



COMILLAS

UNIVERSIDAD PONTIFICIA

ICAI

GRADO EN INGENIERÍA DE TECNOLOGIAS INDUSTRIALES

TRABAJO FIN DE GRADO

TRANSFORMACIÓN DE UN MOTOR DIESEL PARA QUE OPERE CON GASOLINA

Autor: Miguel Ángel Juárez Hervella

Director: Luís Manuel Mochón Castro

Codirector: Juan Norverto Moriñigo

Madrid

Agosto de 2019



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella



Transformación de un motor Diésel para que opere con Gasolina

Autor: Miguel Ángel Juárez Hervella

Director: Luís Manuel Mochón Castro

Codirector: Juan Norverto Moriñigo

Entidad Colaboradora: ICAI- Universidad Pontificia Comillas

En el presente proyecto el objetivo es averiguar las modificaciones que harían falta realizar sobre un motor que opere actualmente con combustible Diésel para que empiece a funcionar con gasolina.

El objetivo principal de este proyecto no es solo el ponerlo en práctica para dar una solución a una situación problemática presente, también es obtener una formación que abarque bastantes partes del motor. La industria del automóvil siempre es algo que me ha llamado la atención, por lo que decidí escoger este campo como tema principal del proyecto. El tema se me ocurrió hace unos años, ya que los automóviles que operaban con carburante diésel no estaban pasando por su mejor momento. Observaba una evolución tecnológica respecto a estos automóviles muy buena, pero la presión social no favorecía el desarrollo de estos automóviles. Como explicaré más adelante, los coches diésel se encuentran presionados socialmente, es decir, la sociedad por lo general no acaba de aceptar estos coches porque ven en ellos una fuente de contaminación muy elevada. Esto es debido a una serie de sucesos y errores que la industria del automóvil ha cometido y se ha magnificado por los medios.

Junto a la presión social se suma las restricciones legislativas que van evolucionando en periodos de tiempo muy cortos y que provoca en la industria del automóvil un esfuerzo muy grande por adaptarse a la nueva normativa, EURO. Es una normativa que afecta a los estados miembros de la Unión Europea y se inició en julio de 1992 con EURO 1, hasta la nueva EURO 6 (septiembre 2014). Pronto se espera la llegada de la normativa EURO 7 que muchos temen será la que acabe con los motores diésel.

Para hacer frente a esta problemática a lo largo del trabajo se estudian distintas modificaciones sobre el motor para que pueda operar con gasolina. Aunque el objetivo principal sea



puramente académico y formativo el hecho de intentar dar una solución a la problemática que existe me motivaba a realizarlo. Como se irá viendo a lo largo del proyecto, primero se investiga sobre la historia del Diesel, antes de comenzar con la investigación del problema es interesante saber de dónde viene este tipo de motores y como ha ido evolucionando a lo largo de la historia para entender bien la situación de estos motores. Más tarde se investiga sobre el contexto socio-político, es decir, como ha evolucionado este tipo de motores, pero no a nivel tecnológico, sino a nivel social y legislativo. Es importante conocer como ha llegado hasta ese punto un motor que cuando se inició su desarrollo la ingeniería veía en él una fuente de explotación tecnológica muy positiva.

A la hora de investigar sobre las modificaciones necesarias para solucionar el problema nos hemos centrado antes en estudiar las diferencias más representativas entre los dos motores, destacando: la relación de compresión, el régimen de giro, el ciclo que utiliza, el proceso de combustión y la cámara de combustión empleada.

Las diferencias citadas anteriormente han sido el foco de atención del trabajo, hemos investigado en cómo podríamos acercarnos para que, a través de modificaciones sobre el motor, el nuevo motor diésel cumpla con las características propias de un motor de encendido provocado. A la hora de atacar el problema hemos empezado por aumentar el volumen de la cámara de combustión, reduciendo el volumen del pistón, para disminuir la relación de compresión. Con esta modificación no solo se ha conseguido que el motor se asemeje en esta característica a los MEP sino que también se busca los efectos secundarios de esta modificación que favorecen el objetivo del proyecto, como la influencia que tiene sobre el ciclo termodinámico.

Hemos tenido en cuenta las diferentes posiciones a la hora de instalar una bujía en nuestro nuevo motor y hemos concluido en la posición que coincide con la cámara de combustión hemisférica por una serie de razones explicadas más adelante.

