



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 352 785**

51 Int. Cl.:
F02D 15/04 (2006.01)
F02B 23/02 (2006.01)
F02B 23/04 (2006.01)
F02B 41/04 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **98941156 .6**
96 Fecha de presentación : **08.09.1998**
97 Número de publicación de la solicitud: **1012461**
97 Fecha de publicación de la solicitud: **28.06.2000**

54 Título: **Procedimiento para el manejo de un motor de combustión interna de compresión variable.**

30 Prioridad: **09.09.1997 AU PO9041**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
23.02.2011

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
23.02.2011

73 Titular/es: **Michael Patrick Dixon**
1/104 Holmes Road
Moonee Ponds, Victoria 3039, AU

72 Inventor/es: **Dixon, Michael Patrick**

74 Agente: **García Egea, Isidro José**

Aviso: En el plazo de nueve meses a contar desde la fecha de publicación en el Boletín europeo de patentes, de la mención de concesión de la patente europea, cualquier persona podrá oponerse ante la Oficina Europea de Patentes a la patente concedida. La oposición deberá formularse por escrito y estar motivada; sólo se considerará como formulada una vez que se haya realizado el pago de la tasa de oposición (art. 99.1 del Convenio sobre concesión de Patentes Europeas).

**PROCEDIMIENTO PARA EL MANEJO DE UN MOTOR DE
COMBUSTION INTERNA DE COMPRESION VARIABLE**

DESCRIPCIÓN

5

La presente invención se relación con un procedimiento para el manejo de un motor de combustión y auto – encendido internos y, en especial, a tal motor adaptado para funcionar bajo situaciones de combustión pobre.

Los motores de combustión interna normal son, generalmente, de uno de dos tipos, o bien motores de gas o petróleo de encendido por chispa, o bien motores diesel que usan auto – encendido, esto es, que el fuel es inyectado bajo presión a una carga de aire que ha sido comprimida a una temperatura y presión muy altas. Después de mezclarse con la carga de aire y tras algún tiempo de espera, el encendido tiene lugar por medio de auto – ignición.

Los ciclos normalizados de aire muestran que si un motor de combustión interna pudiera ser manejado con una carga de gas de índice adiabático incrementado, sería entonces más eficiente. Los mismos ciclos normalizados de aire muestran que un incremento en el índice de alrededor de 0.1 resultaría en un aumento en eficiencia de aproximadamente un 10 % en cualquier relación de compresión. Una forma práctica de incrementar el índice adiabático es manejar el motor a relaciones más reducidas carburante – aire. Esto es porque el aire tiene el índice más alto sobre cualquier rango de temperatura para carga quemada y no quemada y el índice se reduce a medida que la relación carburante – aire se incrementa. Cuando se alcanza una mezcla estequiométrica, el índice de carga quemada empieza a incrementarse de nuevo, sin embargo, una rica mezcla de combustión es menos eficiente en su conjunto debido a la falta de oxígeno para la completa oxidación del combustible.

Si un motor pudiera ser manejado con una relación de equivalencia (la masa de combustible liberada en la carga en relación con la masa estequiométrica de carburante) de aproximadamente 0.5, un incremento medio en el índice adiabático para la carga quemada estaría por el orden de 0.06 y aproximadamente 0.02 para la carga no quemada (*Fundamentos del motor de combustión interna*, Heywood, 1988). A menores relaciones de equivalencia, el índice sería más alto. En esta base, si un motor fue fabricado con capacidad incrementada y con una combustión de la misma cantidad de carburante que su contraparte más pequeña, puede darse un incremento en el resultado.

En la actualidad, los motores de encendido por chispa funcionan con una relación de equivalencia de 0.8 como límite en la zona de combustión pobre. Esto es debido a la frecuencia incrementada de fallos de combustión en relaciones de equivalencia inferiores a 0.8. Hay tres causas principales para esto: fallo inicial de la chispa al iniciar una llama, lo que conduce al fallo; la llama encuentra zonas en la carga demasiado pobres como para sostener la combustión; la velocidad de la llama, o la velocidad de la combustión es demasiado lenta como para consumir la carga antes de que la expansión apague la llama.

Los ciclos normalizados de aire indican que otro medio de incrementar la eficiencia de un motor es el incremento de la relación de compresión. La relación de compresión se define por la suma del volumen consumido y el volumen de la cámara de combustión dividida por el volumen de la cámara de combustión. Los ciclos normalizados de aire muestran que la eficiencia térmica de un motor se incrementaría en una media de un uno por ciento por cada incremento de unidad en la relación de compresión de aproximadamente 8:1.

Hay tres principales límites prácticos al incremento de relación de compresión en cualquier estado. Cuando la relación de compresión incrementa la superficie la relación de volumen se incrementa y las pérdidas de calor se hacen

excesivas. Las pérdidas de calor empiezan a sobrepasar las ventajas en eficiencia a una relación de compresión de alrededor de 17:1. Al incrementarse la relación de compresión, las presiones máximas se incrementan de tal forma que las consideraciones estructurales y los necesarios incrementos de peso imponen un límite práctico. Los motores diesel disponibles en el mercado generalmente aparentan tener una relación de compresión de no más de 30:1. Sin embargo, los motores de encendido por chispa están limitados a relaciones de compresión de aproximadamente 8:1 a 10:1. Esta limitación se debe, principalmente, a la tendencia a “golpear” del carburante del modelo de encendido por chispa. Esto es, las últimas partes de la carga aún no consumidas (denominadas “gas final”) son arrastradas a elevadas temperaturas y presiones, por lo que la misma se auto – enciende antes del principio de la llama. Este auto – encendido es, a menudo, de una naturaleza explosiva que da lugar a diferenciales de presión espacial que tienen como consecuencia que se escuchen sonidos procedentes del cilindro. Este fenómeno del “golpe” se incrementa cuando la relación de compresión se incrementa. El “golpe” se debe evitar por dos razones principales. En primer lugar, el golpe puede causar un daño físico considerable al motor si se permite que el motor funcione en la zona de carga que golpea durante periodos continuados. En segundo lugar, el golpe reduce la eficiencia principalmente debido al ruido y a la vibración.

La patente estadounidense USA 2414217 describe un motor de combustión interna que utiliza un pistón auxiliar para mantener una relación de compresión constante y, cuando la relación de compresión alcanza su máximo, un sistema de válvulas libera la presión tras el pistón auxiliar. Cuando el pistón principal llega al extremo del golpe de la compresión, una válvula solenoide recibe energía para liberar la válvula y re – presurizar el pistón auxiliar para asegurar, de nuevo, que la compresión requerida, fija, se mantiene en la cámara principal.

