

(19)



(11) No de publicación: VE -1979-001966 A1

(21) Número de solicitud: 1979-001966

(51) Int. Cl.: B60T 11/28

(12)

Patente de Invencion

<p>(22) Fecha de presentación: 29/10/1979</p> <p>(30) Prioridad:</p> <p>(45) Fecha de anuncio de la concesión: 25/01/1985</p> <p>(45) Fecha de la publicación del folleto de patente:</p>	<p>(73) Titular/es: THE JACOBS MANUFACTURING COMPANY con domicilio en Bloomfield, Country Of Hartford, Connecticut 06002, US</p> <p>(72) Inventor/es: CUSTER, DENNIS ROBERT (US)</p> <p>(74) Agente: CARRASCOSA JOSE MANUEL</p>
---	---

(54) Título: SISTEMA DE FRENADO DE MOTOR

(57) Resumen:

ESTA INVENCION SE REFIERE A UN SISTEMA DE FRENOS DE MOTOR DEL TIPO DE ALIVIO Y SISTEMA DE COMPRESION A GAS. LA INVENCION SE REFIERE MAS PARTICULARMENTE A FRENOS DE MOTOR DONDE LAS VALVULAS DESALIDA DEL MOTOR ESTAN ABIERTAS CERCA DEL TOPE DEL GOLPE DE COMPRESION DEL MOTOR DE TAL MODO QUE LA ENERGIA ABSORBIDA POR EL MOTOR DURANTE EL GOLPE DE COMPRESION NO VUELVE AL MOTOR DURANTE ELGOLPE DE EXPANSION.

CAMPO TECNICO

Esta invención generalmente se refiere a un sistema de frenos de motor del tipo de alivio y sistema de compresión a gas. La invención se refiere más particularmente a frenos de motor donde las válvulas de salida del motor están abiertas cerca del tope del golpe de compresión del motor, de tal modo que la energía absorbida por el motor durante el golpe de compresión no vuelve al motor durante el golpe de expansión. La presente invención se refiere específicamente a un mecanismo sincronizador para un freno de motor del tipo anterior.

ARTE ANTERIOR

Durante muchos años se ha reconocido que los mecanismos ordinarios de freno de ruedas, comunmente del tipo de disco o tambor acoplados a los vehículos comerciales, si bien son capaces de absorber una gran cantidad de energía durante un corto periodo, son incapaces de absorber las cantidades menores de energía durante un extenso periodo de tiempo que pudiera ser requerido, por ejemplo, durante el descenso de una larga pendiente. En tales circunstancias, el material a fricción usado en el mecanismo del freno se sobrecalentará (causando el "patinaje" del freno) y puede ser destruido mientras las partes metálicas pueden dañarse o deformarse. En general, el problema ha sido resuelto sea usando una relación de engr-

naje menor, de tal modo que el motor pueda funcionar más efectivamente como un freno debido a su fricción inherente, o empleando alguna forma de sistema auxiliar de frenos. Un número de tales frenos auxiliares, generalmente conocidos como retardadores de motor, han sido desarrollados por el arte, incluyendo retardadores hidrocinéticos, frenos de salida, frenos eléctricos y frenos de motor. En cada uno de estos sistemas, una porción de la energía cinética del vehículo es transformada en calor como resultado de la compresión del gas, la fricción del fluido, o la resistencia eléctrica y, después de eso, puede disiparse a la atmósfera directamente o a través del sistema de salida o enfriamiento. La característica común de tales sistemas auxiliares de frenos es la capacidad para absorber y disipar una cierta cantidad de potencia continuamente o por lo menos por un periodo indefinido de tiempo. Cada uno de los tipos de retardador de motor referidos antes es descrito en detalle en la publicación "Retardadores para Vehículos Comerciales", publicada en 1975 por la editorial Mechanical Engineering Publications Limited de Londres, Inglaterra.

Los retardadores hidrocinéticos y eléctricos son generalmente muy pesados y voluminosos, puesto que requieren un mecanismo de turbina o dinamo, y así pueden ser poco deseables desde el punto de vista del costo inicial, así como también del costo de operación. El freno de salida, si bien es generalmente simple y compacto, necesariamente aumenta la

presión del múltiple de salida y puede ocasionar "flotamiento" de las válvulas de salida del motor, la cual es generalmente una condición poco deseable.

