Figura 8 (A) mostra o ciclo normal quando a válvula de admissão fecha-se perto do ponto morto inferior e a ação de compressão pelo pistão é iniciada de substancialmente perto do ponto morto de compressão. No exemplo mostrado nesta figura 8 (A) também, da mesma maneira como nos exemplos mostrados na figura 6(A), (B), e (C), o volume de câmara de combustão é mantido em 50 ml, E o volume de curso do pistão é mantido em 500 ml. Como será entendido da figura 8 (A), no ciclo normal, a taxa de compressão mecânica é de $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$, a taxa de compressão real é também cerca de 11, e a taxa de compressão também se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$.

Isto é, em um motor de combustão interna comum, a taxa de compressão mecânica e taxa de compressão real e a taxa de expansão se torna substancialmente igual.

A linha sólida na figura 7 mostra a mudança na eficiência térmica teórica no caso onde a taxa de compressão real e a taxa de compressão são substancialmente iguais, isto é, foi aprendido que quando maior a taxa

de expansão, isto é, maior a taxa de compressão real, maior a eficiência térmica teórica. Portanto, em um ciclo comum, para levantar a eficiência térmica teórica, a taxa de compressão real deve ser mantida alta. Contudo, devido a restrições na ocorrência de detonação no momento de operação

5 de carga alta do motor, a taxa de compressão real somente pode ser levantada mesmo o máximo até cerca de 12, conseqüentemente, em um ciclo comum, a eficiência térmica teórica não pode ser mantida o suficientemente alta.

Por outro lado, nesta situação, os inventores diferenciaram com rigor entre a taxa de compressão mecânica e taxa de compressão real e

10 estudaram a eficiência térmica teórica e como resultado descobriram que na eficiência térmica teórica, a taxa de extensão é dominante, e a eficiência térmica teórica não é tanto afetada pela taxa de compressão real. Isto é, se ao levantar a taxa de compressão real, as forças explosivas surgem, mas a

15 compressão requer uma grande energia, conseqüentemente, mesmo se aumentar a taxa de compressão mecânica, a eficiência térmica teórica não ira aumentar em muito.

Portanto, quanto maior será a taxa de expansão, maior se torna a eficiência térmica teórica. A linha rompida na figura 1 mostra a eficiência

20 térmica teórica no caso de fixar a taxa de compressão real em 10 e aumentar a taxa de expansão naquele estado. Desta maneira, foi aprendido que a quantidade de aumento de eficiência térmica teórica ao aumentar a taxa de expansão no estado onde a taxa de compressão real é mantida num valor

25 baixo e a quantidade de elevação da eficiência térmica teórica no caso onde a taxa de compressão real é aumentada junto com a taxa de expansão como mostrada pela linha sólida da figura 7 não irá diferir em muito.

Se a taxa de compressão real for mantida em um valor baixo desta maneira, a detonação não irá ocorrer, portanto se levantar a taxa de

expansão no estado onde a taxa de compressão real é mantida num valor baixo, a ocorrência de detonação pode ser evitada e a eficiência térmica teórica pode muito aumentada.

figura 8(B) mostra um exemplo do caso ao utilizar o mecanismo de taxa de compressão variável A e um mecanismo de regulagem de válvula variável B para manter a taxa de compressão real em um valor baixo e aumentar a taxa de expansão.

Ao ver a figura 8(B), neste exemplo, o mecanismo de taxa de compressão variável A é usado para abaixar o volume de câmara de combustão de 50 ml para 20 ml. Por outro lado, o mecanismo de regulagem de válvula variável B é usado para atrasar a regulagem de fechamento da válvula de admissão até que o volume de curso real do pistão muda de 500 ml para 200 ml. Como resultado, neste exemplo, a taxa de compressão real se torna $(20 \text{ ml} + 200 \text{ ml}) / 20 \text{ ml} = 11$ e a taxa de expansão se torna $(20 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 20 \text{ ml} = 26$. No ciclo normal mostrado na figura 8(A), como explicado acima, a taxa de compressão real é de cerca de 11 e a taxa de expansão é de 11. Comparado com este caso, no caso mostrado na figura 8(B), aprendeu-se que somente a taxa de compressão é aumentada para 26. Esta é a razão que é chamado de "ciclo de taxa de expansão super alta".

Como explicado acima, falando de um modo geral, em um motor de combustão interna, a carga de motor baixa, quanto pior for a eficiência térmica, portanto melhorar a eficiência térmica no momento de operação do veículo, isto é, melhorar o consumo de combustível, se torna necessário melhorar a eficiência térmica no momento de operação da carga baixa do motor. Por outro lado, no ciclo de taxa de expansão super alta mostrada na figura 8(B), o volume de curso real do pistão no momento do curso de compressão é tornado menor, assim a quantidade de ar de admissão o qual pode ser sugado para dentro da câmara de combustão se torna menor, por-

tanto este ciclo de taxa de expansão super alta pode ser empregado somente quando a carga de motor for relativamente alta. Portanto, na presente invenção, no momento que a operação de carga baixa do motor, o ciclo de taxa de expansão super alta mostrada na figura 8 (B) é ajustado, enquanto que no momento de operação de carga alta do motor, o ciclo normal mostrado na figura 8(A) é ajustado. Esta é a característica básica da presente invenção.

Próximo, o controle operacional como um todo será explicado com referência a figura 9.

Figura 9 mostra as mudanças na taxa de compressão mecânica, taxa de expansão, regulagem de fechamento da válvula de admissão 7, taxa de compressão real, a quantidade de ar de admissão, grau de abertura da válvula de aceleração 17, e perda de bombeamento junto com a carga do motor. Observe que na modalidade de acordo com a presente invenção, normalmente a taxa média de ar-combustível na câmara de combustão 5 tem o retorno controlado para a taxa de ar-combustível estequiométrico com base no sinal de saída do sensor de taxa de ar-combustível 21 de modo que o catalisador de três visas no conversor catalítico 20 pode reduzir simultaneamente o HC não queimado, CO, e NO_x no gás de exaustão.

Agora, como mostrado acima, no momento de operação de carga alta do motor, o ciclo normal mostrado na figura 8(A) é executado. Portanto, como mostrado na figura 9, neste momento, já que a taxa de compressão mecânica é mantida baixa, a taxa de expansão se torna baixa. Como mostrado pela linha sólida no baixo na figura 9, a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 é avançado como mostrado pela linha sólida na figura 5.

Além disso, neste momento, a quantidade de ar de admissão é grande.

Neste momento, o grau de abertura da válvula de aceleração 17

é mantido totalmente aberto ou substancialmente totalmente aberto, de modo que a perda de bombeamento se torna zero.