Ulteriormente, la Patente Mundial WO97/11264 divulga un método de acuerdo con la primera parte de la reivindicación 1.

El objeto de la presente invención es proporcionar un método de manejar
5 un motor de combustión interna de auto – encendido que supera o minimiza las dificultades citadas con anterioridad.

La invención proporciona un método para el manejo de un motor de auto – encendido de combustión interna que usa una mezcla de aire y carburante,
10 comprendiendo el motor una primera masa de combustión, un pistón, movable en la masa de combustión, siendo la relación de compresión alcanzable en la masa por el movimiento del pistón, como mínimo, suficiente para que la mezcla de carburante y aire sea apta para auto – encenderse, medios para variar el punto de encendido de la mezcla de carburante y aire incluyendo una masa secundaria en
15 relación con dicha primera masa de combustión, un elemento de variación de la masa en la masa secundaria y medios controlados sobre la base de las concretas condiciones medioambientales e internas del motor, definidas por parámetros preseleccionados, para posicionar el elemento de variación del volumen para establecer un estado de la masa en el que el auto – encendido tenga lugar en una
20 posición requerida del pistón en la primera masa de combustión, caracterizado por que hay una unidad central de procesamiento y memoria asociada dentro de la que los valores actuales de los parámetros preseleccionados son cargados y que calcula la posición del pistón en la que el auto – encendido debería tener lugar para proporcionar una energía máxima y que hace que los medios de control muevan el
25 elemento variador de la masa de tal forma que la relación de compresión en la masa es tal que suministra la presión y temperatura requeridas para el encendido cuando el pistón alcanza esta posición.

Con objeto de que la invención pueda ser más rápidamente comprendida,
30 se describirá en relación con los dibujos que se acompañan, en los cuales:

La Figura 1 es una visión esquemática de un cilindro de un motor manejado por el método de la invención;

La Figura 2 es una visión esquemática de una forma de sistema de control que podría ser usada con el motor de la Figura 1;

5 La Figura 3 es una visión esquemática de un método para el movimiento del pistón secundario; y

La Figura 4 es una visión esquemática de un segundo de método para el movimiento del pistón secundario.

10 Antes de referirnos específicamente a los dibujos, se ha de destacar que el motor manejado por la presente invención es un motor de combustión de auto – encendido, de mezcla pobre y carga homogénea, que funciona a altas relaciones de compresión. La máxima relación de equivalencia es del orden de 0,45 a 0,60 y el índice de relación de compresión está en el orden de 15:1 a 30:1.

15

El motor es un motor de auto – encendido y usa una relación de compresión variable para controlar el tiempo del encendido.

20 El auto – encendido de una carga homogénea ofrece una vía para efectuar una combustión pobre. En este proceso, una carga premezclada de carburante y aire (que es, en mucho, inferior a las de las proporciones estequiométricas) es comprimida a una presión suficientemente elevada que provoca un incremento en la temperatura como para provocar el auto – encendido. Este proceso en particular no depende de una llama que se inicie en cualquier punto y que entonces tenga
25 que recorrer la carga como el proceso de ignición por chispa. Además, la temperatura y presión provocadas por la compresión de una carga desde su temperatura y presión iniciales son experimentadas por todas las partes de la carga y, así, la combustión se puede iniciar, simultáneamente, en muchas zonas a lo largo de la carga. Esto permite superar cualquier falta de homogeneidad que, en la
30 carga en un dispositivo de encendido por chispa discutida *supra*, no permitiría mantener una llama y, así, no suministraría energía al pistón. Además, si la

combustión no depende espacialmente, entonces los diferenciales de temperatura y de presión sólo serían temporales. Esto significaría que no existirían la vibración y el ruido causados por las diferencias espaciales de presión, como es el caso de la auto – ignición inadvertida en motores de encendido por chispa.

5

La mayoría de los carburantes, incluidos los carburantes de encendido por chispa, muestran las características del auto – encendido si están mezclados con un agente de oxidación y elevados a temperaturas y presiones suficientemente altas. Al fenómeno de auto – encendido se asocia un periodo de tiempo que
10 finaliza antes de que tenga lugar el encendido, después de que la mezcla de carburante y aire sea presente con temperaturas y presiones lo suficientemente elevadas como para causar el auto –encendido. Este periodo de tiempo se conoce como “tiempo de retraso de encendido” y, habitualmente, se reduce cuando la temperatura y la presión se incrementan y se mide en milisegundos.

15

Para que un motor de carga homogéneo sea manejado con cargas y velocidades variables, como, por ejemplo, un motor de automóvil, el tiempo de retraso de encendido y la velocidad del motor están estrechamente relacionadas y exigen un método de control. Si el motor se acelera, el tiempo de retraso del
20 encendido debe ser reducido o ser iniciado antes en el proceso de compresión y, al contrario, si el motor se retarda, el tiempo de retraso del encendido tendrá que extenderse o ser iniciado más tarde en el proceso de compresión. Las consecuencias del incumplimiento de la primera de estas exigencias es el fallo. Si se incumple la segunda exigencia, la consecuencia es un encendido avanzado
25 ineficiente.

Con referencia a los carburantes paradigmáticos para el encendido de chispa: a cualquier temperatura y presión dadas, lo suficientemente elevadas como para provocar el auto – encendido, el iso – octano (con valor de 100
30 octanos) muestra los tiempos de retraso de encendido más largos y el n - heptano

(con valor de 0 octanos, 57 cetanos) muestra el menor tiempo de retraso de encendido.

Los estudios de auto encendido llevados a cabo sobre iso – octano y n – heptano con tubos de descarga (Fleweger, Blumenthal & Adomeit, *Combustión y Llama*, 1997) muestra que, con una relación de equivalencia de 1, el tiempo de retraso de encendido del n – heptano: disminuye de un milisegundo a 750 ° K (476.85 ° C) a aproximadamente 0.7 milisegundos a 850 K (576.85 ° C); asciende a aproximadamente 850 ° K (576.85 ° C); y disminuye ulteriormente con incrementos de temperatura a aproximadamente 0.1 milisegundos a 1100° K (826.85 ° C). El iso – octano de la misma fuerza de mezcla y sujeto a la misma presión, muestra un tiempo de retraso que disminuye de forma continua al incrementarse la temperatura. A 750° K (476.85 ° C) el tiempo de retraso de encendido es de aproximadamente 8 milisegundos, a 850° K (576.85 ° C) es de aproximadamente 3 milisegundos y, convergiendo con n- heptano a aproximadamente 0.8 de un milisegundo a 1000° K (726.85° C). Encontramos diversas mezclas de iso – octano y n – heptano que cumplen estas dos características del carburante: cuanto más próximo está el carburante al iso – octano, el carburante se comporta de forma más próxima al iso – octano. El estudio mencionado *supra* también muestra que una mezcla pobre de iso – octano (con una relación de equivalencia de 0.5) a una presión de 40 bar, muestra unos tiempos de retraso de encendido sustancialmente superiores para las temperaturas dadas. Por ejemplo, 8 milisegundos a 900° K (626.85° C) y 1 milisegundo a 1000° K (726.85° C) y convergiendo con las mezclas más ricas de 0.8 milisegundos a 1050° K (776.85° C).

