



República Federativa do Brasil
Ministério da Economia
Instituto Nacional da Propriedade Industrial

(11) PI 0816126-7 B1



(22) Data do Depósito: 30/10/2008

(45) Data de Concessão: 08/10/2019

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

(51) Int.Cl.: F02D 15/04; F02D 9/02; F02D 13/02; F02D 41/08; F02D 43/00.

(30) Prioridade Unionista: 06/11/2007 JP 2007-288972.

(73) Titular(es): TOYOTA JIDOSHA KABUSHIKI KAISHA.

(72) Inventor(es): YUKIHIRO NAKASAKA; DAISUKE AKIHISA; EIICHI KAMIYAMA; DAISAKU SAWADA.

(86) Pedido PCT: PCT JP2008070250 de 30/10/2008

(87) Publicação PCT: WO 2009/060921 de 14/05/2009

(85) Data do Início da Fase Nacional: 24/02/2010

(57) Resumo: MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA DO TIPO DE IGNIÇÃO POR CENTELHA. A presente de invenção refere-se a um motor de combustão interna, um mecanismo de taxa de compressão variável (A) capaz de mudar uma taxa de compressão mecânica e um mecanismo de temporização variável de válvula (B) capaz de controlar o tempo de fechamento de uma válvula de admissão (7) que são fornecidos. A taxa de compressão mecânica torna-se a taxa de compressão mecânica máxima em regiões de operação de carga baixa excluindo operação de marcha lenta, enquanto durante a operação de marcha lenta, a taxa de compressão mecânica é feita menor do que a taxa de compressão mecânica máxima.

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

Campo da Técnica

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

Técnica Antecedente

[002] É conhecido na técnica um motor de combustão interna do tipo de ignição por centelha provido de um mecanismo de taxa de compressão variável capaz de mudar uma taxa de compressão mecânica e de um mecanismo de temporização variável das válvulas capaz de controlar um tempo de fechamento de uma válvula de admissão, e aumentar a taxa de compressão mecânica e atrasar o tempo de fechamento da válvula de admissão conforme a carga do motor se torna menor no tempo de operação do motor de carga média e alta mantendo constante a taxa de combustão atual (por exemplo, ver a Publicação de Patente Japonesa (A) N° 2004-218522).

[003] Entretanto, em tal motor de combustão interna do tipo de compressão variável ao aumentar a taxa de compressão, a pressão de combustão aumentará provocando vibração e ruído intensos. Neste caso, quando a vibração e ruído de fontes diferentes do motor são altos, tal como quando dirigindo, estas irão abafar a vibração e o ruído provenientes do motor, sendo assim isto não é um problema em particular, mas quando a vibração e o ruído que vem de fontes diferentes do motor são baixas, tal como durante a operação em marcha lenta, a vibração e o ruído provenientes do motor vão se destacar e se tornar um problema. Contudo, no motor de combustão interna acima, este problema não é considerado de nenhuma maneira.

Descrição da Invenção

[004] Um objetivo da presente invenção é fornecer um motor de

combustão interna do tipo de ignição por centelha capaz de reduzir a vibração e o ruído proveniente do motor durante a operação de marcha lenta.

[005] De acordo com a presente invenção, é fornecido um motor de combustão interna do tipo de ignição por centelha com um mecanismo de taxa de compressão variável capaz de mudar a taxa de compressão mecânica, e um mecanismo de temporização variável de válvula capaz de controlar o tempo de fechamento de uma válvula de admissão, em que na maior parte da região de operação de carga baixa excluindo a operação em marcha lenta, a taxa de compressão mecânica é feita uma taxa de compressão maior do que durante a operação em carga alta, e na operação em marcha lenta, a taxa de compressão mecânica é feita menor do que a taxa de compressão mecânica para a maior parte da região de operação de carga baixa excluindo a operação em marcha lenta.

Breve Descrição das Figuras

[006] A Figura 1 é uma vista geral de um motor de combustão interna do tipo de ignição por centelha.

[007] A Figura 2 é uma vista perspectiva de um mecanismo de taxa de compressão variável desmontado.

[008] A Figura 3 é uma vista de seção transversal lateral do motor de combustão interna ilustrado.

[009] A Figura 4 é uma vista de um mecanismo de temporização variável de válvulas.

[0010] A Figura 5 é uma vista que mostra as quantidades de elevação da válvula de admissão e válvula de descarga.

[0011] A Figura 6 é uma vista para explicar a taxa de compressão variável, taxa de compressão real, e taxa de expansão.

[0012] A Figura 7 é uma vista que mostra o relacionamento entre a eficiência térmica teórica e taxa de expansão.

[0013] A Figura 8 é uma vista para explicar um ciclo comum e um ciclo de taxa de expansão super alta.

[0014] A Figura 9 é uma vista que mostra a mudança na taxa de compressão mecânica etc. de acordo com a carga do motor.

[0015] A Figura 10 é uma vista que mostra a mudança na taxa de compressão mecânica etc. de acordo com a carga do motor.

[0016] A Figura 11 é uma vista que mostra a mudança na taxa de compressão mecânica etc. de acordo com a carga do motor.

[0017] A Figura 12 é um fluxograma para o controle operacional.

[0018] A Figura 13 é uma vista que mostra os mapas de temporização de fechamento da válvula de admissão etc.

Melhor Forma de Executar a Invenção

[0019] A Figura 1 mostra uma vista de seção transversal lateral de um motor de combustão interna do tipo de ignição por centelha.

[0020] Com referência a Figura 1, 1 indica um cárter, 2 um bloco de cilindros, 3 uma cabeça do cilindro, 4 um pistão, 5 uma câmara de combustão, 6 uma vela de ignição disposta no centro do topo da câmara de combustão 5, 7 uma válvula de admissão, 8 um orifício de admissão, 9 uma válvula de descarga, e 10 um orifício de descarga. O orifício de admissão 8 é conectado através de um tubo de ramificação de admissão 11 a um reservatório 12, enquanto cada tubo de ramificação de admissão é provido de um injetor de combustível 13 para injetar combustível em direção a um orifício de admissão 8 correspondente. Nota-se que cada injetor de combustível 13 pode ser disposto em cada câmara de combustão 5 em vez de estar preso a cada tubo de ramificação de admissão 11.

[0021] O reservatório 12 é conectado através de um duto de entrada a um filtro de ar 15, enquanto o duto de entrada 14 é provido internamente de uma válvula borboleta 17 acionada por um atuador 16 e um detector de quantidade de entrada de ar no filtro de ar 18 que usa,

por exemplo, um fio quente. Por outro lado, o orifício de descarga 10 é conectado através de um coletor de descarga 19 a um conversor catalítico 20 que aloja, por exemplo, um catalisador de três vias, enquanto o coletor de descarga 19 é provido internamente com um sensor de taxa ar-combustível 21.

[0022] Por outro lado, na modalidade mostrada na Figura 1, a parte de conexão do cárter 1 e do bloco de cilindros 2 é provida de um mecanismo de taxa de compressão variável A capaz de mudar as posições relativas do cárter 1 e do bloco de cilindros 2 na direção axial do cilindro bem como mudar o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 é posicionado no ponto morto superior de compressão, e é adicionalmente provido de um mecanismo de mudança do tempo de início da ação de compressão real B, capaz de mudar um tempo do início de uma ação de compressão real. Nota-se que na modalidade mostrada na Figura 1, este mecanismo de mudança de tempo do início da ação de compressão B é composto de um mecanismo de temporização variável de válvula capaz de controlar o tempo de fechamento da válvula de admissão 7.

[0023] A unidade de controle eletrônico 30 é composta de um computador digital provido de componentes conectados um ao outro através de um barramento bidirecional 31 tal como uma ROM (memória apenas para leitura) 32, RAM (memória de acesso randômico) 33, CPU (microprocessador) 34, porta de entrada 35, e porta de saída 36. O sinal de saída do detector de quantidade de ar de admissão 18 e o sinal de saída do sensor de taxa de ar-combustível 21 são entrados através dos conversores AD 37 correspondentes para a porta de entrada 35. Adicionalmente, o pedal de acelerador 40 é conectado a um sensor de carga 41 que gera 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 entrada através de um conversor AD

correspondente 37 para a porta de entrada 35. Adicionalmente, a porta de entrada 35 é conectada a um sensor de ângulo de manivela 42 que gera um pulso de saída cada vez que o virabrequim roda por, por exemplo, 30°. Por outro lado, a porta de saída 36 é conectada através do circuito de acionamento 38 a uma vela de ignição 6, um injetor de combustível 13, um atuador acionador de válvula borboleta 16, um mecanismo de taxa de compressão variável A, e um mecanismo de temporização variável de válvula B.

[0024] A Figura 2 é uma vista perspectiva do mecanismo de taxa de compressão variável A mostrado na Figura 1 desmontado, enquanto a Figura 3 é uma vista de seção transversal lateral do motor de combustão interna ilustrado. Com referência à Figura 2, no fundo das duas paredes laterais do bloco de cilindros 2, é formada uma pluralidade de partes que se projetam 50 separadas umas das outras por certa distância. Cada parte que se projeta 50 é formada com um furo de inserção de came de seção transversal circular 51. Por outro lado, a superfície de topo do cárter 1 é formada com uma pluralidade de partes que se projetam 52 separadas umas das outras por certa distância e se ajustando entre as partes que se projetam 50 correspondentes. Estas partes que se projetam 52 também são formadas com furos de inserção de came de seção transversal circular 53.

