



F. C. 18-11-75

Int. Cl. F02B

407273

PATENTE DE INVENCION

por 20 años

por "UNOS PERFECCIONAMIENTOS EN LOS MOTORES DE COMBUSTION INTERNA", a favor de TERRYTUNE DEVELOPMENTS LIMITED, de nacionalidad británica, domiciliada en LONDON WC1H 9LS (Inglaterra) - Lynton House, 7, Tavistock Square.

=====

MEMORIA DESCRIPTIVA

La presente Patente se refiere a motores de combustión interna que utilizan gasolina como combustible.

Es usual en los vehículos de motor de fabricación en serie el disponer como mecanismo motriz principal un motor de gasolina, de encendido por chispa, de alta velocidad, del tipo dotado de una serie de cilindros, cada uno de los cuales tiene un émbolo montado en su interior y que está dotado de dos (y solamente dos) válvulas dispuestas y controladas separadamente una de otra y

- 5. que constituyen respectivamente, una válvula de admisión única y una válvula de escape asimismo única, cada una de las cuales posee un elemento de cierre montado en la culata del motor para permitir su movimiento de cierre y apertura por contacto con un asiento de válvula (único



- para cada válvula) y que funciona según el ciclo de cuatro tiempos en el cual cada émbolo o pistón es impulsado en su correspondiente cilindro por la expansión de gases calentados por la combustión de la mezcla gasolina-aire suministrada a una cámara de combustión situada en un extremo del cilindro y por medio de la válvula de admisión de dicho cilindro, siendo expulsados los productos de la combustión de cada cilindro por medio de su válvula de escape, pasando a un colector de escape del motor. Se observará que la mayor parte de motores de gasolina fabricados en serie (producción en masa) son de este tipo teniendo la mayoría de ellos relaciones de compresión menores de 11:1. Para mejor conveniencia se designará un motor de combustión interna de este tipo en la memoria siguiente como: un motor del tipo antedicho.

- Se observará que en esta memoria así como, en esta técnica de modo general, se utiliza el término "válvula" en sentido amplio en algunos casos, en el cual designa la combinación de una abertura de válvula (una abertura, en el extremo de un paso de válvula, rodeada por y definida dentro de un asiento de válvula) y un elemento de cierre que comprende un vástago portador de una cabeza en forma de disco que es desplazado hasta establecer contacto o en separación con respecto al asiento de válvula para cerrar o abrir la abertura de la válvula, mientras que en otros casos el término "válvula" es utilizado en su sentido estricto, denotando el órgano de cierre móvil solamente, quedando aclarado el significado por el contexto de la memoria en cada parte determi-



nada de la misma, pero los valores específicos que se suministran para el diámetro de la válvula, indican siempre el diámetro de la cabeza en forma de disco o del elemento móvil de cierre. Sin embargo, se debe observar

5. que el área de la abertura de válvula estará siempre relacionada al diámetro de la cabeza en forma de disco del elemento móvil de cierre, de acuerdo con la práctica usual. Así pues, la referencia a un incremento en el diámetro de una válvula, implica tanto un incremento en el diámetro

10. de la cabeza del elemento móvil y un correspondiente incremento en el diámetro de la abertura de válvula y el asiento circundante de válvula con el cual se adapta la cabeza del elemento móvil.

En la actualidad se acepta de forma general,

15. que en el motor del tipo dicho la válvula de admisión tiene un diámetro mayor que el de la válvula de escape o por lo menos igual al mismo, para optimizar las condiciones de flujo de gases en el motor. Esta suposición se puede haber basado en el razonamiento de que mientras la carrera de escape del émbolo produce un cierto bombeo positivo que puede expulsar los productos de la combustión de forma eficaz a través de un orificio relativamente pequeño (orificio de la válvula de escape) la admisión de aire en cada cilindro que se lleva a cabo solamente por el

20. efecto de succión debido al movimiento del émbolo al alejarse de la culata, requiere un orificio relativamente grande (abertura de la válvula de admisión) para un funcionamiento óptimo del motor.

La literatura técnica indica que la relación

30. de la capacidad de flujo de la válvula de escape con res



- pecto a la válvula de admisión es del orden de 0'60 a 1'0 para la mayor parte de motores de gasolina dependiendo de la capacidad de flujo de una válvula de su diámetro, de forma que unas relaciones de capacidad de flujo de
5. 0'7 y 1'0, por ejemplo, corresponden respectivamente a relaciones de diámetro de válvula de escape a válvula de admisión sustancialmente de 0'83 y 1'0 para válvulas de escape y admisión de diseño similar. Ciertamente, parece haberse aceptado como característica de importancia esencial en la determinación de los tamaños de las válvulas de admisión y de escape, que la capacidad del flujo de la válvula de admisión se debe hacer relativamente grande en vistas a obtener el máximo "rendimiento volumétrico" (definido como la masa de la mezcla fresca que pasa
  15. hacia el cilindro en un ciclo de succión, dividido por la masa de mezcla que llenaría el volumen desplazado por el émbolo a la densidad de la admisión).

- Es interesante recordar que se han llevado a cabo una serie de pruebas por Eppes y otros investigadores en el Massachusetts Institute of Technology, de los cuales se dió cuenta en la nota técnica nº 1365 del National Advisory Comite for Aeronautics, con el título "Efecto del cambio de la relación capacidad de flujo de la válvula de escape a capacidad de flujo de la válvula de admisión, en el rendimiento volumétrico y en la potencia de los motores monocilíndricos". Este informe técnico tenía fecha de octubre de 1947 y a él se hará referencia en esta memoria, como "NACA TN 1365". Estas pruebas se llevaron a cabo en una versión experimental o de laboratorio de un motor de gasolina de cuatro tiempos monocilíndrico
- 20.
  - 25.
  - 30.



- líndrico, de dos válvulas, bajo condiciones estrictamente controladas tales como el mantener la presión en la admisión igual a la presión en el escape y se destinaron a investigar la variación del rendimiento volumétrico y
5. de la presión media efectiva al freno en condiciones que se suponían equivalentes a las relaciones de capacidad del flujo (capacidad de flujo de la válvula de escape a la capacidad de flujo de la válvula de admisión), que variaban de 0'51 a 1'79. El informe llegaba a la conclu-
  10. sión de que bajo las condiciones mantenidas en laboratorio, una relación de capacidades de flujo aproximadamente de 1'00 proporcionaba la mayor presión efectiva al freno y la reducción de la relación de capacidades de flujo de 1'00 a 0'69 afectaba solamente en todo caso en
  15. una pequeña reducción en la presión media efectiva y se conseguía el mayor rendimiento volumétrico en toda la gama de velocidades, con una relación de capacidades de flujo de 0'69 (el aumento de esta proporción a 1'00 proporciona solamente una reducción pequeña, en todo caso,
  20. del rendimiento volumétrico). Una relación de capacidad de flujo de 0'69 se aceptó como correspondiente a una relación de diámetros de válvula de escape a válvula de admisión de 0'83 para válvulas de diseño similar.

