



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

(21) **PI 1003889-2 A2**

(22) Data de Depósito: 15/09/2010
(43) Data da Publicação: 08/01/2013
(RPI 2192)



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

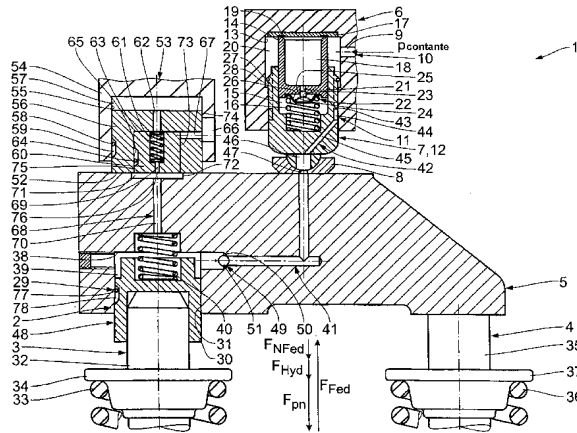
(54) **Título:** MOOR DE COMBUSTÃO INTERNA

(30) **Prioridade Unionista:** 02/10/2009 DE 1020090481044

(73) **Titular(es):** MAN NUTZFAHRZEUGE AG, MAN Truck & Bus AG

(72) **Inventor(es):** HANS- WERNER DILLY

(57) **Resumo:** MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA Um motor de combustão interna (1) compreende uma válvula de descarga (3, 4) para a descarga de gás de escape de dentro de um compartimento de combustão assim como um dispositivo de frenagem de motor (2) com uma unidade de comando de válvula hidráulica (29), por meio da qual a válvula de descarga (3) pode ser mantida em uma posição aberta intermediária no caso de dispositivo de frenagem de motor (2) acionado. Além disso, o motor de combustão interna (1) compreende um mecanismo de compensação de folga entre válvulas hidráulico (11) para a válvula de descarga (3,4) e um canal de comando (41) que é formado para a alimentação de óleo da unidade de comando de válvula hidráulica (29) entre este e um canal de alimentação de óleo (9) e que pode ser fechado para compensar uma folga entre válvulas (3, 4) por meio de um elemento de fechamento (48). Um contra-apoio (53) é formado como unidade de pistão-cilindro. O contra-apoio (53) forma para uma ponte de válvula (5) que interage com o mecanismo de compensação de folga entre válvulas (11) um esbarro variável (52).



"MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA"

A presente invenção refere-se a um motor de combustão interna de acordo com o conceito geral da reivindicação 1.

5 Um motor de combustão interna desse tipo é descrito por exemplo no documento de patente EP 1 526 257 15 A2. No caso do dispositivo de frenagem desse motor de combustão interna trata-se de uma forma mista de um freio de motor com travão de escape do motor e um freio de
10 descompressão, que também é chamado de EVB (= Exhaust-Valve-Brake). A unidade de comando de válvula hidráulica fica instaladas de um lado em uma ponte de válvula que aciona duas válvulas de descarga ao mesmo tempo. A alimentação da unidade de comando de válvula com óleo é
15 feita por meio do circuito de óleo presente do motor de combustão interna. Para compensar a folga entre as válvulas de descarga são previstos parafusos de ajuste separados, com auxílio dos quais é feito o ajuste da folga entre as valvulas durante a montagem do motor ou
20 em seguida em intervalos de assistência técnica regulares. Essa medida é dispendiosa. Caso a folga entre válvula seja acidentalmente estabelecida muito grande, ocorrerão ruídos de chocalho entre o balancim e a ponta das válvulas e existirá o risco de danificar o
25 acionamento de válvula. Além disso, as válvulas de descarga não abrem suficientemente de forma que não é assegurada uma troca completa de gás. Caso a folga entre as válvulas seja estabelecida muito pequena, existirá o risco de as válvulas não se fecharem totalmente no estado
30 quente e assim se romperem.

É tarefa da presente criar um motor de combustão interna do tipo inicialmente citado, que possibilite uma operação mais segura e confiável com pouco esforço de montagem e assistência técnica.

35 Essa tarefa é solucionada, de acordo com a invenção, através de um motor de combustão interna com as características da reivindicação 1. O motor de combustão

interna, de acordo com a invenção compreende um mecanismo de compensação da folga entre válvulas hidráulico para válvula de descarga, que fica alojado entre o balancim e a ponta de válvulas e conectado ao circuito de óleo ali
5 presente para alimentação de óleo. A unidade de comando de válvula hidráulica é alimentada com óleo através do mecanismo de compensação de folga entre válvulas e o canal de comando. Para compensar a folga entre válvulas da válvula de descarga, o canal de comando pode ser
10 fechado por meio do elemento de fecho de forma que no caso da compensação da folga entre válvulas, a unidade de comando de válvula hidráulica não seja alimentada com óleo e a ponte de válvulas assim como a válvula de descarga se encontrem em uma posição definida. A unidade
15 de comando de válvula hidráulica é, portanto, desacoplada do mecanismo de compensação de folga de válvulas hidráulico no caso da compensação da folga de válvulas. O fato de o contra-apoio ser projetado como unidade pistão-cilindro hidráulica, possibilita para a ponte de
20 válvulas um esbarro variável, que se ajusta automaticamente à posição do mecanismo de compensação de folga entre válvulas. Não é necessário um ajuste manual do esbarro ou da folga pelo contra-apoio em relação à ponte de válvulas durante a montagem ou em intervalos
25 regulares de assistência técnica.

O motor de combustão interna, de acordo com a invenção também apresenta tanto a unidade de comando de válvula necessária para a obtenção de uma ação de
potência de frenagem do motor como também um mecanismo
30 de compensação que realiza o ajuste da folga entre válvulas automaticamente. Torna-se assim desnecessário um ajuste manual regular, que demanda tempo e é dispendioso e passível de falhas. O motor de combustão interna, de acordo com a invenção, oferece portanto em
35 comparação com motores de combustão interna equipados com dispositivo de frenagem do motor, a funcionalidade adicional do ajuste de folga entre válvulas automático,

que permite a montagem e uma operação mais segura e mais eficiente. Através do ajuste de folga entre válvulas automático são minimizados os ruídos de chocalho da válvula de descarga e evita-se danificações ao comando de

5 válvula através de uma folga entre as válvulas estabelecido muito pequeno. Além disso, não é preciso pontear as folgas entre as válvulas através da compensação de folga entre válvulas automática na

10 ~~operação do motor de combustão interna~~, de forma que os tempos de controle da válvula de descarga possam ser mantidos com precisão, sendo que o comportamento do gás de escape do motor de combustão interna é otimizado.

