



## TÍTULO DE PATENTE NO. 302088

**Titular(es):** SCUDERI GROUP LLC  
**Domicilio:** 1111 Elm Street, Suite 4, West Springfield, Massachusetts, 01089, E.U.A.  
**Denominación:** MOTOR DE CICLO DIVIDIDO CON APERTURA DE VALVULA DE COMPRESION DE CRUCE TEMPRANA  
**Clasificación:** Int.CI.8: F02B25/00; F02B33/22  
**Inventor(es):** FORD A. PHILLIPS

### SOLICITUD

**Número:**

1024/2009/011292

**Fecha de presentación internacional:**

11 de Junio de 2008

**País:**

US

**PRIORIDAD**

**Fecha:**

7 de agosto de 2007

**Número:**

60/963,742

**Vigencia:** Veinte años

**Fecha de Vencimiento:** 11 de junio de 2028

La patente de referencia se otorga con fundamento en los artículos 1º, 2º fracción V, 6º fracción III, y 59 de la Ley de la Propiedad Industrial.

De conformidad con el artículo 23 de la Ley de la Propiedad Industrial, la presente patente tiene una vigencia de veinte años improrrogables, contada a partir de la fecha de presentación de la solicitud internacional y estará sujeta al pago de la tarifa para mantener vigentes los derechos.

Quien suscribe el presente título lo hace con fundamento en lo dispuesto por los artículos 6º fracciones III y 7º bis 2 de la Ley de la Propiedad Industrial (Diario Oficial de la Federación (D.O.F.) 27/04/1993, reformada el 02/08/1994, 26/12/1997, 17/05/1999, 26/01/2004, 16/06/2005 y 25/01/2006); artículos 1º, 3º fracción V inciso a), sub inciso ii), 4º y 12º fracciones I y III del Reglamento del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial (D.O.F. 14/12/1999, reformado el 01/07/2002, 15/07/2004, 28/07/2004 y 7/09/2007); artículos 1º, 3º, 4º, 5º fracción V inciso a), sub inciso ii), 16 fracciones I y III y 30 del Estatuto Orgánico del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial (D.O.F. 27/12/1999, reformado el 10/10/2002, 29/07/2004, 04/08/2004 y 13/09/2007); 1º, 3º y 5º inciso a) y antepenúltimo párrafo del Acuerdo que delega facultades en los Directores Generales Adjuntos, Coordinador, Directores Divisionales, Titulares de las Oficinas Regionales, Subdirectores Divisionales, Coordinadores Departamentales y otros subalternos del Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial, (D.O.F. 15/12/1999, reformado el 04/02/2000, 29/07/2004, 04/08/2004 y 13/09/2007).

**Fecha de expedición:** 7 de agosto de 2012

**SUBDIRECTORA DIVISIONAL DE EXAMEN DE FONDO DE PATENTES,  
ÁREAS BIOTECNOLÓGICA, FARMACÉUTICA Y QUÍMICA**

**M. EN C. INGRID MACIEL PEDROTE**



MOTOR DE CICLO DIVIDIDO CON APERTURA DE VÁLVULA



COMPRESIÓN

DE CRUCE TEMPRANA

DESCRIPCIÓN DE LA INVENCION

Instituto  
Mexicano  
de la Propiedad  
Industrial

La presente invención se refiere a un motor de ciclo dividido que tiene un par de pistones en los cuales un pistón se utiliza para las carreras de admisión y compresión y el otro pistón se utiliza para las carreras de expansión (o potencia) y escape, con cada una de las cuatro carreras siendo completada en una revolución del cigüeñal.

Para propósitos de claridad, el término "motor convencional" como se utiliza en la presente solicitud se refiere a un motor de combustión interna donde las cuatro carreras del ciclo Otto bien conocido (es decir, las carreras de admisión, compresión, expansión y escape) se contienen en cada combinación de pistón/cilindro del motor. También, para propósitos de claridad, la siguiente definición se ofrece para el término "motor de ciclo dividido" que puede aplicarse a motores descritos en la técnica anterior y como se refiere en la presente solicitud.

Un motor de ciclo dividido como se refiere en la presente comprende:

un cigüeñal que puede girar sobre un eje de cigüeñal;



un pistón de compresión recibido deslizable dentro de un cilindro de compresión y conectado en forma operativa al cigüeñal de modo que el pistón de compresión alterna a través de una carrera de admisión y una carrera de compresión durante una sola rotación del cigüeñal;

un pistón de expansión (potencia) recibido en forma deslizable dentro de un cilindro de expansión y conectado en forma operativa al cigüeñal de modo que el pistón de expansión alterna a través de una carrera de expansión y una carrera de escape durante una sola rotación del cigüeñal; y

un pasaje de cruce que interconecta los cilindros de compresión y expansión, el pasaje de cruce incluye una válvula de compresión de cruce (XovrC) y una válvula de expansión de cruce (XovrE) que definen una cámara de presión entre las mismas.

La Patente Norteamericana 6,543,225 concedida el 8 de abril de 2003 para Carmelo J. Scuderi (en la presente "Scuderi") contiene una discusión extensiva de motores de ciclo dividido y tipo similares. Además, la patente describe detalles de una versión anterior de un motor de la cual la presente invención comprende un desarrollo adicional.

Con referencia a la FIGURA 1, una modalidad ejemplar de un concepto de motor de ciclo dividido de la técnica anterior del tipo descrito en Scuderi se muestra generalmente por el número 10. El motor 10 de ciclo dividido

reemplaza dos cilindros adyacentes de un motor de cuatro  
 carreras convencional con una combinación de un cilindro  
 de compresión y un cilindro 14 de expansión. Estos  
 cilindros 12, 14 desempeñan sus funciones respectivas una vez  
 por revolución del cigüeñal 16. El aire de admisión y la  
 carga de combustible se extraen en el cilindro 12 de  
 compresión a través de válvulas 18 de admisión tipo barras  
 típicas. El pistón 20 del cilindro de compresión presuriza la  
 carga e impulsa la carga a través del pasaje 22 de cruce, el  
 cual actúa como el pasaje de admisión para el cilindro 14 de  
 expansión.

Una válvula 24 de compresión de cruce (XovrC) tipo  
 retención en la entrada del pasaje de cruce se utiliza para  
 evitar el flujo inverso del pasaje 22 de cruce hacia el  
 cilindro 12 de compresión. Es decir, la válvula 24 de  
 retención sólo permite el flujo de aire en una dirección  
 desde el cilindro 12 de compresión hacia el pasaje 22 de  
 cruce.

Una válvula 26 de expansión de cruce (XovrE) en la  
 salida del pasaje 22 de cruce controla el flujo de la carga  
 de admisión presurizada de modo que la carga completamente  
 entra al cilindro 14 de expansión brevemente después de que  
 el pistón 30 de expansión alcanza su posición de punto muerto  
 superior. La bujía 28 se enciende poco después de que la  
 carga de admisión entra al cilindro 14 de expansión y la



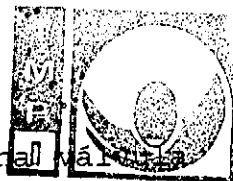


combustión resultante impulsa el pistón 30 de expansión hacia el punto muerto inferior (BDC). Los gases de escape se bombean del cilindro de expansión a través de las válvulas de escape de barra.

5                   Con referencia a la FIGURA 2, se describe un diseño de la técnica anterior alternativo de un motor 33 de ciclo dividido en la patente Norteamericana 6,789,514 para Suh et al. (en la presente "Suh"). Como se ilustra en la FIGURA 2, (correspondiendo con la FIGURA 4a de Suh), el motor 33 de ciclo dividido incluye un cilindro 34 de compresión y un cilindro 35 de expansión interconectados por un pasaje 36 de cruce. Un pistón 37 de compresión y un pistón 38 de expansión alternan en cilindros 34 y 35, respectivamente. Una válvula 39 de XovrC tipo barra que se abre hacia dentro y una válvula 15 40 de XovrE que abre hacia adentro controlan el flujo de la carga 41 de combustible/aire comprimida a través del pasaje 36 de cruce y hacia el cilindro 35 de expansión donde la carga 41 se enciende por una bujía 42.

20                   Por lo menos dos formas en las cuales difiere el motor 33 de ciclo dividido de Suh del motor 10 de ciclo dividido de Scuderi son:

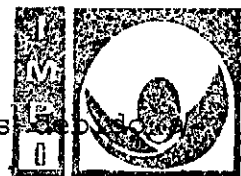
1)    la carga 41 de combustible/aire se enciende antes de que el pistón 38 de expansión alcance su posición de TDC (véase Suh, columna 14, líneas 39-41) en lugar de después 25 de su posición de TDC; y



2) la válvula 39 de XovrC de Suh es una válvula de barra que se abre hacia dentro (véase Suh, columna 14, líneas 29-30) en lugar de una válvula de retención.

Con referencia a la FIGURA 3 (correspondiendo con la FIGURA 5 de Suh), Suh es similar a Scuderi ya que evita el flujo inverso del pasaje 36 de cruce hacia el cilindro 34 de compresión al sincronizar la válvula 39 de XovrC para que abra posteriormente, es decir, se abra cuando exista una diferencial de presión positiva desde el cilindro 34 hasta el pasaje 36. La gráfica 43 muestra la relación de la presión de pasaje de cruce (línea 44) con la presión del cilindro de compresión (línea 45) así como la sincronización de la apertura de la válvula de XovrE (línea 46), el cierre de la válvula de XovrE (línea 47), la apertura de la válvula de XovrC (línea 48) y el cierre de la válvula de XovrC (línea 49). Puesto que la válvula de XovrC se sincroniza para abrir solamente en alrededor de 60 grados antes del TDC del pistón 37 de compresión, cuando la presión 45 del cilindro de compresión es mayor que la presión 44 del pasaje de cruce, el flujo inverso del pasaje 36 de cruce hasta el cilindro 34 de compresión se evita.