Además, hemos investigado sobre las bielas de longitud variable, tomando como referencia las diseñadas por Toyota. Estas bielas modifican su longitud efectiva en función de la cantidad de carga del motor, lo que resulta en una relación de compresión variable para nuestro nuevo motor. Con esta modificación no solo se reduce las emisiones contaminantes del motor, sino que también se mejora el rendimiento del mismo como se verá más adelante.

Para terminar con las modificaciones en el proyecto se estudia los ciclos convenientes a nuestro motor y se modifica la leva, aumentando su desnivel, para adaptarse al ciclo Atkinson que es el que hemos escogido para el funcionamiento de nuestro motor. Se estudia cómo influye el aumento del ángulo de la leva sobre la relación de compresión y su presión el final del proceso de compresión.



Transforming a diesel engine into a petrol engine

Autor: Miguel Ángel Juárez Hervella

Director: Luís Manuel Mochón Castro

Codirector: Juan Norverto Moriñigo

University: ICAI- Universidad Pontificia Comillas

The aim of the project is to find the modifications that need to be made into an engine, that usually works with diesel, to begin to work with petrol.

The principal objective is not to put in practice the project. The automotive industry has always been something that draws my attention, that's why I've decided to focus my project in this area. I've been thinking in this project for years because since they've launched this type of engine it has been developed a lot and industries have seen in this engine model a source of development. Nonetheless, diesel engines are not having their best moment, since the diesel gate, diesel engines are having a lot of social pressure, people see in this type of cars a source of contamination.

Added to the social pressure, automotive industries must face laws restrictive. This normative is evolving in a short period, being each time more restrictive. This normative is called EURO and affects at all the states composed by Europe. This normative began with the called Euro 1, in July 1992, till reach the new normative EURO 6, in September 2014. Nowadays, automotive industry workers are thinking that the new EURO 7 will be the one that ends with the diesel engines.

To face this problem, along the project we investigate the viability to make this transformation to face the new normative. Despite of the fact that this Project is purely academic, the fact of giving a solution to this Project has given me the motivation to make it. Along this Project, firstly we investigate about the history of the diesel engines to see where this problematic came from, afterwards we study about the social and politic context that diesel engines has gone through from recent years till now.

After having studied the problematic we have focused on the main differences that the diesel engines has compared with the petrol engines in order to see where we have to focus at the time of



making the transformation. Highlighting the following: the thermodynamic cycle, the combustion process, the rotating speed and the combustion camera.

So, we've focused on those main differences to face the problem. We have begun working in increasing the volume of the combustion camera, that will make the compression relation lower and that's a principal characteristic of the petrol engines. To make this we have reduced the piston volume by a mechanical process, and adapting the geometrical form into a proper petrol piston. With this modification we haven't just changed the relation of compression but we have also influenced the other engine characteristics such as adapting the thermodynamic cycle of our new engine into a new usually used by petrol engines.

We have also considered the different positions where we could put our spark plug. We have studied the different ways of positioning it ending in a position related to the hemispheric camera by some reasons explained forward.

We have also investigated about connecting rods that changes its size taking as a reference the news designed by Toyota. We have seen how this new modification has determined the changes of the characteristics of our new engine. This modification allows our new engine to change the compression relation on his own depending on the load that is injecting to our engine. We will forward see that this modification also has a huge impact in contamination emissions, reducing them obviously.

To finish we have been investigating about the cycles that uses normally the different type of engines and we have modified the cam in order to adapt our new engine into the Atkinson thermodynamic cycle. We have also calculated the degrees of the cam and how this affects to the change we want to make.



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

DOCUMENTO I: MEMORIA



Índice:

CAPITULO 1: Introducción

1. Objetivos
2. Evolución tecnológica

CAPITULO 2: Estado Actual

3. Contexto Social del Motor Diésel
4. Evolución Legislativa del Motor Diésel
5. Análisis de las Emisiones Contaminantes de los Motores Diésel

CAPITULO 3: Análisis de la Problemática

6. Focos de Atención y Áreas de Interés

CAPÍTULO 4: Modificaciones Propuestas

7. Modificación 1: Reducir el Volumen del Pistón
8. Modificación 2: Instalación de una bujía en la cámara de combustión
9. Modificación 3: Aplicar Bielas de Longitud Variable
10. Modificación 4: Retrasar el cierre de las válvulas de admisión

CAPÍTULO 5: Conclusiones del Proyecto

11. Conclusiones

CAPÍTULO 6: Bibliografía

12. Bibliografía



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

Capítulo 1: Introducción



Objetivos

A la hora de realizar este proyecto no solo buscamos dar una solución a un problema presente, sino que también intentamos abarcar muchas de las partes del motor para a su vez obtener una formación completa en esta área; es decir, en las modificaciones sugeridas intentamos tocar todas las partes del motor, entre ellas: pistón, válvulas de admisión, válvulas de escape, cigüeñal, árbol de levas, biela y cámara de combustión.