Otro estudio (Halstead, Kirsch y Quinn, *Combustión y Llama*, 1977) sobre los carburantes de encendido por chispa usando una máquina rápida de compresión, muestra una disminución en el tiempo de retraso de encendido, para el iso – octano, superior a 650° K (376.85 ° C), donde el tiempo de retraso de encendido es de aproximadamente 40 milisegundos, un incremento hasta 750° K

(476.85 ° C) en el que tiempo de retraso de encendido es de aproximadamente 40 milisegundos, y, entonces, una disminución posterior de las temperaturas que se incrementan finalizando a 5 milisegundos a 800° K (526.85° C). El mismo estudio muestra que al disminuir la gradación del octano, los tiempos de retraso del encendido disminuyen en su conjunto, aunque prevalece el mismo modelo. Para carburantes de un índice de 70 octanos, el tiempo de retraso de encendido es de 10 milisegundos a 650° K (376.85 ° C), 4 milisegundos a 700° K (426.85° C), 5 milisegundos a 800° K (526.85° C), y 4 milisegundos a 833° K (559.85° C). A temperaturas elevadas, hay evidencia de convergencia de los tiempos de retraso para todos los carburantes estudiados. El estudio también evidencia que a concentraciones elevadas, los tiempos de retraso en el encendido disminuyeron para todas las temperaturas. Las concentraciones elevadas aparentan tener el mismo efecto marcado al reducirse la gradación del octano, reduciéndose así los tiempos de retraso del encendido a cualquier temperatura dada.

15

Los datos citados de estos dos estudios ilustran varios hechos de importancia relativos al uso de estos carburantes y el manejo exitoso del motor de la invención. Si la relación de compresión varía en una dirección ascendente, las condiciones (temperatura y presión) o el equivalente geométrico de una menor relación de compresión, son reducidos al alesaje. Una relación de compresión de 12:1, por ejemplo, coincidirá con algún grado de ángulo de manivela antes del centro del punto muerto superior si la relación máxima de compresión varía a una relación superior que la de 12:1. Si la relación de compresión varía aún más allá de 12:1, las condiciones son aún más conducidas al alesaje. La inversa es también cierta. La variación de la relación de compresión hacia por debajo de 12:1, las condiciones superarán el alesaje. Es un hecho que las condiciones de 12:1 bajarán al alesaje cuando la relación de compresión se incremente de 12:1 y superior, pero se aproximará ilimitadamente a aproximadamente 30° antes que del centro del punto muerto a una relación máxima de compresión de 30:1. Una relación de compresión de 100.000:1 no moverá el equivalente geométrico 12:1 a una distancia apreciable hacia el alesaje. Una relación de compresión de 15:1 se

30

aproxima ilimitadamente de forma más próxima al centro del punto muerto cuando la relación máxima de compresión se eleva al 30:1. Una relación de compresión de 20:1 se aproxima indefinidamente de forma aún más próxima al centro del punto muerto y así sucesivamente.

5

En cuanto las temperaturas clave, como se demuestra en los estudios, se sitúan bajo la relación de compresión de 12:1, la combustión sólo tendrá lugar en las etapas posteriores del golpe de compresión, esto es, en algún lugar de los últimos 30 grados antes del centro del punto muerto. Un restablecimiento del motor a 1000 revoluciones por minuto barrerá un ángulo de 6 grados por milisegundo a 4000 revoluciones por minuto. Los datos de Fieweger ilustran que los tiempos de retraso del encendido son del mismo grado de magnitud que los tiempos que necesita el motor para barrer el ángulo entre el ángulo con el que coincide la relación 12:1 y el centro del punto muerto.

15

Los datos de Halstead muestran que si la densidad de carga se incrementa, como es el caso de relación de compresión incrementada, los tiempos de retraso de encendido se acortan considerablemente. Esto muestra adicionalmente la posibilidad de controlar la incidencia del encendido en algún punto entre 30 grados antes del centro del punto muerto superior y el centro del punto muerto superior, al variar la relación de compresión.

Como se muestra por los estudios, el tiempo de retraso del encendido es una función de: la proporción de octano del carburante; la fuerza de la mezcla; temperatura; y la concentración de especies (presión). Con objeto de controlar la posición a la que tiene lugar el encendido, el “punto de encendido”, que estará en algún punto específico antes del centro del punto muerto superior, es necesario controlar donde tienen lugar estas elevadas temperaturas de auto – encendido en el “golpe” de compresión, en términos de grados anteriores al “punto de encendido”. La diferencia entre el punto de encendido y el ángulo en el cual la temperatura de auto – encendido tiene lugar debe tenerse en cuenta para la

30

velocidad angular del motor. Es decir, la diferencia del periodo de tiempo que necesita el motor para barrer esta diferencia de ángulo debe igualarse al tiempo de retraso del encendido si el encendido va a coincidir con el “punto de encendido”. Esto se efectuará por la variación de la relación de compresión. La variación de la
5 relación de compresión fuerza de forma efectiva las condiciones, esto es la presión y la temperatura asociadas con una relación específica de compresión, a la cual el encendido tendrá lugar por arriba y por debajo del alesaje.

El incremento de la relación de compresión hace avanzar, de forma
10 efectiva, el tiempo de encendido en cuanto presenta temperaturas y presiones en su conjunto más elevadas para la carga y presenta más pronto temperaturas y presiones elevadas. La inversa también es cierta. Esto es, la disminución de la relación de compresión retarda el tiempo de encendido.

