



19



OFICINA ESPAÑOLA DE
PATENTES Y MARCAS

ESPAÑA

11 Número de publicación: **2 350 515**

51 Int. Cl.:
F02B 53/00 (2006.01)

12

TRADUCCIÓN DE PATENTE EUROPEA

T3

96 Número de solicitud europea: **09174545 .5**

96 Fecha de presentación : **14.06.2004**

97 Número de publicación de la solicitud: **2146073**

97 Fecha de publicación de la solicitud: **20.01.2010**

54 Título: **Motor de cuatro tiempos de ciclo dividido.**

30 Prioridad: **20.06.2003 US 480342**

45 Fecha de publicación de la mención BOPI:
24.01.2011

45 Fecha de la publicación del folleto de la patente:
24.01.2011

73 Titular/es: **SCUDERI GROUP L.L.C.**
1111 Elm Street
West Springfield, Massachusetts 01089, US

72 Inventor/es: **Eubanks, Jeremy y**
Branyon, David

74 Agente: **Elzaburu Márquez, Alberto**

ES 2 350 515 T3

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

CAMPO DE LA INVENCION

La presente invención está relacionada con los motores de combustión interna. Más específicamente, la presente invención está relacionada con un motor de ciclo dividido que tiene un par de pistones: un pistón se utiliza para las carreras de entrada y compresión y el
5 otro pistón se utiliza para las carreras de expansión (o potencia) y de escape, terminando cada una de las cuatro carreras en una revolución del cigüeñal.

TRANSFONDO DE LA INVENCION

Los motores de combustión interna pueden ser cualquiera de un grupo de dispositivos en los cuales los reactivos de la combustión, p.ej. oxidante y combustible, y los productos de la
10 combustión sirven como fluidos funcionales del motor. Los componentes básicos de un motor de combustión interna son bien conocidos en el arte e incluyen el bloque de motor, la culata, los cilindros, los pistones, las válvulas, el cigüeñal y el árbol de levas. Las culatas, los cilindros y las tapas de los pistones forman típicamente las cámaras de combustión en las cuales se introduce el combustible y oxidante (p.ej., aire) y ocurre la combustión. Tal motor
15 obtiene su energía del calor lanzado durante la combustión de fluidos funcionales no-reactivos, p.ej. la mezcla oxidante-combustible. Este proceso ocurre dentro del motor y es parte del ciclo termodinámico del dispositivo. En todos los motores de combustión interna, el trabajo útil se genera de los productos calientes, gaseosos de la combustión, que actúan directamente en las superficies móviles del motor, tales como la tapa o la corona de un pistón.
20 Generalmente, el movimiento recíproco de los pistones se transfiere al movimiento rotatorio de un cigüeñal a través de las bielas. Los motores de combustión interna (IC) se pueden clasificar en motores de ignición por chispa (SI) y motores de ignición de compresión (CI). Los motores SI, es decir motores de gasolina típicos, utilizan una chispa para encender la mezcla aire/combustible, mientras que el calor de la compresión enciende la mezcla
25 aire/combustible en los motores CI, es decir, motores diésel típicamente.

El motor de combustión interna más común es el motor con ciclo de cuatro tiempos, un concepto cuyo diseño básico no ha cambiado en más de 100 años. Ello se debe a su simplicidad y rendimiento excepcional como motor en el transporte terrestre y otras
30 industrias. En un motor con ciclo de cuatro tiempos, la potencia se recupera del proceso de combustión en cuatro desplazamientos distintos del pistón (carreras) de un solo pistón. Por consiguiente, un motor con ciclo de cuatro tiempos se define aquí como un motor que

requiere cuatro carreras completas de uno o más pistones para cada carrera de expansión (o potencia), es decir para cada carrera que dé potencia a un cigüeñal.

Refiriéndonos a las Figuras 1-4, un ejemplo de representación de un motor de combustión interna de ciclo convencional de cuatro tiempos de un método anterior se muestra en 10. El motor 10 incluye un bloque de motor 12 que tiene el cilindro 14 que se extiende por él. El cilindro 14 tiene el tamaño apropiado para recibir el pistón recíproco 16. Acoplada a la parte superior del cilindro 14 se encuentra la culata 18, que incluye una válvula de entrada 20 y una válvula de salida 22. La parte inferior de la culata 18, el cilindro 14 y la parte superior (o corona 24) del pistón 16 forman una cámara de combustión 26. En la carrera de entrada (Fig. 1), una mezcla aire/combustible se introduce en la cámara de combustión 26 a través de un paso de entrada 28 y por la válvula de entrada 20, en donde la mezcla se enciende mediante la bujía 30. Los productos de la combustión se expulsan posteriormente a través de la válvula de salida 22 y del paso de salida 32 de la carrera de escape (Fig. 4). Una biela 34 está acoplada pivotalmente en su extremo distal superior 36 al pistón 16. Un cigüeñal 38 incluye una porción mecánica de compensación llamada el tiro 40 del cigüeñal, que está acoplada pivotalmente al extremo distal inferior 42 de la biela 34. El acoplamiento mecánico de la biela 34 al pistón 16 y el tiro 40 del cigüeñal sirve para convertir el movimiento recíproco (según lo indica la flecha 44) del pistón 16 al movimiento rotatorio (según lo indica la flecha 46) del cigüeñal 38. El cigüeñal 38 se une mecánicamente (no mostrado) a un árbol de levas 48 de la entrada y a un árbol de levas 50 de salida, que controla con precisión la abertura y el cierre de la válvula de entrada 20 y de la válvula de salida 22 respectivamente. El cilindro 14 tiene una línea central (eje pistón-cilindro) 52, que es también la línea central de reciprocación del pistón 16. El cigüeñal 38 tiene un centro de la rotación (eje del cigüeñal) 54.

Refiriéndonos a la Fig. 1, con la válvula de entrada 20 abierta, el pistón 16 desciende primero (según lo indica la dirección de la flecha 44) en la carrera de entrada. Una masa predeterminada de una mezcla inflamable de combustible (p.ej. vapor de la gasolina) y de aire es succionada al interior de la cámara de combustión 26 por el vacío parcial creado de este modo. El pistón continúa descendiendo hasta alcanzar su centro inferior absoluto (BDC), es decir, el punto en el cual el pistón está más alejado de culata 18.

Refiriéndonos a la Fig. 2, con tanto las válvulas de entrada 20 y de salida 22 cerradas, la mezcla se comprime mientras el pistón 16 asciende (según lo indica la dirección de la flecha

44) en la carrera de compresión. Mientras el extremo de la carrera se acerca al centro superior absoluto (IDC), es decir, el punto en el cual el pistón 16 está en el punto más cercano de la culata 18, el volumen de la mezcla *se* comprime en esta representación a una octava parte de su volumen inicial (debido a una relación de compresión 8 a 1). Según el pistón se acerca al TDC, se genera una chispa eléctrica por el hueco de la bujía (30) lo cual inicia la combustión.

Refiriéndonos a la Fig. 3, la carrera de potencia sigue con ambas válvulas 20 y 22 aún cerradas. El pistón 16 se acciona hacia abajo (según lo indica la flecha 44) hacia el centro inferior absoluto (BDC), debido a la expansión de los gases ardientes que presionan la corona 24 del pistón 16. El principio de la combustión en el motor convencional ocurre generalmente un poco antes de que el pistón 16 alcance el TDC para una mayor eficiencia. Cuando el pistón 16 alcanza el TDC, hay un volumen 60 de separación significativo entre la parte inferior de la culata 18 y la corona 24 del pistón 16.

Refiriéndonos a la Fig. 4, durante la carrera de escape, el pistón ascendente 16 fuerza los productos de la combustión usados a través de la válvula abierta 22 de salida (o escape). El ciclo se repite entonces. Para este motor de ciclo de cuatro tiempos de un método anterior, se requieren cuatro tiempos de cada pistón 16, a saber: entrada, compresión, expansión y escape, y dos revoluciones del cigüeñal 38 para terminar un ciclo, es decir, para proporcionar una carrera de potencia.

El problema reside en que la eficiencia termodinámica total del motor típico de cuatro tiempos solamente llega a un tercio ($1/3$). Es decir, aproximadamente $1/3$ de la energía del combustible llega al cigüeñal como útil, $1/3$ se pierde en el calor residual y $1/3$ se pierde por el escape. Además, con estrictos requisitos en materia de emisiones y el mercado y la necesidad de legislar el aumento de la eficiencia, los fabricantes de motores pueden considerar la tecnología de mezcla pobre como una vía para el aumento de la eficiencia. No obstante, como la mezcla pobre no es compatible con convertidores catalíticos de tres vías, las mayores emisiones de NOx en tales técnicas se deben enfocar de otra manera.

Refiriéndonos a la Fig. 5, una alternativa al motor de cuatro tiempos convencional anteriormente descrito es un motor de cuatro tiempos de ciclo dividido. Del motor de ciclo dividido se trata generalmente en la patente N° 6.543.225 de los EE.UU. otorgada a Scuderi,

titulada "*Split Four Stroke Internal Combustion Engine*" (Motor de combustión interna de cuatro tiempos de ciclo dividido), presentado el 20 de Julio de 2001.

Un ejemplo de la representación del concepto del motor de ciclo dividido se muestra de modo general en 70. El motor 70 de ciclo dividido substituye dos cilindros adyacentes de un motor de cuatro tiempos convencional por una combinación de un cilindro 72 de compresión y un cilindro 74 de expansión. Estos dos cilindros 72, 74 realizarían sus funciones respectivas una vez por revolución del cigüeñal 76. La carga de entrada entraría en el interior del cilindro 72 de compresión a través de válvulas típicas 78 tipo resorte. El pistón 73 del cilindro de compresión presurizaría la carga y conduciría la carga a través del paso 80 de cruce, que actúa como orificio de entrada del cilindro 74 de expansión. Una válvula de comprobación 82 en la entrada sería utilizada para evitar contraflujos del paso 80 de cruce. La(s) válvula(s) 84 de la salida del paso 80 de cruce controlarían el flujo de la carga de entrada presurizada en el cilindro 74 de expansión. La bujía 86 se encendería momentos después que la carga de entrada entre en el cilindro 74 de expansión, y la combustión resultante conduciría el pistón 75 del cilindro de expansión hacia abajo. Los gases de escape se bombearían fuera del cilindro de expansión a través de las válvulas de resorte 88.

Con el concepto del motor de ciclo dividido, los parámetros geométricos del motor (es decir, orificio, carrera, longitud de la biela, relación de compresión, etc). de los cilindros de compresión y de expansión son generalmente independientes el uno del otro. Por ejemplo, los brazos 90, 92 de cada cilindro pueden tener diversos radios y estar dispuestos en fase uno de otro con centro superior absoluto (TDC) del pistón 75 del cilindro de expansión antes del TDC del pistón 73 del cilindro de compresión. Esta independencia permite al motor de ciclo dividido alcanzar potencialmente niveles de eficiencia más altos que los motores típicos de cuatro tiempos descritos aquí previamente.

No obstante, hay muchos parámetros geométricos y combinaciones de parámetros en el motor de ciclo dividido. Por lo tanto, es necesaria una adicional optimización de estos parámetros para maximizar el funcionamiento del motor.

Por consiguiente, existe una necesidad de un motor de combustión interna mejorado de cuatro tiempos, que puede mejorar la eficiencia y reducir los niveles de emisiones de NOx.

RESUMEN DE LA INVENCION

La presente invención ofrece ventajas y alternativas sobre técnicas anteriores al proporcionar un motor de ciclo dividido en el cual se optimizan parámetros significativos para una mayor eficiencia y rendimiento. Los parámetros optimizados incluyen al menos uno de la relación de expansión, relación de compresión, fase en el centro superior absoluto, duración de la válvula de cruce y solapa entre el evento en la válvula de cruce y la combustión.

Éstas y otras ventajas se logran en una representación ejemplar de la invención al proporcionar un motor que tiene un cigüeñal que rota sobre el eje del cigüeñal del motor. Un pistón de expansión es recibido por deslizamiento dentro de un cilindro de expansión y conectado operativamente con el cigüeñal de modo tal que el pistón de expansión reciproca con una carrera de expansión y una carrera de escape en un ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal. Un pistón de compresión es recibido por deslizamiento dentro de un cilindro de compresión y conectado operativamente con el cigüeñal de modo tal que el pistón de compresión reciproca con una carrera de entrada y una carrera de compresión del mismo ciclo de cuatro tiempos durante la misma rotación del cigüeñal. La relación de los volúmenes del cilindro de BDC al TDC para tanto el cilindro de expansión como el cilindro de compresión es de 20 a 1 o mayor.

En una representación alternativa de la invención, el pistón de expansión y el pistón de compresión del motor tienen una fase TDC de substancialmente 50° de ángulo de fisura o menos.

En otra representación alternativa de la invención, un motor incluye un cigüeñal que gira sobre el eje del cigüeñal del motor. Un pistón de expansión es recibido por deslizamiento dentro de un cilindro de expansión y conectado operativamente con el cigüeñal de modo tal que el pistón de expansión reciproca con una carrera de expansión y una carrera de escape en un ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal. Un pistón de compresión es recibido por deslizamiento dentro de un cilindro de compresión y conectado operativamente con el cigüeñal de modo tal que el pistón de compresión reciproca con una carrera de entrada y una carrera de compresión del mismo ciclo de cuatro tiempos durante la misma rotación del cigüeñal. Un paso de cruce interconecta los cilindros de compresión y de expansión. El paso de cruce incluye una válvula de entrada y una válvula de cruce que

definen en su interior una cámara de presión. La válvula de cruce tiene una duración de válvula de cruce de substancialmente 69° de ángulo de fisura o menor.

En otra representación alternativa de la invención, un motor incluye un cigüeñal que gira sobre el eje del cigüeñal del motor. Un pistón de expansión es recibido por deslizamiento dentro de un cilindro de expansión y conectado operativamente con el cigüeñal de modo tal que el pistón de expansión reciproca con una carrera de expansión y una carrera de escape en un ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal. Un pistón de compresión es recibido por deslizamiento dentro de un cilindro de compresión y conectado operativamente con el cigüeñal de modo tal que el pistón de compresión reciproca con una carrera de entrada y una carrera de compresión del mismo ciclo de cuatro tiempos durante la misma rotación del cigüeñal. Un paso de cruce interconecta los cilindros de compresión y de expansión. El paso de cruce incluye una válvula de entrada y una válvula de cruce que definen en su interior una cámara de presión. La válvula de cruce permanece abierta durante al menos una parte de la combustión en el cilindro de expansión.

15 **BREVE DESCRIPCIÓN DE LAS FIGURAS**

Fig. 1 es un diagrama esquemático de un motor convencional de combustión interna de cuatro tiempos de un método anterior durante la carrera de entrada;

Fig. 2 es un diagrama esquemático del motor del método anterior de la Fig. 1 durante la carrera de compresión;

20 Fig. 3 es un diagrama esquemático del motor del método anterior de la Fig. 1 durante la carrera de expansión;

Fig. 4 es un diagrama esquemático del motor del método anterior de la Fig. 1 durante la carrera de escape;

25 Fig. 5 es un diagrama esquemático de un motor de combustión interna de cuatro tiempos de ciclo dividido del método anterior;

Fig. 6 es un diagrama esquemático de un ejemplo de representación de un motor de combustión interna de cuatro tiempos de ciclo dividido de acuerdo con la presente invención durante la carrera de entrada;

Fig. 7 es un diagrama esquemático del motor de ciclo dividido de la Fig. 6 durante la compresión parcial de la carrera de compresión;

Fig. 8 es un diagrama esquemático del motor de ciclo dividido de la Fig. 6 durante la compresión total de la carrera de compresión;

5 Fig. 9 es un diagrama esquemático del motor de ciclo dividido de la Fig. 6 durante el inicio de la combustión;

Fig. 10 es un diagrama esquemático del motor de ciclo dividido de la Fig. 6 durante la carrera de expansión;

10 Fig. 11 es un diagrama esquemático del motor de ciclo dividido de la Fig. 6 durante la carrera de escape;

Fig. 12A es un diagrama esquemático de un interfaz gráfico del usuario de Potencia GT de un modelo de ordenador de un motor convencional usado en un estudio computarizado comparativo;

Fig. 12B son las definiciones pormenorizadas del motor convencional de la Fig. 12A;

15 Fig. 13 es una curva típica de emisión de calor de Wiebe;

Fig. 14 es un gráfico de parametrización del rendimiento del motor convencional de la Fig. 12A;

20 Fig. 15A es un diagrama esquemático de un interfaz gráfico del usuario de Potencia GT de un modelo de ordenador del motor de ciclo dividido de acuerdo con la presente invención y usado en el estudio computarizado;

Fig. 15B son las definiciones pormenorizadas del motor de ciclo dividido de la Fig. 15A

Fig. 16 es una representación esquemática de un diagrama de modelo MSC.ADAMS® del motor de ciclo dividido de la Fig. 15A;

25 Fig. 17 es un gráfico de las posiciones del pistón de compresión y de expansión y trabajos de la válvula en el motor de ciclo dividido de la Fig. 15A;

Fig. 18 es un gráfico de algunas parametrizaciones de rendimiento inicial del motor de ciclo dividido de la Fig. 15A;

Fig. 19 es un diagrama de abscisas y ordenadas logarítmicas del volumen de la presión de un motor convencional;

5 Fig. 20 es un diagrama del volumen de la presión del cilindro de potencia de un motor de ciclo dividido de acuerdo con la presente invención;

Fig. 21 es un gráfico de comparación de eficiencias térmicas indicadas de un motor convencional y de varios motores de ciclo dividido de acuerdo con la presente invención;

10 Fig. 22 es diagrama con predicción CFD de la posición frontal de la llama entre la válvula de cruce y el pistón de expansión en un caso de solape de quemado del 35%;

Fig. 23 es diagrama con predicción CFD de la posición frontal de la llama entre la válvula de cruce y el pistón de expansión en un caso de solape de quemado del 5%;

15 Fig. 24 es un gráfico con predicción CFD de emisiones de NOx en un motor convencional, un caso de solape de quemado del 5% en un motor de ciclo dividido y un caso de solape de quemado del 35% en un motor de ciclo dividido;

Fig. 25 es un gráfico de la carga de empuje del pistón de expansión en el motor de ciclo dividido;

20 Fig. 26 es un gráfico de la potencia y de la eficiencia térmica indicadas en comparación con la relación de compresión en un motor de ciclo dividido de acuerdo con la presente invención;

Fig. 27 es un gráfico de la potencia y de la eficiencia térmica indicadas en comparación con la relación de expansión en un motor de ciclo dividido de acuerdo con la presente invención;

Fig. 28 es un gráfico de la potencia y de la eficiencia térmica indicadas en comparación con la fase TDC en un motor de ciclo dividido de acuerdo con la presente invención; y

25 Fig. 29 es un gráfico de la potencia y de la eficiencia térmica indicadas en comparación con la duración de la válvula de cruce en un motor de ciclo dividido de acuerdo con la presente invención;

DESCRIPCIÓN DETALLADA

I. General

El Scuderi Group, LLC encargó al Southwest Research Institute ® (SwRI) de San Antonio, Texas realizar un estudio computarizado. El estudio computarizado implicó construir un modelo computarizado que representó varias representaciones de un motor de ciclo dividido que fue comparado a un modelo computarizado de un motor de combustión interna convencional de cuatro tiempos que tenía la misma masa atrapada por ciclo. El informe final del estudio (SwRI® N° Proyecto 03.05932, con fecha del 24 de Junio de 2003, se titula "Evaluation Of Split-Cycle Four-Stroke Engine Concept" "o Evaluación del concepto de motor de cuatro tiempos de ciclo dividido). El estudio computarizado dio lugar a la presente invención aquí descrita con ejemplos de representaciones referentes a un motor de ciclo dividido.

II Glosario

El glosario siguiente de siglas y de definiciones de los términos usados se proporciona aquí para referencia:

Relación del aire/combustible: proporción de aire al combustible en la carga de entrada

Centro inferior absoluto (BDC): la posición más lejana del pistón desde la culata, dando como resultado el mayor volumen de la cámara de combustión del ciclo.

Presión efectiva media del freno (BMEP): el esfuerzo del freno del motor expresado en términos de un valor del MEP. Igual al esfuerzo del freno dividido por el desplazamiento del motor.

Potencia de freno: salida de potencia en el eje de salida del motor.

Eficiencia térmica del freno (BTE): el prefijo "freno": teniendo que ver con los parámetros derivados del esfuerzo medido en el eje de salida del motor. Ésta es la parametrización del rendimiento tomada después de las pérdidas debidas a la fricción. Por consiguiente, BTE = ITE - fricción.

Solape de quemado: porcentaje de la combustión total (es decir, desde el punto 0% al punto del 100% de la combustión) que se completa antes del cierre de la válvula de cruce.

Esfuerzo del freno: esfuerzo en el eje de salida del motor.

Ángulo de fisura (CA): ángulo de rotación del brazo del cigüeñal, típicamente referido a su posición cuando está alineado con el orificio cilíndrico.

Dinámica de fluidos computacional (CFD): manera de solucionar problemas complejos del flujo de fluido rompiendo el régimen de flujo en una gran cantidad de elementos minúsculos que se pueden solucionar para determinar las características de flujo, la transferencia térmica y otras características referentes a la solución del flujo.

- 5 Monóxido de carbono (CO): agente contaminador regulado, tóxico a los seres humanos, un producto de la oxidación incompleta de combustibles de hidrocarburo.

Duración de la combustión: definida en este texto como el intervalo del ángulo de fisura entre los puntos del 10% y del 90% desde el comienzo de la combustión. También se conoce como el índice de quemado. Véase la curva de emisión de calor de Wiebe en Fig. 13.

- 10 Combustión: proceso de quemar combustible, típicamente en la cámara de expansión de un motor.

Relación de compresión: relación del volumen del cilindro de compresión en BDC al de TDC

Cierre de la válvula de cruce (XVC)

- 15 Abertura de la válvula de cruce (XVO)

Compensación del cilindro: es la distancia lineal entre la línea central de un orificio y el eje del cigüeñal.

- 20 Volumen de desplazamiento: se define como el volumen que el pistón desplaza del BDC al TDC. Matemáticamente, si la carrera se define como la distancia del BDC al TDC, entonces el volumen de desplazamiento es igual a $\pi/4 * \text{orificio}^2 * \text{carrera}$. La relación de compresión es entonces la relación del volumen de la cámara de combustión en BDC en relación al TDC. El volumen en el TDC se refiere como el volumen de separación, o V_{cl} .

$$V_d = \pi/4 * \text{orificio}^2 * \text{carrera}$$

$$CR = (V_d + V_{cl}) / V_{cl}$$

- 25 Cierre de la válvula de escape (EVC)

Abertura de la válvula de escape (EVO)

Relación de expansión: término equivalente a la relación de compresión, pero para el cilindro de expansión. Es la relación del volumen del cilindro en BDC en relación al volumen del cilindro en el TDC.

- 30 Presión efectiva media del freno (FMEP): nivel de fricción expresado en términos de MEP. No obstante, no puede ser determinado directamente a partir de una curva de la presión del cilindro. Una manera habitual de medir esto es calcular el NIMEP a partir de la curva de presión del cilindro, calcular el BMEP a partir del esfuerzo medido con el dinamómetro y, a continuación, asignar la diferencia como fricción o FMEP.

- 35 Interfaz gráfico del usuario (GUI)

Presión efectiva media indicada (IMEP): integración del área dentro de la curva de P-dV, que también iguala el esfuerzo de motor indicado dividido por el volumen de desplazamiento. De hecho, todos los valores indicados del esfuerzo y de la potencia se derivan de este parámetro. Este valor también representa el nivel constante de presión a través de la carrera de expansión que proporcionaría la misma salida de motor que la curva de la presión real. Puede ser especificado como neto indicado (NIMEP) o bruto indicado (GIMEP) aunque cuando no está especificado totalmente, se asume NIMEP.

5

Eficiencia térmica indicada (ITE): la eficiencia térmica basada en la potencia indicada (neta).

10 Cierre de la válvula de entrada (IVC)

Apertura de la válvula de entrada (IVO)

Presión efectiva media: presión que tendría que ser aplicada al pistón en la carrera de expansión para dar lugar a la misma salida de potencia que el ciclo real. Este valor es también proporcional al esfuerzo por desplazamiento.

15 NO_x :varias especies químicas de óxido de nitrógeno, principalmente NO y NCh. Un agente contaminador regulado y un precursor de la bruma industrial (*smog*). Creado al exponer un ambiente que incluye oxígeno y nitrógeno (es decir, aire) a temperaturas muy altas.

Presión máxima del cilindro (PCP): presión máxima alcanzada dentro de la cámara de combustión durante el ciclo del motor.

20 Prefijos: - La potencia, esfuerzo, MEP, eficiencia térmica y otros términos pueden tener los prefijos calificativos siguientes:

Indicado: se refiere a la potencia que llega a la parte superior del pistón, antes de tener en cuenta las pérdidas por fricción.