Como a unidade de comando de válvula e o mecanismo de compensação de válvula estarem conectados ao circuito de

15 óleo existente, os motores de combustão interna podem ser adaptados com mínimo esforço sem o mecanismo hidráulico de compensação de folga entre válvulas.

Um mecanismo de compensação de folga entre válvulas de acordo com a reivindicação 2 foi bem sucedido na

20 prática.

Um aperfeiçoamento de acordo com a reivindicação 3 promove economia de espaço e possibilita uma adaptação de motores de combustão interna sem um mecanismo de compensação de folga entre válvulas hidráulico mediante

25 substituição simples do balancim, a ponte de válvula assim como do contra-apoio e mediante integração do mecanismos de compensação de folga entre válvulas no balancim. Através da integração do mecanismo de compensação de folga entre válvulas no balancim a

30 estabilidade da ponte de válvula não é prejudicada.

Uma formação do mecanismo de compensação de folga entre válvulas de acordo com a reivindicação 4, foi bem sucedida na prática. O pistão de compensação atua como pistão de contato com o balancim e a ponte de válvula

35 para o acionamento deste. Através do deslocamento do pistão de compensação em relação ao balancim é feita portanto um ajuste de comprimento do pistão de contato

de acordo com a folga entre válvulas a ser compensada.

Um aperfeiçoamento de acordo com a reivindicação 5 assegura um rápido provimento do mecanismo de compensação de folga entre válvulas e da unidade de comando de válvula com uma quantidade suficiente de óleo.

Um canal de união de acordo com a reivindicação 6 desacopla a linha de alimentação de óleo da unidade de comando de válvula do mecanismo de compensação de folga entre válvulas. Preferivelmente, o canal de união passa 10 entre o reservatório de óleo e o canal de comando.

Um aperfeiçoamento de acordo com a reivindicação 7 promove economia de espaço e possibilita uma adaptação de motores de combustão interna sem um mecanismo de compensação de folga entre válvulas hidráulico mediante substituição simples da ponte de válvula assim como do 15 contra-apoio e mediante integração do mecanismo de compensação de folga entre válvulas na ponte de válvula.

Um mecanismo de compensação de folga entre válvulas de acordo com a reivindicação 8 mostrou-se eficaz na prática.

20 Uma unidade de comando de válvula de acordo com a reivindicação 9 mostrou-se eficaz na prática.

Um aperfeiçoamento de acordo com a reivindicação 10 promove economia de espaço.

Um aperfeiçoamento de acordo com a reivindicação 11 25 assegura um fechamento seguro do canal de comando. Como o pistão de controle se encontra em sua posição inicial de recuo no caso do dispositivo de frenagem de motor não acionado, este pode fechar o canal de controle e portanto formar o elemento de fecho. Desse modo, obtém-se sem 30 esforço adicional de projeto um desengate da unidade de comando de válvula do circuito de óleo de forma que a ponte de válvula e a válvula de descarga se encontrem durante a compensação da folga entre válvulas em uma posição definida.

35 Uma válvula de retenção de acordo com a reivindicação 12 impede um recuo do pistão de controle estendido, quando a força gerada pela pressão do óleo não é neste caso

suficiente sobre o pistão de controle. A válvula de descarga é conseqüentemente bloqueada com segurança na posição aberta intermediária.

5 Um contra-apoio de acordo com a reivindicação 13 é eficaz na prática.

Um aperfeiçoamento de acordo com a reivindicação 14 assegura um provimento fácil do contra-apoio com óleo, de forma que o primeiro pistão de contra-apoio forma um esbarro absolutamente fixo para a ponte de válvula na
10 operação de frenagem do motor. Na posição aberta intermediária da válvula de descarga o óleo circula através do canal de alimentação para dentro dos compartimentos de contra-apoio, sendo que a posição do pistão de contra-apoio que fica em contato com a ponte de
15 válvula é fixada.

Uma ponte de válvula de acordo com a reivindicação 15 impede a formação de inclusões de ar para dentro dos compartimentos de contra-apoio, uma vez que o segundo pistão de contra-apoio submerge para dentro da cavidade
20 preenchida com óleo. Nos compartimentos de contra-apoio não pode se formar portanto bolsas de ar compressíveis, sendo que um esbarro fixo é assegurado para a ponte de válvula.

Outras características, vantagens e pormenores da
25 invenção constam na descrição a seguir de vários exemplos de concretização com base no desenho onde :

A figura 1 mostra uma ilustração de seção transversal de uma unidade de comando de válvula e de um mecanismo de compensação de folga entre válvulas de acordo com um
30 primeiro exemplo de concretização; e

A figura 2 mostra uma ilustração de seção transversal de uma unidade de comando de válvula e de um mecanismo de compensação de folga entre válvulas de acordo com um segundo exemplo de concretização.

35 A seguir, é descrito um primeiro exemplo de concretização da invenção, com base na figura 1. Um motor de combustão interna 1 com um dispositivo de frenagem de motor 2

apresenta vários cilindros não ilustrados na figura 1, que delimitam respectivamente um compartimento de combustão. Para cada um desses compartimentos de combustão é conduzido ar ou uma mistura de ar-combustível, por meio de pelo menos uma válvula de admissão. Além disso, são atribuídas a cada compartimento de combustão, duas válvulas de descarga 3 e 4, por meio das quais o gás de escape pode ser conduzido para dentro do canal de gás de escape. As válvulas de descarga 3 e 4 podem ser controladas e acionadas mecanicamente por meio de uma ponte de válvula conjunta. A ponte de válvula 5 é parte de um mecanismo de compensação de folga entre válvulas, que conecta as válvulas de descarga 3 e 4 com um motor de combustão interna 1 do eixo de cames não ilustrado na figura 1. O mecanismo de conexão compreende um balancim apoiado de modo articulável 6, que atua sobre a ponte de válvula 5 através de um pino de contato 7. Neste caso, o pino de contato 7 é provido em sua extremidade livre de uma calota de apoio articulada com uma junta esférica 8. No interior do balancim 6 passa um canal de alimentação de óleo 9 de um circuito de óleo previsto para lubrificar, mas também para o controle hidráulico de circuito de óleo 10 previsto do motor de combustão interna 1. O óleo conduzido para o canal de alimentação de óleo apresenta durante a operação aproximadamente a mesma pressão de óleo $P_{\text{constante}}$.

O pino de contato 7 é parte de um mecanismo de compensação de folga entre válvulas hidráulico 11, que é projetado como unidade cilindro-pistão e fica alojado entre o balancim 6 e a ponte de válvula 5. O mecanismo de compensação de folga entre válvulas 11 serve para compensar automaticamente a folga entre válvulas de descarga 3 e 4. O mecanismo de compensação de folga entre válvulas 11 é integrado no balancim 6, sendo que o pino de contato 7 forma um pistão de compensação 12 em formato de U na seção longitudinal, que é em movimento axial conduzido em um primeiro orifício de cilindro 13 formado

no balancim 6 e que atua como cilindro. O pistão de compensação 12 delimita juntamente com um pistão de apoio 14 um compartimento de compensação 15. Neste, fica alojado entre o pistão de compensação 12 e o pistão de apoio 14 uma mola de reset 16.

