

MINISTERIO DE INDUSTRIA  
REGISTRO DE LA PROPIEDAD INDUSTRIAL



ESPAÑA

19 ES	11 21	NUMERO <b>467630</b>	10 A1
		22 FECHA DE PRESENTACION	

Concedido el Registro de acuerdo con los datos que figuran en la presente descripción y según el contenido de la Memoria adjunta.

**PATENTE DE INVENCION**

90 PRIORIDADES:		
91 NUMERO	92 FECHA	93 PAIS
77 06 614	7.3.77	FRANCIA
78 04 140	14.2.78	FRANCIA
47 FECHA DE PUBLICIDAD	51 CLASIFICACION INTERNACIONAL	62 PATENTE DE LA QUE ES DIVISIONARIA
	F02B, F02D	
64 TITULO DE LA INVENCION		
"PROCEDIMIENTO Y DISPOSITIVO PARA MEJORAR EL RENDIMIENTO DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA"		
71 SOLICITANTE (S)		
La Sociedad francesa de Responsabilidad Limitada: SOCIETE D'ETUDES DE MACHINES THERMIQUES S.E.M.T.		
DOMICILIO DEL SOLICITANTE		
2, Quai de Seine 93202 SAINT-DENIS (Francia)		
72 INVENTOR (ES)		
Rémi Curtil, francés.		
73 TITULAR (ES)		
74 REPRESENTANTE		
D. FRANCISCO GARCIA CABRERIZO :S/REF:32655 MD/MDU/CB :N/REF:O.G.33.829/AS		

- La presente invención tiene esencialmente por objeto un procedimiento y un dispositivo destinados a asegurar principalmente, de una parte un buen barrido de los cilindros sobre todo a las bajas cargas y/o a las bajas velocidades, y de
5. otra parte una disminución de la relación de compresión efectiva que provoque un descenso de las temperaturas con preferencia a las cargas elevadas y/o a las velocidades elevadas, sin afectar por ello al rendimiento del motor y sin alterar las cualidades de arranque del motor.
  10. De una manera conocida, para obtener un mejor rendimiento de un motor particularmente del tipo de sobrealimentación, se pretende asegurar un buen barrido de los cilindros, lo que permite aumentar la masa de aire admitida en cada cilindro y enfriar principalmente las válvulas de escape.
  15. No obstante, puede suceder sobre todo en el arranque y a los bajos regímenes (marcha al ralentí y marcha en vacío del motor) que la presión de admisión sea insuficiente con relación a la presión de escape para asegurar el barrido de los cilindros. Por ejemplo, en el caso más desfavorable, se puede
  20. tener una presión de escape de  $1,8 \text{ kg/cm}^2$  para una presión de admisión de aproximadamente  $1 \text{ kg/cm}^2$ . Dado que se tiene generalmente un retraso en el cierre de la válvula de escape y un adelanto en la apertura de la válvula de admisión, se tiene inevitablemente una comunicación entre el colector de admisión y el colector de escape mientras no esté cerrada la
  25. válvula de escape. Por consiguiente, durante este lapso de tiempo, si la presión de escape es superior a la presión de admisión, no se puede asegurar un barrido correcto de los cilindros sino que se tiene por el contrario un contra-barrido muy
  30. desfavorable. Además, en caso de que la diferencia de presión

sea la más desfavorable ( $0,8 \text{ kg/cm}^2$ ), se está obligado a desembragar la turbina de cada turbo-compresor de sobrealimentación y arrastrar el compresor mecánicamente para evitar un contra-barrido excesivo. Esto es muy complicado, caro y aumenta de una manera apreciable (aproximadamente un 30%) el consumo.

Para paliar este inconveniente, se puede disminuir o incluso suprimir el cruce entre el período de apertura de las válvulas de admisión y el período de cierre de las válvulas de escape, evitando así el riesgo de contra-barrido, pero no se tiene, por lo tanto, barrido, de modo que la potencia del motor disminuye y las válvulas de escape no son enfriadas.

Un fin principal de la invención es principalmente suprimir el riesgo de contra-barrido con preferencia a las bajas cargas y/o a las bajas velocidades permitiendo a la vez el barrido de los cilindros, sin la necesidad de una sobrealimentación a los bajos regímenes del motor, lo que permite evitar por consiguiente el arrastre mecánico del compresor de la turbo-soplante para el caso más desfavorable antes citado.

Otro fin esencial de la invención es obtener una relación de compresión efectiva variable y una cilindrada útil variable, lo que permite principalmente sobrealimentar motores de relaciones de compresión muy elevadas que no pueden ser normalmente sobrealimentados a causa de las presiones máximas de combustión que son demasiado elevadas, o aumentar en proporciones importantes la relación de sobrealimentación de los motores ya sobrealimentados, reduciendo al mínimo los inconvenientes de su funcionamiento en el arranque y a las

cargas parciales.

Así pues, el procedimiento de acuerdo con la invención está caracterizado porque consiste en constituir una reserva de gas, durante la fase de admisión, con el aire de admisión y en comprimirlo retardando el cierre de la válvula de admisión notablemente más allá de los valores habituales, por ejemplo, en más de 50° de ángulo de rotación del árbol manivela.

Según otra característica de la invención, el procedimiento consiste en constituir, para cada cilindro y en el curso de cada ciclo, antes de la fase de escape, una reserva de aire comprimido y en barrer el cilindro por la expansión de este aire comprimido al comienzo de la fase de barrido del ciclo siguiente.

Según otra característica más de la invención, el procedimiento consiste en constituir cada reserva de aire comprimido en el conducto de admisión correspondiente.

Otro fin esencial de la invención es disminuir principalmente la temperatura al final de la compresión, con preferencia a las cargas elevadas y/o a las velocidades elevadas, por disminución de la relación de compresión efectiva. Con tal objeto, el procedimiento de acuerdo con la invención está caracterizado porque se crea al menos una fuga de derivación de aire al nivel de la reserva de aire antes citada en dirección del colector de admisión.

La invención propone igualmente un dispositivo para la puesta en práctica del procedimiento antes citado, caracterizado porque comprende un obturador anti-retorno alojado en el conducto de admisión ya sea en la culata, o bien en la tubería de unión del colector de admisión con la culata, sien

do delimitado el volumen de confinamiento de la reserva de -  
aire antes citada entre la válvula de admisión y el obtura-  
dor anti-retorno.

Según otra característica de la invención, el dispo-  
5. sitivo comprende, según un primer modo de realización, una -  
tubería de derivación montada entre el colector de admisión  
y la tubería de unión asociada y desembocando en ella en un  
punto situado por debajo del citado obturador, comprendiendo  
dicha derivación una válvula cuyo grado de apertura es regula-  
10. ble.

Según otra característica de la invención, y según  
un segundo modo de realización que permite suprimir la tube-  
ría de derivación antes citada y por consiguiente simplificar  
considerablemente el dispositivo, el obturador anti-retorno  
15. antes citado es solidario de la válvula antes citada y está  
constituido por orificios axiales previstos en la cabeza de  
la válvula, y por ejemplo, por una membrana solidaria de la -  
cabeza de válvula y susceptible de obturar los mencionados -  
orificios.

Según otra característica de la invención, el grado  
de apertura de la válvula antes citada se realiza por un man-  
do externo en función de la velocidad y/o de la carga del mo-  
tor, y tiene por lo menos dos valores respectivamente máximo  
y mínimo, o varía de manera discreta o continua entre estos -  
25. dos valores límite.

Según otra característica del dispositivo, cuando se  
encuentra la válvula en posición de cierre, el obturador per-  
mite el paso de la carga de aire o de la mezcla de admisión -  
hacia el cilindro pero impide la impulsión de la mezcla ya in-  
30. troducida en el cilindro y ello, en el arranque, a las bajas

cargas y/o a las bajas velocidades.

Según otra característica del dispositivo, la válvula en posición de apertura autoriza de una parte el paso de la carga de aire o de la mezcla de admisión hacia el cilindro y de otra parte una impulsión de la mezcla ya introducida en el cilindro, y ello a las cargas elevadas y/o a las velocidades elevadas del motor.