Para motores de ciclo dividido, especialmente para motores de ciclo dividido que encienden su carga después de que el pistón de expansión alcanza su posición de punto muerto superior (tal como Scuderi), el accionamiento dinámico

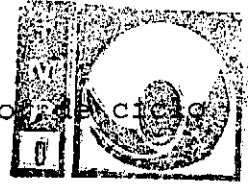


de las válvulas de cruce es muy demandante. Esto es debido a que las válvulas 24 y 28 de cruce del motor 10 de Scuderi debe lograr suficiente elevación para transferir completamente la carga del combustible-aire en un periodo

5 corto de rotación de cigüeñal (generalmente alrededor de 30 grados del ángulo de cigüeñal) con respecto a aquel de un motor convencional, el cual normalmente acciona las válvulas dentro de 180 a 220 grados del ángulo del cigüeñal. Esto significa que las válvulas de cruce de Scuderi deben ser  
10 capaces de accionarse aproximadamente seis veces más rápido que las válvulas de un motor convencional.

La elevación incrementada de la válvula y/o el periodo de duración incrementado del accionamiento de válvula generalmente mejora el rendimiento del motor ya que disminuye  
15 las restricciones de flujo y el trabajo del bombeo. Sin embargo, la elevación de la válvula y el periodo de accionamiento son limitados generalmente por la posibilidad de flujo inverso, la cual puede incrementar el trabajo de bombeo y disminuir el rendimiento del motor. Adicionalmente,  
20 la elevación de la válvula en el periodo de accionamiento es limitada por las dinámicas del tren de válvulas y los impactos de válvula. Éste es especialmente así en el caso de motores de ciclo dividido con válvulas de cruce de accionamiento rápido. Por lo tanto, existe la necesidad de  
25 incrementar la elevación y/o periodo de duración del

accionamiento para las válvulas de cruce de un motor de ciclo dividido.



Un motor de ciclo dividido de acuerdo con la invención puede incluir un cigüeñal que puede girar sobre un eje de cigüeñal del motor;

un pistón de compresión recibido en forma deslizable dentro de un cilindro de compresión y conectado en forma operativa al cigüeñal de modo que el pistón de compresión alterna a través de una carrera de admisión y una carrera de compresión durante una sola rotación del cigüeñal;

un pistón de expansión recibido en forma deslizable dentro de un cilindro de expansión y conectado en forma operativa al cigüeñal de modo que el pistón de expansión alterna a través de una carrera de expansión y una carrera de escape durante una sola rotación del cigüeñal; y

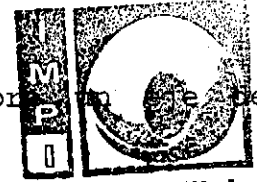
un pasaje de cruce que interconecta los cilindros de compresión y expansión, el pasaje de cruce incluye una válvula de compresión de cruce (XovrC) y una válvula de expansión de cruce (XovrE) que definen una cámara de presión entre las mismas;

en donde la válvula de compresión de cruce se sincroniza para abrir cuando la presión en el cilindro de compresión es menor que la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión de cruce.

Un método para operar un motor de ciclo dividido



que incluye un cigüeñal que puede girar sobre el eje de cigüeñal del motor;



un pistón de compresión recibido en forma deslizable dentro de un cilindro de compresión y conectado en forma operativa al cigüeñal de modo que el pistón de compresión alterna a través de una carrera de admisión y una carrera de compresión durante una sola rotación del cigüeñal;

un pistón de expansión recibido en forma deslizable dentro de un cilindro de expansión y conectado en forma operativa al cigüeñal de modo que el pistón de expansión alterna a través de una carrera de expansión y una carrera de escape durante una sola rotación del cigüeñal; y

un pasaje de cruce que interconecta los cilindros de compresión y expansión, el pasaje de cruce incluye una válvula de compresión de cruce (XovrC) y una válvula de expansión de cruce (XovrE) que definen una cámara de presión entre las mismas;

incluye la etapa de sincronizar la válvula de compresión de cruce para abrir cuando la presión en el cilindro de compresión es menor que la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión de cruce.

Características adicionales pueden incluir:

La válvula de compresión de cruce puede sincronizarse para abrir cuando la presión en el cilindro de

compresión es por lo menos 5-15 bares menos que corriente arriba en el pasaje de cruce.

La válvula de compresión de cruce puede sincronizarse para abrir por lo menos 1.5-4.5 grados el ángulo del cigüeñal antes de que la presión en el cilindro de compresión alcance la presión corriente arriba en el pasaje de cruce.

Estas y otras características y ventajas de la invención se entenderán más completamente a partir de la siguiente descripción detallada de la invención tomada junto con los dibujos anexos.

#### BREVE DESCRIPCIÓN DE LOS DIBUJOS

La FIGURA 1 es una vista en corte transversal de un motor de ciclo dividido de la técnica anterior relacionado con el motor de la invención;

la FIGURA 2 es una representación esquemática de otro motor de ciclo dividido de la técnica anterior;

la FIGURA 3 es un esquema de presión para la representación de motor de la FIGURA 2;

la FIGURA 4 es una vista en corte transversal de un motor de ciclo dividido ejemplar de acuerdo con la presente invención;

la FIGURA 5 es una vista superior en corte transversal del motor de ciclo dividido de la FIGURA 4 tomada a través de la línea 5-5 de la FIGURA 4 con inyectores de



combustible superpuestos;

la FIGURA 6 es una gráfica de torsiones indicadas de freno previstas para el motor de las FIGURAS 4 y 5 varios ángulos de cigüeñal de aperturas de válvula de compresión de cruce (XovrC) en elevación pico constante;

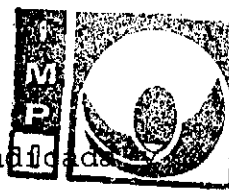
la FIGURA 7 es una gráfica de la elevación de válvula de XovrC contra el ángulo de cigüeñal para la línea base y las válvulas de cruce de apertura temprana en la elevación pico constante;

la FIGURA 8 es una gráfica de la proporción de flujo de aire masivo contra el ángulo de cigüeñal para una válvula de XovrC de apertura temprana de la invención que tiene flujo inverso inicial;

la FIGURA 9 es una gráfica del flujo del aire contra el ángulo de cigüeñal de apertura de válvula de XovrC para varios valores de sincronización de apertura de válvula en elevación pico constante;

la FIGURA 10 es una gráfica de las presiones máximas del cilindro de compresión y expansión en varios ángulos de sincronización de apertura de válvula de XovrC en elevación pico constante;

la FIGURA 11 es una gráfica de la elevación de válvula de XovrC contra el ángulo de cigüeñal para la línea base y las válvulas de cruce de apertura temprana con elevaciones de pico variable;



Instituto  
Mexicano  
de la Propiedad  
Industrial



la FIGURA 12 es una gráfica de las presiones de  
 cilindro efectivas promedio que comparan las elevaciones de  
 válvula de XovrC base e incrementada sobre un margen de  
 carreras del pistón de cilindro de compresión y  
 5 desplazamientos; y

la FIGURA 13 es una gráfica de las presiones y  
 sincronizaciones previstas de un motor de ciclo dividido  
 optimizado naturalmente aspirado con una sincronización de  
 válvula de XovrC de apertura temprana de la invención.

10

#### GLOSARIO

El siguiente glosario de acrónimos y definiciones  
 de términos utilizados en la presente se proporciona para  
 referencia:

Trabajo de bombeo (o trabajo PV): El trabajo de bombeo se  
 15 define como el trabajo extendido para mover los gases de  
 admisión y de escape dentro y fuera del o los cilindros, a  
 través de las caídas de presión provocadas por válvulas y  
 cualesquier otras restricciones en los flujos de gas.  
 Generalmente se calcula como la integral de la o las caídas  
 20 de presión multiplicada por el o los flujos de volumen, y de  
 este modo este cálculo normalmente se abrevia como "trabajo  
 de PV".

Apertura de Válvula de XovrC temprana: La apertura de válvula  
 de compresión de cruce temprana se define generalmente como  
 25 cualquier apertura de válvula antes de que una presión



Instituto  
Mexicano  
de la Propiedad  
Industrial

positiva se desarrolle a través de la válvula.

Carga completa del motor o carga del motor al 100%:

torsión que un motor puede producir a una velocidad dada

Torsión indicada: La salida de torsión en la corona del

5 pistón de motor, calculada antes de los efectos de la fricción mecánica del motor y las pérdidas del sistema auxiliar.

Torsión de freno: La salida de torsión en el árbol de salida del motor.

10 Motor naturalmente aspirado: Un motor naturalmente aspirado es un motor con una carrera de admisión que no es sobrealimentada por un tuboalimentador, sobrealimentador o similares.

15 Presión efectiva promedio del freno: La salida de torsión del freno del motor se expresó en términos de un valor de presión excesiva promedio. Es igual a la torsión de motor de freno dividida por el volumen de desplazamiento del motor.

20 Presión efectiva promedio indicada: Es igual a la torsión de motor indicada dividida por el volumen de desplazamiento del motor.

Punto muerto superior: La posición más cercana a la culata de cilindro que el pistón alcanza a través del ciclo, proporcionando el volumen de cilindro más bajo.

25 Apertura de válvula: Para propósitos en la presente, la apertura de válvula será considerada una elevación de válvula

de por lo menos 0.06 milímetros.

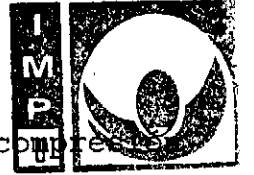
Ángulo de cigüeñal: El ángulo de rotación del cigüeñal



Con referencia a las FIGURAS 4 y 5 de los dibujos en detalle, el número 50 generalmente indica una modalidad de la propiedad industrial de un motor de ciclo dividido que tiene válvulas de compresión de cruce (XovrC) de apertura temprana en sus pasajes 78 de cruce de acuerdo con la presente invención. Como se discutirá en mayor detalle en la presente, las válvulas 84 de XovrC de apertura temprana se sincronizan para abrir cuando la presión en el cilindro 66 de compresión es menor que la presión en los pasajes 78 de cruce (es decir, existe una diferencial de presión negativa a través de las válvulas 84 de XovrC). En forma ventajosa, las válvulas 84 de XovrC de apertura temprana proporcionan un mayor periodo de accionamiento de válvula y mayor elevación de válvula, lo cual resulta en un rendimiento mejorado del motor 50 de ciclo dividido.

