



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

(11) PI 0917420-6 B1



(22) Data do Depósito: 31/07/2009

(45) Data de Concessão: 18/02/2020

(54) Título: SISTEMA DE FREIO DE COMPRESSÃO-LIBERAÇÃO PARA A OPERAÇÃO DE PELO MENOS UMA VÁLVULA DE EXAUSTÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA

(51) Int.Cl.: F01L 13/06.

(30) Prioridade Unionista: 31/07/2008 US 61/085,110.

(73) Titular(es): PACBRAKE COMPANY.

(72) Inventor(es): VINCENT MENEELY; ROBERT PRICE.

(86) Pedido PCT: PCT US2009052423 de 31/07/2009

(87) Publicação PCT: WO 2010/014914 de 04/02/2010

(85) Data do Início da Fase Nacional: 31/01/2011

(57) Resumo: SISTEMA DE FREIO DE COMPRESSÃO-LIBERAÇÃO PARA A OPERAÇÃO DE PELO MENOS UMA VÁLVULA DE EXAUSTÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA A presente invenção refere-se a um sistema de freio de mcompressão-liberação (12) para operar uma válvula de exaustão (18) de um motor durante uma operação de frenagem do motor. O sistema de freio de compressão-liberação compreende um módulo de controle de freio de compressão independente (CBCM) (40) acoplado operativamente à válvula de exaustão para controlar uma alavanca e um ângulo de fase da mesma e uma fonte de um fluido hidráulico pressurizado. O CBCM inclui um envoltório (42) definindo cavidades de pistão e atuador (44,45), um pistão escravo (48) montado dentro da cavidade de pistão, uma válvula de verificação (62) fornecida entre um conduto fornecedor (60) e uma câmara de pistão escravo (50) e um atuador de freio de compressão (70) disposto na cavidade atuadora. O atuador de freio de compressão inclui um elemento atuador (72) e um elástico indutor (78). O elemento atuador engata seletivamente a válvula de verificação quando desativado de forma a desbloquear a câmara de pistão escravo, e desengata a partir da válvula de verificação quando ativado de forma a bloquear a câmara de pistão escravo. O elemento atuador é exposto a pressão atmosférica.(...).

Relatório Descritivo da Patente de Invenção para **"SISTEMA DE FREIO DE COMPRESSÃO-LIBERAÇÃO PARA A OPERAÇÃO DE PELO MENOS UMA VÁLVULA DE EXAUSTÃO DE UM MOTOR DE COMBUSTÃO INTERNA"**.

ANTECEDENTES DA INVENÇÃO

REFERÊNCIA CRUZADA A PEDIDOS RELACIONADOS

[1] Este pedido reivindica os benefícios sob 35 U.S.C. 119(e) do Pedido Provisório U.S. N° 61/085,110 depositado em 31 de julho de 2008 por Meneely, V. *et al.*

Campo da Invenção

[2] A presente invenção refere-se a sistemas de freio de compressão-liberação para motores de combustão interna em geral, e, mais particularmente, a um módulo de controle de freio de compressão-liberação autocontido para um sistema de freio de compressão-liberação de motor de um motor de combustão interna.

Descrição da Técnica Anterior

[3] Para motores de combustão interna (motor C.I.), especialmente motores a diesel de caminhões grandes, a frenagem do motor é um importante aspecto para segurança veicular aperfeiçoada. Consequentemente, os motores a diesel em veículos, particularmente caminhões grandes, são comumente equipados com sistemas de freio de compressão-liberação para motores (ou retardadores compressão-liberação) para retardar o motor (deste modo, o veículo). A frenagem de motor de compressão-liberação fornece potência de frenagem significativa no modo de frenagem da operação. Por este motivo, os sistemas de freio de compressão-liberação para motores estão presentes nos Estados Unidos desde a década de 1960.

[4] Os sistemas típicos de freio de compressão-liberação para motores de válvula(s) de exaustão aberta(s) logo antes ao Centro Morto de Topo (CMT) ao final de um ciclo de compressão, que é uma tec-

nologia padrão para uma frenagem de motor de compressão-liberação. Isto cria uma despressurização do gás de cilindro comprimido e a energia usada para compressão não é recuperada. O resultado é potência de frenagem de motor, ou de potência de retardamento. Um sistema convencional de freio de compressão-liberação de motor tem um custo substancial associado com o hardware necessário para abrir a válvula de exaustão(s) contra a carga mecânica extremamente alta de um carregamento de cilindro comprimido. Os componentes do trem de válvulas devem ser projetados e manufaturados para operar com confiabilidade em altas cargas mecânicas. Ademais, a liberação repentina do gás altamente comprimido vem com um alto nível de barulho. Em algumas áreas, o uso do freio do motor não é permitido porque os sistemas existentes de freio de compressão-liberação para motores abrem as válvulas rapidamente em alta pressão de compressão próximo à compressão de CMT que produz altos carregamentos de trem de válvula e um som alto, o que resultou na proibição do uso de freio de motor compressão-liberação em determinadas áreas urbanas.

[5] Tipicamente, sistemas de freio de compressão-liberação para motores até o presente são únicos e customizados e projetados para um modelo de motor particular. O projeto, fabricação do protótipo, testes em bancada, testes do motor e testes em campo tipicamente requerem vinte e quatro (24) meses para completar antes do lançamento de venda. Consequentemente, tanto o tempo de desenvolvimento como o custo vem sendo um aspecto de preocupação.

[6] Sistemas de freio de exaustão podem ser usados em motores em que o carregamento de compressão-liberação é grande demais para o trem de válvulas. O mecanismo de freio de exaustão consiste em um elemento restritor montado no sistema de exaustão. Quando este restritor estiver fechado, a contrapressão resiste à saída de gases durante o ciclo de exaustão e fornece uma função de frenagem. Este

sistema fornece menor potência de frenagem que o freio do motor compressão-liberação, mas também a menor custo. Como no caso de um freio de liberação da compressão, a potência de retardamento de um freio de exaustão cai acentuadamente na medida em que diminui a velocidade do motor. Isto acontece porque a restrição é otimizada para gerar o máximo permitido de contrapressão a uma velocidade de motor avaliada. A restrição é simplesmente insuficiente a ser eficaz em velocidades menor do motor.

[7] Enquanto os sistemas conhecidos de freio de compressão-liberação para motores têm se provado aceitáveis para várias aplicações de eixo propulsor veicular, tais dispositivos são, no entanto, suscetíveis a melhorias que possam aperfeiçoar seu desempenho e custo. Com isto em mente, existe uma necessidade em desenvolver sistemas aperfeiçoados de freio de compressão-liberação para motores que melhorem a técnica, tal como um módulo de controle de freio de compressão autocontido para um sistema de freio de compressão-liberação de um motor de combustão interna que significativamente reduz o tempo e custo de desenvolvimento de um sistema de freio de compressão-liberação de motor e melhora o desempenho do mesmo.

SUMÁRIO DA INVENÇÃO

[8] A presente invenção fornece um novo sistema de freio de compressão-liberação para operar pelo menos uma válvula de exaustão de um motor de combustão interna durante a operação de frenagem de motor de compressão-liberação. O sistema de freio de compressão-liberação da presente invenção compreende uma montagem articulada de exaustão para operar a válvula de exaustão, um módulo de controle de freio de compressão autocontido (CBCM) acoplado operativamente à válvula de exaustão para controlar uma alavanca e um ângulo de fase da mesma, e uma fonte de um fluido hidráulico pressurizado em comunicação de fluido com o CBCM. O CBCM é pro-

vido para manter a válvula de exaustão aberta durante um ciclo de compressão do motor quando o motor desempenha a operação de frenagem de motor de compressão-liberação.

[9] O CBCM da presente invenção compreende um invólucro incluindo um corpo de peça única definindo uma cavidade de pistão e uma cavidade de atuador separadas por uma parede de separação e estando em comunicação de fluido um com o outro através de uma passagem de conexão na parede de separação, e o pistão escravo montado de forma deslizante dentro da cavidade de pistão para recíproca na cavidade de pistão entre uma posição estendida e uma posição contraída de modo a engatar a válvula de exaustão na posição estendida da mesma. O invólucro e o pistão escravo definem uma câmara de pistão escravo hidráulica de volume variável dentro da cavidade de pistão entre a parede de separação e o pistão escravo. O CBCM adicionalmente compreende um conduíte de fornecimento formado dentro do invólucro de modo a fornecer o fluido hidráulico pressurizado a partir da fonte do fluido hidráulico pressurizado para a câmara de pistão escravo hidráulica para estender o pistão escravo para a posição estendida do mesmo quando há um vão entre o pistão escravo e a válvula de exaustão, uma válvula de checagem provida entre o conduíte de fornecimento e a câmara de pistão escravo hidráulica para travar hidraulicamente a câmara de pistão escravo hidráulica através do fechamento da passagem de conexão na parede de separação quando uma pressão do fluido hidráulico dentro da câmara de pistão escravo hidráulica excede a pressão do fluido hidráulico a partir da fonte e um atuador de freio de compressão disposto na cavidade de atuador.

[10] O atuador de freio de compressão inclui um elemento atuador montado de forma deslizante dentro da cavidade de atuador para recíproca entre uma posição estendida quando desativado e uma posição retraída quando ativada, e uma mola de compressão inclinando

o elemento atuador na direção da posição estendida. O elemento atuador seletivamente engata e abre a dita válvula de checagem quando desativado somente pela força de polarização da mola de compressão de modo a destravar a câmara de pistão escravo hidráulica e conectar de modo fluido a câmara de pistão escravo hidráulica à fonte do fluido hidráulico pressurizado, e desengatar da válvula de checagem quando ativada de modo a travar a câmara de pistão escravo hidráulica e desconectar de modo fluido a câmara de pistão escravo hidráulica a partir da fonte do fluido hidráulico pressurizado. Ademais, o elemento atuador fica exposto à pressão atmosférica.

[11] De acordo com uma primeira modalidade exemplificadora da presente invenção, o CBCM é atuado hidraulicamente e o sistema de freio de compressão-liberação adicionalmente compreende uma válvula de controle externa para fornecer o fluido hidráulico pressurizado ao CBCM durante a operação de frenagem de motor de compressão-liberação. Para desativar o sistema de freio de compressão-liberação, a válvula de controle externa descarta o fluido hidráulico pressurizado a um depósito de fluido hidráulico. Com o CBCM controlado hidraulicamente, a câmara de pistão escravo é completamente preenchida com o fluido hidráulico durante o tempo normal de exaustão quando a válvula de exaustão é elevada de seu encaixe da válvula pelo perfil normal do came de exaustão. O fluido hidráulico na câmara de pistão escravo é hidraulicamente travado por uma válvula de checagem posicionada acima do pistão escravo para segurar o pistão escravo na posição estendida. Ao completar o movimento normal da válvula de exaustão, o pistão escravo entendido impede que a válvula de exaustão volte ao encaixe da válvula e assim mantém a válvula de exaustão aberta.

[12] De acordo com uma segunda modalidade exemplificadora da presente invenção, o CBCM é atuado eletricamente e o sistema de

freio de compressão-liberação não precisa de uma válvula de controle externa adicional para fornecer e ligar e desligar o fornecimento do fluido hidráulico pressurizado. O atuador de freio de compressão do CBCM atuado eletricamente compreende um solenoide incluindo a bobina do solenoide e o elemento atuador na forma de uma armação montada de forma deslizante dentro da bobina do solenoide para reciprocidade dentro do mesmo.

[13] De acordo com uma terceira modalidade exemplificadora da presente invenção, o CBCM é atuado eletricamente e o sistema de freio de compressão-liberação adicionalmente compreende uma válvula de controle externa para fornecer o fluido hidráulico pressurizado ao CBCM durante a operação de frenagem de motor de compressão-liberação de modo a definir um sistema temporizado de freio de compressão-liberação controlado eletronicamente. O solenoide do atuador de freio de compressão do CBCM atuado eletricamente é energizado e desenergizado durante cada ciclo do motor para controlar os eventos de abertura e fechamento da válvula de exaustão do freio do motor. A válvula de controle externa fornece ao CBCM com o fluido hidráulico de baixa pressão e o solenoide integrado ao CBCM permite a abertura e fechamento de uma válvula de checagem para controlar a operação temporizada de frenagem de motor de compressão-liberação.

[14] De acordo com uma quarta modalidade exemplificadora da presente invenção, o CBCM é atuado pneumaticamente e o sistema de freio de compressão-liberação adicionalmente compreende uma fonte de um ar comprimido de modo a fornecer o ar comprimido a partir da fonte do CBCM e uma válvula externa de controle do freio de compressão provida para seletivamente conectar de modo fluido a fonte do ar comprimido ao CBCM atuado pneumaticamente, mas não requer uma válvula de controle externa adicional para fornecer o fluido hidráulico pressurizado ao CBCM durante a operação de frenagem de

motor de compressão-liberação.

[15] Ademais, de acordo com a segunda a quarta modalidade exemplificadora da presente invenção, o CBCM é espaçado da montagem articulada de exaustão de modo que a montagem articulada de exaustão é móvel relativo ao CBCM de modo que o corpo de peça única do CBCM é fixado de forma imóvel a um cabeçote de cilindro ou a um bloco de cilindro do motor.

[16] De acordo com uma quinta modalidade exemplificadora da presente invenção, o sistema de freio de compressão-liberação inclui uma montagem basculante de freio dedicado adicionado além de convencionais montagens basculantes de admissão e de exaustão. A montagem basculante de freio dedicado compreende um membro dedicado de came compressão-liberação e um braço basculante de freio dedicado. O CBCM é montado em uma extremidade do braço basculante de freio de modo que o CBCM seja disposto adjacente à válvula de exaustão para acoplar operativamente a montagem basculante de freio dedicado com a válvula de exaustão.

[17] Portanto, um sistema de freio de compressão-liberação de acordo com a presente invenção com um módulo de controle de freio de compressão autocontido melhora e aperfeiçoa as características operacionais do motor de combustão interna e fornece um projeto pequeno, compacto e universal, permite a aplicação de cilindro individual e flexibilidade dos componentes, requer mínima conformidade fluídica, diminui os custos de engenharia e dos componentes, e reduz o tempo de desenvolvimento.

BREVE DESCRIÇÃO DOS DESENHOS

[18] Outros objetos e vantagens da invenção irão se tornar aparentes a partir de um estudo do seguinte relatório descritivo quando considerado à luz dos desenhos em anexo, em que:

[19] A figura 1 é uma vista esquemática de um motor de com-

bustão interna incluindo a sistema de freio de compressão-liberação de acordo com uma primeira modalidade exemplificadora da presente invenção;

[20] A figura 2A é uma vista esquemática ampliada da porção do sistema de freio de compressão-liberação de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção com as válvulas de exaustão fechadas;

[21] A figura 2B é uma vista esquemática ampliada da porção do sistema de freio de compressão-liberação de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção com as válvulas de exaustão abertas por uma montagem articulada de exaustão;

[22] A figura 2C é uma vista esquemática ampliada da porção do sistema de freio de compressão-liberação de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção com as válvulas de exaustão a flutuar devido à contrapressão em uma tubulação de exaustão;

[23] A figura 3 é uma vista em corte de um módulo de controle de freio de compressão atuado hidraulicamente do sistema de freio de compressão-liberação de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção em uma condição despressurizada;

[24] A figura 4 é uma vista em corte do módulo de controle de freio de compressão atuado hidraulicamente do sistema de freio de compressão-liberação de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção em uma condição pressurizada;

[25] A figura 5 é uma vista esquemática do motor de combustão interna incluindo um sistema de freio de compressão-liberação de acordo com uma segunda modalidade exemplificadora da presente invenção;

[26] A figura 6 é uma vista em corte de um módulo de controle de freio de compressão atuado eletricamente do sistema de freio de

compressão-liberação de acordo com a segunda modalidade exemplificadora da presente invenção em uma condição despressurizada;

[27] A figura 7 é uma vista em corte do módulo de controle de freio de compressão atuado eletricamente do sistema de freio de compressão-liberação de acordo com a segunda modalidade exemplificadora da presente invenção em uma condição pressurizada;

[28] A figura 8 é uma vista esquemática do motor de combustão interna incluindo um sistema de freio de compressão-liberação de acordo com uma terceira modalidade exemplificadora da presente invenção;

[29] A figura 9 é uma vista esquemática do motor de combustão interna incluindo um sistema de freio de compressão-liberação de acordo com uma quarta modalidade exemplificadora da presente invenção;

[30] A figura 10 é uma vista em corte de um módulo de controle de freio de compressão atuado pneumaticamente do sistema de freio de compressão-liberação de acordo com a quarta modalidade exemplificadora da presente invenção em uma condição despressurizada;

[31] A figura 11 é uma vista em perspectiva de um sistema de freio de compressão-liberação de acordo com uma quinta modalidade exemplificadora da presente invenção;

[32] A figura 12 é uma vista de topo do sistema de freio de compressão-liberação de acordo com a quinta modalidade exemplificadora da presente invenção;

[33] A figura 13 é uma vista parcial em corte do sistema de freio de compressão-liberação de acordo com uma quinta modalidade exemplificadora da presente invenção incluindo o módulo de controle de freio de compressão atuado hidraulicamente.

DESCRIÇÃO DETALHADA DAS MODALIDADES PREFERIDAS

[34] As modalidades preferidas da presente invenção serão

descritas agora com referência aos desenhos em anexo.

[35] Para os efeitos da seguinte descrição, é utilizada determinada terminologia na seguinte descrição apenas para fins de conveniência e não de limitação. As palavras tais como “dianteiro” e “traseiro”, “esquerdo” e “direito”, “para dentro” e “para fora” designam direções nos desenhos aos quais as referências são citadas. As palavras “menor” e “maior” se referem a tamanhos relativos dos elementos do aparelho da presente invenção e porções designadas da mesma. A terminologia inclui as palavras especificamente mencionadas acima, derivativos das mesmas e palavras com acepção similar.

[36] A figura 1 esquematicamente ilustra um sistema de frenagem de compressão-liberação (ou *weeper*) 12 de acordo com uma primeira modalidade exemplificadora da presente invenção, provida para um motor de combustão interna (C.I.) 10. Preferencialmente, o motor C.I. 10 é um motor a diesel de quatro tempos, compreendendo um bloco de cilindro 14 incluindo uma pluralidade de cilindros 14'. No entanto, para simplificar, apenas um cilindro 14' é mostrado na figura 1. Cada cilindro 14' é provido com um pistão 16 que alterna no mesmo. Cada cilindro 14' é adicionalmente provido de duas válvulas de admissão 17₁ e 17₂, e duas válvulas de exaustão 18₁ e 18₂, cada uma provida com uma mola de retorno 17' ou 18', respectivamente, e um trem de válvulas provido para a elevação e fechamento das válvulas de admissão e de exaustão 17 e 18. As válvulas de admissão 17₁ e 17₂ assim como as válvulas de exaustão 18₁ e 18₂ são substancial e estruturalmente idênticas nesta modalidade. Em vista destas similaridades, e para simplificar, a seguinte discussão irá às vezes utilizar um numeral de referência sem uma letra para designar ambas as válvulas substancialmente idênticas. Por exemplo, o numeral de referência 17 será às vezes usado quando se refere genericamente a cada uma das válvulas de admissão 17₁ e 17₂, enquanto o numeral de referência 18

será às vezes usado quando se refere genericamente a cada uma das válvulas de exaustão 18₁ e 18₂ em vez de recitar todos os dois numerais de referência. Será verificado que cada cilindro 14' pode ser provida com uma ou mais válvula(s) de admissão e/ou válvula de exaustão(s), embora duas de cada são mostradas na figura 1. O motor 10 também inclui uma tubulação de admissão 19 e uma tubulação de exaustão 20 ambos em comunicação de fluido com o cilindro 14'. O motor C.I. 10 é capaz de desempenhar uma operação de potência positiva (ciclo de motor normal) e uma operação de frenagem do motor (ciclo de frenagem do motor). O sistema de freio de compressão-liberação 12 opera no modo de freio de compressão (durante a operação de frenagem do motor) e um modo de desativação do freio de compressão (durante a operação de potência positiva).

[37] O trem de válvulas da presente invenção inclui uma montagem basculante de admissão 22 para operar as válvulas de admissão 17, e uma montagem articulada de exaustão 24 para operar as válvulas de exaustão 18. A montagem basculante de admissão 22 inclui um membro de came de admissão 26, um braço basculante de admissão 28 montado em torno de um eixo basculante de admissão 29 e provida para abrir as válvulas de admissão 17 através de uma ponte de válvula de admissão 27. Similarmente, a montagem articulada de exaustão 24 inclui um membro de came de exaustão 30, um braço articulado de exaustão 32 montado em torno de um eixo basculante de exaustão 33 e provida para abrir as válvulas de exaustão 18 (isto é, as válvulas de exaustão 18₁ e 18₂) através de uma ponte da válvula de exaustão 31.