Otras ventajas, características y detalles aparecerán más claramente con ayuda de la descripción explicativa - que va a seguir, hecha con referencia a los dibujos anexos - dados únicamente a título de ejemplo, y en los que

- las figuras 1 a 4 representan esquemáticamente un cilindro de trabajo del motor provisto del dispositivo de acuerdo con la invención según un primer modo de realización y permiten ilustrar las diferentes etapas del procedimiento en el arranque, a las bajas cargas y/o a las bajas velocidades;

- las figuras 5 y 6 ilustran esquemáticamente las etapas del procedimiento a las cargas elevadas y/o a las velocidades elevadas;

- la figura 7 representa bajo forma gráfica, en coordenadas logarítmicas, diferentes ciclos de motor para cargas y/o velocidades elevadas y por consiguiente el de la invención, a título de comparación;

- la figura 8 representa gráficamente según una escala logarítmica las curvas de las temperaturas de compresión ( $^{\circ}\text{K}$ ) de los ciclos de motor de la figura 7 en función del ángulo de rotación del árbol-manivela ( $^{\circ}\text{AM}$ );

- la figura 9 representa esquemáticamente un cilindro de trabajo de un motor provisto del dispositivo de acuer

do con la invención según un segundo modo de realización;

- las figuras 10 a 13 representan el segundo modo de realización del obturador anti-retorno y de la válvula respectivamente en cuatro posiciones diferentes correspondientes a cada una a un estado de funcionamiento del motor;

- la figura 14 representa bajo forma gráfica, en coordenadas logarítmicas, diferentes diagramas de compresión en función del volumen para diferentes motores de los que uno está equipado con el dispositivo de acuerdo con la invención;

- la figura 15 representa bajo forma gráfica, en el caso de un motor sobrealimentado, la relación de presión del compresor en función del caudal motor para un motor clásico y para un motor equipado con el dispositivo de acuerdo con la invención; y

- la figura 16 representa bajo forma gráfica las variaciones de las curvas de par o de presión media efectiva en función de la velocidad en el caso particular de un gran motor Diesel altamente sobrealimentado.

Con referencia a la figura 1, se ha representado esquemáticamente un cilindro de motor 1 con su pistón 2, el colector de admisión 3 con la tubería de unión 4 con la culata del cilindro, la válvula de admisión 5, el colector de escape 6 con la tubería de unión 7 con la culata del cilindro, y la válvula de escape 8.

Según un primer modo de realización del dispositivo de acuerdo con la invención, se ha previsto;

- un obturador anti-retorno 9 montado en el conducto de admisión por ejemplo en la tubería de unión 4. Este obturador 9 está montado de manera que asegure una comunica-

ción unidireccional en el sentido colector de admisión-cilindro.

- al menos una tubería de derivación 10 sensiblemente de igual diámetro que la tubería de unión 4 y que une el colector de admisión 3 con la tubería de unión 4 en un punto situado por debajo, en el sentido de llegada de aire de admisión, del obturador anti-retorno 9. En esta tubería de derivación 10 está alojada una válvula 11 cuya apertura regulable es mandada por ejemplo por la presión de sobrealimentación.

Antes de describir con detalle el procedimiento de acuerdo con la invención, se va a remitir a la figura 7 donde están representados para cargas y/o velocidades elevadas: en trazos interrumpidos un ciclo Diesel clásico, en trazos mixtos un ciclo conocido bajo el nombre de ciclo de "Miller" desarrollado para los motores de gas, y en trazos gruesos un ciclo Diesel de acuerdo con la invención.

Este ciclo de Miller, desarrollado para los motores de gas, se caracteriza por un adelanto en el cierre de la válvula de admisión que es variable según la carga del motor por sometimiento del instante de cierre de la válvula de admisión a la presión de sobrealimentación o al valor de la carga del motor. Cuanto más elevada es la misma, más se adelanta el instante de cierre de la válvula (pudiendo situarse el instante de cierre como máximo a 60° por delante del punto muerto inferior del pistón).

En el ejemplo representado, caso de una carga elevada, el instante de cierre de la válvula de admisión está indicado por el punto A. Dado que la válvula de admisión es cerrada antes del punto muerto inferior (PMB) del pistón, tie-

ne lugar una expansión del aire de admisión contenido en el cilindro durante la última parte de la carrera descendente - del pistón (parte AB del ciclo Miller).

Esta expansión provocada por un aumento del volúmen  
 5. de admisión para una misma masa de gas tiene esencialmente - por ventaja disminuir la temperatura de los gases al final de la compresión con relación a un motor clásico. Esto se des-  
 prende de la figura 8, donde están representadas las curvas - de las temperaturas de compresión para los tres ciclos estu-  
 10. diados, representando la curva  $D_1$  (en trazos interrumpidos) - las temperaturas de compresión de un ciclo Diesel clásico, la curva  $D_2$  (en trazos mixtos) las del ciclo de Miller, y la -  
 curva  $D_3$  (en trazos gruesos) las del ciclo de acuerdo con la invención.

15. No obstante, en contrapartida de este adelanto del - cierre de la válvula de admisión antes del punto muerto infe-  
 rior del pistón, es necesario tener un cierto incremento de - la presión de sobrealimentación. Ello se traduce en una curva  
 de admisión (a) situada por encima de la curva de admisión -  
 20. (a) de un motor clásico.

A las cargas bajas, se reduce, en el sistema de Mi-  
 25. ller, el adelanto al cierre de admisión para poder utilizar - toda la carrera de compresión, mientras que a las cargas ele-  
 vadas, se tiene una carrera de compresión efectiva disminuida  
 lo que necesita que el instante de cierre de la válvula de ad-  
 misión sea sometido al valor de la carga.

Se ha representado igualmente, en la figura 7, en el  
 caso de cargas elevadas, el ciclo del motor de acuerdo con la  
 invención (en trazos gruesos), correspondiendo las fases de -  
 30. compresión y de expansión sensiblemente a las del ciclo clási

co, mientras que la fase de escape (e") corresponde sensiblemente a la del ciclo de Miller.

Según la invención, se trata de conservar las ventajas del ciclo de Miller permitiendo al mismo tiempo asegurar el barrido de los cilindros principalmente a las bajas cargas y/o a las bajas velocidades.

Haciendo referencia nuevamente a la figura 7, se observa que la diferencia entre el ciclo de miller y el de la invención reside principalmente en el hecho de que la válvula de admisión se cierra después del punto muerto inferior del pistón (en el punto A4 de la curva, punto que es sensiblemente simétrico del punto A del ciclo de Miller con relación al punto muerto inferior). Dicho en otros términos en lugar de tener un adelanto del cierre de admisión, se tiene por el contrario un retraso en el cierre.

En estas condiciones, y cuando está abierta la derivación, se disminuye igualmente el volumen de admisión así como la temperatura de los gases al final de la compresión con relación al ciclo Diesel clásico con una fase de compresión efectiva acortada. Principalmente a las bajas cargas y/o a las bajas velocidades, encontrándose cerrada la derivación, toda la carrera de compresión es utilizada como en el caso del ciclo de "Miller", pero además con supresión de todo fenómeno de contra-barrido. Se realiza así un barrido eficaz de los cilindros, como se ha demostrado a continuación con referencia a las figuras 1 a 6.

En la figura 1, se ha representado el cilindro 1 en curso de admisión, con la válvula de admisión 5 abierta y la válvula de escape 8 cerrada. Suponiendo que el motor funcione a baja carga y/o a baja velocidad, la válvula 11 -

se encuentra en posición de cierre, es decir que el aire de admisión penetra libremente en el cilindro por la tubería de unión 4 de una manera clásica.

5. En la figura 2, se ha representado una posición del pistón durante su movimiento ascendente, pero antes del instante de cierre de la válvula de admisión. En estas condiciones, el aire de admisión tiende a ser impulsado hacia el colector de admisión 3, pero ello es impedido por el obturador anti-retorno 9.