El motor 50 incluye un cigüeñal 52 que puede girar sobre un eje 54 de cigüeñal en una dirección de las manecillas del reloj como se muestra en el dibujo. El cigüeñal 52 incluye cigüeñas 56, 58 del cigüeñal delantera y trasera angularmente desplazadas adyacentes conectadas a bielas 60, 62, respectivamente.

El motor 50 además incluye un bloque 64 de cilindros que define un par de cilindros adyacentes. En



particular, el motor 50 incluye un cilindro 66 de compresión y un cilindro 68 de expansión cerrados por una culata 70 de cilindro en un extremo superior de los cilindros opuestos a la cigüeñal 52.

5                   Un pistón 72 de compresión se recibe en el cilindro 66 de compresión y se conecta a la biela 62 para la reciprocidad del pistón 72 entre las posiciones del punto muerto superior (TDC) y el punto muerto inferior (BDC). Un pistón 74 de expansión se recibe en el cilindro 68 de compresión y se conecta a la biela 60 de conexión para una reciprocidad similar del TDC/BDC.

15                   La culata 70 de cilindro proporciona la estructura para el flujo de gas dentro, fuera y entre los cilindros 66, 68. En el orden del flujo de gas, la culata 70 de cilindro incluye un pasaje 76 de admisión (o lumbrera) a través del cual el aire de admisión se extrae hacia el cilindro 66 de compresión, un par de pasajes 78 de cruce (Xovr), a través de los cuales el aire comprimido se transfiere desde el cilindro 66 de compresión hasta el cilindro 68 de expansión, y un pasaje 80 de escape a través del cual los gases consumidos se descargan desde el cilindro de expansión. Cada pasaje 78 de cruce también define una cámara 81 de presión en la cual se almacena gas presurizado cuando se cierran las válvulas de cruce.

25                   El flujo de gas hacia el cilindro 66 de compresión



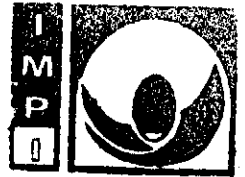
es controlado por una válvula 82 de admisión tipo barra que se abre hacia dentro. El flujo de gas dentro y fuera de cada pasaje 78 de cruce puede ser controlado por un par de válvulas de barra que se abren hacia fuera, es decir, 5 válvulas 84 de compresión de cruce (XovrC) en los extremos de entrada de los pasajes de cruce y las válvulas 86 de expansión de cruce (XovrE) en los extremos de salida de los pasajes de cruce. El flujo de gas de escape fuera del pasaje 80 de escape es controlado por una válvula 88 de escape tipo 10 barra que se abre hacia dentro. Estas válvulas 82, 84, 86 y 88 pueden ser accionadas en cualquier forma adecuada tal como por medio de levas impulsadas mecánicamente, tecnología de accionamiento de válvula variable, o similares.

Cada pasaje de cruce tiene por lo menos un inyector 15 90 de combustible de alta presión dispuesto en el mismo. Los inyectores de combustible son operativos para inyectar combustible en las cargas de aire comprimido dentro de las cámaras 81 de presión de los pasajes 78 de cruce.

El motor 50 también incluye una o más bujías 92 u 20 otros dispositivos de encendido. Las bujías 92 se localizan en lugares apropiados en el extremo del cilindro 68 de expansión en donde una carga de combustible y aire mezclados puede encenderse y quemarse durante la carrera de expansión.

Un estudio por computadora se utilizó para 25 optimizar los diversos parámetros geométricos del motor 50 de





ciclo dividido, incluyendo la sincronización de las válvulas 84 de XovrC de barra que se abren hacia fuera. Con respecto a la optimización de las válvulas 84 XovrC, virtualmente todo motor de ciclo dividido ante la técnica enseñó que la prevención del flujo inverso fue requerida para rendimiento óptimo, como se ejemplifica en las patentes de Scuderi y Suh de la técnica anterior previamente discutida.

Adicionalmente, la relación entre el flujo inverso, especialmente el flujo inverso a través de las válvulas 84 de XovrC, y el rendimiento del motor de ciclo dividido (por ejemplo, torsión, presión, flujo masivo, y similares) no se conocía previamente. Además, el grado de incertidumbre sobre el efecto del flujo inverso en el rendimiento del motor 50 de ciclo dividido fue calculado debido a que el motor 50 incluyó válvulas 84 de XovrC que se abren hacia fuera las cuales abrían el cilindro 66 de compresión, mientras otro motor de ciclo dividido de la técnica anterior utilizó ya sea válvulas de retención (como en Scuderi) o válvulas de barra que se abren hacia dentro (como en Suh) para las válvulas de XovrC. Por consiguiente, debido a estos desconocimientos, el estudio por computadora incluyó un barrido de varias sincronizaciones de apertura temprana para las válvulas 84 de XovrC, las cuales indujeron el flujo inverso. El estudio por computadora produjo resultados inesperados que se describen en detalle en la presente.



Con referencia a la FIGURA 6, la gráfica 100 muestra los resultados previstos del estudio por computador para el motor 50 de ciclo dividido "torsión indicada" "torsión de freno" contra el ángulo de cigüeñal de apertura de válvula 84 de compresión de cruce en la elevación pico constante para una simulación de ciclo de motor 50 de ciclo dividido naturalmente aspirado en 4000 RPM y carga de motor al 100%. La línea 102 esquematizada representa la torsión indicada en Newton-metros y la línea 104 esquematizada representa la torsión de freno en Newton-metros. Las torsiones se calcularon para cada incremento de ángulo de cigüeñal (CA) de 1.5 grados desde CA de 18.5 grados antes del punto muerto superior (BTDC) (es decir, CA de -18.5 grados después del punto muerto superior (ATDC)) hasta CA BTDC de 5 grados con respecto a la posición del TDC del pistón 74 de expansión.

La sincronización de referencia para la apertura de la válvula 84 de compresión de cruce de CA BTDC de 9.5 grados del pistón de expansión (es decir, el punto 106 de referencia para la torsión indicada y el punto 108 de referencia para la torsión de freno). Es decir, el CA BTDC de 9.5 grados, la válvula 84 de XovrC se cronometró para abrir ligeramente antes, donde el flujo inverso a través de la válvula 84 de XovrC fue mínimo pero detectable.

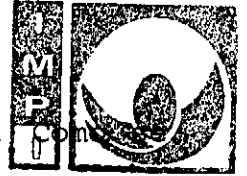
Como se espera, las sincronizaciones posteriores



resultaron en disminuciones en la torsión. Sin  
inesperadamente, las sincronizaciones previas tuvieron  
efecto sin importancia hasta antes de 14 grados BTDC (puntos  
118 y 120 de referencia) del pistón 74 de expansión. Es  
5 decir, las torsión indicada y de freno previstas no cambiaron  
significativamente cuando la válvula 84 de XovrC se abrió por  
lo menos CA de 1.5 grados antes (puntos 110 y 112 de  
referencia) por lo menos CA de 3.0 grados antes (puntos 114 y  
116 de referencia), o por lo menos CA de 4.5 grados antes  
10 (puntos 118 y 120 de referencia) con respecto a la línea base  
del CA BTDC de 9.5 grados del pistón 74 de expansión.

Con referencia a la FIGURA 7, la gráfica 122  
muestra los perfiles de elevación de válvula en la elevación  
pico constante de la válvula 84 de XovrC cuando se comienza  
15 el accionamiento en el punto de línea base de CA BTDC de 9.5  
grados (curva 124) y cuando el accionamiento se inicia CA de  
4.5 grados antes (curva 126). Nótese que el área bajo la  
curva 126 es mucho mayor que el área bajo la curva 124, lo  
cual significa que existe más volumen abierto para el flujo  
20 masivo de aire para que viaje a través de la misma durante el  
periodo de accionamiento mayor de la válvula 84 de XovrC de  
accionamiento previo.

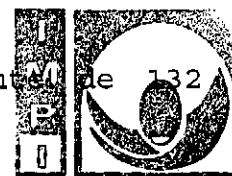
Con referencia a la FIGURA 8, la gráfica 128 es un  
esquema de la proporción de flujo masivo contra el ángulo de  
25 cigüeñal para la válvula 84 de XovrC con una sincronización



de apertura previa anticipada por CA de 4.5 grados. Con  
 esquematiza en la curva 130, existe un flujo inver  
 importante entre CA BTDC de 14 y 9.5 grados del pistón 74 de  
 expansión, donde la delta de presión a través de la válvula  
 5 84 XovrC es negativa (es decir, la presión en el cilindro 68  
 de compresión es menor que la presión en el pasaje 78 de  
 cruce). Una vez que se alcanza el punto de CA BTDC de 9.5  
 grados , la delta de presión se vuelve positiva (es decir, la  
 presión en el cilindro 68 de compresión excede la presión en  
 10 el pasaje 78 de cruce) y la proporción de flujo masivo se  
 invierte a la dirección hacia delante.