- Se debe observar sin embargo, que Eppes y otros
25. investigadores que colaboraron en su experimento no aumentaron realmente los diámetros de válvula, sinó que consiguieron los resultados mediante cambios en la alzada de la válvula, que suponían equivalentes a los cambios postulados en el diámetro de válvula.

30. El NACA TN nº 1365 se refiere a un informe téc



nico anterior (NACA TN n° 915, de noviembre de 1943) sobre una serie de pruebas llevadas a cabo con una forma experimental o de laboratorio de un motor de gasolina monocilíndrico de cuatro tiempos y dos válvulas, de combustión interna, que se hacía funcionar con varios tamaños de válvula de admisión, manteniendo la válvula de escape con unas dimensiones constantes. Las presiones de escape y de admisión se mantuvieron constantes. Estas pruebas primitivas se centraron solamente en los efectos de los cambios en la válvula de admisión y por ello emplearon una válvula de escape mucho más grande que cualquiera de las válvulas de admisión utilizadas, simplemente para minimizar las variaciones debidas a los efectos de escape. Desde luego no se sugirió de modo alguno que una disposición de tal tipo debiera emplearse en ninguna forma práctica de motor destinado a utilizarse como dispositivo motriz, fuera de usos de laboratorio, ni existió sugerencia alguna en este sentido en el NACA TN n° 1365.

También debería mencionarse en referencia a este punto que la memoria alemana n° 330.756 (Kuers) describió una forma primitiva de un motor de combustión interna de dos válvulas, con una válvula de escape mayor que la válvula de admisión. Sin embargo, el motor que experimentó Kuers era básicamente muy diferente de cualquier motor del tipo mencionado; en dicho motor Kuers el combustible, por ejemplo petróleo crudo, pasaba a través de la válvula de admisión en forma líquida. La válvula de escape se situó esencialmente por debajo de la válvula de admisión, para recibir el combustible líquido, de modo que el contacto con la válvula de escape caliente



5. pudiera producir la vaporización del combustible de alto punto de ebullición en la cámara de combustión. La válvula de escape se realizó, por lo tanto, lo más grande posible y en forma de platillo, simplemente para favorecer esta vaporización.

10. Los resultados de las pruebas según el NACA TN nº 1365, obtenidos con un motor que tenía un parecido mucho más grande con los motores de tipo mencionado que el motor Kuers, pareció abonar la suposición de que no se podría alcanzar ningún resultado útil aumentando el tamaño de la válvula de escape por encima del de la válvula de admisión y se indicó consiguientemente que para asegurar la mayor capacidad de la válvula de admisión factible, un buen compromiso de diseño sería hacer que la relación de capacidad de flujo de la válvula de escape con respecto a la válvula de admisión estuviera entre 0'70 y 15. 0'75. Con un diseño de válvulas de ese tipo, para un cilindro de dos válvulas, esto da un diámetro de válvula de escape con una relación entre 0'83 y 0'87 del diámetro de la válvula de admisión. 20.

25. De acuerdo con esto, la práctica generalmente aceptada con los motores convencionales del tipo mencionado ha sido hacer que las válvulas de escape tengan el menor diámetro que las válvulas de admisión, aunque ocasionalmente se han utilizado válvulas de igual tamaño.

30. En términos de factores tales como potencia, economía de combustible y efectos de polución atmosférica, sin embargo, el rendimiento de los motores convencionales de serie, del tipo antedicho, difícilmente se puede decir que hayan alcanzado la perfección. Realmente,



se encuentran en uso diario tantos motores de este tipo que incluso mejoras relativamente pequeñas en su rendimiento pueden tener una gran importancia comercial.

- Contrariamente al claro predominio de la opinión anteriormente generalizada y de la práctica habitual, la presente Invención se basa en el descubrimiento sorprendente de que se pueden conseguir ventajas generales por ejemplo en términos de economía de combustible y/o reducción de la polución atmosférica por la emisión
5. de polucionantes, adaptando un motor de combustión interna del tipo antedicho de manera que emplee válvulas de escape que, como mínimo sean un 7% mayores en su superficie que las válvulas de admisión. Esto proporciona un nuevo criterio de diseño que es directamente contrario a la
10. opinión generalizada y a la práctica habitual que ha reportado hasta el momento un fuerte perjuicio contra la posibilidad de que se pudieran conseguir ventajas significativas por la utilización de válvulas de escape mayores que las válvulas de admisión en un motor del tipo an
15. tedicho.
- 20.

- De acuerdo con un aspecto de la presente Invención, se prevé un motor de combustión interna, de encendido por chispa y de alta velocidad, destinado a impulsar un vehículo de motor, del tipo que tiene una serie
25. de cilindros cada uno de los cuales posee un émbolo montado en su interior y que está dotado de dos (y solamente dos) válvulas dispuestas y controladas separadamente una de otra y que constituyen respectivamente una válvula de admisión única y una válvula de escape asimismo úni
30. ca, comprendiendo cada una de dichas válvulas un elemento



de cierre montado en una culata del motor a efectos de su desplazamiento hasta establecer contacto y en separación de un asiento de válvula (asiento único) y funcionando de acuerdo con un ciclo de cuatro tiempos en el

5. cual cada pistón es impulsado en el interior de su cilindro correspondiente por la expansión de gases calentados por la combustión de una mezcla gasolina-aire suministrada a una cámara de combustión situada en un extremo del cilindro por medio de la válvula de admisión del cilindro,

10. siendo expulsados los productos de combustión desde cada cilindro, por medio de su correspondiente válvula de escape, pasando a un colector de escape del motor y de manera que la relación de compresión del motor es menor de 11:1, caracterizándose porque la superficie de la

15. válvula de escape de cada cilindro es, como mínimo, un 7% mayor que la de la válvula de admisión.

Una forma perfeccionada de motor, que incorpore la presente invención, se puede diseñar y fabricar utilizando técnicas normales de la fabricación en serie

20. adaptadas de manera sencilla para proporcionar al motor las correspondientes válvulas de escape y admisión, de manera que las válvulas de escape sean como mínimo un 7% mayores en su superficie que las válvulas de admisión.

Un motor de este tipo se puede utilizar, por

25. ejemplo, para impulsar un vehículo dotado de ruedas, con los medios de transmisión usuales para transmitir el impulso o esfuerzo del motor por lo menos a una rueda del vehículo. Asimismo, desde luego, este motor se podrá utilizar para impulsar un vehículo acuático, que poseyera

30. medios de transmisión apropiados para transmitir el es-



fuerzo del motor al eje de la hélice del vehículo.