15 El incremento de la velocidad del motor retardará el tiempo de encendido en cuanto el motor atravesará un ángulo mayor sobre el retraso del tiempo de encendido. Para medir esto, es necesario incrementar la relación de compresión en alguna cantidad apropiada. La reducción de la velocidad del motor hará avanzar el encendido en cuanto el motor atravesará un ángulo menor sobre el retraso del
20 tiempo de encendido. Para medir esto, la relación de compresión debe ser reducida en alguna cantidad apropiada. Un incremento en la relación de equivalencia (carga incrementada) hará avanzar el tiempo de encendido (incremento de concentración de especie), en consecuencia es necesario reducir la relación de compresión en la cantidad apropiada. Una disminución de la relación
25 de equivalencia retardará el tiempo de encendido y, en consecuencia, es necesario incrementar la relación de compresión en la cantidad apropiada.

Para tratar de cambios en las condiciones ambientales, el intervalo de relación de compresión tendrá que corregirse al alza en los supuestos de bajadas
30 en la temperatura ambiente y a la baja en los supuestos de subidas en la temperatura ambiente. Por ejemplo, para un temperatura ambiente de 25°

centígrados, la relación de compresión puede estar en el intervalo de 28:1 en marcha en vacío, hasta 19:1 para un llenado completo de carburante a 1.000 revoluciones por minuto. Si la temperatura ambiente, fuera de 0° centígrados, la relación de compresión puede estar en el intervalo de 30:1 en la marcha en vacío, hasta 22:1 para un llenado completo de carburante a 1.000 revoluciones por minuto.

La valuación en octanos del carburante cambiará el intervalo de relación de compresión de una forma similar. Esto es, altas valuaciones en octanos tendrán como resultado relaciones de compresión más altas en conjunto, y, a valuaciones en octanos más bajas, relaciones de compresión más bajas en su conjunto.

Se ha escrito un modelo numérico acoplando un modelo de motor casi dimensional con el Modelo de carburante de auto – encendido de hidrocarburo de Halstead y otros.

Las simulaciones de ciclos ilustran que un motor del tipo del de la invención es apto para reducir el consumo de combustible en aproximadamente 33 % en relación con su equivalente de encendido por chispa para un mismo rendimiento. Para un motor de la invención que opere con una relación de entrega de 0.45 y una relación de compresión de 22:1, la capacidad necesita ser incrementada en aproximadamente un 20 % para obtener el mismo rendimiento a las mismas revoluciones que un motor de encendido por chispa que funcione con estrangulador de abertura ancha, relación de equivalencia de 0.9 y una relación de compresión de 9:1.

El modelo numérico ilustra que se puede obtener una presión máxima constante en cualquier relación de equivalencia (de mínimo a máximo) desde 1.000 revoluciones por minuto a 4.000 revoluciones por minuto por la aplicación de una relación de compresión adecuada. Esto sugiere un especial elemento de sistema de control. Esto es, la relación de compresión se adapta para adecuarse a

las exigencias de carga – velocidad por el mecanismo de variación de la relación de compresión, estando siempre bajo la influencia de una fuerza externa subsiguiente, constante o casi constante. Al cambiar la magnitud de esta fuerza, el motor se adapta rápidamente para adecuarse a los cambios en las condiciones ambientales. Esto es, se incrementa la fuerza para ambientes fríos y disminuye la fuerza para ambientes calurosos. Lo mismo vale para los cambios de valuación en octanos: la fuerza se incrementa para una valuación en octanos mayor y la fuerza disminuye para una valuación en octanos menor.

Hay otros varios aspectos del sistema de control del motor que necesitan ser tomados en cuenta. El incremento en el suministro de carburante no supone un problema, pero sí lo hace la disminución del suministro de carburante a partir de un alto suministro de carburante y un modo de baja relación de compresión. Puede ser necesario interrumpir el suministro de carburante en su conjunto si el índice de reducción lleva a la mezcla a tal punto que se puede producir un fallo. El suministro de carburante permanece interrumpido hasta que la relación de compresión se adapta al nivel adecuado exigido o hasta que el medidor de carburante se incrementa adecuadamente. Tal situación puede suceder, por ejemplo, cuando se cambia de marcha. Sea cual sea la configuración final del sistema de control del motor, y si se sabe que no se produce una presión máxima constante, el sistema de control debe controlar el suministro de carburante y adaptar la relación de compresión hasta que sea apropiada para cualquier carga y velocidad dadas. Debe igualmente adaptar el motor a las condiciones ambientales y la valuación en octanos del carburante. El motor puede estar equipado con sistema de arranque en frío (tal como el de bujías de incandescencia [calentadores]) y puede recircular gases calientes expulsados, si es necesario. Estas variables están, en última instancia, bajo el control del sistema de control del motor.

En relación con las emisiones, debido a la pobreza de la mezcla por toda la distribución completa de la carga, los óxidos de nitrógeno solamente serán

producidos a aproximadamente una octava parte del intervalo de un motor de encendido por chispa de igual alimentación, reduciéndose casi a cero estando en la mitad de la carga completa. El monóxido de carbono será producido a aproximadamente la mitad del intervalo de su equivalente de encendido de chispa por razón de la temperatura máxima y la temperatura de escape será mucho más reducida que la del equivalente de encendido por chispa. En cuanto el “golpeo” no es un problema con este motor, será posible usar un revestimiento térmico como un revestimiento cerámico en la corona del pistón y en la cabeza del cilindro. Esto ayudará a reducir las emisiones de hidrocarburos.

10

El revestimiento termal tiene la ventaja añadida de incrementar la eficiencia del motor debido a la reducción de las pérdidas de calor. Otra sinergia que puede ser de utilidad es que si los torbellinos y las turbulencias no son necesarios como apoyos a la combustión, entonces la limitación de éstos por medio del reforzamiento geométrico de colectores, puertos, etc. puede reducir considerablemente el coeficiente de transferencia de calor, reduciendo así aún más las pérdidas de calor.

El ritmo de liberación de calor define el ritmo al cual el carburante es consumido. Si este ritmo es extremadamente alto, el incremento en la presión puede ser bastante rápido como para provocar efectos perjudiciales tales como daños o ineficiencias estructurales. Esto es de tal importancia que nunca debe tener lugar, con independencia de cuán rápido sea el consumo de carburante. Sin embargo, un estudio sobre combustión de carga homogénea encendida por compresión (Najt & Foster, SAE, 1984) con un motor CFR Waukesha de ciclo de cuatro tiempos reveló que el carburante era consumido a aproximadamente 4 grados del ángulo de la manivela a 600 revoluciones por minuto. Si estos datos pueden ser extrapolados a 4.000 revoluciones por minuto, el ángulo de la manivela estaría en el orden de los 24 grados. Esto indica que los índices de liberación de energía no son instantáneos y no suponen un problema. Este estudio en particular indica que la relación de equivalencia de aproximadamente 0.4 sería

30

un límite si hubiera que evitar oscilaciones de presión del tipo de las de “golpeo”. Sin embargo, restos de presión de un estudio sobre el encendido de carburantes por comprensión rápida (Taylor, Taylor, Livengood, Russell & Leary, SAE, 1950) indican que las relaciones de equivalencia de una altura como 0.6 pueden ser
5 usadas sin oscilaciones de presión del tipo del “golpeo”.