Por outro lado, como mostrado na figura 9, junto com a redução na cada do motor, a taxa de compressão mecânica é aumentada, portanto a taxa de expansão também é aumentada. Além disso, neste momento, a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 é atrasado conforme a carga do motor se torna menor, como mostrado pela linha sólida na figura 9 de modo que a taxa de compressão real é mantida substancialmente constante. Observe que também neste momento, a válvula de aceleração 17 é mantida totalmente aberta ou no estado substancialmente totalmente aberto. Portanto, a quantidade de ar de admissão alimentado na câmara de combustão 5 é controlado não pela válvula de aceleração 17, mas pela mudança da regulagem de fechamento da válvula de admissão 7. Também neste momento, a perda por bombeamento se torna zero.

Desta maneira, quando a carga do motor se torna mais baixo do que o estado de operação de carga alta do motor, a taxa de compressão mecânica é aumentada junto com a queda na quantidade de ar de admissão sob uma taxa de compressão real substancialmente constante. Isto é, o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 alcança o ponto morto superior de compressão é reduzido proporcionalmente à redução na quantidade de ar de admissão. Portanto, o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 alcança o ponto morto superior muda proporcionalmente à quantidade de ar de admissão. Observar que neste momento, a taxa de ar-combustível na câmara de combustão 5 se torna a taxa de ar-combustível estequiométrico, de modo que o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 alcança o ponto morto superior de compressão muda proporcionalmente à quantidade de combustível.

Se a carga do motor se torna ainda menor, a taxa de compres-

são mecânica é mais aumentada. Quando a taxa de compressão mecânica alcança a taxa de compressão mecânica limite formando o limite estrutural da câmara de combustão 5, na região de uma carga inferior do que a carga de motor L_1 , quando a taxa de compressão mecânica alcança a taxa de compressão limite, a taxa de compressão mecânica é mantida na taxa limite de compressão do motor. Portanto, no momento de operação de carga baixa do motor, a taxa de compressão mecânica se torna o máximo, e a taxa de expansão também se torna o máximo. Explicando isto de outra maneira, na presente invenção, de modo a obter a máxima taxa de expansão no momento de operação de carga máxima do motor, a taxa de compressão mecânica é mantida no máximo.

Além disso, neste momento, a taxa de compressão real é mantida em uma taxa de compressão real substancialmente a mesma no momento de operação de carga média e alta.

Por outro lado, como mostrado pela linha sólida na figura 9, a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 é atrasado até o controle de capacidade de regulagem de fechamento limite da quantidade de ar de admissão alimentado na câmara de combustão 5 conforme a taxa do motor se torna mais baixa. Na região de uma carga mais baixa do que a carga de motor L_2 quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 alcança o limite de regulagem de fechamento, a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 é mantida no limite da regulagem de fechamento. Se a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 é mantida no limite da regulagem de fechamento, a quantidade de ar de admissão não será mais capaz de ser controlada pela variação da regulagem de fechamento da válvula de admissão 7. Portanto, a quantidade de ar tem que ser controlada por algum outro método.

Na modalidade mostrada na figura 9, desta vez, que está, na

região de uma carga menor que a carga L_2 quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 alcança o limite da regulagem de fechamento, a válvula de aceleração 17 é usada para controlar a quantidade de ar de admissão alimentado à câmara de combustão 5. Contudo, se utilizar a

5 válvula de aceleração 17 para controlar a quantidade de ar de admissão, como mostrado na figura 9, a perda por bombeamento aumenta.

Observar que para evitar esta perda por bombeamento, na região de uma carga menor do que a carga do motor L_2 quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 alcança o limite de regulamento, a

10 válvula de aceleração 17 é mantida totalmente aberta ou substancialmente totalmente aberta. Neste estado, quando menor a carga do motor, maior a taxa de ar-combustível pode ser mantido. Neste momento, o injetor de combustível 13 é de preferência disposto na câmara de combustível 5 para realizar a combustão estratificada.

15 Como mostrado na figura 9, no momento de velocidade baixa do motor, independentemente da carga do motor, a taxa de compressão real é mantida substancialmente constante. A taxa de compressão real neste momento é mantido na faixa da taxa de compressão real em torno do momento de operação de carga média e alta do motor ± 10 por cento, de

20 preferência ± 5 por cento. Observe que na modalidade de acordo com a presente invenção, a taxa de compressão real no momento de velocidade baixa do motor é mantida em cerca de 10 ± 1 , isto é, de 9 até 11. Contudo, se a velocidade do motor se tornar maior, a mistura de ar-combustível na câmara de combustão 5 é alterado, então a detonação se torna difícil, portanto, na

25 modalidade de acordo com a presente invenção, quanto maior a velocidade do motor, maior a taxa de compressão real.

Por outro lado, como explicado acima, no ciclo de taxa de expansão super alta mostrado na figura 8 (B), a taxa de expansão é mantida

em 26. Quanto maior esta taxa de expansão, melhor, mas se 20 ou mais, uma eficiência térmica teórica pode ser obtida. Portanto, na presente invenção, o mecanismo de taxa de compressão de válvula variável A é formado de modo que a taxa de expansão se torna 20 ou maior.

5 Além disso, no exemplo mostrado na figura 9, a taxa de compressão mecânica é alterada continuamente de acordo com a carga do motor. Contudo, a taxa de compressão mecânica também pode ser mudada em estágios de acordo com a carga do motor.

Por outro lado, como mostrado pelas linhas tracejadas, na figura 10 9, conforme a carga do motor se torna menor, ao avançar a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 também ocorre, é possível controlar a quantidade de ar de admissão sem depender da válvula de aceleração 17. Portanto, na figura 9, ao expressar de forma completa ambos os casos mostrados pela linha sólida e o caso mostrado pela linha tracejada, na modalidade de acordo com a presente invenção, a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 é mudado conforme a carga do motor se torna menor na direção para longe do ponto morto inferior de compressão BDC até o limite de controle capacitador da regulagem de fechamento L_2 da quantidade de ar alimentado na câmara de combustão.

20 Figura 10 mostra a rotina de controle da operação.

Ao consultar a figura 10, primeiro, na etapa 100, o mapa mostrado na figura 11(A) é usado para calcular a taxa de compressão real alvo. Como mostrado na figura 11(A) esta taxa de compressão real alvo se torna maior quanto maior for a velocidade do motor N . Depois, na etapa 101, o mapa mostrado na figura 11(B) é usado para calcular a regulagem de fechamento IC da válvula de admissão 7. Isto é, a regulagem de fechamento IC da válvula de fechamento 7 requerida para alimentar a quantidade requerida de ar de admissão para dentro da câmara de combustão 5 é armaze-

nado como uma função da carga do motor L e velocidade do motor N na forma de um mapa como mostrado na figura 11(B) com antecedência no ROM 32. Este mapa é usado para calcular a regulagem de fechamento IC da válvula de admissão 7.

- 5 Além disso, a taxa de compressão mecânica CR requerido para fazer a taxa de compressão real R a taxa de compressão real alvo é armazenada como uma função da carga de motor L e velocidade do motor N na forma de um mapa como mostrado na figura 11(B) com antecedência no ROM 32. Na etapa 102, este mapa é usado para calcular a taxa de com-
- 10 pressão CR. Depois, na etapa 103, a taxa de compressão mecânica é feita a taxa de compressão mecânica CR ao controlar o mecanismo da taxa de compressão variável A, e a regulagem de fechamento da válvula de admissão 7 é feita a regulagem de fechamento IC ao controlar o mecanismo de regulagem da válvula variável B.