O pistão de apoio 14 é projetado na seção longitudinal em formato de U e fica em contato com uma placa de apoio 17, que fica apoiada no lado da extremidade dentro do orifício de cilindro 13 do balancim 6. O pistão de apoio 14 fica apoiado no pistão de compensação 12 projetado em formato de U e é conduzido em movimento axial. O pistão de apoio 14 delimita, devido ao seu formato em U, juntamente com a placa de apoio 17, um reservatório de óleo interno 18, que fica em contato com um reservatório de óleo externo, de formato anular 20 através de canais 19 projetados na placa de apoio. O reservatório de óleo externo 20 é delimitado basicamente através do balancim 6, do pistão de compensação 12, do pistão de apoio 14 e da placa de apoio 17. O canal de alimentação de óleo 9 desemboca no reservatório de óleo externo 20.

O mecanismo de compensação 11 fica conectado ao circuito de óleo 10. Neste caso, o pistão de apoio 14 apresenta um canal condutor de óleo central 21, que conecta o reservatório de óleo interno 18 com o compartimento de compensação 15. Em uma extremidade do canal de condução de óleo 21, voltada para o compartimento de compensação 15 está prevista uma primeira válvula de retenção 22 (= válvula de bloqueio), cuja esfera 23 é empurrada para dentro de um assento de esfera 25 do canal condutor de óleo 21 por meio de uma mola de válvula de retenção 24. A mola da válvula de retenção 24 fica apoiada neste caso contra uma chapa de apoio 26, que é mantida presa entre o pistão de apoio 14 e a mola de reset 16. O movimento do pistão de compensação 12 é delimitado pelo primeiro pino de delimitação 27, que bate em uma posição máxima estendida do pistão de compensação 12 contra uma união em formato anular 28.

O dispositivo de frenagem 2 do motor de combustão interna 1 é do tipo EVB e além de um elemento de estrangulamento não ilustrado na figura 1, compreende também no canal de gás de escape assim como em uma unidade de comando central também não ilustrada para cada cilindro, uma unidade de comando de válvula hidráulica 29, que é projetada como unidade pistão-cilindro. A unidade de comando de válvula 29 apresenta um pistão de controle 30, que é conduzido em movimento axial em um segundo orifício de cilindro 31 formado na ponte de válvula 5 e que atua como cilindro. O pistão de controle 30 é projetado na seção longitudinal basicamente em formato de H e se apoia na extremidade superior de uma haste 32 da válvula de descarga 3. A válvula de descarga 3 fica apoiada por sua haste 32 em um cabeçote de cilindro em movimento axial e é impulsionada através de uma mola recuperadora 33 com uma determinada força pré-tensional no sentido de fechamento. A mola recuperadora 33 é tensionada entre o cabeçote de cilindro e um prato de mola 34. A força de recuperação da mola recuperadora 33 é chamada de F_{Fed} .

A unidade de comando de válvula 29 fica alojada entre a válvula de descarga 3 e a ponte de válvula 5 e interage com a válvula de descarga 3 correspondentemente na operação de frenagem de motor, porém não com a válvula de descarga 4. A válvula de descarga 4 fica apoiada por sua haste 35 de acordo com a válvula de descarga 3 no cabeçote de cilindro em movimento axial e impulsionada por uma mola recuperadora 36 com uma força pré-tensional correspondente no sentido de fechamento. A mola recuperadora 36 é tensionada entre o cabeçote de cilindro e um prato de mola 37.

Na posição mostrada na figura 1 do pistão de controle 30 é formado um compartimento de controle 39 entre uma superfície de delimitação 38 e o pistão de controle 30. No compartimento de controle 39 fica alojada uma segunda mola de reset 40, que fica em contato com a superfície de

delimitação 38 e o pistão de controle 30 e empurra este contra a haste 32. A força da mola recuperadora 40 atua portanto contra a força de fechamento F_{Fed} da mola recuperadora 33 e é chamada a seguir de F_{Fed} .

5 Para a alimentação de óleo da unidade de comando de válvula 29 é previsto um canal de controle 41 projetado dentro da ponte de válvula 5 e um canal de união 42 projetado no pistão de compensação 12, que conectam o compartimento de controle 39 com o canal- de alimentação
10 de óleo e conecta o mecanismo de compensação de folga entre válvulas 11 portanto com o circuito de óleo 10. O canal de união 42 é projetado de tal forma no pistão de compensação 12, que o canal de alimentação de óleo 9 fica conectado com o canal de controle 41, evintando-se o
15 compartimento de compensação 15. Neste caso, o canal de união 42 apresenta a partir do reservatório de óleo 20 pelo menos um primeiro segmento de canal 43, que passa na circunferência em sentido axial e conecta o reservatório de óleo 20 com um segundo segmento de canal
20 44 disposto na circunferência e projetado em formato anular. A partir do segundo segmento de canal 44 passa um terceiro segmento de canal 45 no sentido do eixo longitudinal mediano do pistão de compensação 12, que estabelece a união com um quarto segmento dse canal 46
25 central e que passa em sentido axial. Um quinto segmento de canal 47 disposto concentricamente em relação ao quarto segmento de canal 46 é projetado na calota de apoio 8.

O canal de controle 41 desemboca no compartimento de
30 controle 39, de tal maneira que o pistão de controle 30 forma em seu ponto morto superior forma para o canal de controle 41 um elemento de fecho 48. No canal de controle 41 fica alojada uma segunda válvula de retenção 49 com uma esfera 51 alojável em um assento de esfera 50. A
35 válvula de retenção 49 é alinhada de tal forma que esta fecha o canal de controle 41 no caso do fluxo de óleo em direção do canal de alimentação de óleo 9. Para delimitar

o movimento do pistão de controle 30 o pino de delimitação 77 se estende para uma cavidade lateral 78 do pistão de controle 30.