10. En la figura 3, se ha representado la posición del pistón 2 en el instante en que se cierra la válvula de admisión, instante que corresponde sensiblemente a un retraso en el cierre por ejemplo de más de 50°. Así pues, durante la carrera (x) del pistón 2 entre las posiciones representadas en las figuras 1 y 3, una cierta cantidad de aire de admisión ha sido aprisionada en la tubería de empalme 4 y ha sido comprimida por el pistón 2 durante su carrera entre su punto muerto inferior y el punto que ha alcanzado cuando se cierra la válvula de admisión.

20. En la figura 4, se ha representado el pistón 2 en la proximidad de su punto muerto superior (PMS) hacia el final de la fase de escape, desarrollándose las fases de fin de compresión y de expansión de una manera en sí conocida. Dado que se tiene un retraso en el cierre de la válvula de escape 8 y un adelanto en el cierre de la válvula de admisión 5, habrá un período en el que las dos válvulas serán abiertas simultáneamente. Por consiguiente, el gas comprimido aprisionado en la tubería de admisión 4 se expandirá y barrerá el cilindro. Este barrido expulsará por tanto los gases de escape calientes residuales y enfriará la válvula de

25.

30.

escape. Seguidamente, el ciclo vuelve a comenzar de una manera idéntica.

En caso de que el motor funcione a carga elevada y/o a velocidad elevada, la tubería de derivación 10 desempeña un papel importante. En efecto, es necesario, con el fin de limitar la temperatura al final de la compresión como en el sistema de Miller, prever una fuga por medio de la tubería de derivación 10.

En la figura 5, se ha representado una posición del pistón correspondiente a la de la figura 1, pero, en este caso, el aire de admisión penetra en el cilindro a la vez por la tubería de unión 4 y por la tubería de derivación 10.

En la figura 6, se ha representado el pistón en una posición correspondiente a la de la figura 2, durante el movimiento ascendente del pistón antes de que sea cerrada la válvula de admisión y, en este caso, hay una impulsión del aire de admisión sin formación de reserva de aire bajo presión.

Anteriormente, se ha descrito principalmente el funcionamiento del dispositivo para las dos condiciones extremas correspondientes a las bajas cargas y/o a las bajas velocidades (válvula 11 cerrada) y a las cargas elevadas y/o velocidades elevadas (válvula 11 abierta), pero como es evidente para cargas intermedias la válvula 11 será más o menos abierta, lo que permite regular la presión en el interior de la tubería de unión 4.

Con referencia nuevamente a la figura 7, la parte B'A' del ciclo de acuerdo con la invención correspondiente, en el caso de cargas y/o de velocidades elevadas, a la carrera del pistón entre su punto muerto inferior y el cierre de

la válvula de admisión, se presenta aproximadamente bajo la forma de una meseta y corresponde a los efectos producidos - por el retraso en el cierre de la válvula de admisión, siendo anulado el efecto del obturador anti-retorno por la fuga en la tubería de derivación abierta.

Así pues, gracias a la reserva de gas almacenado en la tubería de unión con el colector de admisión al final de la fase de admisión, se efectúa, por la expansión de este gas comprimido al comienzo de la fase de barrido del ciclo - siguiente, el barrido del cilindro principalmente a las cargas débiles y/o a las bajas velocidades, y gracias a la tubería de derivación, se conserva las ventajas del ciclo de Miller, es decir que se obtiene una disminución de la temperatura de los gases de escape al final de la compresión, principalmente a las cargas elevadas y/o a las velocidades elevadas.

En el ejemplo representado, se ha situado el obturador anti-retorno 9 en la proximidad inmediata de la unión de la tubería 4 con el colector de admisión. Como es evidente, su posición puede ser más o menos próxima a la válvula de admisión, lo que permite fijar por construcción el volumen de la reserva de gas a cualquier valor predeterminado deseado. - Pero sea cual fuere su posición, el fenómeno del contra-barrido principalmente a las cargas débiles y/o a las bajas velocidades es siempre eliminado.

Con referencia a la figura 9, se ha representado esquemáticamente un segundo modo de realización del dispositivo de acuerdo con la invención que comprende un sistema 109 montado en el conducto de admisión, por ejemplo en la tubería de unión 4, sistema que asegura a la vez las funciones reali

zadas por el obturador anti-retorno y la válvula del primer modo de realización.

Haciendo referencia más particularmente a las figuras 10 a 13, el sistema 109 está constituido por una válvula 110 y un obturador anti-retorno 111. Esta válvula 110 está colocada paralelamente al eje de flujo de la mezcla de admisión con su cabeza situada en el lado del cilindro y su cola situada en el lado del colector de admisión. La válvula 110 coopera con un asiento 112 de tal modo que la apertura de la válvula se efectúe en una dirección inversa de la correspondiente al flujo de la mezcla de admisión. El obturador anti-retorno 111 está constituido de una parte por orificios axiales 113 que atraviesan la cabeza 114 de la válvula, y de otra parte, por ejemplo, por una membrana 115 solidaria de la cabeza 114 de la válvula y susceptible de obturar los orificios 113 previstos en la cabeza de la válvula.

El grado de apertura de la válvula 110 es asegurado por un mando externo 116 que está unido por ejemplo a la cola de la válvula 110 que, a tal efecto, atraviesa de manera estanca la tubería de unión 4 al nivel de un codo de la misma por ejemplo. Esto es igualmente válido para la válvula del primer modo de realización.

El funcionamiento del segundo modo de realización del dispositivo de acuerdo con la invención se basa en el mismo principio que ha sido descrito anteriormente.

En el curso del arranque del motor o cuando funciona a baja carga y/o a baja velocidad, la válvula 110 se encuentra en posición de cierre, es decir apoyada sobre su asiento 112. En estas condiciones y durante las fase de admisión, el obturador 111 se encuentra en posición abierta, es

decir que autoriza el paso de la mezcla en dirección del cilindro por la tubería de unión 4 y por los orificios axiales 113 previstos en la cabeza de la válvula, siendo despegada la membrana 114 de estos orificios bajo la acción de -

5. la aspiración provocada por el descenso del pistón (figura 10). La mezcla que se encuentra aprisionada en el cilindro no puede escapar más que parcialmente por presionización de la tubería de unión 4 ya que, durante la fase de compresión esta mezcla ejerce sobre la membrana 115 una presión que ha

10. ce que la membrana se aplique contra la cabeza de la válvula y obture de este modo los orificios 113, no teniendo esta presión por otra parte efecto alguno sobre la apertura -

15. propiamente dicha de la válvula 110 mantenida por una acción externa en posición cerrada. Dicho de otro modo, el obturador 111 impide la impulsión de la mezcla comprimida más allá de la tubería de unión 4 en dirección del colector de admisión 3 (figura 11).

Por el contrario, a las cargas y/o a las velocidades elevadas del motor la válvula 110 es mantenida, por el

20. mando 116, en posición más o menos abierta, lo que permite de una parte, durante la fase de admisión, el llenado del cilindro (figura 12) y de otra parte, al comienzo de la fase de compresión, dejar escapar una parte de la mezcla comprimida (figura 13). Cuando se encuentra la válvula 110 en

25. posición de apertura, el obturador anti-retorno 111 no desempeña prácticamente función alguna.

El punto de funcionamiento más usual del motor corresponde en efecto a una posición de la válvula 110 próxima a su plena apertura, por lo que es importante destacar -

30. que el obturador anti-retorno no funciona por consiguiente

más que muy raramente, lo que aumenta en consecuencia su -  
durabilidad.

El dispositivo, en los dos modos de realización de  
acuerdo con la invención, permite pues poner igualmente en  
5. práctica muy simplemente el procedimiento anteriormente des-  
crito y que consiste:

- en constituir una reserva de gas comprimido en-  
tre la válvula de admisión 5 y el sistema 109, con preferen-  
cia a las bajas velocidades y/o a las bajas cargas del mo-  
10. tor, reserva de gas que es utilizada seguidamente para ba-  
rrer el cilindro al comienzo de la fase de barrido del ci-  
clo siguiente, estando la válvula 110 prácticamente cerrada,  
y

- en disminuir la relación de compresión efectiva  
15. principalmente a las cargas y/o a las velocidades elevadas,  
encontrándose la válvula 110 en posición más o menos abier-  
ta.