REIVINDICAÇÕES

1. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha compreendendo um mecanismo de taxa de compressão variável capaz de mudar a taxa de compressão mecânica e mecanismo de mudança de regu-
5 lagem de início de ação de compressão real capaz de mudar regulagem de início de uma ação de compressão real, a taxa de compressão mecânica é mantida no máximo de modo a obter a taxa máxima de expansão no momento de operação de carga baixa do motor, e a taxa de compressão real de operação de carga baixa do motor é mantida numa taxa de compressão
10 real substancialmente a mesma do momento de operação de carga média e alta do motor.

2. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 1, em que a dita taxa de expansão máxima é 20 ou mais.

15 3. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 1, em que no momento de velocidade baixa do motor, independentemente da carga do motor, a dita taxa de compressão real é mantida na faixa de cerca de $\pm 10\%$ com relação a taxa de compressão real no momento de carga média e alta do motor.

20 4. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 3, em que quanto maior a velocidade do motor, maior a taxa de compressão real.

5. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 1, em que o dito mecanismo de
25 mudança de regulagem de partida de início de ação de compressão real é compreendido de uma mecanismo de regulagem de válvula variável capaz de controlar a regulagem de fechamento de uma válvula de admissão.

6. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha

conforme estabelecido na reivindicação 5, em que uma quantidade de ar de admissão alimentado dentro da câmara de combustão é controlado ao mudar a regulagem de fechamento da válvula de admissão.

5 7. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 6, em que a regulagem de fechamento da válvula de admissão é mudada conforme a carga do motor se torna menor em uma direção para longe do botão de compressão do ponto morto inferior até que um controle capacitador de regulagem de fechamento limite da quantidade de ar de admissão alimentado dentro da câmara de
10 combustão.

8. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 7, em que na região de uma carga maior do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcançar a dita regulagem de fechamento limite, a quanti-
15 dade de ar de admissão alimentado dentro da câmara de combustão é controlado ao mudar a regulagem de fechamento da válvula de admissão sem depender da válvula de aceleração fornecida em uma passagem de admissão do motor.

9. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha
20 conforme estabelecido na reivindicação 8, em que em uma região de maior carga do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcançar a dita regulagem de fechamento limite, a válvula de aceleração é mantida em um estado totalmente aberto.

10. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha
25 conforme estabelecido na reivindicação 7, em que em uma região de uma carga menor do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcançar a dita regulagem de fechamento limite, a quantidade de ar de admissão alimentado na câmara de combustão é con-

trolada por uma válvula de aceleração fornecida em uma passagem de admissão do motor.

11. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 7, em que uma região de uma carga inferior do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcançar a dita regulagem de fechamento limite, quanto menor a carga, maior a taxa de ar-combustível é mantida.

12. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 7, em que na região de uma carga menor do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcançar a dita regulagem de fechamento limite, a regulagem de fechamento da válvula de admissão é mantida na dita regulagem de fechamento.

13. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 1, em que a dita taxa de compressão mecânica é aumentada conforme a carga do motor se torna menor do que a taxa de compressão mecânica limite.

14. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 13, em que em uma região de uma dita carga menor do que a carga do motor quando a dita taxa de compressão mecânica alcança dita taxa de compressão mecânica limite, a taxa de compressão mecânica é mantida na dita taxa de compressão mecânica limite.

15. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha compreendendo de um mecanismo de taxa de compressão variável capaz de mudar uma taxa de compressão mecânica e um mecanismo de regulagem de válvula variável capaz de controlar a regulagem de fechamento de uma válvula de admissão, a taxa de compressão mecânica é mantida no

máximo de modo a obter a taxa de expansão máxima no momento de operação de carga baixa do motor, e a quantidade de ar de admissão alimentado na câmara de combustão é controlada principalmente ao mudar a regulação de fechamento da válvula de admissão.

5 16. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 15, em que uma válvula de aceleração é mantida no estado substancialmente aberto quando a quantidade de ar de admissão é controlado principalmente ao mudar a regulação de fechamento da válvula de admissão.

10 17. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 15, em que uma taxa de compressão real no momento de operação de carga baixa do motor é feito em uma taxa de compressão real substancialmente a mesma que no momento de operação de carga média e alta do motor.

15 18. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 15, em que a dita taxa de expansão máxima é 20 ou mais.

20 19. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 15, em que o momento de velocidade baixa do motor, independentemente da carga do motor, dita taxa de compressão real é mantida na faixa de cerca de $\pm 10\%$ com relação à taxa de compressão real no momento de operação de carga média e alta do motor.

25 20. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 19, em que quanto mais alta a velocidade do motor, mais alta a taxa de compressão real.

21. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 15, em que a regulação de fecha-

mento da válvula de admissão é mudada conforme a carga do motor se torna menor na direção para longe do ponto morto inferior de compressão até que o controle capacitador de regulagem de fechamento limite da quantidade de ar de admissão alimentado na câmara de combustão.

5 22. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 21, em que em uma região de uma carga maior do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcançar dito limite de regulagem de fechamento, a quantidade de ar de admissão alimentado dentro da câmara de combustão
10 é controlada pela mudança de regulagem de fechamento da válvula de admissão sem depender de uma válvula de aceleração fornecida na passagem de admissão do motor.

 23. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 22, em que em uma região de uma
15 carga maior do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcançar a regulagem de fechamento limite, a válvula de aceleração é mantida em um estado totalmente aberto.

 24. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 21, em que em uma região de uma
20 carga inferior do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcança dita regulagem de fechamento limite, a quantidade de ar de admissão alimentado dentro da câmara de combustão é controlado por uma válvula de aceleração fornecida na passagem de admissão do motor.

25 25. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 21, em que em uma região de uma carga menor do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcançar dita regulagem de fechamento limite,

quanto menor a carga, maior a taxa de ar-combustível é mantida.

26. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 21, em que em uma região de uma carga menor do que a carga do motor quando a regulagem de fechamento da válvula de admissão alcançar dita regulagem de fechamento limite, a regulagem de fechamento da válvula de admissão é mantida na dita regulagem de fechamento limite.

27. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 15, em que dita taxa de compressão mecânica é aumentada conforme a carga do motor se torna menor do que a taxa de compressão mecânica limite.

28. Um motor de combustão interna do tipo ignição de centelha conforme estabelecido na reivindicação 27, em que em uma região de uma carga menor do que a carga do motor quando dita taxa de compressão mecânica alcançar dita taxa de compressão mecânica limite, a taxa de compressão mecânica é mantida no dita taxa de compressão mecânica limite.