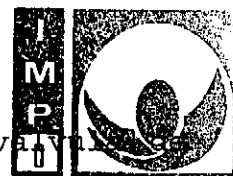
Con referencia a la FIGURA 9, la gráfica 132 es un  
 esquema del flujo de aire contra la sincronización de  
 apertura de la válvula 84 de XovrC en la elevación pico  
 15 constante. Nuevamente, la válvula de XovrC se encaminó en  
 incrementos de 1.5 grados de CA BTDC de 5 grados a CA BTDC de  
 18.5 grados del pistón 74 de expansión como se muestra en la  
 curva 134. La curva 134 muestra que a pesar del flujo inverso  
 inicial con la sincronización de apertura de válvula  
 20 temprana, el flujo de aire general es el mismo que el tiempo  
 de línea base de CA BTDC de 9.5 (punto 136 de referencia). Es  
 decir, sin importar si la válvula 84 de XovrC se abrió justo  
 antes (punto 136 de referencia), de CA de 1.5 grados antes  
 (punto 138 de referencia), CA de 3.0 grados antes (punto 140  
 25 de referencia), o CA de 4.5 grados antes (punto 142 de

referencia), el flujo de aire fue aproximadamente de 132 kilogramos/horas.



Con referencia a la FIGURA 10, la gráfica muestra que avanzar el tiempo de 9.5 a 14 grados BTDC elevación pico constante también reduce las presiones pico del cilindro en ambos cilindros, con un mayor efecto sobre el cilindro de compresión. Es decir, la presión pico del cilindro de compresión (mostrada en la curva 145) cayó de 52 bares a aproximadamente 48.5 bares, mientras la presión pico del cilindro de expansión (mostrada en la curva 146) cayó de aproximadamente 44.5 bares a 43 bares, cuando el tiempo se avanzó de 9.5 a 14 grados BTDC. Reducir las presiones del cilindro reduce la fricción del cilindro, lo cual podría explicar porqué no existe una pérdida en torsión con el avance de tiempo, incluso con el bombeo incrementado del flujo inicial inverso.

Con referencia a la FIGURA 11, la gráfica muestra que el incremento en la duración de apertura de la válvula 84 de compresión de cruce también permitió un incremento adicional en la elevación pico de válvula, de 2.43 mm (curva 148) a 2.60 mm (curva 149). Es decir, dadas las mismas tasas de aceleración y desaceleración para las curvas 148 y 149 de elevación de válvula, una elevación pico mayor de 2.60 mm podría obtenerse en la curva 149 de la válvula de apertura temprana con su duración de apertura mayor, que la

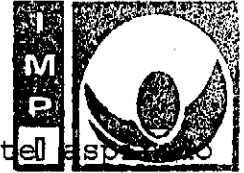


elevación pico de 2.43 mm para la curva 148 de válvula  
línea base.

Con referencia a la FIGURA 12, la reducción  
resultante en la restricción, debido a la mayor elevación  
5 pico de válvula de 2.60 mm, el trabajo de bombeo reducido y  
la presión efectiva promedio incrementada, con el incremento  
extendiéndose a las carreras del pistón de cilindro de  
compresión más grandes y desplazamientos más grandes. Esto se  
ilustra en la gráfica 150, la cual esquematiza la presión  
10 efectiva promedio de freno contra la carrera del pistón del  
cilindro de compresión para una elevación de válvula al 2.43  
(curva 152) y una elevación de válvula de 2.60 (curva 154),  
así como esquematiza la presión efectiva promedio indicada  
contra la carrera del pistón del cilindro de compresión para  
15 una elevación de válvula al 2.43 (curva 156) y una elevación  
de válvula de 2.60 (curva 158). La reducción en las presiones  
del cilindro y la reducción resultante en la fricción de los  
pistones oscilantes, sin pérdida de flujo de aire o torsión  
máxima, proporcionan un beneficio inesperado de rendimiento  
20 incrementado en la operación del motor 50 de ciclo dividido  
de la presente invención.

Con referencia a la FIGURA 12, la gráfica 160  
muestra las presiones previstas del pasaje 78 de cruce, el  
cilindro 66 de compresión y el cilindro 68 de expansión  
25 contra el ángulo de cigüeñal para una simulación de ciclo de

Instituto  
Mexicano  
de la Propiedad  
Industrial



motor 50 de ciclo dividido optimizado naturalmente en 4000 RPM, carga de motor al 100% (completa) las sincronizaciones se muestran para las válvulas 84 de XovrC, las válvulas 86 de XovrE, el encendido de la bujía 92, el margen de arranque de inyección (SOI) para inyectores 90, y del margen de finalización de inyección (EOI) para inyectores 90 y la finalización de la carrera de compresión. La línea 162 representa la presión del cilindro 66 de compresión. La línea 164 representa la presión corriente arriba del pasaje de cruce (presión corriente arriba de Xovr), es decir, la presión tomada en un punto en el pasaje 78 de cruce localizada a la derecha cerca de la cabeza de barra de la válvula 84 de XovrC. La línea 166 representa la presión corriente abajo del pasaje de cruce (presión corriente abajo de Xovr), es decir, la presión en un punto tomado en los pasajes de cruce localizados a la derecha cerca de la cabeza de barra de la válvula de XovrE. Finalmente, la línea 168 representa la presión del cilindro 68 de expansión.

Nótese que la línea 170 de tiempos, donde la válvula de XovrC abre antes, existe una diferencial de presión negativa a través de la válvula 84 de XovrC de aproximadamente 20 vares. Es decir, en CA BTDC de 14 grados (es decir, CA ATDC de -14 grados) del pistón de cilindro de expansión (línea 170 tiempo), la presión 162 del cilindro de compresión es de aproximadamente 20 bares menos que la

presión 164 corriente arriba del pasaje de cruce.

Por lo tanto, es preferible que la válvula 84 de XovrC abra cuando la presión 162 del cilindro de compresión sea por lo menos de 5 bares menos (punto 172 de referencia en la línea 170 de tiempo) que en la presión 164 corriente arriba del pasaje de cruce en la válvula de XovrC. Adicionalmente, es más preferible que la válvula 84 de XovrC abra cuando la presión 162 del cilindro de compresión sea de por lo menos 10 bares menos (punto 174 de referencia en la línea 170 de tiempo) que la presión 164 corriente arriba del pasaje de cruce en la válvula de XovrC. Además, es más preferible que la válvula 84 de XovrC abra cuando la presión 162 de cilindro de compresión fue de por lo menos 15 bares menos (punto 176 de referencia en la línea 170 de tiempo) que la presión 164 corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de XovrC.

Con referencia nuevamente a las FIGURAS 6 y 9, se muestra que la torsión del motor y el flujo de aire permanecen sustancialmente constantes cuando la sincronización de apertura de válvula de XovrC se mantiene en el margen de 9.5 grados BTDC a 14 grados BTDC del cilindro de expansión. Como se observa en lo anterior, avanzar la sincronización de la válvula de XovrC tiene los beneficios que resultan del tiempo de apertura de válvula de XovrC incrementado.

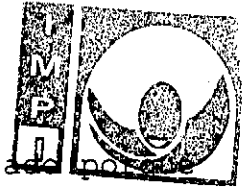






Por consiguiente, es aparente que es preferible que la válvula 84 de XovrC abra por lo menos el ángulo de cigüeñal de 1.5 grados antes de que la presión 162 en el cilindro de compresión alcance la presión 164 corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula 84 de XovrC. Adicionalmente, es más preferible que la válvula 84 de XovrC abra por lo menos el ángulo de cigüeñal de 3.0 grados antes de que la presión 162 en el cilindro de compresión alcance la presión 164 corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula 84 de XovrC. Además, es más preferible que la válvula 84 de XovrC abra por lo menos el ángulo de cigüeñal de 4.5 grados antes de que la presión 162 en el cilindro de compresión alcance la presión 164 corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula 84 de XovrC.

Aunque la invención se ha descrito por referencia a modalidades específicas, debe entenderse que numerosos cambios pueden hacerse dentro del espíritu y alcance de los conceptos inventivos descritos. Por consiguiente, se pretende que la invención no se limite a las modalidades descritas, sino que tenga el alcance más amplio definido por el lenguaje de las siguientes reivindicaciones.

REIVINDICACIONES

Instituto  
Mexicano  
de la Propiedad  
Industrial

1. Un motor de ciclo dividido, caracterizado por comprender:

un cigüeñal que puede girar sobre un eje de cigüeñal del motor;

un pistón de compresión recibido en forma deslizable dentro de un cilindro de compresión y conectado en forma operativa al cigüeñal de modo que el pistón de compresión alterna a través de una carrera de admisión y una carrera de compresión durante una sola rotación del cigüeñal;

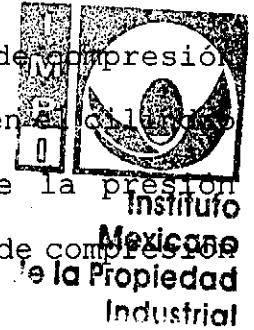
un pistón de expansión recibido en forma deslizable dentro de un cilindro de expansión y conectado operativamente al cigüeñal de modo que el pistón de expansión alterna a través de una carrera de expansión y una carrera de escape durante una sola rotación del cigüeñal; y

un pasaje de cruce que interconecta los cilindros de compresión y expansión, el pasaje de cruce incluye una válvula de compresión de cruce (XovrC) y una válvula de expansión de cruce (XovrE) que definen una cámara de presión entre las mismas;

medios de control operativamente acoplados a la válvula de compresión de cruce, los medios de control configurados para abrir la válvula de compresión de cruce cuando la presión en el cilindro de compresión es menor que la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión de cruce.

2. El motor de ciclo dividido de conformidad con la

reivindicación 1, caracterizado porque la válvula de compresión de cruce se sincroniza para abrir cuando la presión en el cilindro de compresión es por lo menos 5 bares menor que la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión de cruce.



3. El motor de ciclo dividido de conformidad con la reivindicación 2, caracterizado porque la válvula de compresión de cruce se sincroniza para abrir cuando la presión en el cilindro de compresión es por lo menos 10 bares menos que la presión corriente arriba en el pasaje de cruce y en la válvula de compresión de cruce.

4. El motor de ciclo dividido de conformidad con la reivindicación 3, caracterizado porque la válvula de compresión de cruce se sincroniza para abrir cuando la presión en el cilindro de compresión es por lo menos 15 bares menos que la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión de cruce.