La eficiencia de Carnot define el límite absoluto de eficiencia que un motor de calor puede obtener funcionando entre un depósito caliente de temperatura T_p y un depósito frío de temperatura T_c . La eficiencia de Carnot
10 viene dada por la fórmula $1 - T_c / T_p$. Se considera generalmente que cuanto más alta sea la temperatura máxima más alto será el límite de eficiencia. Para motores de combustión interna, el depósito de los desechos es la atmósfera y la temperatura más fría posible es la temperatura ambiente. No es posible bajar las temperaturas de escape a la
15 temperatura ambiente por medio de un proceso de expansión si el proceso de expansión se limita a la presión atmosférica. En consecuencia, la eficiencia de Carnot no es directamente aplicable a motores de combustión interna. Sin embargo, puede darse la eficiencia de Otto, que es dada por la fórmula $(1 - T_c / T_p)$. Al ser aplicado a un motor en
20 práctica, es el cociente T_c / T_p el que marca el límite de eficiencia. La temperatura de escape está inexorablemente ligada a la presión atmosférica además de a la temperatura máxima y a la presión. Si la relación de expansión fuera lo suficientemente grande como para permitir a la presión del cilindro igualar la presión atmosférica como un límite en la práctica, esto marcaría entonces la
25 temperatura más baja de escape para una temperatura máxima dada. Si la temperatura máxima es fijada como aún más alta, la relación de expansión debe ser entonces hecha más grande con el objeto de rebajar la temperatura de escape si se ha de ganar algo en eficiencia. Por tanto, se puede ver que es realmente el cociente de T_c / T_p el que fija el límite de Otto en cuanto se aplica a motores
30 reales. Parece ser que la sobreexpansión, en la práctica, limita el que las temperaturas máximas más bajas (hasta cierto punto) permitan menores valores

del cociente. Esto puede ser debido más bien al más alto índice adiabático y menor disociación de especies sobre el ciclo de expansión debido a las temperaturas más bajas sobre el ciclo de expansión. En cuanto la eficiencia de Carnot limita la eficiencia de Otto a la misma temperatura máxima y en cuanto la
5 eficiencia de Otto limita la eficiencia del motor en la práctica, cualesquiera ganancias en eficiencia de un motor real no pueden ser en violación de cualesquiera leyes fundamentales de la termodinámica.

REFERENCIA A LAS FIGURAS

10

La Figura uno muestra una visión esquemática de un motor que demuestra el método de la invención. El motor puede ser un motor de petróleo o podría ser un motor de gas usando, digamos, butano o una mezcla de butano y propano o un gas natural comprimido. Como se muestra, aparece un solo cilindro (10) en el cual
15 se ubica un pistón (11) y estos pueden ser considerados, más o menos, como convencionales aunque, como se discutió *supra*, la disposición puede ser tal que resulten aptos para ser manejados bajo relaciones de alta compresión. Normalmente, por supuesto, habrá un determinado número de cilindros.

20

El pistón (11) tiene una biela (10) conectada a un cigüeñal no mostrado.

Hay una disposición de entrada (20) que puede incluir un inyector de carburante (21) y una válvula de entrada (22) y el mecanismo (23) de funcionamiento de la válvula que, como se muestra, tiene un leva de
25 funcionamiento (24), de un árbol de levas, que funciona directamente sobre la parte superior del vástago de la válvula (25) y hay un resorte de la válvula (26) que actúa para dejar la válvula ajustada (27), cuando esto es posible con la posición particular de la leva (24).

30

La cabeza del cilindro está también dotada con una o más válvulas de expulsión que no están representadas en la figura.

El motor tiene un cilindro complementario (30) que está conectado con el cilindro (10) y que incorpora un pistón (31) conectado por una biela (32) y un enlace (33) a un controlador (34).

5

Como se muestra, el controlador está conectado al bloque del motor de forma giratoria en (35), de tal forma que pueda rotar algo cuando se haga mover al enlace (33) alrededor del pivote (36).

10 Se observará entonces que se puede considerar que el volumen total del cilindro particular del motor sea del volumen del cilindro (10), cuando el pistón (11) está en su posición inferior más el volumen definido en el cilindro (30) por la posición del pistón (31).

15 Al depender la relación de compresión del volumen total del cilindro y del volumen recorrido por el pistón, se ve que el motor de la invención proporciona la posibilidad de relaciones de compresión variable entre dos posiciones, una mostrada efectivamente en la figura 1, donde el pistón (31) apenas deja parte del cilindro (30) disponible para una posición mostrada en líneas de puntos en esa
20 figura cuando el pistón es replegado.

Se observa adicionalmente que esta relación de compresión puede ser variada por la posición del pistón (37) extendiéndose desde el controlador (34) y éste, a su vez, puede ser controlado al tener en cuenta los diversos parámetros a
25 los que previamente se ha hecho referencia.

Se describirán *infra* medios de control en particular.

30 Durante el manejo del motor, la relación de compresión puede ser variada de forma continuada para asegurar que el auto – encendido tiene lugar en el punto correcto del movimiento del pistón (11) para asegurar que el auto – encendido

tiene lugar de tal forma que llegue a estar sustancialmente completo cuando el pistón (11) alcance el extremo de su carrera y, así se alcance la máxima fuerza hacia abajo del pistón por la presión de los gases de combustión.

- 5 Como se discutió *supra*, el sistema de control provoca el movimiento del pistón (31) bajo una serie de circunstancias.

En primer lugar, si el motor tiene que ser encendido o si está funcionando sin conexión, la relación de compresión debe ser incrementada, esto es, el pistón
10 (31) debe moverse hacia abajo en su cilindro. Al incrementarse el suministro de carburante, la relación de compresión debe disminuir cuando el motor sale del punto de encendido y conexión.

Cuando el motor está en marcha bajo un suministro constante de
15 carburante y la velocidad del motor aumenta, el pistón principal recorrerá una distancia mayor y, así, la relación de compresión se debe aumentar para que el encendido tenga lugar antes en el movimiento del pistón para dar tiempo suficiente para el encendido se produzca antes de que el relativamente rápido movimiento del pistón llegue a un punto muerto superior o ligeramente después.