Para preparar um esbarro 52 para a ponte de válvula 5
5 está previsto um contra-apoio 53. O contra-apoio 53 é projetado como unidade hidráulica pistão-cilindro e apresenta um corpo básico de contra-apoio 54 com um terceiro orifício de cilindro 55, no qual é axialmente conduzido um primeiro pistão de contra-apoio 56. Na
10 posição mostrada na figura 1 do primeiro pistão de contra-apoio 56 é projetado entre este e o corpo básico de contra-apoio 54 um primeiro compartimento de contra-apoio 57. O movimento do primeiro pistão de contra-apoio 56 é delimitado por um pino de delimitação 58, que fica
15 alojado em uma cavidade 59 do pistão de contra-apoio 56. O primeiro pistão de contra-apoio 56 é projetado na seção longitudinal em formato de U e serve como cilindro para um segundo pistão de contra-apoio 60, que é conduzido para o primeiro pistão de contra-apoio 56, como movimento
20 axial. O segundo pistão de contra-apoio 60 projetado na seção longitudinal em formato de U delimita juntamente com o primeiro pistão de contra-apoio 56, um segundo compartimento de contra-apoio 61, que é conectado com o primeiro compartimento de contra-apoio 57 através de um
25 primeiro orifício de passagem axial projetado no primeiro pistão de contra-apoio 56. No segundo compartimento de contra-apoio 61, fic alojada uma terceira mola de reset 63 que encosta nos pistões de contra-apoio 56 e 60. O movimento do segundo pistão de contra-apoio 60 é
30 delimitado por um pino de delimitação 64 que fica alojado em uma cavidade 65 do primeiro pistão de contra-apoio 56.

O corpo básico de contra-apoio 54 apresenta um primeiro orifício de passagem radial 66, que apresenta um tamanho
35 de tal forma que um segundo orifício de passagem radial 67 projetado no primeiro pistão de contra-apoio 56 fica em contato com o primeiro orifício de passagem radial 66

através de todo o curso do primeiro pistão de contra-
apoio 56. O segundo orifício de passagem radial 67 fica
alojado de tal maneira no primeiro pistão de contra-apoio
56 que o segundo pistão de contra-apoio 60 fecha este em
5 uma posição totalmente recuada e o libera em uma posição
extendida.

O primeiro compartimento de contra-apoio 57 é conectado
com o compartimento de controle 39 através de um canal de
alimentação 68 e portanto conectado ao circuito de óleo
10 10. Para a formação do canal de alimentação 68, o segundo
pistão de contra-apoio 68 apresenta um segundo orifício
de passagem axial 69, que fica alinhado com um orifício
correspondentes 70 na ponte de válvula 5. O orifício 70
desemboca em uma cavidade 71, projetada para a imersão do
15 segundo pistão de contra-apoio 60 para dentro da ponte de
válvula 5. A cavidade 71 é parte do canal de alimentação
68. O contorno externo 72 da cavidade 71 é de tal forma
que este circunda o contorno externo 73 do segundo pistão
de contra-apoio 60, este também pode imergir para dentro
20 da cavidade 71, e ser circundado pelo contorno externo 74
do primeiro pistão de contra-apoio 56, o primeiro pistão
de contra-apoio 56 não pode portanto imergir para dentro
da cavidade 71. Se o primeiro pistão de contra-apoio 56
for levantado da ponte de válvula 5, o canal de
25 alimentação 68 será interrompido. Neste estado, a
cavidade 71 forma um primeiro orifício de controle 75 e o
segundo orifício de passagem axial 69 forma um orifício
de controle 76.

A seguir o modo de funcionamento do dispositivo de
30 frenagem do motor 2 assim como do mecanismo de
compensação de folga entre válvulas 11 é mais
detalhadamente descrito.

Primeiramente a operação de frenagem do motor será
esclarecida. No caso do acionamento do dispositivo de
35 frenagem do motor o elemento de estrangulamento é
colocado no canal de gás de escape, sendo que o gás de
escape se acumula no canal de gás de escape entre o

orifício de válvula de descarga do cilindro e o elemento de estrangulamento. Essa pressão do ponto de estagnação no canal de gás de escape com a onda de compressão das válvulas de descarga que se abrem do cilindro adjacente, produz um orifício intermediário da válvula de descarga 3, que é formado durante a fase de compressão e a fase de expansão de cada ciclo de 4 fases do motor de combustão interna. A válvula de descarga 3 salta somente quando a ponte de válvula 5 se encontra em seu ponto morot superior. Devido às condições de pressão dominantes no compartimento de combustão do cilindro e no canal de gás de escape resulta uma força pneumática F_{pn} , que se opõe à força de fechamento F_{Fed} da mola recuperadora 33 e provoca a abertura intermediária em questão da válvula de descarga 3. A força de mola F_{NFed} da mola de reset 40 retorna o pistão de controle 30 para a válvula de descarga 3 e apoia o orifício intermediário da válvula de descarga 3. Através do retorno do pistão de controle 30 aumenta o volume do compartimento de controle 39. Ao mesmo tempo, o pistão de controle 30 que atua como elemento de fecho 48 libera o canal de controle 41, de forma que o pistão de controle disponibiliza o óleo necessário para o movimento através do canal de controle 41. Devido à queda de pressão que ocorre no compartimento de controle 39 o óleo flui através do canal de alimentação de óleo 9, os reservatórios de óleo 18 e 20, o canal de união 42 e o canal de controle 41 para dentro do compartimento de controle 39, sendo que uma força hidráulica F_{Hid} atua sobre o pistão de controle 30 e apoia a mola de reset 40.

Além disso, o óleo sai do compartimento de controle 39, passa pelo canal de alimentação 68 e alcança os compartimentos de contra-apoio 57 e 61. Como o segundo pistão de contra-apoio 60 se estende completamente devido à mola de reset 63, este libera o segundo orifício de passagem radial 67, de forma que o ar presente nos compartimentos de contra-apoio 57 e 61 assim como o óleo

em excesso possam sair pelos orifícios de passagem radiais 66 e 67. Se o pistão de controle 30 for empurrado novamente na direção de seu ponto morto superior devido à força de fechamento F_{Fed} da mola recuperadora 33, o
5 segundo pistão de contra-apoio 60 se deslocará na direção de seu ponto morto superior e baterá contra o primeiro pistão de contra-apoio 56, sendo que o segundo orifício de passagem radial 67 é fechado. O óleo portanto, devido à válvula de retenção 49 e do segundo pistão de contra-
10 apoio 60, não pode escapar do compartimento de controle 39 e dos compartimentos de contra-apoio 57 e 61, de forma que o pistão de controle 30 fica preso na posição contra a força de fechamento F_{Fed} da mola recuperadora 33. O primeiro pistão de contra-apoio 56 atua como esbarro fixo
15 52 para a ponte de válvula 5 devido ao primeiro compartimento de contra-apoio 57 preenchido com óleo comprimido. O pistão de controle 30 é assim bloqueado na ponte de válvula hidraulicamente de forma que a válvula de descarga 3 acoplada mecanicamente com o pistão de
20 controle 30 é mantida na posição aberta intermediária. A válvula de descarga 3 permanece portanto na posição aberta intermediária durante a segunda fase (= fase de compressão) e da terceira fase seguinte (= fase de expansão) sendo estabelecida a ação de frenagem de motor
25 desejada.