[38] Conforme adicionalmente ilustrado na figura 1, o sistema de freio de compressão-liberação 12 de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção compreende um módulo de controle de freio de compressão autocontido (ou CBCM) 40 para controlar seletivamente a elevação e um ângulo de fase de pelo menos

uma dentre as válvulas de exaustão 18. Na modalidade preferencial da presente invenção, o CBCM 140 é provido para controlar seletivamente uma elevação e um ângulo de fase de pelo menos uma válvula de exaustão 18₂ que é capaz de atuar como uma válvula de exaustão do freio. Em outras palavras, o CBCM 140 é provido para controlar seletivamente uma folga da válvula da válvula de exaustão do freio 18₂. De fato, o módulo de controle de freio de compressão 40 é uma ligação hidraulicamente expansível que é integrada no trem de válvulas do motor C.I. 10. O módulo de controle de freio de compressão 40 é uma parte essencial do sistema de freio de compressão-liberação 12 que mantém a válvula de exaustão do freio 18₂ fora do encaixe da válvula um valor predeterminado ou para um ciclo de motor pleno ou um ciclo de motor parcial. O sistema de freio de compressão-liberação 12 pode ser combinado com um freio de exaustão para fornecer frenagem em dois ciclos. O módulo de controle de freio de compressão 40 de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção é um mecanismo compacto universal que pode ser aplicado a diferentes configurações de motor com apenas pequenas modificações para montar o módulo de controle de freio de compressão 40 a diferentes trens de válvula de motor na cabeça.

[39] Na primeira modalidade exemplificadora, ilustrada na figura 1, o módulo de controle de freio de compressão 40 é fixo (isto é, de forma imóvel, acoplado a uma peça estacionária do motor) de modo a ser operativamente desconectado de e espaçado a partir de uma montagem articulada de exaustão 24. Especificamente, o módulo de controle de freio de compressão 40 é disposto adjacente às válvulas de exaustão 18 e espaçado do braço articulado de exaustão 32. Mais especificamente, conforme ilustrado detalhadamente nas figuras 3 e 4, o módulo de controle de freio de compressão 40 compreende um invólucro oco na forma de um corpo cilíndrico de peça única 42 definindo

uma cavidade de pistão cilíndrica 44 uma cavidade de atuador cilíndrica 45 separados por uma parede interna (ou de separação) 46 e estando em comunicação de fluido um com o outro através de uma passagem de conexão 47 na parede interna 46. Conforme adicionalmente ilustrado nas figuras 3 e 4, uma superfície periférica cilíndrica externa 43 do invólucro 42 é pelo menos parcialmente roscada de modo a ser enroscadamente recebido em um orifício roscado internamente de um membro de suporte 51 fixado a um cabeçote de cilindro 15 (ou ao bloco de cilindro 14) do motor de C.I. 10 (conforme mostrado nas figuras 1 e 2A-2C). Uma porca de travamento 41 é provida para fixar de modo ajustado e reter o invólucro 42 do CBCM 140 ao membro de suporte 51. Deste modo, o invólucro 42 do CBCM 140 é de forma imóvel montado ao motor de C.I. 10. O CBCM 140 adicionalmente compreende um pistão escravo 48 montado de forma deslizante dentro do invólucro 42 para recíproca dentro da cavidade de pistão 44 entre uma posição estendida (ilustrado na figura 3) e uma posição contraída (ilustrado na figura 4) de modo que o invólucro 42 e o pistão escravo 48 definam uma câmara de pistão escravo hidráulica de volume variável 50 dentro de uma porção mais interna da cavidade de pistão cilíndrica 44 entre uma face interna de extremidade 49a do pistão 48 e uma parede interna 46 do invólucro 42. O pistão escravo 48 é dotado de uma vedação anular elastomérica 52 que elimina o vazamento do pistão ao orifício na posição estendida (ou ligada) quando o módulo de controle de freio de compressão 40 é ativado (ou ligada) e mantém o pistão escravo 48 na posição contraída (ou desligada) quando o módulo de controle de freio de compressão 40 é desativado (ou desligada). A vedação elastomérica 52 atua como uma mola de retorno (ou substitui uma mola de retorno) inclinando o pistão escravo 48 à posição contraída (ou mais interna) do mesmo. Especificamente, a vedação anular elastomérica 52 tem fricção suficiente para que o pistão escravo 48 permanece po-

sicionado no orifício e não permite que o pistão escravo 48 caia para baixo no seu orifício, portanto nenhuma mola de retorno é necessária. Em outras palavras, a vedação anular elastomérica 52 toma o lugar de uma mola de força leve para prevenir que pistão escravo 48 caia e cause uma colisão entre o pistão escravo 48 e a ponte da válvula de exaustão 31. Uma face de extremidade mais externa 49b do pistão escravo 48 é provida para engatar a válvula de exaustão do freio 18₂ na posição estendida da mesma através de um pino de válvula de exaustão 25 montado de modo recíproco à ponte da válvula de exaustão 31. Em outras palavras, o pino de válvula de exaustão 25 é móvel de modo recíproco relativo à ponte da válvula de exaustão 31 de modo a fazer com que a válvula de exaustão do freio 18₂ seja móvel relativo à válvula de exaustão 18₁ e a ponte da válvula de exaustão 31.

[40] O pistão escravo 48 pode alternar dentro da cavidade de pistão 44 entre duas paradas mecânicas do pistão escravo definindo a posição estendida (ilustrado na figura 3) e a posição contraída (ilustrado na figura 4). Preferencialmente, o pistão escravo 48 é formado com uma ranhura de pistão anular 54 e é dotado de superfícies de parada interna e externa 55 e 56 planas anulares, axialmente opostas, respectivamente, enquanto o invólucro 42 é provida com um membro de pistão escravo de parada na forma de um anel de encaixe 58, que é assentado em uma ranhura complementar formada em uma porção interior do invólucro 42 de modo a se estender dentro da ranhura de pistão 54 entre as superfícies de parada interna e externa 55 e 56 do mesmo e a limitar mecanicamente os movimentos para dentro e para fora do pistão escravo 48. Conforme ilustrado nas figuras 3 e 4, a largura da ranhura de pistão 54 é substancialmente maior que a largura do anel de encaixe 58 de modo a permitir que o pistão escravo 48 seja recíproco dentro da cavidade de pistão 44 entre as superfícies de parada interna e externa 55 e 56 da ranhura de pistão 54. Em outras palavras,

o pistão escravo 48 pode se estender para fora da cavidade de pistão 44 até que a superfície de parada interna 56 da ranhura de pistão 54 faça contato com o membro de parada 58, conforme ilustrado na figura 3, que é definido como a posição estendida. Similarmente, o pistão escravo 48 pode retrair para dentro da cavidade de pistão 44 até que a superfície de parada externa 55 da ranhura de pistão 54 faça contato com o membro de parada 58, conforme ilustrado na figura 4, que é definido como a posição contraída. Deste modo, a ranhura de pistão 54 atua como a fenda de limitação de tempo. Um comprimento do CBCM 140 na posição estendida (ilustrado na figura 3) é L_E , enquanto o comprimento do CBCM 140 na posição contraída (ilustrado na figura 4) é L_C que é menor que o comprimento L_E . A vedação anular elastomérica 52 do módulo de controle de freio de compressão 40 ativado hidráulicamente, de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção, elimina vazamento de óleo a partir da câmara de alta pressão de pistão escravo hidráulica 50 e mantém o pistão escravo 48 na posição contraída sem uma mola de retorno adicional.

[41] O módulo de controle de freio de compressão 40 adicionalmente compreende um conduíte de fornecimento/despejo 60 formado dentro do corpo 42 do invólucro de modo a fornecer o fluido hidráulico pressurizado a partir de uma fonte 34 de um fluido hidráulico pressurizado para uma câmara de pistão escravo hidráulica 50 através da passagem de conexão 47 para estender o pistão escravo 48 à posição estendida do mesmo quando há um vão δ_A entre o pistão escravo 48 e o pino da válvula de exaustão 25 da válvula de exaustão do freio 18₂, por exemplo, quando as válvulas de exaustão 18 são abertas pela montagem articulada de exaustão 24 (conforme ilustrado na figura 2B) ou quando as válvulas de exaustão 18 flutuam devido à contra-pressão na tubulação de exaustão 20 agindo contra faces traseiras das válvulas de exaustão 18 (conforme ilustrado na figura 2C). Prefe-

rencialmente, a fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado é na forma de um bomba de óleo de motor (não mostrado) do motor a diesel 10. Correspondentemente, nesta modalidade exemplificadora, é utilizado um óleo de lubrificação de motor como fluido hidráulico de trabalho armazenado em um depósito de fluido hidráulico 35. Será verificado que qualquer outra fonte apropriada do fluido hidráulico pressurizado e qualquer outro tipo de fluido apropriado será dentro do escopo da presente invenção.

[42] Deste modo, o módulo de controle de freio de compressão ativado hidraulicamente 40 do sistema de freio de compressão-liberação 12 mantém a válvula de exaustão 18 fora do encaixe da válvula de exaustão em uma configuração predeterminada para o modo de atuação do freio de compressão do motor de C.I. 10.

[43] O sistema de freio de compressão-liberação 12 de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção adicionalmente inclui uma válvula externa de controle do freio de compressão 36 (ilustrado na figura 1) provida para conectar seletivamente de modo fluido a fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado ao módulo de controle de freio de compressão 40 através de um freio de compressão fluido passagem 37. Em outras palavras, a válvula de controle de freio de compressão 36 é provida para fornecer, seletivamente, o fluido hidráulico pressurizado a partir da fonte 34 ao CBCM 140 de modo a alternar o CBCM 140 entre uma condição ativada (pressurizada) (ilustrado na figura 3) quando o fluido hidráulico pressurizado é fornecido ao CBCM 140 e uma condição desativada (depressurizada) (ilustrado na figura 4) quando o fluido hidráulico pressurizado não é fornecido ao CBCM 140. Deve ser entendido que a passagem do fluido do freio de compressão 37 se comunica com (é conectada de modo fluido a) um conduíte de fornecimento/despejo 60 do módulo de controle de freio de compressão 40. Preferencialmente, a válvula de con-

trole de freio de compressão 36 é uma válvula externa do solenoide e de três vias ativada por um eletroímã (solenoide) 36' fornecendo o óleo de motor pressurizado ao CBCM 140 durante o modo de atuação do freio de compressão. Para desativar o sistema de freio de compressão-liberação 12, o solenoide externo de três vias 36 descarta o fornecimento de óleo de motor de volta ao depósito de fluido hidráulico 35. Conforme adicionalmente ilustrado na figura 1, a válvula de controle de freio de compressão 36 é fixada a um cabeçote de cilindro 15 ou bloco de cilindro 14 do motor de C.I. 10. Deste modo, a válvula de controle de freio de compressão 36 do sistema de freio de compressão-liberação 12 é montado de forma imóvel ao motor de C.I. 10.

[44] A passagem de conexão 47 formada longitudinalmente através de uma parede de separação 46 inclui uma abertura de pistão 47a, uma abertura de atuador 47b e uma abertura de admissão 47c. Conforme ilustrado detalhadamente nas figuras 2 e 3, a câmara de pistão escravo hidráulica 50 se comunica de modo fluido com a passagem de conexão 47 na parede interna 46 através do porto de pistão 47a, a cavidade de atuador 45 se comunica de modo fluido com a passagem de conexão 47 através do porto de atuador 47b, e o conduíte de fornecimento/despejo 60 se comunica de modo fluido com a passagem de conexão 47 através do porto de admissão 47c. Em outras palavras, a passagem de conexão 47 fornece comunicação de fluido entre a câmara de pistão escravo 50 e a cavidade de atuador 45 do módulo de controle de freio de compressão 40 e o conduíte de fornecimento/despejo 60 dentro do corpo 42 do módulo de controle de freio de compressão 40, portanto entre a câmara de pistão escravo 50 e a cavidade de atuador 45 e a fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado.

[45] O módulo de controle de freio de compressão 40 adicionalmente compreende uma válvula de checagem 62 provida na cavidade de pistão 44 entre o conduíte de fornecimento/despejo 60 e a

câmara de pistão escravo 50 para travar hidraulicamente a câmara de pistão escravo 50 quando uma pressão do fluido hidráulico dentro da câmara de pistão escravo 50 excede a pressão do fluido hidráulico a partir da fonte 34 durante o modo de atuação do freio de compressão. Em outras palavras, a válvula de checagem 62 é disposta na câmara de pistão escravo 50 (isto é, entre a face interna de extremidade 49a do pistão 48 e a parede interna 46 do invólucro 42 para seletivamente isolar e vedar a câmara de pistão escravo 50. Preferencialmente, a válvula de checagem 62 inclui um membro de válvula, preferencialmente na forma de um membro de esfera substancialmente esférica 64 provido para vedar contra a porta de pistão 47a da passagem de conexão 47. Deve ser entendido que uma beira da parede interna 46 formando a porta de pistão 47a define um encaixe da válvula do membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62. Preferencialmente, o membro de esfera 64 é inclinado contra a abertura do pistão 47a da passagem de conexão 47 por uma mola de bobina de inclinação 66. O CBCM 140 ativado hidraulicamente fornece uma vedação para eliminar o vazamento de óleo da câmara de alta pressão do pistão escravo 50 e segura o pistão escravo 48 na posição estendida sem uma mola de retorno adicional.

[46] O módulo de controle de freio de compressão 40 também compreende um atuador de freio de compressão hidráulico 70 montado dentro da cavidade de atuador 45 do invólucro 42 e provido para engatar seletivamente o membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62 quando desativado de modo a destravar a câmara de pistão escravo 50 e conectar de modo fluido a câmara de pistão escravo 50 a uma fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado, e para desengatar do membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62 quando ativada de modo a travar a câmara de pistão escravo 50 e desconectar de modo fluido a câmara de pistão escravo 50 a partir da fonte 34 do flui-

do hidráulico pressurizado. O atuador de freio de compressão 70 de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção é um atuador hidráulico (isto é, operado hidraulicamente). Especificamente, o atuador de freio de compressão 70 inclui um elemento atuador de alternância (ou pistão mestre) 72 montado de forma deslizante dentro do invólucro 42 para recíproca dentro da cavidade de atuador 45 entre uma posição estendida (ilustrado na figura 4) e uma posição retraída (ilustrado na figura 3) de modo que o invólucro 42 e o pistão mestre 72 definam uma câmara de atuador de volume variável 74 dentro de uma porção mais interna da cavidade de atuador cilíndrica 45 entre uma face interna de extremidade (ou de fundo) 72_B do pistão mestre 72 e a parede interna 46 do invólucro 42. É provida uma face de extremidade externa (ou de topo) 72_T do pistão mestre 72 para engatar uma tampa 76 do invólucro 42 na posição retraída do mesmo. O atuador de freio de compressão 70 também inclui uma mola de compressão 78 atuando entre o pistão mestre 72 e a tampa 76 para inclinar o pistão mestre 72 para baixo na direção da posição estendida do mesmo. O pistão mestre 72 é perfurado de modo a formar uma câmara de ventilação 75 entre o pistão mestre 72 e a tampa 76 para receber a mola de compressão 78. A câmara de ventilação 75 formada entre a tampa 76 e o elemento atuador 72 é exposto à pressão atmosférica através da porta de ventilação 77 provida na tampa 76 de modo a expor a face de extremidade externa (ou de topo) 72_T do elemento atuador 172 à pressão atmosférica. O pistão mestre 72 é adaptado a alternar entre a parede interna 46 do invólucro 42 e a tampa 76. Conforme ilustrado nas figuras 2 e 3, o pistão mestre 72 é formado integralmente com a saliência 73 se estendendo dentro da passagem de conexão 47 na parede interna 46 em direção ao membro de válvula 64 de uma válvula de checagem 62.

[47] Deste modo, o módulo de controle de freio de compressão

40 incorpora um sistema a capturar óleo hidráulico de motor em uma câmara de pistão escravo 50 em cima do pistão escravo 48 para impedir que a válvula de exaustão 18 volte ao encaixe da válvula ao final do ciclo de compressão. O sistema assegura um volume mínimo absoluto de óleo capturado para minimizar a compressibilidade do módulo a granel do óleo preso em uma câmara de pistão escravo 50. O módulo de controle de freio de compressão 40 é acoplado ao motor 10 (preferencialmente a um cabeçote de cilindro) através de um hardware de acoplamento que incorpora um fixador de montagem rígida para minimizar a flexibilidade de hardware mecânico durante a operação de frenagem do motor. A incorporação de conformidade mínima de óleo e desvios de hardware proporciona desempenho máximo e previsível de retardamento de frenagem do motor. A presente invenção também proporciona uma miniatura de pacote de acomodação de um módulo de controle de freio de compressão 40.

[48] O sistema de freio de compressão-liberação 12 do motor de C.I. 10 pode ser usado juntamente com um orifício fixo de freio de exaustão, um freio de exaustão regulada a pressão ou um turbo compressor de geometria variável (VGT) para incorporar frenagem de motor a dois tempos. A combinação utiliza os tempos de compressão e exaustão para produzir um sistema mais silencioso com carregamento reduzido de trem de válvula de motor e ao mesmo tempo rende excelente potência de retardamento de freio. Deste modo, o motor a diesel 10 adicionalmente compreende um turbo compressor 80 incluindo um compressor 82 e uma turbina 83, e um freio de exaustão variável 84 conectado de modo fluido ao turbo compressor 80 através de uma passagem de exaustão 21. Conforme ilustrado na figura 1, o compressor 82 está em comunicação de fluido com a tubulação de admissão 19 através de um conduíte de admissão 38, enquanto a turbina 83 está em comunicação de fluido com a tubulação de exaustão 20 através

de um conduíte de exaustão 39. Convencionalmente, os gases de exaustão a partir da tubulação de exaustão 20 giram a turbina 83 e saem do turbo compressor 80 através de um conduíte de exaustão 39 para o freio de exaustão 84. Em seguida, o ar ambiental comprimido pelo compressor 82 é levado pelo conduíte de admissão 38 até a tubulação de admissão 19 através de um interresfriador 81 onde a carga de ar comprimido é resfriado antes de entrar na tubulação de admissão 19. A carga de ar entra no cilindro 14 através da válvula de admissão 17 durante um tempo de admissão. Durante um tempo de exaustão, o gás de exaustão sai do cilindro 14 através da válvula de exaustão 18, entra na tubulação de exaustão 20 e continua para fora através da turbina 83 do turbo compressor 80.

[49] Conforme ilustrado na figura 1, o freio de exaustão 84 da primeira modalidade exemplificadora da presente invenção é localizado a jusante do turbo compressor 80. No entanto, a localização do freio de exaustão 84 não está limitada a uma posição a jusante da turbina 83 ou à forma de um freio de exaustão convencional. Alternativamente, o freio de exaustão 84 pode ser colocado a montante do turbo compressor 80 (a turbina 83). Onde o freio de exaustão 84 está instalado a montante do turbo compressor 80, a vantagem é aproveitada para gerar um diferencial de alta pressão através da turbina 83. Isto aciona o turbo compressor 82 a uma velocidade maior e assim proporciona mais impulso de admissão para carregar o cilindro para frenagem do motor.

[50] De acordo com a presente invenção ilustrada na figura 1, o freio de exaustão 84 inclui um restritor de exaustão variável na forma de uma válvula borboleta 85 (ou um restritor de exaustão variável) operada por um atuador de freio de exaustão 86. Preferencialmente, a válvula borboleta 85 é girada pela ligação 85' conectada ao atuador de freio de exaustão 86 a fim de ajustar a restrição de exaustão, portanto

um valor de frenagem de exaustão. O atuador de freio de exaustão 86 da presente invenção pode ser um de tipo apropriado conhecido aos versados na técnica, tal como um atuador de fluido (pneumático ou hidráulico), um atuador eletromagnético (por exemplo, solenoide), um atuador eletromecânico, etc. Preferencialmente, neste exemplo particular, o atuador de freio de exaustão 86 é um atuador pneumático, embora, conforme mencionado acima, outros dispositivos de atuação poderiam ser substituídos.