20

La posición básica de diversos aspectos controlará la situación en general, incluyendo éstos incluyen el octanaje del carburante utilizado, la temperatura de la carga de aire entrante, la temperatura dentro del cilindro.

- 25 Cuando hay que reducir la velocidad del motor, habiendo sido suministrada determinada cantidad de carburante, entonces la velocidad de desplazamiento del pistón (11) es más lenta, la relación de compresión debe ser reducida para tener esto en cuenta.

Cuando el suministro de combustible disminuye, ya que disminuyen las necesidades de carga del motor requisitos de disminuir, la relación de compresión debe aumentar.

- 5 En cada uno de estos casos, se puede controlar no sólo la relación de compresión, sino también la cantidad de carburante a inyectar.

Debe tenerse en cuenta que el motor funciona bajo condiciones de pobre combustión, pero en cada estado de funcionamiento debe haber suficiente
10 carburante para encender en la posición deseada del movimiento del pistón.

En particular, cuando la entrada de combustible se reduce, por ejemplo, cuando las revoluciones del motor se han reducido, puede ser necesario interrumpir la inyección de carburante por completo si el índice de reducción lleva
15 a la mezcla hasta el punto de que un fallo de encendido es posible, aunque, como se señaló *supra*, el motor de la invención, manejado de forma apropiada, normalmente no debería fallar.

Una vez que la relación de compresión alcanza la posición deseada, el
20 combustible se vuelve a inyectar en el índice requerido. Esta situación puede producirse durante un período corto, por ejemplo, cuando se están cambiando las marchas.

Como se indicó *supra*, una disposición en particular para el movimiento
25 del pistón (30) es meramente ejemplificativa.

La Figura 2 muestra una disposición en la que los diversos parámetros se cargan de una unidad de procesamiento central a su memoria asociada (50); esto, a su vez, envía señales para manejar un actuador bi – direccional que hace
30 funcionar una válvula hidráulica (52) que provoca el movimiento del cilindro secundario, no mostrado, por una disposición de pisón hidráulico (53) que tiene

un pistón (54) y que se conecta entre un punto fijo por medio de un gorrón (56) y al eje operativo del pistón por medio de una conexión al gorrón (55).

La disposición incluye un depósito de petróleo (60) y una bomba de petróleo (61) para mantener la válvula de descongestión de la presión (63) y una
5 válvula de descongestión (63) del cilindro del motor.

Esta válvula (63) abre y libera cualquier exceso de presión cuando ésta alcanza un valor predeterminado para proteger el motor y puede también
10 funcionar si la carga de carburante se incrementa cuando el motor está funcionando bajo alta compresión para ayudar a la reducción de la relación de compresión cuando el pistón secundario se mueve para extender el volumen de combustión y reducir la relación de compresión para que sea adecuada para la nueva carga de carburante.

15

La Figura 3 muestra una disposición que puede ser usada con el sistema de la Figura 2 en el que el pistón secundario (31) y su cilindro (39) pueden estar conectados con un eje (70) que puede estar situado en una disposición variable y una disposición de sellado de petróleo que tiene un gorrón (71) adosada al mismo
20 que puede estar directamente conectado con el gorrón (56) mostrado en la Figura 2 o, alternativamente, los dos elementos pueden estar interconectados por un eje o similar.

Se da una filtración de gas (72) en cualquier gas que pase por los aros del
25 pistón (31) y éste tiene un casquete de desviación del petróleo.

La Figura 4 muestra una disposición manejada por leva en el que una leva (83) conectada a un árbol de leva (84) actúa sobre un casquete (82) asociado a un eje (80) conectado al pistón secundario. En este caso, el casquete (82) contra el
30 que funciona la leva funciona y también actúa como un elemento contra el que el resorte helicoidal (81) puede funcionar de tal forma que la posición normal del

pistón (31) esté en la posición de relación de baja compresión pero es movida hacia abajo según requiera la rotación del árbol de levas (84) y el manejo de la leva (83) sobre la superficie superior del casquete (82).

5 El árbol de levas (84) puede ser manejado por un servo – motor o similar que puede ser controlado por una disposición de CPU (50) mostrada en la figura 2.

Estas dos disposiciones son meros ejemplos y la posición del pistón (31)
10 puede ser controlada en cualquier forma que se necesite.

Por ejemplo, es posible usar un resorte de una longitud sustancialmente efectiva para actuar directamente contra el pistón secundario. El concepto del uso de un resorte largo es tal que suministrará una fuerza relativamente constante
15 sobre el pistón, con independencia de la posición del pistón.

Otra alternativa es usar un dispositivo hidráulico o mixto, neumático o hidráulico, contra el pistón.

20 También se apreciará que no todas las entradas del sensor en el CPU pueden necesitarse en todos los tipos de vehículo, y, adicionalmente, de ser necesario, pueden ser usados diferentes y adicionales tipos de sensores para proporcionar unas óptimas condiciones de funcionamiento.

25 En esta memoria, he descrito el concepto general de funcionamiento del motor de la invención y varias propuestas específicas como la forma en el que esto puede ser implementado.

Se ha de entender que estos son ejemplos, más que propuestas definitivas,
30 ya que los métodos de control pueden variar enormemente cumpliendo al mismo tiempo con los parámetros operativos exigidos por el motor.

En los dibujos he ilustrado, por supuesto, solamente un pistón, pero la invención es igualmente válida para un motor de múltiples pistones y el control de los cilindros podría igualmente ser tanto unitaria – esto es, el pistón secundario
5 asumirá la misma posición - o podría ser individual de tal forma que cada pistón secundario está ajustado, de forma separada, por las condiciones del momento en el que el pistón principal alcanza el tercer tiempo (explosión/expansión).

Generalmente, el primero de estos sería bastante aceptable si hubiera un
10 movimiento global y continuo del pistón secundario pero puede ser que el segundo, al tiempo que más caro, podría ser utilizado en motores sofisticados para alcanzar la respuesta más rápida posible a los cambios en los parámetros.

Los medios para mover el pistón secundario hacia el interior
15 (incrementando, en consecuencia, la relación de compresión) es suministrada preferentemente por una fuerza constante o casi constante actuando sobre el pistón secundario, con independencia de su posición, y los medios para mover el pistón secundario hacia afuera (disminuyendo, en consecuencia, la relación de compresión) pueden ser suministrados por una presión de combustión elevada
20 actuando directamente sobre el pistón secundario. Si la presión de combustión excede la de la presión aplicada (esto es, una fuerza constante aplicada multiplicada por la zona del pistón secundario), el pistón secundario se mueve hacia afuera para reducir la relación de compresión hasta que la presión aplicada y la presión máxima del cilindro se equilibran y, así, el pistón secundario (esto es, la
25 relación de compresión) estará situada de forma prácticamente óptima, lista, para el próximo tercer tiempo (explosión/expansión). Esto sería normalmente en respuesta a un suministro reducido de carburante o un incremento de la velocidad del motor.