Este proyecto tiene como finalidad averiguar cuáles serían las modificaciones necesarias para que un motor diésel opere con gasolina ya que hoy en día este tipo de motores no se encuentran en su mejor momento. En Europa y Estados Unidos, sobre todo, existen unas normativas que evolucionan en un periodo muy corto de tiempo y obliga a las empresas del automóvil a adaptarse. Además, la visión de la sociedad sobre este tipo de motores tampoco ayuda a su desarrollo, cada vez hay más gente que ve en los motores diésel una fuente de contaminación elevada.

Así pues, con este proyecto intentamos primero averiguar cómo ha evolucionado este tipo de motor a lo largo de la historia ya que cuando se inventó se veía en ellos una fuente de desarrollo muy grande.

Principalmente, intentamos averiguar qué serie de modificaciones harían falta para que el motor diésel se ajuste a las características propias de un motor de gasolina y ver un poco la influencia que estas modificaciones tienen en el funcionamiento del motor y si son positivas o negativas. Sobre todo, un problema principal que nos preocupa a la hora de realizar la transformación es la detonación, por lo que nos centramos bastante en que las modificaciones que hagamos la relación de compresión se vea afectada positivamente para la realización de nuestro proyecto.



Evolución tecnológica del Diésel

Uno de los objetivos que ha tenido la ingeniería desde hace mucho tiempo es el de conseguir transformar la energía en formas que sean fácilmente aprovechables para el hombre. El hombre vio una posibilidad de transformar la energía química o nuclear en energía térmica y que a través de una serie de elementos de transmisión que convertirían esta energía en trabajo. Estas son las llamadas máquinas térmicas.

Ahora los motores están compuestos por una alta gama de elementos complejos que tienen como base elementos que se inventaron hace miles de años como la rueda, la palanca, la cuña, la polea, el eje y el tornillo.

Las primeras fuentes de energía alternativa y los primeros impulsores mecánicos fueron desarrollados durante la edad media. El rendimiento de estos no era demasiado alto, pero sirvió como base para desarrollar los motores que conocemos hoy en día. Citaremos la invención de Thomas Savery quien construyó una máquina que funcionaba con vapor para extraer el agua de las minas. Constaba de un tanque cerrado que al llenarse de vapor y condensarse, se producía en él un vacío que lograba extraer el agua de las minas. Posteriormente esta máquina se mejoró, pero el rendimiento térmico era excesivamente bajo (0,5% aprox) y apenas daba 6 caballos de potencia.

Se siguió evolucionando y a finales del siglo XVIII se empezó a intentar desarrollar motores de explosión. Hacia 1816 el escocés Robert Stirling inventó los llamados motores de aire caliente. El rendimiento era elevado (tenía la posibilidad de alcanzar el rendimiento de Carnot), era capaz de adaptarse a diferentes fuentes de calor ya que tenía la capacidad de intercambiar calor con el exterior, y además el fluido se mantenía en un ciclo cerrado.

En esta época se fueron desarrollando las máquinas que sumado al conocimiento de los combustibles el hombre vio un frente abierto para la máquina de combustión de vapor (máquina de combustión externa). Esta máquina estaba limitada para los medios de transporte ya que necesitaba de una caldera para su funcionamiento.

Fue en 1816, donde se establecieron las primeras bases teóricas para el desarrollo de un motor de combustión interna, y en 1859 cuando se presentó el primer motor de combustión interna. El rendimiento apenas era del 5%, pero constaba de un encendido por bujía y operaba con



combustible de gas carbón mezclado con aire. Primeramente, era de un tiempo por lo que se necesitaba de dos igniciones, problema que al poco tiempo se solucionó, y era de un solo pistón.

En 1864 se desarrolló el primero coche con motor de gasolina. Y en 1876 Nikolaus August Otto desarrolló el primer motor de cuatro tiempos. Funcionaba con una mezcla de aire y gas carbón. Admitía el combustible, lo comprimía, se formaba la explosión y se expandía. Más tarde, durante los años 1893 y 1898, el alemán Rudolf Diésel presentó el primer modelo de los motores que hoy en día conocemos como Diésel. Este motor utilizaba la compresión del aire para encender el combustible que se iba a inyectar en el cilindro. En ese momento, este motor dobló la eficiencia de los otros. Los que investigaban sobre motores que funcionaban con gasolina intentaron adaptar el funcionamiento de este motor al suyo, pero ahí empezó a surgir el golpeteo y la detonación. El motor Diésel poco a poco fue expandiéndose y ganando terreno en el mercado.