Se ha reconocido desde hace mucho tiempo que en el funcionamiento ordinario de un motor de combustión interna que emplea el ciclo Otto o Diesel, por ejemplo, se realiza una considerable cantidad de trabajo sobre el aire o la mezcla aire/combustible dentro de los cilindros. Durante la expansión o golpe de potencia del motor, el trabajo de compresión es recuperado de tal modo, ignorando pérdidas de fricción, el trabajo neto debido a la compresión y expansión es cero y la salida de potencia neta es aquella que resulta de la combustión de la mezcla de combustible/aire. Cuando se cierra el obturador, o el abastecimiento de combustible es interrumpido, el motor, desde luego, funcionará como un freno en la medida de la fricción inherente al mecanismo del motor.

Se han efectuado muchos intentos para aumentar la potencia de freno de un motor, convirtiéndolo a un compresor de aire y volcando el aire comprimido a través del sistema de escape. Un método simple y práctico de lograr esto está descrito en la Patente de los EE.UU. No. 3.220.392. En esa patente una válvula auxiliar de escape que actúa unos medios sincronizados con el cigüeñal del motor abren la válvula de escape cerca al final del golpe de compresión, sin interferir con la actuación normal de los medios de leva para la válvula de escape, junto con medios apropiados de control

para los medios auxiliares de la válvula de escape. Si bien los medios de freno de motor descritos en detalle en la Patente de los EE.UU. 3.220.392 son capaces de producir una potencia de retardo que se aproxime a la potencia de manejo del motor bajo condiciones de funcionamiento normales, la experiencia con este mecanismo ha revelado que la potencia de retardo puede ser afectada significativamente por la sincronización de la abertura de la válvula de escape del motor.

Si la válvula de escape se abre demasiado tarde, una porción significativa de la potencia de retardo puede ser perdida debido a la expansión del aire comprimido durante la parte inicial del golpe de expansión. Por otra parte, si la válvula de escape se abre demasiado pronto, puede haber una compresión insuficiente durante el golpe de la compresión lo cual, similarmente, reducirá la cantidad de potencia de retardo que pueda desarrollarse.

La sincronización de la válvula de escape y su abertura son afectados en grado significativo por las condiciones de temperatura en el motor, las cuales varían como resultado de cambios en las condiciones ambientales, así como en los cambios de las condiciones de operación. Se apreciará, por ejemplo, que la longitud de la válvula de escape del motor aumentará con los aumentos en la temperatura, reduciendo

así las separaciones en el mecanismo de actuación de la válvula. Si bien es conocido proveer elementos ajustables en el mecanismo de actuación de la válvula por medio de los cuales la separación puede ser fijada (ver, por ejemplo, la Patente de los EE.UU. 3.220.392, Figura 2, elemento 301), la separación determinada por el tornillo ajustable del brazo pendulante (o su elemento equivalente) debe ser por lo menos lo suficientemente grande cuando la máquina está fría, de tal modo que quede alguna separación cuando el motor está frío. Si hay una separación inadecuada cuando el motor está caliente, la válvula de escape puede ser mantenida en una condición parcialmente abierta. En esta circunstancia, el funcionamiento del motor puede ser adversamente afectado y las válvulas de escape probablemente se quemarán. Para evitar tales efectos, es común proveer una separación en los mecanismos de actuación del escape (y de la entrada) en el motor de combustión interna del orden de las 0.018 de pulgada, de modo de compensar por los cambios dimensionales en el mecanismo resultantes de las variaciones de temperatura. Cuando se usa el mecanismo de actuación de la válvula de escape como parte del mecanismo de freno del motor, es altamente ventajoso minimizar la separación o espacio en el mecanismo de actuación de la válvula, a fin de proveer uncontrol preciso de la sincronización de la válvula con lo cual se lleva al máximo el poder de retardación

del motor.

DESCRIPCION DE LA INVENCION

Con lo anterior en mente, proveemos de acuerdo con la invención un sistema de frenos de motor del tipo de alivio de compresión de gas y comprendiendo un motor de combustión teniendo medios de válvula de escape y un cuerpo ajustable que se engrana con un primer pistón para colocar dicho primer pistón a abrir dichos medios de válvula de escape en un momento seleccionado predeterminado después que se aplica fluido de presión hidráulica a dicho primer pistón, caracterizado por un segundo pistón montado para reciprocar el movimiento dentro del cuerpo, el cual es hueco, entre una posición retractada y una extendida, dicho segundo pistón siendo urgido en su posición retractada contra la fuerza contraria de un resorte por el primer pistón en ausencia de dicha presión hidráulica aplicada al punto, y medios de válvula de chequeo operativamente relacionadas al segundo pistón para mantener dicho segundo pistón en su posición extendida para impedir la vuelta de dicho primer pistón para enganche con dicho cuerpo hueco mientras dicha presión de fluido hidráulico es aplicada a dicho primer pistón.