No final da terceira fase o balancim 6 sobrecarrega novamente a ponte de válvula 5 devido ao controle de eixo de came, a fim de colocar as válvulas de descarga 3 e 4 na posição aberta totalmente prevista durante a
30 quarta fase. A ponte de válvula 5 se afasta do primeiro pistão de contra-apoio 56 devido à carga através do balancim 6, de forma que o contato entre este e a ponte de válvula 5 é rompido e os orifícios de controle 75, 76 se abrem. Antes do contato ser rompido o óleo é empurrado
35 para dentro do terceiro orifício de cilindro 55, de forma que o pistão 58 caminha para baixo, por isso não é necessária mola no terceiro orifício de cilindro 55, para

a realização desse procedimento. Após o rompimento do contato o óleo presente no compartimento de controle 39 pode sair através do orifício de controle 75 indo para dentro da área da tampa do cilindro. Com isso, o bloqueio

5 hidráulico do pistão de controle 30 é suspenso. O fluxo de saída de óleo para do compartimento de controle 39 é sustentado também pelo fato de o pistão de controle ser novamente empurrado para o seu ponto morto superior através da força de fechamento F_{Fed} da mola recuperadora

10 33. Além disso, a válvula de retenção 49 durante o movimento de retorno do pistão de controle 30 fecha o canal de controle 41. O óleo presente nos compartimento de contra-apoio 57 e 61 pode circular para dentro da área da tampa de cilindro através do orifício de controle 76.

15 O segundo pistão de contra-apoio 60 é colocado novamente em sua posição estendida completamente através da mola de reset 63. Na medida em o pistão de controle 30 não tiver fechado totalmente o canal de controle 41, o óleo sai dos compartimentos de alimentação de óleo 18 e 20

20 através do compartimento de controle 39 e do orifício de controle 75, indo para dentro da área da tampa de cilindro. Como a condução de óleo para o compartimento de controle 39 é desacoplada do compartimento de compensação 15, o fluxo de saída de óleo não tem impacto sobre a

25 posição do pistão de compensação 12.

No curso de volta do balancim 6 o segundo pistão de contra-apoio 60 imerge para dentro da cavidade preenchida com óleo 71 até que o primeiro pistão de contra-apoio 56 bata contra a ponte de válvula 5. Através da imersão

30 sucessiva em óleo, pode-se evitar inclusões de ar para dentro dos compartimentos de contra-apoio 57 e 61. O primeiro pistão de contra-apoio 56 se adapta à posição da ponte de válvula 5, sendo que o óleo em excesso pode sair do primeiro compartimento de contra-apoio 57 através do

35 primeiro orifício de passagem axial 62 e dos orifícios de passagem radial 66 e 67. Durante o curso de retorno o pistão de controle 30 permanece em seu ponto morto

superior e fecha portanto além disso o canal de controle 41. A ponte de válvula 5 e as válvulas de descarga 3 e 4 se encontram desse modo em uma posição definida, de tal forma que o mecanismo de compensação de folga entre válvulas 11 pode compensar a folga entre válvulas. A força da mola de reset 16 posiciona o pistão de compensação 12 de tal forma que a folga entre válvulas seja posicionada no zero. Devido à queda de pressão que ocorre no compartimento de compensação 15 o óleo sai do reservatório de óleo 15, passa pela válvula de retenção 22, voltando para o compartimento de compensação 15.

A seguir a operação de motor normalmente provida é esclarecida. Na operação de motor normalmente provida o elemento de estrangulamento permanece no canal de gás de escape na posição aberta. Como a válvula de descarga 3, devido à força de fechamento F_{Fec} da mola recuperadora 33 na operação do motor normalmente suprida não salta para uma posição aberta intermediária, o pistão de controle 30 permanece durante a primeira a quarta fase em seu ponto morto superior. Desse modo, o canal de controle 41 é fechado constantemente. Através da condição, conforme acima descrito, de não ser necessária mola no terceiro orifício de cilindro 55, pode-se evitar um disparo do primeiro contra-pistão 56 contra o esbarro 52.

No final da terceira fase o balancim 6 sobrecarrega a ponte de válvula 5 devido ao controle de eixo de came a fim de colocar as válvulas de descarga 3 e 4 na posição totalmente aberta prevista durante a quarta fase. O pistão de compensação 12 comprime o óleo presente no compartimento de compensação 15, sendo que o compartimento de compensação 15 é vedado através da válvula de retenção na direção do canal condutor de óleo 21. Devido à superfície de ajuste exata do pistão de compensação 12 e do pistão de apoio 14 não pode escapar óleo de dentro do compartimento de compensação 15 e dos reservatórios de óleo 18 e 20, de modo que a força exercida pelo balancim 6 sobre o pistão de compensação 12

é transferida para a ponte de válvula 5 através da bolsa de óleo.

A ponte de válvula 5 se afasta devido à carga através do balancim 6, do contra-apoio 53, sendo que as válvulas de
5 descarga 3 e 4 são abertas.

Durante o curso de retorno do balancim 6, o segundo pistão de contra-apoio imerge novamente para dentro da cavidade preenchida com óleo 71 até que o primeiro pistão de contra-apoio 56 bata contra a ponte de válvula 5. O
10 primeiro pistão de contra-apoio 56 se ajusta de acordo com a operação do motor, à posição da ponte de válvula 5. Como o pistão de controle 30 se encontra em seu ponto morto superior e fecha o canal de controle 41, a ponte de válvula 5 se encontra em sua posição definida, de
15 forma que o mecanismo de compensação de folga entre válvulas 11 possa compensar a folga entre válvulas. A mola de reset 16 posiciona o pistão de compensação 12 de tal forma que a folga entre válvulas seja posicionado no zero. Através da queda de pressão que ocorre no
20 compartimento de compensação 15 o óleo retorna através da válvula de retenção 22, saindo do reservatório de óleo 18.

No caso do motor de combustão interna 1, durante a montagem do motor e também durante a operação, pode-se
25 dispensar qualquer ajuste da folga entre válvulas. A compensação da folga entre válvulas é feita através do mecanismo de compensação de folga entre válvulas automaticamente 11. Como o canal de controle 41 pode ser fechado através do pistão de controle 30, a unidade de
30 comando de válvula 29 pode ser desacoplada do circuito de óleo 10, sendo que a válvula de descarga 3 e a ponte de válvula 5 apresentam uma posição definida para a compensação da folga entre válvulas. Especialmente é feita também uma compensação automática da dilatação
35 térmica das válvulas de descarga 3 e 4. Como não é preciso fazer ligação em ponte de folgas, os tempos de controle teoricamente previstos podem ser cumpridos com

maior exatidão. Isso exerce um impacto favorável sobre os valores de gás de escape. Além disso, a compensação da folga entre válvulas reduz a formação de ruídos do motor de combustão interna 1.