25

Bruto indicado: se refiere a la potencia que llega a la parte superior del pistón, considerando únicamente las carreras de compresión y de expansión.

Neto indicado: (también la interpretación de “indicado” cuando no denotado de otra manera): se refiere a la potencia que llega a la parte superior del pistón considerando los cuatro tiempos del ciclo: compresión, expansión, escape y entrada.

30

Bombeo: se refiere a la potencia del motor considerando sólo las carreras de entrada y de escape. En este informe, un trabajo de bombeo positivo se refiere a la potencia emitida por el motor mientras que uno negativo se refiere al consumo del motor para realizar las carreras de escape y de entrada.

De estas definiciones, sigue que:

Neto indicado = Grueso indicado + bombeando.

35

Freno = neto indicado - fricción

Presión efectiva media de bombeo (PMEP): el MEP indicado se asoció únicamente con los movimientos de escape y de entrada. Una medida de energía consumida en el proceso de

respiración. No obstante, la convención de la muestra tomada es que un valor positivo significa que el trabajo se está haciendo *en* el cigüeñal durante el ciclo de bombeo. (Es posible conseguir un valor positivo para PMEP si el motor es turbo o reforzado de cualquier otro modo).

- 5 Ignición por chispa (SI): se refiere a un motor en el cual la combustión se inicia gracias a una chispa eléctrica dentro de la cámara de combustión.

Centro superior absoluto (TDC): la posición más cercana a la culata que alcanza el pistón a través del ciclo, proporcionando el volumen más bajo en la cámara de combustión.

- 10 Fase TDC (también conocido aquí como el ángulo de fase entre los cilindros de compresión y expansión (véase el punto 172 de la Fig. 6)): : es la compensación rotatoria, en grados, entre el brazo para los dos cilindros. Una compensación de cero grados significaría que los brazos eran colineales, mientras que una compensación 180° significaría que estaban en lados opuestos del cigüeñal (es decir un pasador en la parte superior mientras que el otro está en la parte inferior).

- 15 Eficiencia térmica: relación de salida de potencia al índice de entrada de energía combustible. Este valor se puede especificar como eficiencia térmica del freno (BTE) o indicada (ITE) dependiendo de qué parámetros de energía se utilicen en el numerador.

V_p: velocidad media del pistón: velocidad media del pistón a través del ciclo. Puede expresarse matemáticamente como $2 * \text{Carrera} * \text{velocidad del motor}$.

- 20 Duración de la válvula (o duración del trabajo de la válvula): intervalo del ángulo de fisura entre la abertura de una válvula y el cierre de la válvula.

Trabajo de la válvula: proceso de abertura y de cierre de una válvula para realizar una tarea.

- 25 Eficiencia volumétrica: la masa de la carga (aire y combustible) atrapada en el cilindro después de que la válvula de cierre se cierre comparada con la masa de la carga que llenaría el volumen de desplazamiento del cilindro en algunas condiciones de referencia. Las condiciones de referencia son normalmente condiciones de ambiente, o del colector de entrada. (Este último caso se utiliza típicamente en los motores turbo).

Válvula reguladora abierta completamente (WOT): se refiere a la máxima potencia realizable en un motor (SI) acelerado a una velocidad dada.

30

III. Representaciones del motor de ciclo dividido resultado del estudio computarizado

- Refiriéndonos a las Figuras 6-11, un ejemplo de la representación de un motor de combustión interna de cuatro tiempos de acuerdo con la presente invención se muestra generalmente en 100. El motor 100 incluye un bloque de motor 102 que tiene un cilindro 104
35 de expansión (o potencia) y un cilindro 106 de compresión que se extiende por él. Un cigüeñal 108 giratorio está conectado pivotalmente para rotación sobre un eje 110 del cigüeñal (que se extiende perpendicularmente al plano del papel).

El bloque de motor 102 es el miembro estructural principal del motor 100 y se extiende hacia arriba del cigüeñal 108 a la unión con la culata 112. El bloque de motor 102 sirve como marco estructural del motor 100 y lleva típicamente el postizo de montaje mediante el cual el motor se apoya en el chasis (no mostrado). El bloque de motor 102 es generalmente un molde de fundición con las superficies apropiadas mecanizadas y agujeros roscados para acoplar la culata 112 y otras unidades del motor 100.

Los cilindros 104 y 106 son aberturas de la sección en cruz generalmente circular, que se extienden por la porción superior del bloque de motor 102. El diámetro de los cilindros 104 y 106 se conoce como el orificio. Las paredes internas de los cilindros 104 y 106 se perforan y pulen para formar superficies lisas, exactas con un tamaño adecuado para recibir un pistón 114 de expansión (o potencia), y un pistón 116 de compresión respectivamente.

El pistón 114 de expansión reciproca a lo largo de un eje 113 del pistón-cilindro de expansión, y el pistón 116 de compresión reciproca a lo largo de un segundo eje 115 del pistón-cilindro de compresión. En esta representación, los cilindros 104 y 106 de expansión y de compresión están compensados relativos al eje 110 del cigüeñal. Es decir, los ejes primero y segundo 113 y 115 del pistón-cilindro pasan por lados opuestos del eje 110 del cigüeñal sin interseccionar el eje 110 del cigüeñal.

No obstante, una persona cualificada en el método reconocerá que los motores de ciclo dividido sin eje de compensación pistón-cilindro están también en el ámbito de esta invención.

Los pistones 114 y 116 son típicamente moldes de fundición cilíndricos o piezas forjadas de acero o de aleación de aluminio. Los extremos cerrados superiores, es decir, tapas, de los pistones 114 y 116 de potencia y compresión son la primera y segunda corona 118 y 120 respectivamente. Las superficies exteriores de los pistones 114, 116 se mecanizan generalmente para caber en el orificio del cilindro cerradamente y típicamente se acanalan para recibir los anillos del pistón (no mostrados) que sellan el hueco entre los pistones y las paredes del cilindro.

La primera y segunda biela 122 y 124 van acopladas pivotalmente en sus extremos superiores 126 y 128 a los pistones 114 y 116 de potencia y de compresión respectivamente.

El cigüeñal 108 incluye un par de porciones mecánicamente compensadas llamadas el primer y el segundo brazo 130 y 132 que van acoplados pivotalmente a los extremos

opuestos inferiores 134 y 136 de la primera y segunda biela 122 y 124 respectivamente. Los acoplamientos mecánicos de las bielas 122 y 124 a los pistones 114, 116 y brazos del cigüeñal (tiros) 130 y 132 sirven para convertir el movimiento recíproco de los pistones (según lo indica la dirección de la flecha 138 para el pistón 114 de expansión, y la flecha direccional 140 para el pistón 116 de compresión) al movimiento rotatorio (según lo indica la dirección de la flecha 142) del cigüeñal 108.

Aunque esta representación muestra el primer y segundo pistón 114 y 116 conectados directamente al cigüeñal 108 a través de las bielas 122 y 124 respectivamente, está dentro del ámbito de esta invención que otros medios se puedan emplear también para conectar operativamente los pistones 114 y 116 al cigüeñal 108. Por ejemplo, puede utilizarse un segundo cigüeñal para unir mecánicamente los pistones 114 y 116 al primer cigüeñal 108.

La culata 112 incluye un paso 144 de cruce del gas que interconecta los primeros y segundos cilindros 104 y 106. El paso de cruce incluye una válvula de comprobación de la entrada 146 dispuesta en una parte periférica del paso 144 de cruce próximo al segundo cilindro 106. También hay una válvula 150 de cruce para la salida, de tipo resorte, en una porción periférica opuesta del paso 144 de cruce próximo a la parte superior del primer cilindro 104. La válvula de comprobación 146 y la válvula 150 de cruce definen una cámara de presión 148 en su mitad. La válvula de comprobación 146 permite el flujo unidireccional de gas comprimido desde el segundo cilindro 106 a la cámara de presión 148. La válvula 150 de cruce permite el flujo de gas comprimido de la cámara de presión 148 al primer cilindro 104. Pese a que las válvulas de comprobación y de resorte se describen como las válvulas 146 y 150 de comprobación de la entrada y de cruce de salida respectivamente, cualquier diseño de válvula apropiado para la aplicación puede utilizarse también, p.ej. la válvula de entrada 146 también puede ser de resorte.

La culata 112 también incluye una válvula de cierre 152 del tipo resorte dispuesta sobre la parte superior del segundo cilindro 106, y una válvula de escape 154 del tipo resorte dispuesta sobre la parte superior del primer cilindro 104. Las válvulas de resorte 150, 152 y 154 tienen típicamente un eje de metal (o vástago) 156 con un disco 158 en un extremo instalado para bloquear la abertura de la válvula. El otro extremo de los ejes 156 de las válvulas de resorte 150, 152 y 154 se une mecánicamente a los árboles de levas 160, 162 y 164 respectivamente. Los árboles de levas 160, 162 y 164 son típicamente una barra redonda

con los lóbulos de forma generalmente oval situados dentro del bloque de motor 102 o en la culata 112.

Los árboles de levas 160, 162 y 164 están conectados mecánicamente al cigüeñal 108, típicamente con una rueda de engranaje, correa o acoplamientos de cadena (no mostrados).

- 5 Cuando el cigüeñal 108 fuerza a los árboles de levas 160, 162 y 164 a girar, los lóbulos de los árboles de levas 160, 162 y 164 hacen que las válvulas 150, 152 y 154 se abran y cierren en los momentos exactos del ciclo del motor.

- 10 La corona 120 del pistón 116 la compresión, las paredes del segundo cilindro 106 y la culata 112 forman una cámara de compresión 166 para el segundo cilindro 106. La corona 118 del pistón 114 de potencia, las paredes del primer cilindro 104 y la culata 112 forman una cámara de combustión 168 distinta para el segundo cilindro 104. Hay una bujía 170 en la culata 112 sobre el primer cilindro 104 y se controla mediante un dispositivo de control (no mostrado) que sincroniza con exactitud la ignición de la mezcla de gases de aire comprimido en la cámara de combustión 168.

- 15 Aunque esta representación describe un motor de ignición (SI) de chispa, una persona cualificada reconocería que los motores de encendido por compresión (CI) también están dentro del ámbito de este tipo de motor. Adicionalmente, una persona cualificada reconocería que un motor de ciclo dividido de acuerdo con la presente invención se puede utilizar para funcionar con una variedad de combustibles además de la gasolina, p.ej. diésel, hidrógeno y gas natural.
- 20

- Durante la operación, el pistón 114 de potencia lleva al pistón 116 de compresión por un ángulo de fase 172, definido por los grados de rotación de un ángulo de fisura (CA) que el cigüeñal 108 debe girar después de que el pistón 114 de potencia haya alcanzado su posición de centro superior absoluto para que el pistón 116 de compresión alcance su respectiva posición de centro superior absoluto. Como será discutido en el estudio computarizado que se presenta posteriormente, para mantener niveles ventajosos de eficiencia térmica (BTE o ITE), el ángulo de fase 172 se fija típicamente en aproximadamente 20 grados. Por otra parte, el ángulo de fase es preferiblemente inferior o igual a 50 grados, más preferiblemente inferior o igual a 30 grados y en la versión más preferida inferior o igual a 25 grados.
- 25

- 30 Las Figuras 6-11 representan un ciclo completo del motor 100 de ciclo dividido mientras el motor 100 convierte la energía potencial de una masa atrapada predeterminada de la mezcla

aire/combustible (representada por la sección punteada) en energía mecánica rotatoria. Es decir, las Figuras 6-11 ilustran la entrada, la compresión parcial, la compresión completa, el comienzo de la combustión, la expansión y el escape de la masa atrapada respectivamente. No obstante, es importante observar que el motor está cargado completamente con mezcla
5 aire/combustible, y que para cada masa atrapada de mezcla aire/combustible admitida y comprimida por el cilindro 106 de compresión, una masa atrapada substancialmente igual se combustiona y se expulsa por el cilindro 104 de expansión.

La Fig. 6 ilustra el pistón 114 de potencia cuando ha alcanzado su posición de centro inferior absoluto (BDC) y acaba de comenzar la ascensión (según lo indica la flecha 138) en su
10 carrera de escape. El pistón 116 de compresión sigue tras una demora el pistón 114 de potencia y desciende (flecha 140) en su carrera de entrada. La válvula de entrada 152 está abierta para permitir un volumen predeterminado de mezcla explosiva de combustible y de aire entrar dentro de la cámara de compresión 166 y quedar atrapado en su interior (es decir, la masa atrapada según lo indicado por los puntos en la Fig. 6). La válvula de escape 154 está
15 también abierta, lo cual permite al pistón 114 forzar los productos gastados de la combustión fuera de la cámara de combustión 168.

La válvula de comprobación 146 y la válvula 150 de cruce del paso 144 de cruce se cierran para prevenir la transferencia de combustible inflamable y de los productos gastados en la combustión entre las dos cámaras 166 y 168. Adicionalmente, durante las carreras de escape
20 y de entrada, la válvula de comprobación 146 y la válvula 150 de cruce sellan la cámara de presión 148 para mantener substancialmente la presión de cualquier gas atrapado en ella de las carreras anteriores de compresión y de potencia.

Refiriéndonos a la Fig. 7, la compresión parcial de la masa atrapada está en curso. Eso es, la válvula de entrada 152 se cierra y el pistón 116 de compresión asciende (flecha 140) hacia su
25 posición de centro superior absoluto (TDC) para comprimir la mezcla aire/combustible. Simultáneamente, la válvula de escape 154 está abierta y el pistón 114 de expansión también asciende (flecha 138) para expulsar los productos gastados del combustible.

Refiriéndonos a la Fig. 8, la masa atrapada (puntos) se comprime más y está comenzando a entrar en el paso 144 de cruce a través de la válvula de comprobación 146. El pistón 114 de
30 expansión ha alcanzado su posición de centro superior absoluto (TDC) y está a punto de descender a su carrera de expansión (indicada por la flecha 138), mientras que el pistón 116

de compresión todavía está ascendiendo en su carrera de compresión (indicado por la flecha 140). En este punto, la válvula de comprobación 146 está parcialmente abierta. La válvula de salida de cruce 150, la válvula de entrada 152 y la válvula de escape 154 están todas cerradas.

- 5 En el TDC, el pistón 114 tiene una distancia 178 de separación entre la corona 118 del pistón 114 y la tapa del cilindro 104. Esta distancia 178 de separación es muy pequeña en comparación con la distancia 60 de separación de un motor convencional 10 (mejor visto en el método anterior, Fig. 3). Esto se debe a que la separación (o la relación de compresión) en el motor convencional se limita para evitar el encendido inadvertido de la compresión y una presión excesiva del cilindro. Por otra parte, reduciendo la distancia 178 de separación, se consigue una expulsión más completa de los productos de escape.

La relación del volumen del cilindro de expansión (es decir, cámara de combustión 168) cuando el pistón 114 está en BDC al volumen del cilindro de expansión cuando el pistón está en TDC se define aquí como la relación de expansión. Esta relación es generalmente mucho más alta que la relación de volúmenes de cilindro entre BDC y el TDC del motor convencional 10. Según se indica en la siguiente descripción del estudio computarizado, para mantener niveles ventajosos de eficiencia, la relación de expansión se fija típicamente aproximadamente en 120 a 1. Por otra parte, la relación de expansión es preferiblemente igual a o mayor de 20 a 1, más preferiblemente igual a o mayor de 40 a 1, y en la versión más preferida igual a o mayor de 80 a 1.

Refiriéndonos a la Fig. 9, se ilustra el comienzo de la combustión de la masa atrapada (sección punteada). El cigüeñal 108 ha girado un número predeterminado adicional de grados más allá de la posición TDC del pistón 114 de expansión para alcanzar su posición de fuego. En este punto, se enciende la bujía 170 y comienza la combustión. El pistón 116 de compresión está terminando su carrera de compresión y está cerca de su posición TDC. Durante esta rotación, el gas comprimido dentro del cilindro 116 de compresión alcanza una presión umbral que fuerza la válvula de comprobación 146 a abrirse completamente, mientras que la leva 162 está sincronizada también para abrir la válvula 150 de cruce. Por lo tanto, según el pistón 114 de potencia desciende y asciende el pistón 116 de compresión, una masa substancialmente igual de gas comprimido se transfiere de la cámara de compresión 166 del cilindro 106 de compresión a la cámara de combustión 168 del cilindro 104 de expansión.

Según lo observado en la siguiente descripción del estudio computarizado, es ventajoso que la duración de la válvula de la válvula 150 de cruce, es decir, el intervalo del ángulo de fisura (CA) de cruce entre la abertura de la válvula de cruce (XVO) y el cierre de la válvula de cruce (XVC) sea muy pequeña comparada con la duración de la válvula de la válvula de entrada 152 y de la válvula de escape 154.

Una duración típica de la válvula para las válvulas 152 y 154 es típicamente superior a 160 grados de CA. Para mantener niveles ventajosos de eficiencia, la duración de la válvula de cruce se fija típicamente en aproximadamente 25 grados de CA. Por otra parte, la duración de la válvula de cruce es preferiblemente igual a o inferior a 69 grados de CA, más preferiblemente igual a o inferior a 50 grados de CA, y en la versión más preferida igual a o inferior a 35 grados de CA.

Adicionalmente, el estudio computarizado también indicó que si la duración de la válvula de cruce y la duración de la combustión se solapaban durante un porcentaje mínimo predeterminado de la duración de la combustión, la duración de la combustión disminuiría substancialmente (es decir, el índice de quemado de la masa atrapada se vería aumentado substancialmente). Específicamente, la válvula 150 de cruce debería seguir estando abierta preferiblemente al menos un 5% de la combustión total (es decir del punto del 0% al punto del 100% de la combustión) antes del cierre de la válvula de cruce, más preferiblemente para el 10% de la combustión total, y en la versión más preferida el 15% de la combustión total. Según lo explicado minuciosamente más abajo, cuanto más tiempo pueda permanecer abierta la válvula 150 de cruce durante el tiempo que la mezcla aire/combustible está combustionando (es decir, el hecho de la combustión), mayor es el aumento del índice de quemado y de los niveles de eficiencia. Las limitaciones a este solape serán discutidas en secciones posteriores.

Tras rotar más el cigüeñal 108, el pistón 116 de compresión pasará a través a su posición del TDC y comenzará después de ello otra carrera de entrada para comenzar el ciclo otra vez. El pistón 116 de compresión también tiene una distancia muy pequeña 182 de separación relativa al motor estándar 10. Esto es posible porque, según la presión de gas en la cámara de compresión 166 del cilindro de compresión 106 alcanza la presión en la cámara de presión 148, la válvula de comprobación 146 es forzada a abrirse para permitir que el gas pase. Por lo tanto, un volumen muy pequeño de gas de alta presión queda atrapado en la tapa del pistón 116 de compresión cuando alcanza su posición TDC.

La relación del volumen del cilindro de compresión (es decir, cámara de compresión 166) cuando el pistón 116 está en BDC al volumen del cilindro de compresión cuando el pistón está en TDC se define aquí como la relación de compresión. Esta relación es generalmente mucho más alta que la relación de volúmenes de cilindro entre BDC y el TDC del motor convencional 10. Según se indica en la siguiente descripción del estudio computarizado, para mantener niveles ventajosos de eficiencia, la relación de compresión se fija típicamente aproximadamente en 100 a 1. Por otra parte, la relación de compresión es preferiblemente igual a o mayor de 20 a 1, más preferiblemente igual a o mayor de 40 a 1, y en la versión más preferida igual a o mayor de 80 a 1.

10 Refiriéndonos a la Fig. 10, se ilustra la carrera de expansión en la masa atrapada. Mientras que se combustiona la mezcla aire/combustible, los gases calientes hacen descender al pistón 114 de expansión.

Refiriéndonos a la Fig. 11, se ilustra la carrera de escape de la masa atrapada. Según el cilindro de expansión alcanza BDC y comienza a ascender otra vez, los gases de combustión se expulsan hacia fuera de la válvula abierta 154 para comenzar otro ciclo.

IV. Estudio computarizado

1.0 Resumen de los resultados:

1.1. Ventajas

El objetivo primario del estudio computarizado era estudiar el concepto de motor de ciclo dividido, identificar los parámetros que ejercían la influencia más significativa en funcionamiento y eficiencia, y determinar los beneficios teóricos, ventajas o desventajas en comparación con un motor de cuatro tiempos convencional.

El estudio computarizado identificó la relación de compresión, la relación de expansión, fase del TDC (es decir, el ángulo de fase entre los pistones de compresión y de expansión (véase el punto 172 de la Fig. 6)), duración de la válvula de cruce y duración de la combustión como variables significativas que afectan el rendimiento del motor y la eficiencia. Los parámetros fueron fijados específicamente como sigue:

- las relaciones de compresión y de expansión deben ser iguales a o mayor de 20 a 1 y fueron fijados en 100 a 1 y 120 a 1 respectivamente para este estudio;

- el ángulo de fase debe ser inferior a o igual a 50 grados y fue fijado en aproximadamente en 20 grados para este estudio; y
- la duración de la válvula de cruce debería ser inferior a o igual a 69 grados y fue fijada en aproximadamente en 25 grados para este estudio.

- 5 Por otra parte, la duración de la válvula de cruce y la duración de la combustión deben solaparse en un porcentaje predeterminado de la combustión para lograr mejores niveles de eficiencia. Para este estudio, los cálculos CFD mostraron que un solape del 5% de la combustión total era realista y que mayores solapes son alcanzables con un 35% formando el límite superior inalcanzable para las representaciones modeladas en este estudio.
- 10 Cuando los parámetros se aplican en la configuración apropiada, el motor de ciclo dividido exhibió ventajas significativas tanto en eficiencia térmica del freno (BTE) como en las emisiones de NOx.

La Tabla 9 resumió los resultados del estudio computarizado en lo que respecta a BTE, y los gráficos de la Fig. 24 las emisiones de NOx previstas, tanto para el modelo convencional del motor como para las varias representaciones del modelo de motor de ciclo dividido.

Las ganancias potenciales previstas con el concepto del motor de ciclo dividido a una velocidad del motor de 1400 rpm están en la gama de 0,7 a menos de 5,0 puntos (o de puntos porcentuales) de eficiencia térmica del freno (BTE) en relación al de un motor convencional de cuatro tiempos en 33,2 puntos de BTE. Es decir el BTE del motor de ciclo dividido fue calculado para estar potencialmente entre 33,9 y 38,2 puntos.

El término “punto” según se utiliza aquí, se refiere al valor calculado o medido absoluto de porcentaje BTE de unos 100 puntos porcentuales teóricamente posibles. El término “porcentual”, según se utiliza aquí, se refiere a la diferencia comparativa relativa entre el BTE calculado del motor de ciclo dividido y el motor convencional de referencia. Por consiguiente, la gama de incremento de ,7 a menos de 5,0 puntos en BTE para el motor de ciclo dividido representa una gama de aproximadamente 2 (es decir, de ,7/33,2) a menos de 15 (de 5/33,2) por ciento de aumento en BTE sobre la referencia de 33,2 para un motor convencional de cuatro tiempos.

Además, el estudio computarizado también demostró que si el motor de ciclo dividido fue construido con un pistón y cilindro de expansión cerámico, el BTE puede aumentar más

potencialmente, cerca de unos 2 puntos más, es decir, 40,2 puntos porcentuales BTE, lo que representa un aumento aproximado del 21 % sobre el motor convencional. Uno debe tener presente, sin embargo, que los pistones y los cilindros de cerámica tienen problemas de la durabilidad con usos a largo plazo; además, este enfoque agravaría aún más los temas de lubricación con temperaturas incluso más altas en las paredes del cilindro que resultarían del uso de estos materiales.

Con estrictos requisitos en materia de emisiones y la necesidad del mercado de un aumento en la eficiencia, muchos fabricantes de motores encuentran difícil reducir emisiones de NOx mientras funcionan en finas relaciones aire/combustible. Unos datos de un análisis de combustión del CFD realizado durante el estudio computarizado indicaron que el motor de ciclo dividido podría potencialmente reducir los niveles de las emisiones de NOx de los motores convencionales entre un 50% y 80% al comparar ambos motores en una relación aire/combustible pobre.

La reducción en emisiones NOx podría potencialmente ser significativa tanto en términos de su impacto medioambiental como en la eficiencia del motor. Es un hecho bien conocido de que las eficiencias se pueden mejorar en los motores SI funcionando con magro (significativamente en una relación aire/combustible superior del 14,5 a 1). No obstante, la dependencia en convertidores catalíticos de tres vías (TWC), que requieren una corriente estequiométrica de escape para alcanzar los niveles requeridos de emisiones, imposibilita típicamente esta opción en los motores de producción. (la relación estequiométrica aire/combustible es aproximadamente de 14,5 para el combustible de la gasolina). Las emisiones de NOx más bajas del motor de ciclo dividido pueden permitir que el ciclo dividido funcione con mezcla pobre y alcance ganancias adicionales en eficiencia de alrededor de un punto (es decir, aproximadamente un 3%) sobre un motor convencional con TWC convencionales. Los TWCs en motores convencionales demuestran niveles de reducción del NOx superiores al 95%, de modo que el motor de ciclo dividido no puede alcanzar sus niveles actuales post-TWC, sino dependiendo de la aplicación y el uso de otra tecnología post- tratamiento, el motor de ciclo dividido puede ser capaz de cumplir niveles requeridos de NOx mientras funciona en relaciones aire/combustible con mezcla pobre.