FIG.1

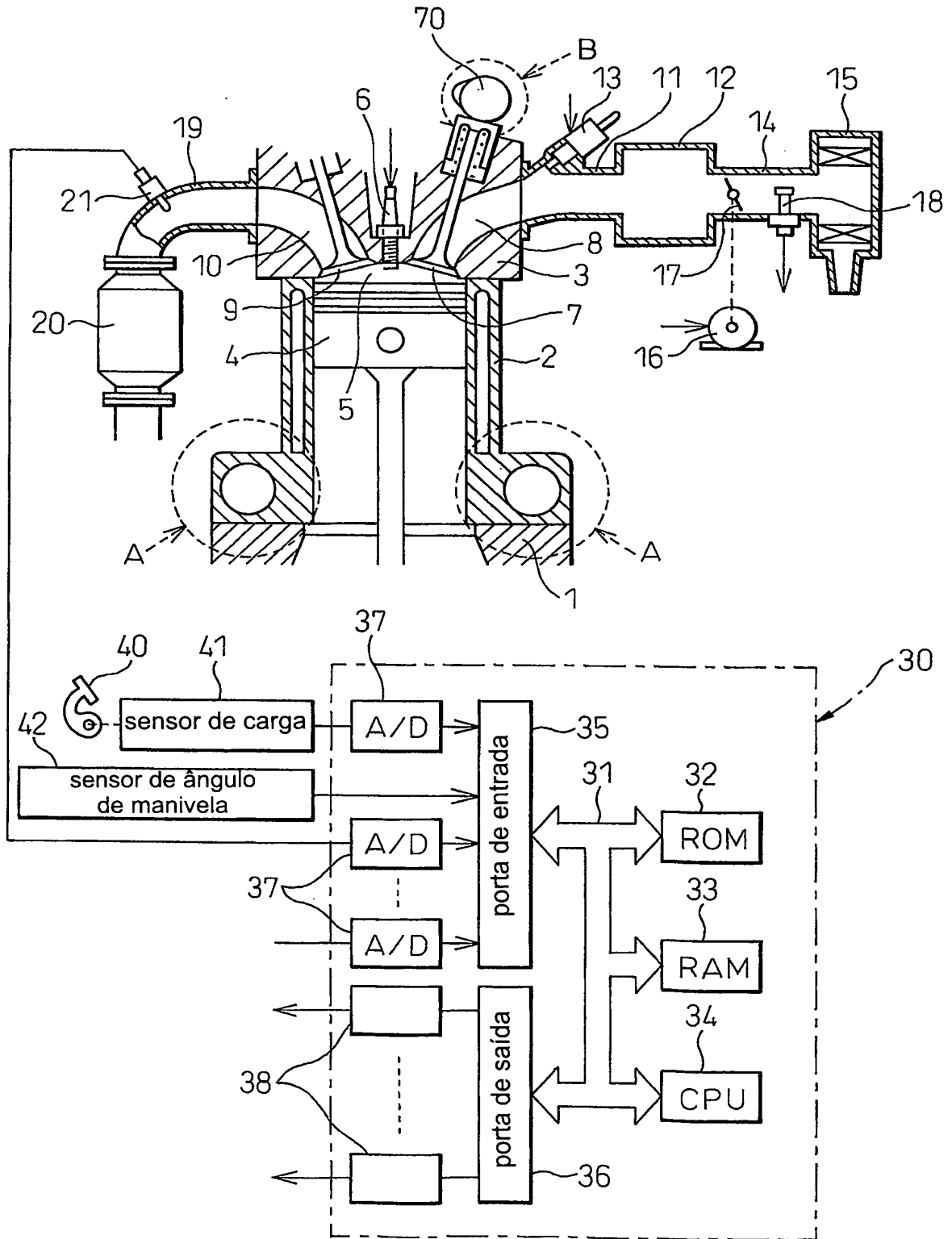


FIG. 2

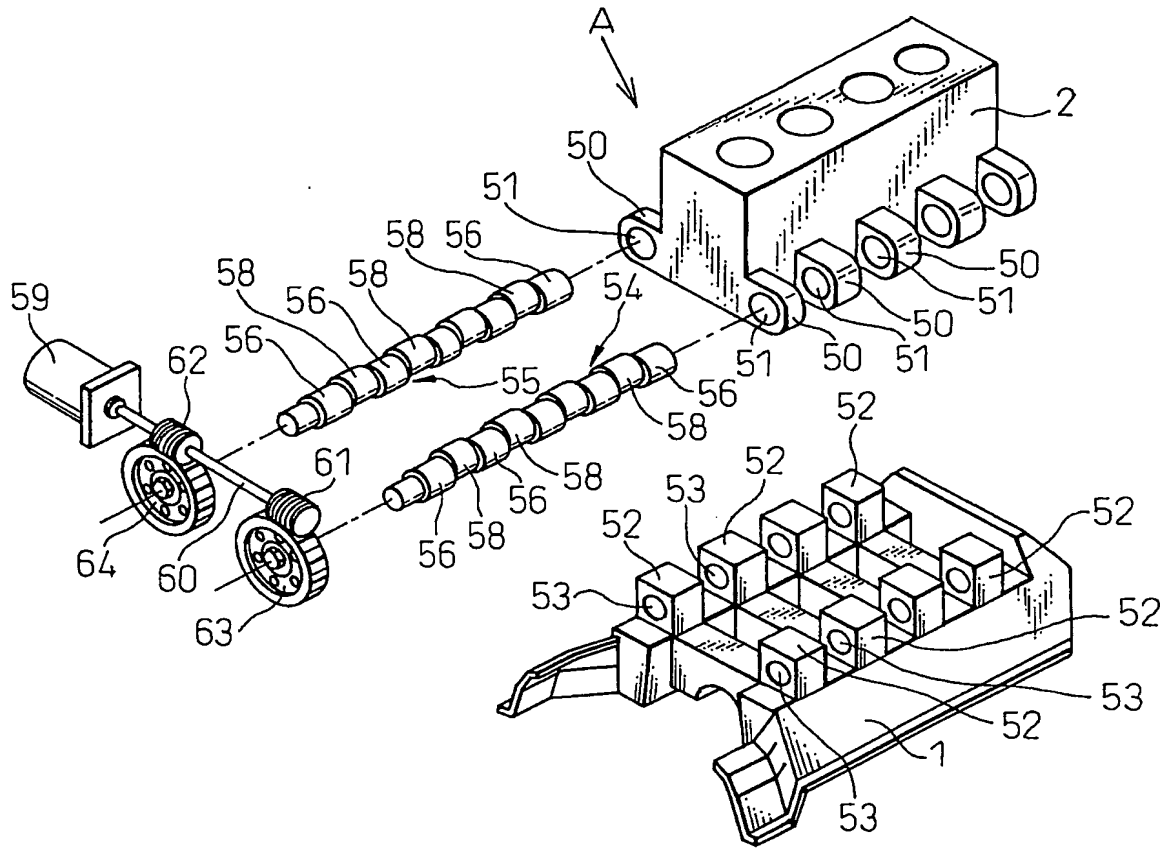


FIG. 3

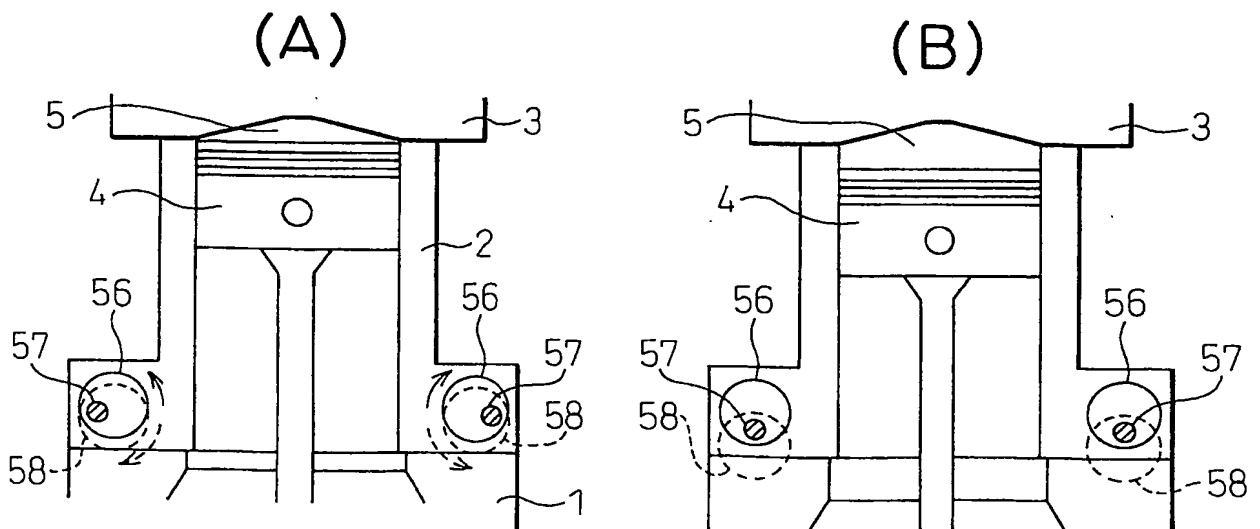


FIG.4