[0025] Como mostrado na figura 2, é fornecido um par de eixos de came 54, 55. Cada um dos eixos de came 54, 55 tem comes circulares 56 fixados nele capazes de ser inseridos rotativamente nos furos de inserção de came 51 em qualquer outra posição. 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 tracejado na Figura 3, eixos excêntricos alongados 57 dispostos excêntricamente com respeito aos eixos geométricos de rotação dos eixos de came 54, 55. Cada eixo excêntrico 57 tem outro came circular

58 preso a ele rotativa e excentricamente. Como mostrado na Figura 2, estes camees circulares 58 são dispostos entre os camees circulares 56. Estes camees circulares 58 são rotativamente inseridas nos furos de inserção de came correspondentes 53.

[0026] Quando os camees circulares 56 presos aos eixos de came 54, 55 são rodados em direções opostas como mostrado pelas setas de linha sólida na Figura 3(A) a partir do estado mostrado na Figura 3(A), os eixos excêntricos 57 se movem em direção ao centro do fundo, de modo que os camees circulares 58 rodam em direções opostas dos camees circulares 56 nos furos de inserção 53 como mostrado pelas setas de linha tracejada na Figura 3(A). Como mostrado na Figura 3(B), quando os eixos excêntricos 57 se movem em direção ao centro do fundo, os centros dos camees circulares 58 se movem para baixo dos eixos excêntricos 57.

[0027] Como será entendido a partir de uma comparação da Figura 3(A) e Figura 3(B), as posições relativas do cárter 1 e do bloco de cilindros 2 são determinadas pela distância entre os centros dos camees circulares 56 e os centros dos camees circulares 58. Quanto maior a distância entre os centros dos camees circulares 56 e os centros dos camees circulares 58, mais o bloco de cilindros 2 do cárter 1. Se o bloco de cilindros 2 se move para longe do cárter 1, o volume da câmara de combustão 5 aumenta quando o pistão 4 é posicionado como ponto morto superior de compressão, portanto ao fazer com que os eixos de came 54, 55 rodem, o volume da câmara de combustão 5 pode ser mudado quando o pistão 4 é posicionado no ponto morto superior de compressão.

[0028] Como mostrado na Figura 2, para fazer com que os eixos de came 54, 55 rodem em direções opostas, o eixo de um motor acionador 59 é provido de um par de engrenagens sem fim 61, 62 com direções de rosca opostas. As engrenagens 63, 64 que se acoplam com

estas engrenagens sem fim 61, 62 são presas as extremidades dos eixos de came 54, 55. Nesta modalidade, o motor acionador 59 pode ser acionado para mudar o volume da câmara de combustão 5 quando o pistão 4 é posicionado no ponto morto superior de compressão sobre uma ampla faixa. Nota-se que o mecanismo de taxa de compressão variável A mostrado a partir da Figura 1 até a Figura 3 mostra um exemplo. Qualquer tipo de mecanismo de taxa de compressão variável pode ser usado.

[0029] Por outro lado, a Figura 4 mostra um mecanismo de temporização variável de válvula B preso a extremidade do eixo de came 70 para acionar a válvula de admissão 7 na Figura 1. Com referência a Figura 4, este mecanismo de temporização variável de válvula B é provido de uma polia de temporização 71 rotacionada por um eixo de alavanca do motor através de uma correia de temporização na direção da seta, um alojamento cilíndrico 72 rotacionado juntamente com a polia de temporização 71, um eixo 73 capaz de rodar junto com o eixo de came de acionamento da válvula de admissão 70 e rodar relativamente ao alojamento cilíndrico 72, uma pluralidade de partições 74 que se estendem a partir de uma circunferência interna do alojamento cilíndrico 72 até uma circunferência externa do eixo 73, e palhetas 75 que se estendem entre as partições 74 a partir da circunferência externa do eixo 73 até a circunferência interna do alojamento cilíndrico 72, os dois lados das palhetas 75 formados de câmaras hidráulicas de avanço 76 e câmaras hidráulicas de retardo 77.

[0030] A alimentação de óleo de trabalho para as câmaras hidráulicas 76, 77 é controlada por uma válvula de controle de alimentação de óleo de trabalho 78. Esta válvula de controle de alimentação de óleo de trabalho é provida de orifícios hidráulicos 79, 80 conectados às câmaras hidráulicas 76, 77, um orifício de alimentação 82 para óleo de trabalho descarregado a partir de uma bomba hidráulica 81, um par de

orifícios de drenagem 83, 84 e uma válvula de carretel 85 para controlar a conexão e desconexão dos orifícios 79, 80, 82, 83, 84.

[0031] Para avançar a fase dos came do eixo de came de acionamento da válvula de admissão 70, na Figura 4, a válvula de carretel 85 é movida para a direita, o óleo de trabalho alimentado a partir do orifício de alimentação 82 é alimentado através do orifício hidráulico 79 para as câmaras hidráulicas de avanço 76, e o óleo de trabalho nas câmaras hidráulicas de retardo 77 é drenado a partir do orifício de drenagem 84. Neste momento, o eixo 73 é rotacionado relativamente ao alojamento cilíndrico 72 na direção da seta.

[0032] Em contraste com isto, para retardar a fase dos came do eixo de came de acionamento da válvula de admissão 70, na Figura 4, a válvula de carretel 85 é movida para a esquerda, o óleo de trabalho alimentado a partir do orifício de alimentação 82 é alimentado através do orifício hidráulico 80 para as câmaras hidráulicas de retardo 77, e o óleo de trabalho nas câmaras de avanço 76 é drenado a partir do orifício de drenagem 83. Neste momento, o eixo 73 é rotacionado relativamente ao alojamento cilíndrico 72 na direção oposta à da seta.

[0033] Quando o eixo 73 é rotacionado relativamente ao alojamento cilíndrico 72, se a válvula de carretel 85 é retornada para a posição neutra mostrada na Figura 4, a operação para a rotação relativa do eixo 3 é terminada, e o eixo 73 é mantido na posição rotacional relativa naquele momento. Portanto, é possível usar o mecanismo de temporização variável de válvula B para avançar ou retardar a fase dos came do eixo de came de acionamento da válvula de admissão 70 exatamente na quantidade desejada.

[0034] Na Figura 5, a linha sólida mostra quando o mecanismo de temporização variável de válvula B é usado para avançar a fase dos came do eixo de came de acionamento da válvula de admissão 70 o máximo, enquanto a linha tracejada mostra quando ela é usada para

retardar a fase dos came 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 definido entre a faixa mostrada pela linha sólida na Figura 5 e a faixa mostrada pela linha tracejada, portanto o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 pode ser definido para qualquer ângulo de manivela na faixa mostrada pela seta C na Figura 5.

[0035] O mecanismo de temporização variável de válvula B mostrado na Figura 1 e Figura 4 é um exemplo. Por exemplo, um mecanismo de temporização variável de válvula ou outros vários tipos de mecanismos de temporização variável de válvula capazes de mudar apenas a temporização de fechamento da válvula de admissão podem ser usados, enquanto a temporização de abertura da válvula de admissão é mantida constante.

[0036] A seguir, o significado dos termos usados no presente pedido será explicado com referência a Figura 6. Nota-se que a Figura 6(A), (B), e (C) mostram, com propósito explicativo um motor com um volume da câmara de combustão de 50 ml e um volume do curso do pistão de 500 ml. Nestas Figuras 6(A), (B), e (C), o volume da câmara de combustão mostra o volume da câmara de combustão quando o pistão está no ponto morto superior de compressão.

[0037] A Figura 6(A) explica a taxa de compressão mecânica. A taxa de compressão mecânica é um valor determinado mecanicamente a partir do volume do curso do pistão e do volume da câmara de combustão no tempo de um ciclo de compressão. Esta taxa de compressão mecânica é expressa por $(\text{volume da câmara de combustão} + \text{volume do curso do pistão}) / \text{volume da câmara de combustão}$. No exemplo mostrado na Figura 6(A), esta taxa de compressão mecânica se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml}) / 50 \text{ ml} = 11$.

[0038] A Figura 6(B) explica a taxa de compressão real. Esta taxa

de compressão real é um valor determinado a partir do volume real do curso do pistão a partir de quando a ação de compressão é realmente iniciada até quando o pistão alcança o ponto morto superior e do volume da câmara de combustão. Esta taxa de compressão real é expressa por (volume da câmara de combustão + volume real do curso do pistão)/volume da câmara de combustão. Ou seja, como mostrado na Figura 6(B), mesmo se o pistão começa a subir no ciclo de compressão, nenhuma ação de compressão é executada enquanto a válvula de admissão está aberta. A ação de compressão real é iniciada após o fechamento da válvula de admissão. Portanto, a taxa de compressão real é expressa como segue com o uso do volume real do curso do pistão. No exemplo mostrado na Figura 6(B), a taxa de compressão real se torna $(50 \text{ ml} + 450 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 10$.

[0039] A Figura 6(C) explica a taxa de expansão. A taxa de expansão é um valor determinado a partir do volume do curso do pistão no tempo do ciclo de expansão e o volume da câmara de combustão. Esta taxa de expansão é expressa por (volume da câmara de combustão + volume do curso do pistão)/volume da câmara de combustão. No exemplo mostrado na Figura 6(C), esta taxa de expansão se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$.

[0040] A seguir, as características mais básicas da presente invenção serão explicadas com referência a Figura 7 e Figura 8. Nota-se que a Figura 7 mostra o relacionamento 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 superalta usado seletivamente de acordo com a carga na presente invenção.