5. El motor de ciclo dividido de conformidad con la reivindicación 1, caracterizado porque la válvula de compresión de cruce se sincroniza para abrir por lo menos el ángulo de cigüeñal de 1.5 grados antes que la presión en el cilindro de compresión alcance la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión de cruce.

6. El motor de ciclo dividido de conformidad con la reivindicación 5, caracterizado porque la válvula de compresión



de cruce se sincroniza para abrir por lo menos el ángulo de cigüeñal de 3.0 grados antes la presión en el cilindro de compresión alcance la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión de cruce,

5           7. El motor de ciclo dividido de conformidad con la reivindicación 6, caracterizado porque la válvula de compresión de cruce se sincroniza para abrir por lo menos el ángulo de cigüeñal de 4.5 grados antes que la presión en el cilindro de compresión alcance la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión de cruce.

8. El motor de ciclo dividido de conformidad con la reivindicación 1, caracterizado porque la válvula de compresión de cruce abre hacia fuera del cilindro de compresión.

9. Un método para operar un motor de ciclo dividido  
15 caracterizado porque incluye un cigüeñal que puede girar sobre un eje de cigüeñal del motor;

un pistón de compresión recibido en forma deslizable dentro de un cilindro de compresión y conectado en forma operativa al cigüeñal de modo que el pistón de compresión alterna a través  
20 de una carrera de admisión y una carrera de compresión durante una sola rotación del cigüeñal;

un pistón de expansión recibido en forma deslizable dentro de un cilindro de expansión y conectado en forma operativa al cigüeñal de modo que el pistón de expansión alterna a través  
25 de una carrera de expansión y una carrera de escape durante una

sola rotación del cigüeñal;

un pasaje de cruce que interconecta los cilindros de  
 compresión y expansión, el pasaje de cruce incluye una válvula  
 de compresión de cruce (XovrC) y una válvula de expansión de cruce  
 5 (XovrE) definen una cámara de presión entre las mismas,

medios de control operativamente acoplados a la válvula  
 de compresión de cruce;

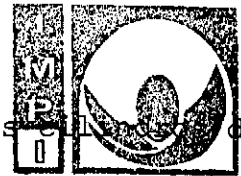
el método comprende:

sincronizar la válvula de compresión de cruce para  
 10 abrir cuando la presión en el cilindro de compresión sea menor  
 que la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula  
 de compresión de cruce.

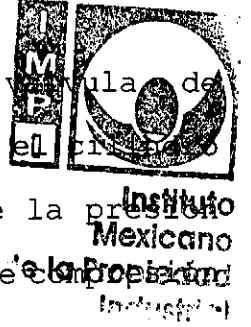
**10.** El método de conformidad con la reivindicación **9**,  
 caracterizado porque incluye sincronizar la válvula de  
 15 compresión de cruce para abrir cuando la presión en el cilindro  
 de compresión sea por lo menos 5 bares menos que la presión  
 corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión  
 de cruce.

**11.** El método de conformidad con la reivindicación **10**,  
 20 caracterizado porque incluye sincronizar la válvula de  
 compresión de cruce para abrir cuando la presión en el cilindro  
 de compresión sea por lo menos 10 bares menos que la presión  
 corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión  
 de cruce.

25 **12.** El método de conformidad con la reivindicación **11**,



Instituto  
 Mexicano  
 de la Propiedad  
 Industrial



caracterizado porque incluye sincronizar la válvula de  
compresión de cruce para abrir cuando la presión en el cilindro  
de compresión es al menos de 15 bares menor que la presión  
corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión  
de cruce.

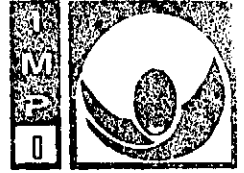
**13.** El método de conformidad con la reivindicación **9**,  
caracterizado porque incluye sincronizar la válvula de  
compresión de cruce para abrir por lo menos un ángulo de cigüeñal  
de 1.5 grados antes que la presión en el cilindro de compresión  
alcance la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la  
válvula de compresión de cruce.

**14.** El método de conformidad con la reivindicación **13**,  
caracterizado porque incluye sincronizar la válvula de  
compresión de cruce para abrir por lo menos un ángulo de cigüeñal  
de 3.0 grados antes que la presión en el cilindro de compresión  
alcance la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la  
válvula de compresión de cruce.

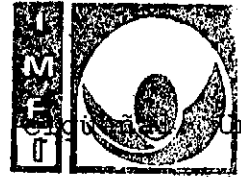
**15.** El método de conformidad con la reivindicación **14**,  
caracterizado porque incluye sincronizar la válvula de  
compresión de cruce para abrir por lo menos un ángulo de cigüeñal  
de 4.5 grados antes que la presión en el cilindro de compresión  
alcance la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la  
válvula de compresión de cruce.

**16.** El método de conformidad con la reivindicación **9**,  
caracterizado porque incluye abrir la válvula de compresión de

cruce hacia fuera del cilindro de compresión.



**Instituto  
Mexicano  
de la Propiedad  
Industrial**

RESUMEN

Un motor de ciclo dividido incluye un cigüeñal y un pistón de compresión se recibe dentro de un cilindro de compresión y se conecta y se conecta en forma operativa al cigüeñal. Un pasaje de cruce interconecta los cilindros de compresión y expansión. El pasaje de cruce incluye una válvula de compresión de cruce (XovrC) y una válvula de expansión de cruce (XovrE) que definen una cámara de presión entre las mismas. La válvula de compresión de cruce se sincroniza para abrir cuando la presión en el cilindro de compresión sea menor que la presión corriente arriba en el pasaje de cruce en la válvula de compresión de cruce.

