

19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA



11 Número de publicación: **2 612 271**

51 Int. Cl.:

F02G 1/00

(2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

86 Fecha de presentación y número de la solicitud internacional: **11.09.2007 PCT/FR2007/001466**

87 Fecha y número de publicación internacional: **20.03.2008 WO08031939**

96 Fecha de presentación y número de la solicitud europea: **11.09.2007 E 07848218 (9)**

97 Fecha y número de publicación de la concesión europea: **02.11.2016 EP 2064431**

54 Título: **Motor térmico con fuente de calor externa**

30 Prioridad:

11.09.2006 FR 0607933

45 Fecha de publicación y mención en BOPI de la traducción de la patente:

16.05.2017

73 Titular/es:

**H2P SYSTEMS (100.0%)
10 rue de Louvois
75002 Paris, FR**

72 Inventor/es:

THEVENOD, FRÉDÉRIC

74 Agente/Representante:

DE ELZABURU MÁRQUEZ, Alberto

ES 2 612 271 T3

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).

DESCRIPCION

Motor térmico con fuente de calor externa

El presente invento se refiere a un motor térmico con una fuente de calor externa especialmente con recuperación del calor de escape para las aplicaciones en vehículos de toda naturaleza, ya sean terrestres, marítimos o aéreos.

5 El funcionamiento de los motores térmicos clásicos con una fuente externa de calor es eficaz sobre todo para temperaturas elevadas de la fuente de calor. Sus prestaciones se degradan sin embargo cuando la temperatura de la citada fuente externa de calor permanece moderada, como es el caso de los gases de escape de los motores de combustión interna.

10 FR2673979A1 describe un motor térmico con una fuente de calor externa, conforme con el preámbulo de la reivindicación independiente 1.

Los motores de combustión interna tienen un rendimiento energético relativamente modesto. Esto es debido en gran parte a la energía térmica que estos motores echan al medio ambiente por su sistema de refrigeración y sobre todo por su escape.

15 En particular, para las aplicaciones en un vehículo, en los cuales el peso, el tamaño y el coste del motor juegan un papel importante, la energía desperdiciada ha sido poco explotada hasta ahora. Por ejemplo, la energía del escape se presenta bajo la forma de un gas a poca presión y a temperatura relativamente moderada. La transformación de esta energía desperdiciada en energía mecánica por medios usuales se traduce en una maquinaria pesada, molesta y costosa que tiene una eficacia discutible.

20 Soluciones tales como las descritas en las patentes US 3 180 078 A, US 4 121 423 A, DE 101 43 342 A1, JP 2004 270625 A y US 4 754 606 A proponen en todos los casos soluciones con un motor híbrido térmico-de combustión interna. Pero ninguna de estas soluciones es capaz de soslayar conjuntamente estos inconvenientes de peso, tamaño, costes y sobre todo eficacia. La mayor parte de estas técnicas anteriores prevén comprimir el gas de trabajo, y a continuación volverlo a calentar con el calor de recuperación antes de descomprimirlo. Pero como el calor de recuperación está disponible a una temperatura que no es nada más que un poco superior a la temperatura del gas de trabajo al final de la compresión, el rendimiento del proceso es bajo.

25 El objetivo del presente invento es así el de proponer un motor térmico, capaz de transformar eficazmente en energía mecánica una energía térmica procedente de una fuente templada, típicamente energía residual desperdiciada en la salida de un proceso de combustión interna, en particular de manera compatible con los imperativos usuales de las aplicaciones en los vehículos.

30 Según el invento, el motor térmico con una fuente externa de calor en el cual el motor posee al menos una cámara de trabajo de volumen variable para un gas de trabajo, y una distribución que comunica esta cámara con una entrada fría en un trayecto receptor de calorías durante una fase de transferencia de salida y con una salida de calor en el trayecto receptor de calorías durante una fase de transferencia de entrada, estando destinado el trayecto receptor de calorías a recalentar el gas de trabajo en el exterior de la cámara al contacto con la fuente externa de calor, está caracterizado porque la distribución está ajustada para:

- mantener una presión en el trayecto receptor de calorías;

- poner en comunicación durante el funcionamiento establecido la cámara de trabajo con la entrada fría del trayecto receptor de calorías cuando la presión en la cámara es inferior a la presión en el trayecto receptor de calorías.

40 El ajuste de la distribución según el invento es sorprendente pues permite al gas de trabajo que se encuentra ya en el trayecto de intercambio retroceder a la cámara de trabajo, después de que este gas de trabajo que ha retrocedido y el que viene de ser comprimido deban ser expulsados los dos en el trayecto de intercambio. En consecuencia, se consigue a primera vista un aumento del trabajo negativo del ciclo. Sin embargo, el gas de trabajo que estaba poco comprimido antes de entrar en comunicación la cámara con la entrada fría del trayecto de intercambio se encuentra pues a una temperatura relativamente baja. Gracias a esta baja temperatura, el gas de trabajo que viene de ser (relativamente poco) comprimido es apto para recoger una relativamente grande cantidad de energía térmica de parte de los gases de escape del motor de combustión interna, a pesar de la temperatura relativamente baja de estos últimos. Se puede de esta manera casi multiplicar por dos la temperatura absoluta del gas de trabajo en el trayecto de intercambio, por lo tanto multiplicar por dos el volumen de gas al principio de la descompresión con respecto al volumen al final de la compresión, para una misma masa de gas de trabajo. El invento permite de esta manera realizar en el motor térmico un ciclo termodinámico que tenga un área relativamente grande, produciendo por lo tanto una potencia mecánica sustancial.

55 Además, el gas de trabajo al final de la descompresión puede presentar una temperatura superior al gas de trabajo al final de la compresión y al principio del trayecto de intercambio. Este fenómeno permite utilizar el gas de trabajo impulsado por el pistón del motor térmico como fuente externa de calor en una primera etapa de la fuente externa de calor, en paralelo o mezclado con los gases de escape del motor térmico.

Gracias a esta solución simple y poco costosa, el motor térmico es capaz de unas prestaciones nominales mejoradas permitiendo al mismo tiempo un peso y un tamaño reducido. Es por lo tanto compatible al mismo tiempo con los imperativos usuales de las aplicaciones en los vehículos, y puede estar asociado con el motor de combustión interna del vehículo para formar un motor híbrido.

- 5 Esta asociación es realizable según una arquitectura privilegiada del motor híbrido en la cual el motor de combustión interna comprende unos pistones acoplados a un eje del motor híbrido, y el motor térmico posee al menos un pistón acoplado al eje del motor híbrido. La fuente de calor del motor térmico es alimentada entonces de energía calorífica por el escape del motor de combustión interna.

- 10 Gracias a esta arquitectura, la estructura general de un motor híbrido es un poco diferente a la de un motor de combustión interna clásico, por ejemplo del tipo de bielas y manivelas.

El tamaño, el peso y el coste del conjunto son compatibles con las exigencias actuales, mientras que el consumo específico del motor híbrido (cantidad de carburante consumido por unidad de potencia y unidad de tiempo) se encuentra particularmente disminuido.

- 15 En particular, el motor de combustión interna y el motor térmico pueden poseer un bloque-motor común en el cual están formados cilindros de dimensiones idénticas, en los cuales los pistones efectúan unas carreras de longitud idéntica. Se puede considerar igualmente que el diámetro de los cilindros del motor térmico, y/o la carrera de los pistones, difieran ligeramente de los del motor de combustión interna, incluso si el motor térmico y el motor de combustión interna poseen un bloque-motor común.

- 20 Se puede considerar por ejemplo un motor con tres cilindros en el cual dos cilindros pertenezcan al motor de combustión interna y un cilindro pertenezca al motor térmico recuperando y explotando la energía de escape de los dos cilindros del motor de combustión interna.

- 25 De una manera general, el motor térmico puede funcionar con una masa de gas apropiada para absorber la energía térmica recuperable en el escape del motor de combustión interna. Esta masa de gas de trabajo es regulable mediante una sobrealimentación apropiada y/o por la elección de un ciclo de dos tiempos, incluso si el motor de combustión interna funciona según un ciclo de cuatro tiempos, y/o por una cilindrada específica para el motor térmico.

En una versión preferida, el motor térmico comprende:

- una cámara de trabajo delimitada por el pistón del motor térmico, el cual provoca alternativamente tiempos de aumento y de disminución del volumen de la cámara;
- 30 - un trayecto de intercambio térmico para recalentar un gas de trabajo en el exterior de la cámara, al contacto con la fuente externa de calor;
- una distribución para, selectivamente, cerrar la cámara de trabajo y respectivamente hacer comunicar de una manera selectiva la cámara de trabajo con una admisión del gas de trabajo, con una impulsión del gas de trabajo, con una entrada fría del trayecto de intercambio y con una salida caliente del trayecto de intercambio.
- 35 Los gases de escape del motor de combustión interna y/o el gas de trabajo retrocedido por el motor térmico pasan a continuación, preferentemente, por la turbina de un turbocompresor. El compresor de este turbocompresor alimenta la admisión del motor térmico y/o la admisión del motor de combustión interna.

El motor de combustión interna funciona típicamente según el ciclo Otto o según el ciclo Diesel.

- 40 Es ventajoso que el ajuste de la distribución sea regulable en particular para permitir un hinchado inicial del trayecto de intercambio. Para ello es necesario que la masa de gas enviada al trayecto de intercambio durante la transferencia de salida sea superior a la masa de gas retirada en el trayecto de intercambio durante la transferencia de entrada hasta que el trayecto de intercambio alcance la presión deseada. El ajuste de la distribución puede formar parte igualmente de un sistema de regulación, por ejemplo de una regulación de la presión en el trayecto de intercambio.

- 45 El motor térmico puede funcionar según un ciclo de dos tiempos en el cual la fase de impulsión, la fase de compresión y la fase de transferencia de salida se sucedan a lo largo de una misma carrera de disminución del volumen de la cámara. La admisión en la cámara de trabajo puede realizarse entonces bajo una presión relativamente elevada entre la fase de impulsión y la fase de compresión, gracias a una sobrealimentación que produce una presión relativamente elevada.

- 50 El motor térmico puede funcionar igualmente según un ciclo de cuatro tiempos. En este caso, en lugar de corresponder a una breve fase entre la impulsión y la compresión, la admisión del gas de trabajo puede ocupar un tiempo completo de aumento de volumen de la cámara. Durante el tiempo siguiente, de disminución del volumen de la cámara, la fase de compresión es seguida por la fase de transferencia de salida.