30 Será deseable proporcionar una bujía de incandescencia (calentador) y/o recirculación de gases expulsados para permitir un pronto arranque del motor en

condiciones frías, aunque, normalmente, no se necesitará ninguno de estos después del arranque del motor.

La razón de esto es que en condiciones de frío, la temperatura dentro del
5 cilindro puede ser lo suficientemente baja como para impedir el auto – encendido dentro del intervalo de ajustes de la relación de compresión proporcionada por el motor.

Si el cilindro se ve calentado, como puede ser por el uso de una bujía de
10 incandescencia (calentador), se supera esta dificultad.

Igualmente, una vez que se arranca el motor, pero mientras está aún frío, la suma de gases expulsados puede incrementar la temperatura del aire de entrada y, así, la temperatura de la carga una vez que el combustible es inyectado en la
15 misma.

La recirculación del gas expulsado puede ser usada de manera continuada mientras que el motor está funcionando con objeto de controlar las emisiones o si el motor está funcionando en un clima extremadamente frío o si un combustible
20 concreto exige una mayor temperatura inicial de la carga.

En la realización específica del motor, nos hemos referido al uso de una carga homogénea. Esta es una expresión utilizada en la técnica y que indica que el combustible y el aire son mezclados más o menos homogéneamente, normalmente
25 por su mezcla correcta antes de introducirse en la masa de combustión. La invención podría ser también utilizada donde la mezcla tiene lugar, inmediatamente antes de que la mezcla aire/combustible se introduce en la masa de combustión como una inyección de combustible en un cilindro individual. Es también posible que la invención sea aplicable a motores donde se inyecta
30 directamente el combustible líquido, como es en el caso de los motores diesel.

También resulta satisfactorio un sistema en el que se use/n uno o varios carburador/es.

También, mientras que, en esta memoria, hemos descrito la invención en
5 relación con motores de pistón, la invención podría ser aplicada a motores
rotatorios. Mientras que, generalmente, en la memoria, hemos descrito el uso de
un pistón secundario en un cilindro secundario, se apreciará que puede haber otra
forma de masa secundaria que tiene un elemento de variación de la masa. El
control de la relación de compresión, y, así, la posición de arranque es llevada a
10 cabo mediante la variación de la posición del elemento de variación de la masa.
Esto podría ser el caso, en particular, en motores rotatorios.

15

20

25

30

REIVINDICACIONES

1. Un procedimiento para manejar un motor de auto – encendido de combustión interna usando una mezcla de combustible/aire, comprendiendo el motor una primera masa de combustión (10), un pistón (11) movable en la masa de combustión (10), siendo la relación de compresión alcanzable en la masa por el movimiento del pistón (11), como mínimo, suficiente para que la mezcla de combustible/aire sea capaz de auto – encenderse, medios para variar el punto de encendido de la mezcla combustible/aire incluyendo una segunda masa (30) conectada con dicha primera masa de combustión (10), un elemento de variación de la masa (31) en la masa secundaria y medios (34) controlados sobre la base de las condiciones concretas del motor, internas y externas, que están definidas por parámetros preseleccionados, para posicionar el elemento de variación de la masa (31) para establecer tales condiciones en la masa de combustión (10) por lo cual el auto – encendido tiene lugar en una posición requerida del pistón (11) en la primera masa de combustión (10), **caracterizada porque** hay una unidad de procesamiento central (50) y una memoria asociada en la que son cargados los valores actuales de los parámetros preseleccionados, lo que calcula la posición del pistón (11) a la que la auto – ignición debería tener lugar para proporcionar la máxima energía y hace que los medios de control muevan el elemento (31) de variación de la masa de tal forma que la relación de compresión en la masa es tal como para proporcionar la presión y temperatura requeridas para el encendido cuando el pistón (11) alcanza esta posición.