5 A seguir, sob referência à figura 2, é descrito um segundo exemplo de concretização da invenção. Peças de construção idêntica recebem o mesmo sinal de referência conforme no caso do primeiro exemplo de concretização, à cuja descrição é aqui feita referência. Peças de
10 construção diferente recebem o mesmo sinal de referência com um „a” colocado em seguida a. O mecanismo de compensação de folga entre válvulas 11a fica alojado entre o balancim 6a e a ponte de válvula 5 a e é integrado na ponte de válvula 5 a. Para tanto, o
15 primeiro orifício de cilindro 13a é formado na ponte de válvula 5a. O pistão de compensação em formato de U na seção longitudinal 12a é conduzido nesta em movimento axial. A ponte de válvula 5a e o pistão de compensação 12a delimitam o compartimento de compensação. O canal
20 condutor de óleo 21a é formado no pistão de compensação 12a e conectado com o canal de armazenamento de óleo 9 através do canal de conexão 42a. O canal de controle 41 chega até o compartimento de controle 39, saindo do compartimento de compensação 15a.

25 Devido à queda de pressão que ocorre no compartimento de controle 39 durante a abertura intermediária da válvula de descarga 3 o óleo circula para dentro do compartimento de controle 39 através do canal condutor de óleo 21a, do comaprtimento de compensação 15a e do canal de controle
30 41. O pistão de controle 30 é bloqueado hidraulicamente de modo já descrito anteriormente na ponte de válvula 5a, de forma que a válvula de descarga 3 acoplada mecanicamente ao pistão de controle 30 é mantida na posição aberta intermediária. Se o primeiro pistão de
35 contra-apoio 56 for levantado da ponte de válvula 5a, - na medida em que o pistão de controle 30 não tiver fechado totalmente o canal de controle 41 - o óleo vindo

do compartimento de compensação 15a poderá circular para dentro da área da tampa de cilindro através do compartimento de controle 39 e do orifício de controle 75, sendo que o pistão de compensação 12a será empurrado

5 na direção de seu ponto morto superior. Durante o curso de retorno o pistão de controle 30 permanece em seu ponto morto superior e fecha além disso o canal de controle 41. A ponte de válvula 5 a e as válvulas de descarga 3 e 4 se encontram portanto em sua posição

10 definida de forma que o mecanismo de compensação de folga entre válvulas I Ia possa compensar a folga entre válvulas. A força de mola de reset 16 a posiciona o pistão de compensação 12a de tal forma que a folga entre válvulas é ajustada em zero. Devido à queda de pressão

15 que ocorre neste caso no compartimento de compensação 15a o óleo retorna para o compartimento de compensação 15 a através da válvula de retenção 22. Com relação a outro modo de funcionamento, é feita referência ao exemplo de concretização antecedente.

20 Conclusivamente, deve-se ressaltar ainda uma diferença básica dos exemplos mostrados nas figuras 1 e 2. Como o óleo precisa circular para o EVB no caso do exemplo de acordo com a figura 2 através do elemento para a compensação de folga entre válvulas, durante a operação

25 de frenagem não é possível uma compensação de folga entre válvulas com essa variante. O pistão de compensação 12a é deslocado em seu esbarro inferior através do compartimento de controle 39 antes durante a absorção de óleo.

30 No caso do exemplo de acordo com a figura 1 isso não é possível devido ao provimento de óleo paralelo. Por outro lado, a conexão em série de acordo com a figura 2 impede com segurança um „bombeamento“ do elemento para a compensação de folga entre válvulas, no caso de um

35 possível „salto“ da válvula de descarga 4.

REIVINDICAÇÕES

1. Motor de combustão interna, caracterizado pelo fato de compreender
- uma válvula de descarga (3, 4) para a descarga de gás de escape de um compartimento de combustão interna,
 - 5 - uma ponte de válvula (5; 5a) para o apoio da válvula de descarga (3, 4),
 - um balancim (6; 6a) para o deslocamento da ponte de válvula (5; 5a),
 - 10 - um dispositivo de frenagem do motor (2) com uma unidade de comando de válvula hidráulica (29),
 - que fica alojado entre a válvula de descarga (3) e a ponte de válvula (5; 5a),
 - que fica conectado a um canal reservatório de óleo (9)
 - 15 - de um circuito de óleo (10) para a alimentação de óleo e
 - por meio do qual a válvula de descarga (3) pode ser mantida em uma posição aberta intermediária no caso de dispositivo de frenagem do motor (2) acionado,
 - 20 - um contra-apoio (53) para a preparação de um esbarro (52) para a ponte de válvula (5; 5a), caracterizado pelo fato de:
 - um mecanismo de compensação de folga entre válvulas hidráulico (11; 11a) ser previsto para a válvula de
 - 25 descarga (3), que fica alojado entre o balancim (6; 6a) e a ponte de válvula (5; 5a), e que fica conectado ao canal de alimentação de óleo (9) para a alimentação de óleo,
 - um canal de controle (41) ser previsto, o qual fica conectado ao canal de alimentação de óleo (9) para a
 - 30 alimentação de óleo da unidade de comando de válvula hidráulica (29), und que pode ser fechado para a compensação da folga entre válvulas da válvula de descarga (3,4) por meio de um elemento de fechamento (48), e
 - 35 - o contra-apoio (53) ser projetado como unidade pistão-cilindro hidráulica para o ajuste do esbarro (52) à posição do mecanismo de compensação de folga entre

válvulas (11; 11a).

2. Motor de combustão interna, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de o mecanismo de compensação de folga entre válvulas (11; 11a) compreender:

- um pistão de compensação (12; 12a) conduzido em um primeiro orifício de cilindro (13; 13a),
- um compartimento de compensação (15; 15a) delimitado pelo pistão de compensação (12; 12a),
- 10 - uma primeira mola de reset (16; 16a) alojada no compartimento de compensação (15; 15a),
- um canal condutor de óleo (21; 21a) que desemboca no compartimento de compensação (15; 15a) e uma primeira válvula de retenção (22) para o fechamento do canal
- 15 condutor de óleo (21; 21a).

3. Motor de combustão interna, de acordo com a reivindicação 1 ou 2, caracterizado pelo fato de o mecanismo de compensação de folga entre válvulas (11) ser integrado no balancim (6).

20 4. Motor de combustão interna, de acordo com a reivindicação 3, caracterizado pelo fato de

- no balancim (6) ser formado o primeiro orifício de cilindro (13) e de o pistão de compensação (12) ser axialmente conduzido,
- 25 - o pistão de compensação (12) ser projetado em formato de U na seção longitudinal,
- no pistão de compensação (12) um pistão de apoio (17) que se apóia no balancim (6) ser axialmente conduzido,
- o pistão de apoio (17) e o pistão de compensação (12)
- 30 delimitarem o compartimento de compensação (15) e
- no pistão de apoio (14) ser formado o canal condutor de óleo (21).