[0041] A Figura 8(A) mostra o ciclo comum quando a válvula de admissão fecha próxima ao ponto morto inferior e a ação de compressão pelo pistão é iniciada substancialmente próxima ao ponto morto inferior de compressão. No exemplo mostrado nesta Figura 8(A) tam-

bém, da mesma forma que nos exemplos mostrados nas Figuras 6(A), (B), e (C), o volume da câmara de combustão é estabelecido como 50 ml, e o volume do curso do pistão é estabelecido como 500 ml. Como será entendido da Figura 8(A), em um ciclo comum, a taxa de compressão mecânica é $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$, a taxa de compressão real também é aproximadamente 11, e a taxa de expansão também se torna $(50 \text{ ml} + 500 \text{ ml})/50 \text{ ml} = 11$. Ou seja, em um motor de combustão interna comum, a taxa de compressão mecânica e taxa de compressão real e a taxa de expansão se tornam substancialmente iguais.

[0042] A linha sólida na Figura 7 mostra a mudança na eficiência térmica teórica no caso em que a taxa de compressão real e a taxa de expansão são substancialmente iguais, ou seja, no ciclo comum. Neste caso, se aprende que quanto maior taxa de expansão, ou seja, quanto mais alta a taxa de compressão real, maior a eficiência térmica teórica. Portanto, em um ciclo comum, para elevar a eficiência térmica teórica, a taxa de compressão real deve ser elevada. Entretanto, devido a restrições na ocorrência de detonação no momento de operação de alta carga do motor, a taxa de compressão real só pode ser elevada até no máximo aproximadamente 12, portanto, em um ciclo comum, a eficiência térmica teórica não pode ser feita suficientemente alta.

[0043] Por outro lado, nesta situação, os inventores diferenciaram estritamente entre a taxa de compressão mecânica e taxa de compressão real e estudaram a eficiência térmica teórica e como resultado descobriram que na eficiência térmica teórica, a taxa de expansão é dominante, e a eficiência térmica teórica não é muito afetada absolutamente pela taxa de compressão real. Ou seja, ao se elevar a taxa de compressão real, a força explosiva se eleva, mas a compressão requer uma grande energia, portanto mesmo ao se elevar a taxa de compressão real, a eficiência térmica teórica não se elevará muito ab-

solutamente.

[0044] Em oposição a isto, ao se aumentar a taxa de expansão, quanto maior o período no qual a força atua pressionando para baixo o pistão no tempo do ciclo expansão, maior é o tempo em que o pistão fornece uma força rotacional para o virabrequim. Consequentemente, quanto maior é feita a taxa de expansão, maior se torna a eficiência térmica teórica. A linha tracejada $\varepsilon=10$ na Figura 7 mostra a eficiência térmica teórica no caso de fixação da taxa de compressão atual em 10 e elevação da taxa de expansão naquele estado. Desta forma, se aprendeu que a quantidade de elevação da eficiência térmica teórica quando se eleva a taxa de expansão no estado onde a taxa de compressão real é mantida em um valor baixo e a quantidade de elevação de eficiência térmica teórica no caso onde a taxa de compressão real aumenta junto com a taxa de expansão como mostrado pela linha sólida na Figura 7 não será tão diferente.

[0045] Se a taxa de compressão real é mantida em um valor baixo desta forma, as detonações não irão ocorrer, portanto ao se elevar a taxa de expansão no estado em que a taxa de compressão real é mantida em um valor baixo, a ocorrência de detonações pode ser evitada e a eficiência térmica teórica pode ser muito elevada. A Figura 8(B) mostra um exemplo do caso em que é usado o mecanismo de taxa de compressão variável A e o mecanismo de temporização variável de válvula B para manter a taxa de compressão real em um valor baixo e elevar a taxa de expansão.

[0046] Com referência a Figura 8(B), neste exemplo, o mecanismo de taxa de compressão variável A é usado para diminuir o volume da câmara de combustão de 50 ml para 20 ml. Por outro lado, o mecanismo de temporização variável de válvula B é usado para retardar o tempo de fechamento da válvula de admissão até o volume do curso do pistão real mudar 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 comum mostrado na Figura 8(A), como explicado acima, a taxa de compressão real é aproximadamente 11 e a taxa de expansão é 11. Comparado com este caso, no caso mostrado na Figura 8(B), se aprende que apenas a taxa de expansão é elevada para 26. Esta é a razão por que é chamado de "ciclo de taxa de expansão super alta".

[0047] Como explicado acima, geralmente falando, em um motor de combustão interna, quanto menor a carga no motor, pior a eficiência térmica, portanto para melhorar a eficiência térmica em tempo de operação do veículo, ou seja, para melhorar o consumo de combustível, se torna necessário melhorar a eficiência térmica no tempo de operação de baixa carga do motor. Por outro lado, no ciclo de taxa de expansão superalta mostrado na Figura 8(B), o volume real do curso do pistão no tempo do ciclo de compressão é feito menor, de modo que a quantidade de ar de admissão que pode ser sugado para dentro da câmara de combustão 5 se torna menor, portanto este ciclo de taxa de expansão superalta só pode ser empregado quando a carga do motor é relativamente baixa. Portanto na presente invenção, no tempo de operação de baixa carga do motor, o ciclo de taxa de expansão superalta mostrado na Figura 8(B) é estabelecido, enquanto no tempo de operação de alta carga do motor, o ciclo comum mostrado na Figura 8(A) é estabelecido.

[0048] A seguir, o controle operacional como um todo será explicado com referência à Figura 9.

[0049] A Figura 9 mostra as mudanças na taxa de compressão mecânica, taxa de expansão, tempo de fechamento da válvula de admissão 7, taxa de compressão real, a quantidade de ar de admissão, o grau de abertura da válvula borboleta 17, e perda de bombeamento juntamente com a carga do motor sob certa velocidade do motor. No-

ta-se que na modalidade de acordo com a presente invenção, normalmente a taxa ar-combustível média na câmara de combustão 5 é controlada em resposta a taxa ar-combustível estequiométrica baseada no sinal de saída do sensor de taxa ar-combustível 21 de modo que o catalisador de três vias no conversor catalítico 20 pode simultaneamente reduzir o HC, CO e NO_x não queimados no gás de descarga.

[0050] Agora, como explicado acima, no tempo de operação de alta carga do motor, o ciclo comum mostrado na Figura 8(A) é executado. Portanto, como mostrado na Figura 9, neste tempo, uma vez que a taxa de compressão mecânica é feita baixa, a taxa de expansão se torna baixa. Como mostrado pela linha sólida na parte inferior na Figura 9, o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 é avançado como mostrado pela linha sólida na Figura 5. Adicionalmente neste tempo, a quantidade de ar de admissão é grande. Neste tempo, o grau de abertura da válvula borboleta 17 é mantido completamente aberto ou substancialmente completamente aberto, de modo que a perda de bombeamento se torna zero.

[0051] Por outro lado, como mostrado pela linha sólida na Figura 9, quando a carga no motor se torna menor, o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 é retardado de modo a reduzir juntamente a quantidade de ar de admissão. Adicionalmente, naquele tempo, a taxa de compressão mecânica aumenta conforme a carga no motor se torna menor como mostrado na Figura 9, de modo que a taxa de compressão real é mantida substancialmente constante. Portanto, a taxa de expansão também aumenta conforme a carga no motor se torna menor. Nota-se que neste tempo também, a válvula borboleta 17 é mantida no estado completamente aberto ou substancialmente completamente aberto. Portanto, a quantidade de ar de admissão alimentada dentro da câmara de combustão 5 é controlada pela mudança no tempo de fechamento da válvula de admissão 7 sem depender da vál-

vula borboleta 17. Neste tempo também, a perda de bombeamento se torna zero.

[0052] Desta forma, quando a carga do motor se torna menor a partir do estado de operação de carga alta do motor, a taxa de compressão mecânica aumenta juntamente com a redução da quantidade de ar de admissão sob uma taxa de compressão real substancialmente constante. Ou seja, o volume da câmara de combustão 5 é reduzido proporcionalmente à redução na quantidade de ar de admissão quando o pistão 4 alcança o ponto morto superior de compressão. Portanto, o volume da câmara de combustão 5 muda na proporção da quantidade de ar de admissão quando o pistão 4 alcança o ponto morto superior de compressão. Nota-se que a taxa ar-combustível na câmara de combustão 5 neste tempo do exemplo se torna a taxa ar-combustível estequiométrica, de modo que o volume da câmara de combustão 5 muda na proporção da quantidade de combustível quando o pistão 4 alcança o ponto morto superior de compressão.

[0053] Se a carga do motor se torna adicionalmente menor, a taxa de compressão mecânica aumenta adicionalmente. Quando a carga do motor cai para a carga média L_1 próxima a carga baixa, a taxa de compressão mecânica alcança a taxa de compressão mecânica limite que constitui o limite estrutural da câmara de combustão 5. Na região de uma carga menor do que a carga do motor L_1 onde a taxa de compressão mecânica alcança a taxa de compressão mecânica limite, a taxa de compressão mecânica é mantida na taxa de compressão mecânica limite. Portanto, no tempo do lado de carga baixa da operação de carga média do motor, ou seja, no lado da operação de carga baixa do motor a taxa de compressão mecânica se torna máxima e a taxa de expansão também se torna máxima. Em outras palavras, no tempo do lado de carga baixa da operação de carga média do motor, e no tempo de operação de carga baixa do motor, a taxa de compressão mecânica

é feita máxima de modo que a taxa de expansão máxima é obtida.