Estos resultados no se han correlacionado con datos experimentales y las predicciones de emisiones a partir de modelos numéricos tienden a depender mucho en el seguimiento de rastro de elementos a lo largo de la combustión. Si estos resultados fueran confirmados en un

motor real de prueba, constituirían una ventaja significativa del concepto del motor de ciclo dividido.

1.2 Riesgos y soluciones sugeridas:

El estudio computarizado también identificó los riesgos siguientes asociados con el motor de ciclo dividido:

- Unas continuas temperaturas elevadas en el cilindro de expansión podrían llevar a fallos estructurales-térmicos de componentes y de problemas con la retención del lubricante,
- Posibles temas de durabilidad del tren de la válvula con la válvula de cruce debido a altas cargas de la aceleración,
- Interferencia de la válvula-a-pistón en el cilindro de expansión, y
- Auto-ignición y/o propagación de la llama en el paso de cruce.

No obstante, los riesgos anteriormente mencionados pueden ser abordados a través de una multitud de posibles soluciones. Ejemplos de tecnologías o de soluciones potenciales que pueden ser utilizadas se ofrecen a continuación.

Para hacer frente a sostenidas altas temperaturas en el cilindro de expansión se pueden utilizar materiales muy especiales y / o técnicas de construcción para la pared del cilindro. Además, es posible que tengan que ser utilizadas menores temperaturas y / o diferentes refrigerantes. También de preocupación en relación con las altas temperaturas es el problema de la lubricación. Posibles tecnologías para superar este desafío son lubricantes líquidos capaces de temperaturas extremas (sintética avanzada), así como lubricantes sólidos.

Para hacer frente al segundo punto de las cargas del tren de la válvula para la válvula de cruce de acción muy rápida se puede incluir alguna tecnología utilizada actualmente en avanzados motores de carreras de alta velocidad de competición, tales como muelles de válvulas neumáticas y/o de inercia baja, válvulas de titanio con múltiples resortes mecánicos por válvula. También, como el diseño avanza a la etapa de diseño detallado, el número de válvulas será reconsiderado, pues es más fácil mover un número más grande de válvulas más pequeñas más rápidamente y proporcionan una circunferencia total más grande que proporciona un mejor flujo en elevación baja.

El tercer punto de interferencia de la válvula de cruce con el pistón cerca del TDC puede ser tratado ahuecando las válvulas de cruce en el cabezal, proporcionando relevaciones o recortes de válvula en la tapa del pistón para permitir espacio para la(s) válvula(s), o diseñando una válvula de cruce de la de abertura exterior.

- 5 El último desafío enumerado es el de la auto-ignición y/o propagación de la llama en el paso de cruce. La auto-ignición en el paso de cruce se refiere al autoencendido de la mezcla aire/combustible mientras reside en el paso de cruce entre los ciclos debido a la presencia de una mezcla combustible mantenida durante un tiempo relativamente largo a temperatura y presión altas. Esto puede ser tratado usando inyección de combustible por un orificio, donde
10 solamente reside aire en el paso de cruce entre los ciclos y por tanto previniendo la auto-ignición. El combustible entonces se agrega directamente al cilindro, o al extremo de salida del paso de cruce, sincronizado para corresponder con el momento de la abertura de la válvula de cruce.

La segunda mitad de este punto, propagación de la llama en el paso de cruce, se puede
15 optimizar más a fondo con el desarrollo. Es decir, aunque sea muy razonable diseñar la sincronización de la válvula de cruce del motor de ciclo dividido para estar abierta durante un breve espacio de tiempo durante la combustión, p.ej. el 5% o menos, a mayor sea el espacio de tiempo que la válvula de cruce permanezca abierta durante la combustión, mayor será el impacto positivo en la eficiencia térmica que puede conseguirse con este motor. No
20 obstante, esta dirección de mayor solape entre la válvula de cruce y las combustiones aumenta la probabilidad de propagación de la llama en el paso de cruce.

Por consiguiente, el esfuerzo se puede dirigir hacia la comprensión de la relación entre la sincronización de la combustión, la ubicación de la bujía, el solape de la válvula de cruce y el movimiento del pistón en relación a la evitación de la propagación de llama en el paso de
25 cruce.

2.0 Modelo de motor convencional

Un modelo simulador del ciclo fue construido a partir de un motor convencional bicilíndrico SI de cuatro tiempos con aspiración natural y analizado usando programas informáticos disponibles en los comercios llamados GT-Power, de Gamma Technologies, Inc. de
30 Westmont, IL. Las características de este modelo fueron configuradas usando parámetros del motor representativos para ofrecer valores de rendimiento y eficiencia típicos de los

motores SI de gasolina con aspiración natural. Los resultados de estos esfuerzos de modelado fueron utilizados para establecer una línea de comparación para el concepto del motor de ciclo dividido.

2.1 Descripción de la GT-Power

5 La GT-Power es un programa informático unidimensional para la resolución de problemas con fluidos de uso general en la industria para llevar a cabo simulaciones de motor. La GT-Power está específicamente diseñada para simulaciones de motor en estado estacionario y transitorio. Es aplicable a todos los tipos de motores de combustión interna, y le ofrece al usuario varios objetos basados en menú para modelar los muchos diversos componentes que
10 se pueden utilizar en los motores de combustión interna. La Fig. 12A muestra la interfaz gráfica del usuario (GUI) de GT-Power para el modelo convencional bicilíndrico del motor.

Refiriéndonos a las Figuras 12A y B, el aire de entrada fluye de la fuente ambiente al colector de entrada, representado por las uniones 211 y 212. Desde allí, el aire de entrada entra en los orificios de entrada (214-217) donde el combustible se inyecta y se mezcla con
15 la corriente de aire. En el momento apropiado del ciclo, las válvulas de entrada (vix-y) se abren mientras que los pistones en sus cilindros respectivos (cil1 y cil2) se encuentran en su carrera descendente (carrera de entrada). La mezcla de aire y de combustible se admite en el cilindro durante esta carrera, momento después del cual las válvulas de entrada cierran. (El Cil 1 y el Cil 2 no están necesariamente en fase; es decir, pueden pasar por el proceso de
20 entrada en momentos totalmente distintos). Después de la carrera de entrada, el pistón se eleva y comprime la mezcla a una temperatura y presión altas. Cerca del final de la carrera de compresión, se energiza la bujía que comienza el quemado de la mezcla aire/combustible. Se produce el quemado, elevando la temperatura y la presión aún más y haciendo descender el pistón a través de la carrera de expansión o de potencia. Cerca del final de la carrera de
25 expansión, la válvula de escape se abre y el pistón comienza a levantarse, empujando el escape fuera del cilindro en los orificios de escape (229-232). Desde los orificios de escape, el escape se transmite al colector de escape (233-234) y desde allí al entorno final (escape) que representa el ambiente.

2.2 Construcción del modelo de motor convencional

30 Las características del motor fueron seleccionadas para ser representativas de los motores típicos de SI de gasolina. El desplazamiento del motor era similar al de una versión

- bicilíndrica de un motor de aplicación en automoción en línea de cuatro cilindros y 202 pulg.³ (3,3 L). La relación de compresión fue fijada de 8.0: 1. La relación estequiométrica aire/combustible para gasolina, la cual define las proporciones de aire y de combustible requeridos para convertir todo el combustible en productos totalmente oxidados sin exceso de aire, es aproximadamente de 14,5: 1. La relación aire/combustible seleccionado del 18:1 da lugar a un funcionamiento con mezcla pobre. Los motores de automoción típicos SI de gasolina funcionan en condiciones estequiométricas o ligeramente ricas a carga plena. No obstante, el funcionamiento con mezcla pobre da lugar típicamente a una mayor eficiencia térmica.
- 5
- 10 El motor típico de SI de gasolina funciona en condiciones estequiométricas porque éste es un requisito para una operación apropiada del convertidor catalítico de tres vías. El convertidor catalítico de tres vías (TWC) recibe este nombre debido a su capacidad de proporcionar tanto oxidación de HC y el CO a H₂O y al CO₂, así como la reducción del NO_x al N₂ y al O₂. Estos TWCs son extremadamente efectivos, alcanzando reducciones superiores al 90% de la corriente entrante del agente contaminador pero requieren una adherencia cercana a la
- 15 operación estequiométrica. Es un hecho bien conocido de que las eficiencias se pueden mejorar en los motores del SI funcionando con mezcla pobre, pero la dependencia de TWCs para alcanzar niveles requeridos de las emisiones imposibilita típicamente esta opción en los motores de la producción.
- 20 Debe ser observado que con mezcla pobre, los catalizadores de la oxidación son fácilmente disponibles que oxidarán HC y el CO, pero la reducción del NO_x es un desafío importante bajo tales condiciones. Los progresos en el reino del motor diésel han incluido recientemente la introducción de trampas magras del NO_x y de catalizadores pobres del NO_x. En este punto, éstos tienen otras desventajas tales como poca reducción de la eficiencia y/o la
- 25 necesidad de regeneración periódica, pero son actualmente el foco de una gran cantidad de desarrollos.

En todo caso, el foco principal del estudio computarizado es la eficiencia relativa y el rendimiento. Comparar ambos motores (ciclo dividido y convencional) en una relación aire/combustible del 18:1 proporciona resultados comparables. Cualquier motor podría

30 funcionar en su lugar bajo condiciones estequiométricas tales que un TWC funcionaría y ambos incurrirían probablemente en penalizaciones de rendimiento similares, de modo que

los resultados relativos de este estudio aún tendrían valor. Los parámetros convencionales del motor se enumeran en la Tabla 1.

Tabla 1. Parámetros convencionales del motor

Parámetro	Valor
Orificio	4,0 pulg. (101,6 mm)
Carrera	4,0 pulg. (101,6 mm)
Longitud de biela	9,6 pulg. (243,8 mm)
Brazo	2,0 pulg. (50,8 mm)
Volumen de desplazamiento	50,265 pulg. ³ (0,824 L)
Volumen de separación	7,180 pulg. ³ (0,118 L)
Relación de compresión	8,0:1
Velocidad del motor	1.400 rpm
Relación aire/combustible	18:1

- 5 Inicialmente, la velocidad del motor fue fijada a 1400 rpm. Esta velocidad debía ser utilizada en todo el proyecto para los barridos paramétricos. No obstante, en varias etapas de la construcción del modelo, se llevaron a cabo barridos de velocidad a 1400, 1800, 2400, y 3000 rpm.

Se recomendó inicialmente que la separación entre la tapa del pistón y culata fuese 0,040 pulg. (1 mm). Para cumplir este requisito con el volumen de separación 7,180 pulg.³ (0,118L) se requeriría una cámara de combustión tipo "tazón en pistón", que es infrecuente en motores de automoción SI. Más a menudo, los motores de automoción SI ofrecen cámaras de combustión de techo cerrado. SwRI® asumió un pistón de tapa y culata planos para simplificar el modelo de GT-Power, dando por resultado una separación de 0,571 pulg. (14,3 mm) para cumplir el requisito del volumen de separación. Había una penalización en la eficiencia térmica del freno (BTE) de 0,6 puntos con la separación de pistón a cabeza más grande.

El modelo asume una culata de cuatro válvulas con dos válvulas de entrada de 1,260 pulg. (32 mm) de diámetro y dos válvulas de escape 1,102 de diámetro (28 mm). Los orificios de entrada y de escape fueron modelados como las secciones rectas del tubo con todas las pérdidas de flujo previstas en la válvula. Los coeficientes de flujo en la lista máxima fueron

aproximadamente 0,57 tanto para la entrada como para el escape, los cuales fueron tomados de resultados de prueba de flujo reales de una culata del motor representativa.

Los coeficientes de flujo se utilizan para cuantificar el rendimiento de los orificios de entrada y de escape en los motores. Un valor 1,0 indicaría un orificio perfecto sin pérdidas del flujo. Los valores de elevación máximos típicos para los orificios verdaderos del motor están entre 0,5 a 0,6.

Los colectores de entrada y de escape fueron creados como tubos de 2,0 pulg. de diámetro (50,8 mm) sin pérdidas del flujo. No había válvula reguladora modelada en el sistema de inducción puesto que el foco está en el funcionamiento de la válvula reguladora abierta completamente (WOT), o a carga plena. El combustible se entrega mediante una inyección de combustible multiorificio.

Los trabajos de la válvula fueron tomados de un motor existente y escalados para ofrecer un rendimiento realista por toda la gama de velocidad (1400, 1800, 2400 y 3000 rpm), específicamente en eficiencia volumétrica. La Tabla 2 enumera los trabajos de la válvula en el motor convencional.

Tabla 2. Parámetros convencionales de respiración del motor y de la combustión

Parámetro	Valor	
Apertura de la válvula de entrada (IVO)	28° BTDC-respiración	332° ATDC-disparo
Cierre de la válvula de entrada (IVC)	17° ABDC	557° ATDC-disparo
Elevación máxima de la válvula de entrada	0,412 pulg. (10,47 mm)	
Abertura de la válvula de escape (EVO)	53° BBDC	127° ATDC-disparo
Cierre de la válvula de escape (EVC)	37° ATDC- respiración	397° ATDC-disparo
Elevación máxima de la válvula de escape	0,362 pulg. (9,18 mm)	
50% del punto de quemado	10° ATDC- disparo	10° ATDC-disparo
Duración de la combustión (10-90 %)	24° ángulo de fisura (CA)	

El proceso de la combustión fue modelado usando una liberación de calor empírica de Wiebe, donde el 50% del punto de quemado y el 10 a 90% de la duración de quemado eran entradas de usuario fijas. El 50% del punto de quemado proporciona medios más directos de establecer fases en la combustión, pues no hay necesidad de realizar un seguimiento del momento de la chispa y del retardo en la ignición. La duración de quemado de 10 a 90% es el intervalo del ángulo de fisura requerido para quemar el parte principal de la carga, y es el

término común para definir la duración de la combustión. La salida del modelo de combustión Wiebe es una curva de liberación del calor no-instantánea realista, que se utiliza para calcular la presión del cilindro en función del ángulo de fisura ($^{\circ}\text{CA}$).

La función de Wiebe es un estándar industrial para una correlación empírica de liberación del calor, lo que significa que está basado en la historia anterior de los perfiles típicos de liberación del calor. Proporciona una ecuación, basada en algunos términos de entrada por parte del usuario que se puede escalar y poner en fase fácilmente para proporcionar un perfil razonable de liberación del calor.

La Tabla 13 demuestra una curva típica de liberación del calor de Wiebe con algunos de los parámetros dominantes denotados. Como se muestra, las colas del perfil de liberación del calor ($< 10\%$ de quemado y $> 90\%$ de quemado) son bastante largas, pero no tienen un efecto fuerte en el rendimiento debido a la pequeña cantidad de calor liberada. Al mismo tiempo, el comienzo y finalización reales son difíciles de establecer debido a su enfoque asintótico de las líneas de quemado de 0 y 100%. Esto es especialmente verdad en relación a los datos de prueba, donde la curva de liberación del calor es un perfil calculado basado en la curva de presión del cilindro medida y otros parámetros. Por lo tanto, los puntos de quemado de 10 y 90% se utilizan para representar los “extremos” nominales de la curva de liberación del calor. En la correlación de Wiebe, el usuario especifica la duración del período de quemado 10-90% (es decir duración 10-90%) y que controla el índice resultante de liberación del calor. El usuario puede también especificar la localización del ángulo de fisura desde otro punto del perfil, más típicamente posible el punto 10 ó 50%, como ancla para proporcionar la fase de la curva de liberación del calor relativa al ciclo del motor.

Se utilizó el calculador de temperaturas de la pared de GT-Power para predecir las temperaturas de la pared del pistón, culata y del revestimiento del cilindro para el motor convencional. GT-Power calcula continuamente los índices de transferencia térmica del fluido de trabajo a las paredes de cada paso o componente (incluyendo cilindros). Este cálculo necesita tener la temperatura de la pared como condición límite. Esto se puede proporcionar como entrada fija, o el calculador de la temperatura de la pared puede activarse para calcularlo de otras entradas. En el último caso, se especifica el grueso de la pared y el material de modo que la conductividad de la pared pueda ser determinada. Además, se proporciona la temperatura del fluido en general a la que la parte posterior de la pared está expuesta, junto con el coeficiente de transferencia del calor de convección. Partiendo de

estas entradas, el programa calcula para el perfil de temperatura de la pared que es una función de la temperatura y de la velocidad del fluido de trabajo, entre otras cosas. El enfoque usado en este trabajo era que el calculador de la temperatura de la pared se activó para calcular temperaturas realistas de los componentes del cilindro y entonces esas temperaturas fueron asignadas a esos componentes como temperaturas fijas para el resto de los ciclos.

El refrigerante de la culata fue aplicado a 200 °F (366 K) con un coeficiente de transferencia térmica de 3000 W/m² - K. La superficie inferior del pistón se refresca con el aceite salpicado aplicado a 250°F (394 K) con un coeficiente de transferencia térmica de 5 W/m²- K. Las paredes del cilindro se refrescan mediante el refrigerante aplicado a 200 °F (366 K) con un coeficiente de transferencia térmica de 500 W/m² - K y aceite aplicados en el 250°F (394 K) con un coeficiente de Transferencia térmica de 1000 W/m²- K.

Estas condiciones de límite térmico fueron aplicadas al modelo para predecir las temperaturas de superficie del componente interior al cilindro. Se calculó un promedio de las temperaturas previstas por toda la gama de velocidad y se aplicó como temperaturas fijas de la pared en las simulaciones restantes. Se utilizaron temperaturas de superficie fijas para el pistón 464°F (513 K), culata 448°F (504 K), y el revestimiento 392 ' F (473 K) para modelar la transferencia térmica entre el gas de combustión y los componentes del interior del cilindro para los estudios restantes.

La fricción del motor fue caracterizada dentro de GT-Power usando la correlación de Chen-Flynn, que es una relación empírica basada en experimento que relaciona la presión del cilindro y la velocidad media del pistón con la fricción total del motor. Los coeficientes usados en la correlación de Chen-Flynn fueron ajustados para dar valores de fricción realistas en toda la gama de velocidad.

2.3 Resumen de resultados del motor convencional

La Tabla 3 resume los resultados del rendimiento del modelo del motor de cuatro tiempos convencional bicilíndrico. Los resultados se enumeran en términos de esfuerzo indicado, potencia indicada, presión efectiva media indicada (IMEP), eficiencia térmica indicada (ITE), presión efectiva media de bombeo (PMEP), presión efectiva media de fricción (FMPEP), esfuerzo de freno, potencia de freno, presión efectiva media del freno (BMEP), eficiencia térmica del freno (BTE), eficiencia volumétrica, y presión máxima del cilindro. A

modo de referencia, se define la presión efectiva media como el trabajo por ciclo dividido por el volumen desplazado por ciclo.

Tabla 3. Resumen del rendimiento de motor previsto (unidades inglesas)

Parámetro	1.400 rpm	1.800 rpm	2.400 rpm	3.000 rpm
Esfuerzo indicado (pie-libra)	90,6	92,4	93,4	90,7
Potencia indicada (cv)	24,2	31,7	42,7	51,8
IMEP neto (psi)	135,9	138,5	140,1	136,1
ITE (%)	37,5	37,9	38,2	38,0
PMEP (psi)	-0,6	-1,2	-2,4	-4,0
FMEP (psi)	15,5	17,5	20,5	23,5
Esfuerzo del freno (pie-libra)	80,3	80,7	79,7	75,1
Potencia de freno (cv)	21,4	27,7	36,4	42,9
BMEP (psi)	120,4	121,0	119,6	112,6
BTE (%)	33,2	33,1	32,6	31,5
Ef. del vol. (%)	88,4	89,0	89,5	87,2
Presión máxima del cilindro (psi)	595	600	605	592

Resumen del rendimiento de motor convencional previsto (unidades SI)

Parámetro	1.400 rpm	1.800 rpm	2.400 rpm	3.000 rpm
Esfuerzo indicado (N-m)	122,9	125,2	126,7	123,0
Potencia indicada (kW)	18,0	23,6	31,8	38,6
IMEP neto (bar)	9,4	9,6	9,7	9,4
ITE (%)	37,5	37,9	38,2	38,0
PMEP (bar)	-0,04	-0,08	-0,17	-0,28
FMEP (bar)	1,07	1,21	1,42	1,62
Esfuerzo del freno (N-m)	108,9	109,4	108,1	101,8
Potencia de freno (kW)	16,0	20,6	27,2	32,0
BMEP (bar)	8,3	8,3	8,2	7,8
BTE (%)	33,2	33,1	32,6	31,5
Ef. del vol. (%)	88,4	89,0	89,5	87,2
Presión máxima del cilindro (bar)	41,0	41,4	41,74	40,8

Refiriéndonos a la Fig. 14 el rendimiento se traza en términos de esfuerzo de freno, potencia de freno, BMEP, eficiencia volumétrica, FMEP, y eficiencia térmica de freno en toda la gama de velocidad. Los trabajos de la válvula fueron fijados inicialmente usando perfiles de la elevación medidos de un motor existente. La sincronización y la duración de los trabajos de las válvulas de entrada y de escape fueron configurados para rendir valores de eficiencia volumétricos representativos en toda la gama de velocidad. Según las indicaciones de la Figura 14, la eficiencia volumétrica es el aproximadamente 90% en toda la gama de velocidad, pero comenzó a caer ligeramente a 3000 rpm. De modo similar, los valores del esfuerzo de freno eran bastante planos por toda la gama de velocidad, pero disminuyeron ligeramente a 3000 rpm. La forma de la curva de esfuerzo dio lugar a una curva de energía casi lineal. La tendencia de la eficiencia térmica de freno en toda la gama de velocidad fue bastante constante. Había una gama de 1,7 puntos de eficiencia térmica desde el máximo en 1400 rpm de 33,2% al mínimo en 3000 rpm de 31,5%.

3.0 Modelo de motor de ciclo dividido

Un modelo del concepto de ciclo dividido fue creado en GT-Power basándose en los parámetros del motor proporcionados por el Scuderi Group, LLC. Los parámetros geométricos de los cilindros de compresión y de expansión eran únicos el uno del otro y algo diferentes del motor convencional. La validez de la comparación contra los resultados del motor convencional fue mantenida emparejando la masa atrapada de la carga de entrada. Es decir, el motor de ciclo dividido fue construido para tener la misma masa atrapada en el cilindro de compresión después del cierre de la válvula de entrada como el convencional; ésta fue la base de la comparación. Típicamente, el volumen equivalente de desplazamiento se utiliza para asegurar una comparación ecuánime entre los motores, pero es muy difícil definir el desplazamiento del motor de ciclo dividido; por ello la masa atrapada equivalente fue utilizada como la base.

3.1 Modelo inicial de ciclo dividido

Varias modificaciones fueron realizadas al modelo del motor de ciclo dividido. Se encontró que algunos de los parámetros más significativos eran la fase TDC y las relaciones de compresión y de expansión. Los parámetros modificados del motor fueron resumidos en las Tablas 4 y 5

Tabla 4. Parámetros del motor de ciclo dividido (cilindro de compresión)

Parámetro	Valor
Orificio	4,410 pulg. (112,0 mm)
Carrera	4,023 pulg. (102,2 mm)
Longitud de biela	9,6 pulg. (243,8 mm)
Brazo	2,011 pulg. (51,1 mm)
Volumen de desplazamiento	61,447 pulg. ³ (1,007 L)
Volumen de separación	0,621 pulg. ³ (0,010 L)
Relación de compresión	100:1
Compensación del cilindro	1,00 pulg. (25,4 mm)
Fase TDC	25° CA
Velocidad del motor	1.400 ford/perc
Relación aire/combustible	18:1

Tabla 5. Parámetros del motor de ciclo dividido (cilindro de expansión)

Parámetro	Valor
Orificio	4,000 pulg. (101,6 mm)
Carrera	5,557 pulg. (141,1 mm)
Longitud de biela	9,25 pulg. (235,0 mm)
Brazo	2,75 pulg. (70,0 mm)
Volumen de desplazamiento	69,831 pulg. ³ (1,144 L)
Volumen de separación	0,587 pulg. ³ (0,010 L)
Relación de expansión	120:1
Compensación del cilindro	1,15 pulg. (29,2 mm)

- 5 Refiriéndonos a las Figuras 15A y B, se muestra el GUI del GT-Power del modelo del motor de ciclo dividido. El aire de entrada fluye de la fuente ambiente al colector de entrada, representado por *entr-bypass* y el *entr-divisor* del empalme. Desde allí, el aire de entrada entra en los orificios de entrada (*orif.entr1*, *orif.entr2*) donde el combustible se inyecta y se mezcla con la corriente de aire. En el momento apropiado del ciclo, las válvulas de entrada
- 10 (*vil-y*) se abren mientras que el pistón *comp* del cilindro está en su carrera descendente (carrera de entrada). La mezcla de aire y de combustible se admite en el cilindro durante esta

carrera, momento después del cual las válvulas de entrada cierran. Después de la carrera de entrada, el pistón se eleva y comprime la mezcla a una temperatura y presión altas. Al llegar el final de la carrera de compresión, la presión es suficiente para abrir la válvula de comprobación (*comprobación*) y empujar la mezcla aire/combustible hacia el paso de cruce.