Tal dispositivo permite obtener importantes venta-  
jas si se considera la relación de compresión efectiva y la  
20. cilindrada útil de un motor equipado con tal dispositivo.

Haciendo referencia más particularmente a la figu-  
ra 14, se ha representado gráficamente los diagramas de com-  
presión para diferentes motores, a saber:

- el diagrama A (en trazos continuos finos) para -  
25. un motor clásico,

- el diagrama B (en trazos discontinuos finos) pa-  
ra un motor de baja relación de compresión, por ejemplo in-  
ferior a 10 para un gran motor Diesel y,

- los diagramas C1 a C4 para un motor equipado con  
30. un dispositivo de acuerdo con la invención: correspondiendo

el diagrama C1 (en trazos discontinuos gruesos) a la curva de presión-volumen en el cilindro en el curso del arranque con la válvula 110 en posición cerrada; representado el diagrama C2 (en trazos continuos gruesos) una curva idealizada de presión-volumen al arranque en el cilindro y el conducto deculata con cierre instantáneo de la válvula de admisión - aproximadamente a 100° del árbol-manivela después del punto muerto inferior; representando el diagrama C3 la curva de presión-volumen con la válvula 110 en posición de apertura total; y representando el diagrama C4 la curva de presión-volumen para una apertura intermedia de la válvula 110.

El examen de estas curvas y principalmente de las curvas C1 y C2 muestra que al comienzo de la fase de compresión, la curva C2 se desplaza de la curva C1 en un valor correspondiente sensiblemente al volumen del conducto de la deculata, estando abierta la válvula de admisión 5. Es importante destacar sobre todo, por comparación de las curvas A y C1 y principalmente al final de la compresión (en la proximidad del punto muerto superior), que con un motor equipado con el dispositivo de acuerdo con la invención se tiene una pérdida de compresión ( $\Delta P$ ) baja con relación a un motor clásico, estando la válvula 110 en posición sensiblemente cerrada. Dicho de otro modo, el aumento del volumen perjudicial por medio del sistema 109 no es nefasto para el motor.

Tal dispositivo permite tener para el motor una relación de compresión efectiva variable que es máxima en el arranque y mínima a la potencia nominal. En efecto, en el arranque, a las bajas cargas y/o a las bajas velocidades del motor, estando la válvula 110 prácticamente cerrada, se

comienza la fase de compresión más pronto, es decir que se aumenta la relación de compresión con relación al caso en el que la válvula 110 se encuentra en posición abierta.

Un motor equipado con tal dispositivo alía pues las 5. ventajas de un motor de baja relación de compresión a las fuertes cargas y/o a las fuertes velocidades, y las ventajas de un motor clásico en el arranque, a las bajas cargas y/o a las bajas velocidades.

Esta variación de la relación de compresión efectiva 10. va equivale a tener una cilindrada variable que varía en el mismo sentido que la relación de compresión. En efecto, estando cerrado el obturador, la carrera útil del pistón aumenta.

Tal dispositivo presenta igualmente ciertas ventajas. 15. Permite principalmente descrestar las presiones máximas de combustión cuando está abierta la válvula, lo que permite obtener potencias elevadas dado que es posible utilizar presiones de sobrealimentación más elevadas para compensar la disminución de la cilindrada efectiva. A las cargas y/o a 20. las velocidades parciales, se obtiene un buen rendimiento con relaciones de compresión usuales, estando la válvula 110 cerrada o ligeramente abierta.

Tal dispositivo presenta igualmente otra ventaja que va a ser puesta de manifiesto, para un motor sobrealimentado, con referencia a la figura 15. En esta figura, se ha 25. representado gráficamente las variaciones de la relación de compresión total de la o de las etapas de compresión en función del caudal motor para el caso de un motor clásico (curva D1) y para el caso de un motor equipado con un dispositivo 30. de acuerdo con la invención (curva D2). En este gráfico,

se ha representado igualmente una curva D3 que indica el límite de bombeo del compresor de la etapa de sobrealimentación, curva D3 que divide el plano en dos zonas a saber una zona I donde es imposible el funcionamiento del motor y una zona II donde es posible el funcionamiento, y curvas D4, D5 y D6 que corresponden respectivamente a puntos de funcionamiento a diferentes potencias iguales para las dos curvas - D1 y D2, a saber 25%, 50%, 75%, 100% para la ley de hélice.

Este gráfico permite ver una ventaja que se deriva de la cilindrada variable, es decir que disminuyendo la carga y la velocidad del motor en particular según la ley de hélice, se puede obtener, a velocidades del motor más reducidas por el hecho de que se incrementa la cilindrada cerrando la válvula 110, más caudal absorbido por el motor, es decir que se aleja del límite de bombeo delimitado por la curva D3, lo que es muy favorable. Dicho de otro modo, se obtienen presiones de aire de sobrealimentación antes de la entrada del motor más elevadas a las velocidades parciales, ya que el caudal de gas ofrecido a la turbina cae relativamente poco con la velocidad del motor a causa del aumento de la cilindrada útil.

Haciendo referencia a la figura 16, se ha representado las variaciones de la curva de presión media efectiva máxima ( $P_{me}$ ) para un gran motor fuertemente sobrealimentado en el caso de un motor clásico (curva D7), y en el caso de un gran motor equipado con el dispositivo de acuerdo con la invención (curva D8); representando la curva D9 el funcionamiento de un gran motor que responde a la ley de hélice. Se deduce claramente de la comparación de estas curvas, que a las velocidades parciales se puede realizar pe-

res más elevados con el dispositivo de acuerdo con la invención. Hay que destacar que las variaciones son de igual sentido para motores más pequeños.

- Hay que destacar igualmente que el sistema constituido por la válvula 110 y el obturador anti-retorno 111 -
5. puede ser reemplazado por cualquier sistema equivalente que asegure las mismas funciones que las descritas anteriormente. Además, el grado de apertura de la válvula 110 que se realiza por el mando 116 en función por ejemplo de la velocidad y/o de la carga del motor, tiene por lo menos dos valores respectivamente mínimo y máximo o varía de manera discreta o continua entre estos dos valores límites.
- 10.

- Así pues, con el conjunto de estas características es completamente posible concebir un motor-turbo-compresor en el que el motor se adapta mejor a las características naturales de la turbosoplante.
- 15.

- Otra ventaja de la invención reside en la mejora de la aptitud a las aceleraciones y/o a las tomas de carga rápidas en el caso de los motores fuertemente sobrealimentados gracias a la posibilidad de poder barrer el cilindro, -
20. estando la válvula cerrada, incluso cuando la presión de aire de sobrealimentación es inferior a la presión de gas a la salida del cilindro, lo que es frecuente al comienzo de la fase transitoria de aceleración y/o de toma de carga rápida.
- 25.