[0054] Por outro lado, na modalidade mostrada na Figura 9, mesmo quando a carga do motor se torna menor do que L_1 , como mostrado pela linha sólida na Figura 9, o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 é retardado conforme a carga no motor se torna menor. Quando a carga do motor cai para L_2 , o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 se torna o limite de tempo de fechamento no qual a quantidade de ar de admissão alimentada dentro da câmara de combustão 5 pode ser controlada. Quando o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 alcança o tempo de fechamento limite, na região de uma carga menor do que a carga do motor L_2 quando o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 alcança o tempo de fechamento limite, o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 é mantido no tempo de fechamento limite.

[0055] Se o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 é mantido no tempo de fechamento limite, a quantidade de ar de admissão não pode mais ser controlada pelas mudanças no tempo de fechamento da válvula de admissão 7. Na modalidade mostrada na Figura 9, a quantidade de ar de admissão alimentada na câmara de combustão 5 é controlada pela válvula borboleta 17 nas regiões de carga menores do que a carga do motor L_2 deste tempo, ou seja, do tempo em que o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 alcança o limite de tempo de fechamento. Entretanto, quando a quantidade de ar de admissão é controlada pela válvula borboleta 17, a perda de bombeamento aumenta como mostrado na Figura 9.

[0056] Por outro lado, como mostrado na Figura 9, a taxa de compressão real é mantida quase na mesma taxa de compressão real com respeito à mesma velocidade do motor no lado da operação de carga alta do motor onde a carga do motor é maior do que L_1 . Ao contrário disto, quando a carga do motor é menor do que L_2 , ou seja, quando a

taxa de compressão mecânica é mantida na taxa de compressão mecânica limite, a taxa de compressão real é determinada pelo tempo de fechamento da válvula de entrada 7. Se o tempo de fechamento da válvula de entrada 7 é retardado como em um estado em que a carga do motor está entre L_1 e L_2 , a taxa de compressão real irá cair, enquanto se o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 foi mantido no tempo limite de fechamento como em uma região de operação com uma carga do motor menor do que L_2 , a taxa de compressão real será mantida constante.

[0057] Por outro lado, na figura 9, a taxa de compressão mecânica e semelhantes no tempo da operação de marcha lenta são mostrados com pontos negros. Como mostrado na Figura 9, a taxa de compressão mecânica no tempo da operação de marcha lenta é menor do que a taxa de compressão mecânica máxima. Se a taxa de compressão mecânica cai, a taxa de expansão cai, e a taxa de compressão real cai levemente. Nota-se que, a ação de redução da taxa de compressão mecânica no tempo do estado de operação de marcha lenta pode ser executada rapidamente e pode ser executada lentamente. Se a taxa de compressão mecânica cai no tempo da operação de marcha lenta, a pressão de combustão cai, o que causa a vibração e ruído provenientes do motor para a redução.

[0058] A Figura 10 mostra uma modalidade diferente. Nesta modalidade, quando a carga do motor diminui e a operação do motor é alterada para uma operação de marcha lenta, a taxa de compressão mecânica será reduzida gradualmente conforme a carga do motor diminui. Portanto, como fica claro da Figura 9 e da Figura 10, na presente invenção, a taxa de compressão mecânica é feita a taxa de compressão mecânica máxima na maior parte da região de operação de carga baixa excluída a operação de marcha lenta, enquanto durante a operação de marcha lenta, a taxa de compressão mecânica é feita menor

do que a taxa de compressão mecânica máxima.

[0059] Por outro lado, se a ação reguladora de pressão do ar de admissão através da válvula borboleta 17 é reforçada durante a operação de marcha lenta, a velocidade do motor durante a operação de marcha lenta se estabiliza. Ou seja, ao se reforçar a ação reguladora de pressão do ar de admissão através da válvula borboleta 17, quando a velocidade do motor diminui, a quantidade de ar de admissão por rotação aumenta. Se a quantidade de ar de admissão por rotação aumenta, o torque gerado pelo motor aumenta, e, como resultado, a queda na velocidade é interrompida ou a velocidade sobe. Devido a isto, a velocidade se estabiliza independentemente.

[0060] Portanto, a fim de estabilizar a velocidade do motor durante a operação de marcha lenta, na modalidade mostrada na Figura 11, quando a carga do motor diminui e a operação do motor é alterada para uma operação de marcha lenta, a taxa de compressão mecânica é feita menor gradualmente conforme a carga do motor diminui, o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 é alterado para uma direção que aumenta a quantidade de ar de admissão para a câmara de combustão 5, e o grau de abertura da válvula borboleta 17 é reduzido.

[0061] A este respeito, como mostrado pela linha tracejada na Figura 9, é possível controlar a quantidade de ar de admissão sem considerar a válvula borboleta 17 através do avanço do tempo de fechamento da válvula de admissão 7 conforme a carga do motor se torna menor. Portanto, expressando isto de modo que em ambos os casos, o mostrado pela linha sólida na Figura 9 e o mostrado pela linha tracejada são cobertos, na modalidade da presente invenção, o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 é alterado conforme a carga do motor se torna menor em direção contrária ao ponto morto inferior de admissão BDC até o tempo de fechamento limite L_2 onde a quantidade de ar de admissão alimentada para a câmara de combustão pode ser

controlada. Portanto, para colocar isto em outros termos para a modalidade mostrada na Figura 11, quando a carga do motor diminui e a operação do motor é alterada para a operação de marcha lenta, o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 é alterado do tempo de fechamento limite em direção ao ponto morto inferior de admissão.

[0062] A este respeito, como explicado acima, no ciclo de taxa de expansão superalta mostrado na Figura 8(B), a taxa de expansão é feita 26. Quanto mais alta esta taxa de expansão melhor, mas como será entendido a partir da Figura 7, é possível obter uma eficiência térmica teórica consideravelmente alta se 20 ou mais mesmo para a menor taxa de compressão real limite utilizável na prática $\epsilon=5$. Portanto, na presente invenção, o mecanismo de taxa de compressão variável A é formado de modo que a taxa de expansão se torne 20 ou mais.

[0063] A Figura 12 mostra a rotina de controle operacional. Com referência à Figura 12, primeiro, na etapa 100, o objetivo da taxa de compressão real é calculado. A seguir, na etapa 101, o tempo de fechamento IC da válvula de admissão 7 é calculado a partir do mapa mostrado na Figura 13(A). Ou seja, o tempo de fechamento IC da válvula de admissão 7 requerido para alimentar a quantidade de ar de admissão requerido dentro da câmara de combustão 5 é armazenado como uma função da carga do motor L e da velocidade do motor N na forma do mapa mostrado na Figura 13(A) antecipadamente na ROM 32. O tempo de fechamento IC da válvula de admissão 7 é calculado a partir deste mapa. Nota-se que, no tempo da operação de marcha lenta, um tempo de fechamento armazenado antecipadamente para o tempo de marcha lenta é usado.

[0064] A seguir, na etapa 102, a taxa de compressão mecânica CR de acordo com a carga do motor, ou no tempo da operação de marcha lenta, é calculado. A seguir, na etapa 103, o grau de abertura da válvula borboleta 17 é calculado. O grau de abertura θ desta válvu-

la borboleta 17 é armazenado como uma função da carga do motor L e velocidade do motor N na forma de um mapa como mostrado na Figura 13(B) antecipadamente na ROM 32. Nota-se que, um grau de abertura armazenado antecipadamente para o tempo de operação de marcha lenta é usado. A seguir, na etapa 104, o mecanismo de taxa de compressão variável A é controlado de modo que a taxa de compressão mecânica se torna a taxa de compressão mecânica CR, o mecanismo de temporização variável de válvula B é controlado de modo que o tempo de fechamento da válvula de admissão 7 se torna o tempo de fechamento IC, e a válvula borboleta 17 é controlada de modo que o grau de abertura da válvula borboleta 17 se torna o grau de abertura θ .

Listagem De Referência

- | | |
|----|--|
| 1 | Cárter |
| 2 | Bloco de Cilindros |
| 3 | Cabeça do Cilindro |
| 4 | Pistão |
| 5. | Câmara de Combustão |
| 7 | Válvula de Admissão |
| 70 | Eixo de Came de Acionamento da Válvula De Admissão |
| A | Mecanismo de Taxa De Compressão Variável |
| B | Mecanismo de Temporização Variável de Válvula |

REIVINDICAÇÕES

1. Motor de combustão interna do tipo de ignição por fagulha provido de um mecanismo de taxa de compressão variável (A) capaz de mudar uma taxa de compressão mecânica e de um mecanismo de temporização variável de válvula (B) capaz de controlar um tempo de fechamento de uma válvula de admissão (7), caracterizado pelo fato de que a taxa de compressão mecânica na maior parte da região de operação de carga baixa, excluindo a operação em marcha lenta, se torna uma taxa de compressão maior do que durante a operação em carga alta, e a taxa de compressão mecânica durante a operação em marcha lenta se torna menor do que a taxa de compressão mecânica para a maior parte da região de operação de carga baixa, excluindo as operações em marcha lenta.

2. Motor de combustão interna do tipo de ignição por fagulha, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que na maior parte da região de operação de carga baixa excluindo a operação de marcha lenta, a taxa de compressão mecânica torna-se a taxa de compressão mecânica máxima.

3. Motor de combustão interna do tipo de ignição por fagulha, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que a taxa de expansão na região de operação de carga baixa, excluindo a operação de marcha lenta é 20 ou mais.

4. Motor de combustão interna do tipo de ignição por fagulha, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que quando a carga do motor diminui, e a operação do motor é alterada para operação de marcha lenta, a taxa de compressão mecânica é diminuída gradualmente.

5. Motor de combustão interna do tipo de ignição por fagulha, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que a válvula borboleta (17) para controlar a quantidade de ar de admissão é

disposta em uma passagem de admissão do motor e, quando a carga do motor diminui, e a operação do motor é alterada para operação de marcha lenta, o tempo de fechamento da válvula de admissão (7) é alterado para uma direção que aumenta a quantidade de ar de admissão em uma câmara de combustão (5) e o grau de abertura da válvula borboleta (17) é diminuída.