15

20

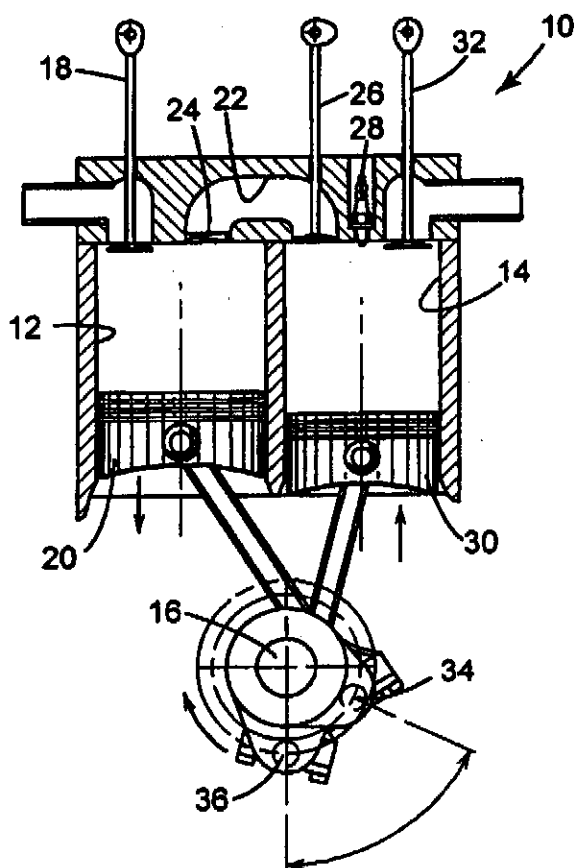
25

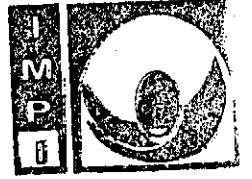




Instituto  
Mexicano  
de la Propiedad  
Industrial

**FIG. 1**





Instituto  
Mexicano  
de la Propiedad  
Industrial

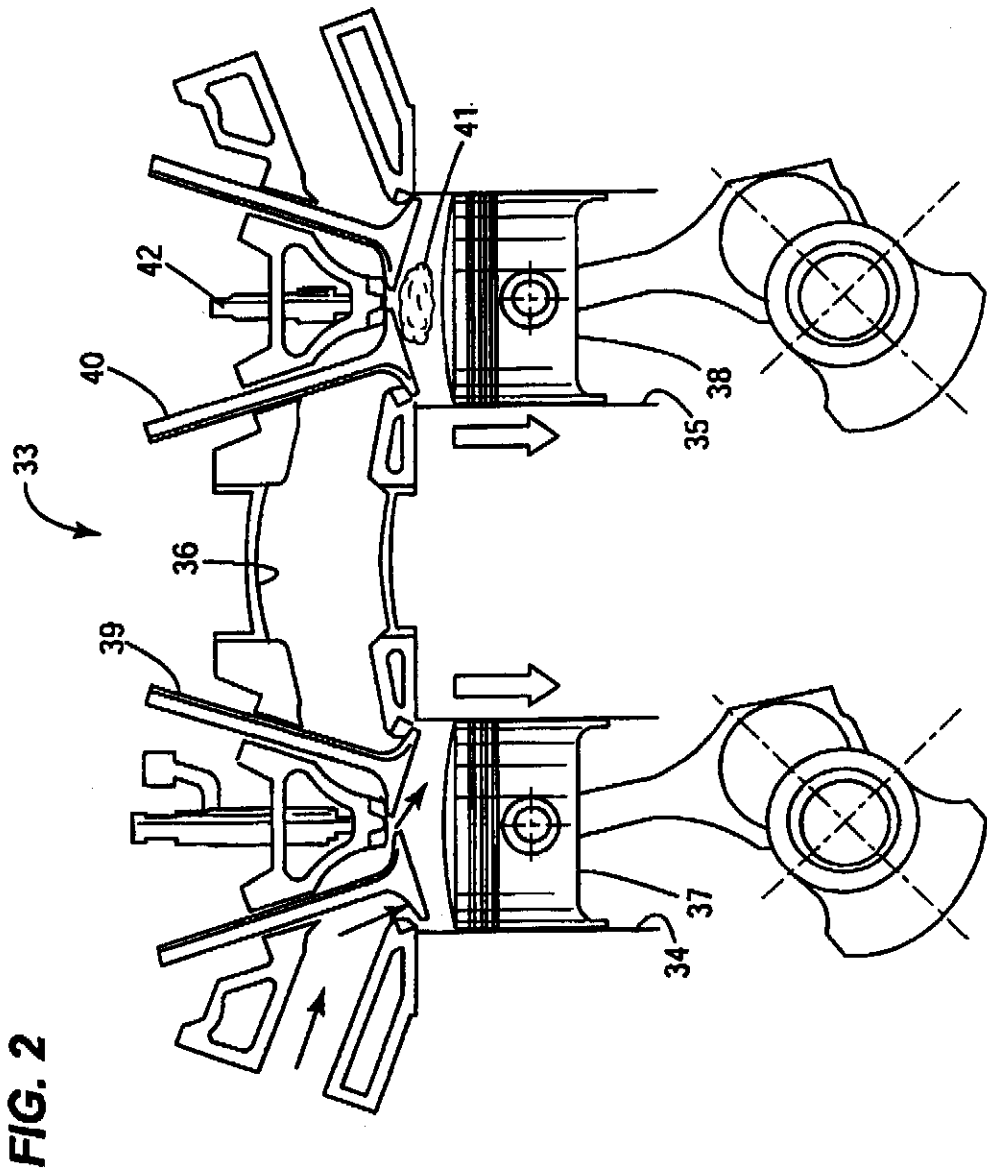
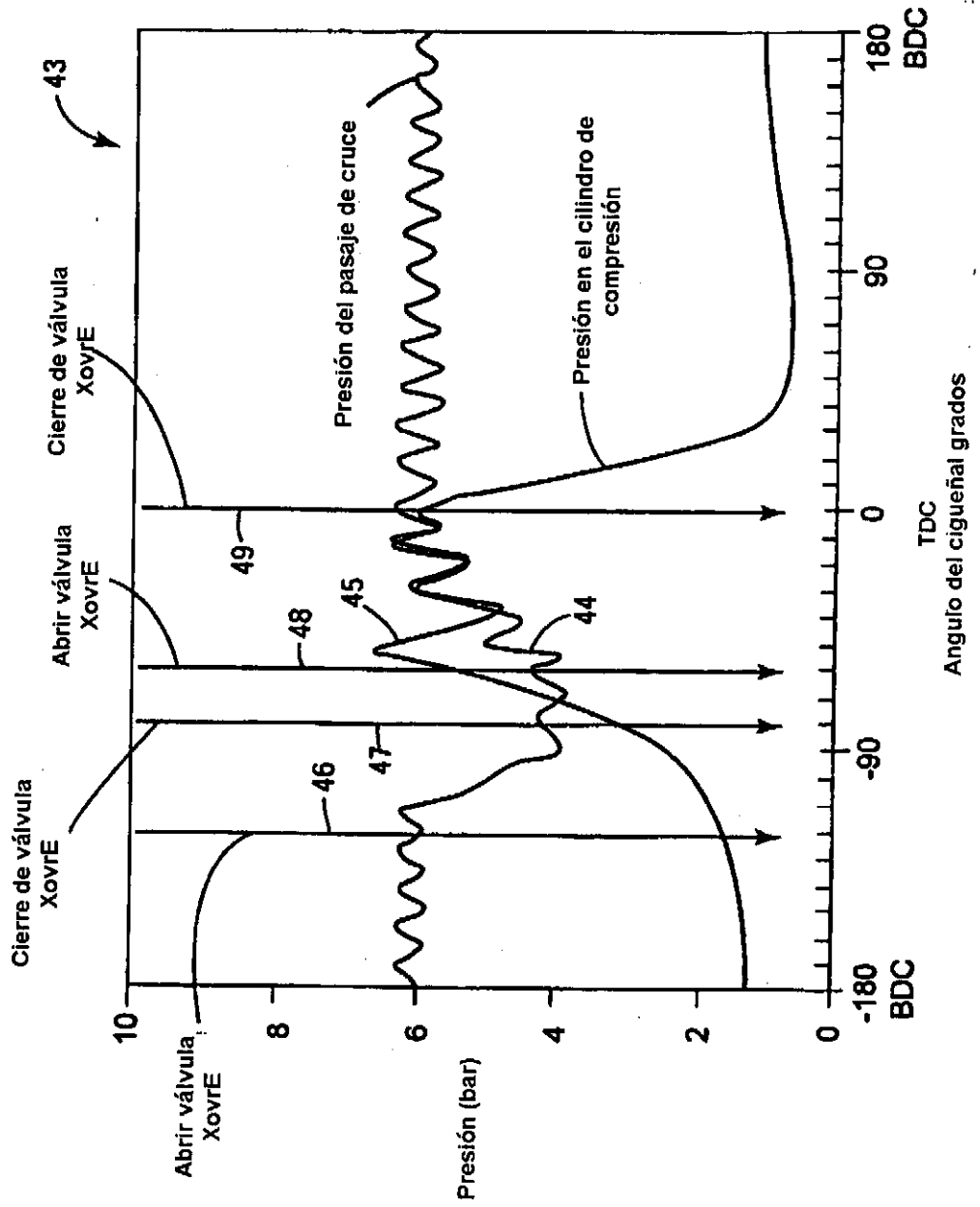
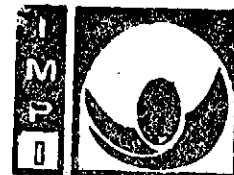




FIG. 3





Instituto Mexicano de la Propiedad Industrial

FIG. 4

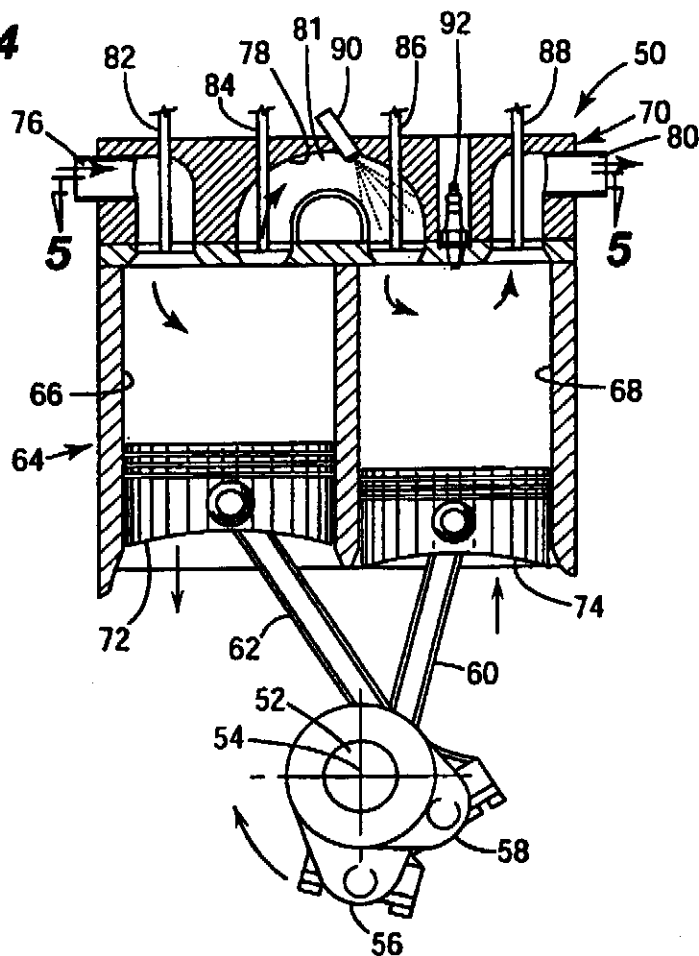


FIG. 5

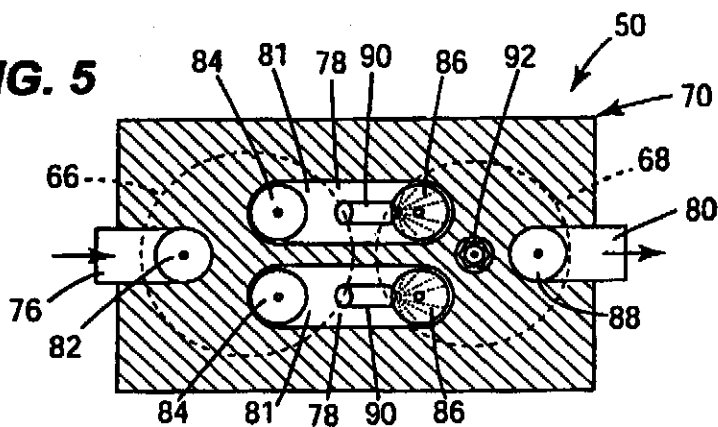
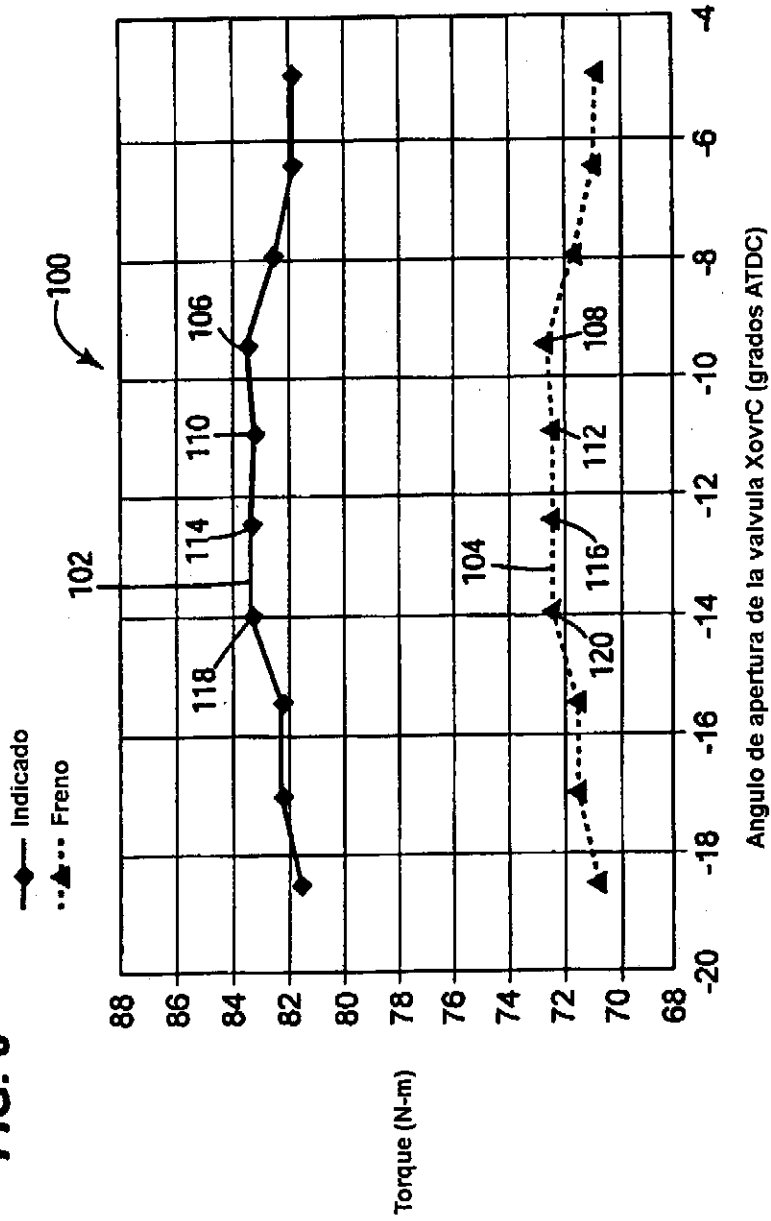