[51] O atuador de freio de exaustão 86 é controlado por um microprocessador (ou controlador eletrônico do freio de exaustão) 87. O microprocessador 87 controla o restritor de exaustão variável 85, então o valor de frenagem de exaustão, baseado nas informações a partir de uma pluralidade de sensores 88 incluindo, mas não limitado a, um sensor de pressão e um sensor de temperatura medindo a pressão e temperatura do gás de exaustão fluindo através do restritor de exaustão 85 do freio de exaustão 84. Será verificado pelos versados na técnica que quaisquer outros sensores apropriados podem ser empregados. O atuador pneumático 86 é operado por uma válvula do solenoide 89 provido para conectar e desconectar seletivamente o atuador pneumático 86 com uma fonte de pressão pneumática (não mostrada) através de um conduíte pneumático 89' em resposta a um sinal de controle a partir do microprocessador 87.

[52] O sistema de freio de compressão-liberação 12 de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção é controlado por um controlador eletrônico 90 (conforme ilustrado na figura 1), que pode ser na forma de um CPU ou um computador. O controlador eletrônico 90 opera uma válvula eletromagnética de controle do freio de compressão 36 baseado nas informações a partir de uma pluralidade de sensores 92 representando parâmetros de operação de motor e veículo como entradas de controle, incluindo, mas não limitado

a, uma velocidade de motor, um carregamento de motor, um modo operacional de motor, etc. Será verificado pelos versados na técnica que quaisquer outros sensores apropriados podem ser empregados. O controlador eletrônico 90 é programado para fornecer um sinal 94 para o solenoide 36 da válvula de controle externa de três vias 36 para causá-los a seletivamente e independentemente abrir ou fechar baseado na demanda operacional do motor 10. Quando a válvula de controle de freio de compressão 36 é aberto, o fluido hidráulico pressurizado, tal como óleo de motor pressurizado, é provido ao atuador de freio de compressão hidráulico 70 do módulo de controle de freio de compressão 40 e o motor de C.I. 10 opera no modo de freio de compressão (ciclo de frenagem do motor). Correspondentemente, quando a válvula solenoide de controle do freio de compressão 36 é fechada, no fluido hidráulico pressurizado é fornecido ao atuador hidráulico de freio de compressão 70 do módulo de controle de freio de compressão 40 e o motor de C.I. 10 opera no ciclo normal de motor.

[53] O freio de exaustão 84 lê a pressão e temperatura do sistema de exaustão a partir dos sensores 92 no microprocessador 90 e regula um sinal 89 ao atuador de freio de exaustão 86 que ajusta o restritor de exaustão variável 85. O controlador eletrônico 90 também fornece um sinal 96 ao microprocessador 87 do freio de exaustão 84. Quando o motor 10 estiver operando no modo de frenagem do motor, o sinal de controle 96 ajusta o restritor de exaustão variável 85 a fim de manter uma contrapressão de exaustão desejada.

[54] A operação de frenagem de motor de C.I. 10 da presente invenção é dotada de dois componentes integrais: uma frenagem de liberação de compressão (*weeper*) provida pelo sistema de freio de compressão-liberação 12, e uma frenagem de exaustão provida pelo freio de exaustão 84. O componente de frenagem de compressão-liberação é provido pela ação do módulo de controle de freio de com-

pressão 40 do sistema de freio de compressão-liberação 12, enquanto a frenagem de exaustão é provida pelo freio de exaustão 44.

[55] Segue abaixo a descrição detalhada da operação de sistema de freio de compressão-liberação 12.

[56] Quando o motor 10 desempenha uma operação de potência positiva (isto é, opera no ciclo de motor normal), a válvula de controle de freio de compressão 36 é fechada e o módulo de controle de freio de compressão hidráulico 40 está na condição despressurizada para que nenhum fluido hidráulico seja fornecido ao módulo de controle de freio de compressão 40, e a câmara de pistão escravo 50 é preenchida com o fluido hidráulico mas não com o fluido hidráulico pressurizado. Em uma condição tal que mostrado na figura 3, o pistão mestre 72 é movido para a posição estendida do mesmo e apoiada nela (somente pela força de polarização da mola de compressão 78). Nesta posição, a saliência 73 do pistão mestre 72 desloca o membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62 longe do encaixe da válvula da mesma através da superação da força de polarização da mola 66 de uma válvula de checagem 62, a qual é mais leve que a força de polarização da mola de compressão 78 do atuador de freio de compressão 70. Ademais, quando a válvula de controle de freio de compressão 36 é fechada, a câmara de pistão escravo 50 é completamente preenchida com o óleo do motor durante o tempo normal de exaustão quando as válvulas de exaustão 18 estão levantadas de seus encaixes de válvula pelo perfil normal do came de exaustão.

[57] Durante a operação de frenagem do motor, quando é determinado pelo controlador eletrônico 90 com base na informação originária da pluralidade de sensores 92 que a frenagem é exigida, como por exemplo quando uma válvula de afogador (não mostrada) do motor 10 é fechada, o freio de exaustão 84 é atuado pelo fechamento pelo menos parcial da válvula borboleta 85 a fim de criar uma contra-

pressão resistindo à saída do gás de exaustão durante o tempo de exaustão. Ademais, durante a operação de frenagem do motor, o controlador eletrônico 90 abre a válvula de controle de freio de compressão 36 para ligar o fornecimento do fluido hidráulico pressurizado ao módulo de controle de freio de compressão 40, regulando assim o módulo de controle de freio de compressão 40 à condição pressurizada. Quando o óleo de motor pressurizado é fornecido ao conduto de fornecimento/despejo 60 do módulo de controle de freio de compressão 40, o pistão mestre 72 do atuador de freio de compressão 70 é forçado para fora pela pressão do óleo de fornecimento permitindo que a esfera de verificação 64 seja assentada. Ao mesmo tempo, o fluido hidráulico pressurizado irá fluir para dentro da câmara de pistão escravo 50. Na medida em que o óleo de fornecimento pressurizado enche a câmara de pistão escravo 50, a pressão do óleo de fornecimento força o pistão escravo 48 para fora até que o pistão escravo 48 faça contato com a parada mecânica (na forma de um anel de encaixe 58), conforme mostrado na figura 3, quando as válvulas de exaustão 18 estão fora de encaixe da válvula durante a elevação normal da válvula de exaustão. A esfera de verificação da mola carregada 64 irá travar o óleo acima do pistão escravo 48 e impedir que o pistão escravo 48 volte à sua posição contraída (ilustrado na figura 4). Isto proporciona elevação estendida e ângulo de fase para a válvula de exaustão do freio 18₂. A elevação estendida de duração aberta da válvula de exaustão do freio 18₂ forma uma abertura de evacuação (*weeper*) durante o ciclo de compressão do motor, e o motor 10 desempenha um trabalho não-recuperável na medida em que o gás é forçado fora do cilindro através desta abertura, que incorpora o freio de compressão-liberação.

[58] Em uma posição ilustrada na figura 3, o pistão escravo 48 é travado no lugar pelo óleo preso em uma câmara de pistão escravo 50, e impede que uma das válvulas de exaustão 18 volte ao encaixe

da válvula. A localização da parada do pistão escravo 58, a fenda de limitação de tempo 54 e a posição de instalação do módulo de controle de freio de compressão 40, determina o valor da distância que a válvula de exaustão 18 será mantida fora do encaixe da válvula, resultando em uma elevação predeterminada durante o ciclo completo de frenagem do motor. O óleo em uma câmara de pistão escravo 50 é travado hidraulicamente pela válvula de retenção de esfera 62 posicionada acima do pistão escravo 48 para manter o pistão escravo 48 na posição estendida. Ao completar o movimento normal da válvula de exaustão, o pistão escravo estendido 48 impede que a válvula de exaustão 18 volte ao encaixe da válvula e assim mantém a válvula de exaustão aberta por uma elevação e tempo desejados do sistema de freio de compressão-liberação 12.

[59] Quando o modo de frenagem do motor é desativado, a válvula do solenoide 36 é desligada para cortar o fornecimento de óleo pressurizado ao módulo de controle de freio de compressão 40, resultando desta forma em que a mola de compressão 78 força o pistão de atuador 72 em direção à válvula de retenção de esfera 62, que desaloja o membro de esfera 64 de sua posição assentada. O óleo liberado flui para forma de uma câmara de pistão escravo 50 através da válvula do solenoide externa de três vias 36 e de volta a um depósito de óleo 35, mostrado na figura 1. O pistão escravo 48 é então forçado de volta à posição contraída (ilustrado na figura 3) na cavidade de pistão 44 do invólucro 42 pela força das molas da válvula de exaustão 18'. A válvula de exaustão 18 volta ao encaixe da válvula para permitir movimento normal da válvula do motor.

[60] O sistema de freio de compressão-liberação 12 com o módulo de controle de freio de compressão ativado hidraulicamente 40 mantém a válvula de exaustão 18 fora do assento da válvula de exaustão em uma configuração predeterminada para o ciclo completo de

frenagem do motor (evento de frenagem *weeper*). O sistema de freio de compressão-liberação 12 pode ser usado juntamente com um freio de exaustão de orifício fixo, um freio de exaustão regulado a pressão ou um turbo compressor VGT para incorporar a frenagem do motor dois tempos. A combinação utiliza a compressão e tempos de exaustão para produzir um sistema mais silencioso com carregamento reduzido de trem de válvula do motor e ao mesmo tempo render excelente potência de retardamento de freio.

[61] O sistema de freio de compressão-liberação 12 utilizado em combinação com o freio de exaustão regulado a pressão 84 proporciona vantagens sobre o uso de um sistema de freio de compressão-liberação com um freio de exaustão de orifício fixo. Quando uma combinação de freio de compressão-liberação e freio de exaustão é projetada para contrapressão de exaustão máxima e o componente de freio de compressão-liberação deixa de funcionar por qualquer motivo, a condição típica de sobreposição da válvula de exaustão/admissão estendida. A eliminação da sobreposição da válvula estendida resulta em pressões de tubulação de exaustão mais altas e o motor pode se submeter a velocidades de encaixe inaceitável da válvula que podem resultar em sérios danos para o motor e excessivo desgaste do encaixe da válvula.

[62] Os danos de encaixe da válvula ou falha na mola da válvula podem resultar em sérios danos para o motor. As falhas na mola da válvula podem causar as válvulas do motor a caírem na câmara de combustão e pode causar danos progressivos para o motor. Os danos de encaixe da válvula podem evoluir porque a válvula de exaustão não irá vedar adequadamente as pressões de compressão e/ou não irá proporcionar boa transferência de calor da válvula de exaustão ao cabeçote de cilindro durante o carregamento de motor de alta potência positiva.

[63] O freio de exaustão regulado a pressão que é utilizado em combinação com o sistema de freio de compressão-liberação tem a vantagem de que o freio de exaustão pode ser utilizado sozinho em uma combinação de compressão-liberação/freio de exaustão do motor com nenhuma possibilidade de pressurizar excessivamente a tubulação de exaustão e assim evitar flutuação excessiva de válvulas e encaixe inaceitável das velocidades das válvulas. Devido ao fato de que o freio de exaustão regulado a pressão é autorregulador, a pressurização excessiva da tubulação de exaustão não pode ocorrer porque o orifício de restrição no freio de exaustão aumenta em área automaticamente para manter a mais alta pressão constante na tubulação de exaustão em conformidade com as especificações de manufatura do motor.

[64] As figuras 5-7 ilustram uma segunda modalidade exemplificadora de um sistema de freio de compressão-liberação, ilustrado em termos gerais pelo caráter referencial 112, provida para um motor de combustão interna (CI) 10. Os componentes que permanecerem inalterados da primeira modalidade exemplificadora da presente invenção são etiquetados com os mesmos caracteres referenciais. Os componentes que funcionarem da mesma forma que na primeira modalidade exemplificadora da presente invenção ilustrada nas figuras 1-4 são designados pelos mesmos numerais referenciais a algumas das quais 100 foi acrescentado, às vezes sem descrição detalhada já que similaridades entre as partes correspondentes nas duas modalidades serão prontamente percebidas pelo leitor.

[65] A principal diferença entre o sistema de freio de compressão-liberação 112 das figuras 5-7 e o sistema de freio de compressão-liberação 12 das figuras 1-4 é que um módulo de controle de freio de compressão 140 do sistema de freio de compressão-liberação 112 de acordo com a segunda modalidade exemplificadora da presente in-

venção inclui um atuador de freio de compressão eletromagnético (solenoide) 170 posicionado dentro de uma cavidade de atuador 45 de um invólucro 42 e provida para engatar seletivamente a membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62 quando desativado de modo a destravar a câmara de pistão escravo hidráulica 50 e conectar de modo fluido a câmara de pistão escravo 50 para uma fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado, e para desengatar do membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62 quando ativada de modo a travar a câmara de pistão escravo 50 e desconectar de modo fluido a câmara de pistão escravo 50 a partir da fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado. Ademais, conforme ilustrado na figura 5, o sistema de freio de compressão-liberação 112 com o módulo de controle de freio de compressão 140 atuado eletronicamente não precisa de uma válvula do solenoide externa adicional para fornecer e ligar e desligar o fornecimento de óleo pressurizado, contrário ao sistema de freio de compressão-liberação 12 de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção tendo a válvula do solenoide de controle do freio de compressão 36. Em outras palavras, o CBCM 140 do sistema de freio de compressão-liberação 112 da segunda modalidade exemplificadora da presente invenção recebe fornecimento constante de óleo de motor pressurizado.

[66] O atuador de freio de compressão 170 de acordo com a segunda modalidade exemplificadora da presente invenção é um atuador elétrico (isto é, operado eletricamente). Especificamente, o atuador de freio de compressão 170 inclui a bobina do solenoide 171 fixada a uma superfície periférica interna da cavidade de atuador cilíndrica 45 do invólucro 42 e uma armação (ou elemento atuador) 172 montada de forma deslizante dentro da bobina do solenoide 171 para recíproca dentro da cavidade de atuador 45 entre uma posição estendida (ilustrado na figura 5) e uma posição retraída (ilustrado na figura 4) de

modo que o invólucro 42 e a armação 172 definem uma câmara de atuador de volume variável 174 dentro de uma porção mais interna da cavidade de atuador cilíndrica 45 entre uma face interna de extremidade (ou de fundo) 172_B da armação 172 e a parede interna 46 do invólucro 42. Deste modo, a bobina do solenoide 171 e a armação 172 definem um solenoide interno do CBCM 140 do sistema de freio de compressão-liberação 112. Uma extremidade externa da armação 172 é provida para engatar uma tampa 176 na posição retraída da mesma. Uma câmara de ventilação 175 formada entre a tampa 176 e o elemento atuador 172 é exposta à pressão atmosférica através da porta de ventilação 177 provida na tampa 176 de modo a expor uma face de extremidade externa (ou de topo) 172_T do elemento atuador 172 à pressão atmosférica. A armação 172 é também provida com conduítes de fluido 179 através dos mesmos conectando de modo fluido a câmara de atuação 174 com a câmara de ventilação 175 a fim de despejar o óleo excedente de uma câmara de pistão escravo 50 e/ou da câmara de atuação 174 para uma câmara de ventilação 175.

[67] A armação 172 é dotada de um lacre por anel de vedação 172' para vedar a porta de ventilação 177, e de um lacre por anel de vedação 172" para vedar a câmara de atuação 174. O atuador de freio de compressão 170 também inclui uma mola de compressão 178 que atua entre a armação 172 e a tampa 176 para inclinar a armação 172 na direção da posição estendida da mesma. A armação 172 é adaptada para alternar entre a parede interna 46 do invólucro 42 e a tampa 176. Em outras palavras, o atuador de freio de compressão do solenoide 170 é provido para alternar o CBCM 140 entre uma condição ativada (ou "Ligado") (ilustrado na figura 6) quando o atuador do solenoide 170 é energizada (isto é, a bobina do solenoide 171 é alimentada com a corrente elétrica) e a válvula de checagem 62 é fechada, e uma condição desativada (ou "desligada") (ilustrado na figura 7) quan-

do o atuador do solenoide 170 é desenergizado (isto é, a bobina do solenoide 171 não é alimentada com a corrente elétrica) e a válvula de checagem 62 é aberta (a armação 172 é movida à posição estendida apenas devido à força de polarização da mola de compressão 178). Conforme ilustrado nas figuras 6 e 7, a armação 172 é formada integralmente com uma saliência 173 que se estende dentro da passagem de conexão 47 na parede interna 46 em direção ao membro de válvula 64 de uma válvula de checagem 62.

[68] Durante a operação de freio ligado, o atuador de freio de compressão 170 do CBCM 140 é controlado por um controlador eletrônico (ECU) 90 baseado nas informações a partir de uma pluralidade de sensores 92 representando parâmetros de operação de motor e veículo como entradas de controle, incluindo, mas não limitado a, uma velocidade de motor, um carregamento de motor, um modo operacional de motor, etc, ligando e desligando a bobina do solenoide interna 171. O atuador do freio do solenoide 170 será ligado após o fechamento normal da válvula de exaustão e desligado após o início do tempo de expansão.

[69] Quando o motor 10 desempenha uma operação de potência positiva (isto é, opera no ciclo de motor normal), o atuador de freio de compressão do solenoide 170 é desenergizada (isto é, a bobina do solenoide 171 do atuador do solenoide 170 não é alimentada com a corrente elétrica) de modo que a armação 172 fique na posição estendida (ilustrado na figura 5) devido apenas à força de polarização da mola de compressão 178. Nesta posição, a saliência 173 da armação 172 desloca o membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62 longe do encaixe da válvula da mesma através da superação da força de polarização da mola 66 de uma válvula de checagem 62, que é mais leve que a força de polarização da mola de compressão 178 do atuador de freio de compressão 170. Ademais, a força de polarização

da mola de compressão 178 é forte o suficiente para superar a força do óleo de motor pressurizado que está tentando mover a armação 172 na direção da posição retraída da mesma. Deve ser entendido que a câmara de pistão escravo 50 é completamente preenchida com o óleo de motor durante o tempo normal de exaustão quando as válvulas de exaustão 18 são levantadas de seus encaixes de válvula pelo perfil normal do came de exaustão. Em outras palavras, quando o atuador de freio de compressão do solenoide 170 é desenergizado, o CBCM 140 está na condição despressurizada para que apesar de o fluido hidráulico pressurizado seja fornecido ao CBCM 140 por uma fonte 34, a câmara de pistão escravo 50 esteja preenchida com o fluido hidráulico, mas não o fluido hidráulico pressurizado.

[70] Em operação, o fornecimento de óleo de motor é constantemente fornecido ao módulo de controle de freio de compressão 140. Quando o atuador interno do solenoide 170 do CBCM 140 é energizado, a armação do solenoide 170 é puxada para a sua posição retraída (ilustrado na figura 4) longe do membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62 para permitir que o óleo de fornecimento de motor pressurizado preencha a câmara de pistão escravo hidráulica 50 e force o pistão escravo 48 para a parada mecânica limitadora de tempo 58 no CBCM 140 durante a elevação normal da válvula de exaustão. O membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62 trava o óleo acima do pistão escravo 48, impedindo que o pistão escravo 48 volte. O pistão escravo 48 é travado no lugar pelo óleo preso em uma câmara de pistão escravo hidráulica 50, o que impede que as válvulas de exaustão voltem ao encaixe das válvulas. A localização da parada de pistão escravo 58, aspecto limitador do tempo do pistão e o ajuste da folga do pistão escravo determinam o valor da distância que as válvulas de exaustão estejam mantidas fora do encaixe das válvulas para o evento de frenagem compressão-liberação.

[71] A figura 8 ilustra uma terceira modalidade exemplificadora de um sistema de freio de compressão-liberação, ilustrado em termos gerais pelo caráter referencial 212, provida para um motor de combustão interna (CI) 10. Os componentes que permanecerem inalteradas da primeira modalidade exemplificadora da presente invenção são etiquetados com os mesmos caracteres referenciais. Os componentes que funcionarem da mesma maneira como na segunda modalidade exemplificadora da presente invenção ilustrada nas figuras 5-7 são designados pelos mesmos numerais referenciais a algumas das quais 100 foi acrescentado, às vezes sem descrição detalhada já que similaridades entre as partes correspondentes nas duas modalidades serão prontamente percebidas pelo leitor.

[72] A principal diferença entre o sistema de freio de compressão-liberação 212 da figura 8 com relação ao sistema de freio de compressão-liberação 112 das figuras 5-7 é que o sistema de freio de compressão-liberação 212 de acordo com a terceira modalidade exemplificadora da presente invenção inclui uma válvula de controle de freio de compressão 36 provida para seletivamente de modo fluido conectar a fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado ao módulo de controle de freio de compressão 140 através de uma passagem de fluido de freio de compressão 37. Em outras palavras, a válvula de controle de freio de compressão 36 é provida para fornecer seletivamente o fluido hidráulico pressurizado a partir da fonte 34 ao CBCM 140 através da passagem de fluido de freio de compressão 37. Deve ser entendido que a passagem de fluido de freio de compressão 37 se comunica com (é fluidicamente conectado a) um conduíte de fornecimento/despejo 60 do módulo de controle de freio de compressão 40. Preferencialmente, a válvula de controle de freio de compressão 36 é um eletroímã externa de três vias (solenóide) fornecendo o óleo de motor pressurizado ao CBCM 140 durante o modo de atuação do freio de

compressão. Deste modo, a terceira modalidade exemplificadora da presente invenção proporciona um sistema de freio de compressão-liberação 212 de controle temporizado eletrônico.