6. Motor de combustão interna do tipo de ignição por fagulha, de acordo com a reivindicação 5, caracterizado pelo fato de que o tempo de fechamento da válvula de admissão (7) é alterado conforme a carga do motor se torna menor em direção contrária ao ponto morto inferior de admissão até um tempo de fechamento limite, onde a quantidade de ar de admissão alimentada à câmara de combustão (5) pode ser controlada, e quando a carga do motor diminui e a operação do motor é alterada para a operação de marcha lenta, o tempo de fechamento da válvula de admissão (7) é alterado em uma direção a partir do tempo de fechamento limite até o ponto morto inferior de admissão.

7. Motor de combustão interna do tipo de ignição por fagulha, de acordo com a reivindicação 5, caracterizado pelo fato de que o grau de abertura da válvula borboleta (17) é diminuído conforme a carga do motor se torna menor em uma região de carga menor do que uma carga do motor, onde tempo de fechamento da válvula de admissão (7) alcança o tempo de fechamento limite.

8. Motor de combustão interna do tipo de ignição por fagulha, de acordo com a reivindicação 5, em que a válvula borboleta (17) é mantida em um estado completamente aberto em uma região de carga maior do que uma carga do motor onde o tempo de fechamento da válvula de admissão (7) alcança o tempo limite de fechamento.

9. Motor de combustão interna do tipo de ignição por fagulha, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que a taxa de compressão mecânica é aumentada até uma taxa de com-

pressão mecânica máxima conforme a carga do motor se torna menor, a taxa de compressão mecânica é mantida na taxa de compressão mecânica máxima em um lado de operação de carga baixa do motor, excluindo o tempo de operação de marcha lenta, de uma carga menor do que uma carga do motor onde a taxa de compressão mecânica se torna a taxa de compressão mecânica máxima, e a taxa de compressão mecânica é diminuída gradualmente conforme a carga do motor se torna maior de um lado de operação de carga alta do motor de uma carga maior do que a carga do motor, onde a taxa de compressão mecânica se torna a taxa de compressão mecânica máxima.