En el transcurso del tiempo siguiente, la fase de transferencia de entrada es seguida por la fase de descompresión, mientras que el cuarto tiempo corresponde a la impulsión del gas de trabajo fuera de la cámara.

Otras particularidades y ventajas del invento surgirán de la descripción que sigue, relativa a ejemplos no limitativos.

En los dibujos anexos:

- 5 - la figura 1 es un esquema de principios de un motor híbrido según el invento, con un motor térmico de 1 cilindro, de dos tiempos;
 - la figura 2 es una vista esquemática de un corte longitudinal del motor de la figura 1;
 - la figura 3 es una vista en el extremo del cigüeñal del motor de las figuras 1 y 2;
 - 10 - la figura 4 es un diagrama que ilustra un ciclo de dos tiempos del motor térmico de un motor híbrido según el invento;
 - la figura 5 es una vista axial, esquemática, del cilindro de un motor térmico;
 - la figura 5A es una vista de un corte vertical del motor térmico de un motor híbrido según el invento, en el plano A-A de la figura 5, pasando por los orificios de transferencia de salida y de transferencia de entrada del motor térmico, durante la fase de impulsión;
 - 15 - la figura 5B es una vista análoga a la de la figura 5A pero estando efectuado el corte vertical en el plano B-B de la figura 5, pasando por los orificios de transferencia de salida y de transferencia de entrada del motor térmico, siempre durante la fase de impulsión del ciclo;
 - las figuras 6A a 10D son todas de cortes longitudinales del motor térmico, en el plano A-A de la figura 5 cuando la figura lleva un número seguido de la letra A, y respectivamente a través del plano B-B de la figura 5 cuando la figura lleva un número seguido de la letra B, y esto durante las siguientes fases del ciclo:
 - 20 - figuras 6A y 6B: fase de admisión y de barrido;
 - figuras 7A y 7B: fase de compresión;
 - figuras 8A y 8B: fase de transferencia de salida;
 - figuras 9A y 9B: fase de transferencia de entrada;
 - 25 - figuras 10A y 10B: fase de descompresión.
 - la figura 11 es un diagrama análogo al de la figura 4 pero visualizando un ciclo de cuatro tiempos del motor térmico del invento;
 - la figura 12 es una vista parcial en corte vertical desde arriba del motor de combustión interna del invento;
 - la figura 13 es una vista en corte según XIII-XIII de la figura 12; y
 - 30 - las figuras 14 a 17 son esquemas de cuatro configuraciones posibles de motores híbridos según el invento.
- El ejemplo del motor híbrido según el invento representado en las figuras 1 a 3 de manera extremadamente esquemática comprende un bloque-motor común 1 en el cual están formados tres mandrinados cilíndricos paralelos 2c, 2t según una disposición llamada "en línea", es decir que los ejes de estos mandrinados son coplanarios. Según la terminología usual, los mandrinados cilíndricos 2c, 2t son llamados "cilindros". En su región inferior, el bloque-motor lleva unos palieres 3 alineados según un eje 7, que soportan un cigüeñal 4 que es común para el conjunto de los cilindros 2c, 2t. El cigüeñal 4 comprende un brazo de manivela 6 frente a cada uno de los cilindros 2c, 2t. Como muestra la figura 3, en este ejemplo de tres cilindros, los brazos de manivela 6 están repartidos angularmente a 120° unos de otros, es decir regularmente, alrededor del eje de rotación 7 del cigüeñal.
- Según el invento, el motor híbrido reagrupa un motor de combustión interna al cual, en este ejemplo, están afectados los dos cilindros 2c situados en los extremos, y un motor llamado "térmico" según el invento al cual está afectado el cilindro central 2t.
- En cada uno de los cilindros 2c del motor de combustión interna está montado un pistón corredero 8c. En el cilindro 2t del motor térmico, está montado un pistón corredero 8t. Cada pistón 8c, 8t está unido al brazo de manivela 6 correspondiente por una biela 9 articulada por una parte al pistón y por otra parte al brazo de manivela.
- 45 En el ejemplo particular que se ha descrito, los cilindros 2c y 2t tienen diámetros de mandrinado idénticos y sus carreras de trabajo tienen longitudes (iguales a dos veces el radio de excentricidad de los brazos de manivela 6) idénticas. Las cilindradas unitarias (volumen barrido por cada pistón en su cilindro) son pues iguales entre sí.

Preferentemente, se procura que las bielas 9 sean idénticas y los pistones 8c y 8t tengan una masa igual de tal manera que el motor híbrido no plantee ningún problema particular de equilibrado dinámico.

El bloque-motor 1 está coronado por una culata 11 que no está representada nada mas que muy esquemáticamente en la figura 2. La culata 11 comprende unos conductos de admisión 12 y de escape 13 para cada uno de los cilindros 2c del motor de combustión interna, así como un conducto de admisión 14, un conducto de impulsión 16, un conducto de transferencia de salida 17 y un conducto de transferencia de entrada 18 para el cilindro 2t del motor térmico.

El motor de combustión interna funciona típicamente según un ciclo clásico Otto o Diesel y, en el ejemplo representado, cada cilindro del motor de combustión interna está asociado a dos orificios de admisión 19 y a dos orificios de escape 21, equipado cada uno con una válvula 20, de admisión o de escape respectivamente.

Cada uno de los conductos 14, 16, 17, 18 del motor térmico está asociado a un orificio 24, 26, 27, 28 que desemboca el conducto correspondiente en la cámara de trabajo 22 del motor térmico, definido entre la cara de presión 23 del pistón 8t, la pared del mandrinado 2t y la cara inferior de la culata 11. Cada orificio 24, 26, 27, 28 está equipado con una válvula 29. Cuando las cuatro válvulas 29 (solo están representadas 2 en la figura) están cerradas, es decir cierran el orificio que les está respectivamente asociado, la cámara de trabajo 22 está herméticamente cerrada.

En el ejemplo representado, las válvulas 20 y 29 están globalmente alineadas en dos filas de tal manera que están comandadas por dos árboles de levas 31, uno de los cuales está representado en la figura 2 y cuya posición está simbolizada simplemente en la figura 1. Por medios clásicos, los árboles de levas 31 están acoplados al cigüeñal 4 de tal manera que giran dos veces menos rápido que el cigüeñal 4 en este ejemplo en el que el motor de combustión interna funciona según un ciclo de cuatro tiempos.

El motor térmico, correspondiente al cilindro central 2t, está asociado a una fuente externa de calor 32 (figura 1) constituida por un intercambiador de calor gas-gas que comprende un trayecto receptor de calorías 33 recorrido por el gas, en general aire, previamente comprimido en la cámara de trabajo 22 del motor térmico, y un trayecto suministrador de calorías 34 recorrido principalmente por los gases de escape del motor de combustión interna, que provienen pues directa o indirectamente de los conductos de escape 13 y de los orificios de escape 21 asociados a los mandrinados 2c del motor de combustión interna. El intercambiador que constituye la fuente de calor 32 es del tipo contra-corriente, es decir que el gas que proviene del mandrinado 2t del motor térmico atraviesa el intercambiador en sentido inverso al del gas de escape del motor de combustión interna, como está ilustrado con las flechas en la figura 1. La entrada del trayecto 33 receptor de calorías, conectada al orificio de transferencia de salida 27, está en contacto térmico con la salida fría del trayecto 34. La salida del trayecto 33 receptor de calorías, conectada al orificio de transferencia de entrada 28, está en contacto térmico con la entrada caliente del trayecto que aporta calorías 34.

En el ejemplo ilustrado más particularmente en la figura 1, el motor de combustión interna aspira aire atmosférico y su escape está conectado con la parte de turbina 36 de un turbocompresor 37. En la salida de la turbina 36 los gases de escape del motor de combustión interna pasan por un catalizador 41 antes de alcanzar a continuación el trayecto que aporta las calorías 34 de la fuente caliente 32. En la salida de la fuente de calor 32, los gases de escape del motor de combustión interna escapan a la atmósfera como está ilustrado con la flecha 42, en general por un sistema de silenciadores no representado.

La parte de compresor 38 del turbocompresor 37 aspira aire de la atmósfera y envía el aire comprimido a un orificio de admisión 24 del motor térmico, por intermedio de un refrigerador del aire de sobrealimentación 43.

Se va ahora a describir con referencia a la figura 4 el ciclo termodinámico del motor térmico en el ejemplo de un ciclo de dos tiempos.

La figura 4 representa, en ordenadas la presión P en la cámara de trabajo 22 y en abcisas el volumen V de la cámara de trabajo tal como está definida de manera variable por el pistón 8t.

El ciclo es de dos tiempos pues el conjunto de las fases del ciclo son efectuadas en un solo giro del cigüeñal 4 y en consecuencia por una sola ida y venida del pistón 8t. El sentido de recorrido del ciclo está indicado por las flechas en la curva cerrada que ilustra este ciclo en la figura 4. Partiendo de la situación en la que la cámara de trabajo 22 tiene su volumen máximo VM (posición representada en la figura 2 con el pistón 8t alejado al máximo de la culata 11), la primera fase P1 del ciclo es una fase de impulsión, ilustrada en las figuras 5A y 5B, en las cuales el orificio de admisión 26 está abierto por la válvula 29 correspondiente, mientras que los otros orificios 24, 27, 28 están cerrados por sus válvulas 29 respectivas. El gas (aire) contenido en la cámara de trabajo 22 es impulsado en el conducto de impulsión 16 por la subida del pistón 8t. Como muestra la figura 1, el conducto 16 puede conectarse con la salida de escape 42 del motor de combustión interna. En una variante preferida, el conducto 16 está conectado con un ramal 44 que desemboca en el trayecto que aporta las calorías 34 de la fuente de calor 32. La temperatura de los gases de escape decrece progresivamente a lo largo del trayecto 34, desde su entrada hasta su salida. El ramal 44 es una entrada "tibia" posicionada en una zona en la que la temperatura de los gases de escape es intermedia entre la de la

entrada y la de la salida del trayecto 34, y sensiblemente igual a aquella a la que el gas es impulsado del motor térmico.

De una manera más particular, la temperatura a la entrada del trayecto que aporta las calorías 34 puede ser de 800° C, y puede ser del orden de 200° C a la salida de este trayecto. A lo largo del trayecto 34, la temperatura de los gases de escape es por lo tanto progresivamente decreciente de 800° C a 200° C. Si los gases impulsados por el motor térmico tienen una temperatura del orden de 300° C, se hace desembocar el ramal 44 en la zona del trayecto 34 en la que los gases de escape tienen una temperatura de 300° C.