Los combustibles también han ido evolucionando a lo largo de la historia. Empezó utilizándose gas de carbón quemado para generar la energía mecánica a finales del siglo XIX es cuando empezó el éxito de los derivados del petróleo.

Después de la Primera Guerra Mundial las eficiencias de los motores de gasolina empezaron a evolucionar considerablemente. Anteriormente, los motores de gasolina trabajaban a una relación de compresión de 4 para evitar la detonación lo cual daba un rendimiento al motor muy bajo.

Durante las últimas tres décadas, han surgido nuevos factores que afectan de manera significativa al diseño tecnológico del motor. Desde hace poco la atención está centrada en la reducción del consumo del combustible y en la reducción de las emisiones.

Estos efectos son consecuencia de la gran contaminación de aire que hubo en Los Ángeles en los años cuarenta. Esta ciudad no tenía mucha industria, por lo que este problema tenía que surgir de los vehículos. Así se demostró en 1952 y se le nombró al problema “smog” (smoke+fog). Un profesor demostró que la contaminación del aire (óxidos de nitrógeno, hidrocarburos, carbonilla...) era producto de los automóviles.

A raíz de esta problemática, se demostró que el vehículo era la principal causa de la contaminación en las áreas urbanas, por lo que se empezó a tomar conciencia sobre el tema y se han impuesto una serie de normativas que desarrollaremos a continuación.



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

Capítulo 2: Estado Actual



Contexto Social del Diésel

Los motores diésel no sólo tienen que hacer frente a las normativas que cada vez son más restrictivas, sino que también la situación social que están viviendo no es la más favorable para el desarrollo de estos.

En 2009 la empresa Volkswagen instaló un software ilegal en los vehículos que alteraba los resultados de los valores de emisiones. En 2015, cuando se descubrió, se formó un escándalo hacia este tipo de motores y por el momento más de 11 millones de vehículos han sido afectados. Este software modificaba los resultados y las emisiones reales superaban hasta 40 veces más los óxidos de nitrógeno establecidos por la Agencia de Protección Ambiental de Estados Unidos.

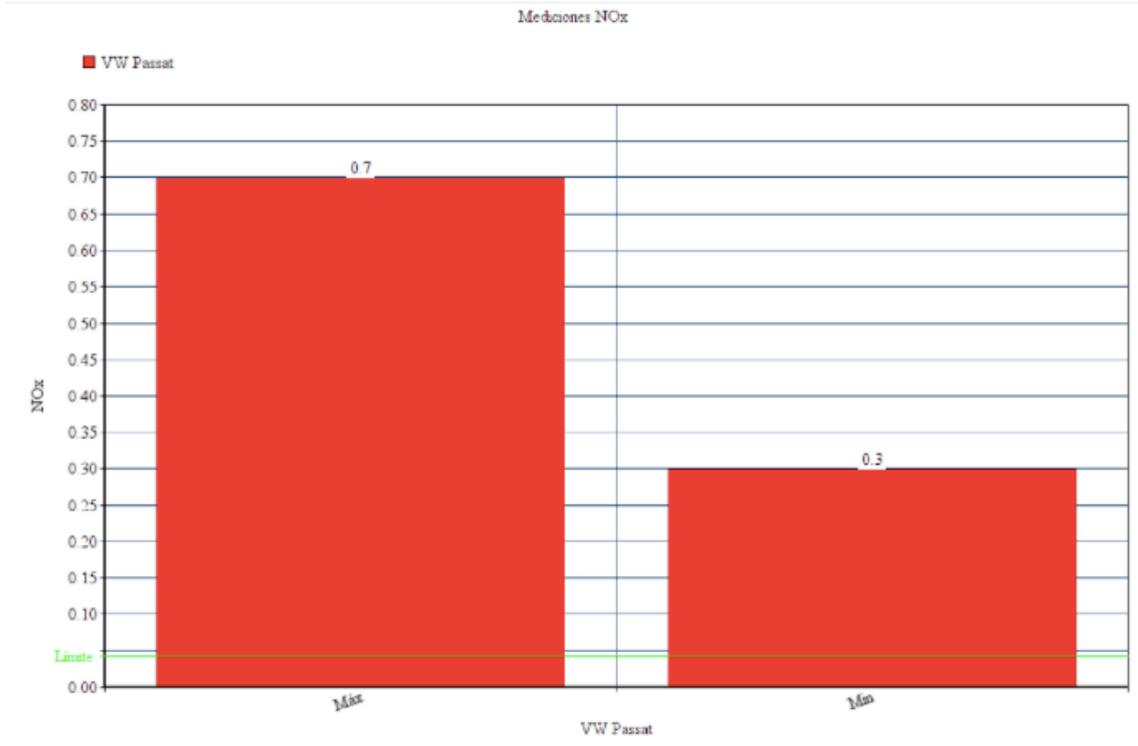
Este dispositivo era capaz de detectar cuando el vehículo estaba sometido a pasar el control de emisiones. En ese momento el dispositivo se encendía y cuando pasaba el control se volvía a apagar. Este software analizaba ciertos parámetros como la velocidad, la duración del uso del motor, la posición al volante y la presión para cambiar al modo prueba y ajustar su rendimiento para pasar el límite de emisiones.