Fig.1

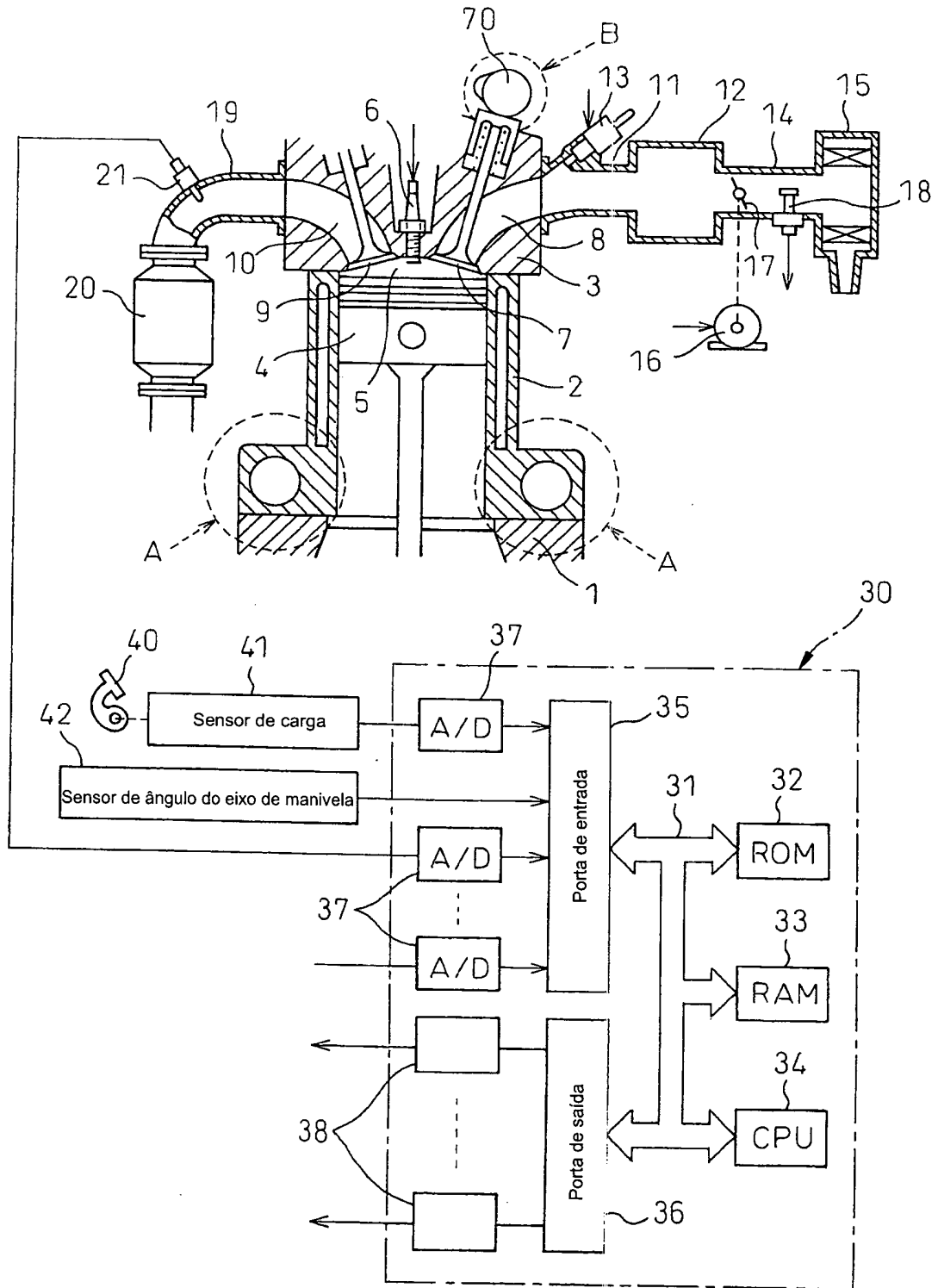


Fig.2

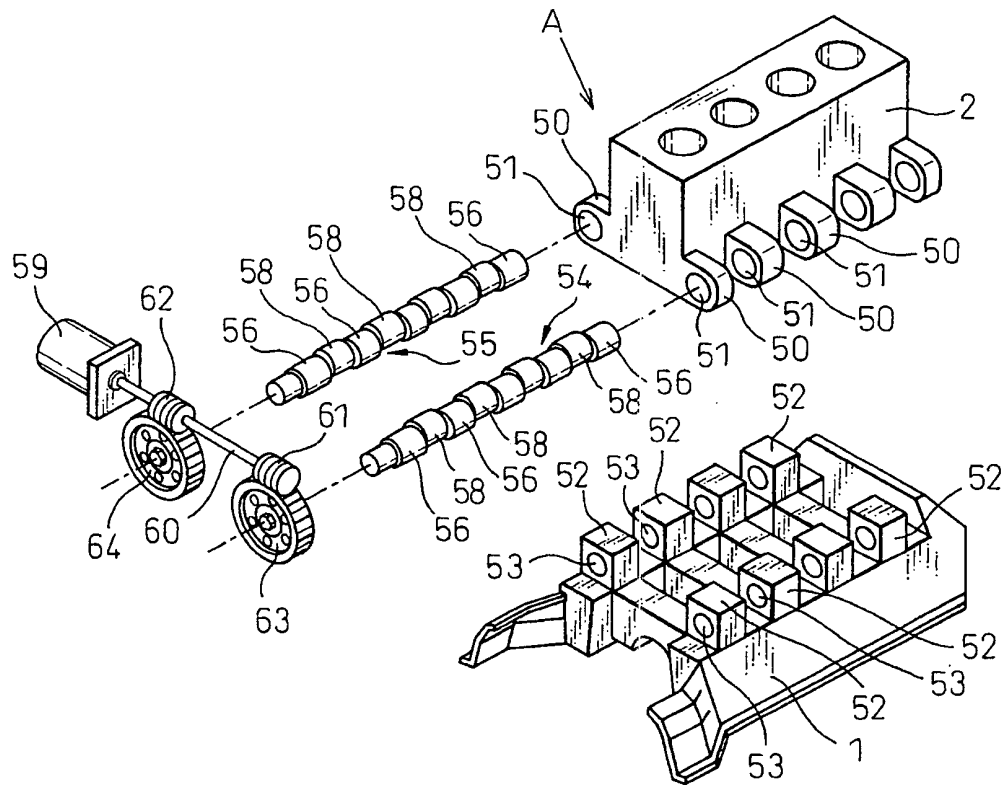


Fig.3

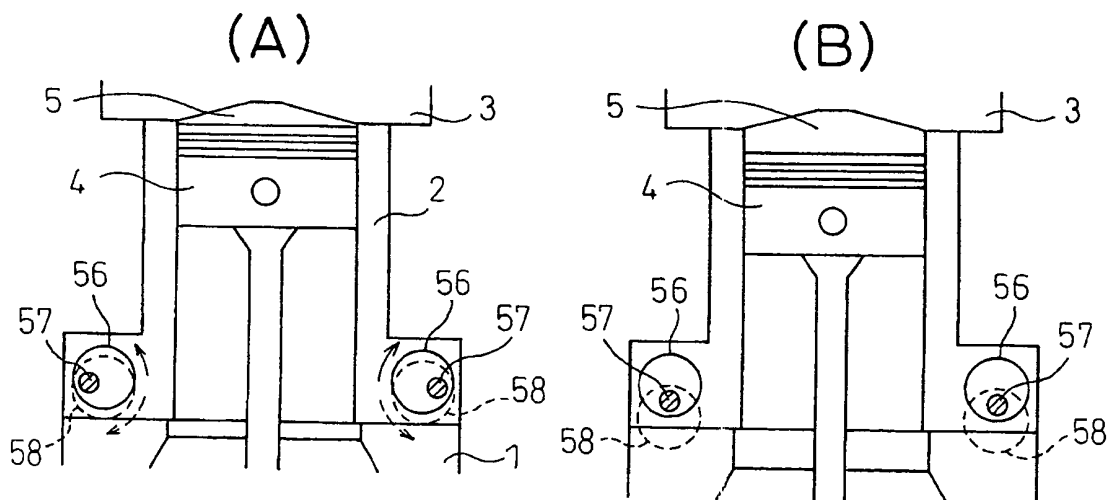


Fig.4

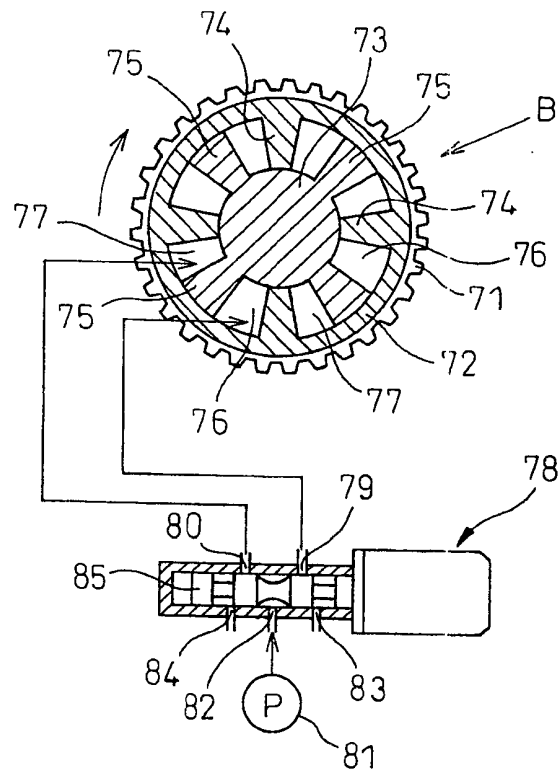


Fig.5

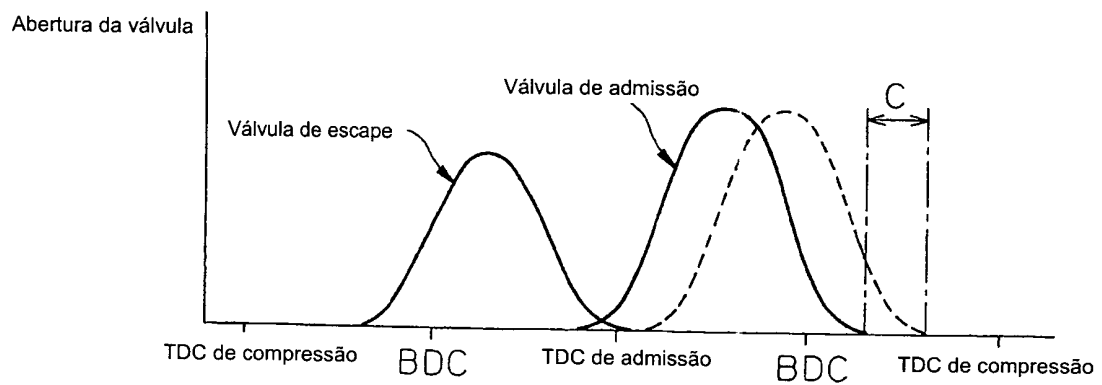
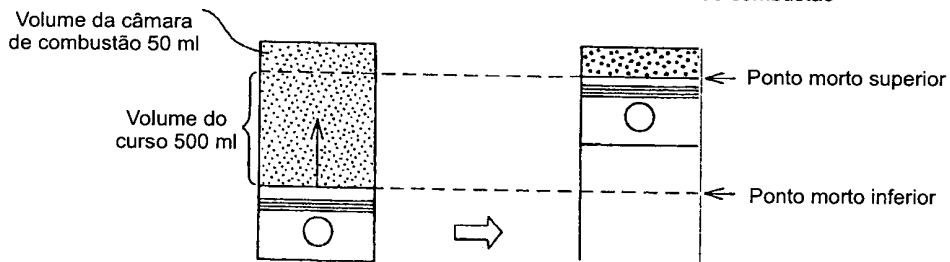


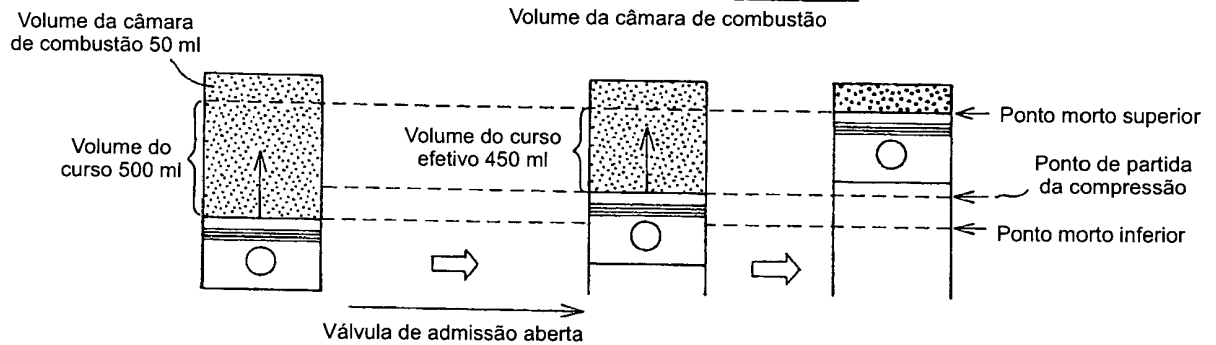
Fig.6
(A)

Relação de compressão mecânica = $\frac{\text{volume da câmara de combustão} + \text{volume do curso}}{\text{volume da câmara de combustão}}$



(B)

Relação de compressão efetiva = $\frac{\text{volume da câmara de combustão} + \text{volume do curso}}{\text{Volume da câmara de combustão}}$



(C)

Relação de expansão = $\frac{\text{volume da câmara de combustão} + \text{volume do curso}}{\text{Volume da câmara de combustão}}$