Dado que los árboles de levas 31 giran dos veces menos rápido que el cigüeñal 4 del motor mientras que el motor térmico funciona en este ejemplo según un ciclo de dos tiempos correspondiente a un solo giro del cigüeñal, un ciclo completo del motor térmico se corresponde con un medio-giro de los árboles de levas. Es por esto por lo que, como muestran las figuras 5A y 5B, las levas 44 soportadas por los árboles de levas 31 y asociadas al motor térmico son de un tipo con dos perfiles diametralmente opuestos para realizar dos ciclos de funcionamiento por giro.

La fase de impulsión P1 es seguida por una fase de admisión y barrido P2 en la cual, como está representado en las figuras 6A y 6B, los orificios de admisión 24 y de impulsión 26 están abiertos simultáneamente por sus válvulas 29 respectivamente de tal manera que el aire producido en la parte del compresor 38 del turbocompresor 37 penetra en la cámara de trabajo 32 y coge de ésta los gases de impulsión que se encuentran allí todavía. Durante este tiempo, los dos orificios de transferencia 27 y 28 están siempre cerrados por sus válvulas 29 correspondientes.

La fase P2 es seguida por una fase de compresión adiabática P3 (figuras 7A y 7B) en la cual el pistón 8t continua su carrera en dirección a la culata 11, reduciendo el volumen de la cámara de trabajo 22. Durante esta fase de compresión, los cuatro orificios 24, 26, 27 y 28 están cerrados por sus respectivas válvulas 29 y la cámara de trabajo 22 está herméticamente cerrada.

Cuando la cámara de trabajo 22 alcanza un volumen V_s más grande que su volumen mínimo V_m , el orificio de transferencia de salida 27 (figura 8B) es abierto por la válvula 29 correspondiente, mientras que los otros orificios permanecen cerrados. Resulta de ello una fase de reflujo P4 en el transcurso de la cual el gas a presión contenido en el trayecto receptor de calorías 33 de la fuente de calor 32 refluye en la cámara de trabajo 22 haciendo aumentar la presión en la cámara de trabajo 22. El volumen en el trayecto receptor de calorías 33 es mucho mayor que el de la cámara de trabajo 22 en el momento de la fase de reflujo. En consecuencia, el reflujo se efectúa sin ninguna baja sensible de la presión en el trayecto receptor de calorías 33. La temperatura del gas que se encuentra en el trayecto 33 en las proximidades del orificio de transferencia de salida 27 es una temperatura cercana a la que se encuentra el gas que llena la cámara de trabajo 22 al final de la compresión P3. En consecuencia, el aumento de la presión en el transcurso de la fase de reflujo P4 corresponde esencialmente con una transferencia de masa sin gran incidencia térmica para el gas.

La fase de reflujo P4 es seguida por una fase de transferencia de salida P5 en el transcurso de la cual el pistón 8t prosigue su carrera hasta que la cámara de trabajo 22 tenga su volumen mínimo V_m , mientras que el gas presente en la cámara de trabajo 22 es expulsado por el extremo frío del trayecto receptor de calorías 33. En esta ocasión, la presión en la cámara de trabajo 22 aumenta ligeramente, por una parte para propulsar el gas, por otra parte para asegurar la ligera compresión volumétrica sufrida por el gas en el volumen total de la cámara de trabajo 22 y en el trayecto receptor de calorías 33 puesto que este volumen total es globalmente comprimido por el movimiento del pistón 8t.

Cuando el pistón 8t alcanza su punto más alto (la posición más próxima a la culata 11), el orificio de transferencia de salida 27 se cierra y el orificio de transferencia de entrada 28 se abre, por un movimiento correspondiente de las válvulas 29 (figura 9B). Durante este tiempo los orificios de admisión 26 y de impulsión 24 están cerrados. El gas a presión que proviene del extremo caliente del trayecto receptor de calorías 33 penetra en la cámara de trabajo 22 a través del orificio 28 en el transcurso de una fase de transferencia de entrada P6 hasta que el pistón 8t alcance una posición correspondiente para la cámara de trabajo 22 con un volumen V_e mayor que el volumen V_s para el cual habían comenzado la fase de reflujo y de transferencia de salida P4, P5.

El volumen V_e es elegido de tal manera que la masa de gas que penetra en la cámara de trabajo 22 en el transcurso de la fase P6 sea igual al de la masa expulsada en el transcurso de la fase de transferencia de salida P5. Como el gas que entra está mucho más caliente que el gas que sale, esta masa igual se corresponde con un volumen V_e mayor que el volumen V_s .

Es importante observar que el ciclo descrito y representado en la figura 4 es teórico. En la práctica, los mandos de las válvulas pueden estar desfasados para optimizar el ciclo real en función de los retrasos en la puesta en movimiento de los gases y la inevitable progresividad de las aperturas y cierres de las válvulas. Por ejemplo, en la realidad, puede ser necesario arrancar la fase de reflujo P4 y de transferencia P5 de una manera más precoz en el ciclo para tener en cuenta la inercia de los gases en el transcurso de estos movimientos en un sentido y en otro. De esta manera es posible que en la práctica el punto de apertura del orificio de transferencia de salida, identificado con V_s en la figura 4 se aproxime al punto de cierre del orificio de transferencia de entrada, identificado con V_e en la figura 4, o incluso vaya a coincidir con V_e , o incluso precederle. En efecto, una de las originalidades del invento

consiste sobretodo en abrir el orificio de transferencia de salida cuando el gas contenido en la cámara de trabajo 22 no ha sido comprimido todavía a un valor correspondiente al del trayecto receptor de calorías 33. De esta manera, el gas inyectado en el extremo frío de este trayecto está a una temperatura notablemente baja. Esto permite recuperar más calorías provenientes del motor de combustión interna, y permite incluso, como ya se ha visto anteriormente

5 gracias al ramal 44 (figura 1), recuperar las calorías provenientes de la impulsión del motor térmico.

Es igualmente posible que durante breves instantes, los orificios de transferencia de salida 27 y de transferencia de entrada 28 estén abiertos simultáneamente para realizar lo que se llama "cruce de válvulas" (bien conocido en los motores de combustión interna de cuatro tiempos al final del tiempo de escape y al principio del tiempo de admisión).

10 La fase de transferencia de entrada P6 es seguida por una fase de descompresión adiabática P7, en el transcurso de la cual el pistón 8t se aleja de la culata 11 hasta alcanzar su posición correspondiente al volumen VM máximo de la cámara de trabajo 22. Como está representado en las figuras 10A y 10B los cuatro orificios están entonces cerrados y el gas sufre una descompresión adiabática. El diagrama de la figura 4 muestra claramente que la ase de transferencia de entrada P6 y la fase de descompresión P7 proporcionan juntas más energía mecánica al pistón 8t que éste no consume para efectuar las fase P1, P2, P3, P4 y P5 en el transcurso de las cuales él reduce el volumen

15 de la cámara de trabajo 22 a pesar de la presión contraria reinante en la cámara de trabajo 22 durante cada una de estas fases. Como ya conoce el experto, este sobrante de energía es visible por el hecho de que el diagrama presión/volumen de la figura 4 está recorrido en el sentido de las agujas de un reloj.

En el diagrama teórico de la figura 4, se supone que el orificio de impulsión 26 se abre cuando el volumen de la cámara de trabajo 22 alcanza su valor máximo VM (punto muerto bajo del pistón 8t). En la práctica, como es usual

20 en las máquinas térmicas con pistón en general, la apertura del orificio de escape puede intervenir en un estado más precoz para dar a la presión tiempo para decrecer al menos parcialmente por lo menos antes de que el pistón comience su carrera de subida hacia la culata.

La figura 11 representa un ciclo de cuatro tiempos para la máquina térmica del motor híbrido según el invento. En este caso, el ciclo necesita dos idas y venidas sucesivas del pistón 8t. Una carrera completa del pistón 8t en dirección a la culata 11 está destinada al escape (fase P1), la carrera completa siguiente está destinada a la admisión (fase P2) hasta que el pistón alcance su punto muerto bajo (volumen VM). En el transcurso de la fase de admisión (P2), el orificio de impulsión está cerrado. En el ejemplo representado en la figura 11, la admisión se efectúa a la presión atmosférica. Es posible igualmente e incluso preferible realizar la admisión con presión gracias a un turbocompresor tal como el 37 de la figura 1, en cuyo caso la admisión P2 se situará por encima de la fase de impulsión P1 de la figura 11.

25

30

La fase de admisión P2 es seguida por una fase P23 de subida del pistón 8t sin compresión. Este efecto puede obtenerse ya sea no cerrando el orificio de admisión nada más que al final de la fase P23, ya sea por el contrario antes del final de la fase P2, para que al final la fase P2 y la fase P23 constituyan juntas una ida-venida neutralizada, situada a ambos lados del punto muerto bajo. La fase P23 es seguida por unas fases de compresión adiabática P3, de reflujo P4, de transferencia de salida P5, de transferencia de entrada P6 y de descompresión P7 que son sensiblemente las mismas que en el ciclo de dos tiempos ilustrado en la figura 4.

35

De una manera no representada, las levas 45 asociadas al motor térmico pueden ser regulables angularmente para regular la presión en el trayecto receptor de calorías 33. Por ejemplo, si la presión en el trayecto 33 se hace inferior a un umbral bajo, el volumen V_e para el cual se cierra el orificio de transferencia de entrada disminuye de tal manera que puede pasar menos gas del trayecto 33 a la cámara de trabajo 22.

40

Cuando se pone en marcha el motor híbrido después de una duración de la parada suficientemente prolongada, la masa de gas presente en el trayecto 33 disminuye sensiblemente por las fugas que pasan por los orificios 24, 26, 27 y 28. En efecto, éstos no son siempre perfectamente estancos a largo plazo, incluso si las cuatro válvulas 29 están en posición cerradas. La regulación de la presión en el trayecto 33 asegura automáticamente la subida de presión en el trayecto 33 durante la puesta en marcha del motor híbrido. Incluso aunque no esté prevista una regulación de la presión, se puede prever un desfase predefinido del punto de cierre del orificio de transferencia de entrada durante una fase inicial de funcionamiento del motor híbrido después de cada periodo de parada.