Como medida provisional, el nuevo criterio de diseño de la presente invención se puede aplicar con buenos resultados en la mejora del rendimiento de algunos

5. motores existentes. Así pues, de acuerdo con un segundo aspecto de la presente invención, se da a conocer un método para perfeccionar un motor de combustión interna, de encendido por chispa, de alta velocidad, para impulsar un vehículo a motor, del tipo que dispone de una serie
10. de cilindros, cada uno de los cuales tiene un pistón montado en su interior y que está dotado de dos (y solamente dos) válvulas, dispuestas y controladas separadamente una de otra y que constituyen respectivamente una válvula de admisión única y una válvula de escape única,
15. poseyendo cada una de dichas válvulas un elemento de cierre montado en una culata del motor, para su desplazamiento estableciendo contacto y separándose con respecto a un asiento de válvula para el mismo (asiento único) y funcionando de acuerdo con un ciclo de cuatro tiempos
20. en el cual cada pistón es impulsado en su cilindro por la expansión de gases calentados por la combustión de una mezcla combustible-aire suministrada a una cámara de combustión situada en un extremo del cilindro por medio de la válvula de admisión del cilindro, siendo expulsados
25. los productos de la combustión de cada cilindro por medio de su válvula de escape, pasando a un colector de escape del motor, siendo menor la relación de compresión del motor de 11:1 y siendo las válvulas de escape de menor área que las válvulas de admisión, comprendiendo dicho método
30. todo la fase de modificar el motor para transformarlo en



un motor de combustión interna que es del tipo dicho, excepto en el hecho de que la superficie de la válvula de escape de cada cilindro del motor modificado es, como mínimo, mayor en un 7% que la de la válvula de admisión.

5. Por lo tanto, es posible conseguir mejoras significativas en el rendimiento de algunos motores de tipo comercial, de fabricación en serie, del tipo antedicho, en los cuales las válvulas de escape son menores que las válvulas de admisión (existiendo la posibilidad de que lleguen a ser iguales), modificando el motor para transformarlo en un motor del tipo antedicho, en el que la superficie de la válvula de escape de cada cilindro sea de más de 7% mayor que la válvula de admisión, siendo tal la naturaleza de la invención que la experimentación usual con factores tales como carburación y encendido posibilita conseguir el equilibrado deseado entre el incremento en la economía de combustible (más kilómetros por litro) y reducción de la proporción de ciertos agentes polucionantes (por ejemplo hidrocarburos y monóxido de carbono) en los gases de escape, sin una sensible pérdida de potencia.

Esta modificación se puede conseguir, por ejemplo, sustituyendo la culata original por una culata de recambio constituida de manera que reciba válvulas de escape y de admisión tales que las válvulas de escape sean más de 7% mayores en superficie que las válvulas de admisión. De esta manera, de acuerdo con un tercer aspecto de la presente invención, se proporciona una culata para un motor de combustión interna, de encendido por chispa



- y de alta velocidad para impulsar un vehículo de motor, del tipo que tiene una serie de cilindros distintos, cada uno de los cuales tiene un pistón montado en su interior y está dotado de dos válvulas (y solamente dos) dispuestas y controladas separadamente una de otra y constituyendo correspondientemente una sola válvula de admisión y una sola válvula de escape, comprendiendo cada una de dichas válvulas un elemento de cierre montado en una culata del motor a efectos de su desplazamiento en aproximación y separación de un asiento de válvula (asiento único) y funcionando de acuerdo con un ciclo de cuatro tiempos, en el cual cada émbolo es impulsado en su cilindro por la expansión de los gases calentados por la combustión de una mezcla gasolina-aire suministrada a una cámara de combustión situada en un extremo del cilindro por medio de la válvula de admisión del cilindro, siendo expulsados los productos de la combustión desde cada cilindro por medio de su correspondiente válvula de escape, pasando a un colector de escape del motor y siendo la relación de compresión del motor menor de 11:1, caracterizándose porque la culata está dotada de asientos de válvula de escape y asiento de válvula de admisión, para las válvulas de escape y de admisión correspondientes del motor, dimensionados respectivamente para cada cilindro de manera que permitan que la válvula de escape sea, como mínimo, un 7% mayor en superficie que la válvula de admisión del propio cilindro.
- 5.
  - 10.
  - 15.
  - 20.
  - 25.

Los resultados conseguidos por la aplicación de la invención a un motor de gasolina de encendido por chispa que originalmente tenía la forma convencional,

- 30.



- se pueden mejorar en algunos casos reduciendo la relación de compresión del motor y/o incrementando el tamaño de los carburadores del motor. De esta manera, si bien parece que las relaciones de compresión de los motores a
5. los cuales se aplica la invención se encontrara generalmente entre 7:1 y 11:1, es preferible en algunos casos, como por ejemplo desde el punto de vista de optimizar el consumo de combustible, que el motor al cual se aplica la invención tenga una relación de compresión reducida,
  10. por ejemplo entre 7:1 y 8,5:1.

- Las pruebas llevadas a cabo sugieren que la superficie de la válvula de escape de un motor al cual se aplica la invención variará preferentemente entre 15% y 65% mayor que la superficie de la válvula de admisión
15. pero, desde luego, se apreciará la necesidad de una cierta experimentación rutinaria para determinar la mejor manera de aplicar la invención a cualquier forma determinada del motor del tipo antedicho.

- El efecto de polución ambiental por el plomo contenido en los gases de escape de los motores de elevada compresión actuales, utilizando gasolinas de elevado poder actidetonante, con su contenido de plomo correspondientemente elevado para reducir el picado del motor, es otro problema que pueden ayudar a reducir las realizaciones de la presente invención.
20. contenido en los gases de escape de los motores de elevada compresión actuales, utilizando gasolinas de elevado poder actidetonante, con su contenido de plomo correspondientemente elevado para reducir el picado del motor, es otro problema que pueden ayudar a reducir las realizaciones de la presente invención.
  25. nes de la presente invención.

- La alternativa de utilizar combustibles de bajo octano y diseñar motores que funcionen con una relación de compresión correspondientemente baja, parece poco atractiva a causa del descenso de rendimiento que se asocia con dichas disminuciones en la relación de compresión
30. asocia con dichas disminuciones en la relación de compresión



- sión (con una capacidad dada del motor). Las pruebas llevadas a cabo en los motores de explosión comerciales del tipo mencionado, sin embargo, indican que aunque el rendimiento se reduce, tal como se esperaba, cuando el motor se modifica para funcionar con relaciones de compresión más bajas (por ejemplo 7'4:1) y de acuerdo con ello se hacen funcionar con gasolinas de 91 octanos, la aplicación de la presente invención a esta forma modificada de motor puede dar como resultado cifras de rendimiento que no son inferiores de forma significativa a los obtenidos, con el motor original cuando funciona con combustibles de 97 octanos, antes de la reducción de la relación de compresión. Desde luego, la utilización de combustibles de 91 octanos en vez de gasolina de 97 octanos, por ejemplo, puede dar lugar al importante resultado de reducir de modo significativo el contenido de plomo de los gases de escape.