En virtud de nuestro sistema de freno, la separación entre el primer pistón y el vástago de válvula es reducida a un valor que lleva al máximo el rendimiento siempre que se active el freno del motor. Reduciendo así la separación,

se abre la válvula de escape más pronto y la sincronización de la abertura de la válvula coincide más cercanamente con la activación del freno de motor y su pistón maestro, de modo de llevar al máximo el poder de retardación desarrollado por el motor.

Una ventaja adicional resultante de la presente invención es que se puede disminuir la carga máxima del vástago. La carga del vástago es causada por la fuerza requerida para abrir la válvula de escape contra la presión del aire comprimido durante el ciclo de compresión y la fuerza requerida para actuar el inyector de combustible. Disminuyendo efectivamente la separación como se notó antes, la sincronización de la abertura de la válvula de escape es avanzada de modo de aumentar el intervalo de tiempo entre la carga de actuación del freno y la carga de actuación del inyector, y por tanto reducir al mínimo el efecto combinado de los dos acontecimientos. Además, avanzando la sincronización de la abertura de la válvula de escape, la presión máxima del cilindro del motor puede ser reducida, lo cual también sirve para reducir la carga del vástago.

BREVE DESCRIPCION DE LOS DIBUJOS

Los demás objetivos y ventajas de la invención se harán evidentes por la siguiente descripción detallada de la invención y los dibujos que se acompañan, en los cuales:

La Figura 1 es una vista esquemática de un freno de motor incorporando el mecanismo de avance de sincronización de acuerdo con la presente invención.

La Figura 2 es una sección transversal fragmentaria ampliada de una porción del mecanismo de freno de motor mostrado en la Figura 1 mostrando el mecanismo de sincronización de la presente invención en más detalle;

La Figura 3 es una vista de base en planta tomada a lo largo de la línea 3-3 de la Figura 2; y

La Figura 4 es un gráfico mostrando una comparación del poder de retardación desarrollado por dos motores incorporando el mecanismo de avance de sincronización de la presente invención y los mismos dos motores sin el dispositivo de la invención.

DESCRIPCION DETALLADA DE LA INVENCION

Con referencia a la Figura 1, el numeral 10 describe varias porciones fragmentarias de la cobertura del freno de motor, mientras que 12 es una vista esquemática del sumidero del motor conteniendo aceite 14. El aceite 14 puede ser extraído del sumidero 12 a través de un ducto 16 por una bomba de aceite 18 y luego dirigido a una válvula solenoide 20 por vía del ducto 22. La válvula solenoide 20 comprende un cuerpo de válvula 24 asegurado a la cobertura del freno del motor 10, teniendo una admisión o entrada 26, una salida 28

y una salida de vaciado 30. La entrada 26 y la salida de vaciado 30 comunican con la cavidad de la válvula 32 respectivamente en los extremos superior e inferior de las mismas, mientras que la salida 28 comunica con una porción central ampliada de la cavidad de la válvula 32. Un vástago de válvula 34 es articulado para movimiento recíproco dentro del cuerpo de válvula 24 y lleva un asiento de válvula cilíndrico 36 adaptado a asentarse contra las hombreras formadas por la porción central alargada de la cavidad de válvula 32. Un resorte 38 normalmente bisela el vástago de válvula 34, de modo de impedir el flujo de aceite desde la entrada 26 a la salida 28 de la válvula solenoide.

Un serpentín solenoide 40 que circunda el extremo superior del vástago de válvula 34 está diseñado para abrir la válvula solenoide 20 contra el bisel del resorte 38 siempre que la corriente eléctrica fluya a través del serpentín. El circuito de serpentín solenoide incluye, en serie, un interruptor de combustible de la bomba 42, un interruptor de embrague 44, un interruptor de palanca 46, un fusible 48 y la batería del vehículo 50. El propósito de cada uno de los interruptores lógicos 42, 44 y 46 será enunciado en conexión con una explicación del funcionamiento del freno del motor.

La salida de vaciado 30 comunica a través de un ducto

52 al sumidero del motor 12, mientras que la salida 28 comunica con una válvula de control 54 a través de un ducto 56. La válvula de control 54 tiene generalmente la forma de un pistón montado para movimiento recíproco dentro de un cilindro de control de válvula 58 formado en la cobertura del freno del motor 10. La válvula de control contiene una entrada 60 que comunica con una salida 62. La entrada de la válvula de control 60 está normalmente cerrada por una válvula de chequeo esférica 64 biselada por un resorte de válvula 66.