El descubrimiento fue debido a que un equipo de profesionales en 2013 hizo pruebas de emisiones en Los Ángeles, Seattle y la Costa Oeste y se dieron cuenta de que la cantidad de gases contaminantes que había no concordaba con lo esperado. En ese momento, la universidad de West Virginia se puso a colaborar con el equipo y se dieron cuenta que los vehículos Volkswagen superaban entre 10 y 40 veces los límites establecidos. Estos resultados fueron mandados a la EPA que siguió investigando y destapó el escándalo en 2015.

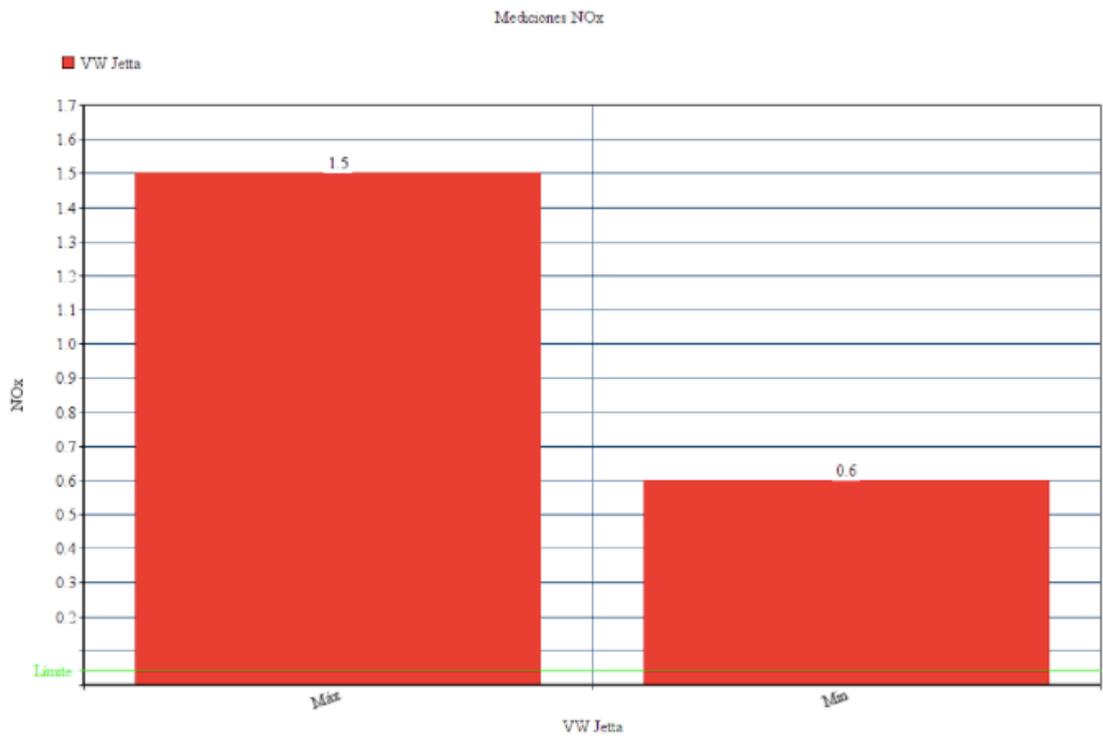
La siguiente tabla es sobre el estudio que la universidad hizo en 2014 y muestra las mediciones de NO_x cuando el dispositivo estaba encendido para pasar el control y cuando estaba en su libre circulación.