- Los beneficios que se pueden conseguir por medio de la presente invención pueden ser debidos quizás a una expulsión más eficaz de los productos de la combustión a causa de la superficie mayor de válvula o de paso de escape, de forma que cada mezcla de combustible subsiguiente contiene menos gases quemados. De esta manera, el rendimiento de la combustión del motor se puede mejorar de forma aparente para proporcionar mayor potencia, par y/o mejor consumo específico de combustible y/o una reducción en la proporción de ciertos polucionantes en los gases de escape.

- El hecho de que los resultados interesantes que se pueden conseguir por la presente invención no se



evidenciaron por las pruebas objeto del informe NACA TN nº 1365, puede atribuirse probablemente en cierta medida, al hecho de que dichas pruebas se llevaron a cabo solamente con un motor monocilíndrico de laboratorio, que

5. funcionaba en condiciones poco normales de aspiración, tales como hacer que la presión en el escape se mantuviera igual a la presión en la admisión y que se emplearon variaciones supuestamente equivalentes en la alzada de la válvula en vez de verdaderas variaciones en los diámetros

10. de las válvulas. Por ejemplo, la variación de la alzada de la válvula puede no afectar el flujo inicial de salida de gases de escape, en el inicio del ciclo de escape, en la misma medida que la verdadera variación del diámetro de la válvula de escape.

15. Para su mejor comprensión, se hace referencia a unos dibujos adjuntos que representan esquemáticamente la presente invención.

La figura 1 muestra una sección longitudinal parcial de un primer motor del tipo mencionado al cual

20. se ha aplicado la presente invención.

La figura 2 muestra una sección situada en ángulo recto con respecto al plano de la figura 1, de una parte del motor mostrado en la figura 1.

La figura 3 muestra una vista lateral de un vehículo a motor dotado de ruedas.

25.

La figura 4 muestra una vista lateral de un vehículo acuático a motor.

La figura 1 muestra el ámbolo y disposición de válvulas de un cilindro de un motor automóvil inglés, muy

30. conocido, con una cilindrada aproximadamente de 1300 cm<sup>3</sup>.



Este motor es de cuatro cilindros y tiene en su forma normal una relación de compresión de 9'2:1. La figura 1 muestra sin embargo el motor una vez modificado de acuerdo con la presente invención, del modo que se describirá

5. en más detalle a continuación con referencia a la figura 2. Se apreciará que la bujía y otros detalles del cilindro mostrado y el resto del motor no se muestran en los dibujos por conveniencia, siendo estas características puramente convencionales y no requiriendo ninguna explicación adicional.

10.

La figura 1 indica las paredes que limitan el cilindro mostrado con los numerales -1- y una culata -2- está montada de forma convencional en la parte alta del cilindro. Un émbolo -3- está montado con capacidad de deslizamiento en el interior del cilindro y está conectado de forma convencional mediante una biela -4- al cigüeñal del motor (no mostrado). La corona o cabeza del pistón -3- está refundida centralmente para proporcionar una cámara de combustión -15-.

15.

La culata -2- está dotada de dos válvulas para cada cilindro, siendo respectivamente la válvula de admisión normal -5- y una válvula de escape -6-. La válvula de admisión -5- comprende un elemento móvil de cierre -7- cuya cabeza de diámetro D (medida tal como se indica para

20. la válvula de escape en la figura 2) está constituida por una superficie troncocónica -8- adaptada para encajar con un asiento de válvula asimismo troncocónico -9- formado en la superficie o zona inferior de la culata -2- alrededor de la válvula de escape. La abertura de la válvula de

25. admisión, a través de la cual la mezcla de combustible-aire

30.



vaporizada abandona el paso de admisión -11- para entrar en la cámara de combustión -12- (aquella parte del interior del cilindro que está situada por encima de la cabeza del pistón -3-) en el curso del ciclo o tiempo de admisión del pistón, está definido por la periferia interna del asiento troncocónico de válvula -9- y la válvula de admisión -7- es desplazable hacia abajo contra la acción del resorte -10-, para abrir la abertura correspondiente de admisión al desplazarse el pistón hacia abajo en el curso de su ciclo de admisión.

La válvula de escape -6- está construida de una forma generalmente similar a la válvula de admisión -5-, tal como se indica con los numerales -7'-, -8'- y -9'-, siendo desplazable hacia abajo del modo usual contra la acción del resorte -10'-, para permitir que los productos gaseosos de la combustión puedan pasar de la cámara de combustión -12- hacia el paso -13- de escape durante un movimiento hacia arriba del pistón -3-, durante la carrera de escape. El plano de la abertura de la válvula de escape se indica en la figura 2 por la línea A-A.

El funcionamiento de las válvulas se controla de forma convencional por un eje de levas lateral situado en el bloque de cilindros y disponiéndose impulsores o varillas impulsoras que controlan los balancines montados sobre soportes adecuados de la culata, entrando en contacto con las válvulas -7- y -7'- en sus extremos superiores, de forma bien conocida. Puesto que esa disposición de accionamiento de válvula es convencional, no se muestra en los dibujos.

La figura 2 (en la cual la culata se muestra



invertida en comparación con la figura 1) muestra de forma más detallada la estructura de la válvula de escape, pero la forma general de la válvula de admisión -5- y del paso de válvula -11- se pueden considerar, a los efectos de la descripción siguiente, como similares de forma general al de la válvula de escape -6- y al paso -13- de la válvula de escape.

Los detalles del motor ilustrado en su forma "standard", suministrado como dispositivo motriz en un automóvil inglés de tipo conocido son los siguientes:

- |     |  |                                     |
|-----|--|-------------------------------------|
| 10. | Diámetro de la válvula de admisión (D)                             | 35'71 mm.                           |
|     | Diámetro de la válvula de escape (D)                               | 31'75 mm.                           |
|     | Diámetro de la abertura de admisión (A-A)                          | 32'3 mm.                            |
|     | Diámetro de la abertura de escape (en A-A)                         | 26'0 mm.                            |
| 15. | Diámetro del paso de admisión según Y-Y en la figura 2             | 31'0 mm.                            |
|     | Diámetro del paso de la válvula de escape según Y-Y                | 25'0 mm.                            |
|     | Diámetro del paso de la válvula de escape según B-B en la figura 2 | 28'0 mm.                            |
| 20. | Avance del encendido (estático)                                    | 6º antes del punto muerto superior. |

A efectos de comparación, un motor de este tipo, en forma standard, se probó con combustible de 97 octanos en condiciones de laboratorio, con los siguientes resultados (corregidos a una temperatura de 37'8°C y una presión de aire seco de 747'27 mm. de Hg):

- |     |                         |       |
|-----|-------------------------|-------|
| 25. | Potencia al freno (BHP) |       |
|     | a 5.000 r.p.m.          | 51'12 |
| 30. | Potencia al freno a     |       |
|     | 6.000 r.p.m.            | 45'22 |

407273



23

Consumo específico de com  
 bustible a 5.000 r.p.m. 274,5 grs/BHP/hora  
 (0'606 libras/BHP/hora)

Consumo específico de com  
 5. bustible a 6.000 r.p.m. 342 grs/BHP/hora  
 (0'755 libras/BHP/hora)

Temperatura de escape a  
 5.000 r.p.m. 745° C

Temperatura de escape a  
 10. 6.000 r.p.m. 770° C

El motor funcionó a una presión constante de  
 aceite de 2'80 Kgs/cm<sup>2</sup> (41 libras pulgada<sup>2</sup>), permanecien  
 do estable la temperatura de escape y no aparecieron sín  
 tomas de sobrecalentamiento. El tamaño usual y la forma  
 15. del asiento de la válvula de escape y el paso de la vál-  
 vula de escape en las proximidades inmediatas de la abe  
 rtura de escape son las que se indican por líneas de pun  
 tos -14- en la figura 2.