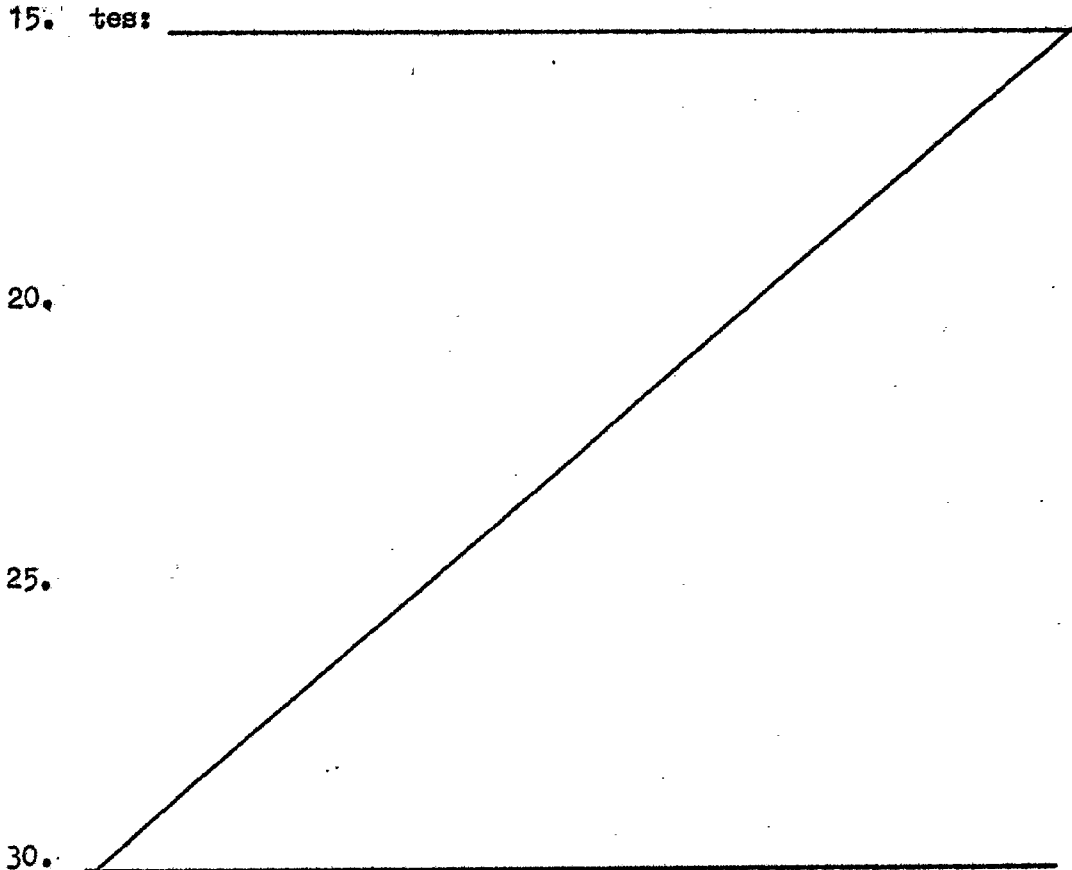
Las ventajas indicadas relativas al barrido, procuradas por la utilización del obturador, existen igualmente en el caso de un motor no sobrealimentado.

- Evidentemente, la invención no se limita en manera alguna a los modos de realización descritos y representados
- 30.

que no han sido dados más que a título de ejemplo. En particular, comprende todos los medios que constituyan equivalentes técnicos de los medios descritos, así como sus combinaciones, si las mismas son ejecutadas según su espíritu y llevadas a la práctica dentro del marco de las reivindicaciones que siguen.

N O T A

La Patente de Invención que se solicita por veinte años, para España, de acuerdo con la vigente Legislación, deberá recaer sobre: "PROCEDIMIENTO Y DISPOSITIVO PARA MEJORAR EL RENDIMIENTO DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA", con Prioridad de las Demandas de Patente en Francia núms. 77 06 614 de fecha 7 de Marzo de 1977 y 78 04 140 de fecha 14 de Febrero de 1978, según las características esenciales de las siguientes:



REIVINDICACIONES

- 1.- Procedimiento y dispositivo para mejorar el --  
rendimiento de un motor de combustión interna tal como un mo-  
tor Diesel, asegurando de una parte un barrido eficaz de --  
5. los cilindros principalmente a las bajas cargas y/o a las ba-  
jas velocidades del motor, y de otra parte una disminución -  
de la relación de compresión efectiva que provoca una reduc-  
ción de las temperaturas con preferencia a las cargas eleva-  
das y/o a las velocidades elevadas del motor, caracterizado  
10. dicho procedimiento porque consiste en constituir, para cada  
cilindro y para cada ciclo de funcionamiento, una reserva -  
de aire comprimido, durante la fase de admisión, con el aire  
de admisión y en comprimirla retardando el cierre de la vál-  
vula de admisión notablemente más allá de los valores habi--  
15. tuales, por ejemplo, de más de 50° de ángulo de rotación del  
árbol-manivela.

- 2.- Procedimiento según la reivindicación 1, caracte-  
rizado porque consiste en barrer cada cilindro antes cita-  
do por la expansión del aire comprimido antes citado al co--  
20. mienzo de la fase de barrido del ciclo siguiente.

- 3.- Procedimiento según la reivindicación 1 ó 2, -  
caracterizado porque consiste en constituir la reserva de --  
gas comprimido antes citada en el conducto de unión del ci--  
lindro con el colector de admisión asociado.

25. 4.- Procedimiento según una de las reivindicacio-  
nes precedentes, caracterizado porque consiste en crear una  
fuga de derivación al nivel de la reserva de gas comprimido  
antes citada en dirección del colector de admisión, para re-  
ducir principalmente la relación de compresión efectiva, con  
30. preferencia a las cargas elevadas y/o a las velocidades ele-

vadas.

5. 5.- Dispositivo para mejorar el rendimiento de un motor de combustión interna, según el procedimiento de una de las reivindicaciones anteriores, cuyo dispositivo está ca-  
 racterizado porque comprende un obturador anti-retorno aloja-  
 do en el conducto de admisión, ya sea en la culata o bien en la tubería de unión del colector de admisión con la culata, siendo delimitada la reserva de gas antes citada entre la --  
 válvula de admisión y dicho obturador.

10. 6.- Dispositivo según la reivindicación 5, caracte-  
 rizado porque comprende igualmente al menos una tubería de -  
 derivación montada entre el colector de admisión y la tube-  
 ría de unión asociada y desembocando en la misma en un punto  
 situado debajo del obturador mencionado, comprendiendo dicha  
 15. tubería de derivación una válvula cuyo grado de apertura es  
 regulable.

20. 7.- Dispositivo según la reivindicación 6, caracte-  
 rizado porque la tubería de derivación antes citada se con-  
 funde con el conducto de admisión, siendo solidario el obtu-  
 rador anti-retorno antes citado de la válvula antes citada y  
 estando constituido por orificios axiales previstos en la ca-  
 beza de la válvula y, por ejemplo, por una membrana solida-  
 ria de la cabeza de válvula y susceptible de obturar dichos  
 orificios.

25. 8.- Dispositivo según la reivindicación 6 ó 7, ca-  
 racterizado porque el grado de apertura de la válvula antes  
 citada se realiza por un mando externo en función por ejem-  
 plo de la velocidad y/o de la carga del motor, y tiene por -  
 lo menos dos valores respectivamente mínimo y máximo o varía  
 30. de manera discreta o continua entre estos dos valores límites.

9.- Dispositivo según la reivindicación 8, caracterizado porque, en posición de cierre de la válvula antes citada, el obturador anti-retorno antes citado permite el paso de la carga de aire o de la mezcla de admisión hacia el cilindro e impide la impulsión de la mezcla ya introducida en este cilindro y ello, en el arranque, a las bajas cargas y/o a las bajas velocidades.

10.- Dispositivo según la reivindicación 8, caracterizado porque la válvula antes citada en posición de apertura autoriza de una parte el paso de la carga de aire o de la mezcla de admisión hacia el cilindro, y de otra parte una impulsión de la mezcla ya introducida en el cilindro, y ello gracias a las cargas elevadas y/o a las velocidades elevadas del motor.

15. 11.- "PROCEDIMIENTO Y DISPOSITIVO PARA MEJORAR EL RENDIMIENTO DE UN MOTOR DE COMBUSTION INTERNA".

Según queda sustancialmente descrito en la presen-

.../...

te Memoria que consta de veinticuatro hojas, escritas a má-  
quina por una sola cara y acompañada de dibujos.