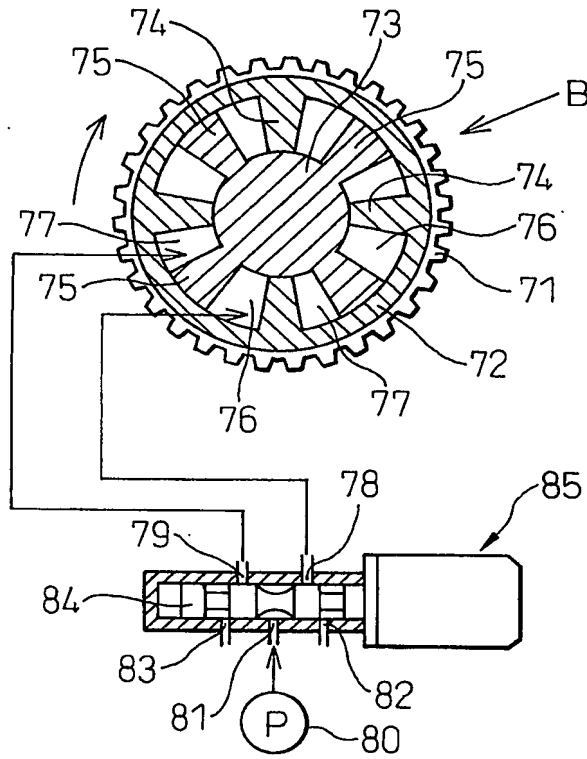


FIG.5

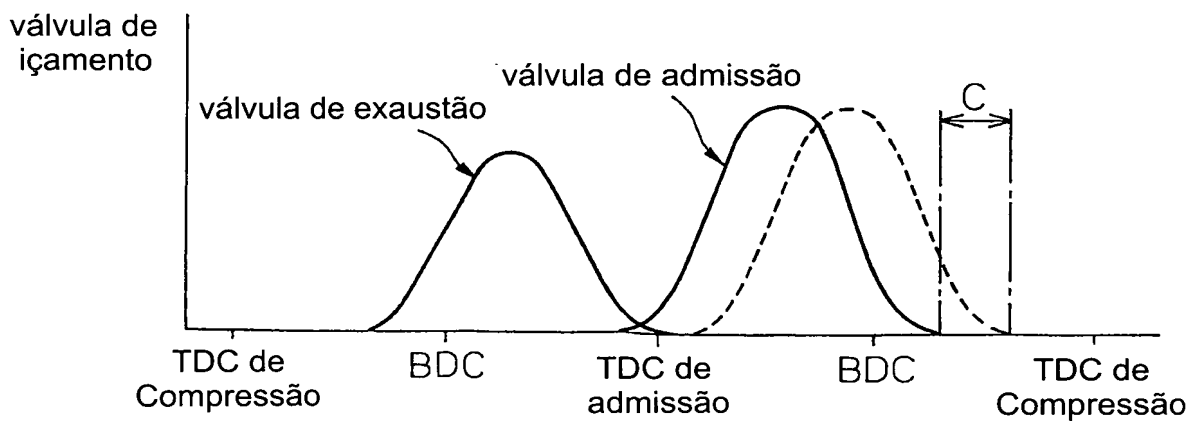
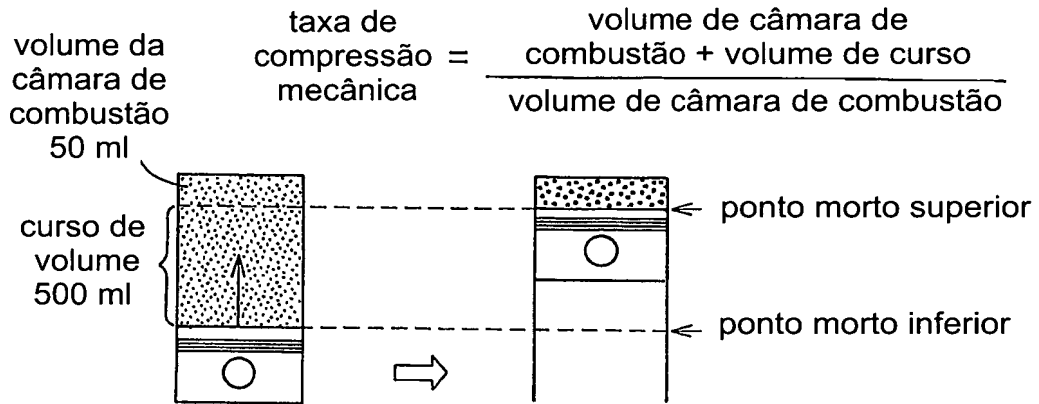
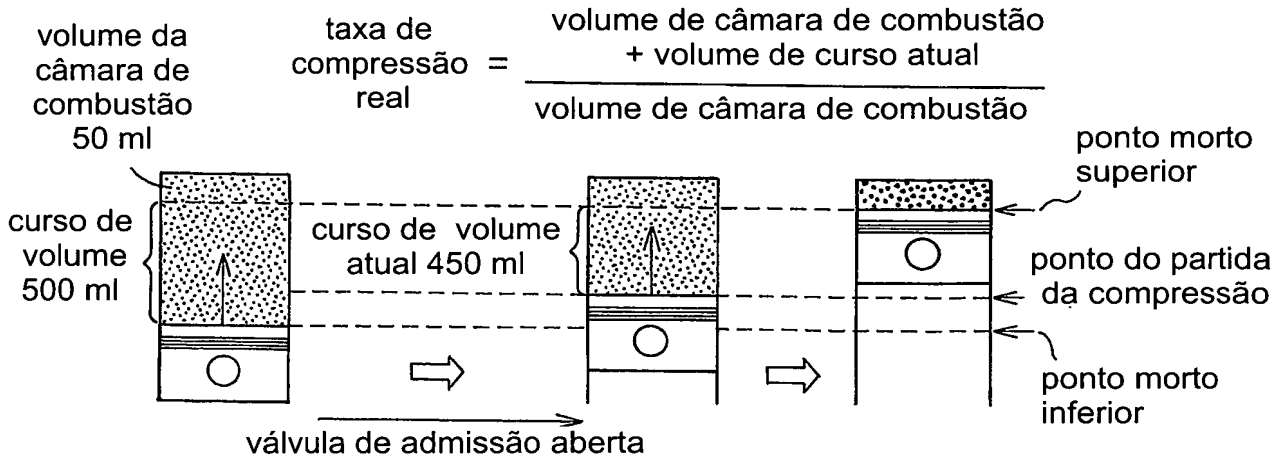