	EPA (Estados Unidos)			EURO 5	
	Límite (g/km)	Dinamómetro (g/km)	Datos Reales (g/km)	Límite (g/km)	Datos Reales (g/km)
Vehículo A (Volkswagen Jetta)	0.043	0.022	0.61-1.5	0.18	0.62
Vehículo B (Volkswagen Passat)	0.043	0.016	0.34-0.67	0.18	0.62

Tabla 1: Mediciones de Óxidos de Nitrógeno del VW Jetta y Passat



Gráfica 1: Mediciones máximas y mínimas de NOx VW Passat



Gráfica 2: Mediciones máximas y mínimas de NOx VW Jetta



Aunque no son sólo estos los vehículos que han sido afectados por el fraude, a la lista se suman Audi, Skoda y Seat. Todo ello provocó un escándalo social y ahora se ejerce bastante presión para que estos motores sean eliminados del mercado. Esta es otra de las razones por las que me interesé por hacer una transformación viable del motor.

Evolución Legislativa del Diésel

Desde el escándalo producido en Los Angeles del smog fotoquímico, en el resto del mundo los motores Diésel se pusieron como el principal contaminante del aire. Es por esto por lo que se creó en Europa una normativa que ha ido evolucionando el resto de años.

La primera medida que se tomó en todo el mundo, no por normativa y para los vehículos de gasolina mayoritariamente, fue el pasar de la carburación a la inyección electrónica. Hasta mediados de los años 80 se utilizaba lo que llamamos inyección mecánica o carburación. Los carburadores mezclaban la gasolina con el aire antes de entrar en la cámara de combustión. La mariposa (en caso de que fuese apertura circular) o la guillotina (en caso de que fuese vertical) abría el carburador, pero esta compuerta no aprovechaba del todo el combustible y metía más gasolina de la necesaria. Es por esto por lo que se empezaron a utilizar los inyectores electrónicos que aprovechaban mucho más el combustible y administraban la cantidad necesaria.

En Europa se rige por la normativa EURO, empezó con la primera EURO 0 en 1988 hasta la más actual desde 2014 EURO 6. El objetivo de esta normativa era el de reducir las emisiones ya que estos coches producían mucho CO₂, lo cual fomentaba el efecto invernadero. También se les exige la disminución del consumo de carburante, ya que a menor consumo menores emisiones.

La normativa EURO exige a todos los vehículos que se venden en Europa a cumplirla. Además del CO₂ se suman a la lista otros contaminantes como son: los óxidos de nitrógeno, los hidrocarburos inquemados y las partículas. Existen dos tipos de normativa EURO: aquella que afecta únicamente a los vehículos ligeros para la que utilizamos números romanos (I, II, III, IV, V y VI) y aquella que afecta a los vehículos pesados para la que utilizaremos los números arábigos.

Las industrias han tenido que ir evolucionando para hacer frente a estas normativas.



Cabe destacar que se tomaron medidas también sobre los combustibles. Para evitar la detonación de la gasolina y los fallos en el motor no era suficiente con abordar la parte mecánica del vehículo. Por esta razón se empezó a utilizar plomo en las gasolinas, ya que tenía una acción antidetonante y además mejoraba el poder calorífico de la gasolina, es decir, el índice de octano. El problema es que las partículas de plomo no se quemaban y salían por el tubo de escape, estas partículas son muy peligrosas para la salud ya que se pueden respirar y queda insertadas en el pulmón y no se degradan. Por ello, el plomo se eliminó de las gasolinas en los años 90.

El componente que le sustituyó fue el metil-terc-butil-éter (ETBE), al principio estos cumplían con su función y no eran perjudiciales para la salud. Más tarde se averiguó que estos compuestos eran polares al agua, lo que supone que a través del agua se podía introducir en el cuerpo siendo igual de perjudicial que el plomo.

Más tarde, en el año 2000, se empezó a utilizar otro compuesto que a día de hoy se sigue utilizando y no es perjudicial para la salud, este es el etil-terc-butil-éter (ETBE).

En cuanto al diésel, se centra la atención en aumentar el índice de cetano para reducir la cantidad de combustible y en reducir la cantidad de azufre que contiene. El azufre con la combustión se transforma en óxidos de azufre que son los principales causantes de la lluvia ácida.