45

La figura 1 representa dos particularidades opcionales que permiten reducir el tiempo de subida de la presión del trayecto 33 durante la puesta en marcha del motor híbrido. Según una primera particularidad, los dos extremos del trayecto 33 pueden estar errados por unas electroválvulas 46 cuando el motor híbrido está detenido.

50

Según una particularidad alternativa o complementaria, el trayecto 33 está conectado con un acumulador de presión 47 por intermedio de una electroválvula 48 que está comandada por una parte para regular el nivel de presión en el acumulador 47 cuando el motor híbrido funciona después de un largo tiempo (después de la puesta en presión correcta del trayecto 33) y por otra parte permite al acumulador 47 recargar rápidamente el trayecto 33 con el gas de trabajo (aire) a presión cuando la presión en el trayecto 33 es insuficiente, especialmente durante la puesta en funcionamiento del motor híbrido después de un periodo de parada.

55

Las temperaturas máximas en el motor térmico son relativamente poco elevadas, del orden de 800° C, y pueden ser soportadas por los materiales adecuados, prácticamente sin evacuación de calor por un sistema de refrigeración. De

esta manera, para mejorar el rendimiento del motor térmico según el invento, está previsto calorifugar al menos algunas superficies que delimitan la cámara de trabajo 22. En este sentido, se ha representado en la figura 2 que la superficie de presión 23 del pistón 8t está constituida por la cara exterior de un revestimiento aislante térmico 49. Tal aislante podría igualmente definir el mandrinado 2t, al menos en su parte superior adyacente a la culata 11.

- 5 En los motores de combustión interna usuales, el calor es evacuado indiferentemente por el circuito de refrigeración, el circuito de lubricación y el escape. Según el invento, está previsto privilegiar la evacuación del calor del motor de combustión interna por el escape, para poder optimizar la recuperación de energía por el motor térmico.

- A estos efectos, como muestran las figuras 12 y 13, se han tomado disposiciones para reducir la cantidad de calor que los gases de escape del motor de combustión interna transmiten a la culata 11 y a su circuito de refrigeración no representado. Para ello, la culata 11 presenta un ahuecamiento 51 cuyo fondo esté tan próximo como sea posible del orificio de escape 21 de tal manera que se acorta al máximo el conducto de escape 13 formado en la culata 11 y que desemboca en el fondo del ahuecamiento 51. Una tubería de escape 52 va a fijarse contra el fondo del ahuecamiento 51. El conducto interior 53 de la tubería 52 prolonga el conducto 13 de la culata. La tubería 52 está realizada por ejemplo en fundición o incluso, preferentemente, es un conducto de acero con doble pared como está
10
15 ilustrado en la figura 13.

En las figuras 14 a 17, el motor de combustión interna designado "MCI", y referenciado 54 ó 64, y el motor térmico designado "MT" y referenciado 55 ó 65, están representados de manera simbólica, así como sus orificios respectivos 19, 21, 24, 26, 27 y 28.

- La configuración de la figura 14 es adecuada para un motor con un cilindro térmico y dos o tres cilindros de combustión interna. Es parecida a la de la figura 1, excepto en que la parte de turbina 56 del turbocompresor 57 está montada en la salida del trayecto que aporta calorías 34 de la fuente de calor 32.
20

- De una manera general, conociendo la cantidad de calor recuperable en el escape del motor de combustión interna, se propone según el invento elegir la cilindrada y la presión de sobrealimentación del motor térmico para que la masa de gas tratada por este motor térmico en cada ciclo corresponda sensiblemente a la necesaria para absorber el calor recuperable del escape del motor de combustión interna. Caso por caso, la optimización puede consistir en
25 adaptar la presión de sobrealimentación del motor térmico, en elegir un número de cilindros apropiado, en elegir el ciclo de dos tiempos o el ciclo de cuatro tiempos, o incluso en elegir para el motor térmico una cilindrada unitaria diferente de la de los cilindros del motor de combustión interna.

- En la configuración representada en la figura 15, que es adecuada para un motor híbrido que comprende un motor de combustión interna 64 de dos o tres cilindros y un motor térmico 65 de tres cilindros, la parte de turbina 66 del turbocompresor 67 está situada entre el orificio de impulsión 26 del motor térmico y el ramal 44 de esta impulsión en el trayecto que aporta calorías 34 de la fuente de calor 32. Se tiene de esta manera la ventaja de liberar el escape del motor de combustión interna, es decir de no frenar este escape por la presencia del turbocompresor. Esta solución es más fácil de realizar cuando el motor térmico es policilíndrico pues entonces la presión en su impulsión está menos fuertemente impulsada y permite de esta manera un mejor funcionamiento del turbocompresor.
30
35

- La figura 16 representa una configuración que se adapta a un motor híbrido de seis cilindros que comprende un motor de combustión interna de tres cilindros y un motor térmico de tres cilindros. Esta configuración va a ser descrita en lo que se refiere a sus diferencias con respecto a la configuración de la figura 14. El turbocompresor 57 comprende una parte de compresor 58 que está alimentada no por aire atmosférico sino por el aire que ha sufrido ya una primera compresión en la parte de compresor 78 de un primer turbocompresor 77. La parte de turbina 76 del turbocompresor 77 está instalada entre el orificio de escape 21 del motor de combustión interna y el catalizador 41. EL aire de sobrealimentación producido por la parte de compresor 78 atraviesa un refrigerador del aire de sobrealimentación 73 y después alcanza una bifurcación 69 en la que una parte de este aire comprimido va a la parte de compresor 58 del turbocompresor 57 por un ramal 71, y otra parte es enviada a la admisión 19 del motor de combustión interna 54 por un ramal del conducto 72.
40
45

- La configuración de la figura 17 se adapta a un motor híbrido de seis cilindros que comprende un motor de combustión interna de tres cilindros y un motor térmico de tres cilindros. Esta configuración va a ser descrita en lo que se refiere a sus diferencias con respecto a la configuración de la figura 15. El turbocompresor 67 comprende una parte de compresor 58 que está alimentada no por aire atmosférico sino por el aire que ya ha sufrido una primera compresión en la parte de compresor 88 de un primer turbocompresor 87. La parte de turbina 86 del turbocompresor 87 está instalada entre el orificio de escape del motor de combustión interna y el catalizador 41. El aire de sobrealimentación producido por la parte de compresor 88 atraviesa un refrigerador del aire de sobrealimentación 83 y después alcanza una bifurcación 79 en donde una parte de este aire comprimido va a la parte de compresor 68 del turbocompresor 67 por un ramal 81, y otra parte es enviada a la admisión 19 del motor de combustión interna 64 por un ramal del conducto 82.
50
55

De esta manera, en cada una de las realizaciones de las figuras 16 y 17, el aire que alimenta al motor de combustión interna es comprimido una vez para presentar una presión efectiva de por ejemplo 0,2 MPa (2 bares)

mientras que el aire enviado a la admisión 24 del motor térmico es comprimido dos veces para alcanzar una presión efectiva de por ejemplo 0,6 MPa (6 bares).

Bien entendido, el invento no está limitado a los ejemplos de realización que acaban de ser descritos.

5 El invento se refiere a cualquier tipo de motorización térmica, y no está restringida a una fuente de calor procedente de un motor de combustión interna.

En el caso de un motor híbrido, el motor de combustión interna y el motor térmico pueden tener los bloques motores separados. El motor térmico puede estar previsto como una entidad independiente que puede ser adaptada a motores de combustión interna pre-existentes, o a otra fuente de calor moderada.

10 El invento es aplicable a cualquier tipo de motorización de combustión interna, incluso para motores con un gran número de cilindros. En particular, el invento es particularmente ventajoso en las motorizaciones de vehículos pesados, los navíos, y igualmente en las motorizaciones fijas cuando el calor desprendido por un motor de combustión interna no es recuperable o no es totalmente recuperable nada más que para otros usos distintos que la motorización.

15 El rendimiento del motor híbrido según el invento está fuertemente mejorado con respecto al rendimiento de un motor de combustión interna clásico. El suplemento de peso, de costes y la disminución de la potencia específica (potencia por decímetro cúbico de cilindrada) son absolutamente aceptables para la mayoría de las aplicaciones, especialmente en los vehículos, comprendidos aquí los vehículos de turismo del tipo vehículos particulares. Las inversiones industriales implicadas son limitadas. Se puede utilizar por ejemplo un bloque-motor de tipo clásico para un motor de combustión interna en el cual uno o varios cilindros serán adjudicados al motor térmico.

20 Como las caras exteriores de las válvulas asociadas a los orificios de transferencia 27 y 28 están sometidas a la presión del trayecto 33, que tiende a abrir las válvulas, puede ser ventajoso realizarlas bajo la forma de válvulas equilibradas a presión, por ejemplo según la patente EP 0 897 059 A2.