FIG. 6



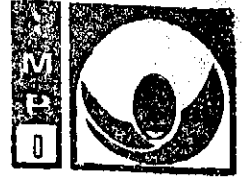
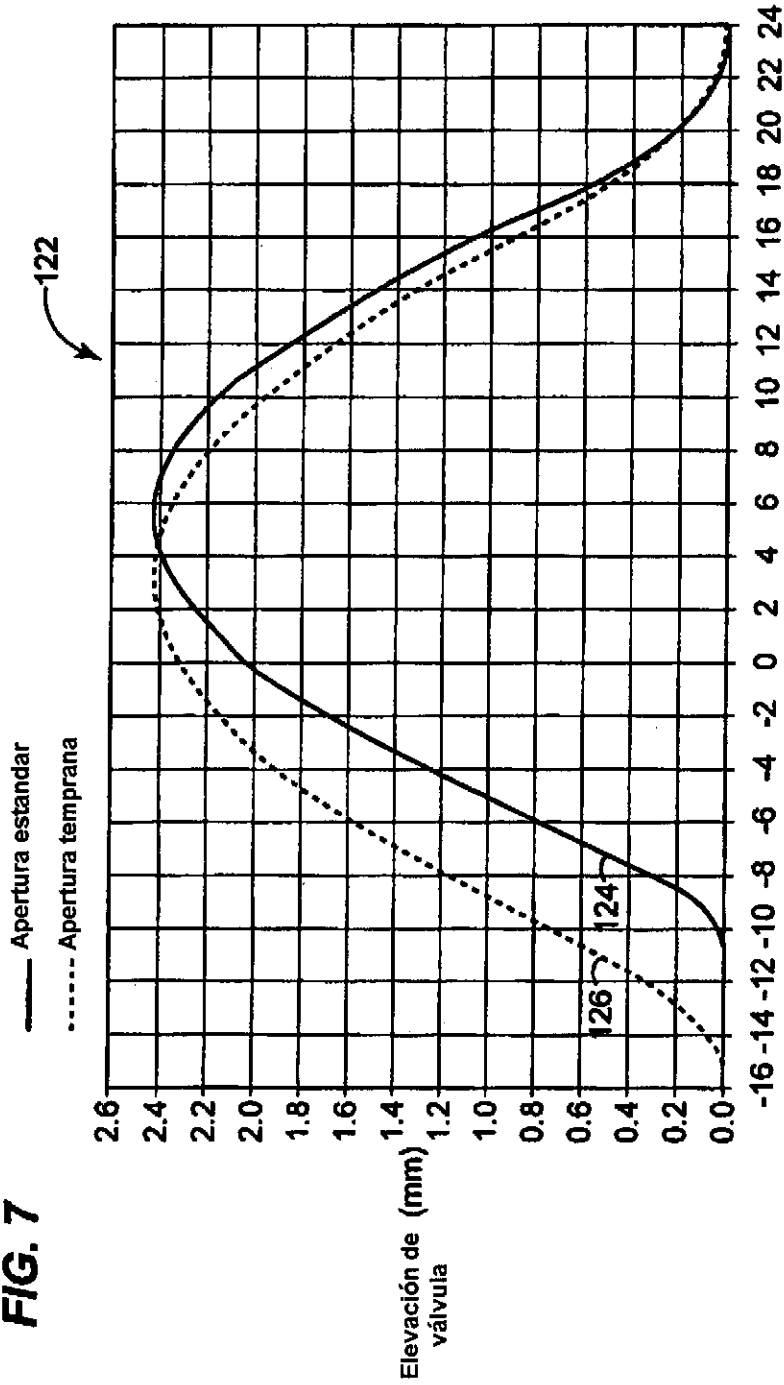


FIG. 7



Agulo del Cigüeñal 8 Expansion de piston grados ATDC)

**FIG. 8**

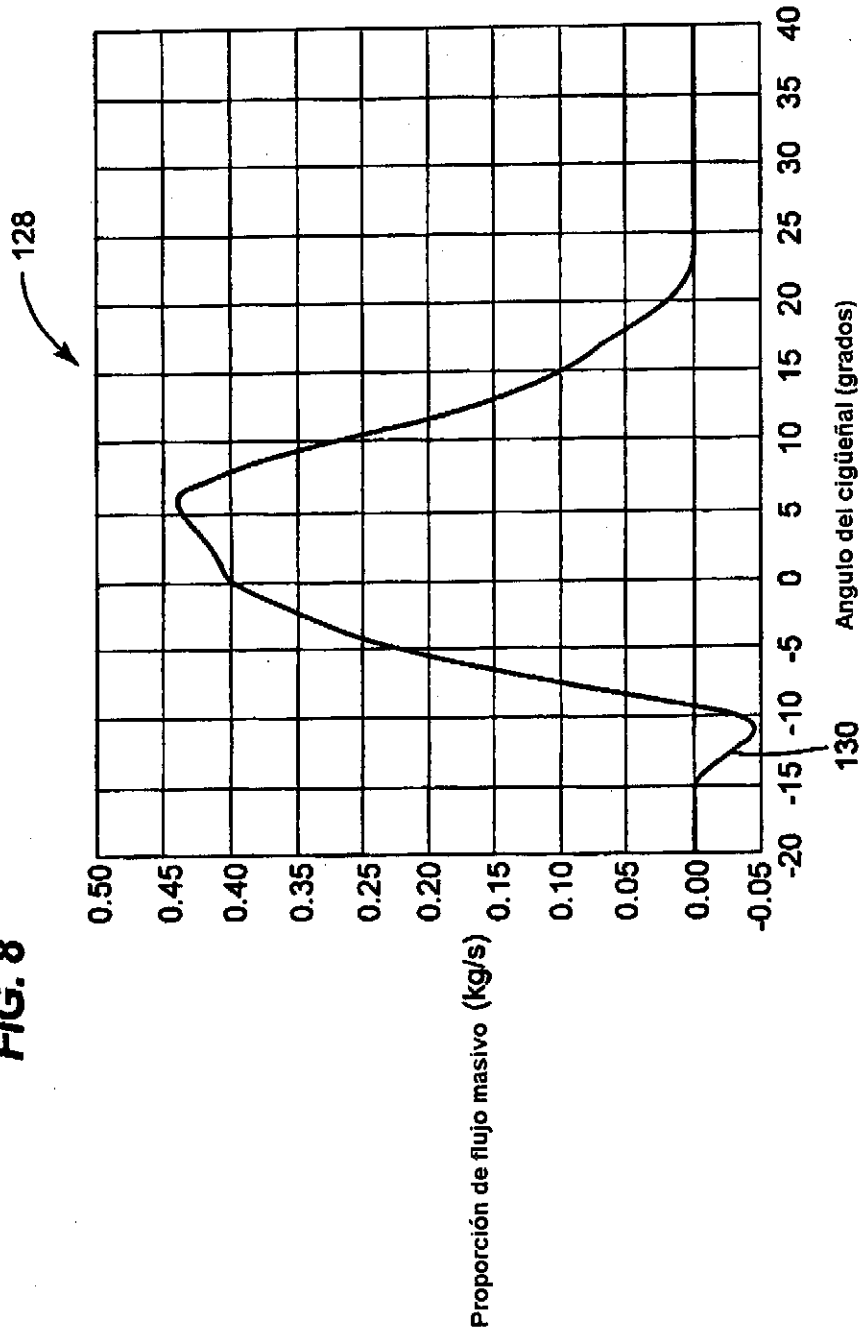
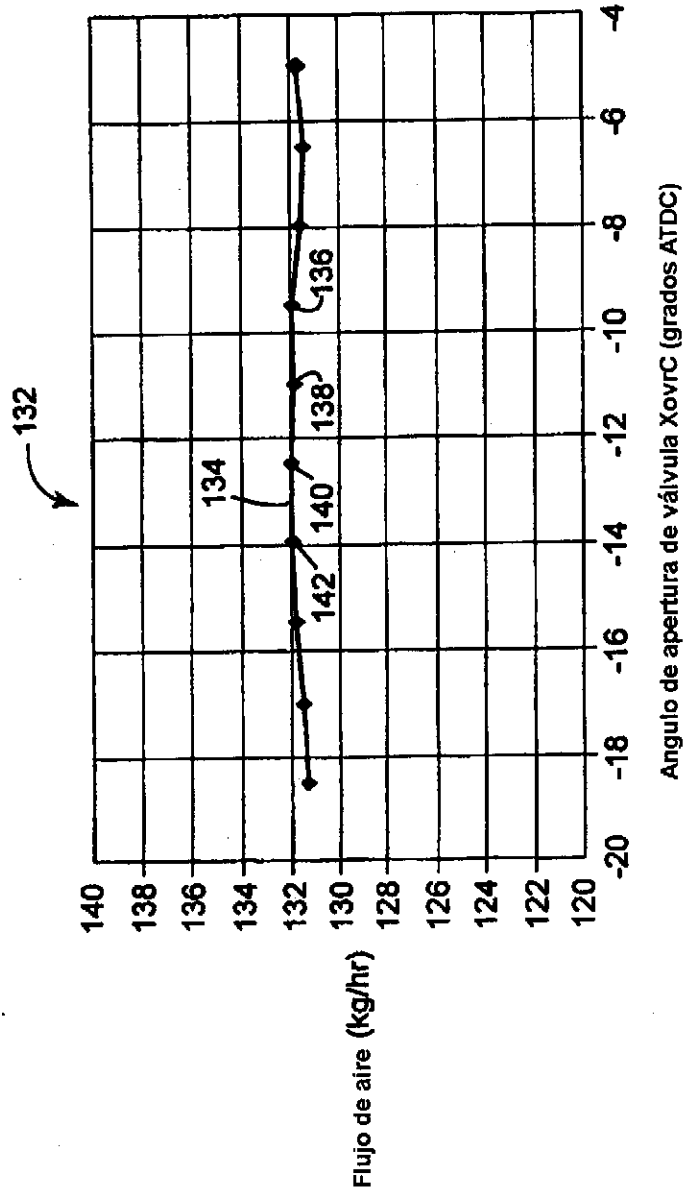