[73] O sistema de freio de compressão-liberação 212 controlado e temporizado eletronicamente utiliza a válvula do solenoide externa de três vias 36 (isto é, exterior ao CBCM 140) para fornecer e despejar o óleo de motor pressurizado aplicado em combinação com o atuador do solenoide interna 170 do CBCM 140 para controlar a função ligado/desligado de freio do motor. Para ativar o freio do motor, potência elétrica é alimentada tanto ao atuador do solenoide interna 170 do CBCM 140 quanto à válvula do solenoide externa de três vias 36. A válvula do solenoide externa 36 fornece ao CBCM 140 óleo de motor a pressão baixa e o atuador do solenoide interna 170 do CBCM 140 permite o fechamento e abertura de uma válvula de checagem 62 para controlar o ciclo de freio de compressão-liberação temporizado. O sistema de freio de compressão-liberação controlado e eletronicamente temporizado 212 da invenção melhora o desempenho de frenagem do motor comparado com o sistema de freio de compressão-liberação de motor controlado e não temporizado eletronicamente 12. O evento de freio de compressão-liberação temporizado requer a potência elétrica fornecida ao atuador do solenoide interna 170 integrada ao CBCM 140. O atuador do solenoide 170 é energizado e desenergizado durante cada ciclo de motor para controlar os eventos de abertura e fechamento da válvula de freio do motor.

[74] O sistema de freio de compressão-liberação 212 temporizado mantém a válvula de exaustão fora do encaixe da válvula durante o ciclo de compressão, e desenergiza o atuador do solenoide 170 durante o início do tempo de expansão, fechando a abertura da válvula (de freio) de exaustão. Este fechamento da válvula resulta em uma parada da tubulação de exaustão de ar a fluir para dentro do cilindro 14,

reduzindo assim a pressão de cilindro no final do tempo de expansão, e causando trabalho adicional para o pistão.

[75] Fechando a abertura da válvula de exaustão (freio de compressão) antes do evento de sobreposição da válvula de exaustão/admissão impede que o evento de exaustão/admissão seja estendido. Com uma sobreposição da válvula de exaustão/admissão estendida, a pressão maior na tubulação de exaustão força o ar da tubulação de exaustão de volta para a câmara de combustão durante o tempo de admissão e para fora através da válvula de admissão aberta 17, assim reduzindo a massa de ar da tubulação de exaustão e contra-pressão. Eliminando a sobreposição da válvula de exaustão/admissão estendida proporciona uma maior pressão média de tubulação de exaustão, criando trabalho adicional feito pelo pistão durante o tempo de exaustão.

[76] Imediatamente após o início do tempo de admissão, o controlador eletrônico 90 do sistema de freio de compressão-liberação temporizado 212 aciona a potência para a válvula do solenoide externa 36 e o atuador do solenoide interno 170, proporcionando assim óleo de motor pressurizado para uma câmara de pistão escravo 50. O pistão escravo 48 se estende a uma posição de contato com o pino de válvula de exaustão 25, mas não pode abrir a válvula de exaustão do freio 18₂ porque a válvula de exaustão 18₂ é inclinada até se fechar pela mola da válvula de exaustão do motor 18'. Próximo ao final do tempo de admissão, a pressão no cilindro 14 é baixa e a pressão na tubulação de exaustão 20 é alta, devido ao freio de exaustão 84, resultando no maior diferencial de pressão através das válvulas de exaustão 18. Este diferencial de pressão causa as válvulas de exaustão 18 a flutuarem para longe de seu encaixe da válvula formando um vão δ_A entre o pistão escravo 48 e o pino de válvula de exaustão 25 da válvula de exaustão do freio 18₂, conforme ilustrado na figura 2B. Ademais,

na medida em que a válvula de exaustão 18 flutua, formando-se o vão δ_A entre o CBCM 140 e o pino de válvula de exaustão 25, o pistão escravo 48 do CBCM 140 é adicionalmente expandido para sua posição plenamente estendida para fechar este vão entre o pino de válvula de exaustão 25 e o CBCM 140 através do movimento para baixo do pistão escravo 48, a partir da posição mostrada na figura 7, para sua posição estendida mostrada na figura 6 de modo que o volume adicional do fluido hidráulico pressurizado entra através do conduíte de fornecimento 60 e preenche a câmara de pistão escravo 50. Consequentemente, o comprimento do CBCM 140 aumenta.

[77] Durante a flutuação das válvulas de exaustão 18 próximo ao final do tempo de admissão, o pistão escravo 48 do CBCM 140 irá continuar até uma posição de parada mecânica e o óleo do motor será travado dentro de uma câmara de pistão escravo 50 pela válvula de retenção de esfera 62. O pistão escravo 48 impede que a válvula flutuante de exaustão do freio 18_2 volte a seu encaixe da válvula. A válvula de exaustão do freio 18_2 é mantida fora de seu encaixe da válvula pelo pistão escravo estendido 48 a um valor predeterminado de elevação durante o ciclo de compressão. Após completar o ciclo de compressão, o ciclo é completo.

[78] Após o início do tempo de expansão, o controlador eletrônico 90 do sistema de freio de compressão-liberação temporizado 212 aciona a potência para a válvula do solenoide externa 36 e o atuador do solenoide interna 170 a serem fechados. O pistão escravo 48 retrai e a válvula de exaustão do freio 18_2 é plenamente fechada até que o ciclo se repita imediatamente após o início do tempo de admissão.

[79] O pacote eletrônico necessário para o freio combinado de compressão-liberação/exaustão temporizada eletrônica fornece potência adicional de retardamento do motor. O sistema de freio combinado temporizado de compressão-liberação/exaustão da invenção é capaz

de atender aplicações de veículo de grande porte que demandam maior potência de retardamento que um sistema de freio combinado de compressão-liberação/exaustão não temporizado.

[80] O fornecimento de óleo requer que a válvula do solenoide externa de três vias 36 seja energizada quando o freio do motor é ligado ao óleo de fornecimento do CBCM 140. Durante a operação de freios ligados, o sistema de freio de compressão-liberação temporizado 212 pode ser controlado pelo controlador eletrônico 90, ligando-se e desligando-se o atuador do solenoide interna 170 do CBCM 140. O atuador do solenoide interna 170 será ligado após o fechamento normal da válvula de exaustão e será desligado após o início do tempo de expansão. O freio de exaustão deve ser ligado e desenvolver pressão suficiente na tubulação de exaustão para fazer com que as válvulas de exaustão 18 flutuem durante a faixa de velocidade de frenagem do motor. Para iniciar o evento de *weeper* da válvula de exaustão, o atuador do solenoide interna 170 pode ser energizado por um controlador eletrônico 90 após o fechamento das válvulas de exaustão 18, permitindo-se que a válvula de retenção de esfera 64 volte ao seu assento. Durante o flutuamento da válvula de exaustão próximo ao final do tempo de admissão, a válvula de exaustão flutuante irá permitir que o pistão escravo 48 se mova para baixo permitindo que a câmara de pistão escravo 50 seja preenchida e faça contato com uma parada mecânica 58, prenda o óleo e impeça que a válvula de exaustão do freio 18₂ volte ao encaixe da válvula para o próximo ciclo de freio *weeper*.

[81] A mola à prova de erros 66 irá levantar o membro de esfera 64 para fora de seu assento quando o solenoide interno 170 for desligada, liberando o óleo em uma câmara de pistão escravo 50 de volta ao fornecimento de óleo para permitir que a(s) válvula(s) de exaustão 18 volte(m) ao(s) seu(s) encaixe(s) de válvula. Em seguida, o controlador eletrônico 90 faz sinal para ligar o solenoide interno 170 e o ciclo

começa novamente.

[82] A operação do sistema temporizado de freio de compressão-liberação 212 é descrito detalhadamente abaixo.

[83] O sistema temporizado de freio de compressão-liberação 212 requer o controlador eletrônico 90 para temporizar o sinal elétrico de atuação para energizar e desenergizar o atuador do solenoide interna 170 do CBCM 140. A pressão do óleo de fornecimento é abastecida pela válvula do solenoide externa de três vias 36 para fornecer à porta de entrada 60 do CBCM 140 quando o freio do motor for ativado. O solenoide integrado do CBCM 140 controla a abertura e fechamento da válvula de retenção de esfera 62 durante a ativação e desativação do freio *weeper*. A válvula de retenção de esfera 62 trava o óleo em uma câmara de pistão escravo 50, impedindo que o pistão escravo 48 volte. O pistão escravo 48 é travado no lugar pelo óleo preso em uma câmara de pistão escravo 50, que impede que a válvula de exaustão do freio 18₂ feche. A localização da parada do pistão escravo 58, aspecto limitador do tempo de pistão e o ajuste de folga do pistão escravo determinam o valor de distância que a válvula de exaustão do freio 18₂ é mantida fora do encaixe da válvula para o evento de frenagem *weeper*.

[84] Em um sistema de frenagem *weeper* temporizado 212, um mecanismo de gatilho eletrônico energiza e desenergiza o solenoide interna 171, 172 do CBCM 140 para fechar a elevação da válvula de exaustão do freio de *weeper* imediatamente após o início do tempo de expansão do motor 10 para eliminar qualquer aumento na condição normal de sobreposição da válvula de exaustão/admissão do motor. A válvula de exaustão fechada 18, antes do tempo de admissão, elimina a condição aumentada de sobreposição da válvula que ocorre no sistema de frenagem *weeper* não temporizado 112 onde o freio *weeper* mantém a válvula de exaustão 18 aberta durante todo o evento de fre-

nagem do motor. A condição de sobreposição aumentada no freio *weeper* não temporizado permite que a massa de ar da exaustão flua desde a tubulação de exaustão 20 para dentro do cilindro 14' e em seguida para fora da válvula de admissão 17 para dentro da tubulação de entrada 19. Esta perda considerável de massa de ar na tubulação de exaustão proíbe a obtenção de pressão tubulação de exaustão máxima desejada. No sistema de freio de motor *weeper* 212 da presente invenção, a potência de retardamento do motor é aumentada pelo aumento de trabalho realizado durante o tempo de exaustão. A maior potência de retardamento resulta do aumento da pressão de tubulação de exaustão e o trabalho adicional negativo no tempo de expansão através do fechamento da válvula de exaustão 18 no início do tempo de expansão.

[85] No sistema de freio *weeper* temporizado 212, logo após o início do tempo de admissão do motor, um mecanismo de gatilho eletrônico causa a aplicação de potência ao solenoide interno 171, 172 integrada ao CBCM 140. A válvula externa do solenoide de três vias 36 fornece óleo de motor pressurizado para o fornecimento de porta de óleo 60 do CBCM 140 constantemente durante a ativação do freio, e a bobina do solenoide interno 171 puxa na armação 172 para permitir que a válvula de retenção de esfera 62 vede a câmara de pistão escravo 50. A pressão do óleo de fornecimento força o pistão escravo 48 contra o pino de válvula de exaustão 25 e a válvula de exaustão do freio 18₂. A mola da válvula de exaustão 18' impede que o pistão escravo 48 abra a válvula de exaustão do freio 18₂. Com o freio de exaustão de combinação em operação, o orifício do freio de exaustão é dimensionado para que as válvulas de exaustão 18 flutuem para longe do encaixe das válvulas a um valor predeterminado. O flutuamento da válvula de exaustão ocorre perto de um centro morto de fundo (BDC) do tempo de admissão porque a pressão diferencial através da válvula

de exaustão 18 é maior naquele momento. Durante o flutuamento da válvula de exaustão o pistão escravo 48 pode se estender plenamente por causa da eliminação da força da mola da válvula a partir do pistão escravo 48. Quando a válvula de exaustão 18 flutua de volta em direção ao encaixe da válvula, o pistão escravo estendido 48 mantém a válvula de exaustão do freio 18₂ fora do encaixe da válvula durante a abertura predeterminada do freio *weeper*. A abertura do freio *weeper* é mantida aberta para a plena duração no ciclo de compressão. Logo após o ciclo de compressão de dentro morto de topo (CMT), um mecanismo de gatilho eletrônico causa a válvula de exaustão do freio 18₂ a se fechar e o ciclo do freio *weeper* se repete.

[86] Quando o modo de frenagem do motor é desativado, a válvula do solenoide externo 36 libera o óleo de fornecimento pressurizado de volta ao depósito 35 e o atuador do solenoide interna 170 do CBCM 140 é também desativado causando a armação acionada por mola 172 para forçar o membro de esfera 64 de uma válvula de checagem 62 para o assento liberando o óleo de uma câmara de pistão escravo 50. O óleo liberado irá fluir para fora da porta de fornecimento 60 e através da válvula do solenoide externa 36 de volta ao depósito de óleo 35. O pistão escravo 48 será agora forçado de volta à posição contraída no invólucro 42 pela mola da válvula de exaustão 18'. A válvula de exaustão do freio 18₂ será permitida agora a voltar ao encaixe da válvula para permitir o movimento normal da válvula do motor.

[87] As figuras 9 e 10 ilustram uma quarta modalidade exemplificadora de um sistema de freio de compressão-liberação, ilustrado em termos gerais pelo caráter referencial 312, provida para um motor de combustão interna (CI) 10. Os componentes que permanecerem inalterados da primeira modalidade exemplificadora da presente invenção são etiquetados com os mesmos caracteres referenciais. Os componentes que funcionarem da mesma maneira como na primeira modali-

dade exemplificadora da presente invenção ilustrada nas figuras 1-4 são designados pelos mesmos numerais referenciais a algumas das quais 300 foi acrescentado, às vezes sem descrição detalhada já que similaridades entre as partes correspondentes nas duas modalidades serão prontamente percebidas pelo leitor.

[88] A principal diferença entre o sistema de freio de compressão-liberação 312 das figuras 9 e 10 com relação ao sistema de freio de compressão-liberação 12 das figuras 1-4 é que o módulo de controle de freio de compressão 340 do sistema de freio de compressão-liberação 312 de acordo com a quarta modalidade exemplificadora da presente invenção é atuado pneumaticamente. Ademais, conforme ilustrado na figura 9, o sistema de freio de compressão-liberação 312 com o módulo de controle de freio de compressão 340 atuado pneumaticamente adicionalmente inclui uma fonte 334 de um ar comprimido de modo a fornecer o ar comprimido a partir da fonte 334 ao CBCM 340 através de uma passagem de ar comprimido 337.

[89] Mais especificamente, conforme ilustrado detalhadamente in figura 10, o CBCM 340 compreende um invólucro oco na forma de um corpo cilíndrico de peça única 342 definindo uma cavidade de pistão cilíndrica 344 e uma cavidade de atuador cilíndrica 345 separados por uma parede interna (ou de separação) 346 e estando em comunicação de fluido um com o outro através de uma passagem de conexão 347 na parede interna 346. Conforme adicionalmente ilustrado na figura 10, uma superfície periférica externa cilíndrica 343 do invólucro 42 é pelo menos parcialmente roscada de modo a ser enroscadamente recebido em um orifício roscado internamente de um membro de suporte 51 fixado a um cabeçote de cilindro 15 (ou o bloco de cilindro 14) do motor de C.I. 10 (conforme mostrado na figura 9). O CBCM 340 adicionalmente compreende um pistão escravo 348 montado de forma deslizante dentro do invólucro 342 para recíproca dentro da cavidade de

pistão 344 entre uma posição estendida (mais externa) e uma posição contraída (mais interna) de modo que o invólucro 342 e o pistão escravo 348 define uma câmara de pistão escravo hidráulica de volume variável 350 dentro de uma porção mais interna da cavidade de pistão cilíndrica 344 entre uma face interna de extremidade 349a do pistão 348 e a parede interna 346 do invólucro 342. Uma face de extremidade mais externa 349b do pistão escravo 348 é provida para engatar a válvula de exaustão do freio 18₂ na posição estendida da mesma através de um pino de válvula de exaustão 25 montado de modo recíproco à ponte da válvula de exaustão 31. Em outras palavras, um pino de válvula de exaustão 25 é móvel de modo recíproco relativo à ponte da válvula de exaustão 31 de modo a fazer a válvula de exaustão do freio 18₂ móvel relativo à válvula de exaustão 18₁ e a ponte da válvula de exaustão 31.

[90] O pistão escravo 348 pode alternar dentro da cavidade de pistão 344 entre duas paradas mecânicas do pistão escravo definindo uma posição estendida e uma posição contraída. Preferencialmente, o pistão escravo 348 é formado com uma abertura 354 tendo superfícies de parada interna e externa 355 e 356, respectivamente, enquanto o invólucro 342 é provido de um membro de pistão escravo de parada 358 se estendendo através da cavidade de pistão 344 através da abertura 354 entre as superfícies de parada interna e externa 355 e 356 da mesma e para limitar mecanicamente os movimentos para dentro e para fora do pistão escravo 348. Conforme ilustrado na figura 10, a distância entre as superfícies de parada interna e externa 355 e 356 é substancialmente maior do que a altura do membro de pistão escravo de parada 358 a fim de permitir que o pistão escravo 348 alterne dentro da cavidade de pistão 344 entre as superfícies de parada interna e externa 355 e 356 da abertura 354. Em outras palavras, o pistão escravo 348 pode se estender para fora da cavidade de pistão 344 até

que a superfície de parada interna 356 faça contato com o membro de parada 358, que é definido como a posição estendida do mesmo. Similarmemente, o pistão escravo 348 pode retrair para dentro da cavidade de pistão 344 até que a superfície de parada externa 355 faça contato com o membro de parada 358, que é definido como a posição contraída do pistão escravo 348. Deste modo, o membro de parada 358 atua como um membro de tempo limitador.

[91] O CBCM 340 atuado pneumaticamente adicionalmente compreende um conduíte (porta) de fornecimento (ou entrada) 360 e um conduíte (porta) de despejo 361 formado dentro do corpo 342 do invólucro de modo a fornecer o fluido hidráulico pressurizado a partir de uma fonte 34 de um fluido hidráulico pressurizado para uma câmara de pistão escravo hidráulica 350 através da passagem de conexão 347 para estender o pistão escravo 348 à posição estendida da mesma quando há um vão δ_A entre o pistão escravo 348 e o pino de válvula de exaustão 25 da válvula de exaustão do freio 18₂. Preferencialmente, um óleo de lubrificação de motor é utilizado como o fluido hidráulico de trabalho, armazenado em um depósito de fluido hidráulico 35. Será verificado que qualquer outra fonte apropriada do fluido hidráulico pressurizado e qualquer outro tipo apropriado de fluido será dentro do escopo da presente invenção. Deste modo, o CBCM atuado pneumaticamente 340 do sistema de freio de compressão-liberação 312 mantém a válvula de exaustão do freio 18₂ fora do assento da válvula de exaustão em uma regulação predeterminada para o modo de atuação do freio de compressão do motor de C.I. 10.

[92] O CBCM 340 atuado pneumaticamente adicionalmente inclui um atuador de freio de compressão pneumático 370 posicionado dentro da cavidade de atuador 345 do invólucro 342 e provida para engatar seletivamente um membro de esfera 364 de uma válvula de checagem 362 quando desativado de modo a destravar a câmara de

pistão escravo hidráulica 350 e conectar de modo fluido a câmara de pistão escravo 350 à fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado, e a desengatar do membro de esfera 364 de uma válvula de checagem 362 quando ativada de modo a travar a câmara de pistão escravo 350 e desconectar de modo fluido a câmara de pistão escravo 350 a partir da fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado. Ademais, conforme ilustrado na figura 9, o sistema de freio de compressão-liberação 312 com o módulo de controle de freio de compressão atuado pneumaticamente 340 adicionalmente inclui uma fonte 334 de um ar comprimido de modo a fornecer o ar comprimido a partir da fonte 334 ao atuador pneumático 370 do CBCM 340 através da passagem de ar comprimido 337, e uma válvula externa de controle do freio de compressão 336 provida para conectar, seletivamente de modo fluido a uma fonte 334 do ar comprimido ao CBCM atuado pneumaticamente 340 através da passagem 337. Em outras palavras, a válvula de controle de freio de compressão 336 é provida para fornecer, seletivamente, o ar comprimido a partir da fonte 334 ao CBCM atuado pneumaticamente 340 de modo a alternar o CBCM 340 entre uma condição ativada quando o ar comprimido é fornecido ao CBCM 340 e uma condição desativada (despressurizada) quando o ar comprimido não é fornecido ao CBCM 340. Preferencialmente, a válvula de controle de freio de compressão 336 é uma válvula de solenoide externa ativada por um eletro-ímã (solenoide) 336' fornecendo o ar comprimido ao CBCM 340 durante o modo de atuação do freio de compressão. Para desativar o sistema de freio de compressão-liberação 312, o ar pressurizado é evacuado do CBCM 340. No sistema pneumático, o óleo de fornecimento de motor é constantemente conectado ao porto de entrada 360 do CBCM 340. A válvula de solenoide hidráulica externa de três vias não é exigida para o sistema atuado pneumaticamente.