5. Motor de combustão interna, de acordo com a reivindicação 4, caracterizado pelo fato de o pistão de

35 apoio (17) ser em formato de U na seção longitudinal e formar um compartimento reservatório de óleo (18).

6. Motor de combustão interna, de acordo com qualquer uma

das reivindicações de 2 a 5, caracterizado pelo fato de ser formado no pistão de compensação (12) um canal de união (42), que conecta o canal de alimentação de óleo (9) com o canal de controle (41), evitando-se o

5 compartimento de compensação (15).

7. Motor de combustão interna, de acordo com a reivindicação 1 ou 2, caracterizado pelo fato de o mecanismo de compensação de folga entre válvulas (11a) ser integrado na ponte de válvula (5a).

10 8. Motor de combustão interna, de acordo com a reivindicação 7, caracterizado pelo fato de

- o primeiro orifício de cilindro (13a) ser formado na ponte de válvula (5a) e o pistão de compensação (12a) ser conduzido neste axialmente,

15 - o pistão de compensação (12a) e a ponte de válvula (5a) delimitarem o compartimento de compensação (15a) e

- no pistão de compensação (15a) ser formado o canal condutor de óleo (21a).

9. Motor de combustão interna, de acordo com qualquer uma

20 das reivindicações de 1 a 8, caracterizado pelo fato de a unidade de comando de válvula (29) compreender:

- um pistão de controle (30) conduzido em um segundo orifício de cilindro (31),
- um compartimento de controle (39) delimitado pelo

25 pistão de controle (30), e

- uma segunda mola de reset (40) disposta no compartimento de controle (39).

10. Motor de combustão interna, de acordo com qualquer uma das reivindicações de 1 a 9, caracterizado pelo fato

30 de a unidade de comando de válvula (29) estar integrada na ponte de válvula (5; 5a) e o canal de controle (41) ser formado na ponte de válvula (5; 5a).

11. Motor de combustão interna, de acordo com a reivindicação 9 ou 10, caracterizado pelo fato de o canal

35 de controle (41) desembocar no compartimento de controle (39) de tal forma que o pistão de controle (30) forme o elemento de fechamento (48).

12. Motor de combustão interna, de acordo com qualquer uma das reivindicações de 1 a 11, caracterizado pelo fato de no canal de controle (41) estar alojada uma segunda válvula de retenção (49).

5 13. Motor de combustão interna, de acordo com qualquer uma das reivindicações de 1 a 12, caracterizado pelo fato de o contra-apoio (53) compreender:

- um corpo básico de contra-apoio (54), que apresenta um terceiro orifício de cilindro (55) que forma um primeiro
10 compartimento de contra-apoio (57) e que apresenta um primeiro orifício de passagem radial (66),

- um primeiro pistão de contra-apoio (56) conduzido no terceiro orifício de cilindro (55), que delimita pelo corpo básico de contra-apoio (54) o primeiro
15 compartimento de contra-apoio (57), que é em formato de U na seção longitudinal e forma um compartimento de contra-apoio (61), que apresenta um primeiro orifício de passagem axial (62) que conecta os compartimentos de contra-apoio (57, 61) entre si e que apresenta um segundo orifício de
20 passagem radial (67) que se sobrepõe pelo menos parcialmente com o primeiro orifício de passagem radial (66),

- um segundo pistão de contra-apoio (60) conduzido em um primeiro pistão de contra-apoio (56), que delimita com o
25 primeiro pistão de contra-apoio (56) o segundo compartimento de contra-apoio (61), e que apresenta um segundo orifício de passagem axial (69) que desemboca no segundo compartimento de contra-apoio (61), e

- uma terceira mola de reset (63) alojada no segundo
30 compartimento de contra-apoio (61).

14. Motor de combustão interna, de acordo com a reivindicação 13, caracterizado pelo fato de os orifícios de passagem axial (62, 69) serem parte de um canal de alimentação (68) que conecta o compartimento de controle
35 (39) com o primeiro compartimento de contra-apoio (57).

15. Motor de combustão interna, de acordo com a reivindicação 14, caracterizado pelo fato de a ponte de

válvula (5; 5a) apresentar uma cavidade (71) para o segundo pistão de contra-apoio (60), que é parte do canal de alimentação (68) e cujo contorno externo (72) circunda o contorno externo (73) do segundo pistão de contra-apoio (60) e é circundado pelo contorno externo (74) do primeiro pistão de contra-apoio (56).