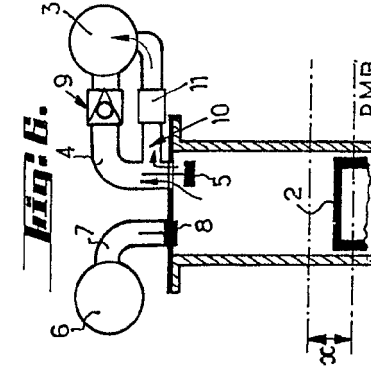
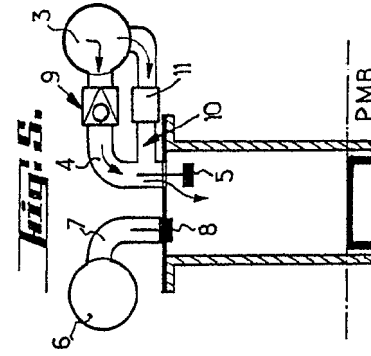
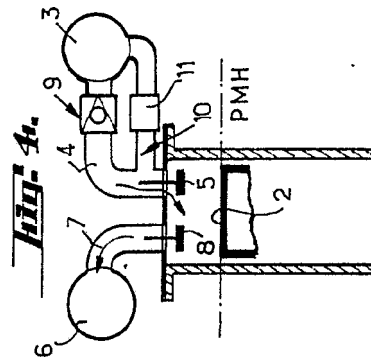
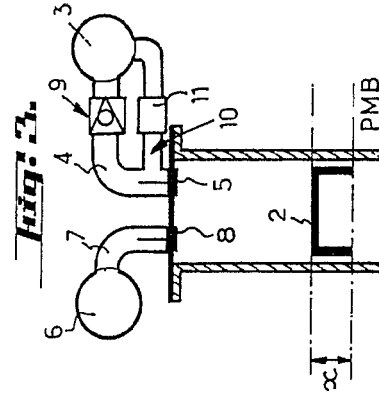
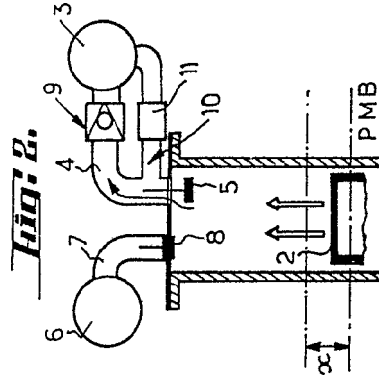
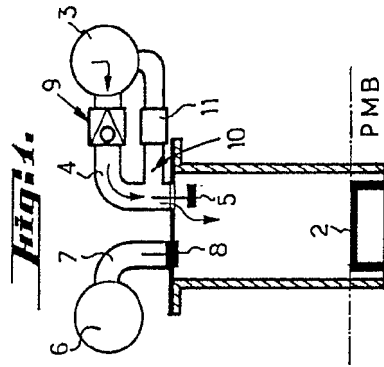
Madrid, 1 7 MAR. 1970

SOCIETE D'ETUDES DE MACHINES  
THERMIQUES S.E.M.T.

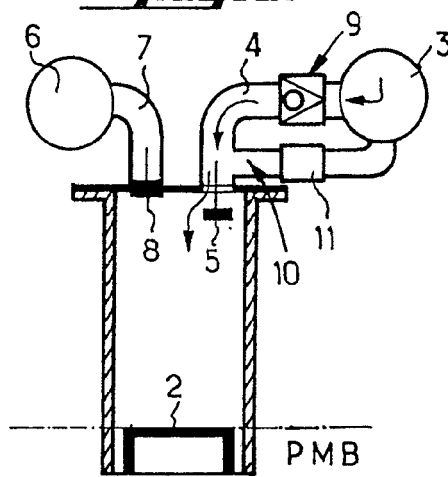
P.P.

FRANCISCO GARCIA CABRERIZO  
P.P.  
Firmado: M<sup>a</sup> Edores Jorquera

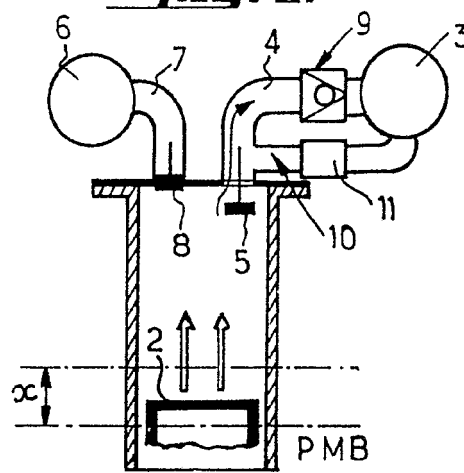
5.