5 En este momento, el cilindro *de potencia* ha acabado de terminar la carrera de escape y ha pasado por el TDC. En aproximadamente este momento, la válvula de paso (*válvula de cruce*) abre y admite aire del paso de cruce y desde el cilindro de *comp*, cuyo pistón se acerca al TDC. En aproximadamente el momento TDC del pistón del cilindro de *comp* (es decir después del TDC del pistón del cilindro de *potencia* por la compensación del ángulo de fase)

10 la válvula de cruce se cierra y la bujía se energiza en el cilindro de *potencia*. La mezcla se quema, elevando aún más la temperatura y la presión de la mezcla y haciendo descender el pistón de *potencia* a través de la carrera de expansión o de potencia. Cerca del extremo de la carrera de expansión, la válvula de escape se abre y el pistón comienza a elevarse, empujando el escape hacia el exterior del cilindro a través de las válvulas de escape (*vel*, *ve2*)

15 en los orificios de escape (*orif.esc1*, *orif.esc2*). Obsérvese que las carreras de compresión y de escape así como las carreras de entrada y de potencia están ocurriendo más o menos al mismo tiempo pero en cilindros diferentes. Desde los orificios de escape, el escape se transmite al colector de escape (*exh-jcn*) y desde allí al entorno final (*escape*) que es el ambiente.

20 Obsérvese que la disposición del modelo es muy similar a la del modelo convencional del motor. Las válvulas y orificios de entrada y de escape, así como los inyectores de combustible multiorificio, fueron tomados directamente del modelo convencional del motor. El paso de cruce fue modelado como tubo curvado de diámetro constante con una válvula de comprobación en las válvulas de entrada y válvulas de resorte en la salida. En la

25 configuración inicial, el paso de cruce era 1.024 pulg. (26,0 mm) de diámetro, con cuatro válvulas de 0,512 pulg. (13,0 mm) en la salida. Las válvulas de resorte que alimentaban el cilindro de expansión se conocen como las válvulas de cruce.

Aunque el paso de cruce fue modelado como tubo curvado de diámetro constante que tenía una entrada de la válvula de comprobación y una salida de la válvula de resorte, una persona

30 cualificada reconocería que otras configuraciones de lo antedicho están en el ámbito de esta invención. Por ejemplo, el paso de cruce puede incluir un sistema de inyección de combustible, o la válvula de entrada puede ser una válvula de resorte en lugar de una válvula de comprobación. Por otra parte, se pueden utilizar varios sistemas de sincronización de la

válvula variables bien conocidos tanto en la válvula de cruce como la válvula de entrada al paso de cruce.

Refiriéndonos a la Fig. 16, un modelo del motor de ciclo dividido fue construido usando un programa informático de análisis dinámico de MSC.ADAMS® para confirmar los perfiles de movimiento del pistón y producir una animación del mecanismo. El software MSC.ADAMS®, de MSC.Software Corporation de Santa Ana, CA, es uno de los programas informáticos más ampliamente utilizados para simulaciones dinámicas en la industria del motor. Se utiliza para calcular las fuerzas y las vibraciones asociadas a las piezas móviles en general. Una aplicación es generar movimientos, velocidades, fuerzas de inercia y vibraciones en los sistemas de motor. La Tabla 16 muestra una representación esquemática del MSC. Modelo ADAMS®.

Una vez el modelo del motor de ciclo dividido producía trabajo positivo, se llevaron a cabo otros refinamientos. Los momentos de sincronización de la abertura de la válvula de entrada (IVO) y el cierre de la válvula de escape (EVC) fueron ajustados para encontrar el mejor compromiso entre la sincronización de la válvula y el volumen de separación según lo limitado por interferencia *válvula a posición*. Estos momentos fueron investigados durante los esfuerzos de modelación de ciclo dividido inicial y fueron fijadas las sincronizaciones óptimas del IVO y del EVC. El IVO fue retardado ligeramente para permitir que el pistón de compresión recibiera cierto trabajo de expansión de la alta presión de gas que permanecía después de alimentar el paso de cruce. Esto imposibilitó el compromiso entre la reducción del volumen de separación y un IVO temprano para mejorar la respiración. El motor respiró bien, y el IVO final permitió que el pistón recuperara un poco del trabajo de expansión.

EVC avanzó para producir una acumulación leve de presión antes de la abertura de la válvula de cruce (XVO). Esto ayudó a reducir la pérdida irreversible al caer el gas de alta presión de la cámara de cruce en un depósito de baja presión de gran capacidad.

Se siguió el modelo de combustión de Wiebe para calcular la liberación del calor para el motor de ciclo dividido. La Tabla 6 resume los trabajos de la válvula y los parámetros de la combustión, referenciados al TDC del pistón de expansión, a excepción de los trabajos de la válvula de entrada, los cuales se referenciaron al TDC del pistón de compresión.

Tabla 6. Parámetros de la respiración y de la combustión del motor de ciclo dividido

Parámetro	Valor	Todos referenciados al TDC del cilindro de potencia
Apertura de la válvula de entrada (IVO)	17°ATDC (comp)	42°ATDC
Válvula de cierre cerrándose (JVC)	174°BTDC (comp)	211°ATDC
Elevación máxima de la válvula de entrada	0,412 pulg. (10,47 mm)	
Abertura de la válvula de escape (EVO)	134°ATDC (potencia)	134°ATDC
Cierre de la válvula de escape (EVC)	2°BTDC (potencia)	358°ATDC
Elevación máxima de la válvula de escape	0,362 pulg. (9,18 mm)	
Abertura de la válvula de cruce (XVO)	5°BTDC (potencia)	355°ATDC
Cierre de la válvula de cruce (XVC)	25°ATDC (potencia)	25°ATDC
Elevación máxima de la válvula de cruce	0,089 pulg. (2,27 mm)	
50% del punto de quemado	37°ATDC (potencia)	37°ATDC
Duración de la combustión (10-90 %)	24°CA	

Además, la Fig. 17 proporciona un gráfico de las posiciones del pistón de compresión y de expansión, y los trabajos de la válvula en el motor de ciclo dividido.

- 5 Uno de los primeros pasos era comprobar la separación entre la válvula de cruce y el pistón del cilindro de potencia. La válvula de cruce está abierta cuando el pistón del cilindro de expansión está en el TDC, y la separación del pistón al cabezal es de 0,040 adentro (1,0 mm). Había interferencia, indicando el contacto de la válvula al pistón. Se llevaron a cabo intentos para fijar el problema ajustando la fase de la válvula de cruce, pero ello dio lugar a una
- 10 penalización de 1 a 2 puntos en eficiencia térmica indicada (ITE) en toda la gama de velocidad. Se discutieron los compromisos y se decidió que sería mejor aliviar la interferencia y volver a la fase anterior, conservando así los valores de ITE más altos. Las posibles soluciones que se considerarán incluyen liberación de la válvula en la corona del pistón, ahuecar las válvulas en la culata, o válvulas de abertura exterior.
- 15 A continuación se redujo el número de válvulas de cruce de cuatro a dos, con válvulas clasificadas para equiparar la superficie transversal de salida del paso de cruce. Para la salida del paso de cruce de 1,024 pulg. (26, mm), esto resultó en dos válvulas de 0,724 pulg. (18,4 mm) en comparación a cuatro válvulas de 0,512 pulg. (13,0 mm). Este cambio fue realizado

para simplificar el mecanismo de la válvula de cruce y para hacer que la culata del lado de expansión fuese más bien como una culata típica con dos válvulas de entrada.

Se utilizó el calculador de temperaturas de la pared de GT-Power para predecir las temperaturas del pistón, culata y de la pared del revestimiento del cilindro tanto para el motor convencional como para el de ciclo dividido.

Originalmente, se asumió que los pistones de aluminio serían utilizados para los motores convencionales y los de ciclo dividido. Las temperaturas previstas del pistón tanto para el motor convencional como para el pistón del cilindro de compresión de ciclo dividido estaban muy en conformidad con los límites de los estándares, pero el pistón del cilindro de potencia de ciclo dividido fue aproximadamente 266° F (130° C) sobre el límite. Para abordar esta preocupación, el pistón del cilindro de potencia se cambió por el pistón de una sola pieza de acero refrigerado por aceite. Esto llevó la temperatura media dentro del límite en los pistones de la corona de acero. La temperatura media de la pared del cilindro del cilindro de potencia de ciclo dividido fue de aproximadamente 140°F (60°C) superior que la del motor convencional. Esto podría ocasionar problemas con la retención de aceite de lubricante. Las temperaturas de la pared se calcularon en toda la gama de velocidad y se halló un promedio, aplicándose como temperaturas fijas de pared en todos los estudios restantes. Las temperaturas de superficie fijas de los componentes del cilindro de expansión fueron de 860°F (733 K) para el pistón, 629°F (605K) para la culata, y 552°F (562K) para el revestimiento. Para los componentes del cilindro de compresión, las temperaturas de superficie fueron de 399 °F (473K) para el pistón, 293 °F (418K) para la culata, y 314 °F (430K) para el revestimiento.

La Tabla 7 resume los resultados del funcionamiento para el modelo inicial del motor de ciclo dividido. Los resultados son mencionados en términos de esfuerzo indicado, potencia indicada, presión efectiva media indicada (IMEP), eficiencia térmica indicada (ITE), y presión máxima del cilindro.

Tabla 7. Resumen del rendimiento de motor previsto (unidades inglesas)

Parámetro	1.400 rpm	1.800 rpm	2.400 rpm	3.000 rpm
Esfuerzo indicado (pie-libra)	92,9	91,9	88,1	80,8
Potencia indicada (cv)	24,8	31,5	40,3	46,2
IMEP neto (psi)	53,8	53,2	51,0	46,8
ITE (%)	36,1	35,8	34,6	33,0
Presión máxima del cilindro, Cilindro de compresión (psi)	630	656	730	807
Presión máxima del cilindro, Cilindro de expansión (psi)	592	603	623	630

Resumen del rendimiento previsto de motor (unidades SI)

Parámetro	1.400 rpm	1.800 rpm	2.400 rpm	3.000 rpm
Esfuerzo indicado (N-m)	126,0	124,6	119,4	109,6
Potencia indicada (kW)	18,5	23,5	30,0	34,4
IMEP neto (bar)	3,71	3,67	3,52	3,23
ITE (%)	36,1	35,8	34,6	33,0
Presión máxima del cilindro, Cilindro de compresión (bar)	43,4	45,2	50,3	55,6
Presión máxima del cilindro, Cilindro de expansión (bar)	40,9	41,6	43,0	43,5

- 5 La Figura 18 traza el rendimiento en términos de esfuerzo indicado, potencia indicada, y nuevo IMEP en toda la gama de velocidad. La tendencia del esfuerzo indicado y de IMEP neto es plana en 1400 y 1800 rpm, pero cae a velocidades más altas. La curva de potencia es algo lineal. El énfasis se centró en la adaptación en la configuración para el punto de funcionamiento a 1400 rpm, de modo que no hubo mucho esfuerzo gastado en la
- 10 optimización del funcionamiento del motor a alta velocidad.

3.2 Barridos paramétricos

Fueron llevados a cabo barridos paramétricos para determinar la influencia de las variables clave siguientes en eficiencia térmica indicada:

- Diámetro del paso de cruce,
- 15 • Diámetro de la válvula de cruce,

- Fase TDC
- Sincronización de la válvula de cruce, duración, y elevación,
- Duración de quemado del 10 al 90%,
- Relación orificio-a-carrera (desplazamiento constante)
- 5 • Relación de expansión del cilindro de expansión,
- Transferencia térmica en el paso de cruce, y
- Transferencia térmica interior al cilindro para el cilindro de expansión.

En todos los barridos paramétricos llevados a cabo, varios ciclos fueron llevados a cabo en condiciones de velocidad del motor de 1400 rpm para determinar la configuración más prometedor. Una vez esa configuración fue identificada, los ciclos fueron llevados a cabo en toda la gama de velocidad. Los resultados se presentan en términos de ganancias o pérdidas en ITE relativas a los resultados del modelo inicial del motor de ciclo dividido o del mejor caso anterior.

3.2.1 Diámetro del paso de cruce

15 El diámetro del paso de cruce cambió de 0,59 pulg. (15,0 mm) a 1,97 pulg. (50,0 mm). En cada paso, el diámetro de la válvula de cruce fue cambiado de modo que el área de las dos válvulas coincidió con la salida del paso de cruce. La configuración más prometedor para el paso de cruce era la de secciones transversales de entrada y de salida de 1,18 pulg. (30 mm) de diámetro con dos válvulas de cruce de 0,83 pulg. (21,2 mm). La entrada fue modelada con una válvula de comprobación con un tiempo constante realista. Las ganancias en eficiencia 20 térmica en toda la gama de velocidad como resultado de la optimización del diámetro óptimo de paso de cruce eran mínimas (menos de 0,3 puntos de ITE).

3.2.2 Fase del TDC

Barrer la fase del TDC entre los cilindros de compresión y de potencia ejerció una influencia 25 significativa sobre la eficiencia térmica. La fase del TDC fue barrida entre 18° y 30° CA. En cada paso, la sincronización del 50% del punto de quemado y la válvula de cruce fueron ajustadas para mantener la fase de modo que el 10% del punto de quemado ocurrió en o después del cierre de la válvula de cruce (XVC). Esto fue pensado para prevenir la propagación de la llama hacia el interior del paso de cruce. La configuración más 30 prometedor vino de una fase del TDC de 20° CA. Esto demostró ganancias moderadas en toda la gama de velocidad (de entre 1,3 a 1,9 puntos de ITE relativos a la fase TDC anterior

de 25°). Otros estudios para optimizar la duración de la válvula de cruce y la elevación resultaron en mejoras mínimas (menos de 0,2 puntos de ITE).

3.2.3 Duración de la combustión

Cambiando la duración de la combustión, o índices de quemado del 10 al 90%, también
5 ejerció una fuerte influencia en la eficiencia térmica. El ajuste inicial para la duración de la combustión de 10 a 90% fue fijado en 24° CA, que es una duración rápida de quemado en motores SI típicos. El objetivo más importante era mantener el mismo tipo de duración de la combustión entre los motores convencionales y de ciclo dividido. No obstante, debido a las teorías relacionadas con índices de quemado más rápidos que pudieran ser inherentes en el
10 motor del ciclo dividido, se examinó la sensibilidad del motor en lo que respecta a una combustión más rápida. La reducción de la duración de quemado de 10 a 90% (que aumenta el índice de quemado) de 24°CA a 16°CA demostró ganancias de hasta 3 puntos de ITE en toda la gama de velocidad.

Este estudio fue repetido para que el modelo convencional del motor pudiera establecer un
15 punto de referencia a modo de comparación. Las ganancias del motor convencional se limitaron a 0,5 puntos de ITE. En el caso del motor convencional, la combustión ocurre en un volumen casi constante.

Refiriéndonos a la Fig. 19 se muestran los datos de presión en comparación con los datos de volumen (P-V de abscisas y ordenadas) del motor convencional con una duración de quemado de 10 a 90% de 24°CA. Cuando se compara a la línea de adición del calor de
20 volumen del ciclo Otto ideal, hay una región sombreada sobre donde la combustión transiciona hacia la carrera de expansión. Disminuyendo la duración de quemado a 16° CA, se da un incremento en la cantidad de combustible quemado cerca del TDC que resulta en más trabajo de expansión. Es decir, la región sombreada se empequeñece y la curva del P-V
25 se aproxima más al ciclo de Otto ideal. Esto lleva a una mejora leve en eficiencia térmica. Los fabricantes de motores han invertido esfuerzos de desarrollo significativos en la optimización de este compromiso para obtener mejoras incrementales.

Refiriéndonos a la Fig.20 se muestra el diagrama de volumen de la presión del motor de ciclo dividido. El cilindro de expansión del motor de ciclo dividido experimenta un cambio
30 en volumen mucho más grande durante la combustión cuando se le compara con el motor

convencional. Esto se ilustra en la Fig. 20. La línea negra representa la duración de quemado de 10 a 90% a 24°.

La eficiencia térmica aumenta mientras la combustión cambia hacia TDC para el motor de ciclo dividido, pero el avance del punto de quemado a 10% se ve limitado por la sincronización del cierre de cruce (XVC). Reducir la duración de quemado del 10 al 90% mejora efectivamente la combustión, dando como resultado más presión actuando sobre un cambio en volumen reducido. Así, la reducción de la duración de quemado rinde ganancias más grandes con el motor de ciclo dividido que con el motor convencional.

Una duración típica de quemado de 10 al 90% o un motor convencional de gasolina con encendido por chispa está entre el 20° y 40° CA. Uno de los factores que limitan el incremento de los índices de quemado es cuánta turbulencia se puede producir dentro del cilindro, arrugando así el frente de la llama y acelerando la propagación de la llama por el cilindro. El modelo de combustión de Wiebe de GT-Power no tiene en cuenta este nivel de complejidad. Se siguió la hipótesis de que, debido al intenso movimiento y al momento tardío del flujo de cruce, el cilindro de expansión del motor de ciclo dividido puede experimentar un grado mucho mayor de movimiento de aire general y turbulencias en el momento de la combustión, lo que lleva a mayores velocidades de la llama que con el motor convencional. Se decidió seguir el análisis de la dinámica de fluidos computacional (CFD) para modelar con mayor precisión la combustión y determinar los tipos de índices de quemado posibles para el motor de ciclo dividido. Este asunto se cubre en la sección 3.3.

3.2.4 Geometría del interior del cilindro

En el sistema siguiente de estudios paramétricos, se varió la geometría del interior del cilindro para determinar la influencia en eficiencia térmica. La relación orificio a carrera se varió independientemente para los cilindros de compresión y de potencia, manteniendo el desplazamiento constante para cada uno. En el caso del cilindro de compresión, la relación orificio a carrera fue barrida de 0,80 a 1,20. La relación orificio a carrera más prometedora del cilindro de compresión para la velocidad del motor de 1400 rpm era 0,90 (ganancia de 0,3 puntos de ITE). No obstante, este valor no dio lugar a ganancias para las otras velocidades del motor. La disminución de la relación del orificio a carrera se traduce en una carrera y biela más largas, lo cual aumenta el peso del motor, particularmente en el caso del bloque de motor. No se demostró que hubiese ganancias al cambiar la relación del orificio a

carrera del cilindro de expansión. Al aumentar la relación de expansión del cilindro de expansión de 120 a 130 se demostró un aumento de 0,7 puntos de ITE para el punto de funcionamiento de 1400 rpm. No obstante, hubo una penalización leve en ITE a las velocidades de motor más altas. Todos los signos indican que si el motor estuviese configurado para una aplicación de 1400 rpm, habría una cierta ventaja en ITE al cambiar la relación del orificio a carrera del cilindro de compresión y la relación de expansión del cilindro de potencia. No obstante, si se configura por toda la gama de velocidad, los valores se deberían dejarse sin cambios.

3.2.5 Transferencia térmica

- 10 Fueron modelados revestimientos cerámicos y aplicados al paso de cruce para cuantificar ganancias potenciales en eficiencia térmica debido al calor retenido y mayores presiones en el paso. Usando una conductividad térmica de 6,2 W/m-K, se variaron la emisividad y el grueso del revestimiento. El grueso de pared, que fue variado de 0,059 pulg. (1,5 mm) a 0,276 pulg. (7 mm), no influyó demasiado en la eficiencia térmica. El grosor de 0,059 pulg. (1,5 mm) es un valor típico usado para revestimientos cerámicos de elementos del motor, así que fue utilizado como valor por defecto. La variación de la emisividad, que puede variar en cualquier lugar de 0,5 a 0,8 en un material cerámico, llevó a un cambio de 0,2 puntos de ITE, con el valor más bajo de 0,5 rindiendo los mejores resultados. Con esta emisividad, hubo una ganancia prevista de 0,7 puntos de ITE en toda la gama de velocidad.
- 20 No había ningún método directo y rápido en GT-Power para aplicar revestimientos cerámicos a los componentes del interior del cilindro. En lugar de invertir una gran cantidad de tiempo en la creación de un submodelo para realizar los cálculos necesarios, las propiedades del material del pistón del cilindro de potencia y de la culata se cambiaron a cerámica. Los resultados sugieren que podría haber ganancias de hasta 2 puntos de ITE en toda la gama de velocidad al usar componentes de cerámica.
- 25

3.2.6 Resumen de resultados de ITE en el motor de ciclo dividido

La Tabla 8 de abajo realiza un seguimiento de los cambios en ITE a lo largo de los estudios paramétricos.

Tabla 8. Predicciones de eficiencia térmica indicada del motor de ciclo dividido

Configuración	1.400 rpm	1.800 rpm	2.400 rpm	3.000 rpm
Modelo del motor convencional	37,5	27,9	38,2	38,0
Modelo inicial del motor de ciclo dividido	36,1	35,8	34,6	33,0
paso de cruce de 30 mm	36,2	36,0	34,9	33,3
Fase TDC 20°	37,5	37,5	36,6	35,2
16° duración de quemado de 10 a 90%	40,6	40,6	40,0	38,6
revestimiento cerámico de 1,5 mm (cruce)	41,3	41,4	40,9	39,6
Componentes cerámicos del cilindro de expansión	42,8	42,9	42,6	41,5

Refiriéndonos a la Fig. 21, estos resultados se exhiben gráficamente. Como base de comparación, el motor convencional rindió eficiencias térmicas indicadas en la gama de 37,5% a 38,2% en niveles de potencia similares a los del motor de ciclo dividido. La aceleración de los índices de quemado tuvo la influencia más significativa de cualquiera de las variables investigadas. Los aumentos en los índices de quemado permitieron elevar las eficiencias térmicas del motor de ciclo dividido sobre los niveles previstos del motor convencional en aproximadamente 3 puntos. Se demostraron otros aumentos potenciales con el uso de revestimientos cerámicos.

3.3 Análisis de la combustión

El barrido paramétrico llevado a cabo en GT-Power demostró que la duración de quemado de 10 al 90% tenía una influencia significativa en el ITE del motor de ciclo dividido. También se siguió la hipótesis de que el cilindro de expansión del motor de ciclo dividido puede experimentar niveles más altos de movimiento de aire general y de turbulencia del cilindro en comparación al motor convencional, rindiendo así índices de quemado más rápidos. El modelo de combustión de Wiebe usado durante los estudios de simulación del ciclo de GT-Power produce curvas de liberación del calor basadas en entradas por parte del usuario para el 50% del punto de quemado y la duración de quemado de 10 al 90%. Proporciona una aproximación general a la combustión, pero no explica los efectos de la mayor turbulencia.

Se utilizó la dinámica de fluidos computacional (CFD) para probar la hipótesis y para cuantificar la duración de quemado de 10 al 90% realizable con el concepto de motor de ciclo dividido. La dinámica de fluidos computacional se refiere a un campo de software que reduce un campo geométrico complejo en pequeños pedazos (conocidos como los “elementos” que están separados por la “rejilla”). Se solucionan entonces en cada uno de estos elementos las ecuaciones de gobierno aplicables (flujo de fluido, conservación de la masa, ímpetu, potencia). Avanzar en el tiempo y la realización de estos cálculos para cada elemento de cada paso en el tiempo permite la resolución de campos de flujo muy complejos, pero requiere una gran potencia de cálculo.

10 Se construyeron modelos de CFD de los motores convencionales y de ciclo dividido para proporcionar análisis comparativos. Los trabajos de la válvula de entrada y la sincronización de la chispa se ajustaron para que el motor convencional coincidiese con la masa atrapada y el 50% del punto de quemado de los resultados de simulación del ciclo. La duración resultante de quemado de 10 al 90% del CFD fue aproximadamente 24°CA, lo que coincidió
15 con el valor usado en el modelo de combustión de Wiebe de GT-Power.