REIVINDICACIONES

1. Motor térmico (55) con una fuente externa de calor (32) en el cual el motor posee al menos una cámara de trabajo (22) con un volumen variable para un gas de trabajo, y una distribución (29, 31) que permite comunicar esta cámara (22) con una entrada fría de un trayecto receptor de calorías (33) durante una fase de transferencia de salida y con una salida caliente del trayecto receptor de calorías (33) durante una fase de transferencia de entrada, estando destinado el trayecto receptor de calorías (33) a calentar el gas de trabajo en el exterior de la cámara de trabajo (22) al contacto con la fuente externa de calor (32), en donde la distribución está ajustada de tal manera que mantenga una presión en el trayecto receptor de calorías (33), caracterizado por poner en comunicación durante el funcionamiento establecido la cámara de trabajo (22) con la entrada fría del trayecto receptor de calorías (33) cuando la presión en la cámara de trabajo (22) es inferior a la presión en el trayecto receptor de calorías (33).
2. Motor térmico según la reivindicación 1, caracterizado porque comprende un acumulador de presión (47) que está conectado selectivamente al trayecto receptor de calorías (33) de la fuente de calor (32) para acumular una reserva de gas a presión en funcionamiento establecido y restituir al menos parcialmente esta reserva durante un arranque del motor después de un periodo de parada.
3. Motor térmico según la reivindicación 1 ó 2, caracterizado por un ajuste de la distribución (29, 31) regulable en particular para permitir un hinchado inicial del trayecto receptor de calorías (33), y/o para regular la presión en el trayecto receptor de calorías (33).
4. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 3, caracterizado porque al comienzo de una fase de transferencia de salida (P5), la cámara (22) tiene un volumen (V_s) más pequeño que su volumen (V_e) al final de la fase de transferencia de entrada (P6).
5. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 4, caracterizado porque al menos una superficie (23) que delimita la cámara de trabajo (22), en particular la superficie de presión del pistón, está definida por un revestimiento térmicamente aislante (49).
6. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado porque el motor térmico funciona según un ciclo de dos tiempos en el cual una fase de impulsión (P1), una fase de compresión (P3) y la fase de transferencia de salida (P5) se suceden a lo largo de una misma carrera de disminución del volumen de la cámara (22).
7. Motor térmico según la reivindicación 6, caracterizado porque la admisión (P2) en la cámara de trabajo (22) se realiza a presión entre la fase de impulsión (P1) y la fase de compresión (P3).
8. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 5, caracterizado porque el motor térmico funciona según un ciclo de cuatro tiempos que comprende:
 - un tiempo de incremento del volumen de la cámara para una fase de admisión (P2) del gas de trabajo;
 - un tiempo de disminución del volumen de la cámara para una fase (P3) de compresión del gas de trabajo seguida de la fase de transferencia de salida (P5);
 - un tiempo de incremento del volumen de la cámara para una fase de transferencia de entrada (P6) y después una fase de descompresión (P7); y
 - un tiempo de disminución del volumen de la cámara (22) para una fase (P1) de impulsión del gas de trabajo.
9. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 8, caracterizado porque:
 - la cámara de trabajo (22) está delimitada por un pistón (8t), el cual provoca alternativamente tiempos de incremento y de disminución del volumen de la cámara;
 - la distribución (29, 31) está concebida para cerrar selectivamente la cámara de trabajo (22) y respectivamente y de manera selectiva permitir comunicar la cámara de trabajo (22) con una admisión (24) del gas de trabajo, una impulsión (26) del gas de trabajo, la entrada fría del trayecto receptor de calorías (33) y la salida caliente del trayecto receptor de calorías (33),y porque la distribución permite comunicar la cámara con la entrada fría en el transcurso de la fase de transferencia de salida (P5), después la fase (P3) de compresión del gas de trabajo en la cámara de trabajo, y con la salida caliente en el transcurso de una fase de transferencia de entrada (P6) que precede a una fase de descompresión (P7).
10. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 9, caracterizado porque la distribución está ajustada de tal manera que al final de la fase de descompresión (P7) la cámara tenga un volumen (V_m) mayor que su volumen al principio de la fase de compresión (P3).

11. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 10, caracterizado porque la impulsión (26, 16) del motor térmico (55) está conectada a una entrada tibia (44) de la fuente externa de calor (32), siendo intermedia la temperatura de entrada tibia entre la temperatura de un flujo que aporta calorías en la entrada de la fuente de calor, y la temperatura a la cual el flujo que aporta las calorías sale de la fuente de calor.
- 5 12. Motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 11, caracterizado porque la fuente externa de calor (32) está alimentada de energía calorífica por el flujo que aporta calorías del escape (21, 13) de un motor de combustión interna (54).
13. Motor térmico según la reivindicación 12, caracterizado porque calorifugado del escape del motor de combustión interna (54) en una parte al menos de su trayecto entre un orificio de escape (21) adyacente a la cámara de combustión (22) por una parte y la entrada caliente del gas de escape en la fuente de calor (32) por otra.
- 10 14. Motor híbrido que comprende un motor térmico según una de las reivindicaciones 1 a 11, y un motor de combustión interna (54) cuyo escape alimenta el flujo que aporta calorías de la fuente de calor del motor térmico.
15. Motor híbrido según la reivindicación 14, caracterizado porque la fuente de calor (32) comprende para el flujo que aporta las calorías una salida conectada con la entrada de una turbina (56) del turbocompresor (57).
- 15 16. Motor híbrido según la reivindicación 14, caracterizado porque una turbina (66) está intercalada entre la impulsión (26) del motor térmico (65) y una entrada tibia (44) de la fuente de calor (32), siendo intermedia la temperatura de entrada tibia entre el flujo que aporta las calorías en la entrada de la fuente de calor, y la temperatura a la cual el flujo que aporta las calorías sale de la fuente de calor.
- 20 17. Motor híbrido según la reivindicación 14, caracterizado porque la impulsión (26) del motor térmico (65) está conectada a la entrada de una turbina (66) del turbocompresor (67).
18. Motor híbrido según una de las reivindicaciones 15 a 17, caracterizado porque el turbocompresor (37, 57, 67) comprende un compresor (38) cuya salida está conectada con la admisión (24) del motor térmico (55, 65).
- 25 19. Motor híbrido según una de las reivindicaciones 15 a 17, caracterizado porque el turbocompresor es un segundo turbocompresor, cuya entrada de compresor está conectada a la salida de compresor de un primer turbocompresor (77, 87) cuya turbina (76, 86) es atravesada por el flujo que aporta las calorías aguas arriba de la fuente de calor (32).
20. Motor híbrido según la reivindicación 19, caracterizado porque la turbina (76, 86) del primer turbocompresor (77, 87) está conectada al menos indirectamente con la entrada caliente de la fuente de calor.
- 30 21. Motor híbrido según la reivindicación 19, caracterizado porque la salida de compresor del primer turbocompresor (77, 87) está conectada además con la admisión (19) del motor de combustión interna (54, 64).
22. Motor híbrido según una de las reivindicaciones 14 a 21, caracterizado porque al menos un pistón (8t) del motor térmico está acoplado a un árbol (4), comprendiendo el motor de combustión interna (54) además al menos un pistón (8c) acoplado al árbol (4).
- 35 23. Motor híbrido según una de las reivindicaciones 14 a 22, caracterizado porque el motor de combustión interna (54) y el motor térmico (55) poseen un bloque-motor común (1).
24. Motor híbrido según una de las reivindicaciones 20 a 23, caracterizado porque el pistón (8t) del motor térmico (55) posee la misma superficie en su superficie a presión (23) y la misma longitud de carrera que el pistón (8c) del motor de combustión interna (54).
- 40 25. Motor híbrido según una de las reivindicaciones 20 a 23, caracterizado porque el pistón (8t) del motor híbrido (55) tiene una superficie diferente y/o una longitud de carrera diferente de las, respectivamente, del pistón (8c) del motor de combustión interna (54).
26. Motor híbrido según una de las reivindicaciones 14 a 25, caracterizado porque el motor de combustión interna funciona según un ciclo de cuatro tiempos y el motor térmico según un ciclo de dos tiempos.