FIG.6

(A)



(B)



(C)

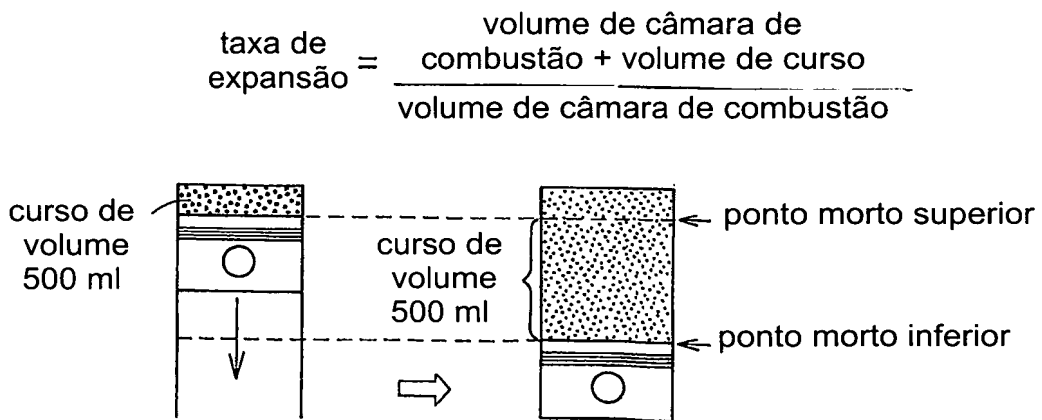


FIG.7

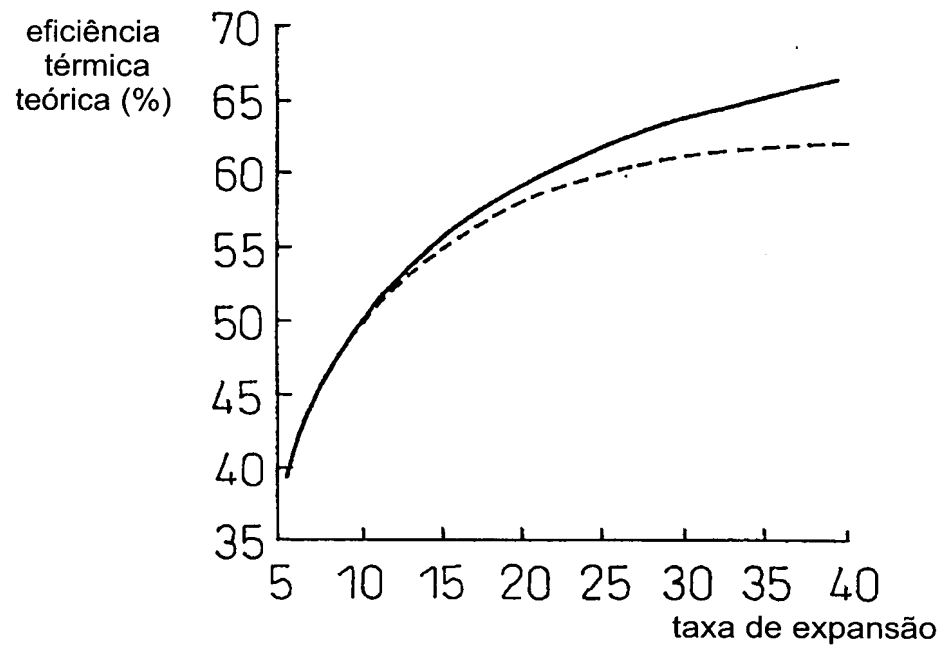
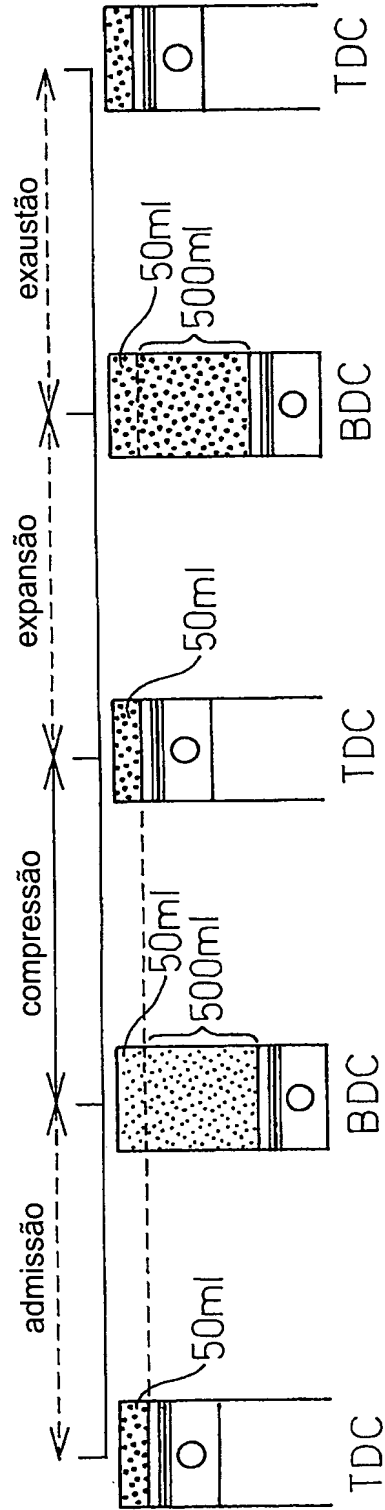