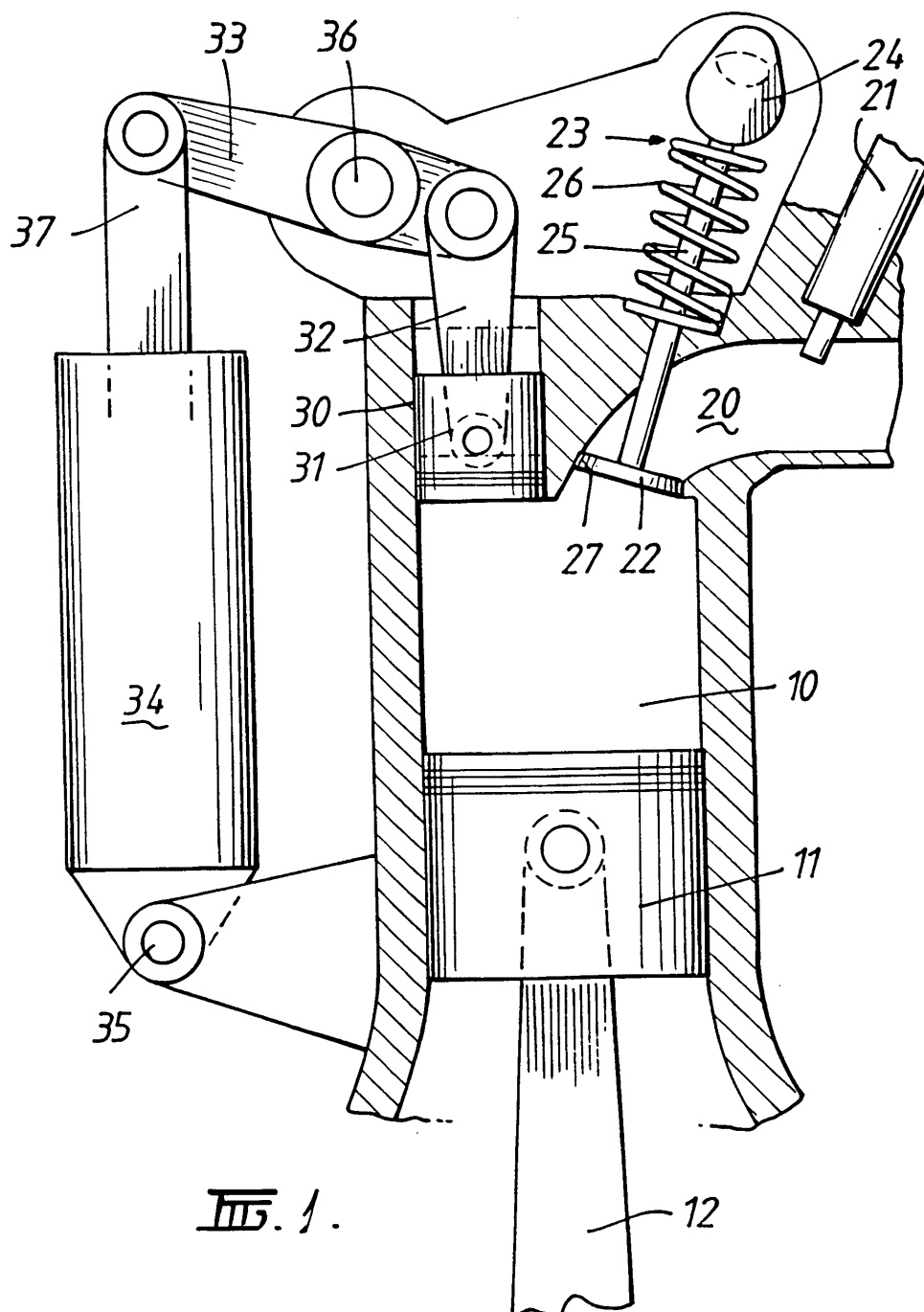


Fig. 1.

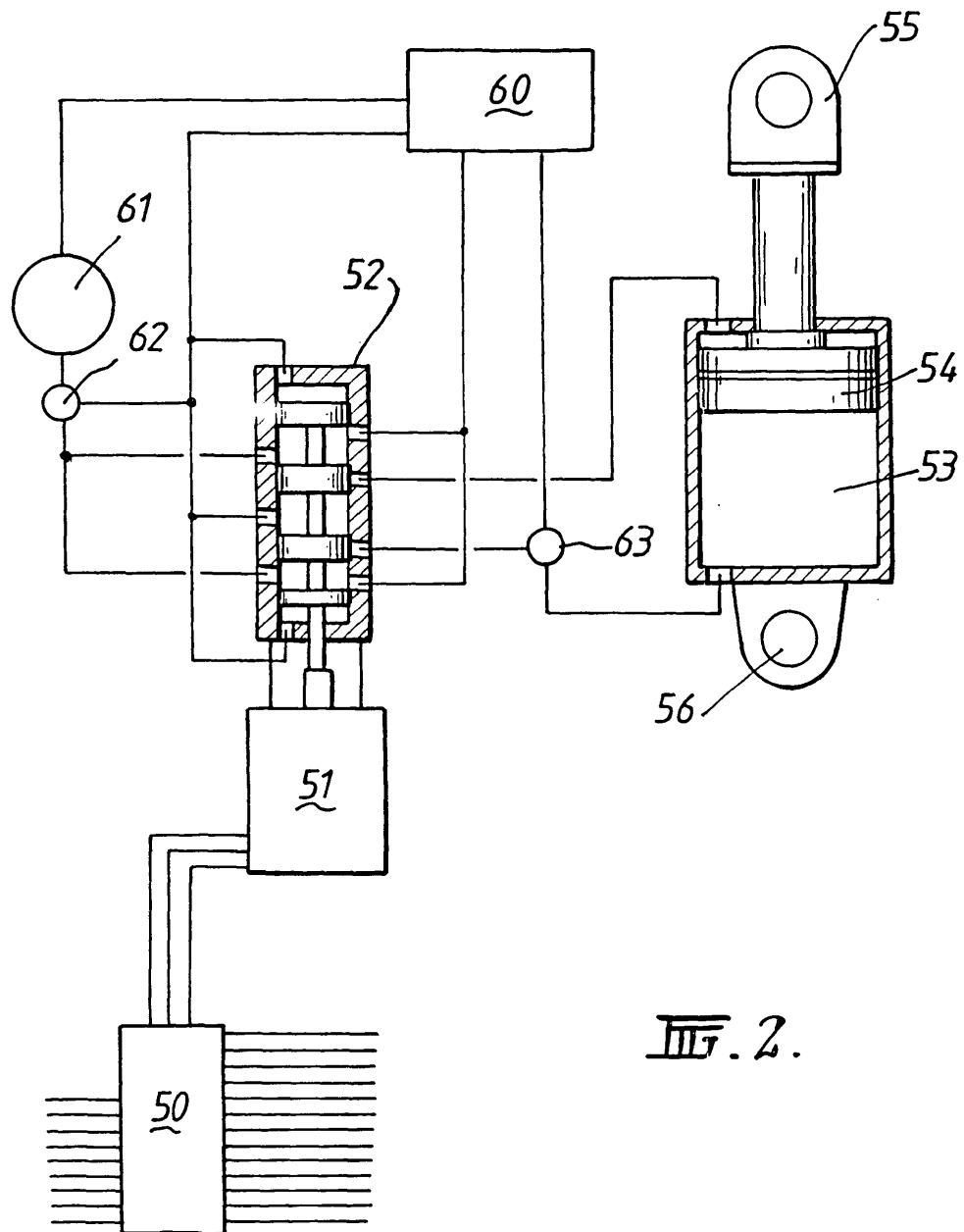


FIG. 2.

Fig. 3.

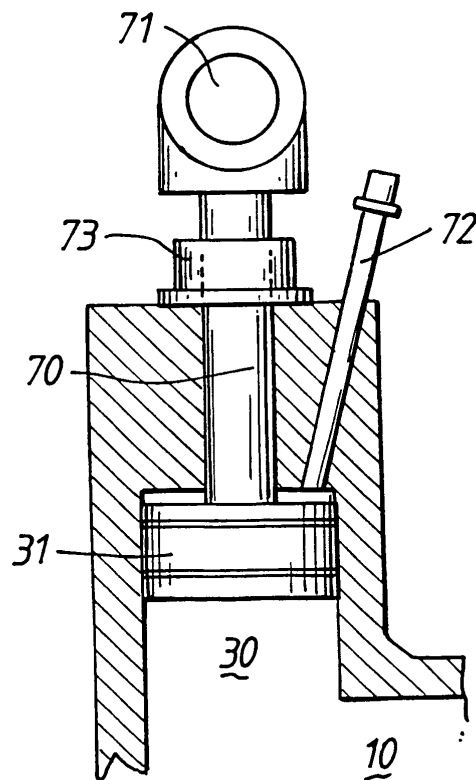


Fig. 4.