La normativa EURO 1 surge en 1992, esta afectaba tanto a los vehículos diésel como a los de gasolina. Obligaba a ambos a reducir las emisiones y al uso de un catalizador. Los catalizadores son elementos formados por metales y cerámicas cuyo objetivo era reducir y transformar los gases de escape del coche. Para ello se usó el mecanismo de las reacciones reducción-oxidación (redox). Este proceso consiste en convertir por un lado los dióxidos de nitrógeno en nitrógeno molecular (parte de la reducción); y por otro lado, los hidrocarburos que no se han quemado y el monóxido de carbono transformarlos en dióxido de carbono y agua.

Los años siguientes, desde 1992 hasta el 2005 surgen las normativas EURO II, EURO III y EURO IV. Estas normativas se centran en mejorar el catalizador que surgió de la normativa EURO I. Para ello muchas empresas optan por reducir el tamaño del motor y añadirles turbocompresores para que el vehículo consuma menos combustible. Este sistema de sobrealimentación asegura el



mismo rendimiento en la mayoría de los casos utilizando menos combustible, ya que se usa menos cilindradas, y por lo tanto menos emisiones.

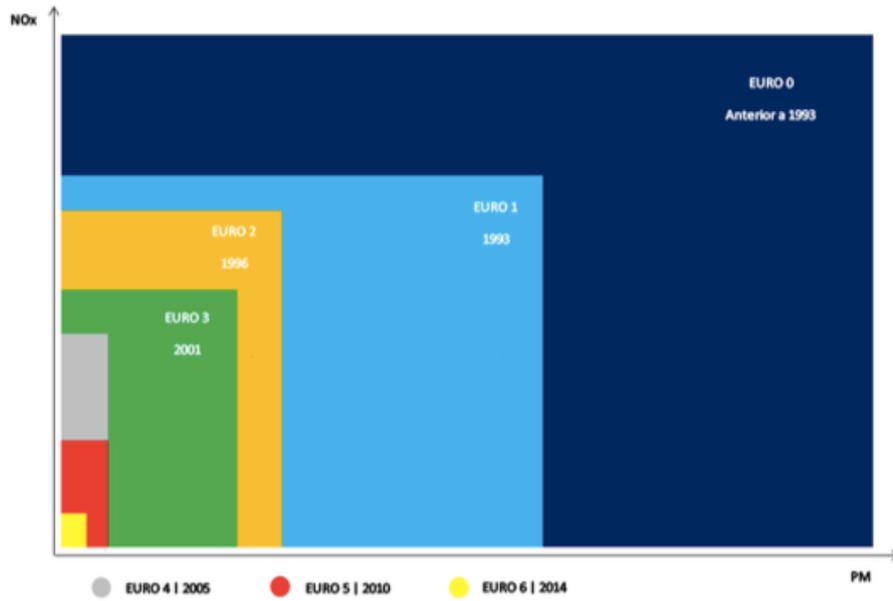
Otra forma de hacer frente a las normativas era la de añadir más marchas al motor para que se utilicen menores regímenes y por lo tanto disminuya el consumo del motor. Si se circula con menos revoluciones se generan menos óxidos de nitrógeno, menos hidrocarburos sin quemar y menos monóxido de carbono; esto es debido a que en la cámara de combustión hay más tiempo para formar la mezcla, se aprovecha mejor el combustible y además se trabaja a menos temperatura.

En el año 2009 surgió la normativa EURO V, donde el foco de atención estaba en la eliminación de las partículas que producían los motores diésel. Estas partículas eran muy perjudiciales para la salud, sobre todo las que eran más pequeñas ya que tenían la capacidad de penetrar en los organismos. Para hacer frente a esta nueva normativa se obligó a los fabricantes a incluir un filtro antipartículas que consistía en un panal con poros muy finos que atrapaban las partículas en suspensión de los gases de escape. Cuando el filtro se satura se aumenta la temperatura de los gases para eliminar estas partículas. Podemos diferenciar los filtros en dos tipos, aquellos que funcionan con aditivo (más eficaces, pero con la limitación de depender de un líquido) y los que no.

Hasta el día de hoy, como hemos dicho antes, la normativa que rige es la EURO VI. Esta normativa se implanta en el 2014 y su principal función era reducir muy drásticamente la contaminación producida por las emisiones de los motores diésel. Para ello se utiliza el catalizador SCR que funciona con AdBlue. Este compuesto líquido se administra en los gases de escape y el objetivo que tienen es que con las altas temperaturas se produzca amoníaco que transforma los óxidos de nitrógeno en nitrógeno molecular y agua.

Esta modificación es aplicable a todos los vehículos que no cumplan con la normativa establecida, pero está orientada a los vehículos diésel. Este líquido AdBlue no se debe confundir con el que se usa para los filtros antipartículas con aditivos.