Cuando la válvula solenoide 20 está en la posición abierta, como se muestra en la Figura 1, el aceite 14 del sumidero 12 fluye a través de la válvula solenoide 20 y el ducto de salida 56 a la entrada 60 de la válvula de control 54. El aceite eleva entonces la válvula de control 54 contra el biselado de un resorte de válvula de control 68 hasta que la salida anular 62 registra con la salida del cilindro de válvula de control 70. A partir de ahí la presión del aceite abre la válvula de chequeo 64 permitiendo que el aceite pase a través de la válvula de control 54 y dentro del ducto 72, el cual comunica entre la salida 70 de la válvula de control y la entrada 74 con el cilindro esclavo 76.

El cilindro esclavo 76 está formado en la cobertura

10 del freno de motor , de modo de quedar alineado con una válvula de salida 78 que es biselada a una posición cerrada por un resorte de válvula de salida 80. Un pistón esclavo 82 está colocado para movimiento recíproco dentro del cilindro 76. Un extremo del pistón esclavo 82 está adaptado para ponerse en contacto con la tapa del vástago de la válvula de salida 84 mientras el extremo opuesto del pistón esclavo se pone en contacto con un mecanismo de sincronización ajustable 86 que es roscado dentro de la cobertura 10 del freno de motor en alineación con el pistón esclavo 82 y trancado en posición por la tuerca 88. Un resorte de vuelta del pistón esclavo 77 está localizado dentro del pistón esclavo 82 de modo que un extremo del resorte bisela al pistón esclavo hacia arriba contra el mecanismo de sincronización 86. El extremo opuesto del resorte 77 es llevado por un retén 79 asentado en la cobertura del freno de motor. El cilindro esclavo 76 contiene una salida 90 que comunica con la entrada 92 de un cilindro maestro 94 formado en la cobertura del freno de motor 10 a través de un ducto 96. Un pistón maestro 98 es montado para movimiento recíproco en el cilindro maestro 94 y su extremo exterior es adaptado para ponerse en contacto con el tornillo de ajuste del brazo oscilante 100 del inyector de combustible apropiado o brazo oscilante 102 de la válvula de entrada la cual, a su vez, es actuada por la varilla 104. El pistón maestro 98 es mantenido

en el orificio de cobertura por un resorte liviano 106.

Se entenderá que, ordinariamente, habrá un pistón esclavo 82 asociado con cada válvula de salida, de modo que un motor de seis cilindros tendrá seis pistones esclavos mientras que un motor de cuatro cilindros tendrá cuatro pistones esclavos. Además, cada pistón esclavo está interconectado con un pistón maestro asociado con un brazo oscilante y varilla del inyector de combustible de entrada. Desde luego, el maestro y su pistón esclavo relacionado pueden estar asociados con diferentes cilindros de motor. Una relación ejemplar para esta alternativa se muestra en la Tabla 1, debajo, para un motor de seis cilindros:

TABLA 1

<u>Localización del Pistón Maestro</u>	<u>Localización del Pistón Esclavo</u>
Varilla No. 1	Válvula de Salida No. 3
Varilla No. 5	Válvula de salida No. 6
Varilla No. 3	Válvula de Salida No. 2
Varilla No. 6	Válvula de Salida No. 4
Varilla No. 2	Válvula de Salida No. 1
Varilla No. 4	Válvula de Salida No. 5

Se entenderá que cuando la válvula solenoide 20 se abre, el aceite 14 fluye a través de la válvula solenoide y la válvula de control 54 y llena los ductos 72 y 96, así como también

el cilindro esclavo 76 y el cilindro maestro 94. La válvula de chequeo 64 impide un flujo inverso de aceite 14 desde los cilindros esclavo y maestro. A partir de ahí, la activación de la varilla 104 moverá el pistón maestro 98 hacia arriba en el cilindro maestro 94 causando una rápida elevación en la presión del aceite. La presión hidráulica en el cilindro esclavo 76 forzará al pistón esclavo 82 hacia abajo de tal manera de abrir la válvula de escape 78.