FIG.1

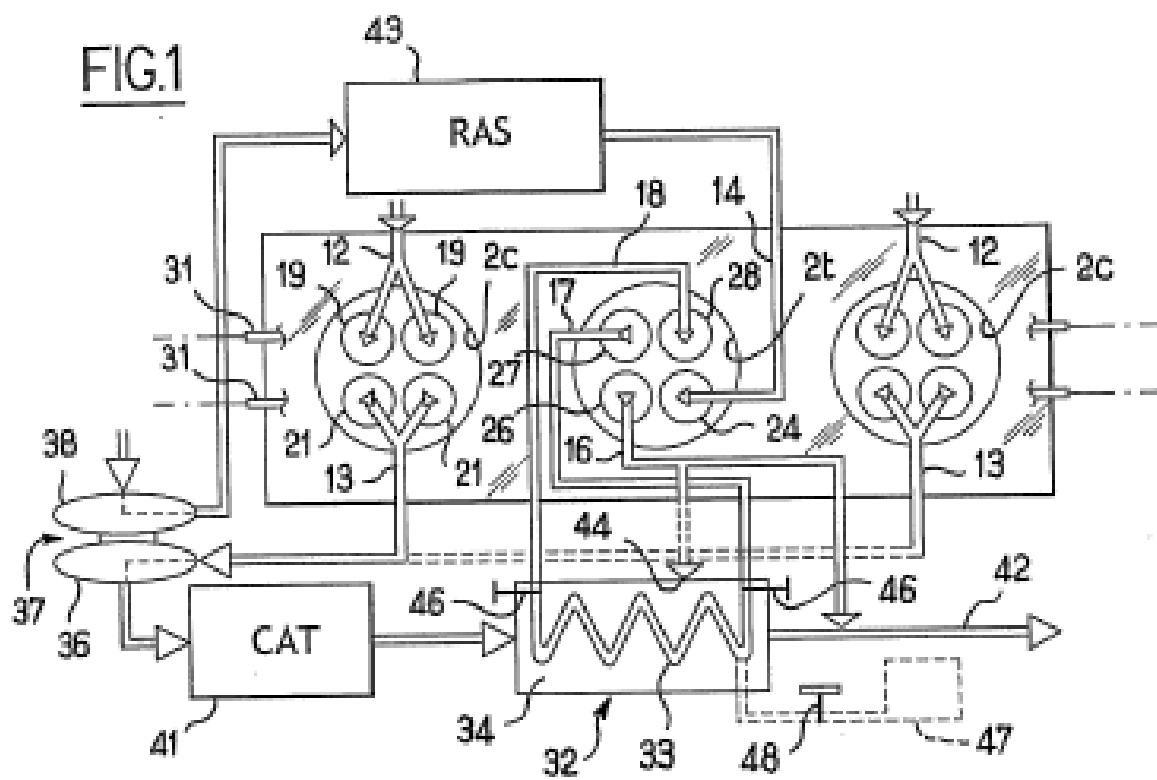


FIG.2

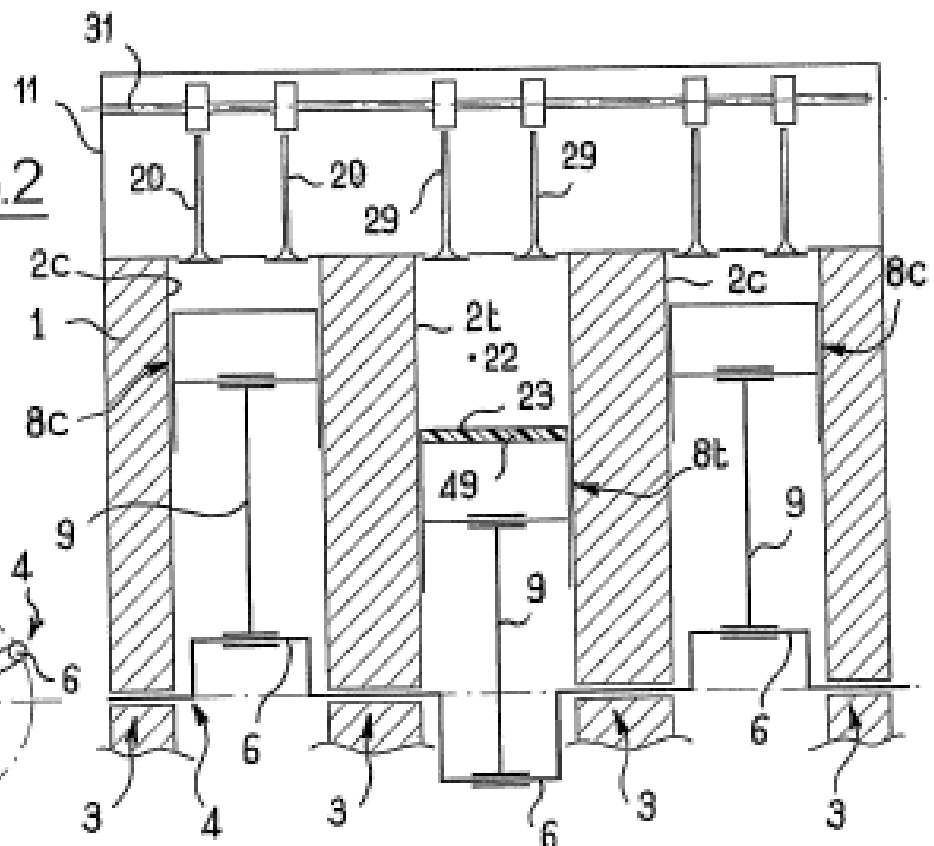
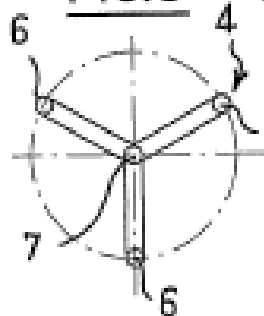


FIG.3



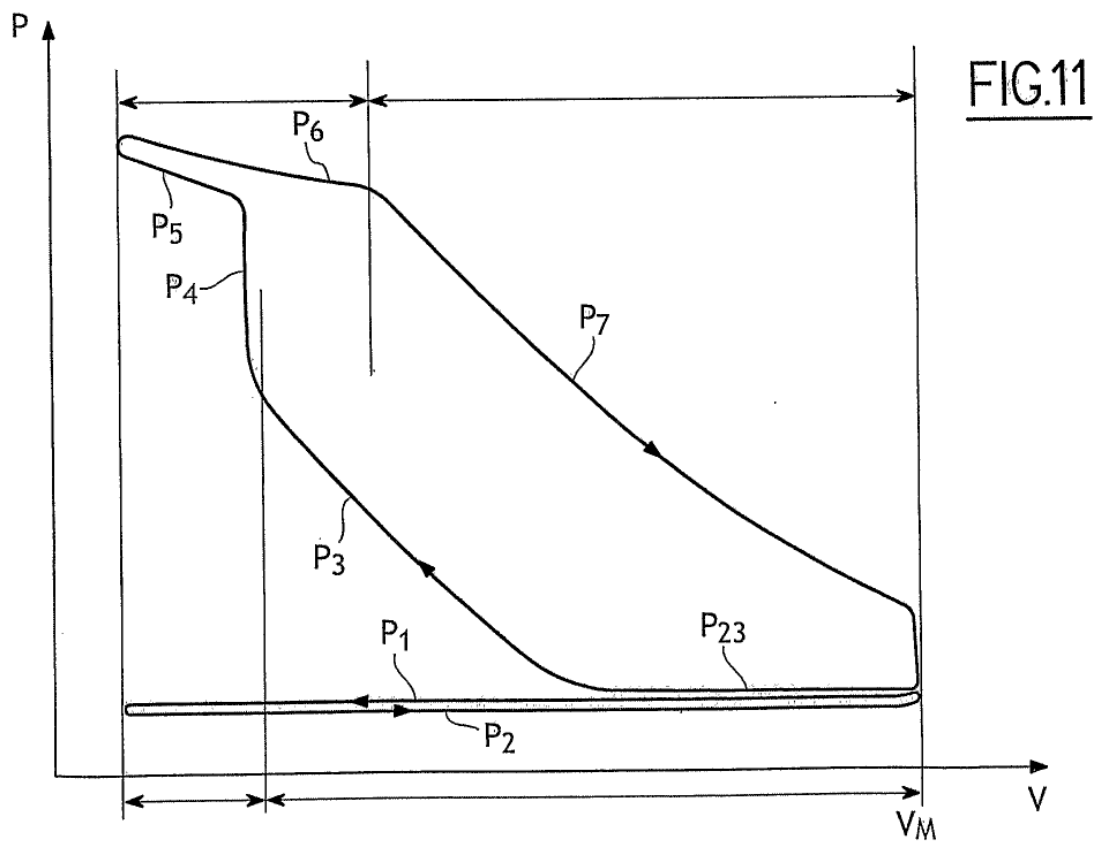
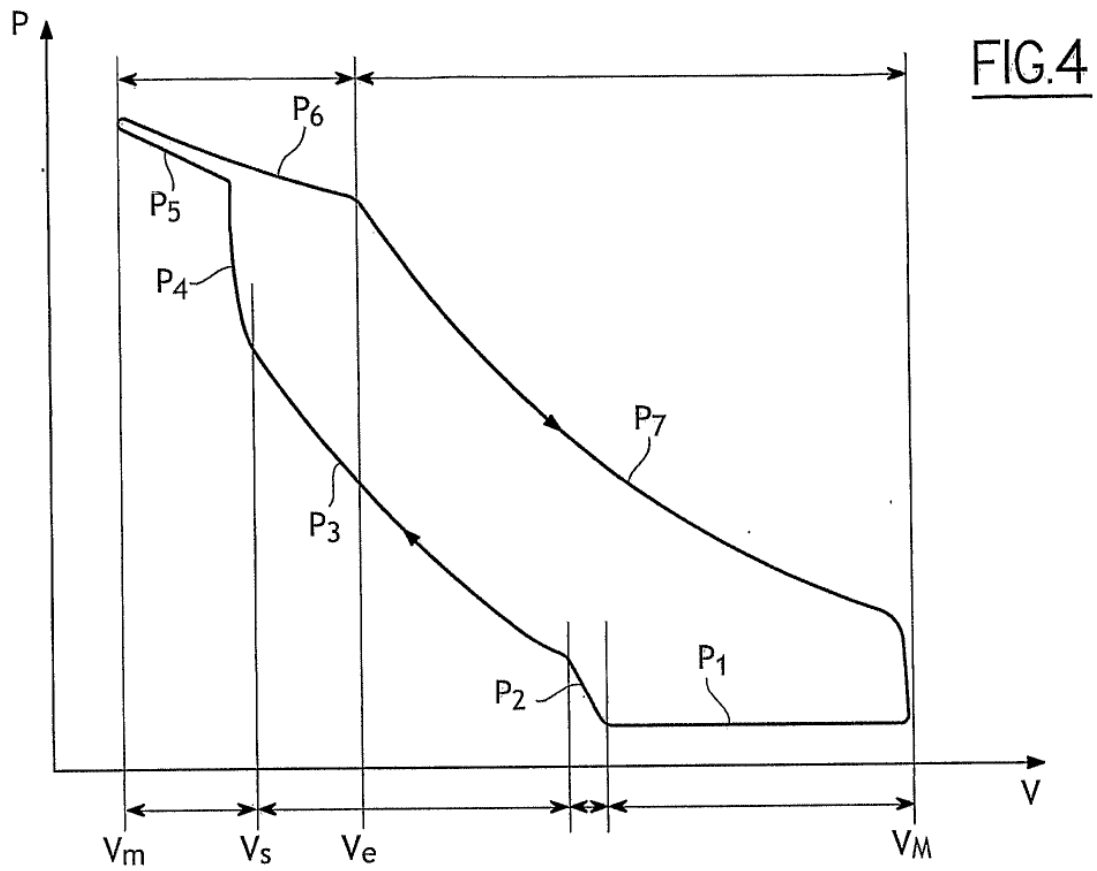