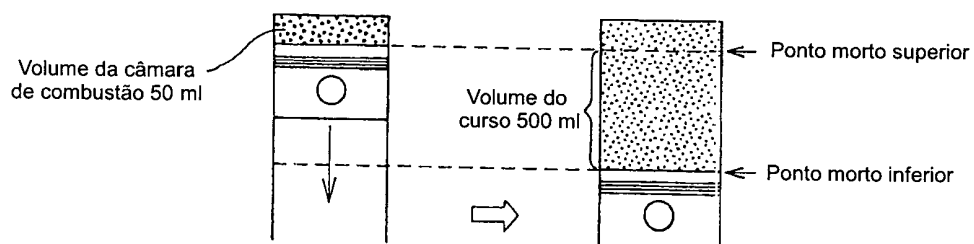


Fig.7

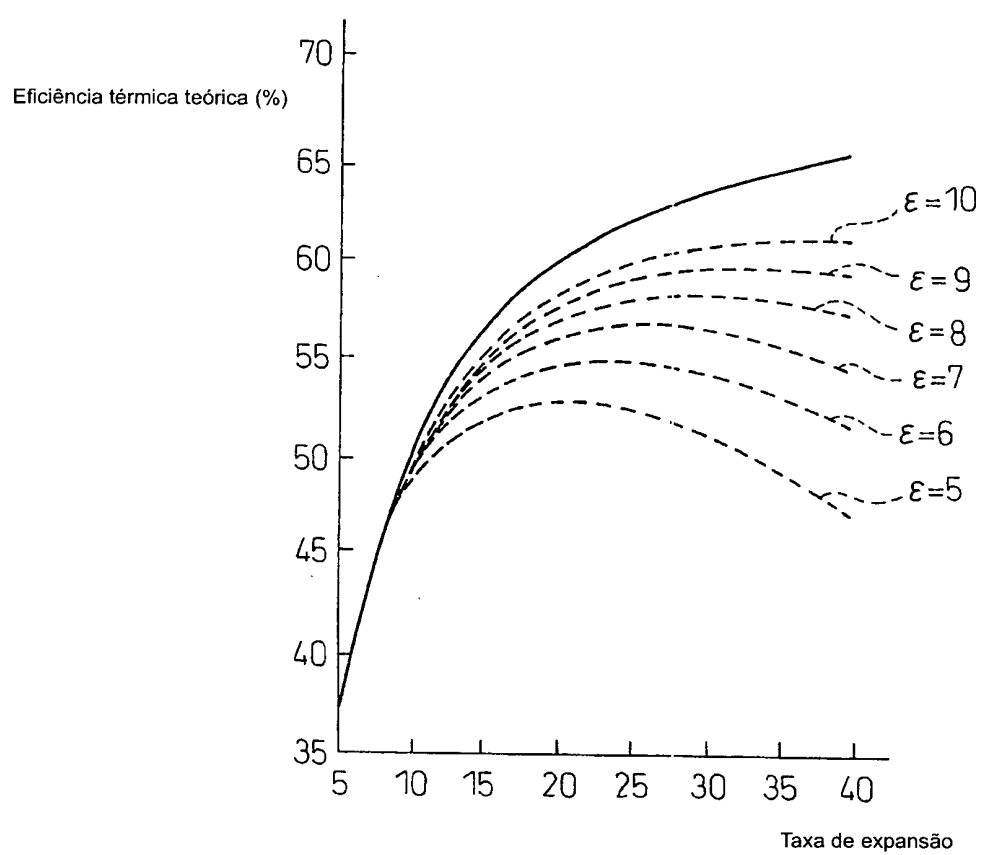


Fig.8

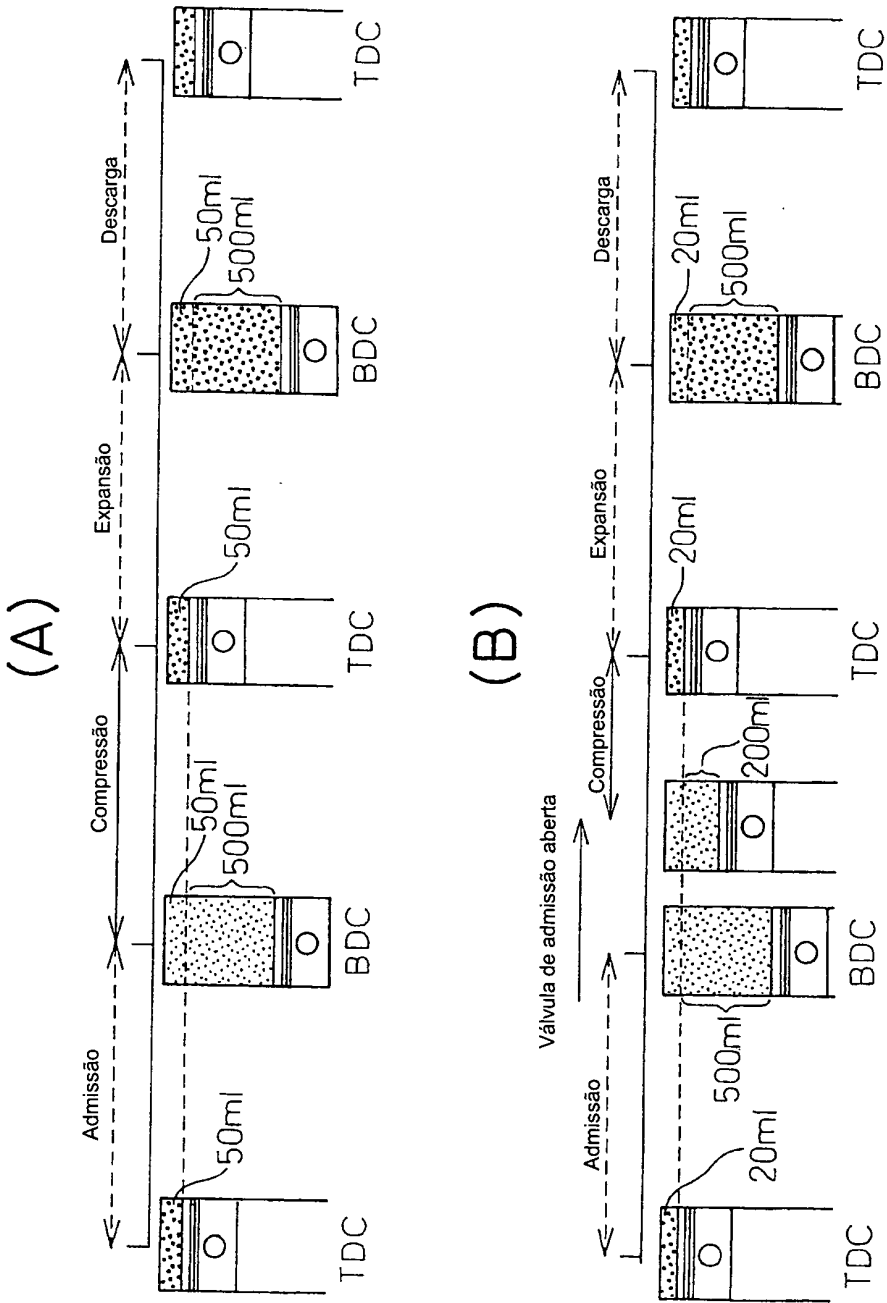


Fig.9

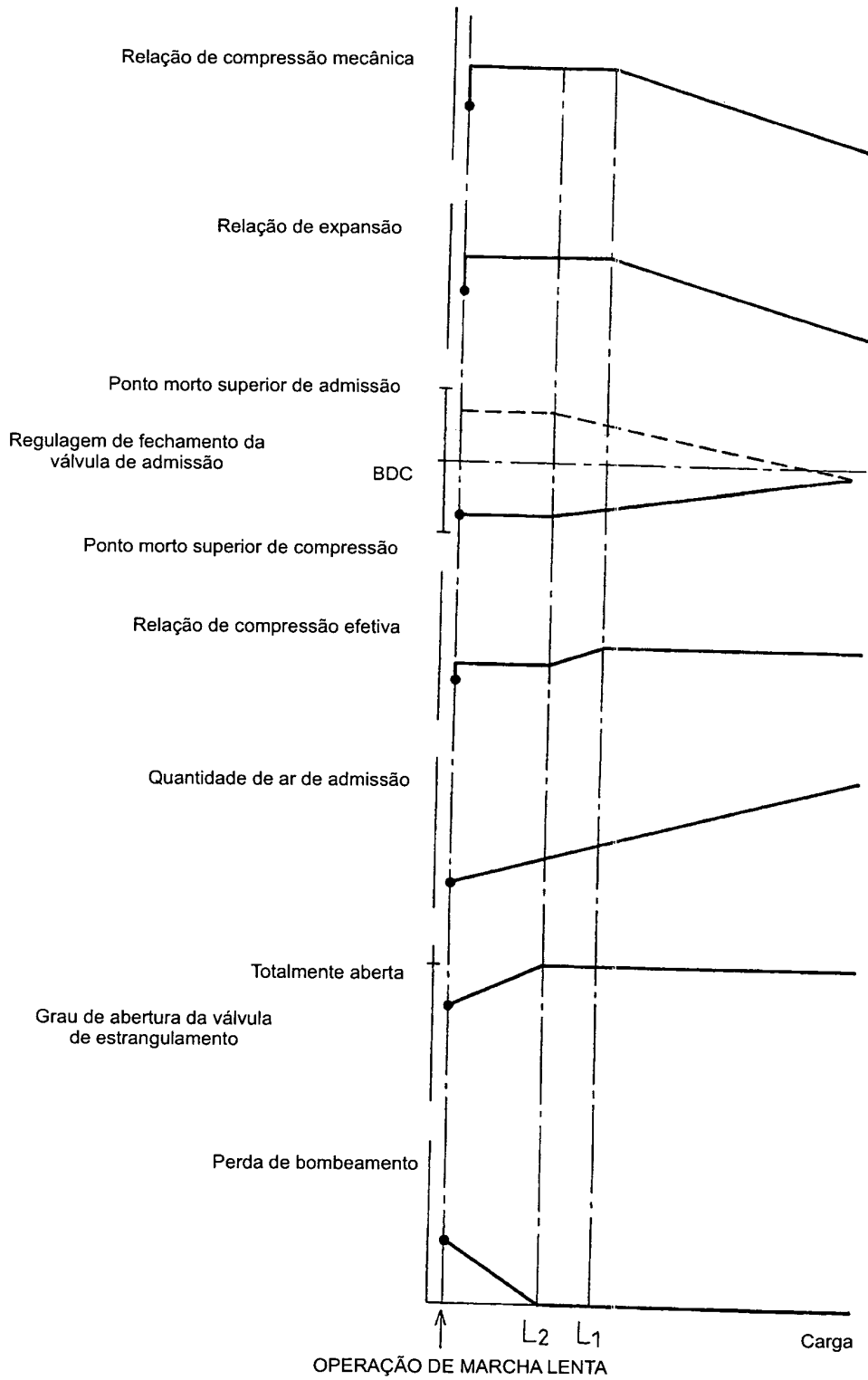
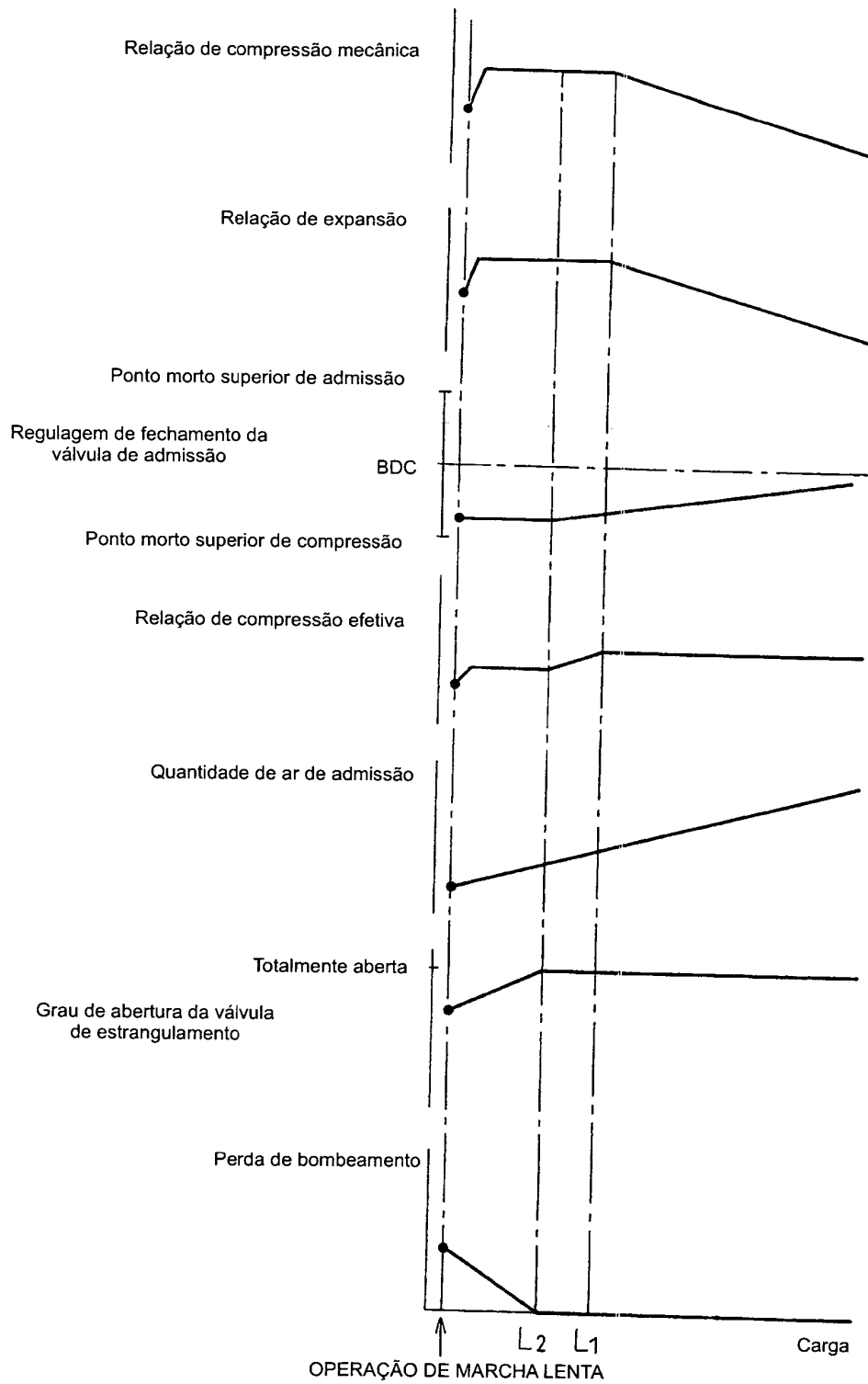