Las pruebas se llevaron a cabo con intervalos  
 20. sustancialmente de 1.000 r.p.m., desde 6.000 r.p.m. has  
 ta 1.000 r.p.m., midiendo la potencia al freno, el par y  
 el consumo específico de combustible en cada punto, des  
 pués de lo cual el motor se hacía funcionar una segunda  
 vez en las mismas condiciones excepto en que en este se  
 25. gundo juego de pruebas, se hacían las mediciones de con  
 tenido de monóxido de carbono y de hidrocarburos no que  
 mados de los gases de escape.

La presente invención se aplicó entonces a es  
 te motor, haciendo más grande la abertura de escape, pa  
 30. ra conseguir sustancialmente 7% de aumento en el área de



la válvula ( $\gamma$  D<sup>2</sup>/4), que la válvula de admisión. La forma del paso -13- de la válvula de escape se rebajó por lo tanto de modo correspondiente, ligeramente, en las proximidades inmediatas de la abertura de escape, para evitar la presencia de un escalón en el diámetro en las proximidades de la válvula, pero el motor se dejó por todo lo demás de forma convencional. Los detalles significativos del motor modificado fueron los siguientes:

- |     |   |           |
|-----|---|-----------|
|     | Diámetro de la válvula de admisión (D)    | 35'72 mm. |
| 10. | Diámetro de la válvula de escape (D)      | 37'0 mm.  |
|     | Diámetro de la abertura de admisión (A-A) | 32'3 mm.  |
|     | Diámetro de la abertura de escape (A-A)   | 32'6 mm.  |
|     | Diámetro del paso de admisión en Y-Y      | 31'0 mm.  |
|     | Diámetro del paso de escape en Y-Y        | 25'0 mm.  |
| 15. | Diámetro del paso de escape en B-B        | 28'0 mm.  |

Las pruebas que se han descrito anteriormente, en relación con el motor en forma normal se repitieron en el motor modificado. En ningún momento apareció un funcionamiento irregular del motor ni apareció ningún síntoma de vibraciones de cigüeñal o tendencia a sobrecalentamiento.

Las nuevas pruebas mostraron ciertas mejoras en el par a 1.000 r.p.m. y a 6.000 r.p.m. pero una cierta caída en el par en la gama media desde 1.200 r.p.m. aproximadamente hasta 5.000 r.p.m. Este aplanamiento de la curva de par, sin embargo, puede ser ventajoso al proporcionar una gama más ancha de velocidades de motor utilizables. El consumo específico de combustible era muy parecido en la forma normal del motor, excepto en lo que respecta a una elevación hasta 370 grs/BHP/hora (0'817



- libras/BHP/hora) a 6.000 r.p.m., lo cual no se consideró inaceptable en vista de las otras ventajas conseguidas. La potencia al freno permaneció muy similar a la del motor normal para velocidades hasta 5.000 r.p.m. (en la
5. que la cifra correspondiente para un motor modificado fué de 51'7 BHP), pero luego aumentó de modo significativo por encima de los valores del motor normal y proporcionaron una pérdida de potencia mucho más reducida, dando un valor de 51'7 BHP también a 6.000 r.p.m. Por lo
  10. tanto, se consiguió un incremento de potencia de aproximadamente 14% a 6.000 r.p.m. Además, el contenido de hidrocarburos de los gases de escape mostró una mejora sensible, reduciéndose hasta aproximadamente 50% a (3.000 r.p.m.), en comparación con las cifras correspondientes
  15. del motor normal. La temperatura de escape del motor modificado en comparación con el motor normal disminuyó 19°C a 6.000 r.p.m. y 5°C a 5.000 r.p.m.

- Se observó que se podían conseguir otras mejoras en el rendimiento del motor (particularmente las cifras de potencia BHP medias y en el consumo específico
20. de combustible) aumentando el tamaño de la válvula de escape hasta hacer su área ( $\pi D^2/4$ ) aproximadamente 26% mayor que el de la válvula de admisión. Para conseguir estas mejoras adicionales, sin embargo, se observó que
  25. era necesario (además de hacer más grande la válvula de escape) sustituir el carburador normal suministrado con el motor usual por un carburador que normalmente se monta en una versión de 1600 cm<sup>3</sup> del motor estudiado, con un nuevo colector de admisión adecuado y haciendo funcionar
  30. el motor sin filtro de aire. Esto es interesante en su sim

407273



plificación con respecto a otros posibles desarrollos de la presente invención.

- Al final de las pruebas (todas ellas utilizando combustible de 97 octanos), no apareció síntoma alguno de pistones quemados o de excesivos desgastes de válvula, hundimiento de asientos o picado de asientos, a pesar que las válvulas de sustitución (-7'-) que se habían utilizado, eran del material normal de las válvulas de admisión, sin ningún acabado especial.
- 5.
10. En vistas a comprobar la sospecha o impresión de que el grado prácticamente útil de agrandamiento de la válvula de escape de acuerdo con la presente invención, sería mayor con un motor de relación de compresión baja que con un motor de relación de compresión alta, el motor normal de 1.300 cm<sup>3</sup> descrito anteriormente se modificó
15. para funcionar con una relación de compresión solamente de 7'4: 1. Esto se hizo mecanizando la cabeza o corona del pistón (alrededor del refundido -15- que forma la cámara de combustión) para eliminar 3'55 mm. (0'14") del mismo y rebajando de forma similar la cámara de combustión en el refundido -15- de forma uniforme (manteniendo su forma básica) para darle un volumen de 25 cm<sup>3</sup>. El volumen total de la cámara de combustión, incluyendo el
20. juego para la junta de culata, fue entonces sustancialmente 50 cm<sup>3</sup>. Utilizando entonces la culata y válvulas
25. normales y sin hacer ninguna modificación más al motor, se llevó a cabo una prueba tal como se ha dicho anteriormente excepto en el hecho de que las lecturas se llevan a cabo a velocidades desde 6.000 r.p.m. hasta sustancialmente 2.000 r.p.m. solamente, y que el combustible utili
- 30.



zado era solamente de 91 octanos, con los siguientes resultados (corregidos de igual modo al descrito):

Potencia al freno a 5.000 r.p.m. 44'28

Potencia al freno a 6.000 r.p.m. 37'06

5. Consumo específico de combustible a 5.000 r.p.m. 309'3 grs/BHP/hora (0'683 libras/BHP/hora)

Consumo específico de combustible a 6.000 r.p.m. 401'3 grs/BHP/hora (0'886 libras/BHP/hora)

10.