FIG.5

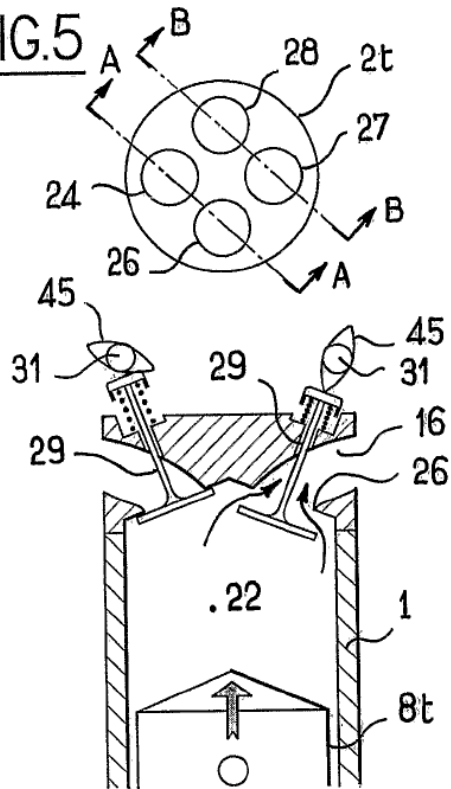


FIG.5A

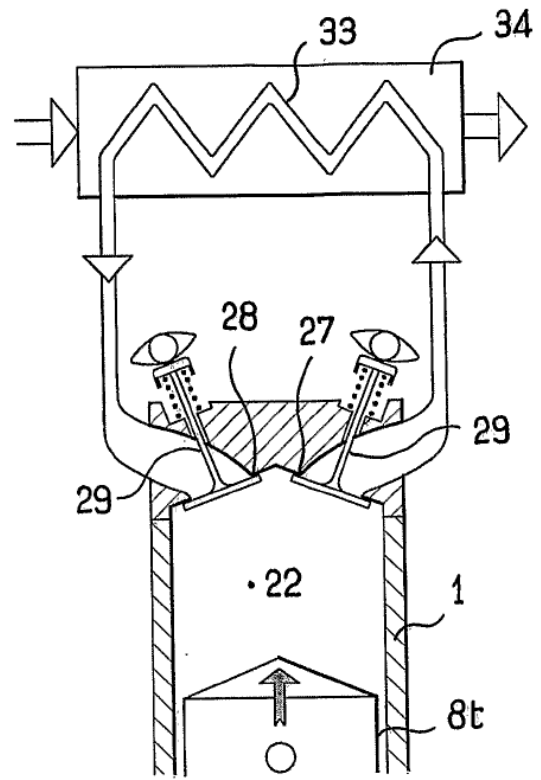


FIG.5B

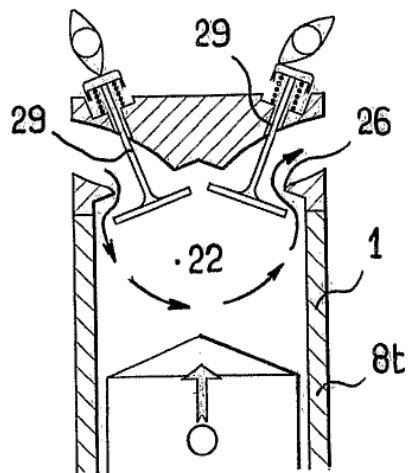


FIG.6A

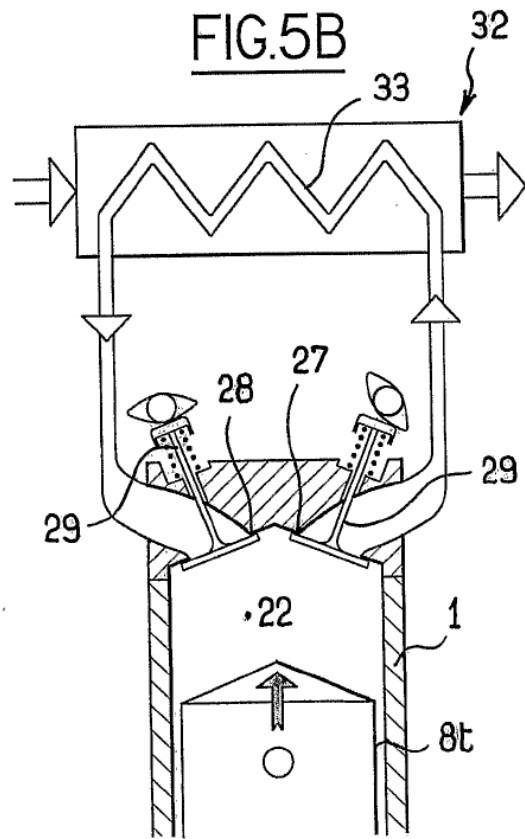


FIG.6B

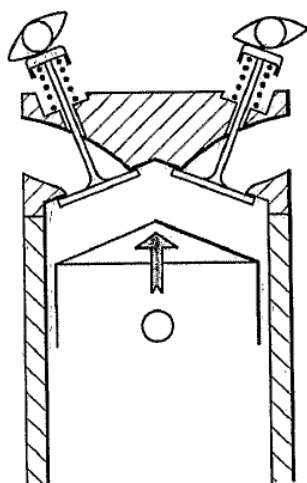


FIG. 7A

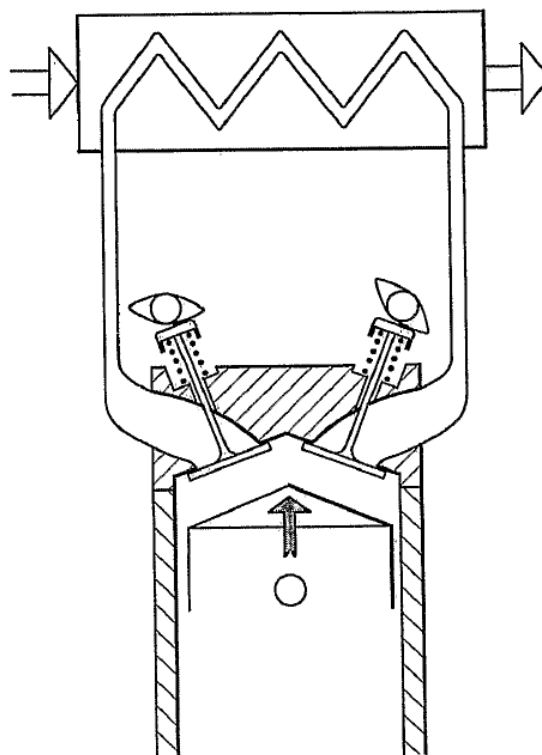


FIG. 7B

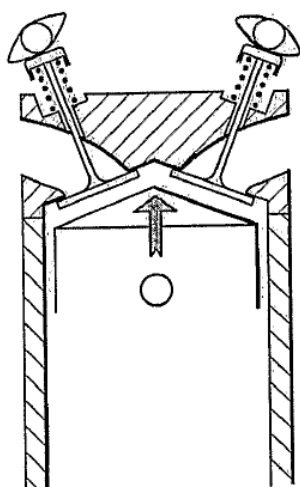


FIG. 8A

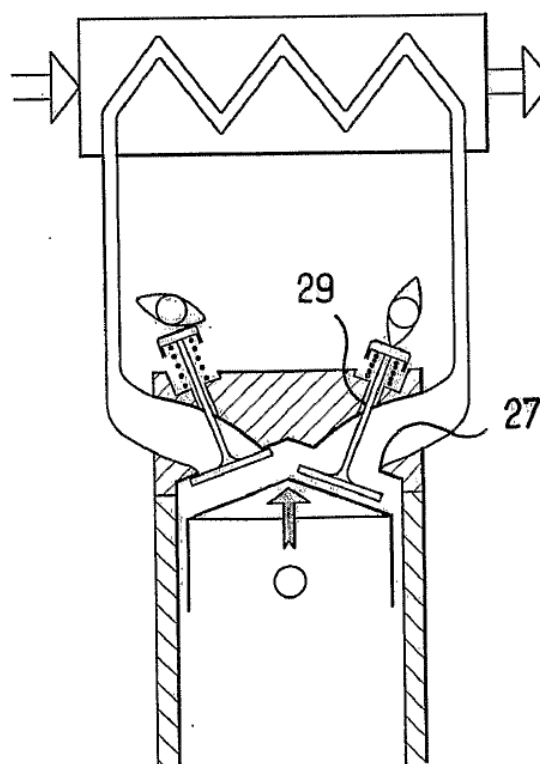


FIG. 8B

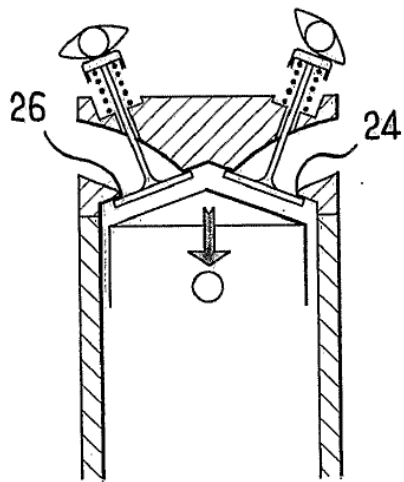