[93] O atuador CBCM 370 inclui uma válvula de carretel 372

montada de forma deslizante dentro do invólucro 342 para recíproca dentro da cavidade de atuador 345 entre uma posição estendida e uma posição retraída. A válvula de carretel 372 é provida com um conduíte 372' conectando de modo fluido uma ranhura anular 375 da válvula de carretel 372 com a passagem de conexão 347 na parede interna 346. Uma face de extremidade mais externa 372a da válvula de carretel 372 é provida para engatar uma tampa (ou membro de parada) 376 na posição retraída do mesmo. Conforme ilustrado na figura 10, a tampa 376 é axialmente segurada de forma imóvel ao invólucro 342 de modo a ser axialmente espaçado para dentro a partir de uma extremidade de topo 342_{topo} do invólucro 342. O atuador pneumático de freio de compressão 370 também inclui uma mola de compressão 378 atuando entre a válvula de carretel 372 e a tampa 376 para inclinar a válvula de carretel 372 na direção da posição estendida do mesmo. A válvula de carretel 372 é adaptada a reciprocitar entre a parede interna 346 do invólucro 342 e a tampa 376. Conforme ilustrado na figura 10, a válvula de carretel 372 é formada integralmente com uma saliência 373 se estendendo para dentro da passagem de conexão 347 na parede interna 346 em direção ao membro de válvula 364 de uma válvula de checagem 362.

[94] O atuador de freio de compressão pneumático 370 adicionalmente inclui um pistão atuador 377 montado de forma deslizante dentro do invólucro 342 para recíproca dentro da cavidade de atuador 345 entre uma posição estendida e uma posição retraída de modo a formar uma câmara de atuador pneumático 380 entre a tampa 376 e o pistão atuador 377. O pistão atuador 377 engata de modo vedante uma parede interna da cavidade de atuador 345. O CBCM 340 atuado pneumaticamente adicionalmente compreende um porto de entrada de ar 371 formado dentro do corpo 342 de modo a fornecer o ar comprimido a partir da fonte 334 à câmara de atuador pneumático 380 atra-

vés da passagem de ar comprimido 337 para estender o pistão atuador 377 para a posição estendida do mesmo. A face superior do pistão atuador 377 é exposto à pressão atmosférica. O pistão atuador 377 é de forma imóvel (isto é, integralmente) conectado à válvula de carretel 372 através de um eixo de conexão 379 do modo a formar um elemento atuador 390 do atuador de freio de compressão pneumático 370 (ilustrado na figura 10). O eixo de conexão 379 se estende de forma deslizante através da tampa 376 de modo que a válvula de carretel 372 e o pistão atuador 377 sejam localizados em lados opostos da tampa 376. Em outras palavras, o elemento atuador recíproco 390 é montado de forma deslizante dentro do invólucro 342 para recíproca dentro da cavidade de atuador 345 entre uma posição estendida (apenas pela força de polarização da mola de compressão 378) e uma posição retraída (por pressão pneumática o ar comprimido movendo o pistão atuador 377 para fora a partir do invólucro 342) de modo que o invólucro 342 e o elemento atuador 390 definam uma câmara de atuador de volume variável 374 dentro de uma porção mais interna da cavidade de atuador cilíndrica 345 entre uma face interna de extremidade (ou de fundo) 390_B do elemento atuador 390 (definida por uma face interna de extremidade da válvula de carretel 72) e a parede interna 346 do invólucro 342. O elemento atuador 390 é exposto à pressão atmosférica de modo que uma face de extremidade externa (ou de topo) 390_T do elemento atuador 390 (definida por uma face de extremidade mais externa do pistão atuador 377) seja exposta à pressão atmosférica.

[95] A operação do sistema de freio de compressão-liberação 312 é descrita detalhadamente abaixo.

[96] O ar comprimido é fornecido à porta de entrada de ar 371 forçando o pistão atuador 377 a acelerar a compressão até que a face de extremidade mais externa 372a da válvula de carretel 372 faça con-

tato com o membro de parada 376. O movimento da válvula de carretel abre a porta de fornecimento de óleo do motor 360 e fecha a porta de despejo de óleo 361. Em adição, o movimento para cima do carretel permite que a válvula de retenção de esfera 364 se feche, vedando assim a câmara de pistão escravo 350. A pressão do fornecimento de óleo flui através da válvula de retenção de esfera 362 e dentro de uma câmara de pistão escravo 350. A força sobre o pistão escravo 348 a partir do fornecimento de pressão do óleo move o pistão escravo 348 para baixo até que o pistão escravo 348 faça contato com a parada do pistão escravo 358 quando a válvula de exaustão 18 estiver fora do encaixe da válvula durante a elevação normal da válvula de exaustão. A esfera de verificação carregada da mola 364 trava o óleo acima do pistão escravo 348, impedindo a volta do pistão escravo 348. O pistão escravo 348 está agora travado no lugar pelo óleo preso em uma câmara de pistão escravo 350, que impede que a válvula de exaustão 18 volte ao encaixe da válvula. A posição da parada do pistão escravo 358 determina a distância em que a válvula de exaustão 18 é segura fora do encaixe da válvula durante o modo de frenagem do motor.

[97] Quando o modo de frenagem do motor é desativado, o ar comprimido é liberado da câmara do atuador pneumático 380, permitindo que a válvula de carretel 372 (ou o elemento atuador 390) seja forçada para baixo (ou para dentro) apenas pela força de polarização da mola de compressão 378 e abre a válvula de checagem 362. Isto permite que o pistão escravo 348 se mova para cima por uma mola de compressão 351 até que a superfície de parada externa 355 do pistão escravo 348 faça contato com a parada do pistão escravo 358. Em outras palavras, a mola de compressão 351 inclina o pistão escravo 348 em direção à posição contraída do mesmo. O movimento da válvula de carretel 372 (ou do elemento atuador 390) fecha a porta de óleo de fornecimento 360, abre a porta de despejo 361 e força a válvula de re-

tenção de esfera 364 fora de seu assento, liberando assim o óleo de uma câmara de pistão escravo 350. O óleo liberado flui para fora da câmara de pistão escravo 350 e através da passagem de conexão 347 e a porta de despejo 361 de volta ao depósito de óleo 35. O pistão escravo 348 é forçado de volta à posição de assentamento na acomodação 342 pela mola da válvula de exaustão 18' e a mola de compressão 351. A válvula de exaustão 18 volta ao encaixe da válvula para permitir a operação normal da válvula do motor.

[98] As figuras 11-13 ilustram uma quinta modalidade exemplificadora de um sistema de freio de compressão-liberação (ou sistema de frenagem de motor de came dedicado), ilustrado em termos gerais pelo caráter referencial 412, provida para um motor de combustão interna (CI) 410. Os componentes que permanecerem inalterados da primeira modalidade exemplificadora da presente invenção são etiquetados com os mesmos caracteres referenciais. Os componentes que funcionarem da mesma maneira como na primeira modalidade exemplificadora da presente invenção ilustrada nas figuras 1-4 são designados pelos mesmos numerais referenciais a algumas das quais 400 foi acrescentado, às vezes sem descrição detalhada já que similaridades entre as partes correspondentes nas duas modalidades serão prontamente percebidas pelo leitor.

[99] O sistema de freio de compressão-liberação 412 de acordo com a quinta modalidade exemplificadora da presente invenção inclui a montagem basculante de freio dedicado 420 acrescentado a cada cilindro do motor em adição a montagens basculantes de admissão e exaustão convencionais 422 e 424, respectivamente. A montagem basculante de freio dedicado 420 compreende um membro dedicado de came de compressão-liberação 425 (ilustrado na figura 13) acrescentado a cada cilindro do motor além dos convencionais membros de came de admissão e exaustão. Correspondentemente, a montagem

basculante de freio dedicado 420 também inclui um braço basculante de freio dedicado 429 em adição à admissão convencional e braços articulados de exaustão 428 e 432, respectivamente. Preferencialmente, o motor C.I. 410 é um motor a diesel de quatro tempos. O sistema dedicado de freio de compressão-liberação 412 emprega um módulo de controle de freio de compressão autocontido (CBCM) para remover a folga da válvula de um trem de válvulas de freio para ativar o freio do motor a abrir uma única válvula de exaustão ou ambas as válvulas de exaustão a uma rápida taxa de elevação com o máximo de elevação permitida próximo ao tempo CMT de compressão. Isto irá obter uma pressão de cilindro de alto pico e rápida despressurização de cilindro durante o início do tempo de expansão e um alto grau de potência de frenagem de motor de retardamento a partir de um motor a diesel 410.

[100] O módulo de controle de freio de compressão autocontido (CBCM) de acordo com a quinta modalidade exemplificadora da presente invenção pode ser um CBCM 40 atuado hidraulicamente das figuras 3 e 4 de acordo com a primeira modalidade exemplificadora da presente invenção (conforme ilustrado nas figuras 11-13), um CBCM 140 atuado eletricamente das figuras 6 e 7 de acordo com a terceira modalidade exemplificadora da presente invenção, ou um CBCM 340 atuado pneumaticamente da figura 10 de acordo com a quarta modalidade exemplificadora da presente invenção. Conforme ilustrado nas figuras 11-13, o CBCM 40 é montado em uma extremidade do braço basculante de freio 429 de modo que o CBCM 40 seja disposto adjacente à válvula de exaustão interna 18₂ para acoplar operativamente a montagem basculante de freio dedicado 420 com a válvula de exaustão interna 18₂. No entanto, será verificado que o CBCM 40 é eficaz quando colocado em qualquer posição no trem de válvulas de exaustão. Um canal fluido (conduíte de óleo) 437 é provido dentro do braço basculante de freio 429 a fim de fornecer uma comunicação de fluido

entre o CBCM 40 e a fonte 34 do fluido hidráulico pressurizado.

[101] Para ativar o sistema de freio de compressão-liberação 412, o fornecimento de óleo de motor é provido através de um pedestal basculante 433 para a válvula de solenoide do freio do motor 36. Ao acionar a frenagem do motor, a válvula do solenoide 36 permite que o óleo pressurizado flua através de uma saída passagem no pedestal basculante 433 através de perfuração de óleo de freio dedicada 435 no eixo basculante 431 e em seguida para dentro do conduíte de óleo 437 formado no braço basculante de freio 429 e finalmente para o CBCM 40 acima da válvula de exaustão do freio 18₂, conforme mostrado na figura 13. A pressão e o fluxo do fluido hidráulico para dentro do CBCM 40 força o pistão escravo 48 para baixo para remover toda a folga na montagem basculante de freio 420 e trava o fluido na câmara de pistão escravo 50 para ativar movimento da válvula de freio. Para desligar o freio do motor, voltagem de alimentação é desligada ventilando o óleo de pressão de fornecimento e permite que a mola de atuador de pistão 78 mova o pistão atuador 72 para baixo que empurra a esfera de verificação 64 para fora do seu assento. Isto permite que o óleo da câmara de pistão escravo 50 flua de volta ao depósito de óleo 35 através do braço basculante de freio 429, o eixo basculante 431 e uma porta de despejo da válvula do solenoide do freio do motor 36. O pistão escravo 48 do CBCM 40 será forçado para cima de seu orifício pelo movimento para cima da válvula de exaustão. Ademais, é preferencial a válvula de exaustão interna 18₂ para reduzir carregamento de came dedicado. Caso uma das válvulas de exaustão 18 tenha sido aberta ou se a válvula de exaustão externa 18₁ tenha sido aberta, o came e o carregamento do trem de válvula seriam maiores. O carregamento de trem de válvula maior resulta em preocupação com a durabilidade do motor.

[102] A operação do sistema de freio de compressão-liberação

412 é descrita detalhadamente abaixo.

[103] Com o sistema de frenagem de motor de came dedicado 412, o membro da árvore de came do freio 425 é acrescentado a cada cilindro para fornecer o perfil de elevação para abrir a válvula de exaustão do freio de compressão-liberação 18₂. A diferença entre o sistema de frenagem *weeper* de elevação constante e o sistema de frenagem de motor de came dedicado é o sistema de frenagem de motor de came dedicado tem um perfil de elevação de válvula de exaustão variável que não libera ar comprimido sequer durante o ciclo de compressão até próximo ao tempo CMT de compressão. O system de freio *weeper*, como a válvula de exaustão fica constantemente aberta durante o ciclo de compressão, permite que o cilindro ar comprimido escape através da abertura da válvula ligeiramente aberta. Devido ao fato de que o sistema de frenagem de motor de came dedicado não vaza qualquer massa de ar de cilindro até próximo à compressão CMT, mais trabalho é efetuado no ar com o sistema de frenagem de motor de came dedicado durante a compressão.

[104] Ao início do tempo de expansão, a elevação *weeper* é pequena comparado com a elevação de freio de came dedicado, então a despressurização do cilindro durante o tempo de expansão para o sistema de frenagem de came dedicado é maior. O resultado líquido é que menor trabalho é obtido durante o tempo de *weeper* que o ciclo de compressão do came dedicado e, portanto o came de potência de retardamento dedicado é muito maior. O fornecimento de óleo ao sistema de frenagem de came dedicado pode ser guiado desde a bomba de óleo de motor 34 ao pedestal basculante 433 para a válvula de solenoide externa do freio do motor 36 instalada no pedestal basculante 433. A jusante da válvula de solenoide 36 o óleo de fornecimento do freio do motor pode ser guiado através da perfuração do freio 435 no eixo basculante 431 ao braço basculante de freio 429 para fornecer o

porto de admissão de óleo do CBCM 40. O CBCM 40 pode ser configurado no braço basculante de freio 429 posicionado por cima da válvula de exaustão interna (ou válvula de exaustão do freio) 18₂. A ponte da válvula de exaustão 31 que liga as duas válvulas de exaustão 18 mostrado nas figuras 11-13, incorpora um pino de válvula de exaustão 25 que permite que o pistão escravo 48 encoste diretamente contra a válvula de exaustão do freio 18₂ para abrir a válvula de exaustão do freio 18₂ (uma das duas válvulas de exaustão 18).

[105] Quando a válvula de solenoide do freio do motor 36 é ativada, o óleo pressurizado flui dentro do CBCM 40 e o pistão escravo 48 se estende até a parada. É permitido que a válvula de retenção de esfera 62 verifique cheque o óleo em uma câmara de pistão escravo 50 para travar o pistão escravo estendido 48 na posição estendida. O pistão escravo estendido 48 remove toda ou quase toda a folga do trem de válvula para ativar o came de freio dedicado 425. O came dedicado 425 força o pistão escravo estendido 48 a fazer contato com a ponte do pino da válvula de exaustão 25 próximo à compressão CMT. Em seguida, continua a abrir a válvula de exaustão do freio 18₂ a uma taxa rápida de elevação até a elevação máxima do freio próximo à compressão CMT e a fechar a válvula de exaustão do freio 18₂ logo após a compressão CMT durante o início do tempo de expansão. O perfil do membro dedicado de came do freio do motor 425 é projetado para otimizar o desempenho de retardamento do freio do motor e para atender as especificações de projeto de válvula de trem OEM e de outros motores.

[106] Portanto, a presente invenção fornece um novo sistema de freio de compressão-liberação para uma combustão interna incluindo um módulo de controle de freio de compressão autocontido na forma de uma ligação hidraulicamente expansível que é integrada ao trem de válvulas do motor C.I. A presente invenção fornece as seguintes van-

tagens de projeto sobre a anterioridade:

[107] Pequeno Projeto Compacto – Cabe em baixo da cobertura da válvula sem grandes modificações na injeção de combustível ou nos componentes de trem de válvulas existentes e aumento mínimo na altura da cobertura da válvula;

[108] Aplicação de Cilindro Individual – O projeto único proporciona flexibilidade de projeto para instalar o CBCM em configurações de motores com uma única cobertura de válvula por cilindro;

[109] Conformidade Mínima de Fluido – Uma válvula de checagem que trava o fluido hidráulico pressurizado em uma câmara de pistão escravo fornece um projeto usando um volume mínimo de fluido para assim reduzir a conformidade do fluido hidráulico preso proporcionando um sistema mais rígido para manter uma elevação relativamente constante da válvula de exaustão(s) em carregamento de motor maior no modo de frenagem do motor;

[110] Projeto Universal – Pode acomodar a maioria das configurações de motores com o mesmo projeto de hardware integrado de CBCM com a exceção da montagem do CBCM sobre o braço basculante na cabeça ou cabeçote de cilindro.

[111] Menor Custo de Engenharia – Devido ao projeto universal do CBCM, aplicações de motor diferentes podem ser alcançadas com muito menor projeto de engenharia, teste de fabricação de protótipo e de validação;

[112] Redução no Tempo de Desenvolvimento – Aplicações novas de motor não irão precisar projetar um hardware de freio de motor completo mas apenas irão necessitar adaptações a posições específicas de montagem em cima do cabeçote de cilindro e/ou trem de válvulas do motor;

[113] Redução no Custo dos Componentes – Padronização dos componentes do projeto universal de CBCM aumenta o volume de pe-

ças similares, facilitando assim menores custos de fabricação e compra;

[114] CBCM Hidráulico – o pistão escravo é dotado de uma vedação que elimina o vazamento do pistão para o orifício e mantém o pistão escravo na posição superior ou desligada quando o CBCM estiver desligada; e

[115] Flexibilidade dos Componentes – O fabricante do motor ou o fabricante do freio do motor pode fornecer suportes para montar o CBCM na cabeça do motor. Isto permite que o fabricante do motor escolha a opção de baixo custo. Outros componentes além do CBCM tem a mesma opção.

[116] A descrição acima das modalidades preferidas da presente invenção foi apresentada com o propósito de ilustração de acordo com as disposições da legislação patentária. Ela não destina a ser exaustiva ou limitadora da invenção com relação às formas exatas divulgadas. São possíveis modificações ou variações óbvias à luz dos ensinamentos acima. As modalidades divulgadas acima foram escolhidas a fim de melhor ilustrar os princípios da presente invenção e a sua aplicação prática para assim permitir que as pessoas com habilidade comum na técnica melhor utilizem a invenção em várias modalidades e com várias modificações conforme sejam adequadas para o uso particular contemplado, contanto que os princípios descritos na presente invenção sejam seguidos. Deste modo, as mudanças podem ser feitas na invenção descrita acima sem que se afaste da intenção e do escopo da mesma. Pretende-se também que o escopo da presente invenção seja definido pelas reivindicações apenas.