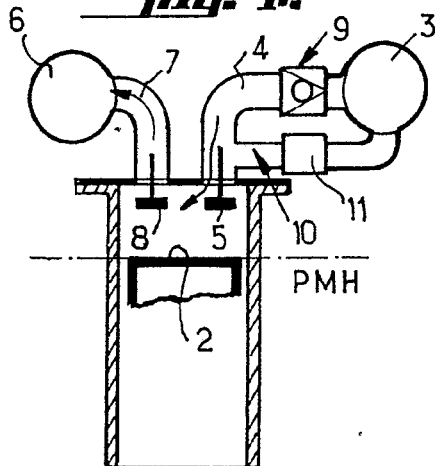
**Fig: 1.**



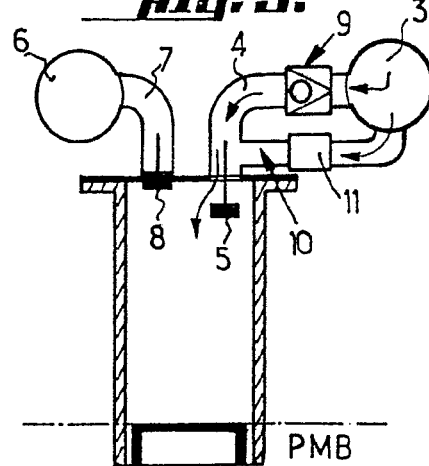
**Fig: 2.**



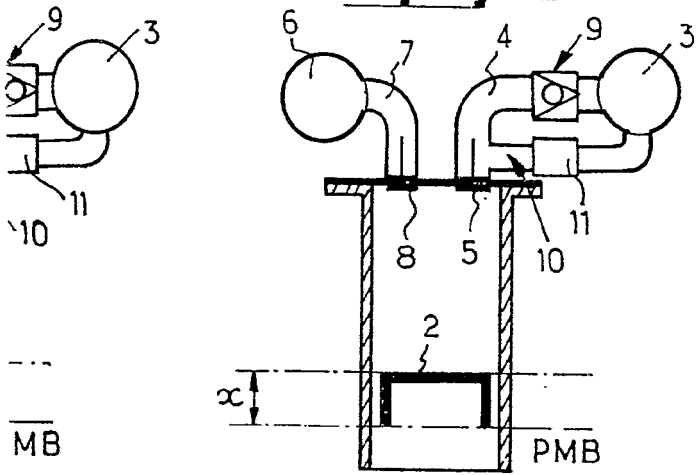
**Fig: 4.**



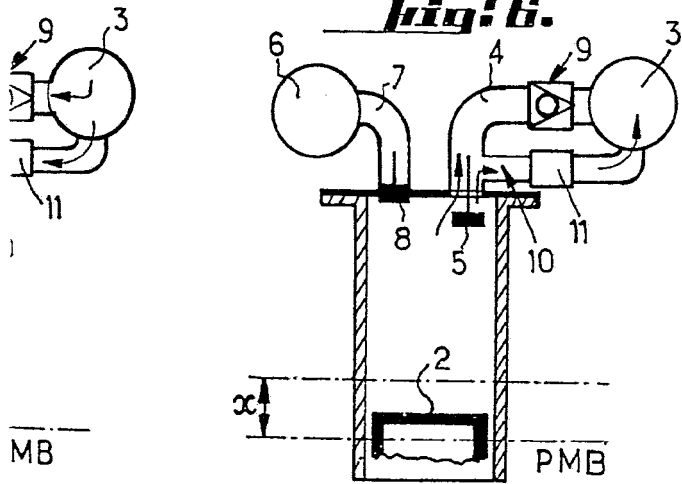
**Fig: 5.**



**Fig. 3.**



**Fig. 6.**

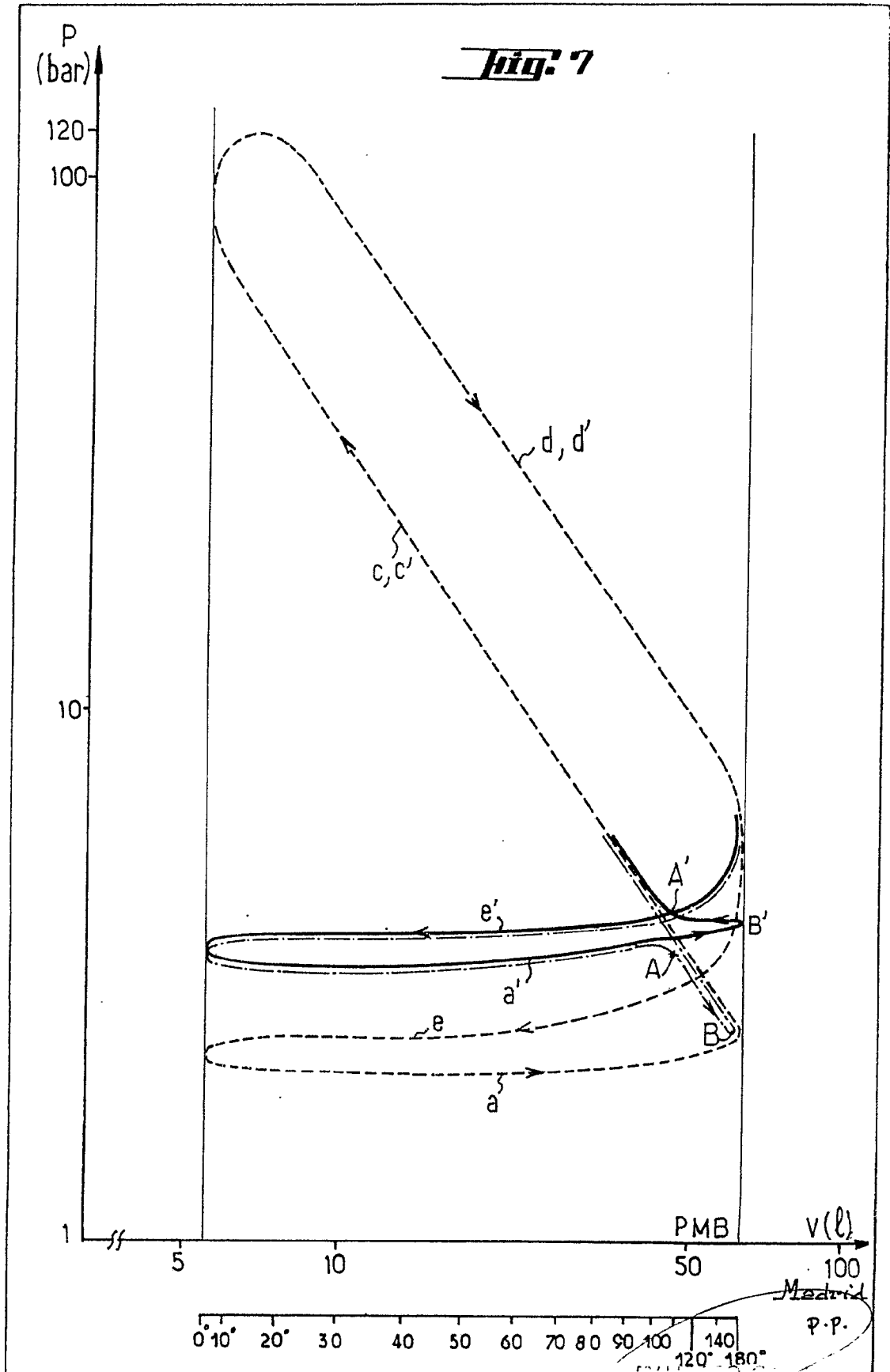


Madrid<sup>r</sup>

P.P.

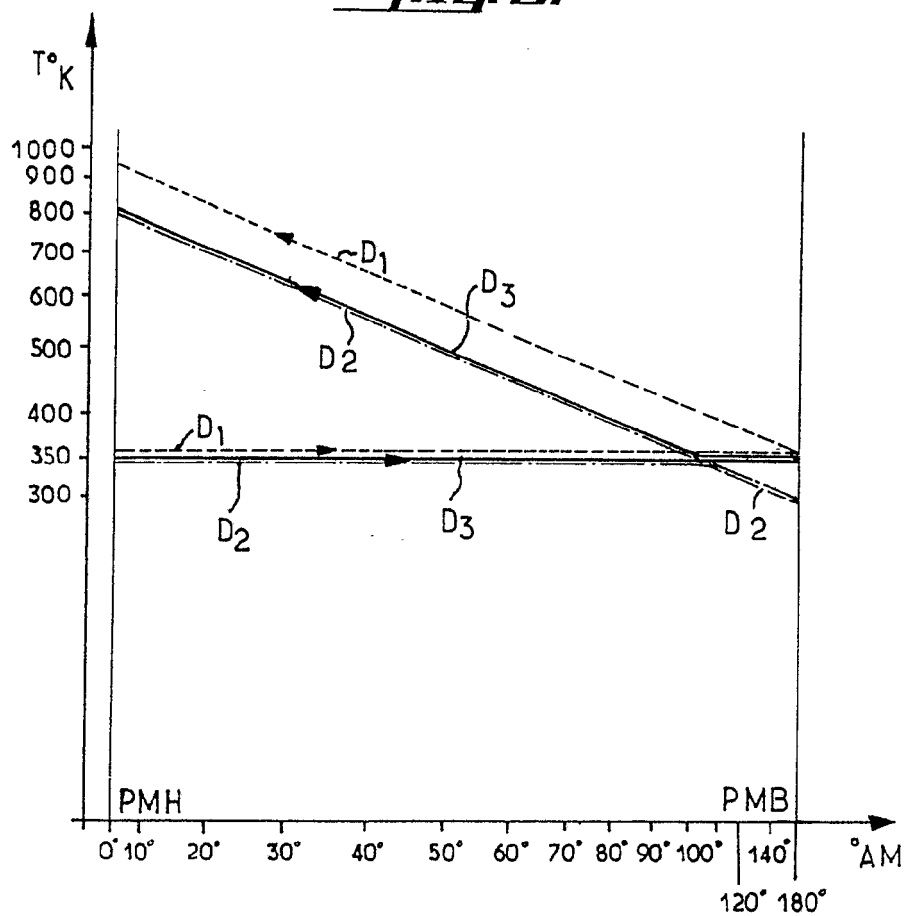
FRANCISCO GARCIA  
F. G.