FIG.1

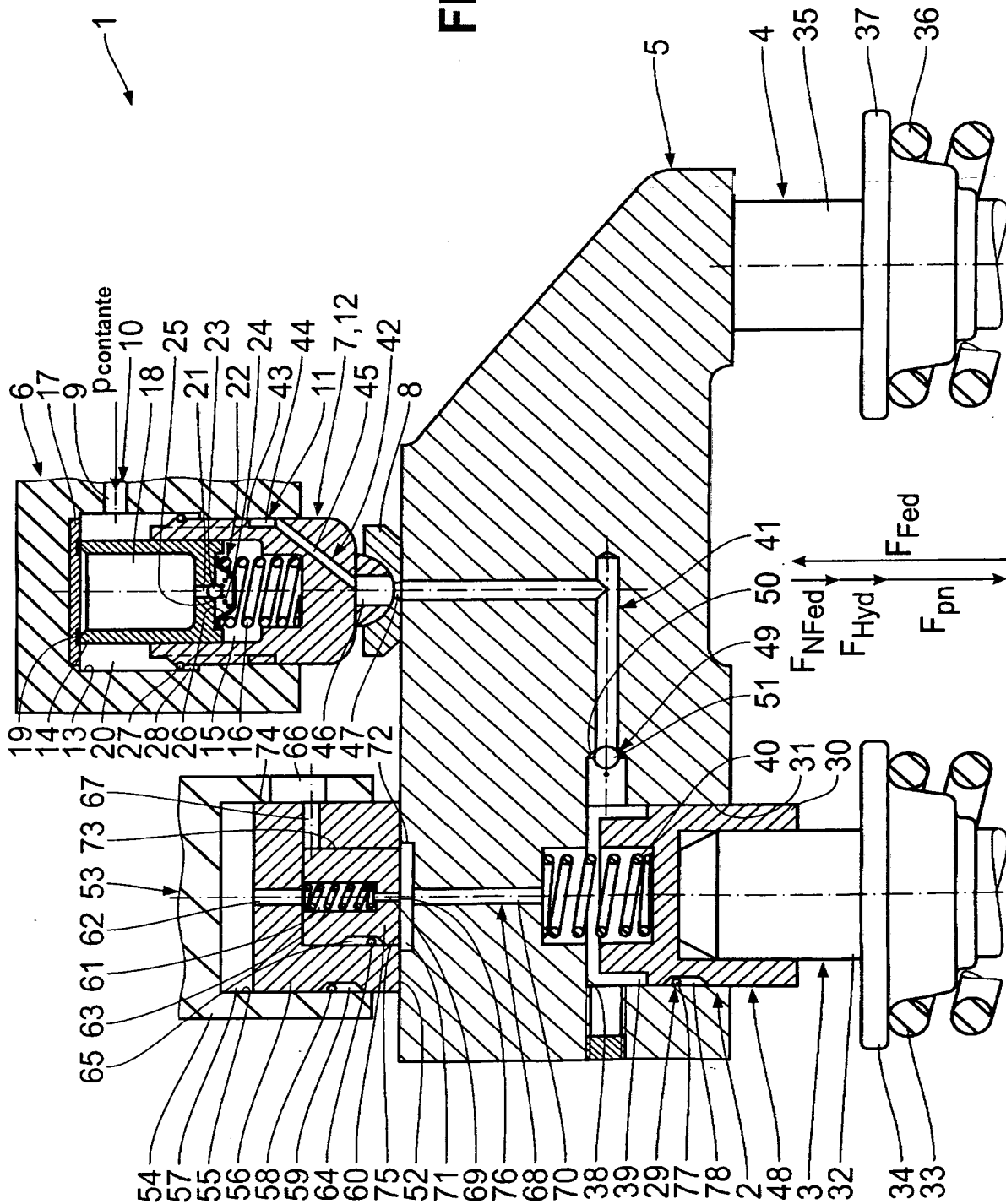
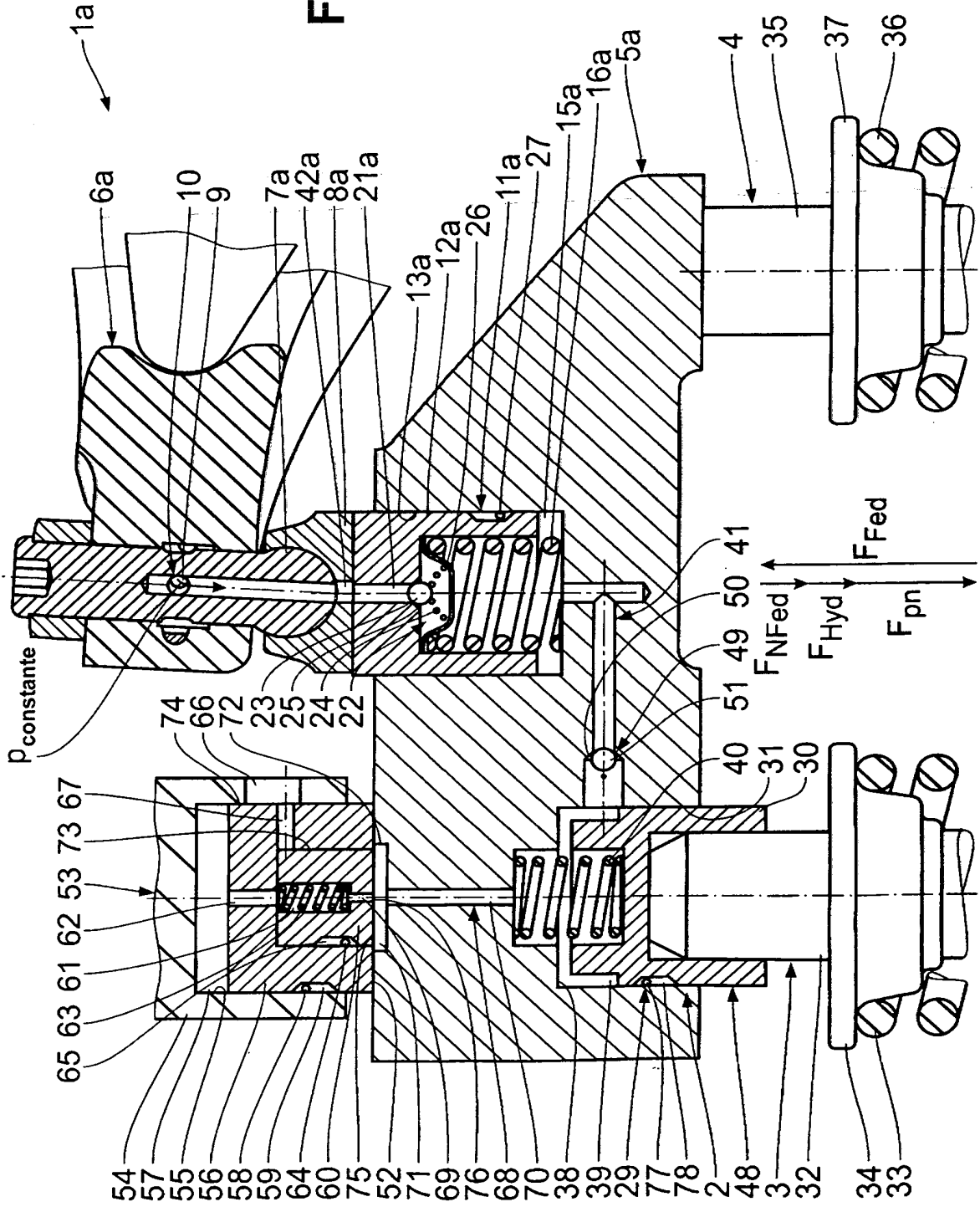


FIG.2



RESUMO

"MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA"

Um motor de combustão interna (1) compreende uma válvula de descarga (3, 4) para a descarga de gás de escape de dentro de um compartimento de combustão assim como um dispositivo de frenagem de motor (2) com uma unidade de comando de válvula hidráulica (29), por meio da qual a válvula de descarga (3) pode ser mantida em uma posição aberta intermediária no caso de dispositivo de frenagem de motor (2) acionado. Além disso, o motor de combustão interna (1) compreende um mecanismo de compensação de folga entre válvulas hidráulico (11) para a válvula de descarga (3,4) e um canal de comando (41) que é formado para a alimentação de óleo da unidade de comando de válvula hidráulica (29) entre este e um canal de alimentação de óleo (9) e que pode ser fechado para compensar uma folga entre válvulas (3, 4) por meio de um elemento de fechamento (48). Um contra-apoio (53) é formado como unidade de pistão-cilindro. O contra-apoio (53) forma para uma ponte de válvula (5) que interage com o mecanismo de compensação de folga entre válvulas (II) um esbarro variável (52).