REIVINDICAÇÕES

1. Sistema de freio de compressão-liberação (12, 112, 212, 312, 412) para a operação de pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂) de um motor de combustão interna (10, 410) durante uma operação de frenagem de motor de compressão-liberação, o sistema (12, 112, 212, 312, 412) compreendendo:

uma montagem articulada de exaustão (24, 424) para operar a pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂), a montagem articulada de exaustão (24, 424) incluindo um braço articulado de exaustão (32, 432) acionado por um membro excêntrico de exaustão (30);

um módulo de controle de freio de compressão autônomo (40, 140, 340) acoplado operativamente à pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂) para controlar a elevação e ângulo de fase da pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂); e

uma fonte (34) de um fluido hidráulico pressurizado em comunicação de fluido com o módulo de controle de freio de compressão (40, 140, 340);

o dito módulo de controle de freio de compressão (40, 140, 340) proporcionado para manter a pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂) aberta durante um ciclo de compressão do motor (10, 410) quando o motor (10, 410) realiza a operação de frenagem de motor de compressão-liberação;

caracterizado pelo fato de que o dito módulo de controle de freio de compressão (40, 140, 340) inclui:

um invólucro (42, 342) incluindo um corpo de peça única (42, 342) definindo uma cavidade de pistão (44, 344) e uma cavidade de atuador (45, 345) separados por uma parede de separação (46, 346) e estando em comunicação de fluido um com o outro através de uma passagem de conexão (47, 347) na parede de separação (46, 346);

um pistão escravo (48, 348) montado de forma deslizantes na cavidade de pistão (44, 344) para recíproca na cavidade de pistão (44, 344) entre uma posição estendida e uma posição retraída, o pistão escravo (44, 348) sendo proporcionado para engatar a pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂) na posição estendida da mesma;

o dito invólucro (42, 342) e o pistão escravo (44, 344) definindo uma câmara de pistão escravo de volume hidráulico (50, 350) na cavidade de pistão (44, 344) entre a parede de separação (46, 346) e o pistão escravo (48, 348);

um conduíte de fornecimento (60, 360) formado no corpo (42, 342) do invólucro (42, 342) para proporcionar o fluido hidráulico pressurizado a partir da fonte (34) de fluido hidráulico pressurizado para a câmara de pistão escravo hidráulico (50, 350) para estender o pistão escravo (48, 348) para a posição estendida do mesmo quando há um espaço (δ_A) entre o pistão escravo (48, 348) e a pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂);

uma válvula de checagem (62, 362) proporcionada entre o conduíte de fornecimento (60, 360) e a câmara de pistão escravo hidráulico (50, 350) para trancar hidráulicamente a câmara de pistão escravo hidráulica (50, 350) através do fechamento da passagem de conexão (47, 347) na parede de separação (46, 346) quando uma pressão do fluido hidráulico na câmara de pistão escravo hidráulico (50, 350) excede a pressão do fluido hidráulico a partir da fonte (34); e

um atuador de freio de compressão (70, 170, 370) disposto na cavidade de atuador (45, 345);

o dito atuador de freio de compressão (70, 170, 370) incluindo um elemento atuador (72, 172, 390) montado de forma deslizante na cavidade de atuador (45, 345) para recíproca entre uma posição estendida quando desativada e uma posição retraída quando ativada, e uma mola de compressão (78, 178, 378) pressionando o elemento

atuador (72, 172, 390) na direção da posição estendida do mesmo;

o dito elemento atuador (72, 172, 390) seletivamente engatado e abrindo a válvula de checagem (62, 362) quando desativado somente através da força de polarização da mola de compressão (78, 178, 378) de modo a destravar a câmara de pistão escravo hidráulico (50, 350) e conecta de modo de fluido a câmara de pistão escravo hidráulico (50, 350) com a fonte (34) de fluido hidráulico pressurizado, e desengata a válvula de checagem (62, 362) quando ativado de modo a travar a câmara de pistão escravo hidráulico (50, 350) e desconecta de modo de fluido a câmara de pistão escravo hidráulico (50, 350) da fonte (34) de fluido hidráulico pressurizado, o elemento de atuador (72, 172, 390) sendo exposto a temperatura atmosférica.

2. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que o dito elemento atuador (72, 172, 390) tem uma face inferior (72_B, 172_B, 390_B) exposta ao fluido hidráulico e uma face superior (72_T, 172_T, 390_T) exposta a pressão atmosférica.

3. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 2, caracterizado pelo fato de que o dito módulo de controle de freio de compressão (40, 140, 340) é espaçado da montagem articulada de exaustão (24) de modo que a montagem articulada de exaustão (24) é móvel relativo ao módulo de controle de freio de compressão (40, 140, 340); e o corpo de peça única (42, 342) do módulo de controle de freio de compressão (40, 140, 340) é fixado de forma imóvel a um de um cabeçote de cilindro (15) e um bloco de cilindro (14) do motor (10, 410).

4. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 3, caracterizado pelo fato de que o corpo de peça única (42, 342) do módulo de controle de freio de compressão (40, 140, 340) tem uma superfície periférica externa cilíndrica (43, 343), na

qual é pelo menos parcialmente roscada de modo a ser enroscadamente montada no motor (10, 410).

5. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 3, caracterizado pelo fato de que a cavidade de atuador (45) do corpo de peça única (42) do módulo de controle de freio de compressão (40, 140) é fechado com uma tampa de extremidade (76, 176) com uma porta de ventilação (77, 177).

6. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 5, caracterizado pelo fato de que o elemento atuador (72, 172) define uma câmara de atuador de volume variável (74, 174) em uma porção mais interna da cavidade de atuador (45) entre a face inferior (72_B, 72_B) da mesma e a parede de separação (46, 346) do invólucro (42, 342) e uma câmara de ventilação (75, 175) na dita porção mais interna da cavidade de atuador (45) entre a face superior (72_T, 72_T) do elemento atuador (72, 172) e a tampa de extremidade (76, 176); em que a mola de compressão (78, 178) é disposta na câmara de ventilação (75, 175).

7. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 6, caracterizado pelo fato de que ainda compreende uma válvula de controle de freio de compressão (36) fora do módulo de controle de freio de compressão (40) para fornecer seletivamente o fluido hidráulico pressurizado a partir da fonte (34) para o módulo de controle de freio de compressão (40) de modo a alternar o módulo de controle de freio de compressão (40) entre uma condição pressurizada quando o fluido hidráulico pressurizado é fornecido ao módulo de controle de freio e uma condição despressurizada quando o fluido hidráulico pressurizado não é fornecido ao módulo de controle de freio de compressão (40).

8. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 7, caracterizado pelo fato de que a válvula de con-

trole de freio de compressão (36) é uma válvula solenoide externa de três vias ativada por um solenoide.

9. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 8, caracterizado pelo fato de que ainda inclui um controlador eletrônico (90) operativamente conectado à válvula de controle de freio de compressão (36) para abertura seletiva da mesma dependendo de parâmetros de operação do motor (10, 410).

10. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 9, caracterizado pelo fato de que ainda inclui uma pluralidade de sensores (92) representando parâmetros de operação do motor (10, 410), em que os sensores operativamente são conectados ao controlador eletrônico (90).

11. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 7, caracterizado pelo fato de que o atuador de freio de compressão (70) é ativado quando a válvula de controle de freio de compressão (36) é aberta para fornecer o fluido hidráulico pressurizado a partir da fonte (34) para o módulo de controle de freio de compressão (40) e o módulo de controle de freio de compressão (40) está na condição pressurizada de modo que o fluido hidráulico pressurizado move o elemento atuador (72) para a posição estendida.

12. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 11, caracterizado pelo fato de que o atuador de freio de compressão (70) é desativado quando a válvula de controle de freio de compressão (36) é fechada para prevenir o fornecimento do fluido hidráulico pressurizado a partir da fonte (34) para o módulo de controle de freio de compressão (40) e o módulo de controle de freio de compressão (40) está na condição despressurizada de modo que o elemento atuador (72) se move para a posição retraída somente pela força de polarização da mola de compressão (78).

13. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo

com a reivindicação 6, caracterizado pelo fato de que o atuador de freio de compressão (170) compreende um solenoide incluindo uma bobina de solenoide (171) fixada a uma superfície periférica interna da cavidade de atuador (45) do invólucro (42) e o elemento atuador (172) na forma de uma armação montada de forma deslizante na bobina do solenoide (171) para recíproca entre a posição estendida e a posição retraída de modo que o invólucro (42) e a armação (172) definem uma câmara de atuador de volume variável (174) na porção mais interna da cavidade de atuador cilíndrica (45) entre a face inferior (172_B) da armação (172) e a parede de separação (46) do invólucro (42) e uma câmara de ventilação (175) na porção mais interna da cavidade de atuador (45) entre a face superior (172_T) da armação (172) e a tampa de extremidade (176); em que a mola de compressão (178) é disposta na câmara de ventilação (175).

14. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 13, caracterizado pelo fato de que a armação (172) é proporcionada com um conduíte de fluido (179) através do mesmo conectando de forma de fluido a câmara de atuador (174) com a câmara de ventilação (175).

15. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 13, caracterizado pelo fato de que ainda inclui um controlador eletrônico (90) conectado operativamente à bobina de solenoide (171) para operar seletivamente o atuador de freio de compressão (170) dependendo de parâmetros de operação do motor (10).

16. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 15, caracterizado pelo fato de que ainda compreende uma válvula de controle de freio de compressão (36) proporcionada no lado de fora do módulo de controle de freio de compressão (140), para fornecer seletivamente o fluido hidráulico pressurizado a partir da fonte (34) para o módulo de controle de freio de compressão

(140) de modo a alternar o módulo de controle de freio de compressão (140) entre uma condição pressurizada quando o fluido hidráulico pressurizado é fornecido ao módulo de controle de freio de compressão (140) e uma condição despressurizada quando o fluido hidráulico pressurizado não é fornecido ao módulo de controle de freio de compressão (140).

17. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 16, caracterizado pelo fato de que a dita válvula de controle de freio de compressão (36) é uma válvula solenoide trilateral externa ativada por um solenoide.

18. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 17, caracterizado pelo fato de que o dito controle eletrônico (90) é conectado operativamente à dita válvula de controle de freio de compressão (36) para abrir seletivamente dependendo dos parâmetros de operação do motor (10).

19. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que o dito envoltório (42, 342) inclui um membro de pistão escravo (58, 358) e o dito pistão escravo (48, 348) compreende superfícies de parada interna e externa axialmente opostas (55-56, 355-356) de forma que na dita posição estendida do dito pistão escravo (48, 348) a dita superfície de parada interna (56, 356) do dito pistão escravo (48, 348) contata o dito membro de parada de pistão escravo (58, 358) e na dita posição contraída do dito pistão escravo (48, 348) a dita superfície de parada externa (55, 355) do dito pistão escravo (48, 348) contata o dito membro de parada de pistão escravo (58, 358).

20. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 19, caracterizado pelo fato de que o dito pistão escravo (48) é formado com uma ranhura de pistão anular (54) possuindo as ditas superfícies de parada interna e externa opostas axial-

mente (55, 56), e em que o dito membro de parada de pistão escravo (58) na forma de um anel de pressão, o qual é assentado em uma ranhura complementar formada em uma porção interior inferior do dito envoltório (42) de forma a estender na dita ranhura de pistão (54) entre as ditas superfícies de parada interna e externa (55, 56) do mesmo de forma a limitar mecanicamente os movimentos para dentro e para fora do dito pistão escravo (48).

21. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que o dito pistão escravo (48) é fornecido com uma vedação elastomérica (52) para eliminar pistão para escapamento de furo na dita posição estendida do dito pistão escravo (48).

22. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 3, caracterizado pelo fato de que a dita cavidade de atuador (345) do dito envoltório (342) do dito módulo de controle de freio de compressão (340) é fechado com uma tampa de extremidade (376) segurada de maneira não móvel axialmente para o dito envoltório (342) de forma a ser espaçada para dentro axialmente a partir de uma extremidade superior da mesma;

em que o elemento atuador (390) inclui uma válvula de cilindro (372) e um pistão atuador (377) conectados integralmente por uma coluna conectora (379) de forma a formar o dito elemento atuador (390), a dita coluna conectora (379) se estendendo de maneira deslizante através da tampa de extremidade (376) de forma que a dita válvula de cilindro (372) e o dito pistão atuador (377) são localizados em lados opostos da dita tampa de extremidade (376);

em que o dito envoltório (342) e o dito elemento atuador (390) definem uma câmara atuadora de volume variável (374) dentro de uma porção mais profunda da dita cavidade atuadora (345) entre uma face de fundo (390_B) do dito elemento atuador (390) definido por

uma face de extremidade interna da dita válvula de cilindro (372) e a dita parede de separação (346) do dito envoltório (342); e

em que a face superior (390_T) do dito elemento atuador (390) definido por uma face de extremidade externa do dito pistão atuador (377) é exposta à pressão atmosférica.

23. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 22, caracterizado pelo fato de que o dito atuador de freio de compressão (370) inclui ainda uma câmara atuadora pneumática (380) formada entre a dita tampa de extremidade (376) e o dito pistão atuador (377).

24. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 23, caracterizado pelo fato de que compreende ainda uma fonte de ar comprimido (82) em comunicação fluida com o dito módulo de controle de freio de compressão (340) e uma porta de entrada de ar (371) formada dentro do dito envoltório (342) de forma a fornecer o ar comprimido a partir da dita fonte de ar comprimido (82) para a dita câmara atuadora pneumática (380).

25. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 22, caracterizado pelo fato de que o dito atuador de freio de compressão inclui ainda um elástico compressor (378) atuando entre a dita válvula de cilindro (372) e a dita tampa de extremidade (376) para induzir o dito elemento atuador (390) para a dita posição estendida do mesmo.

26. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 22, caracterizado pelo fato de que o dito envoltório (342) inclui um membro de parada de pistão escravo (358) e o dito pistão escravo (348) compreende superfícies de parada interna e externa opostas axialmente (355, 356) de forma que na dita posição estendida do dito pistão escravo (348) a dita superfície de parada interna (356) do dito pistão escravo (348) contata o dito membro de parada de pis-

tão escravo (358) e na dita posição contraída do dito pistão escravo (348) a dita superfície de parada externa (355) do dito pistão escravo (348) contata o dito membro de parada de pistão escravo (358).

27. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 26, caracterizado pelo fato de que compreende ainda um elástico de compressão (351) induzindo o dito pistão escravo (348) para a dita posição contraída do mesmo.

28. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 2, caracterizado pelo fato de que compreende ainda uma montagem basculante de freio dedicado (420) operando a dita pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂) durante a operação de frenagem de motor de compressão-liberação; a dita montagem basculante de freio dedicado (420) incluindo um braço basculante de freio dedicado (429) dirigido por um membro excêntrico de compressão-liberação dedicado (425); em que o dito corpo de peça única (42) do dito módulo de controle de freio de compressão (40) é montado a uma extremidade do dito braço basculante de freio dedicado (429) adjacente à dita pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂) para acoplar operativamente a dita montagem basculante de freio dedicado (420) com a dita pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂).

29. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 28, caracterizado pelo fato de que a dita montagem basculante de freio dedicado (420) inclui ainda um canal fluido (437) fornecendo o fluido hidráulico pressurizado a partir da dita fonte (34) para a câmara de pistão escravo hidráulico (50).

30. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 28, caracterizado pelo fato de que o dito atuador de freio de compressão (70) do dito módulo de controle de freio de compressão (40) é um de um atuador hidráulico, um atuador elétrico e um atuador pneumático.

31. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 1, caracterizado pelo fato de que o dito motor (10, 410) possui um freio de exaustão (84) fornecido para gerar uma resistência fluida de exaustão suficiente para causar a pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂) a abrir perto de um centro morto de fundo de um tempo de entrada do motor (10, 410) durante a operação de frenagem do motor.

32. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 31, caracterizado pelo fato de que o dito freio de exaustão (84) inclui uma válvula borboleta (85) operada por um atuador de freio de exaustão (86).

33. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 32, caracterizado pelo fato de que o dito freio de exaustão (84) inclui um turbo compressor restritivo variável (80).

34. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 32, caracterizado pelo fato de que inclui ainda um controle eletrônico de freio de exaustão (87) conectado operativamente à dita válvula borboleta (85) para abrir seletivamente a mesma dependendo da demanda de operação do motor (10, 410) de forma a ajustar o dito freio de exaustão (84) durante a operação de frenagem do dito sistema de freio de compressão-liberação (12, 112, 212, 312 412) de forma que a pressão de exaustão é suficiente para causar a dita pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂) a abrir.

35. Sistema de freio de compressão-liberação, de acordo com a reivindicação 31, caracterizado pelo fato de que o dito freio de exaustão (84) gera a resistência fluida suficiente para causar a dita pelo menos uma válvula de exaustão (18₁, 18₂) a abrir antes do centro morto de fundo do tempo de entrada do motor (10, 410) quando o dito módulo de controle de freio de compressão (40, 140, 340) é na dita condição pressurizada durante a operação de frenagem do motor.