FIG.8

(A)



(B)

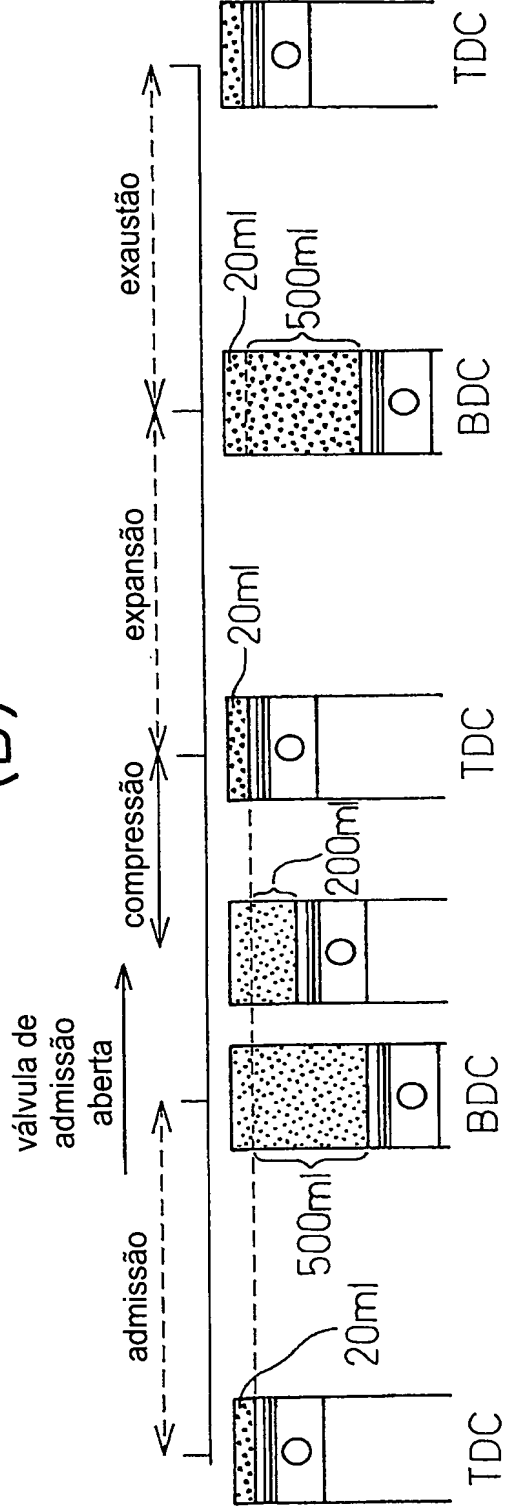


FIG.9

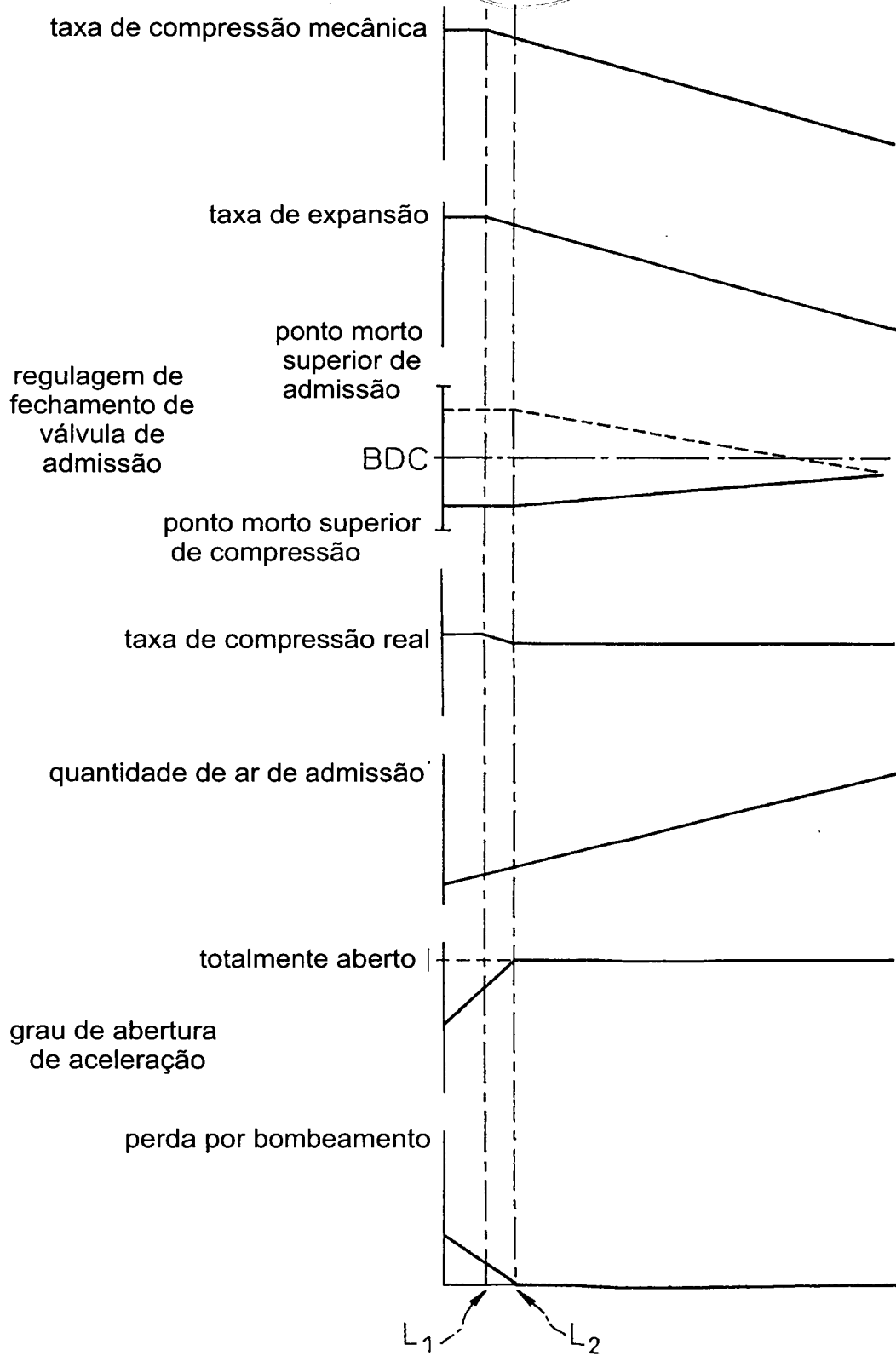


FIG.10

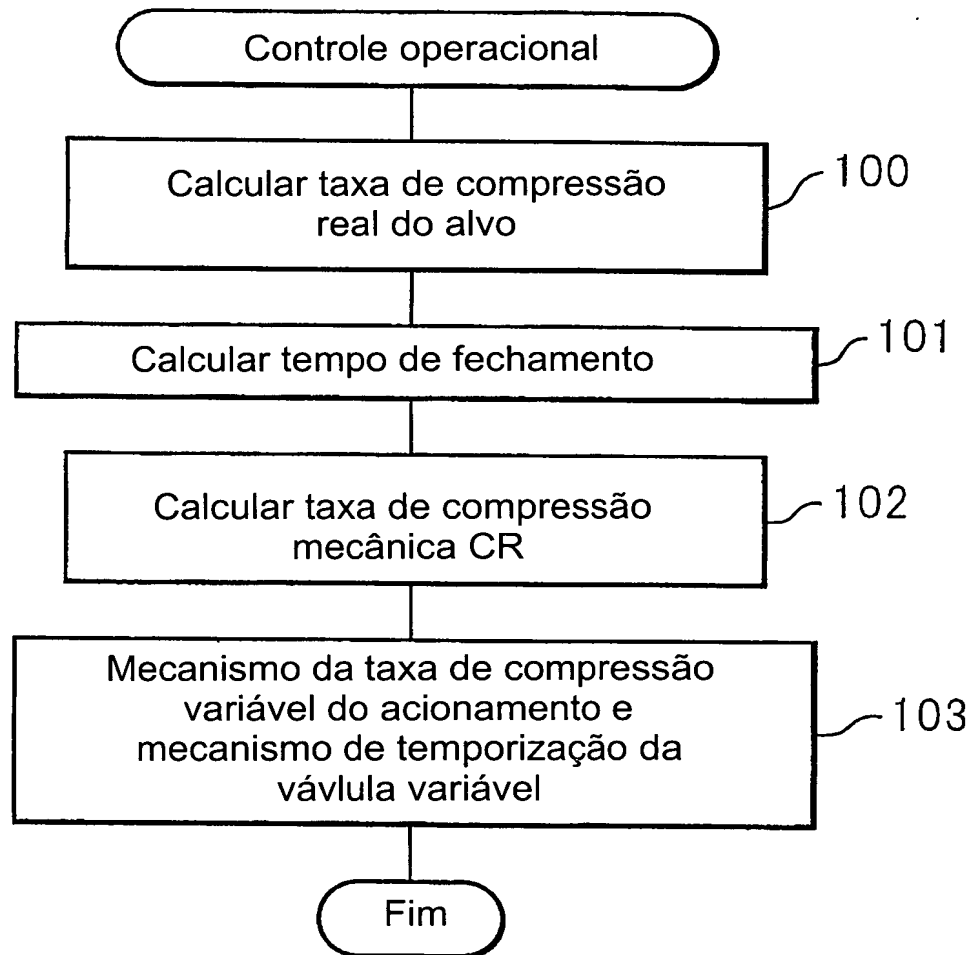
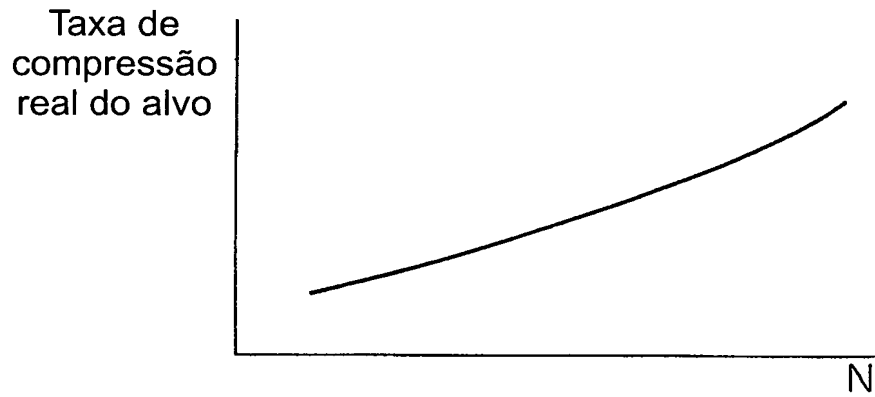
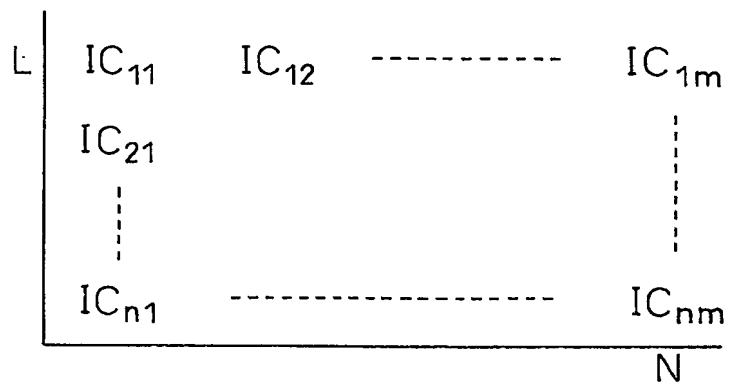


FIG.11

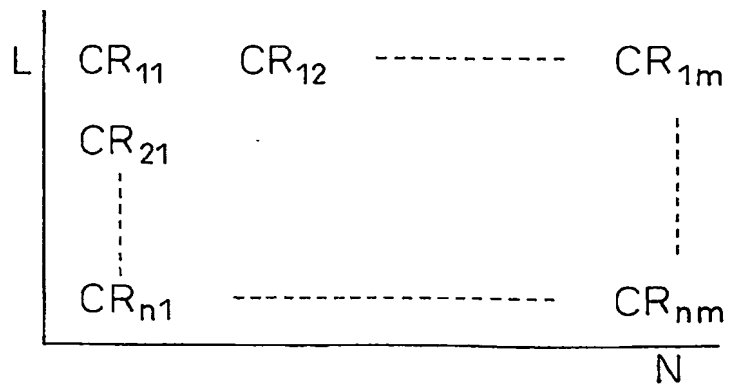
(A)



(B)



(C)



P10711640-3

RESUMO

Patente de Invenção: "MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO TIPO
INGNIÇÃO POR CENTELHA".

A presente invenção refere-se a um motor de combustão interna
5 do tipo ignição por centelha fornecida com um mecanismo de taxa de com-
pressão variável (A) capaz de mudar uma taxa de compressão mecânica e
um mecanismo de mudança de sincronia de início de ação de compressão
real (B) capaz de mudar o início de sincronia de uma ação real de compres-
são. A taxa de compressão mecânica real é mantida no máximo de modo
10 que a taxa de expansão se torna 20 ou mais no momento de operação de
carga baixa de expansão, enquanto que a taxa de compressão real no mo-
mento de carga baixa de operação do motor é mantido numa taxa de com-
pressão real substancialmente a mesma do momento de carga alta de ope-
ração de motor.