La temperatura de los gases de escape a las velocidades de 5.000 r.p.m. hacia arriba era superior a los 800° C, llegando a un máximo de 850° C, y al par alcanzó solamente 7'55 mx Kg. (55'93 libras pie), (a 3.000 r.p.m.)

15. descendiendo a 4'51 mx Kg. (33'48 libras pie), (a 6.000 r.p.m.).

El motor funcionó satisfactoriamente excepto en lo que se refiere al excesivo calor en el escape, aunque el consumo específico de combustible era más bien alto.

20.

Una culata modificada de acuerdo con la presente Invención, para proporcionar una superficie de la válvula de escape mayor en un 7% que la válvula de admisión, se montó en el motor, teniendo dicho motor modificado los siguientes detalles o características dimensionales:

25.

Diámetro de la válvula de admisión (D) 35'72 mm.

Diámetro de la válvula de escape (D) 37'0 mm.

Diámetro de la abertura de admisión (en A-A) 32'3 mm.

Diámetro del orificio de escape (en A-A) 32'6 mm.

30. Diámetro del paso de admisión en Y-Y 31'0 mm.



Diámetro del paso de escape en Y-Y 27'0 mm.

Diámetro del paso de escape en B-B 28'0 mm.

El motor de baja compresión resultante, sin ningún otro cambio en comparación con el motor descrito

5. de baja compresión de tipo normal, se sometió a las mismas pruebas. Se observaron algunas mejoras en el rendimiento por los resultados de la prueba (en comparación con los que se habían conseguido en la forma de baja compresión del motor original) pero se consiguieron resultados

10. mucho mejores en una serie siguiente de pruebas similares en el motor con la culata modificada nuevamente para hacer la válvula de escape 26% mayor en su área que la válvula de admisión, se acuerdo con los siguientes detalles o características constructivas:

15. Diámetro de la válvula de admisión (D) 35'72 mm.

Diámetro de la válvula de escape (D) 40'1 mm.

Diámetro de la abertura de admisión (en A-A) 32'3 mm.

Diámetro de la válvula de escape en (A-A) 35'0 mm.

Diámetro del paso de admisión en Y-Y 31'0 mm.

20. Diámetro del paso de escape en Y-Y 29'0 mm.

Diámetro de la abertura de escape en B-B 28'0 mm.

En esta forma, la culata tenía la forma mostrada en la figura 2 en línea llena, en las proximidades de la válvula de escape -6-. En las pruebas, el motor pareció

25. funcionar con mayor suavidad y arrancar más fácilmente. Se observaron los siguientes resultados durante las pruebas (utilizando un combustible de 91 octanos):

Potencia al freno en caballos a

5.000 r.p.m. 47'15

30. Potencia al freno a 6000 r.p.m. 45'05



Consumo específico de combustible a 5000 r.p.m. 285 grs/BHP/hora  
(0'631 libras/BHP/hora)

5. Consumo específico de combustible a 6.000 r.p.m. 324 grs/BHP/hora  
(0'717 libras/BHP/hora)

La potencia en BHP se mantuvo por encima de los valores conseguidos (con la relación de compresión más baja) con la culata normal y válvulas normales en toda la gama de pruebas (mostrando un aumento de potencia aproximadamente de 21% a 6.000 r.p.m.). El par a 2.000 r.p.m., mostró una mejora de unas 0'67 mx Kg. (5 libras pie) y el par siguió una curva continua permaneciendo por lo menos 0'4 mx Kg. (3 libras pie) por encima del conseguido en una culata normal (con los émbolos de caja compresión) en toda la gama de pruebas.

Las temperaturas de escape se disminuyeron en 50° C en comparación con el motor de baja compresión que utilizaba la culata normal. El contenido de hidrocarburos de los gases de escape fue ligeramente superior que con la culata normal (motor con baja relación de compresión) a 5.000 y 6.000 r.p.m., pero fue sensiblemente más bajo que el de la culata normal a 3.000 r.p.m. El contenido en CO de los gases de escape fue algo más alto que el de la culata normal. El consumo específico de combustible fue significativamente más bajo que el de la culata normal en toda la gama de pruebas.

Asi pues, la aplicación de la invención a un motor de baja relación de compresión se vió que proporcionaba sensibles mejoras tanto en par, como en la potencia.



cia al freno, con reducción en las temperaturas del escape y unas cifras del consumo de combustible sensiblemente mejores.

- Al igual que con el motor de elevada relación
5. de compresión, se realizaron pruebas con el motor de relación de compresión modificado con un carburador mayor y sin el filtro de aire, indicando los resultados unas mejoras adicionales en potencia al freno, par y consumo específico de combustible. En realidad, se observó una
  10. potencia indicada de 51,3 BHP a 5.000 r.p.m., siendo esta cifra 0'18 BHP mayor que la conseguida con el motor en su forma convencional de alta compresión. Estos resultados de la versión de baja compresión del motor parecen eliminar dicha suposición o sospecha.
  15. Además de estas pruebas de laboratorio, la invención se ha aplicado a una serie de motores montados en vehículos y después probados en carretera, con unos resultados muy interesantes en términos de mejor consumo de combustible, mejor aceleración y mayor velocidad máxi
  20. ma. Todas estas mejoras se consiguieron como resultado de modificar el motor montando las válvulas de escape mayores que las válvulas de admisión, aunque en algunos casos se apreció deseable, para conseguir nuevos resultados, montar carburadores más grandes en el motor. Dichas
  25. explicaciones prácticas de la invención se han realizado en varios motores de explosión, con diferentes grados de éxito, haciendo las válvulas de escape ( $\approx D^2/4$ ) aproximadamente 13%, 18%, 21%, 22%, e incluso 65% mayor que las válvulas de admisión correspondientes.
  30. Además, se ha observado que algunas aplicacio-



nes de la invención posibilitan a un motor con una relación de compresión hasta 10:1 que pueda funcionar satisfactoriamente con un combustible de 91 octanos sin retraso de la combustión. Sin embargo, se cree que se pueden conseguir mejores resultados, generalmente, en tales casos, si se disminuye la relación de compresión.

Un motor de acuerdo con las figuras 1 y 2, al cual se ha aplicado a la presente invención, se puede aplicar como dispositivo motriz -100- en cada uno de los vehículos a motor mostrados en las figuras 3 y 4, en los que un sistema de transmisión convencional -101- está montado para transmitir el impulso de forma usual desde los motores -100- a las ruedas -102- y a una hélice -103- respectivamente.