Se apreciará que si el pistón esclavo 82 no está asentado contra la tapa del vástago de la válvula de escape 84 cuando el pistón maestro 98 comienza a moverse, la abertura de la válvula de escape 78 será demorada el tiempo requerido para obviar la separación en el sistema. Sin embargo, es necesario acomodar los cambios dimensionales en el mecanismo, tal como el vástago de válvula de salida, debido a los cambios de temperatura. En el dispositivo del arte anterior, la separación era controlada por un tornillo de ajuste localizado en la posición del mecanismo de sincronización 86 y fijado a una separación de, por ejemplo, 0.018 de pulgada cuando el motor estaba frío. De acuerdo con la presente invención, se provee un mecanismo de sincronización 86 que efectivamente mantiene una separación cero en el mecanismo de actuación de la válvula de escape, de tal modo que el movimiento de esta válvula comenzará tan pronto como el pistón maestro comienza a moverse siempre que funcione el

mecanismo de freno.

Refiriéndose ahora a las Figuras 2 y 3, el mecanismo de sincronización 86 comprende un cuerpo ajustable 108 teniendo roscas formadas en su superficie cilíndrica exterior que se enganchan roscadamente con la cobertura del freno de motor 10 en alineación con el cilindro esclavo 76. El cuerpo 108 puede estar provisto con una ranura 110 u otro receso apropiado para conveniencia de ajuste y puede estar trancado en la posición deseada por una tuerca 88. Si bien el mecanismo de sincronización 86 puede estar localizado en otra parte, por ejemplo, entre el pistón esclavo 82 y la tapa del vástago de la válvula de salida 84, o dentro del pistón esclavo, es preferible para propósitos de ajustabilidad conveniente colocar un extremo del mecanismo exteriormente con relación al mecanismo de válvula de escape.

Una serie de tres entradas coaxiales 112, 114 y 116 se forman en el cuerpo 108 extendiéndose parcialmente a través del cuerpo 108 desde el extremo opuesto al que contiene la ranura de ajuste 110. La primera entrada, y la más grande, 112, se extiende aproximadamente hasta medio camino a través del cuerpo 108 y es adaptado para recibir un pistón de sincronización 118. La entrada intermedia 114 se extiende aproximadamente a medio camino a través de la longitud remanente del cuerpo 108 y contiene allí un resorte

de compresión 120. La tercera entrada, y la más pequeña, 116, se extiende en forma ligeramente más profunda que la entrada intermedia 114 para proveer un asiento para el resorte de la válvula de chequeo 122. Desde luego, se entenderá que una sola entrada que tiene un diámetro 112 y la profundidad de la entrada 116 puede ser usada en lugar de las tres entradas mostradas y descritas antes.

El pistón de sincronización 118 está formado con una entrada axial 124 extendiéndose enteramente a través del pistón 118. En el extremo superior o interno del pistón hay una entrada ampliada 126 que está formada para proveer un asiento 128 para una válvula de chequeo esférica 130. La válvula de chequeo esférica 130 es normalmente urgida contra el asiento 128 por el resorte de compresión 122. Un núcleo transversal o ranura 132 está formado a través de un diámetro del pistón 118. El cuerpo 108 contiene un núcleo transversal 134 dentro del cual se oprime una clavija 136. El núcleo o ranura 132 es sustancialmente más ancho que la clavija 136, de modo de permitir al pistón 118 moverse axialmente con relación al cuerpo 108 dentro de una amplitud limitada. En la presente incorporación, la amplitud del movimiento del pistón 118 es desde una primera posición ligeramente dentro del cuerpo 108 a una segunda posición donde el pistón 118 se extiende ligeramente más allá del extremo del cuerpo 108, por ejemplo, una $0.018-0.028$ pulgadas.

Se apreciará que el resorte de compresión 120 normalmente urge al pistón 118 a su posición extendida mientras que el resorte de compresión 122 más ligero, o sea de menor rata, urge a la válvula esférica de chequeo a una posición cerrada.

Si bien es conveniente usar una válvula 130 esférica de chequeo y un resorte de compresión 122, se entenderá que se pueden emplar otros medios de válvula de chequeo. Por ejemplo, una válvula de hoja u otra forma de válvula de chequeo puede estar localizada sea en el pistón de sincronización 118 o en un ducto separado comunicando entre el cilindro esclavo 76 y la región de las entradas 112, 114, 116 por encima del pistón del mecanismo de sincronización 118. Similarmente, medios distintos a la clavija 136 y a la ranura 132 pueden ser empleados para proveer un movimiento axial limitado del pistón 118 dentro del cuerpo ajustable 108. Tales medios alternos incluyen un diámetro reducido en el extremo inferior del pistón 118 y una brida o labio de coincidencia dirigida hacia adentro en el extremo inferior del cuerpo ajustable 108.