FIG. 9A

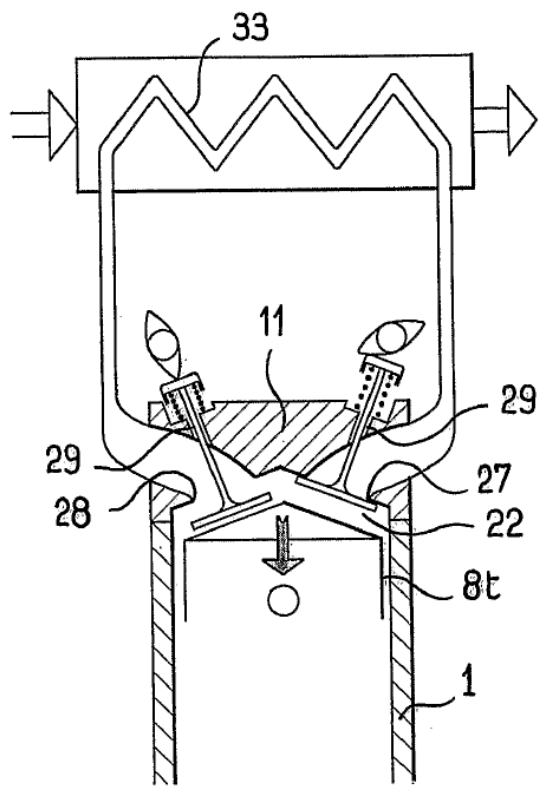


FIG. 9B

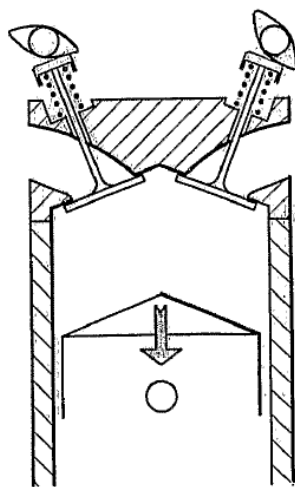


FIG. 10A

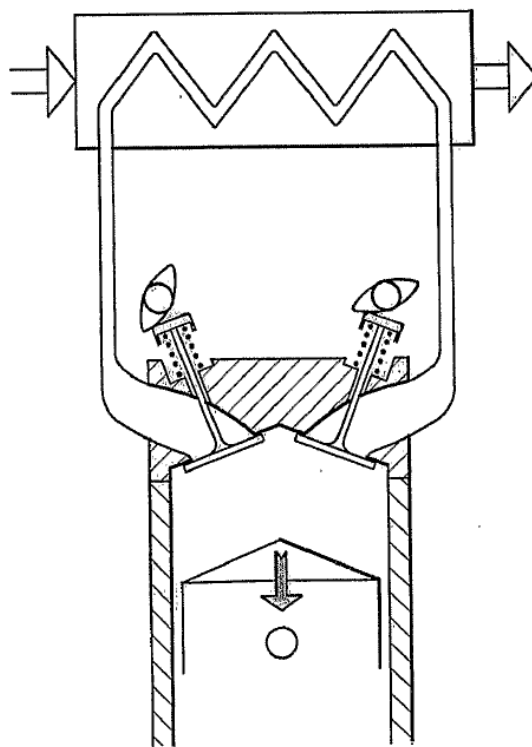


FIG. 10B

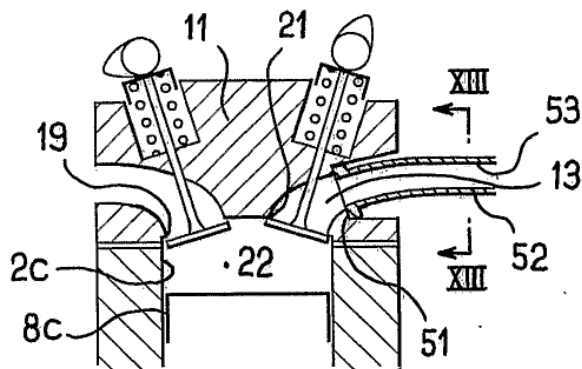


FIG.12

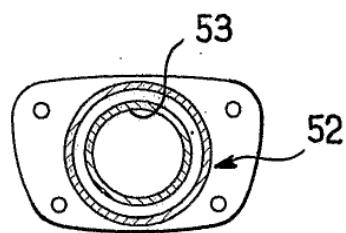


FIG.13

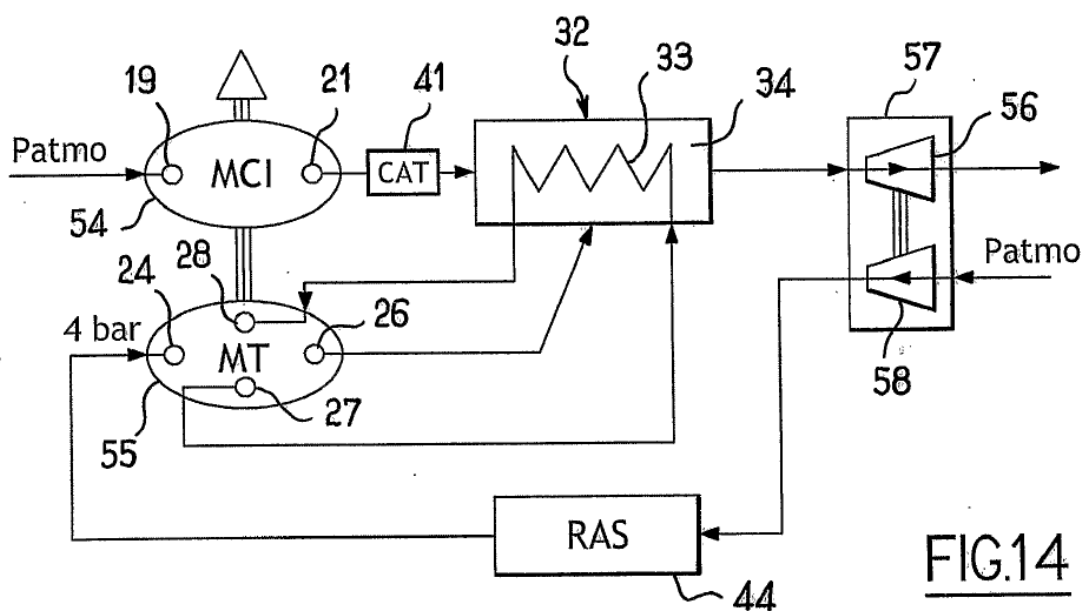


FIG.14

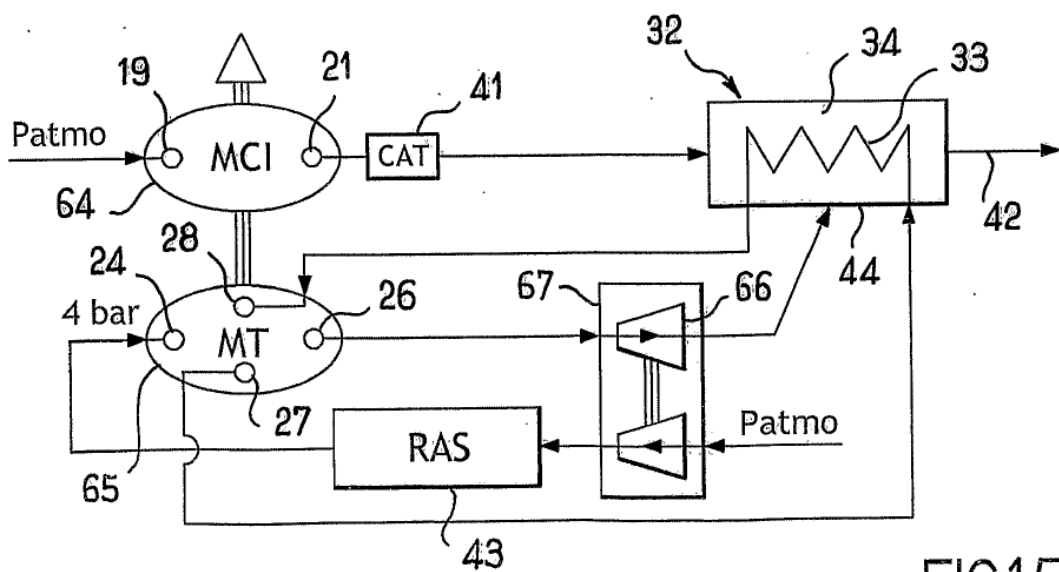


FIG.15

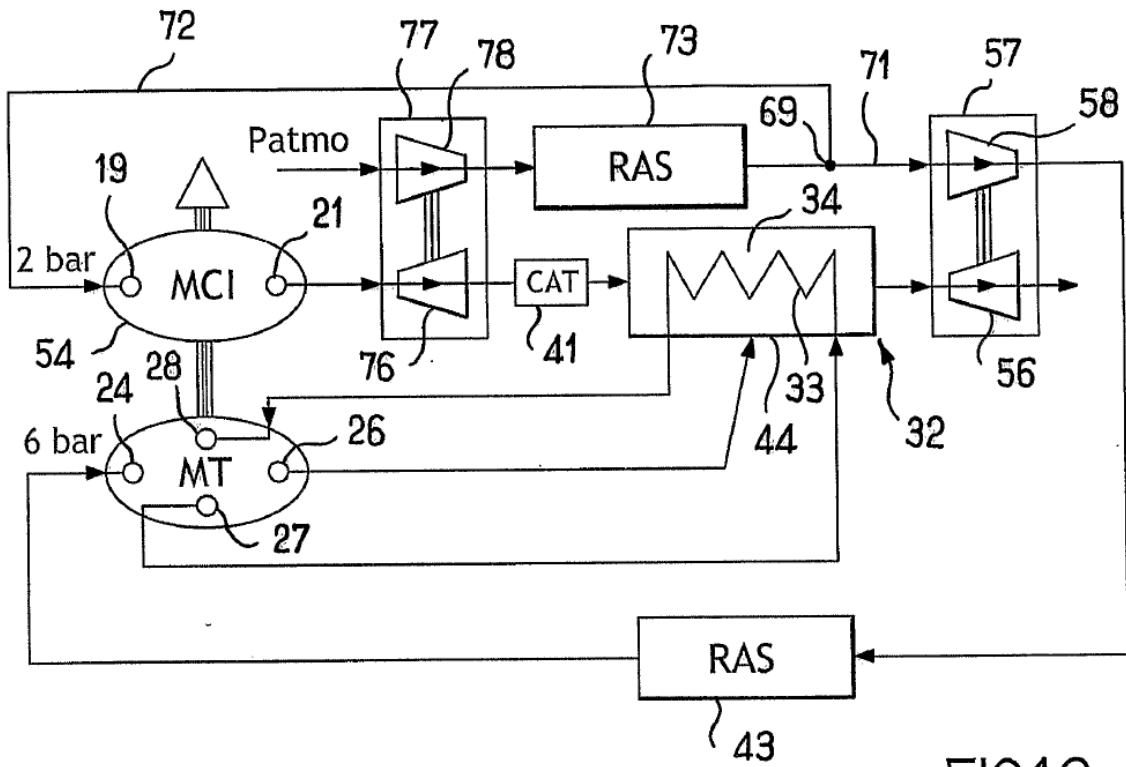


FIG.16

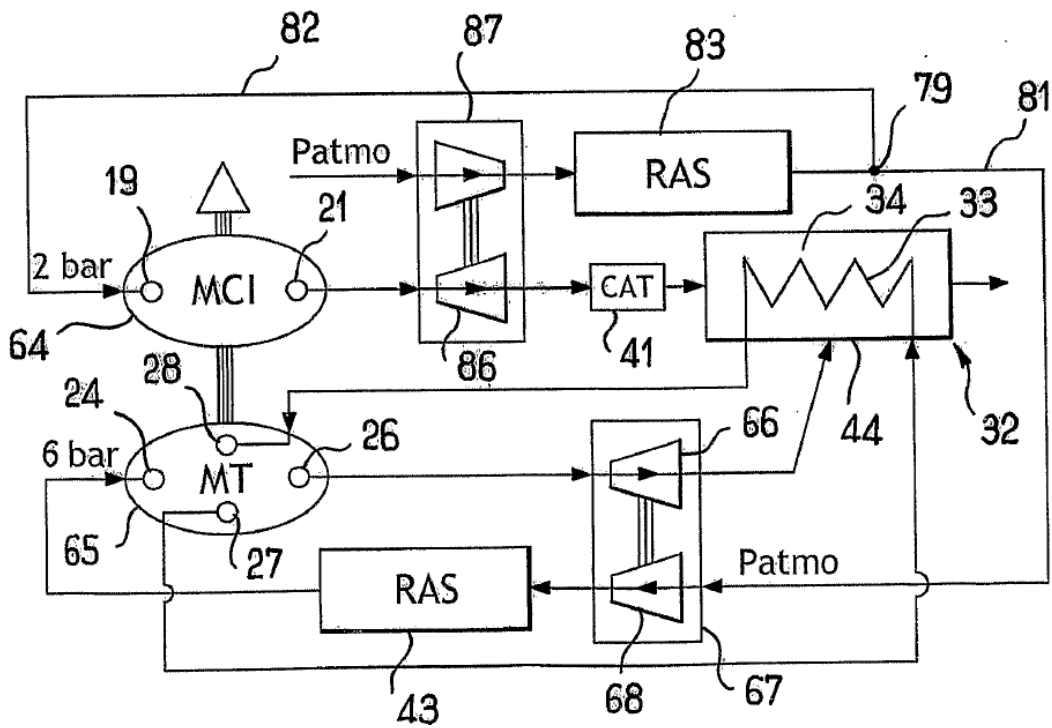


FIG.17