Todo cuanto no afecte, altere, cambie o modifique la esencia de los perfeccionamientos descritos, será variable a los efectos de la actual Patente.

N O T A.

Se reivindica como objeto de esta Patente de

Invención:

1.- Unos perfeccionamientos en los motores de combustión interna, del tipo de encendido por chispa y de alta velocidad, destinados a impulsar vehículos de motor, del tipo que poseen varios cilindros, cada uno de los cuales tiene un émbolo montado en su interior y que está dotado de dos válvulas (dos válvulas únicas), dispuestas y controladas separadamente una de otra y constituyendo respectivamente una válvula de admisión única y una válvula de escape asimismo única, comprendiendo cada una de dichas válvulas un elemento de cierre montado en

*me*



una culata del motor para su desplazamiento en contacto de cierre y de apertura con respecto a un asiento de válvula (asiento único) y funcionando de acuerdo con un ciclo de cuatro tiempos, en el cual cada émbolo es impulsado en su cilindro correspondiente por la expansión de gases calentados por la combustión de una mezcla gasolina-aire suministrada a una cámara de combustión situada en un extremo del cilindro a través de la válvula de admisión del cilindro, siendo expulsados los productos de la combustión desde cada cilindro por medio de su correspondiente válvula de escape, pasando a un colector de escape del motor y siendo la relación de compresión del motor menor de 11:1, caracterizándose porque la superficie ( $\pi D^2/4$ ) de la válvula de escape de cada cilindro es por lo menos un 7% mayor que la de la válvula de admisión.

2.- Unos perfeccionamientos en los motores de combustión interna, según la reivindicación 1, caracterizados porque la relación de compresión del motor se encuentra comprendida entre 7:1 y 8,5:1.

20. 3.- Unos perfeccionamientos en los motores de combustión interna, según la reivindicación 1, caracterizados porque la válvula de escape tiene una superficie ( $\pi D^2/4$ ) que es entre 15% y 65% mayor que la superficie de la válvula de admisión.

25. 4.- Unos perfeccionamientos en los motores de combustión interna, según las reivindicaciones anteriores, aplicables a un motor del tipo de encendido por chispa, de alta velocidad, destinado a impulsar un vehículo de motor, del tipo que posee varios cilindros, cada uno de los cuales posee un émbolo montado en su interior y

*me*



- que está dotado de dos válvulas (dos válvulas únicas), dispuestas y controladas separadamente entre sí y que constituyen respectivamente una válvula única de admisión y una válvula única de escape, comprendiendo cada
5. una de dichas válvulas un elemento de cierre montado en una culata del motor destinándose a su desplazamiento estableciendo contacto y separándose de un asiento de válvula (asiento único) y funcionando de acuerdo con un ciclo de cuatro tiempos en el cual cada émbolo está impulsado
10. en su cilindro por la expansión de gases calentados por la combustión de una mezcla gasolina-aire suministrada a una cámara de combustión situada en un extremo del cilindro a través de la válvula de admisión del cilindro, siendo impulsados los productos de la combustión de cada
15. cilindro por medio de su correspondiente válvula de escape, pasando a un colector de escape del motor, siendo la relación de compresión del motor menor de 11:1, y siendo la superficie de las válvulas de escape ( $\pi D^2/4$ ) menor que las válvulas de admisión, caracterizadas por la fase
20. de modificación del motor para transformarlo en un motor de combustión interna del tipo antedicho excepto en que la superficie ( $\pi D^2/4$ ) en la válvula de escape de cada cilindro es por lo menos un 7% mayor que la de la válvula de admisión.
25. 5.- Unos perfeccionamientos en los motores de combustión interna, según la reivindicación 4, caracterizados porque la superficie de la válvula de escape ( $\pi D^2/4$ ) se hace de un 15% hasta 65% mayor que el área de la válvula de admisión.
30. 6.- Unos perfeccionamientos en los motores de

*M. C.*



combustión interna, según la reivindicación 4, caracteri-  
zados por una fase adicional de modificación en la que  
se reduce la relación de compresión del motor.

- 7.- Unos perfeccionamientos en los motores de  
5. combustión interna, según la reivindicación 6, en los que  
después de la modificación del motor su relación de com-  
presión se encuentra entre 7:1 y 8,5:1.

- 8.- Unos perfeccionamientos en los motores de  
combustión interna, según las reivindicaciones anterio-  
10. res, aplicables a un motor del tipo de encendido por chis-  
pa, de alta velocidad, destinado a impulsar un vehículo  
a motor, del tipo que posee varios cilindros, cada uno  
de los cuales tiene un émbolo montado en su interior y  
que está dotado de dos válvulas (dos válvulas únicas),  
15. dispuestas y controladas separadamente una de otra y cons-  
tituyendo respectivamente una sola válvula de admisión y  
una sola válvula de escape, comprendiendo cada una de di-  
chas válvulas un elemento de cierre montado en una cula-  
ta del motor, permitiendo su movimiento hasta establecer  
20. contacto de cierre y separación del mismo con un asiento  
de válvula (asiento único) y funcionando de acuerdo con  
el ciclo de cuatro tiempos, en el que cada émbolo es im-  
pulsado en su cilindro por la expansión de gases calenta-  
dos por la combustión de una mezcla gasolina-aire suminis-  
25. trada a una cámara de combustión situada en un extremo  
del cilindro a través de la válvula de admisión del cilin-  
dro, siendo expulsados los productos de la combustión de  
cada cilindro por medio de su válvula de escape, pasando  
a un colector de escape del motor y siendo la relación  
30. de compresión del motor menor de 11:1, caracterizados por

*McE*  
30.



que la culata está dotada de asientos de válvula de escape y de válvula de admisión, respectivamente para las válvulas de escape y las válvulas de admisión del motor, dimensionados respectivamente, para cada cilindro, de manera que la válvula de escape sea por lo menos un 7% mayor en superficie ( $\pi D^2/4$ ) que la válvula de admisión del cilindro.

9.- Unos perfeccionamientos en los motores de combustión interna, según la reivindicación 8, caracterizados porque la superficie de la válvula de escape ( $\pi D^2/4$ ) es de 15% a 65% mayor que la superficie de la válvula de admisión.

Sean cuales fueren las circunstancias que concurran en la esencialidad de la Patente de Invención, definida en las anteriores reivindicaciones, cuyo objeto es:

10.- "UNOS PERFECCIONAMIENTOS EN LOS MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA".

Consta la presente memoria de treinta y una hojas foliadas, mecanografiadas por una sola cara y de los dibujos unidos a la misma.