Para el modelo de ciclo dividido, las entradas incluyeron temperaturas de pared fijas asumiendo revestimiento cerámico en el paso de cruce, pero no componentes cerámicos en el cilindro de expansión. La parte temprana de quemado ocurre con la válvula de cruce abierta. La interacción entre la carga de entrada del paso de cruce y la elevación de la presión del cilindro de expansión de la combustión influye en la masa atrapada. Varias iteraciones
20 fueron necesarias para hacer coincidir la masa atrapada del motor convencional dentro del 4%. El primer sistema de resultados tenía una cantidad significativa de solape con aproximadamente 35% de la combustión total (es decir desde el punto 0% al punto del 100% de la combustión) que ocurre antes del cierre de la válvula de cruce. (Esto se conocerá como
25 35% de “solape de quemado” a partir de aquí). El modelo del CFD tenía la combustión inhabilitada en el paso de cruce. No obstante, repasando los resultados, se puso de manifiesto que esta cantidad de solape habría dado lugar más que probablemente a la propagación de llama en el paso de cruce. La duración resultante de quemado de 10 al 90% era aproximadamente 10° CA.

30 Refiriéndonos a la Fig. 22, el caso con solape de quemado del 35% se ilustra según lo calculado en el análisis del CFD. La válvula 250 de cruce se cierra después de que ocurra aproximadamente el 35% de quemado y el pistón 252 de expansión es empujado hacia abajo

por los gases calientes. El frente de la llama 254 (el área sombreada oscura) ha progresado pasado el asiento de válvula de cruce 256. Por consiguiente, es probable que en esta representación el frente de la llama 254 pudiera introducirse en el paso 258 de cruce.

Otra iteración fue conducida para reducir el solape de quemado. El objetivo era inferior al
5 10% de quemado antes del cierre de la válvula de cruce. Una vez más, varias iteraciones fueron necesarias para hacer coincidir la masa atrapada. Este caso dio lugar a aproximadamente un 5% de la combustión total (es decir, del punto del 0% al punto del 100% de la combustión) antes del cierre de la válvula de cruce. La duración de quemado de 10 al 90% fue aproximadamente del 22° CA. La cantidad de solape entre la válvula de cruce
10 y la combustión ejerció una influencia significativa en la duración del quemado.

Refiriéndonos a la Fig. 23, el caso con solape de quemado del 5% se ilustra según lo calculado en el análisis del CFD. La válvula 250 de cruce se cierra después de que ocurra aproximadamente el 5% de quemado y el pistón 252 de expansión es empujado hacia abajo por los gases calientes. El frente de la llama 254 (el área sombreada oscura) no ha
15 progresado más allá del asiento de válvula de cruce 256. Por consiguiente, es probable que en esta representación el frente de la llama 254 no pudiera introducirse en el paso 258 de cruce.

Un descubrimiento interesante del análisis del CFD fue que el motor de ciclo dividido parece tener una ventaja potencial inherente sobre el motor convencional en términos de emisiones
20 de NOx. Las emisiones de NOx previstas en el caso del motor de ciclo dividido con una duración de quemado de 10 al 90% a 10° CA fueron aproximadamente 50% de las emisiones de NOx previstas para el motor convencional, mientras que el caso con duración de quemado de 10 al 90% de 22° CA dio lugar a aproximadamente un 20% de las emisiones de NOx convencionales del motor. El alto índice de expansión durante la combustión
25 encontrada en el motor de ciclo dividido dará lugar a una reducción de las temperaturas máximas del gas final que se experimentan normalmente en un motor convencional que quema a volumen casi constante. Por lo tanto, la tendencia de estos resultados parece ser razonable.

Los motores de automoción SI a gasolina típicos funcionan en relaciones aire/combustible
30 estequiométricas o ligeramente ricas a carga plena. La eficiencia térmica tiende a mejorar con relaciones aire/combustible pobres, pero con emisiones de NOx superiores y

funcionamiento seriamente degradado del catalizador. La incapacidad del catalizador de reducir efectivamente emisiones de NOx bajo estas condiciones agrava aún más los niveles de NOx del tubo de escape. Las emisiones de NOx previstas para el funcionamiento convencional del motor en la relación aire/combustible de 18:1 son probablemente más altas de lo que sería representativo en motores típicos que funcionan con relaciones aire/combustible estequiométricas o ligeramente ricas.

Estos resultados no se han correlacionado con datos experimentales y las predicciones de emisiones a partir de modelos numéricos tienden a depender mucho del seguimiento de rastros de elementos a lo largo de la combustión. Si estos resultados fueran confirmados en un motor real de prueba, constituirían una ventaja significativa del concepto del motor de ciclo dividido. Las emisiones previstas de CO eran más altas en el motor de ciclo dividido, pero estos elementos son más fáciles de oxidar bajo condiciones de funcionamiento con mezcla pobre que el NOx usando el escape fácilmente disponible tras dispositivos del tratamiento tales como catalizadores de la oxidación.

Refiriéndonos a la Fig. 24, se muestran las emisiones de NOx previstas para los tres casos, es decir motor convencional, división temprana (solape de quemado del 5%) y división tardía (solape de quemado del 35%). La experiencia indica que la tendencia relativa del NOx entre casos está se predice exactamente, pero que la magnitud absoluta tal vez no. Ambos casos de ciclo dividido tienen combustiones más tardías en el ciclo que el caso convencional, dando por resultado menos tiempo total a temperaturas altas, y así menos NOx que el caso convencional. El último caso de sincronización produjo muy poco NOx porque la combustión tardía dio lugar a temperaturas más bajas del cilindro. El ciclo de expansión estaba bien en curso cuando ocurría la combustión.

Las temperaturas más bajas del cilindro para el caso de ciclo dividido de quemado tardío dieron lugar a mayores emisiones de CO tanto al compararse con el motor convencional como con el caso del motor del ciclo dividido con sincronización temprana. Las concentraciones finales de CO eran 39, 29, y 109 ppm para el ciclo dividido convencional, con sincronización temprana, y el ciclo dividido con sincronización tardía respectivamente.

3.4 Estudio de la fricción

El modelo de fricción usado en GT-Power se basa en la correlación de Chen-Flynn, que predice la fricción usando la relación empírica siguiente:

$FMEP = a \times PCP + b \times V_p + c \times V_p^2 + d$, donde

FMEP: presión efectiva media de la fricción (o esfuerzo de la fricción por desplazamiento).

a, b, c, d: coeficientes de correlación (parámetros de configuración)

5 PCP: presión máxima del cilindro, y

V_p : velocidad media del pistón.

Esta correlación ha sido bien desarrollada a lo largo del tiempo para los motores de pistón convencionales y se han validado los valores razonables para los coeficientes de correlación contra datos experimentales. No obstante, el modo empírico no explica el único movimiento
10 del pistón y el ángulo de la biela del concepto del motor de ciclo dividido.

La fuente principal de fricción de frotamiento del motor viene del montaje del pistón. Más específicamente, la fuente dominante de fricción del montaje del pistón proviene del contacto entre los anillos del pistón y el revestimiento del cilindro. Para determinar las diferencias inherentes en la fricción del motor entre los motores convencionales y de ciclo
15 dividido, se realizaron cálculos de la fricción fuera de GT-Power. Se calculó la carga de empuje del pistón en función de la presión del cilindro en comparación con datos del ángulo de fisura importados de GT-Power en un formato de la hoja de cálculo. La fuerza de fricción fue determinada multiplicando esta fuerza por un coeficiente (constante) medio del valor de la fricción. El trabajo de la fricción fue calculado integrando el trabajo de $F \cdot dx$ a lo largo de
20 la carrera en incrementos de $0,2^\circ$ CA. Se asumió que la suma del trabajo de la fricción $F \cdot dx$ explicaba la mitad de la fricción total del motor. El coeficiente medio del valor de la fricción fue determinado haciendo coincidir el trabajo de fricción previsto de la hoja de cálculo con el trabajo de fricción previsto de la correlación Chen-Flynn del motor convencional a 1400 rpm. Este valor entonces fue aplicado al motor de ciclo dividido para predecir la fricción del
25 conjunto del pistón. Se asumió que la otra mitad de la fricción permanecería constante entre las dos configuraciones del motor cuando trata con el tren de válvula, fricción de contacto y pérdidas accesorias. FMEP varía con velocidad del motor, y el punto de 1400 rpm fue seleccionado para seguir siendo constante con estudios paramétricos anteriores.

La cantidad de trabajo de la fricción explica las diferencias entre el trabajo indicado y del
30 freno en un motor dado. Los valores del esfuerzo y de la potencia de la fricción eran muy similares entre los motores convencionales y los de ciclo dividido con duración de quemado de 10 al 90% a 22° . No obstante, los resultados sugieren que el motor de ciclo dividido puede

tener una eficiencia mecánica ligeramente más alta que el motor convencional mientras que la duración de quemado de 10 al 90% se acorta desde 22°CA. Por ejemplo, en la duración de quemado de 10 al 90% a 16° CA, el motor de ciclo dividido tenía una ventaja de 1,0 puntos en eficiencia mecánica, lo que se traduce en un aumento de 1,0 puntos en BTE.

5 Refiriéndonos a la Fig. 25, se ilustran las razones de esta tendencia. La Fig. 25 traza la carga de empuje del pistón de expansión en comparación con el ángulo de fisura, referenciado al TDC del pistón de expansión, en los casos de duración de quemado de 10 al 90% a 10° CA y 22° CA. La duración de quemado de 10 al 90% a 10° CA dio lugar a una eficiencia mecánica de aproximadamente 1,2 puntos más alta que el caso de 22° CA. Para el caso de duración de quemado de 10 al 90% a 10° CA, la carga de empuje aumentó más rápidamente después de que la biela pasara por el punto del ángulo 0°. Pese a que el caso de 10° CA alcanzó un pico más alto en la carga de empuje, el caso de 22° CA mantuvo una carga de empuje ligeramente más alta que el caso de 10° CA con el resto de la carrera. Cuando se realiza la integración de $F \cdot dx$, el 10° CA tenía un trabajo de fricción del pistón más bajo.

15 3.5 Resumen de los resultados del motor de ciclo dividido

Los índices de quemado resultantes del análisis de combustión del CFD fueron utilizados para fijar y efectuar iteraciones adicionales en GT-Power para el motor de ciclo dividido. La Tabla 9 resume los resultados y los compara con los del motor convencional en términos de valor indicado, fricción, y freno. Todos los ciclos fueron efectuados a una velocidad del motor de 1400 rpm.

Tabla 9. Resumen de los resultados (unidades inglesas)

Parámetro	Convencional (Ciclo #96)	Ciclo dividido (Ciclo #180)	Ciclo dividido (Ciclo #181)	Ciclo dividido (Ciclo #183)
Duración del quemado 10-90% (°CA)	24	16	10	22
50% del punto de quemado (°ATDC)	10	28	24	32
Esfuerzo indicado (pie-libra)	91,8	102,4	103,6	93,7
Potencia indicada (cv)	24,2	27,0	27,2	24,6
ITE (%)	37,5	41,2	42,7	38,2
Esfuerzo de la fricción (pie-libra)	10,4	10,5	10,3	10,4
Potencia de la fricción (cv)	2,76	2,79	2,74	2,78
Esfuerzo del freno (pie-libra)	81,4	92,0	93,3	83,3
Potencia de freno (cv)	21,4	24,5	24,9	22,3
Eficiencia mecánica (%)	88,7	89,8	90,1	88,9
BTE (%)	33,2	37,0	38,4	33,9

Resumen de los resultados (unidades SI)

Parámetro	Convencional (Ciclo #96)	Ciclo dividido (Ciclo #180)	Ciclo dividido (Ciclo #181)	Ciclo dividido (Ciclo #183)
Duración del quemado 10-90 (°CA)	24	16	10	22
50% del punto de quemado (°ATDC)	10	28	24	32
Esfuerzo indicado (N-m)	124,4	138,9	140,5	127,0
Potencia indicada (kW)	18,0	20,2	20,3	18,4
ITE (%)	37,5	41,2	42,7	38,2
Esfuerzo de la fricción (N-m)	14,1	14,2	13,9	14,1
Potencia de fricción (kW)	2,07	2,08	2,04	2,07
Esfuerzo del freno (N-m)	110,3	124,7	126,5	112,9
Potencia de freno (kW)	16,0	18,3	18,6	16,6
Eficiencia mecánica (%)	88,7	89,8	90,1	88,9
BTE (%)	33,2	37,0	38,4	33,9

El ciclo #180 de ciclo dividido representa la duración de quemado de 10 al 90% a 16° CA de los barridos paramétricos anteriores. El ciclo #181 representa la primera iteración del análisis de combustión del CFD conducido en el modelo del motor de ciclo dividido. Este

ciclo dio lugar a aproximadamente el 35% de quemado ocurriendo antes del cierre de la válvula de cruce, lo que llevaría probablemente a la propagación de la llama en el paso de cruce. El ciclo #183 representa la segunda iteración del análisis de combustión del CFD, con aproximadamente el 5% de quemado ocurriendo en el momento de cierre de la válvula de cruce.

5

La duración de quemado de 10 al 90% a 10°CA del ciclo #181 rindió una ganancia de aproximadamente 5,0 puntos de BTE sobre el motor convencional. No obstante, en la configuración actual, estas condiciones llevarían probablemente a la propagación de la llama en el paso de cruce. El duración de quemado de 10 al 90% de 22° CA desde el ciclo #183 es alcanzable realísticamente en relación a la evitación de la propagación de la llama en el paso de cruce, y dio lugar a una ganancia de aproximadamente 0,7 puntos de ITE.

10

3.6 Investigación de los límites más bajos para los parámetros significativos

Los estudios conducidos durante la construcción del modelo inicial de ciclo dividido y los barridos paramétricos subsecuentes, identificaron la relación de compresión, la relación de expansión, la fase del TDC y la duración de quemado como variables significativas que afectan al rendimiento y eficiencia del motor. Fueron realizados ciclos de simulación adicionales para identificar límites más bajos de relación de compresión, relación de expansión, la fase del TDC, y la duración y elevación de la válvula de cruce donde el rendimiento y/o la eficiencia de motor disminuyen.

15

La referencia para la comparación fue el motor de ciclo dividido con una duración de quemado de 10 al 90% a 22°CA (Ciclo #183). Los barridos fueron conducidos desde esta configuración de referencia para cuantificar la potencia indicada y el ITE como funciones de la relación de compresión, relación de expansión, fase del TDC, y duración y elevación de la válvula de cruce. Debe observarse que los efectos interdependientes de estas variables ejercen una influencia significativa en el rendimiento y la eficiencia del concepto del motor de ciclo dividido. Para este estudio se aislaron los efectos de cada una de estas variables. No se condujo ningún barrido para analizar la influencia combinada de las variables. Alterar cada una de estas variables ejerce una influencia considerable en la masa atrapada, de modo que las comparaciones relativas con el ciclo #183 o el motor convencional pueden no ser válidas.

20

25

30

La Fig. 26 muestra la potencia indicada y el ITE de varias relaciones de compresión. La referencia fue fijada en una relación de compresión de 100: 1. Reducir de este valor a 80:1 da lugar a una disminución del 6% en el flujo de aire y de la potencia indicada. El ITE disminuye con la relación de compresión también, pero más dramáticamente a 40:1 y valores más bajos.

La Fig. 27 traza la potencia indicada y el ITE de las varias relaciones de expansión. La potencia indicada fue algo constante con leves aumentos en el flujo de aire según disminuyó la relación de expansión del valor inicial de 120: 1. A 40:1, el flujo de aire hacia el interior del cilindro había subido un aumento del 5% con una caída moderada en ITE. A 20:1, el flujo de aire era 9% alto, la potencia indicada era 4% baja, y el ITE era más de 4,0 puntos más bajo que la referencia.

Fig. 28 traza los mismos datos para los varios ángulos de fase del TDC. Durante estos los ciclos, la fase de la válvula de cruce y la combustión fue dejada sin cambios en relación al TDC del pistón de expansión. Hubo una gota moderada en el ITE según se redujo la fase del TDC del valor original de 20° CA. El flujo de aire y la potencia indicada disminuyen más agudamente con el ángulo de fase del TDC. Además, la fricción aumenta debido a las más altas presiones pico del cilindro. En una fase del TDC de 10°, el flujo de aire y la potencia indicada bajaron aproximadamente un 4% de la referencia, con una caída de 0,7 puntos en ITE, además de una penalización adicional de 0,5 puntos en BTE debido a la creciente fricción.

La nivelación por rendimiento en ángulos de compensación de la fase más altos puede no ser representativa del funcionamiento realista del motor. En este punto, con el enfoque tomado aquí en la investigación de la sección de los límites más bajos del estudio, el trabajo de la válvula de cruce y la compresión están verdaderamente mal calculados de modo que el concepto de ciclo dividido no está representado exactamente. En la última parte de la fase, la válvula de cruce se abre antes de que el cilindro del compresor comience a cargar el cruce seriamente, de modo tal que el proceso básico es acumular masa en el paso de cruce en un ciclo y después permitir que entre en el cilindro de potencia en el ciclo siguiente. Ésa es la razón de la porción plana de la curva en esos altos ángulos de la fase.

La Fig. 29 traza los mismos resultados como una función de la duración y de la elevación de la válvula de cruce. Comparando las tablas 2 y 6, puede verse que la duración de la válvula

de cruce del motor de ciclo dividido (es decir, 30°CA) es mucho más pequeña que las duraciones de la válvula de entrada y de escape del motor convencional (225°CA y 270°CA respectivamente). La duración de la válvula de cruce es típicamente 70°CA o menos, y preferiblemente 40°CA o menos para poder seguir estando abierta el suficiente tiempo como para transferir la masa entera de una carga de combustible en el cilindro de expansión, pero cerrándose lo suficientemente pronto para evitar que la combustión ocurra dentro del paso de cruce. Se halló que la duración de la válvula de cruce tenía un efecto significativo tanto en el índice de quemado como en el ITE.

Un factor multiplicador fue aplicado para aumentar la duración y la elevación simultáneamente. El punto de la abertura de la válvula se mantuvo constante, de modo que el cierre de la válvula varió con la duración. Puesto que la combustión se mantuvo constante, un aumento en la duración de la válvula de cruce da lugar a una fracción más alta de combustión que ocurre con la válvula de cruce abierta, lo que puede llevar a la propagación de la llama en el paso de cruce para la configuración actual del motor de ciclo dividido. Retrasar la combustión y alargar el trabajo de la válvula daría lugar a una penalización más aguda de la eficiencia térmica de lo que se muestra aquí.

Alargar la duración y la elevación de la válvula da lugar a un flujo de aire mayor. Aplicar factores multiplicadores que dan lugar a una duración de la válvula de cruce de hasta 42°CA da lugar a aumentos leves en la potencia indicada por el mayor flujo de aire. Obsérvese que el multiplicador para 42°CA también da una elevación máxima de 3,3 mm. La relación entre la duración y la elevación máxima para la figura 15 se muestra en la tabla 10. A modo de referencia, la configuración de referencia (Ciclo #183) tuvo una duración de la válvula de cruce de 25°CA y una elevación máxima de 2,27 mm. La eficiencia térmica y la potencia indicada caen perceptiblemente, sin embargo, alargando adicionalmente aún más los trabajos de la válvula.

Usar una duración de 69°CA (y el aumento que le acompaña en la elevación) da lugar a un flujo de aire 10% más alto, una caída del 9,5% en potencia indicada, y una caída de 5,0 puntos en ITE. La Tabla 10 de abajo muestra la relación entre la duración de la válvula de cruce y la elevación para la Fig. 29 de estudio.

**Tabla 10: Relación entre la duración de la válvula de cruce y la elevación para la
Figura 29**

Estudio

CV dur °CA	CV Elevación máxima mm	
25	2,27	Ciclo #183
27,8	2,2	
41,7	3,3	
55,6	4,4	
69,4	5,5	

5 4.0 Conclusión

El estudio computarizado identificó la relación de compresión, relación de extensión, fase del TDC (es decir, el ángulo de fase entre los pistones de compresión y de expansión (véase el punto 172 de la Fig. 6)), duración de la válvula de cruce y duración de la combustión como variables significativas que afectan al rendimiento del motor y a la eficiencia del motor con ciclo dividido. Los parámetros fueron fijados específicamente como sigue:

- las relaciones de compresión y de expansión deben ser iguales a o mayor de 20 a 1 y fueron fijados en 100 a 1 y 120 a 1 respectivamente para este estudio;
- el ángulo de fase debe ser inferior a o igual a 50 grados y fue fijado en aproximadamente en 20 grados para este estudio; y
- 15 • la duración de la válvula de cruce debería ser inferior a o igual a 69 grados y fue fijada en aproximadamente en 25 grados para este estudio.

Por otra parte, la duración de la válvula de cruce y la duración de la combustión deben solaparse en un porcentaje predeterminado de la combustión para lograr mejores niveles de eficiencia. Para este estudio, los cálculos CFD mostraron que un solape del 5% de la combustión total era realista y que mayores solapes son alcanzables con un 35% formando el límite superior inalcanzable para las representaciones modeladas en este estudio.

Cuando los parámetros se aplican en la configuración apropiada, el motor de ciclo dividido exhibió ventajas significativas tanto en eficiencia térmica del freno (BTE) como en las emisiones de NOx.

REIVINDICACIONES

1. Un motor (100) que comprende:

un cigüeñal (108) que gira alrededor de un eje del cigüeñal (110);

un pistón de expansión (114) que es recibido por deslizamiento dentro de un cilindro de expansión (104) y queda conectado de forma operativa al cigüeñal (108) de modo que el pistón de expansión (114) pueda ser activado para oscilar a lo largo de una carrera de expansión y de una carrera de escape de un ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal (108);

un pistón de compresión (116) que es recibido por deslizamiento dentro de un cilindro de compresión (106) y queda conectado de forma operativa al cigüeñal (108) de modo que el pistón de compresión (116) pueda ser activado para oscilar a lo largo de una carrera de entrada y de una carrera de compresión de dicho ciclo de cuatro tiempos durante una sola rotación del cigüeñal (108);

un paso de cruce (114) que interconecta los cilindros de compresión (106) y de expansión (104), en donde el paso de cruce (114) incluye una válvula de cruce (150) cercana al cilindro de expansión (104) y una válvula de entrada (146) cercana al cilindro de compresión (106), definiendo la válvula de cruce (150) y la válvula de entrada (146) una cámara de presión entre ellas;

y se caracteriza porque:

el pistón de expansión (114) lleva al pistón de compresión (116) por un ángulo de fase definido por los grados de rotación del cigüeñal (108) entre la posición de centro superior absoluto (TDC) del pistón de expansión (114) y la posición de TDC del pistón de compresión (116);

en donde la relación entre el volumen en el cilindro de expansión (104) cuando el pistón de expansión (114) se encuentra en la posición de centro inferior absoluto (BDC) del pistón de expansión (114) y el volumen en el cilindro de expansión (104) cuando el pistón de expansión (114) se encuentra en la posición de TDC del pistón de expansión (114) es de 20 a 1 o superior; y

en donde el motor (100) está configurado de modo que, para un período de tiempo durante el cual el pistón de expansión (114) desciende hacia la posición de BDC y el pistón de compresión (116) asciende hacia su posición de TDC, tanto la válvula de entrada (146) como la válvula de cruce (150) estén abiertas.

2. El motor (100) de la reivindicación 1, en donde el motor (100) se puede activar para sincronizar la válvula de entrada (146) y la válvula de cruce (150) de modo que,

durante una porción de las carreras de escape y de entrada, tanto la válvula de entrada (146) como la válvula de cruce (150) estén cerradas.

3. El motor (100) de cualquiera de las reivindicaciones precedentes en donde,
5 conforme el pistón de expansión (114) desciende hacia su posición de BDC y el pistón de compresión (116) asciende hacia su posición de TDC, una masa sustancialmente igual de gas comprimido es transferida del cilindro de compresión (106) al paso de cruce (114) y del paso de cruce (114) al cilindro de expansión (104).

10 4. El motor (100) de cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en donde la relación entre el volumen en el cilindro de compresión (106) cuando el pistón de compresión (116) está en su posición de BDC y el volumen en el cilindro de compresión (106) cuando el pistón de compresión (116) está en su posición de TDC es de 40 a 1 o superior.

15 5. El motor (100) de cualquiera de las reivindicaciones precedentes en donde la válvula de cruce (150) es una válvula que se abre hacia afuera.

6. El motor (100) de cualquiera de las reivindicaciones precedentes, en donde la
20 relación entre el volumen en el cilindro de expansión (104) cuando el pistón de expansión (114) está en su posición de BDC y el volumen en el cilindro de expansión (104) cuando el pistón de expansión (114) está en su posición de TDC es de 40 a 1 o superior.

7. El motor (100) de la reivindicación 5, en donde el motor (100) puede ser
25 accionado de modo que la válvula de cruce (150) se abra durante un evento de combustión en el cilindro de expansión (104).

8. El motor (100) de la reivindicación 5, en donde el motor (100) se puede
30 accionar para que inicie un evento de combustión en el cilindro de expansión (104) mientras que el pistón de expansión (114) desciende de su posición de TDC a su posición de BDC.

9. El motor (100) de la reivindicación 5, comprendiendo además:

un sistema de inyección de combustible operable para añadir combustible al extremo de salida del paso de cruce (114).