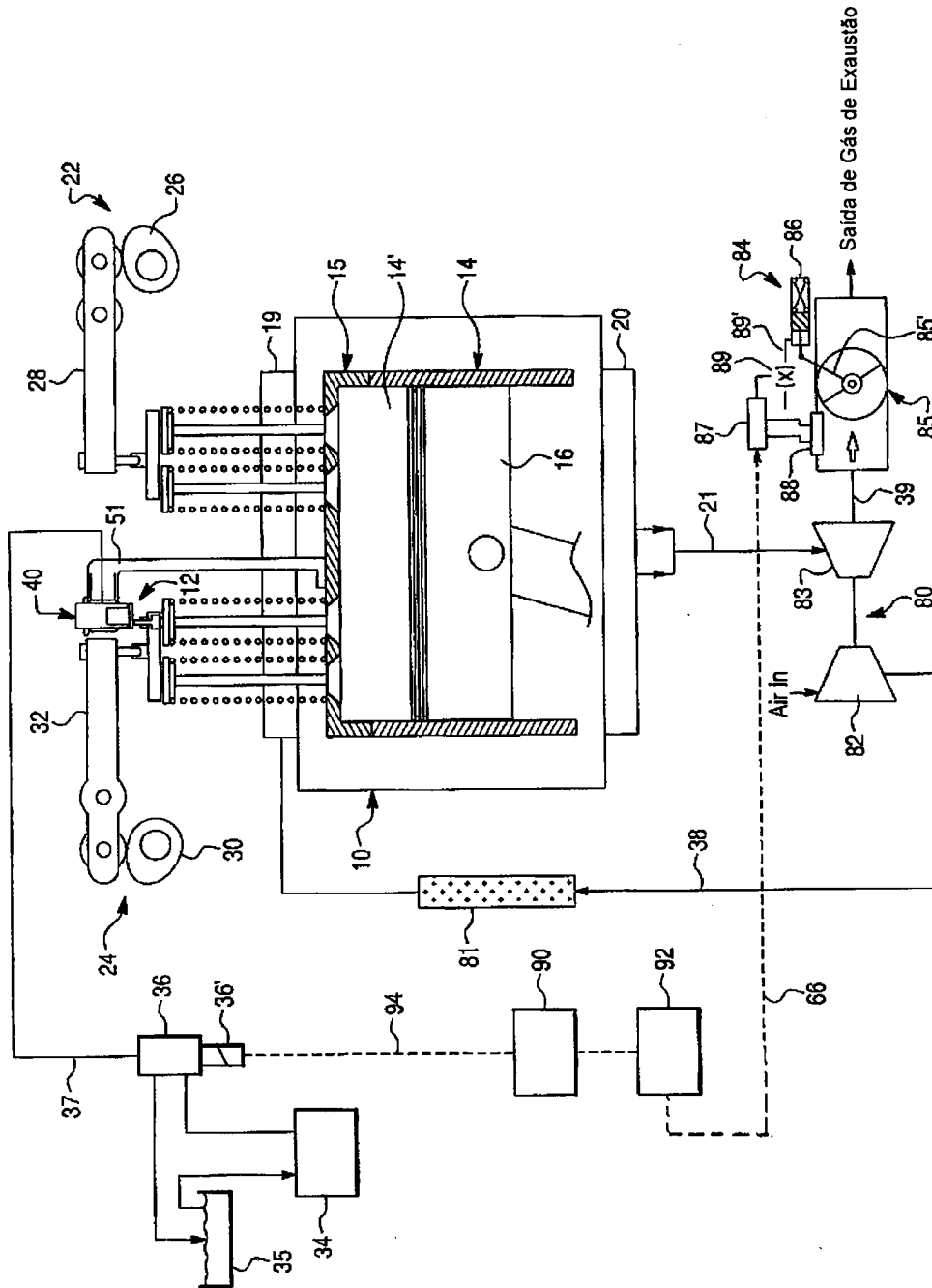


FIG. 1A

FIG. 1B

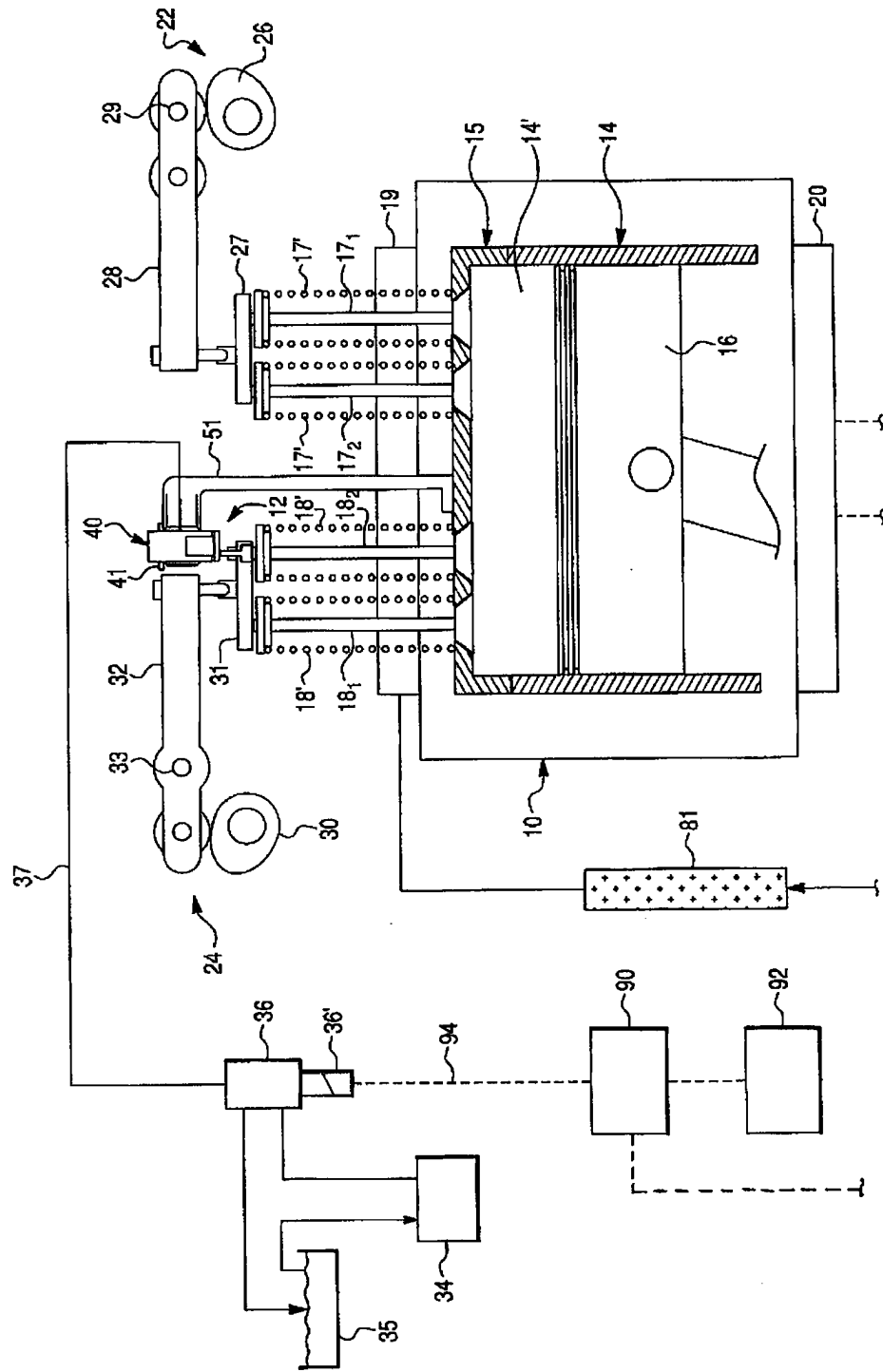


FIG. 2A

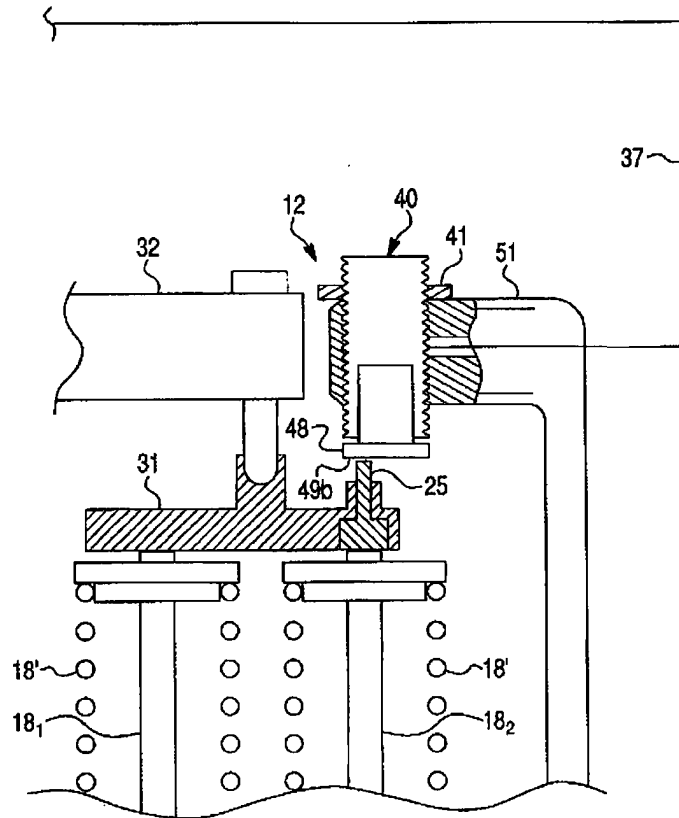


FIG. 2B

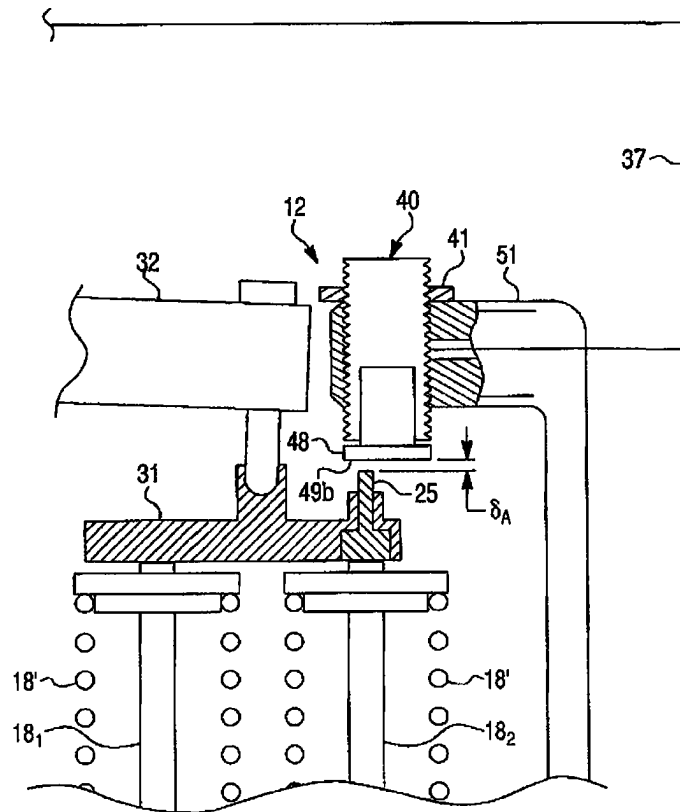
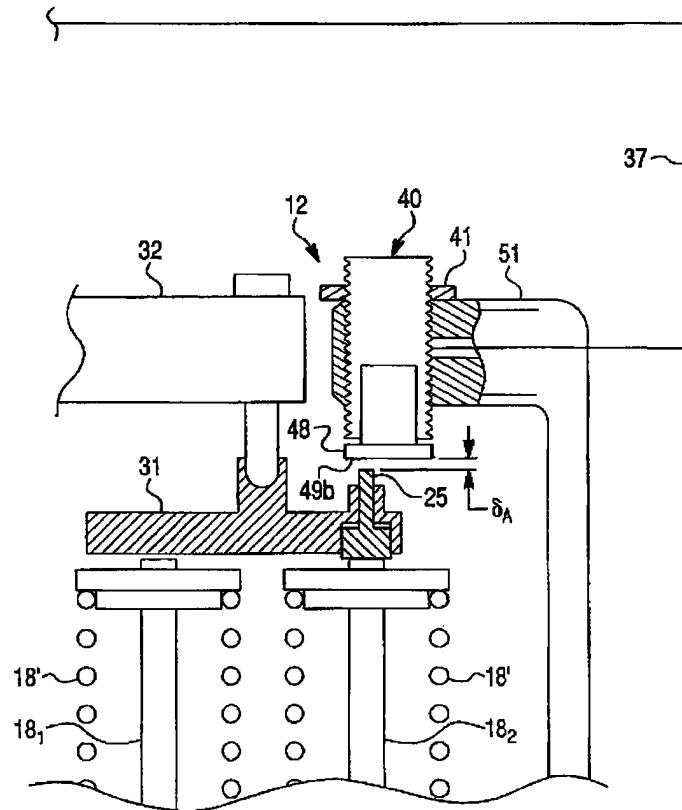


FIG. 2C



22

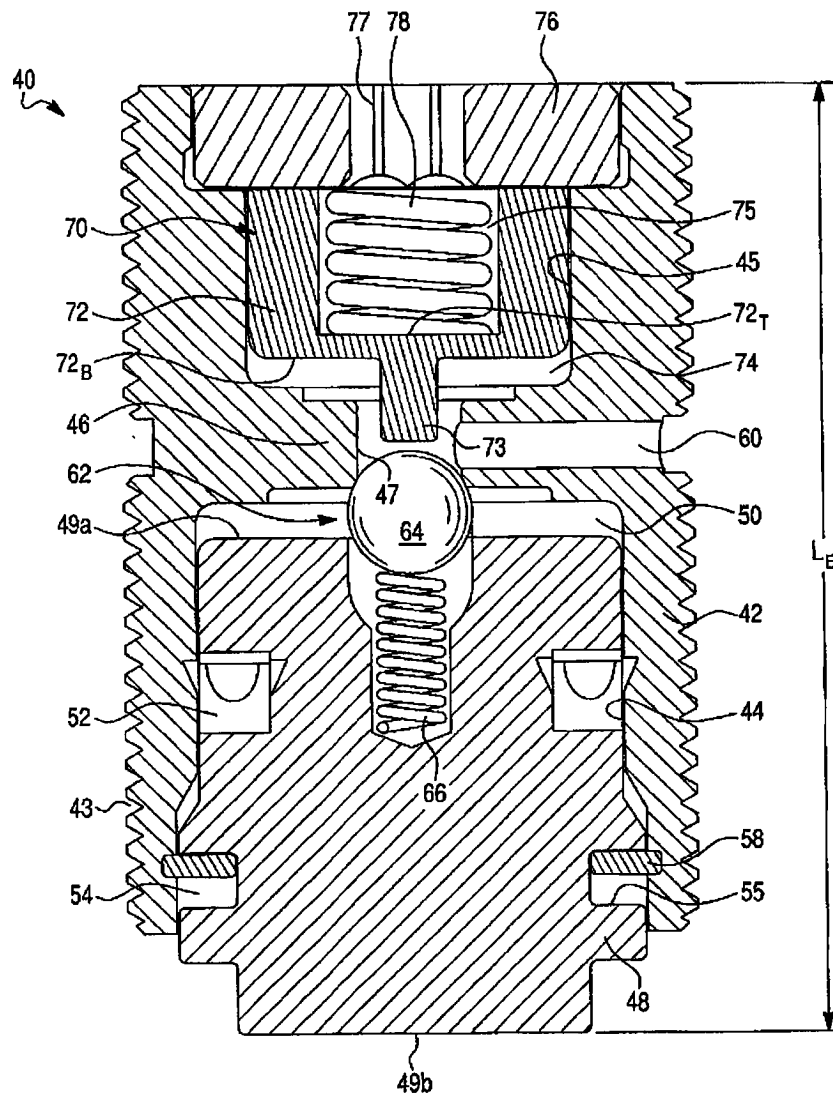


FIG. 4

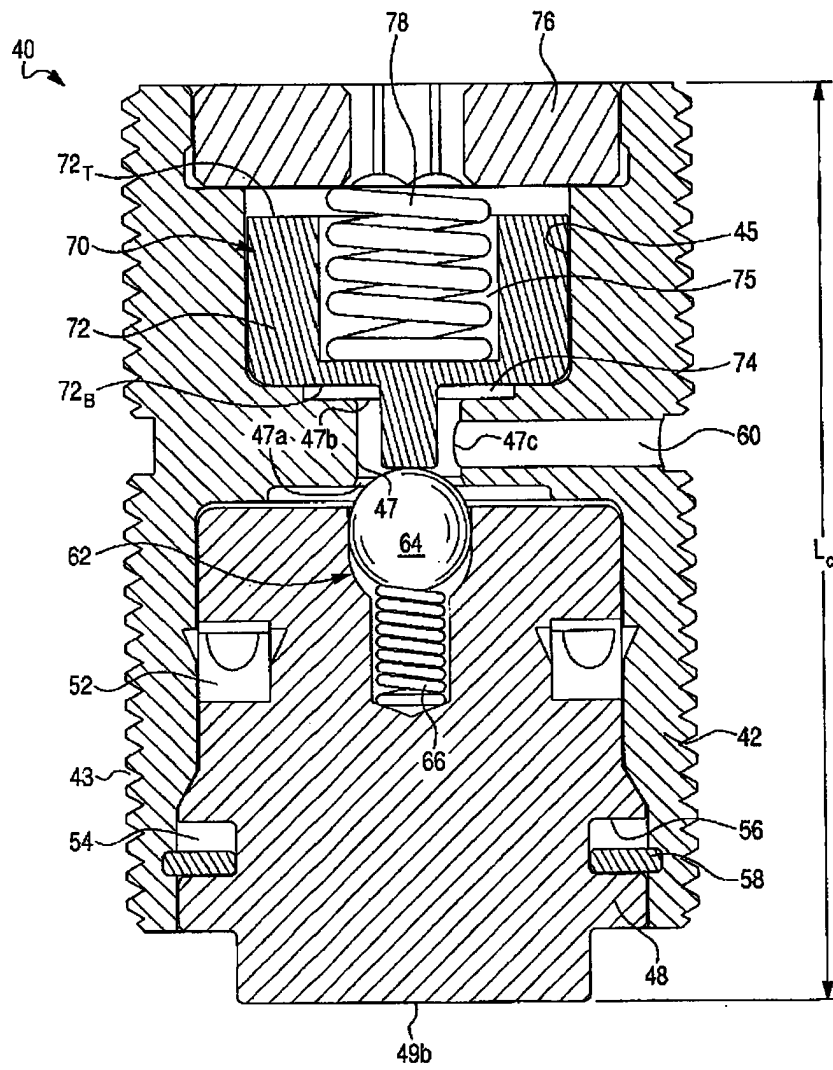
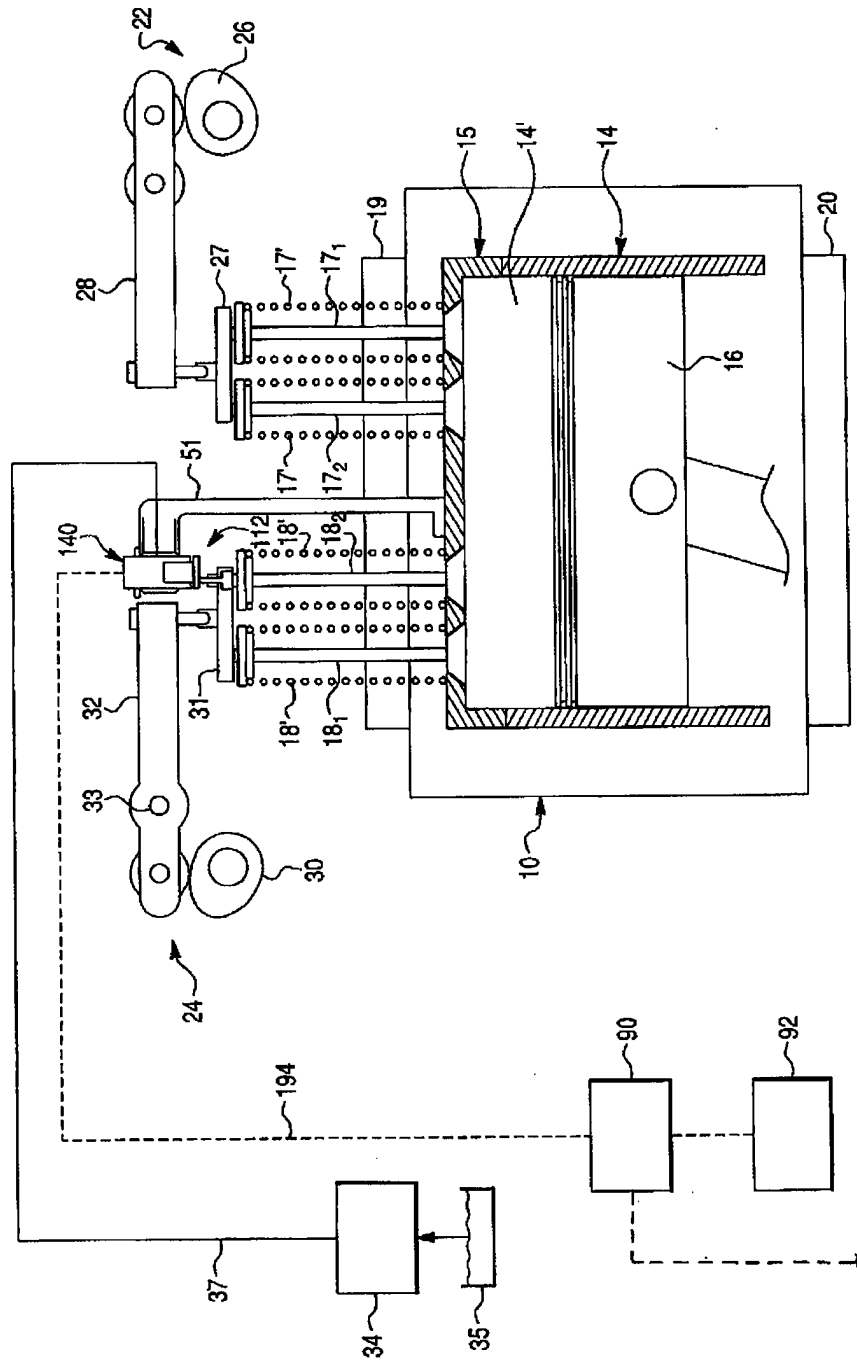