Fig.10



9/11

Fig.11

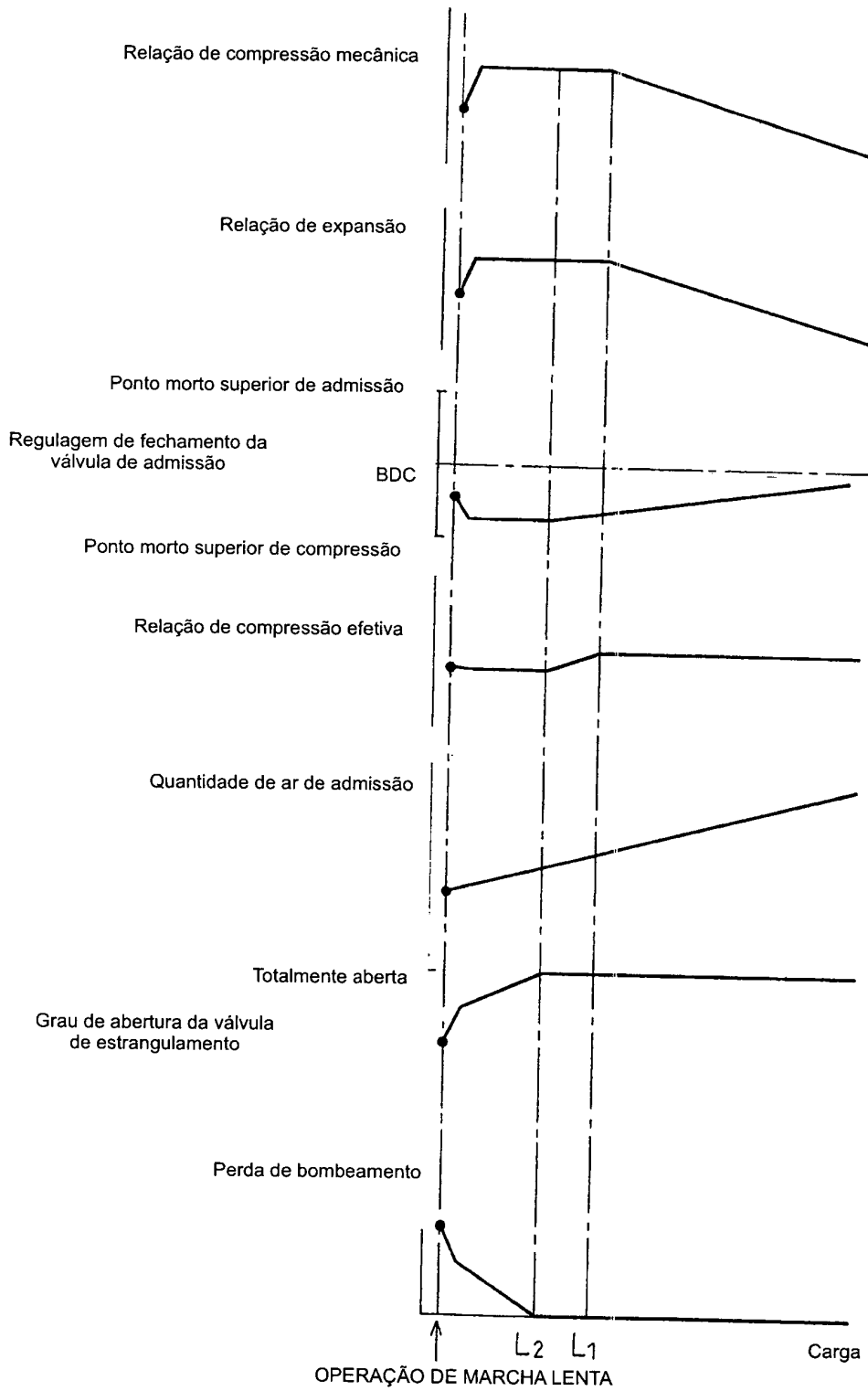


Fig.12

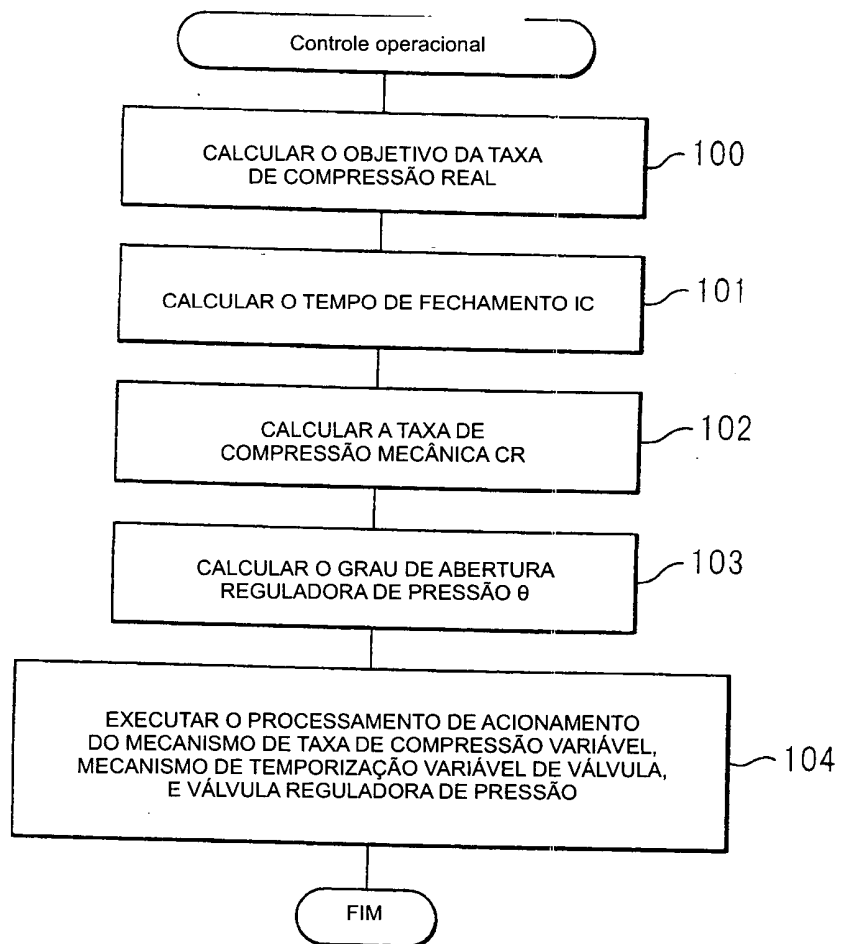
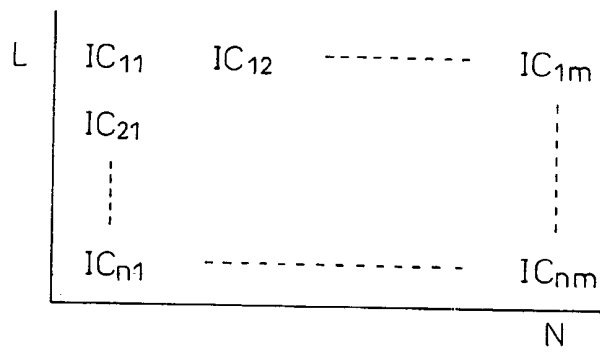


Fig.13

(A)



(B)