20



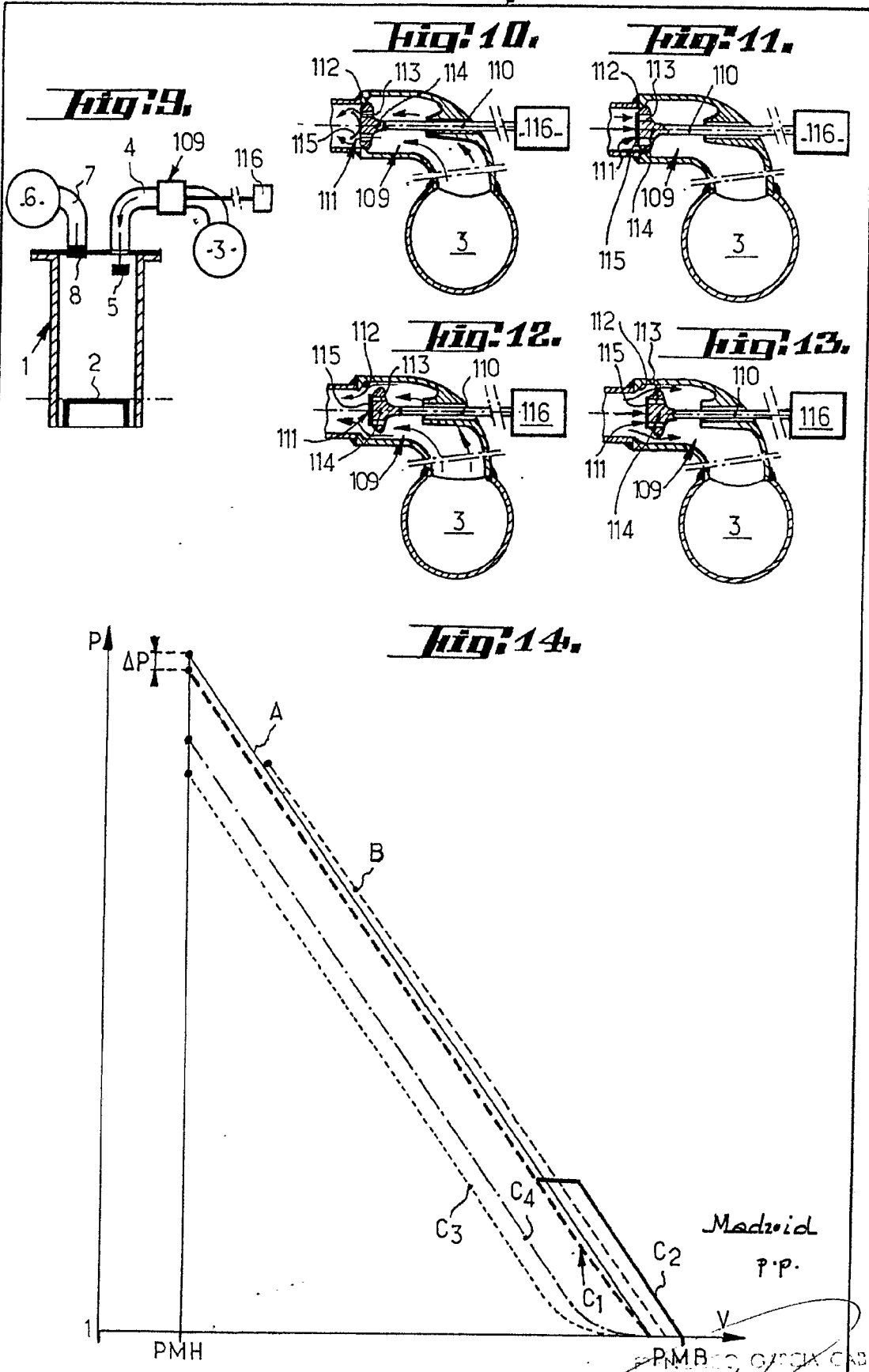
*[Handwritten signature]*

**Fig. B.**



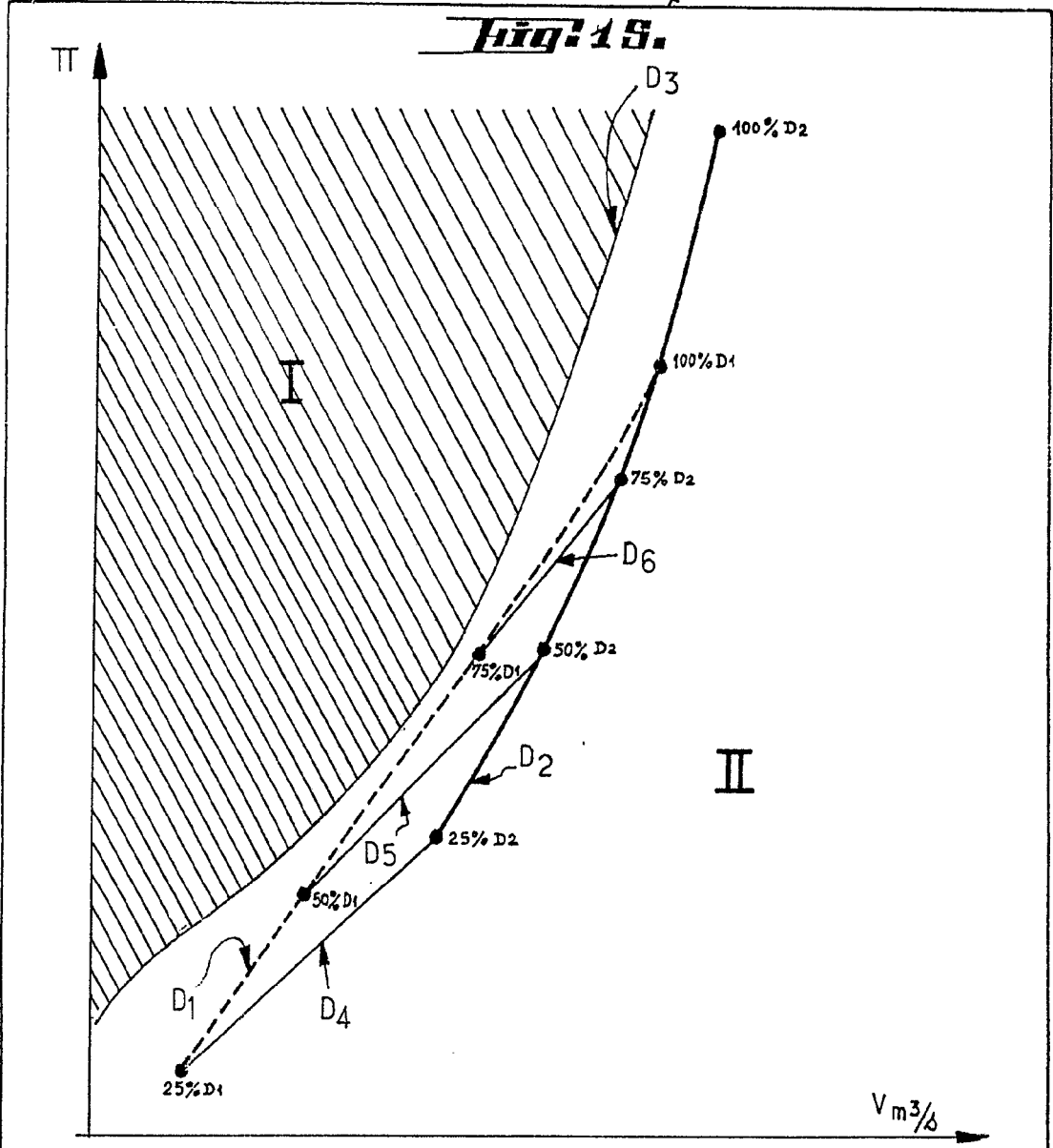
Madrid,  
P.P.

FRANCISCO GARCIA GONZALEZ  
E.T.

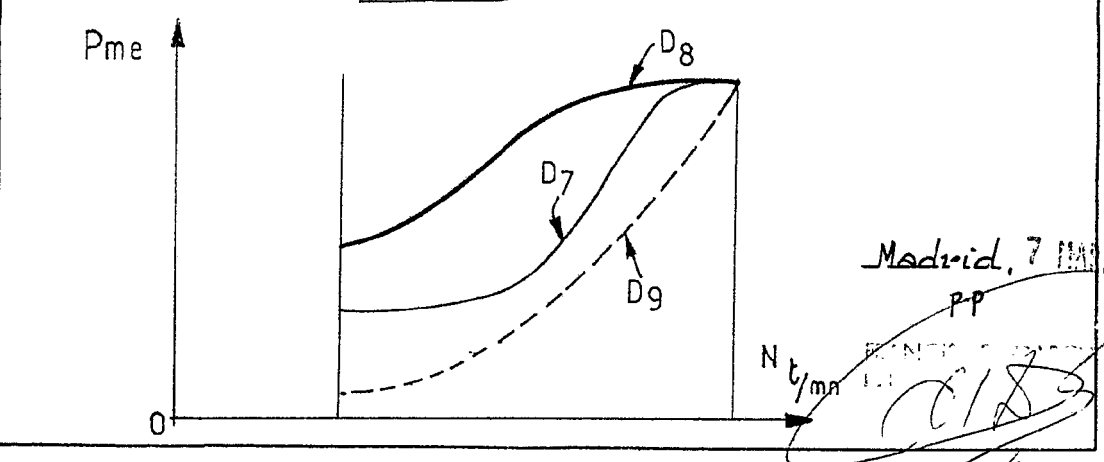


Madrid  
P.P.  
P.M.B. GARCIA CASPESIZO  
E.I.C.  
*[Signature]*

**Fig: 15.**



**Fig: 16.**



Madrid, 7 MAR 1978

PP

N t/mn  
 [Handwritten signature and stamp]