Barcelona, 23 ABR. 1975

P.A. de TERRYTUNE DEVELOPMENTS LIMITED,

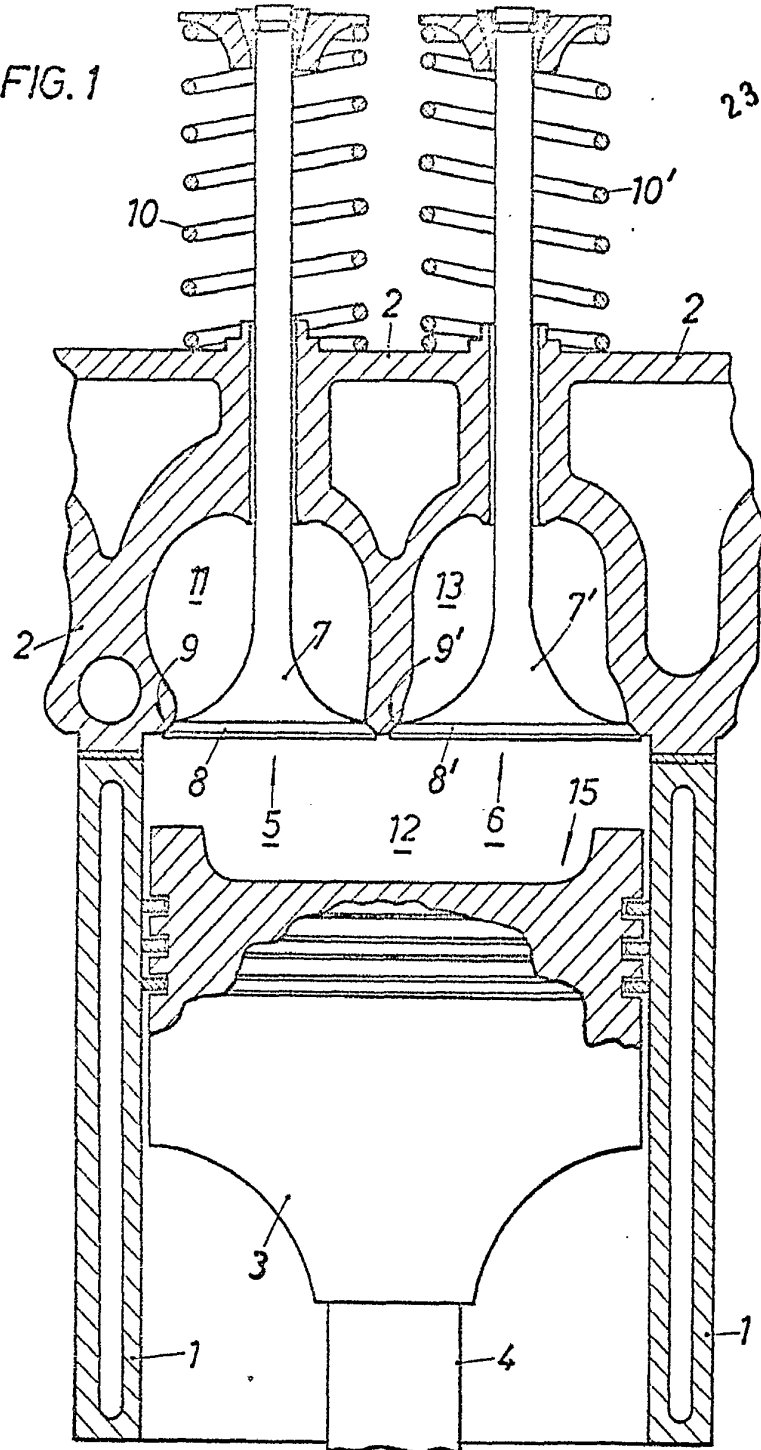
ALFONSO DURÁN  
P. P.

Fdo.: Luls Durán Benejam

*me*

JR/mc.

FIG. 1



BARCELONA, 23 ABR. 1975

P.A. ALFONSO DURÁN  
P. P.

Fdo.: Luis Durán Benajam

ESCALA VARIABLE

407273

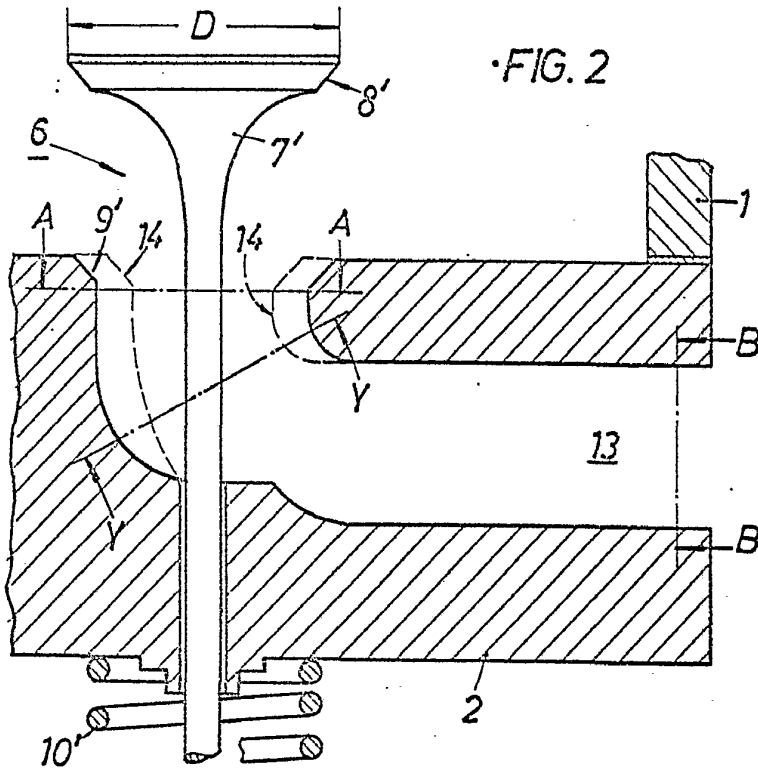


FIG. 2

FIG. 3

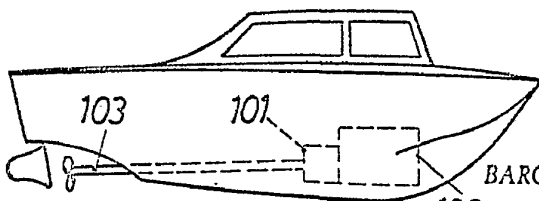
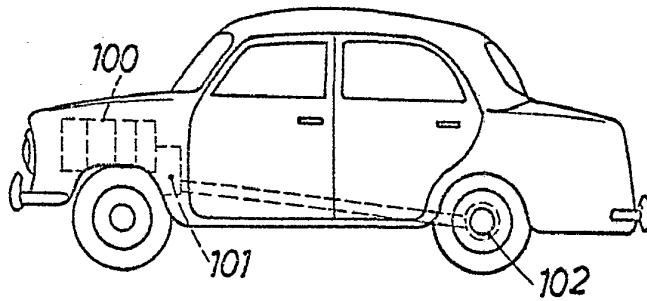


FIG. 4

BARCELONA, 23 ABR. 1975

100 P.A.  
ALFONSO DURAN  
P. P.

*[Handwritten signature]*  
Fdo.: Luis Durán Benejam

ESCALA VARIABLE