10. El motor (100) de la reivindicación 8, comprendiendo además:

5 una válvula de escape (154) dispuesta sobre el cilindro de expansión (104), en donde la válvula de escape (154) está separada del paso de cruce (114).

FIG. 2
TÉCNICA ANTERIOR

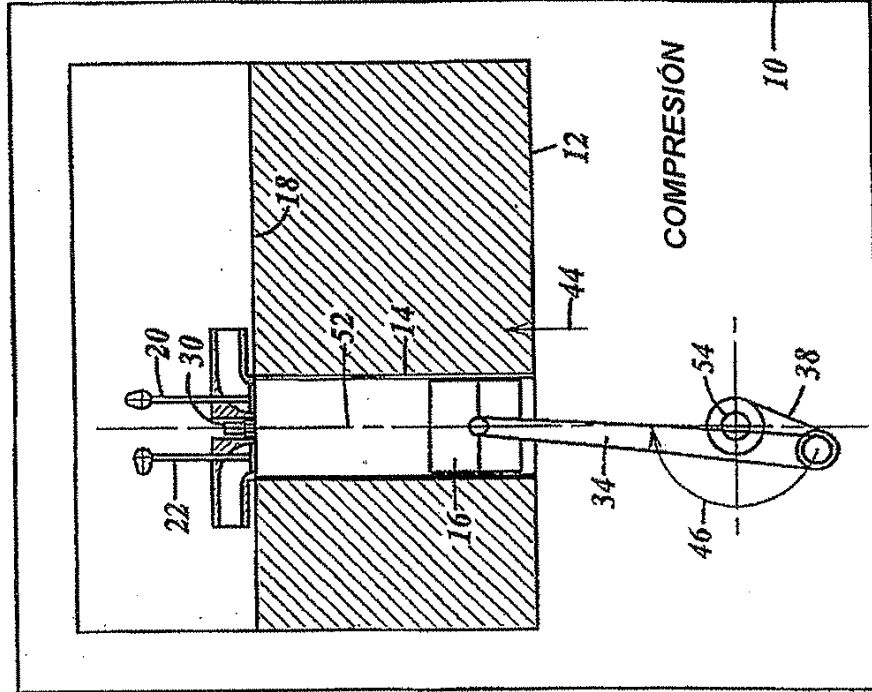


FIG. 1
TÉCNICA ANTERIOR

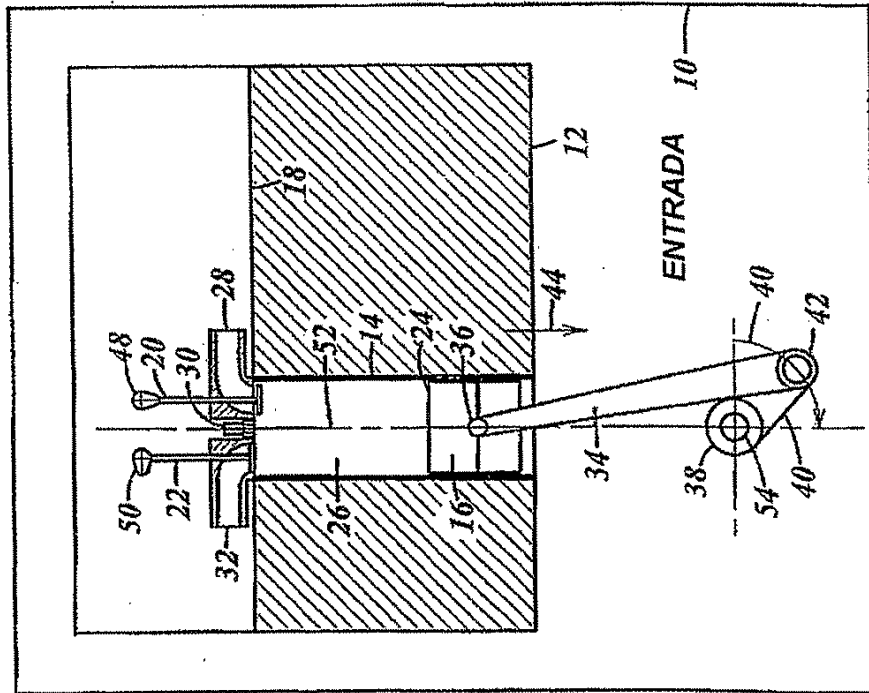


FIG. 4
TÉCNICA ANTERIOR

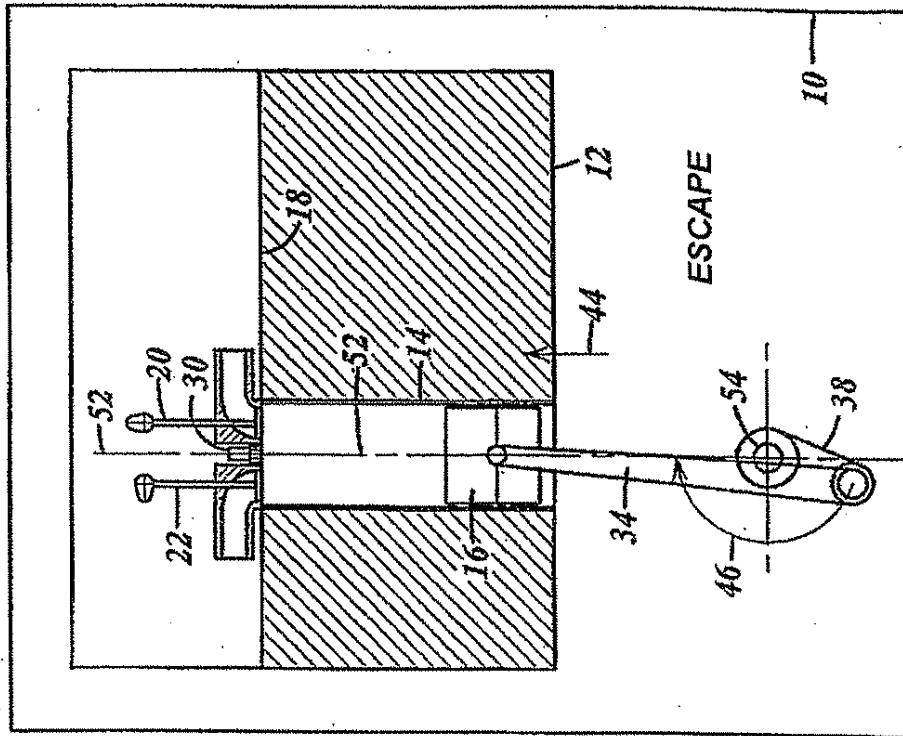


FIG. 3
TÉCNICA ANTERIOR

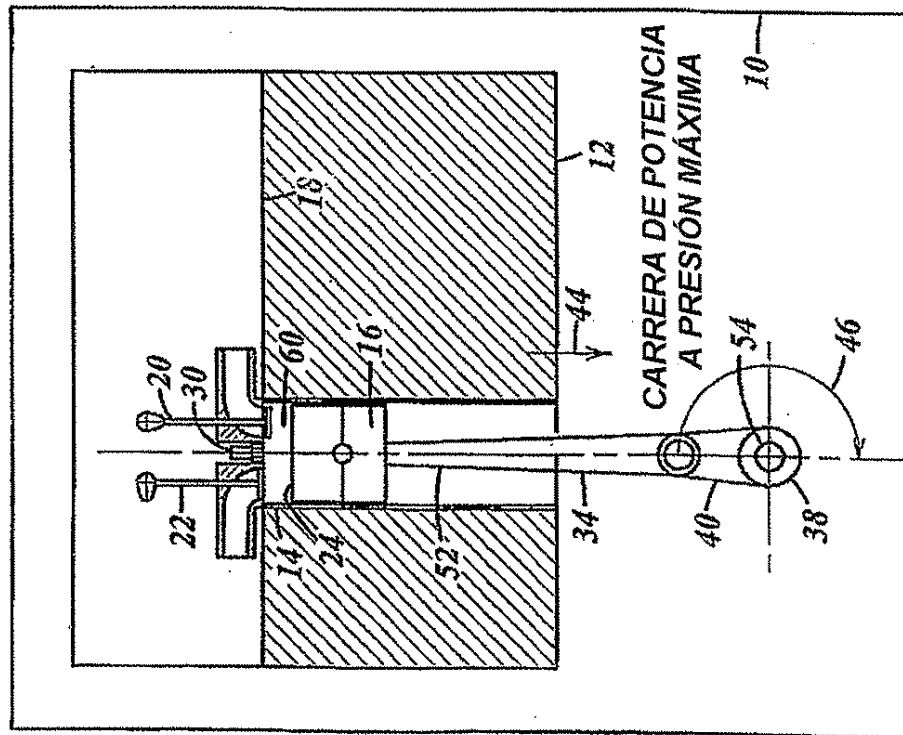


FIG. 5
TÉCNICA ANTERIOR

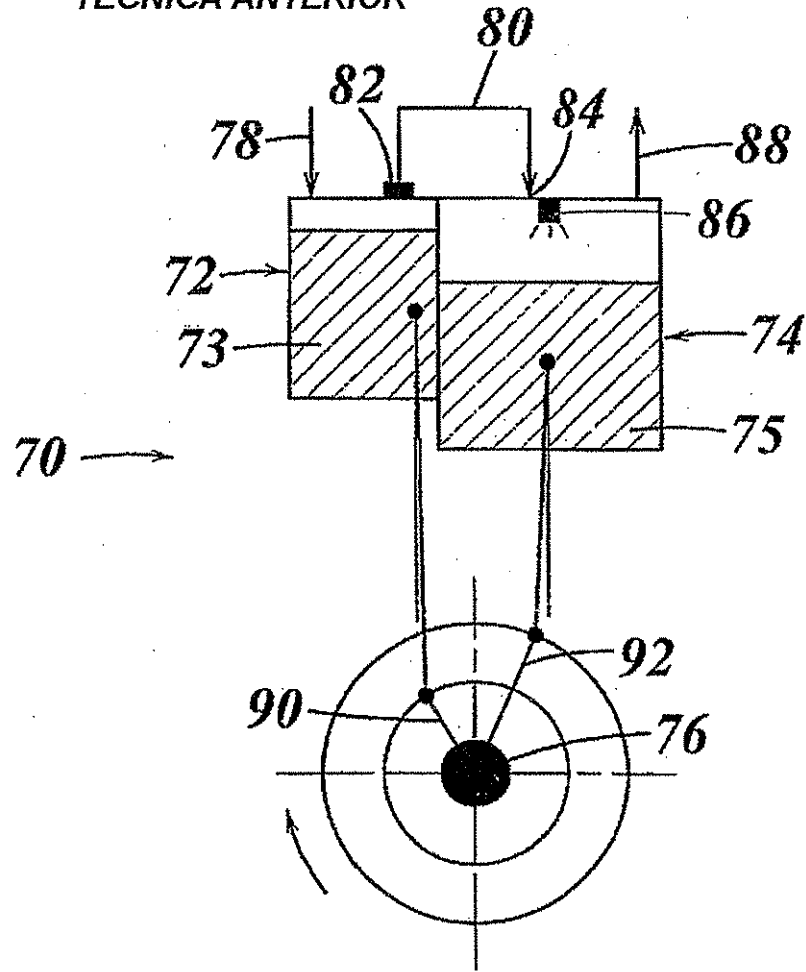


FIG. 6

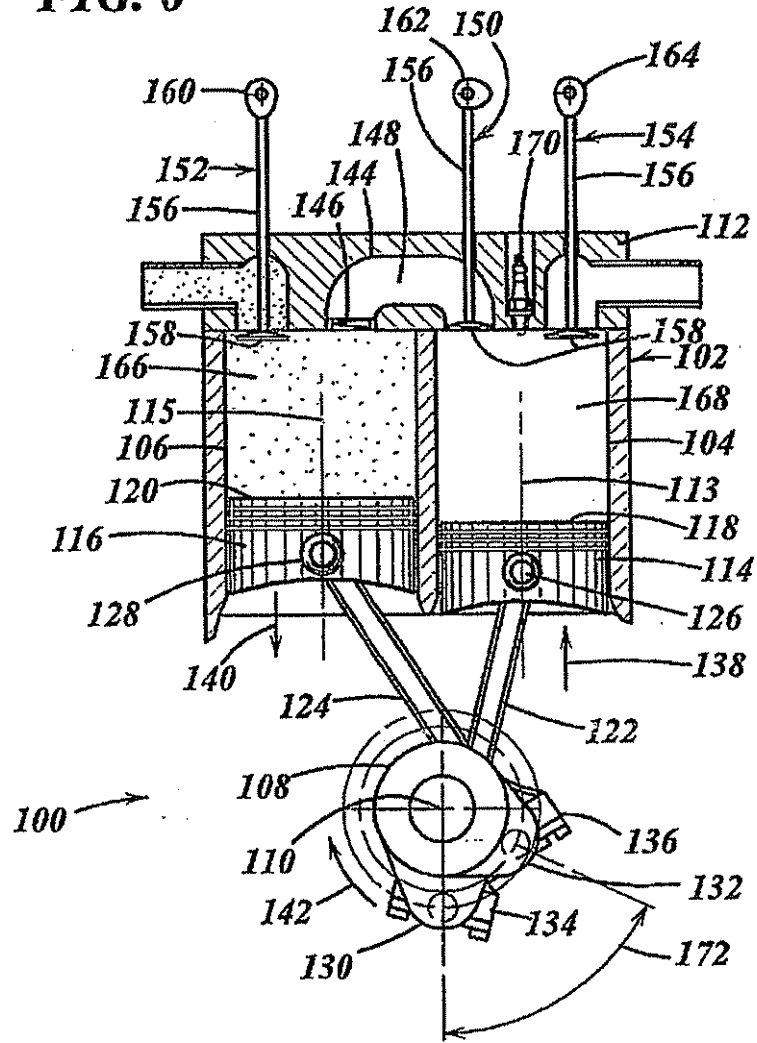


FIG. 7

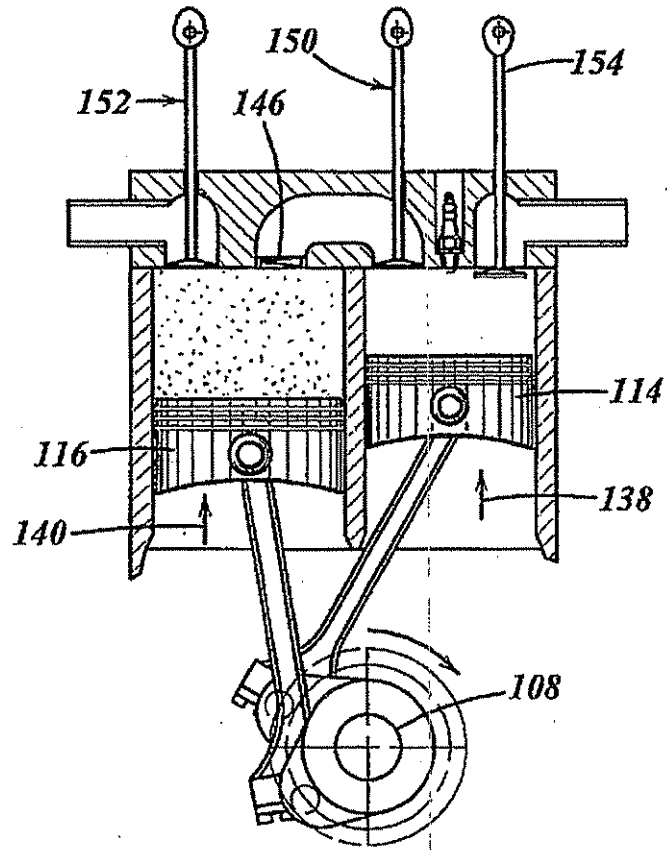


FIG. 10

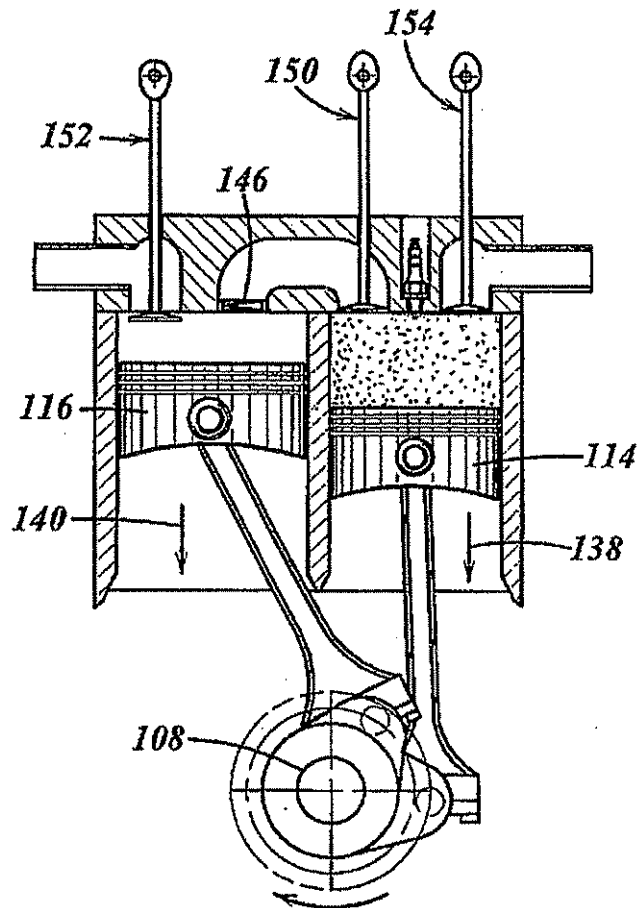


FIG. 11

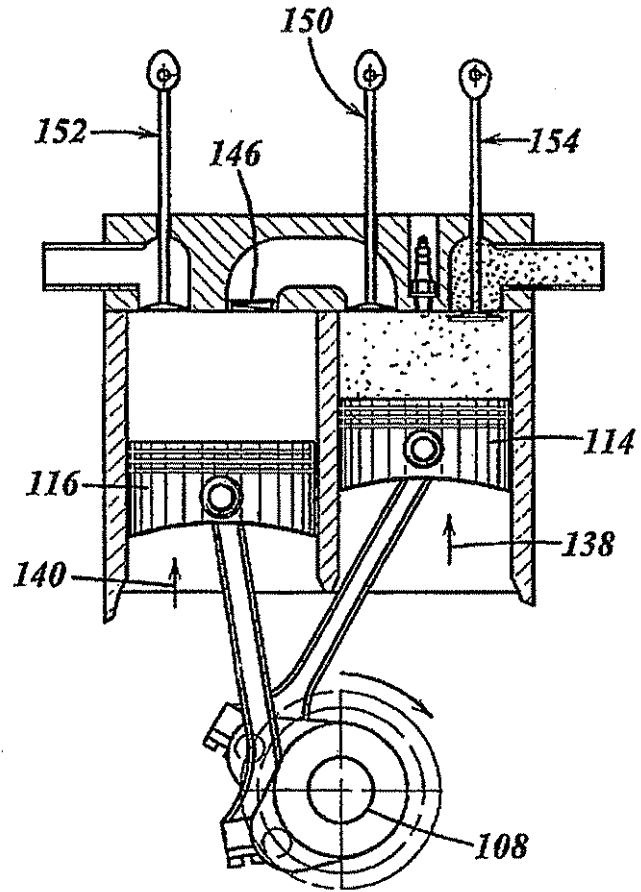


FIG. 12A

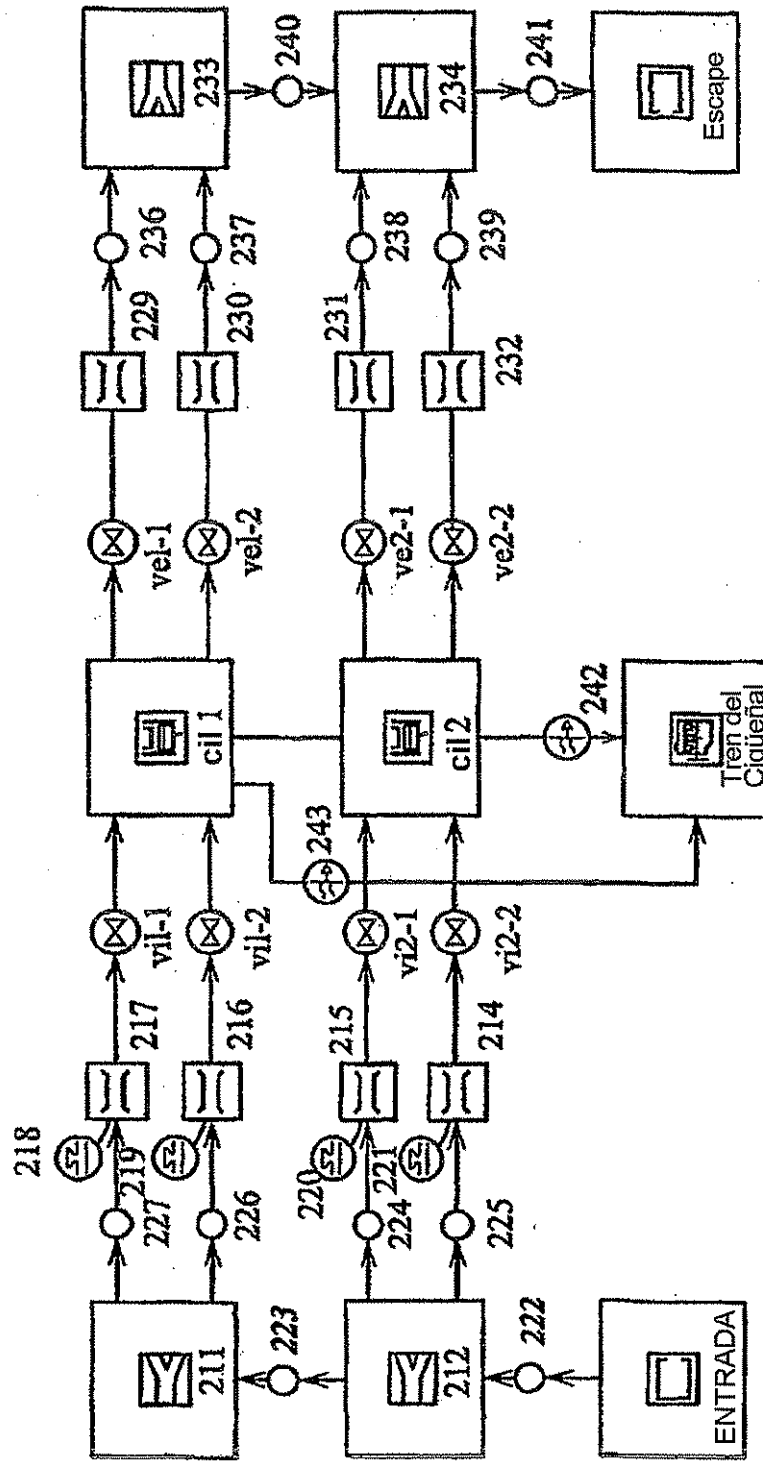
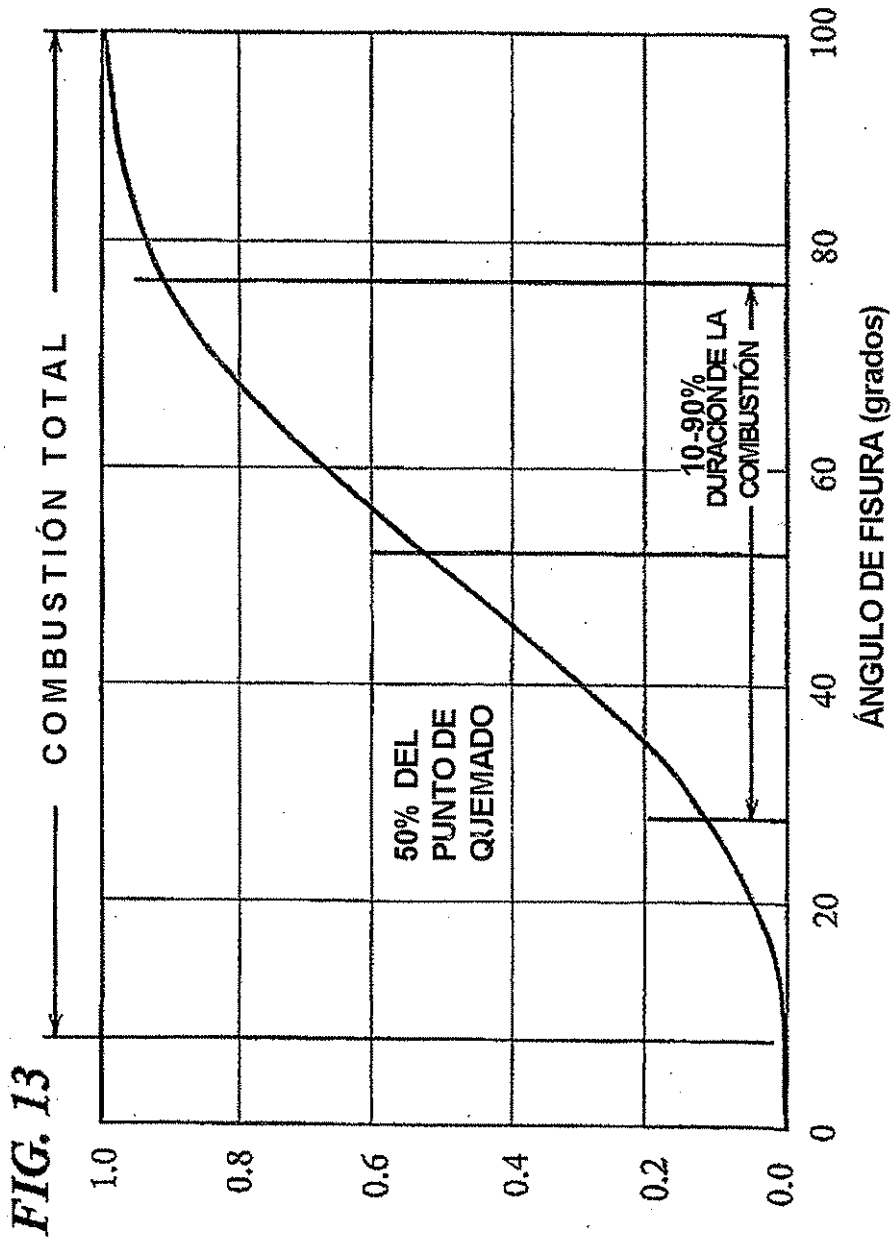


FIG. 12B

DEFINICIÓN DE LAS PIEZAS: MOTOR CONVENCIONAL

- **211,212** empalmes/T's del colector de entrada
- **entrada**: entorno final de la entrada (fuente ambiente infinita)
- **214,215,216,217**: orificios de entrada
- **218,219,220,221** inyectores de combustible
- **vix-y**: válvulas de entrada
- **cyl 1**: cilindro de motor convencional #1
- **cyl 2**: cilindro de motor convencional #2
- **válvulas de escape vex-y**
- **229,230,231,232** orificios de escape
- **233,234**: empalmes de escape o T's
- **escape**: entorno final de escape (descarga o ambiente infinita)
- **tren del cigüeñal**: punto matemático para sumar artículos de todos los cilindros del motor y manejar la organización tal como orden de disparo
- **224-232 (no 228)**: conexiones "orificio" para manejar conexiones entre los tubos y los empalmes del modelo. Estos artículos no representan ninguna cosa en material real.
- **243,248**: vínculos matemáticos que representan la conexión mecánica entre cilindros y el tren del cigüeñal.