Se describirá ahora el mecanismo y su funcionamiento. Primero, el cuerpo ajustable 108 puede ser fijado, como con el dispositivo del arte anterior arriba mencionado, para proveer cualquier separación deseada, por ejemplo, 0.018 de pulgada entre el pistón esclavo 82 y la tapa de vástago de la

válvula de escape 84 para asegurar que, bajo todas las condiciones de operación, haya suficiente separación para impedir una abertura o levantamiento parcial no intencional de la válvula de escape 78. Bajo estas condiciones, el pistón 118 del mecanismo de sincronización de la invención no se extenderá desde el cuerpo 108 y el cuerpo 108 estará en contacto directo con el tope del pistón esclavo 82.

Cuando se desee operar el freno del motor, la válvula solenoide 20 y la válvula de control 54 son actuadas. Esto resulta en un flujo de aceite 14 a través de los ductos 72 y 96 y dentro del cilindro esclavo 76 y el cilindro maestro 94. Cuando el pistón maestro 98 comienza a moverse, una presión es inmediatamente levantada en el circuito hidráulico puesto que ese circuito ha sido completamente llenado con aceite 14. Así, el movimiento del pistón maestro 98 resultará inmediatamente en movimiento del pistón esclavo 82 y, como con el dispositivo del arte anterior, después que la separación del mecanismo ha sido efectuada, resultará la abertura de la válvula de escape con la cual se asocia el pistón esclavo.

De acuerdo con la invención, a medida que el pistón esclavo 82 se mueve fuera del cuerpo 108 del mecanismo de sincronización, el pistón de estemecanismo 118 se extiende a una distancia predeterminada, gobernada por la clavija 136,

desde el cuerpo del mecanismo de sincronización debido a la fuerza del resorte de compresión 120. Esto crea un diferencial de presión suficiente para causar el desasiento de la válvula esférica de chequeo 130 y admitir aceite en la región de las entradas 112, 114 y 116. A la vuelta del pistón esclavo 82, bajo la acción del resorte 77, hacia su posición inicial encuentra al pistón 118 del mecanismo de sincronización. El aceite que penetró en el mecanismo de sincronización a través de la válvula de chequeo 130 queda atrapado, y siendo relativamente incompresible, se opone a la fuerza aplicada al pistón esclavo 82 por el resorte esclavo de vuelta 77. Así el pistón esclavo 82 asume una nueva posición inicial para todos los ciclos subsiguientes de operación, controlado por el golpe predeterminado del pistón del mecanismo de sincronización 118 y variando sólo por el movimiento del pistón 118 del mecanismo de sincronización debido al goteo a través de tal pistón y la separación de núcleos entre ciclos. Este goteo y su pérdida es reemplazado a través de una válvula esférica de chequeo 130 durante cada ciclo.

Cuando la válvula solenoide 20 del freno de motor y la válvula de control 54 son desactivadas, el circuito hidráulico es venteado. A medida que el movimiento cíclico del pistón esclavo 82 cesa y se pone en reposo en el pistón del mecanismo de sincronización 118, el goteo que pasa el

pistón del mecanismo de sincronización, debido a la separación de los núcleos, permitirá una retracción completa del pistón esclavo a su posición original contra el cuerpo 108 del tornillo de ajuste.

El resultado de eliminar efectivamente la separación en el mecanismo de actuación de la válvula es demostrado en la Figura 4. La Figura 4 es una gráfica mostrando la relación entre velocidad del motor y potencia absorbida o de freno para un motor de seis cilindros y uno de cuatro cilindros con y sin el mecanismo de sincronización de la presente invención. La curva 138 es un ploteo del caballaje del freno obtenido de un motor diesel de seis cilindros acomodado con un freno de motor Jacobs y teniendo el ajuste de la separación fijado en 0.018 de pulgada, de acuerdo con el arte anterior. La curva 140 es un ploteo del caballaje del freno obtenido del mismo motor donde el tornillo de ajuste de la separación fue reemplazado con un mecanismo de avance de la sincronización, de acuerdo con la presente invención. De manera similar, la curva 142 es un ploteo del caballaje del freno desarrollado por un motor diesel de cuatro cilindros equipado con un freno de motor Jacobs standard, mientras que la curva 144 muestra el efecto de sustituir el mecanismo de avance de la sincronización de la presente invención efectuado por un tornillo de ajuste standard fijo para una separación de 0.018 de pulgada. Se obser-

vará que a velocidades de funcionamiento normales del motor, o sea en la amplitud de 2000 r.p.m., se logra un sustancial aumento en el caballaje de retardación, mediante la práctica de la presente invención.