FIG. 5



—

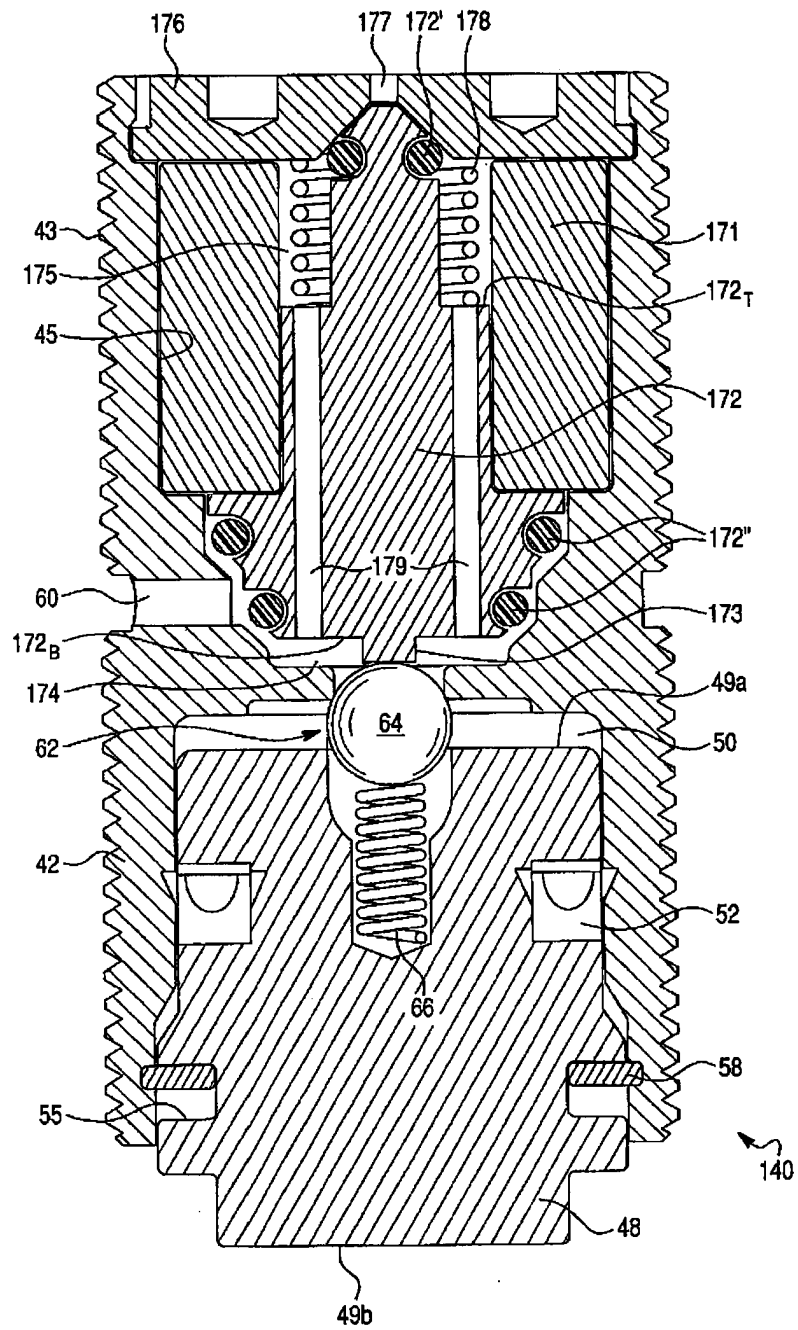
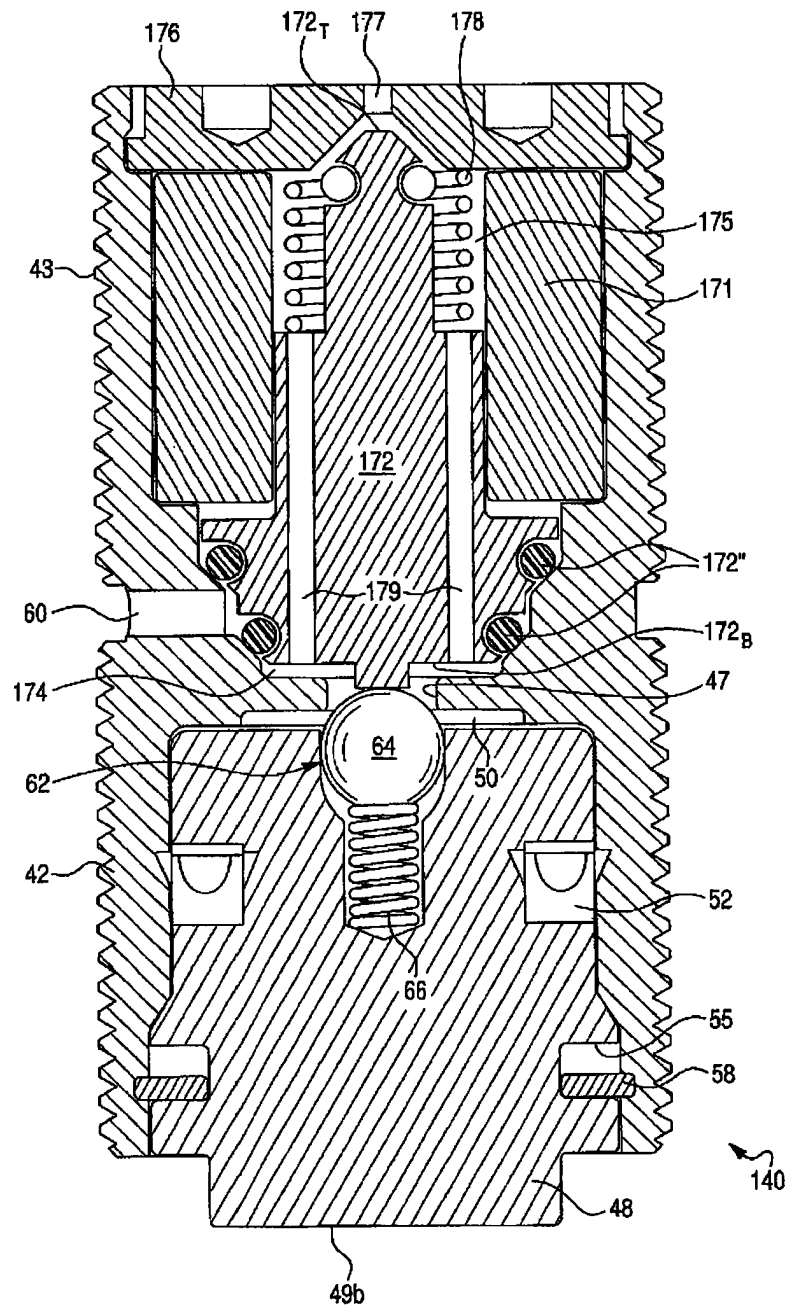


FIG. 7



—

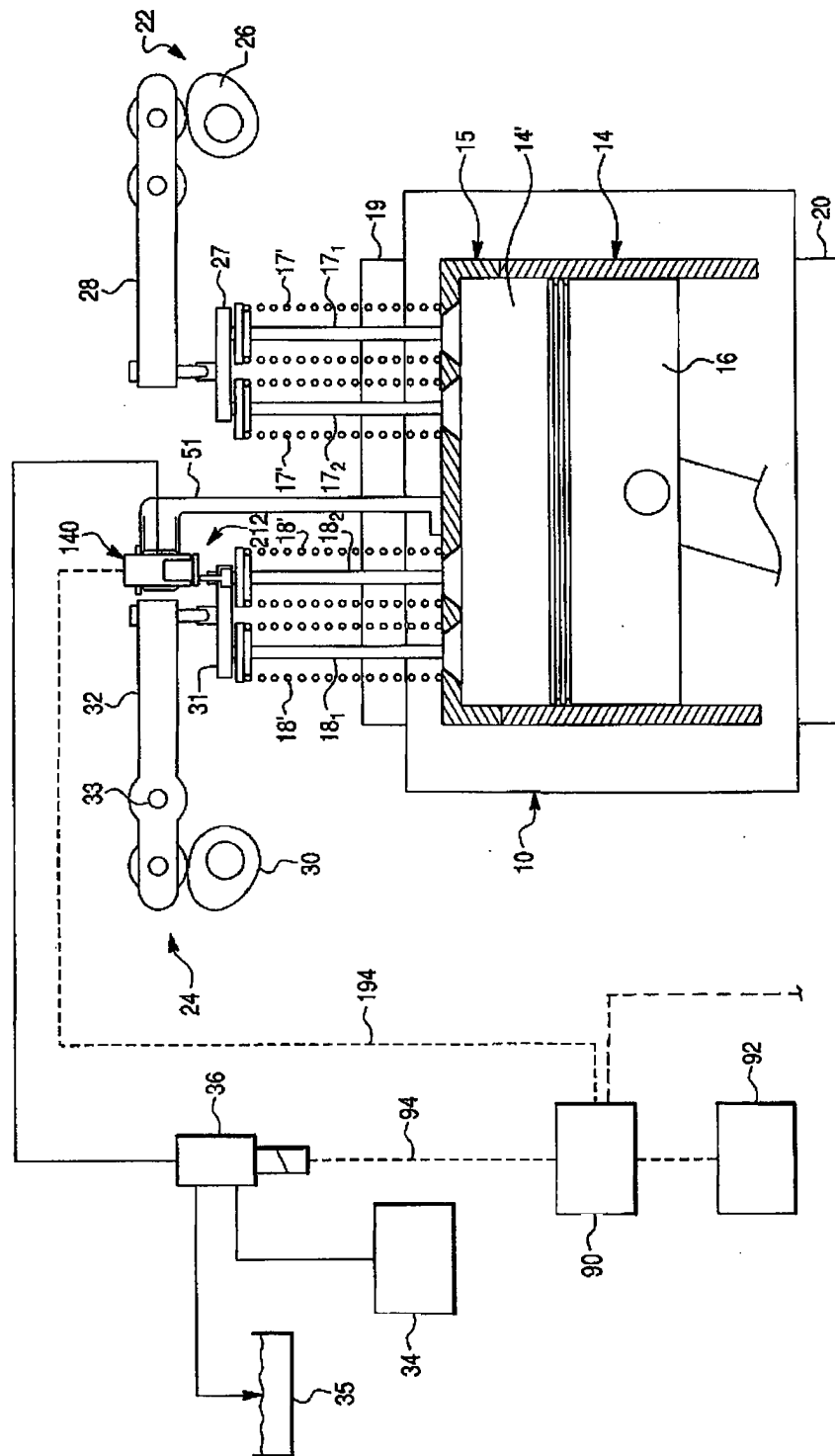


FIG. 9

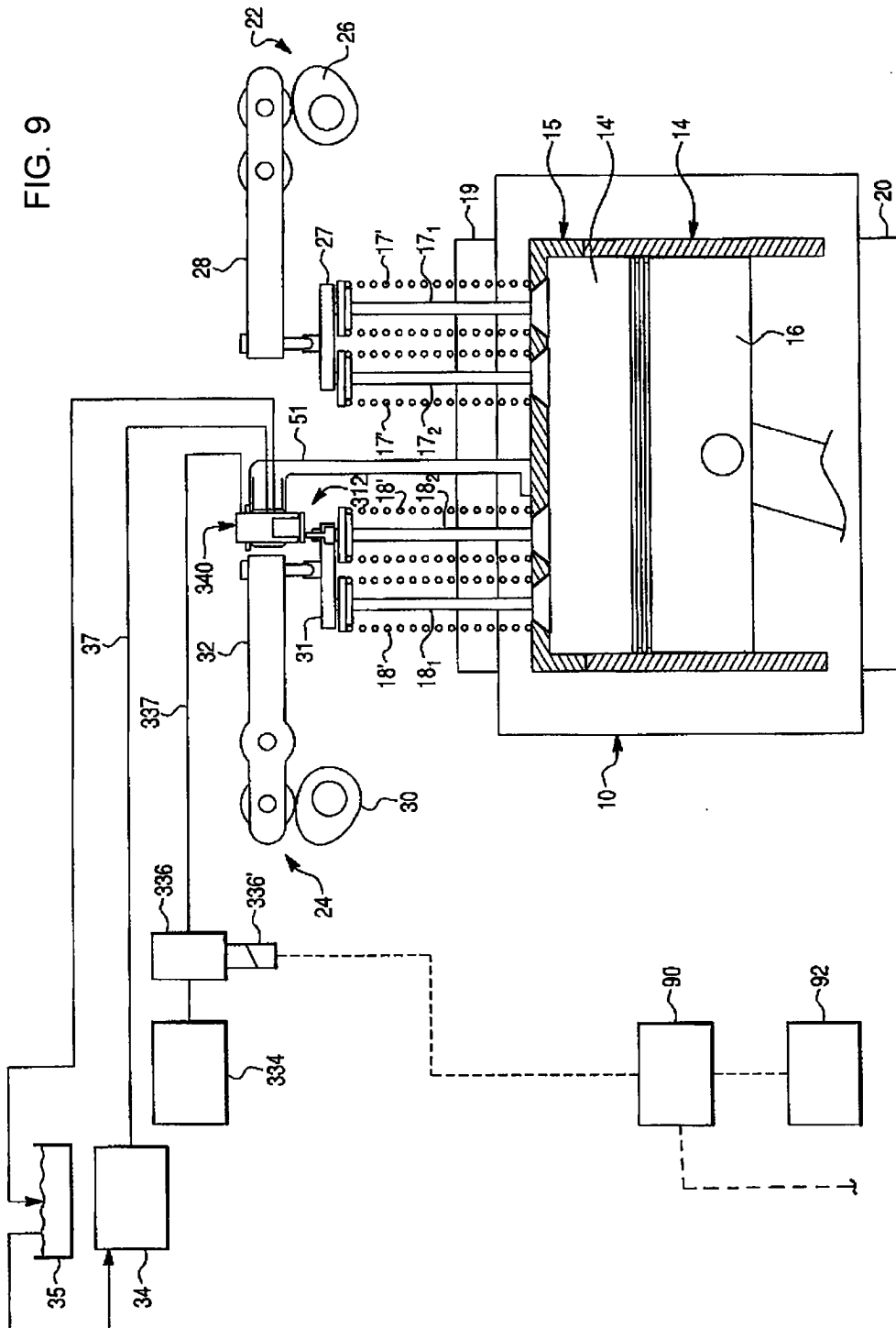
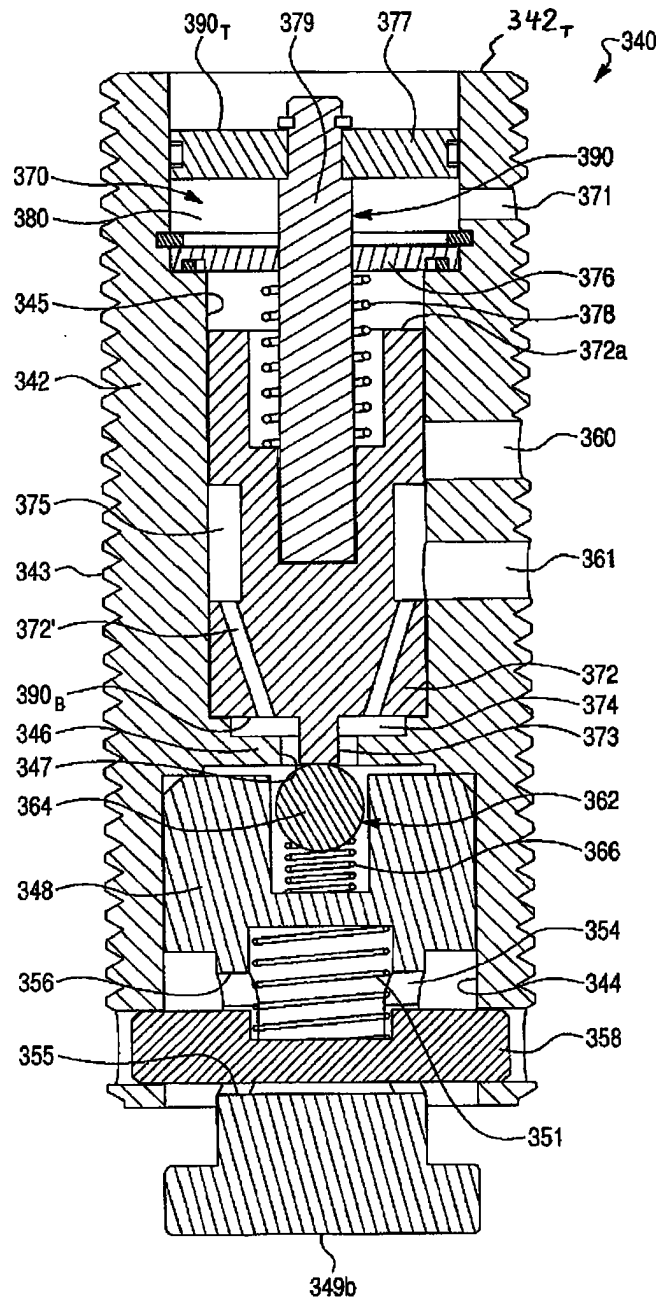


FIG. 10



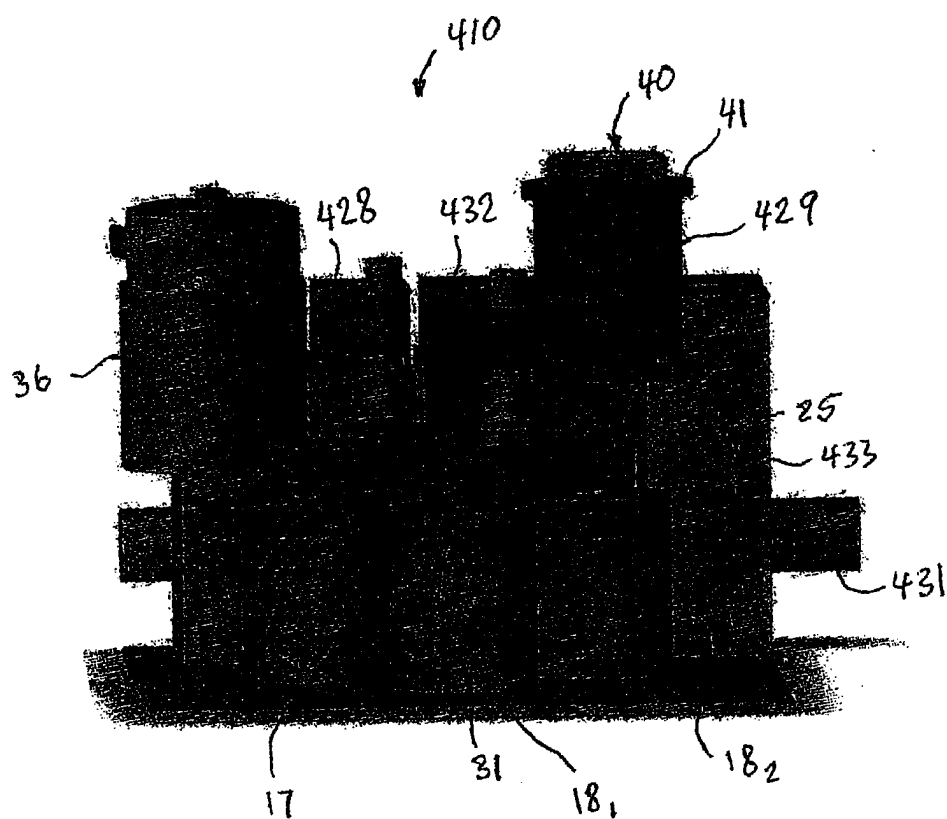


FIG. 11

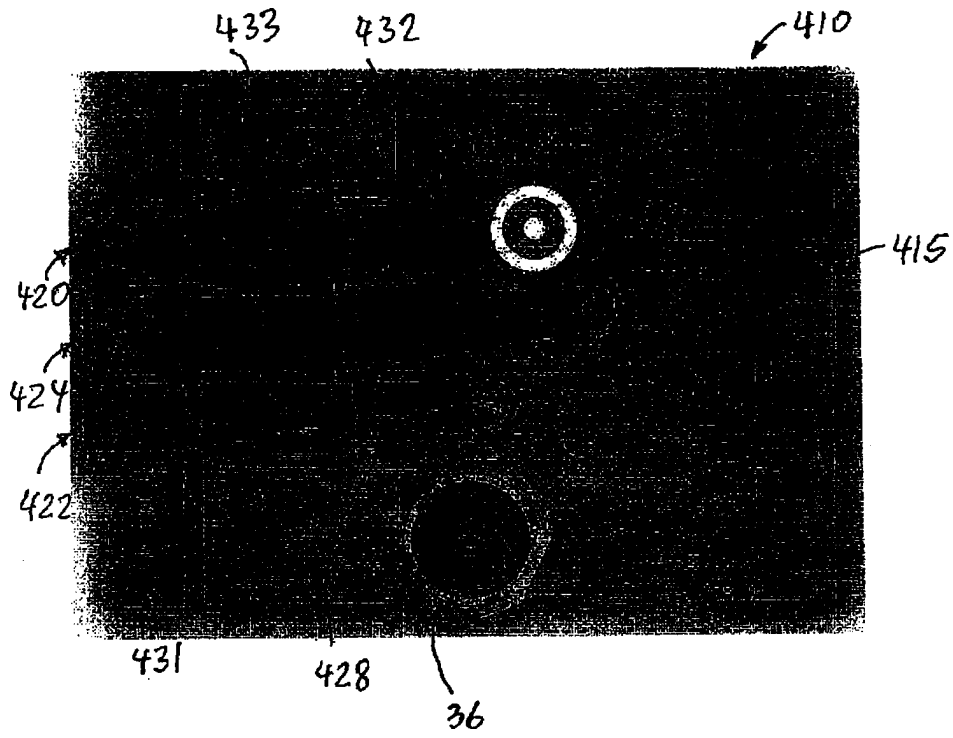


FIG. 12

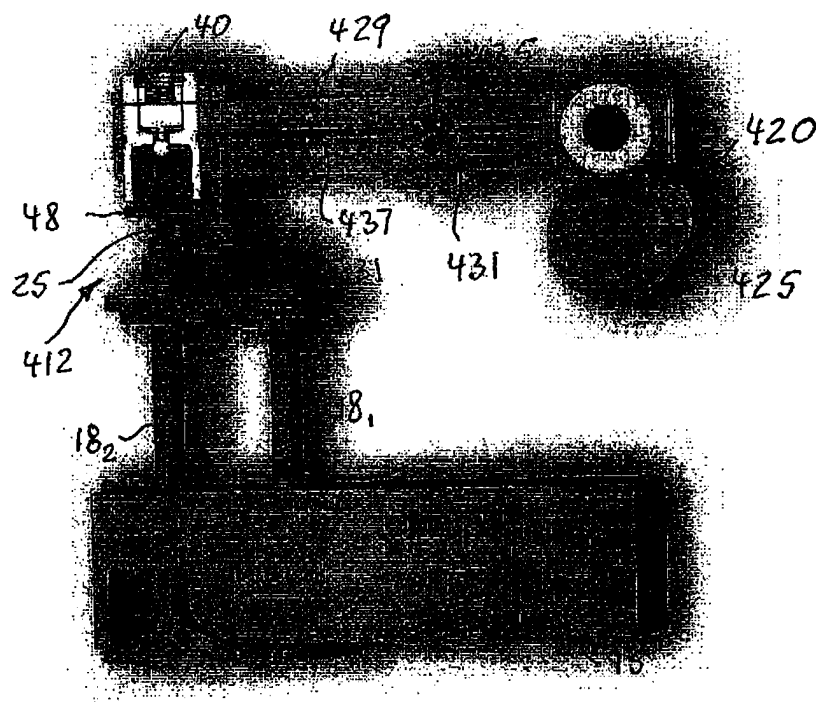


FIG. 13