- ▲ Esfuerzo del freno (pie-libra)
- ◆ Potencia de freno (cv)
- Efic. Vol. (%)
- BTE (%)
- * FMEP (psi)

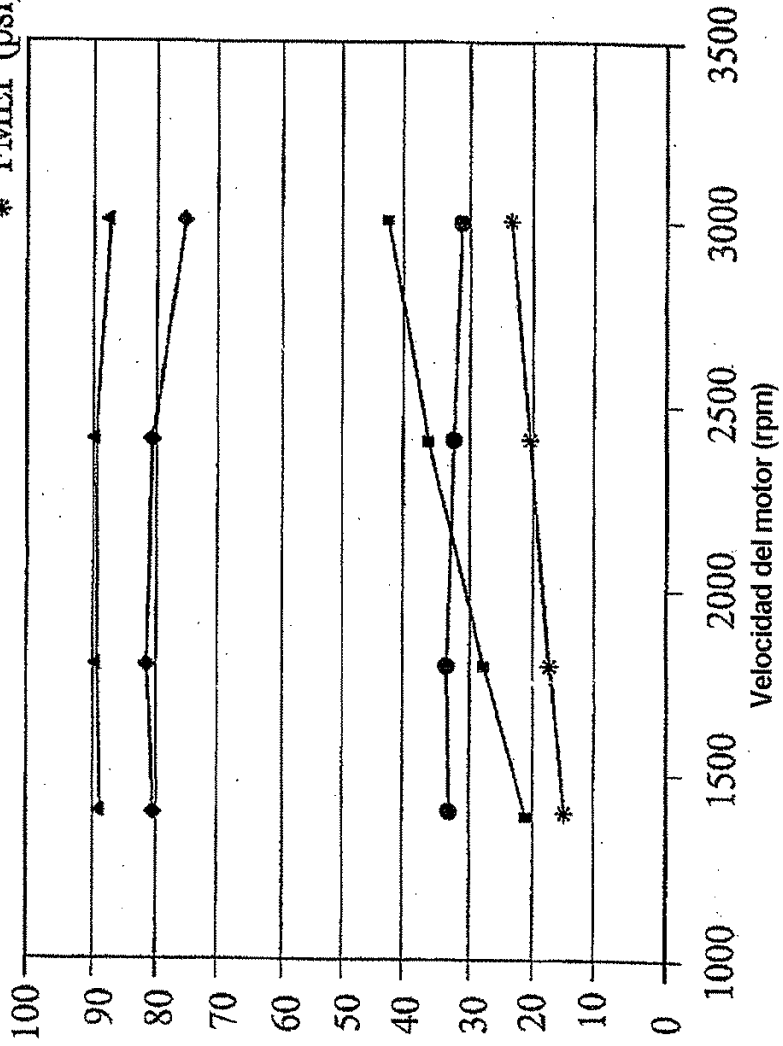


FIG. 14

Resumen del funcionamiento del motor convencional en comparación con la velocidad del motor

FIG. 15A

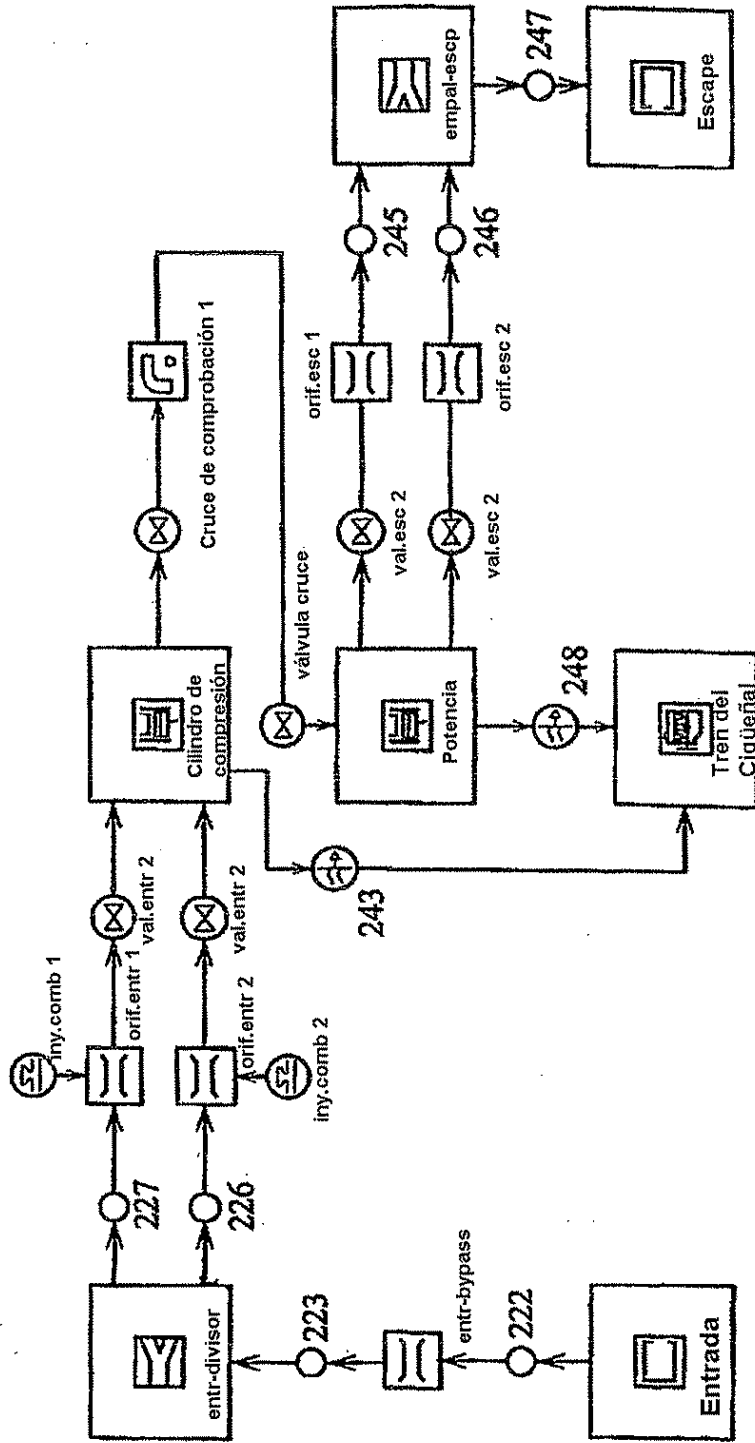
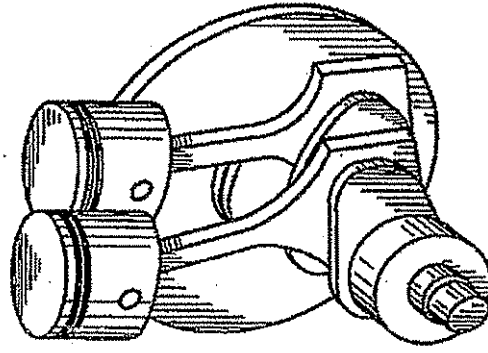


FIG. 15B**DEFINICIÓN DEL ARTÍCULO: MOTOR DE CICLO DIVIDIDO**

- entrada: entorno final de la entrada (fuente ambiente infinita)
- entr-bypass: orificio de entrada único antes de la división
- entr-divisor: empalme del colector de entrada /T
- orif.entr 1, orif.entr 2: orificios de entrada
- iny.com 1, iny.com 2, inyectores de combustible
- vil-y: válvulas de entrada
- comp: cilindro de compresión
- comprobación: cheque o válvula de admisión en la descarga del cilindro de compresión
- cruce 1: paso de cruce
- válvula cruce: válvula de cruce activada
- potencia: cilindro de expansión o de potencia
- val.esc: válvulas de escape
- orif.esc 1, orif.esc 2: orificios de escape
- empal-escp: empalme escape/T
- escape: entorno final de escape (descarga a ambiente infinita)
- tren del cigüeñal: punto matemático para sumar artículos de todos los cilindros del motor y manejar la organización tal como orden de disparo
- 222,223,226,227,245,246,247: conexiones "orificio" para manejar conexiones entre los tubos y los empalmes del modelo. Estos artículos no representan nada en material real
- vínculos matemáticos 243,248 que representan la conexión mecánica entre los cilindros y el tren del cigüeñal

FIG. 16



® MSC. MODELO DE ADAMS DEL MOTOR DE CICLO DIVIDIDO

FIG. 17

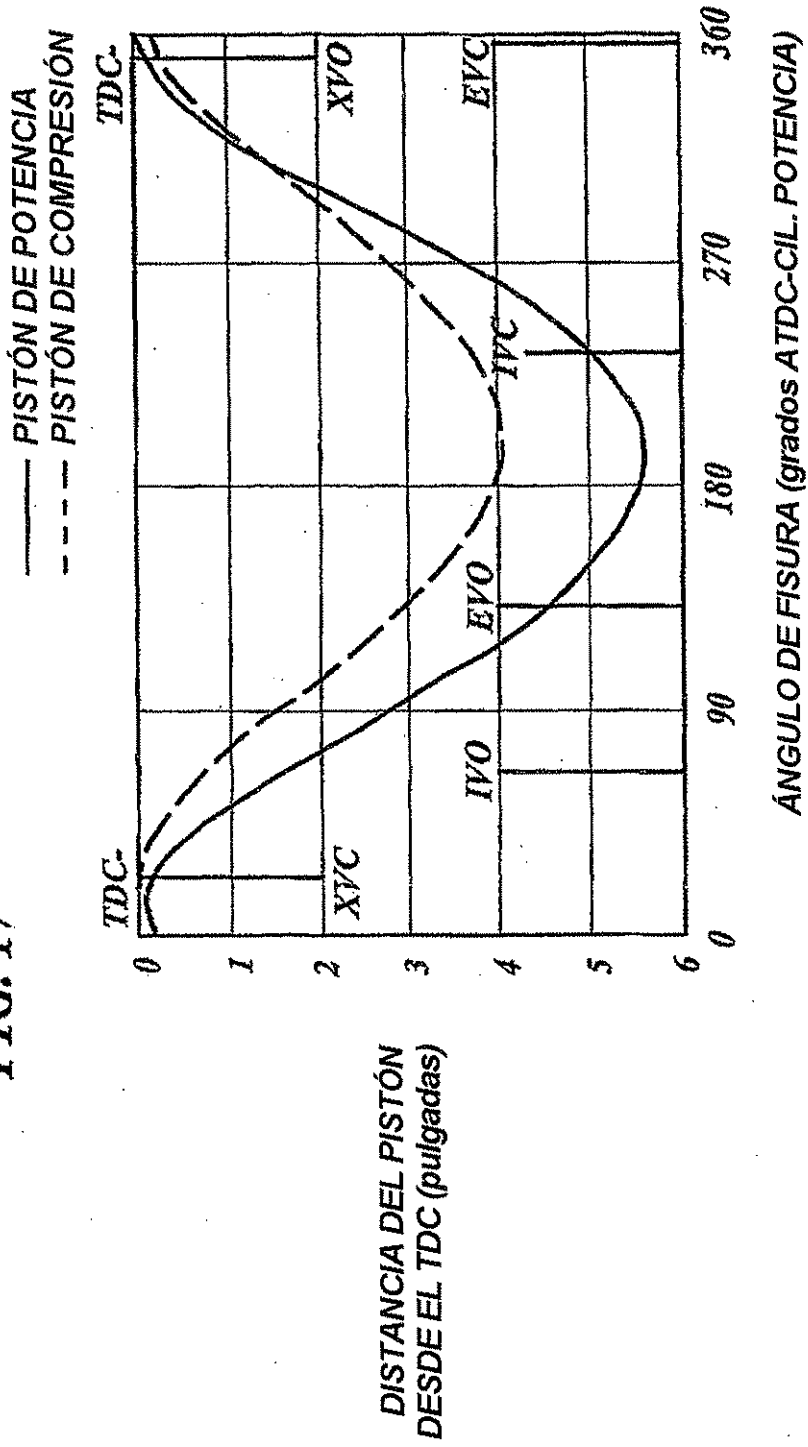
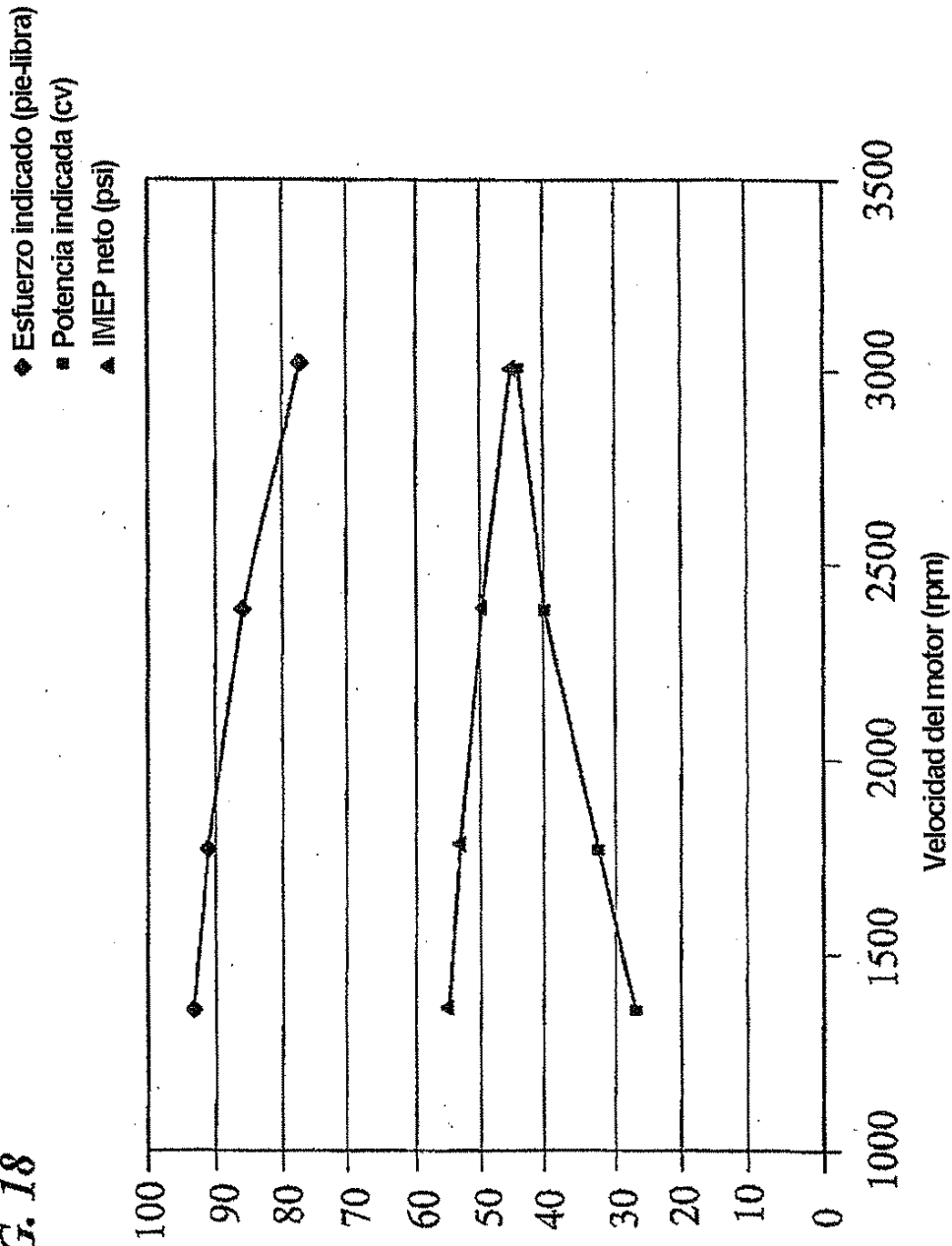


FIG. 18



Resumen del rendimiento inicial del motor de ciclo dividido en comparación con la velocidad del motor