FIG. 9





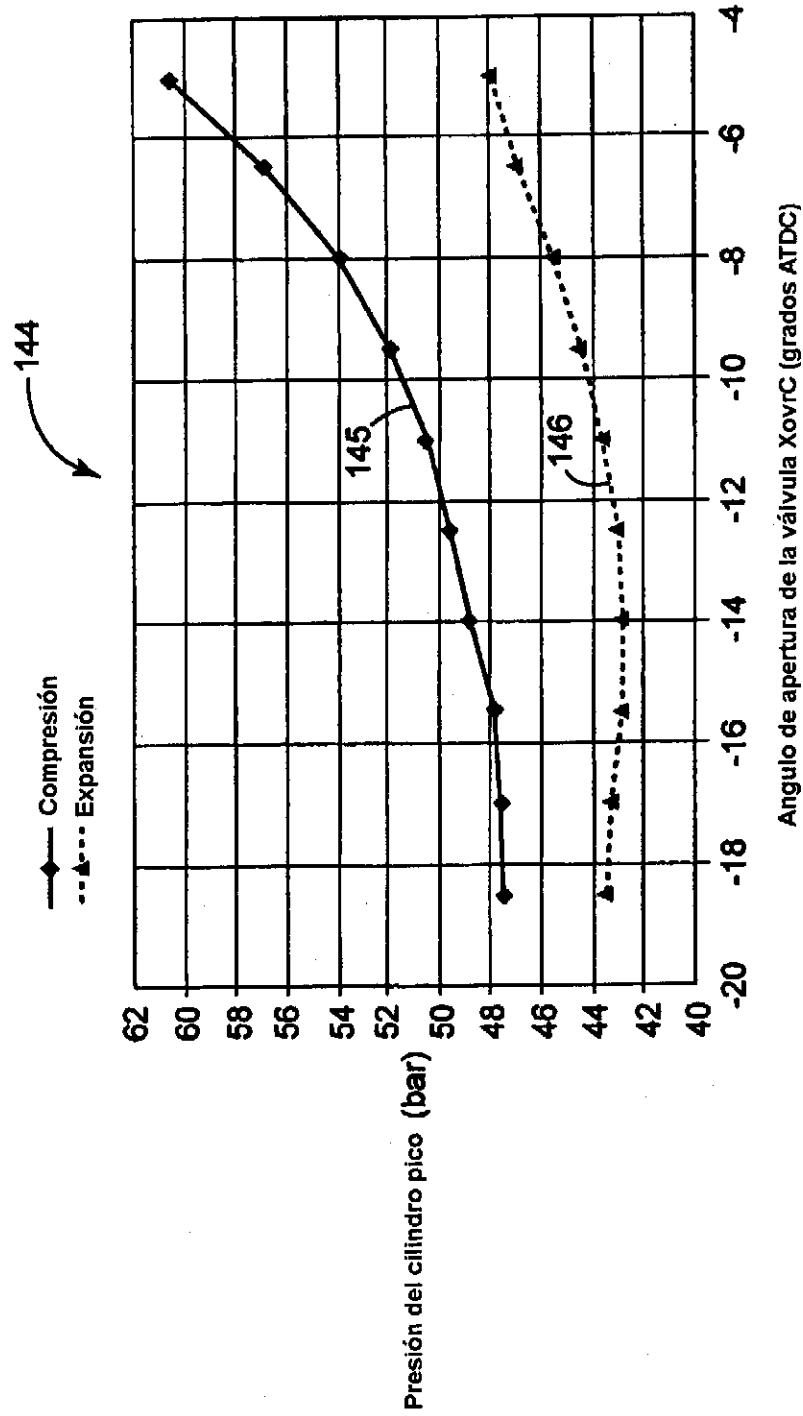
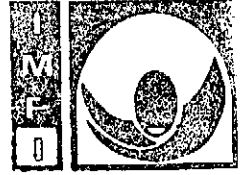


FIG. 10

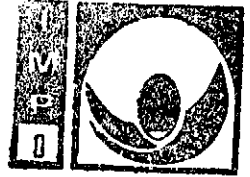
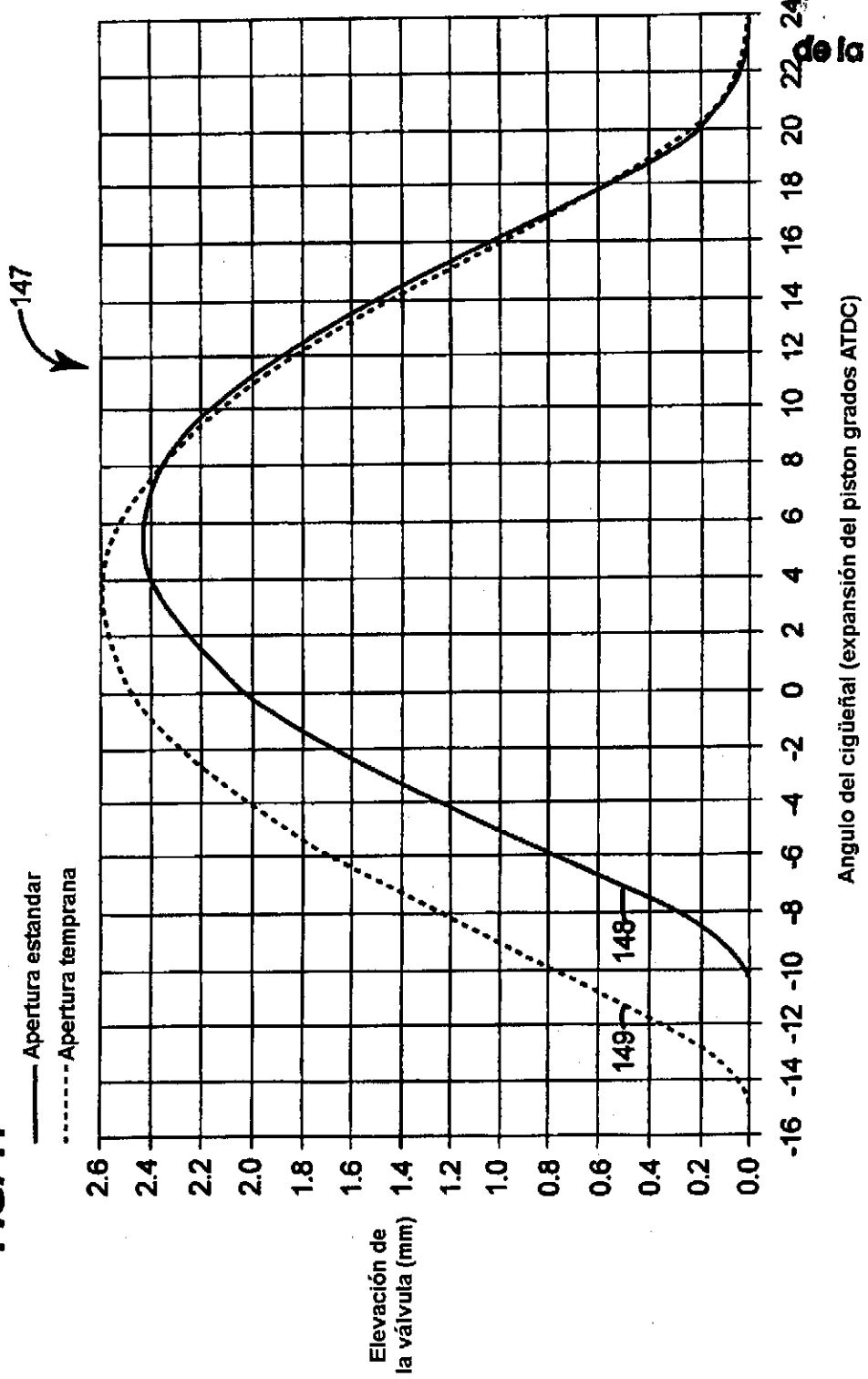


FIG. 11



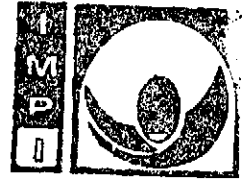


FIG. 12