Como se indicó esquemáticamente en la Figura 1, el freno de motor de la presente invención es operado por una válvula solenoide que es conectada en serie con tres interruptores, un interruptor de la bomba de combustible 42, un interruptor 44 y un interruptor rápido 46. Se apreciará que si cualquiera o más de estos interruptores está en la posición abierta, el freno no puede ser operado. El interruptor de la bomba de combustible 42 incapacita al sistema del freno siempre que el motor esté siendo alimentado con combustible, o sea, siempre que se abra el obturador. El interruptor del embrague 44 se abre siempre que el embrague es desenganchado a fin de prevenir el ahogamiento del motor. El interruptor rápido 46 es de control manual para permitir al operario desenganchar el sistema del freno si él deseara hacerlo. El interruptor rápido 46 puede ser también del tipo de multi-posición, o sea que desactiva una porción del sistema de tal modo que el operario pueda seleccionar potencia parcial o completa del freno, como pueda desear bajo condiciones particulares de operación.

Además de la ventaja primaria de aumentar sustancialmente el caballaje del freno en el motor como se muestra en la Figura

4, el mecanismo de avance de la sincronización de la presente invención puede ser retro-acomodado en motores que tienen frenos a motor del tipo aquí descrito, sin requerir ninguna modificación del motor. Una ventaja secundaria del mecanismo de avance de la sincronización aquí descrito es una disminución en la carga de la varilla cuando el dispositivo es empleado en un motor que tiene inyectores de combustible mecánicos operados por varillas. Esta ventaja resulta del aumento en el intervalo de tiempo entre la abertura de la válvula de escape y la actuación del inyector de combustible. El solicitante ha hallado para cada disminución de 0.001 de pulgada en la separación, la carga de la varilla disminuye en alrededor de 50 libras en motores de las características probadas para la Figura 4.

COMPENDIO DE LA INVENCION

Se provee un sistema de frenos de motor del tipo de compresión de gas, para controlar la sincronización del sistema, e incluye un mecanismo hidro-mecánico que abre la válvula de salida cerca al tope del golpe de compresión del motor, de modo que la energía absorbida por el motor durante el golpe de compresión no vuelve al motor durante el golpe de expansión. De acuerdo con la invención, se proveen medios hidro-mecánicos en el mecanismo de actuación de la válvula de escape para reducir la separación en ese meca-

nismo a un valor que llegue al máximo el poder de retardación desarrollado por el motor, siempre que se active el freno del motor.

REIVINDICACIONES

1. Un sistema de freno de motor del tipo de compresión y alivio de gas y comprendiendo un motor de combustión teniendo medios de válvula y un cuerpo ajustable enganchable con un primer pistón para colocar dicho primer pistón a abrir dichos medios de válvula de escape a un tiempo predeterminado seleccionado después que se aplica fluido de presión hidráulica a dicho primer pistón, caracterizado por un segundo pistón (118) montado para movimiento recíproco dentro del cuerpo (108), el cual es hueco, entre una posición retraída y una extendida, siendo dicho segundo pistón urgido dentro de su posición retraída contra la fuerza de un resorte (120) por el primer pistón (82) en ausencia de dicha presión del fluido hidráulico, y medios de válvula de chequeo (130) operativamente relacionados al segundo pistón (118) para mantener dicho segundo pistón en su posición extendida a fin de prevenir la vuelta de dicho primer pistón para enganche con dicho cuerpo hueco mientras dicha presión del fluido hidráulico es aplicada a dicho primer pistón.

2. Un aparato de acuerdo con la reivindicación 1, caracterizado por medios de tranque (88) para dicho cuerpo hueco.

3. Un aparato de acuerdo con la reivindicación 1 ó 2, caracterizado en que dichos medios de válvula de chequeo comprenden una válvula de chequeo esférica, teniendo dicho

segundo pistón un ducto axial (124) formado a su través y un asiento de válvula (128) para dichos medios de válvula de chequeo en un extremo de dicho ducto, y medios de resorte (122) biselando dicha válvula esférica de chequeo contra dicho asiento de válvula.