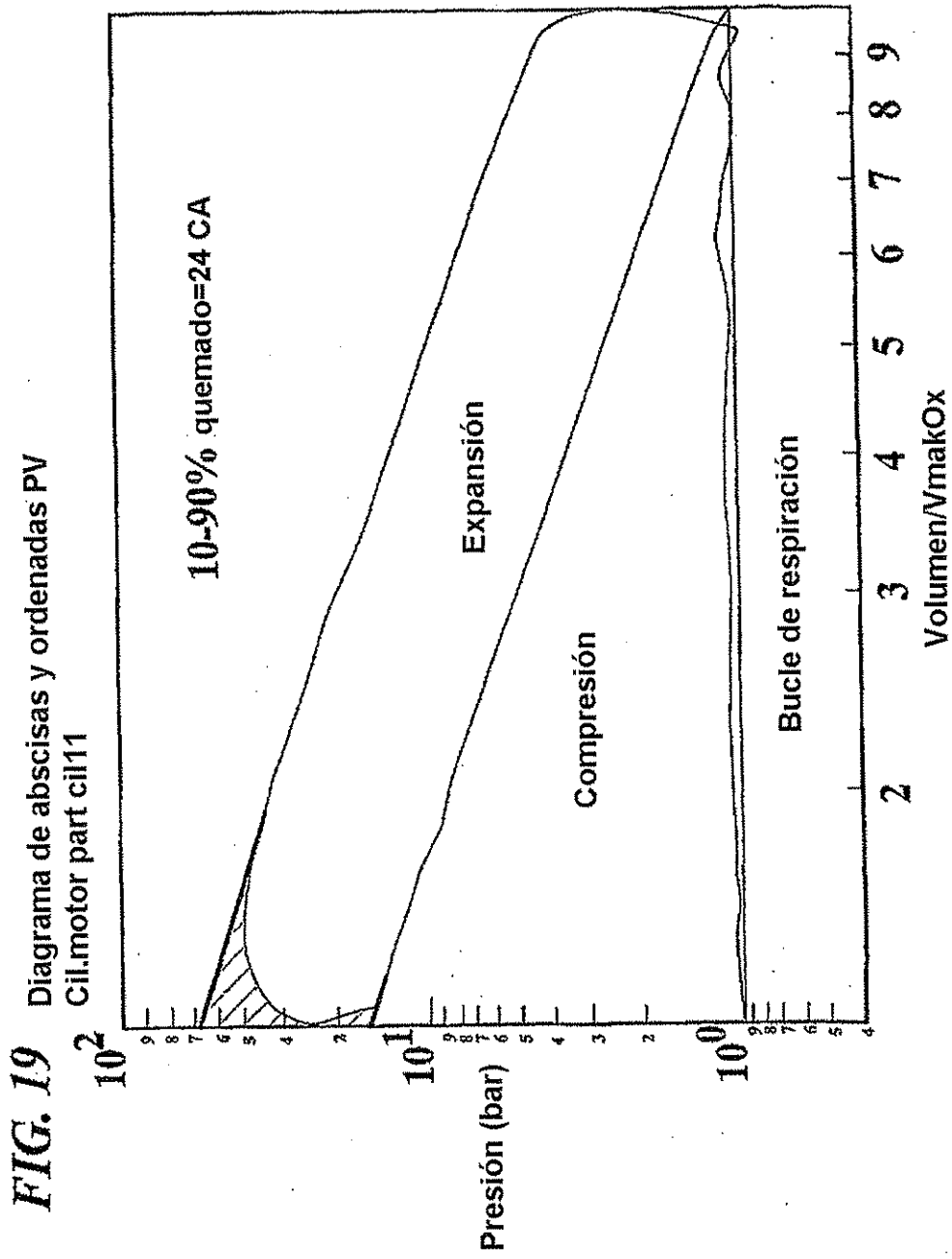


Diagrama de abscisas y ordenadas Presión-Volumen del motor convencional

FIG. 20

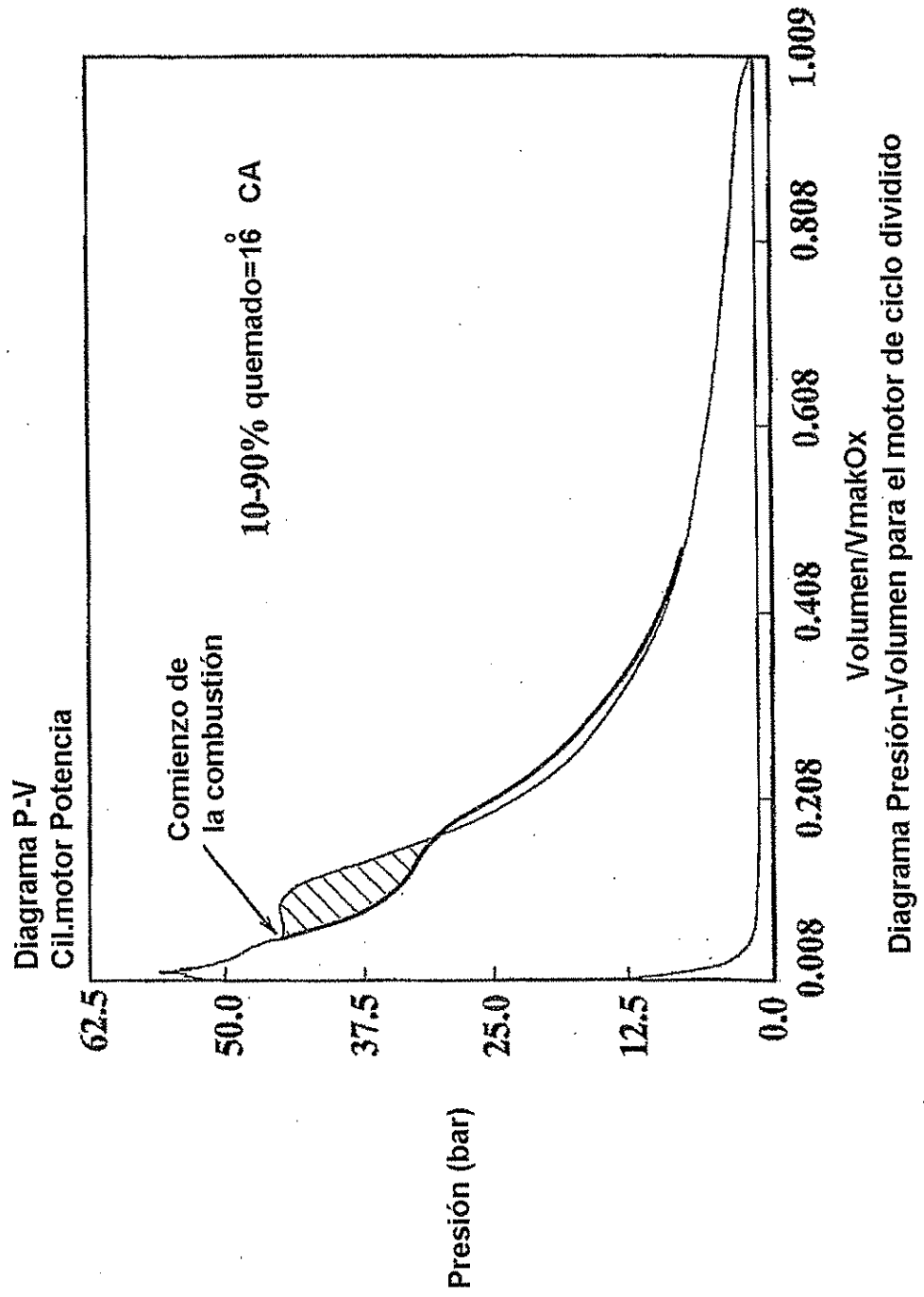
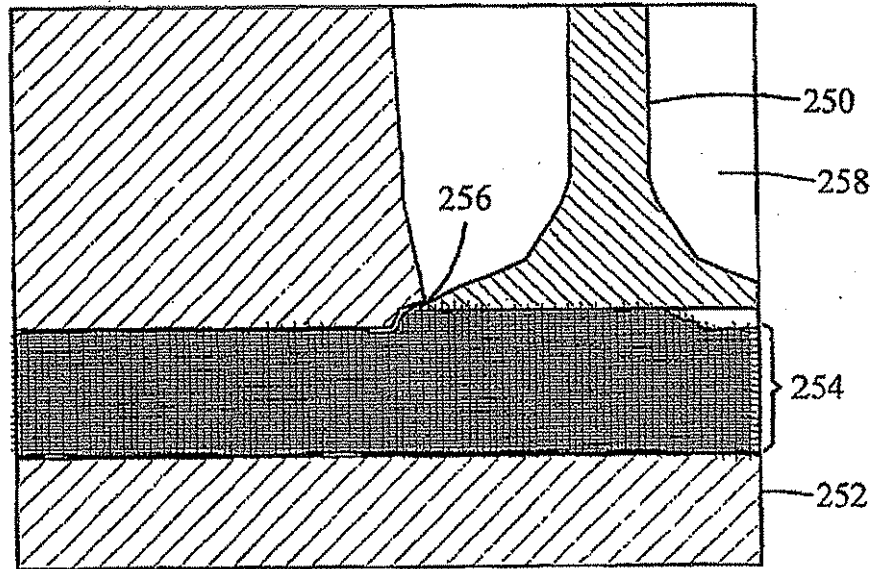
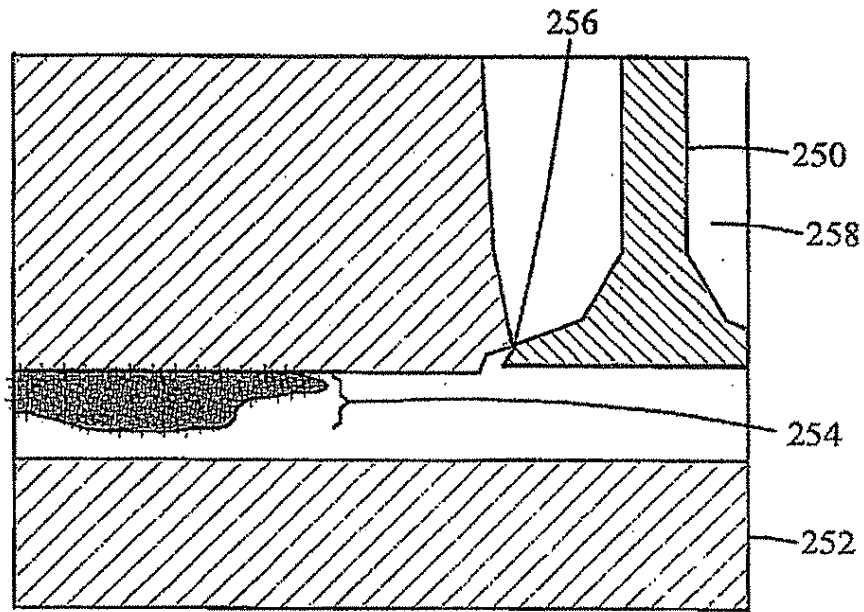


FIG. 22



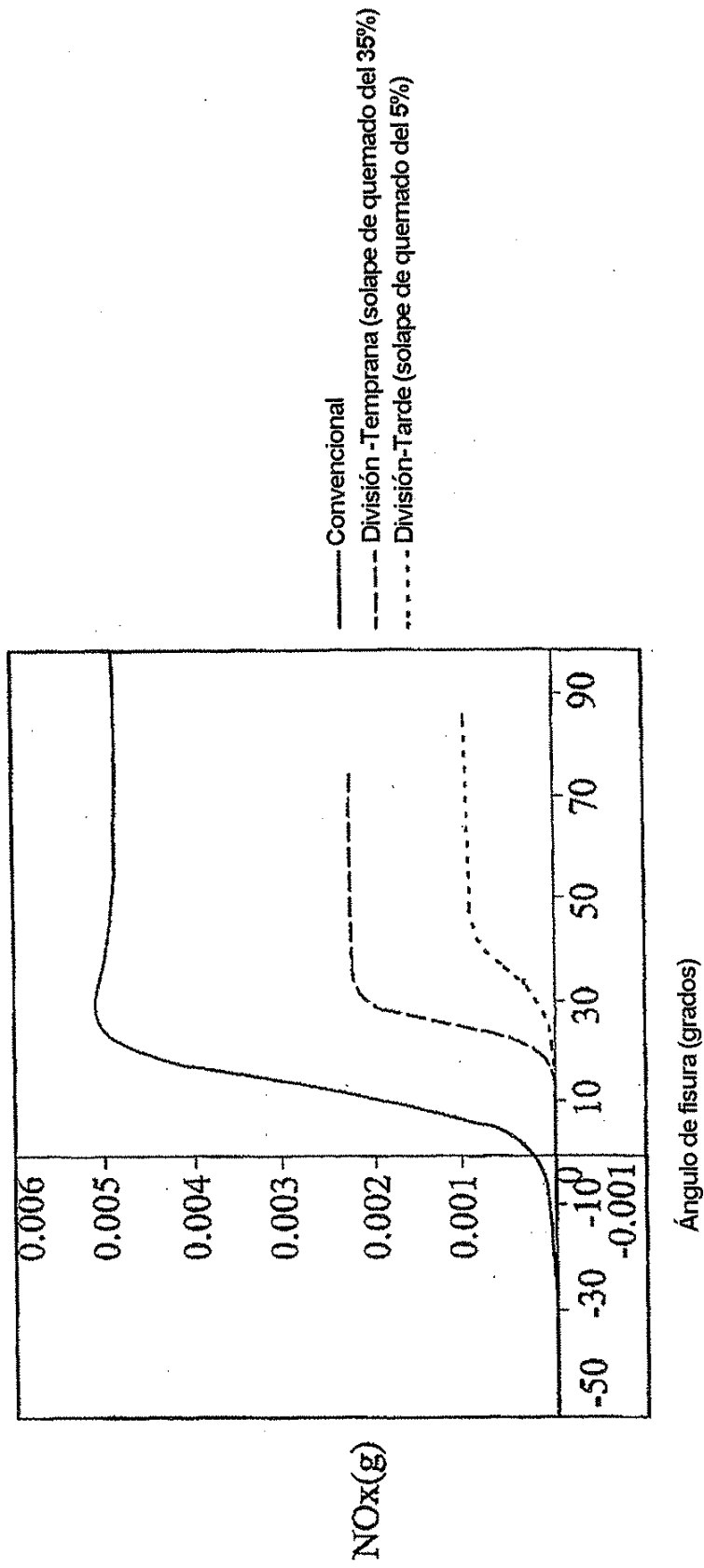
SOLAPE DE QUEMADO DEL 35%

FIG. 23



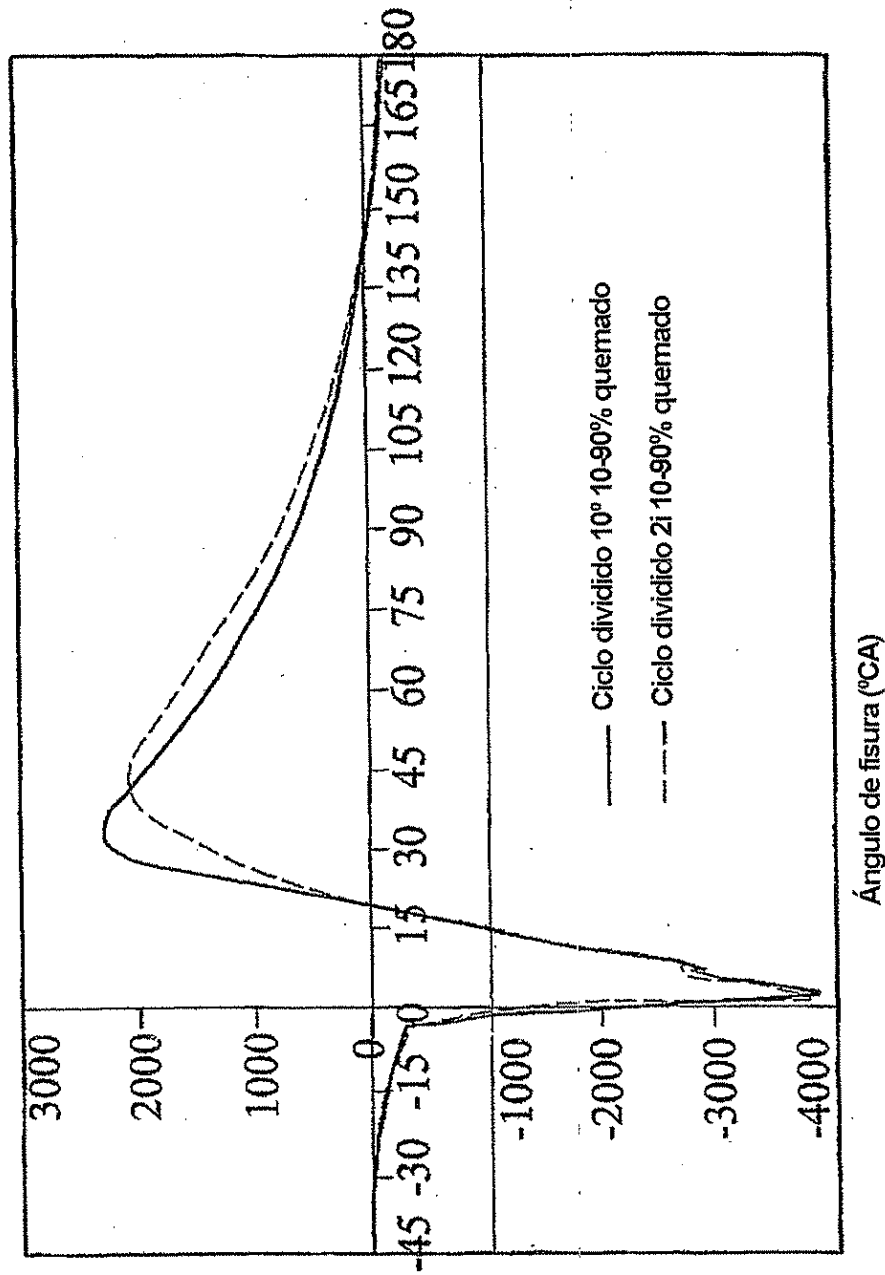
SOLAPE DE QUEMADO DEL 5%

FIG. 24



Predicción de emisiones NO_x para los tres casos

FIG. 25



Carga del empuje del pistón de expansión (N)

Ángulo de fisura (°CA)

Carga del empuje del pistón de expansión como función de la duración de quemado

◆ Potencia indicada (cv) ITE (%)
■ ITE (%)

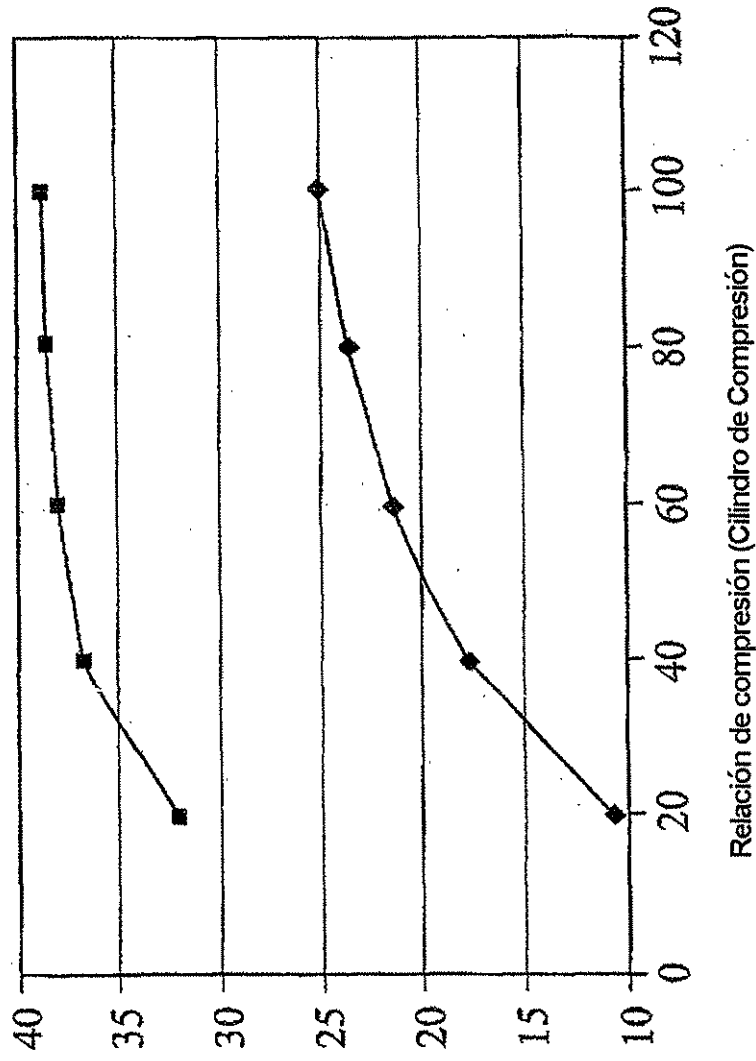
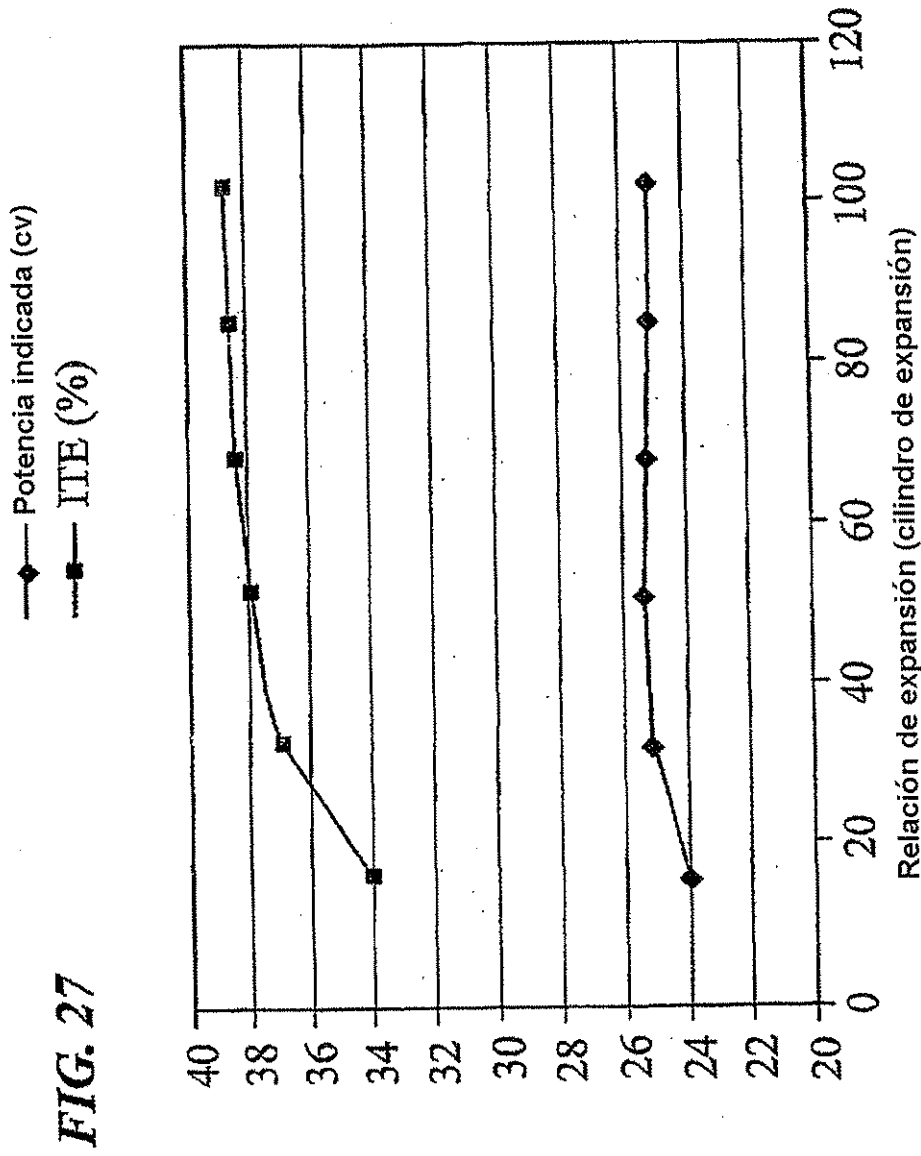


FIG. 26

Potencia indicada y eficiencia térmica en comparación con la relación de expansión



Potencia indicada y eficiencia térmica en comparación con la relación de expansión

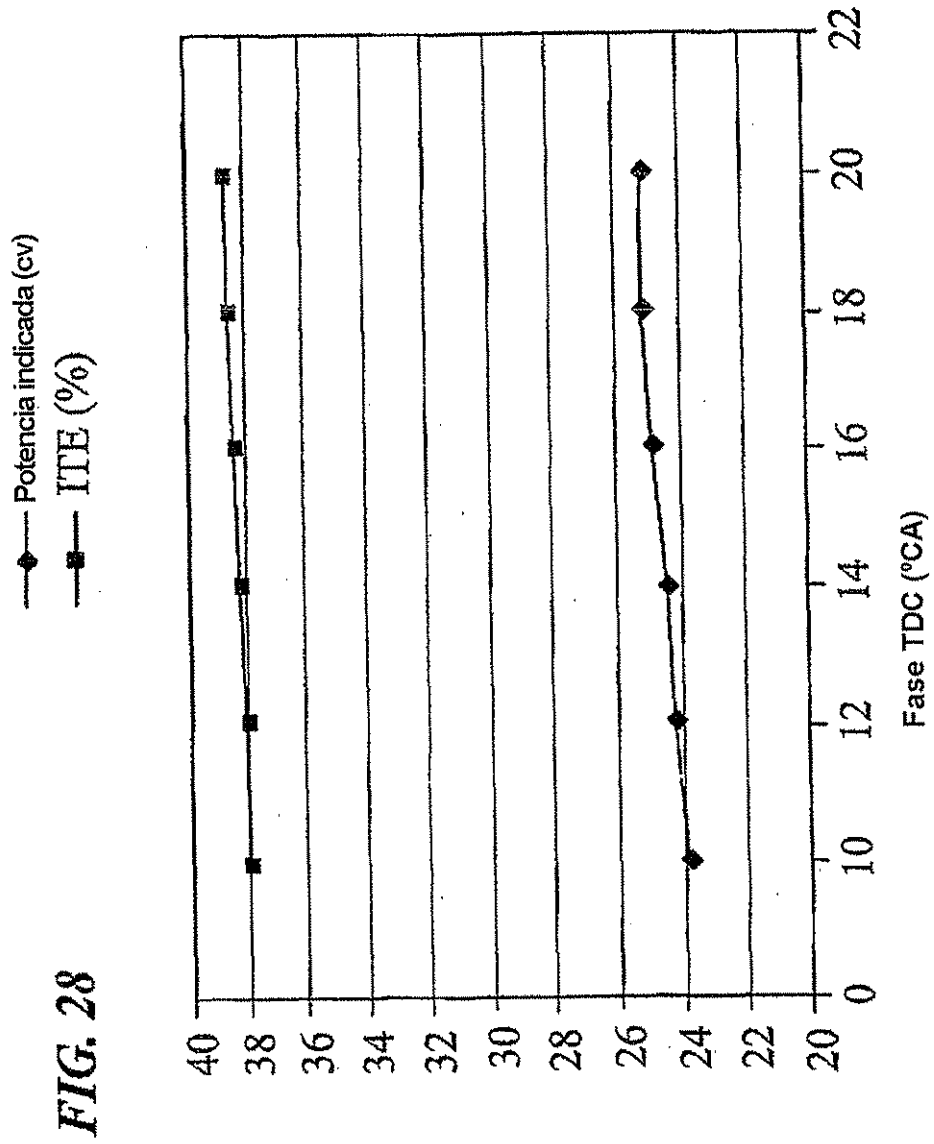
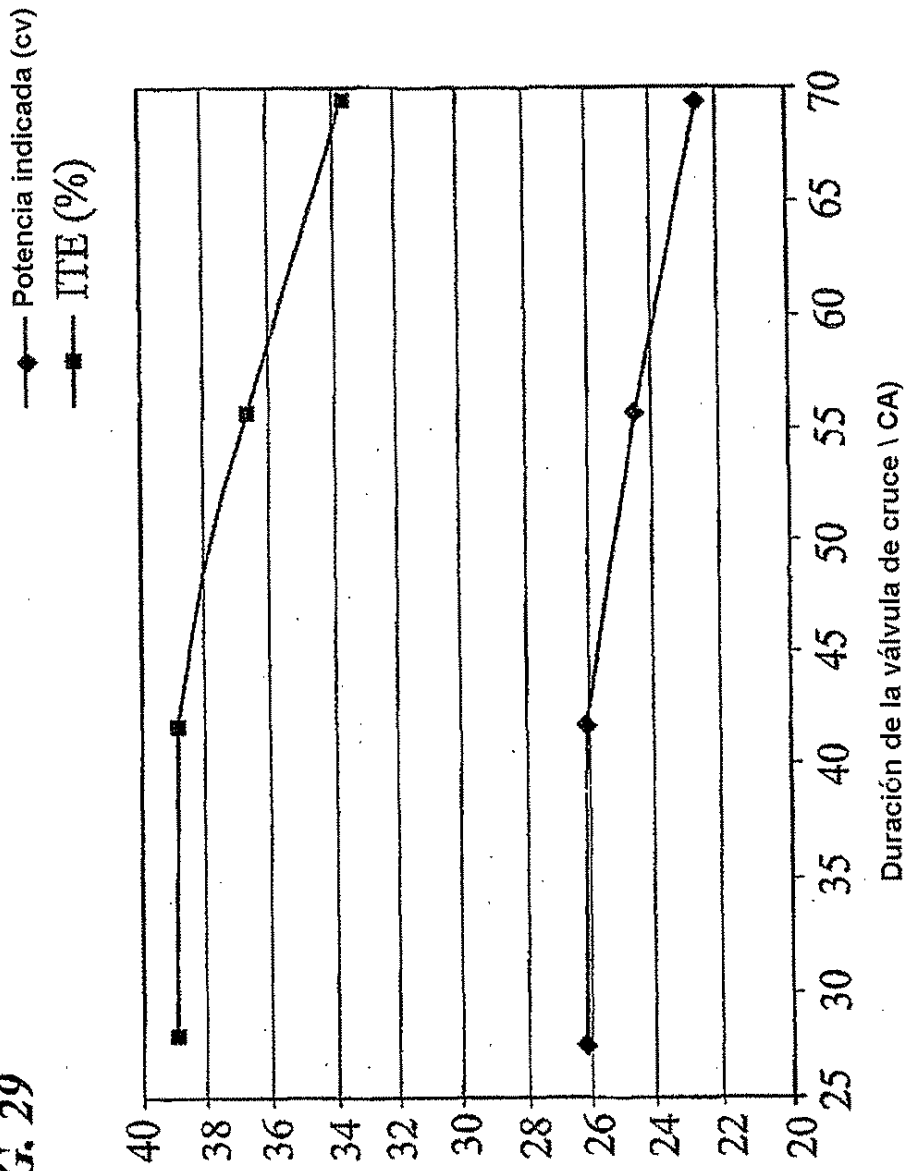


FIG. 29



Potencia indicada y eficiencia térmica en comparación con la duración y elevación de la válvula de cruce