4. Un aparato de acuerdo con cualquiera de las precedentes reivindicaciones, caracterizado en que se forma una separación predeterminada entre dicho segundo pistón y las paredes adyacentes de dicho cuerpo hueco.

o o o

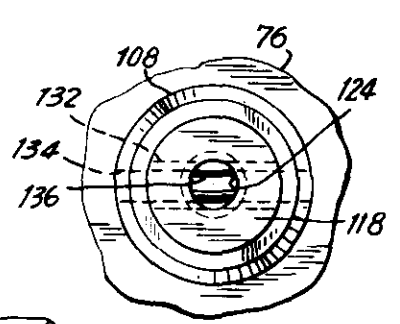
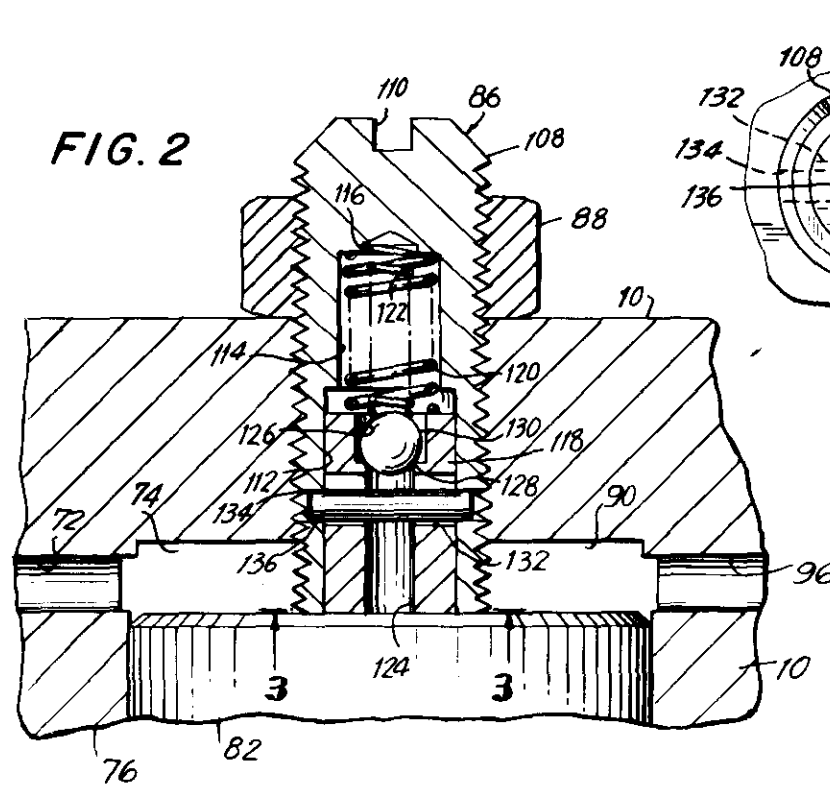
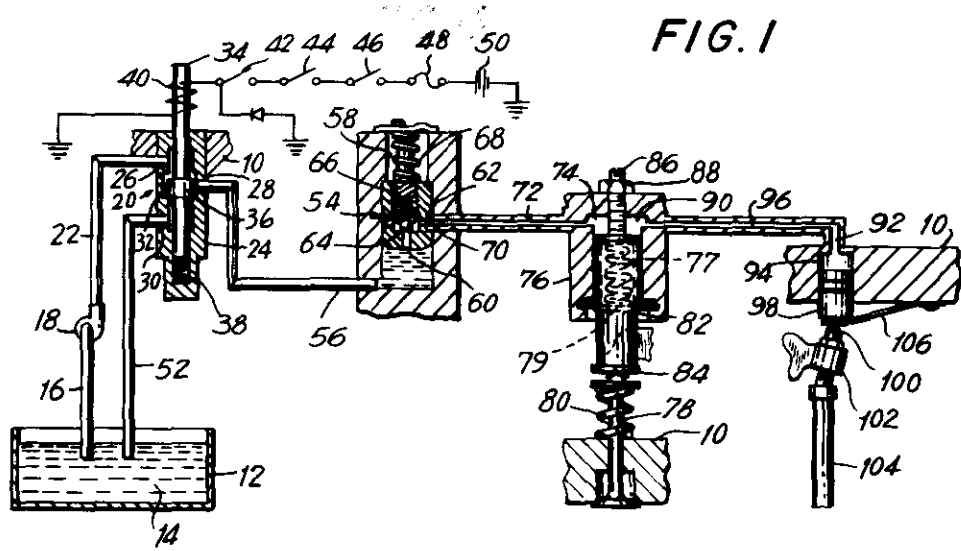


FIG. 3

FIG. 4