La siguiente gráfica muestra la evolución de las restricciones según las normativas EURO de las emisiones.



Gráfica 1: Evolución de las normativas EURO

Podemos observar en la gráfica como a medida que se van implantando las normativas cada vez estas son mucho más restrictivas. Para hacernos una idea numérica la siguiente tabla muestra la evolución de las normativas, la primera parte para vehículos ligeros y la siguiente para pesados.



Diesel	Date	CO	NMHC	NO _x	HC + NO _x	PM	PN
Euro 1	July 1992	2.72	-	-	0.97	0.14	-
Euro 2	January 1996	1.0	-	-	0.7	0.08	-
Euro 3	January 2000	0.64	-	0.50	0.56	0.05	-
Euro 4	January 2005	0.50	-	0.25	0.30	0.025	-
Euro 5a	September 2009	0.50	-	0.180	0.230	0.005	-
Euro 5b	September 2011	0.50	-	0.180	0.230	0.005	6.0 × 10 ¹¹
Euro 6	September 2014	0.50	-	0.080	0.170	0.005	6.0 × 10 ¹¹
Petrol	Date	CO	NMHC	NO _x	HC + NO _x	PM	PN
Euro 1	July 1992	2.72	-	-	0.97	-	-
Euro 2	January 1996	2.2	-	-	0.5	-	-
Euro 3	January 2000	2.3	-	0.15	-	-	-
Euro 4	January 2005	1.0	-	0.08	-	-	-
Euro 5	September 2009	1.0	0.068	0.060	-	0.005	-
Euro 6	September 2014	1.0	0.068	0.060	-	0.005	6.0 × 10 ¹¹

Tabla 1: Evolución de las normativas EURO para vehículos ligeros y pesados

La próxima normativa en entrar en vigor será la EURO VII, que se espera en 2020. Todavía no se sabe con seguridad, pero los fabricantes temen que esta sea la normativa que acabe definitivamente con los motores diésel. Es por esto que muchos fabricantes están investigando sobre los motores duales y los híbridos; y una de las razones por las que me he interesado en este proyecto.



Emisiones contaminantes de los Motores Diésel

Así pues, los principales contaminantes de los vehículos diésel son:

- El dióxido de carbono CO_2
- Los hidrocarburos inquemados HC
- Las partículas
- Los óxidos de azufre SO_x
- Los óxidos de nitrógeno NO_x

La atención ahora está focalizada en reducir los óxidos de nitrógeno y las partículas. Los óxidos de nitrógeno son muy perjudiciales para el medio ambiente ya que contribuyen al efecto invernadero y al smog fotoquímico; y además son muy perjudiciales para la población. Estos compuestos se forman cuando la temperatura alcanza sus valores más altos.

Los compuestos NO_x son extremadamente peligrosos para la salud de la población si su concentración en la atmósfera es superior a 3 ppm ya que aumenta el índice de enfermedades pulmonares y agrava las enfermedades cardíacas. Además, este compuesto si se mezcla con los hidrocarburos sin quemar generan ozono y causa problemas de salud como, por ejemplo: tos, dolores de cabeza problemas de vista... A esto se le suma que la forma en la que afecta al medioambiente es muy negativa ya que evita el crecimiento del cultivo y ayuda a la deforestación. Además, ayuda a que se produzca la lluvia ácida junto con los óxidos de azufre. Actualmente, se emiten alrededor de 30 millones de toneladas de óxidos de nitrógeno, estos se generan principalmente en los procesos de combustión de los vehículos y de la industria.

Podemos observar en los tubos de escape cuando el coche está acelerando como este deja un rastro de humo negro bastante denso, se trata de las partículas. El diésel está compuesto por una cadena muy larga de hidrocarburos lo que supone que estos que no se hayan quemado se condensan cuando salen de la cámara de combustión y se absorben por las moléculas de carbonilla. Estas cadenas sin quemar pueden surgir por dos situaciones. Cuando el motor trabaja a bajas cargas la temperatura de la cámara no es lo suficientemente alta como para que todos los hidrocarburos se quemen. Por otro lado, cuando está trabajando a plena carga, hay parte del combustible que no se llega a oxidar del todo dejando cadenas de hidrocarburos sin quemar.

Cabe destacar que en el proceso de combustión de los motores diésel podemos diferenciar zonas más cerca del inyector donde la cantidad de combustible es más rica y zonas más pobres,



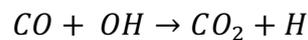
dentro de la zona más rica es donde se produce estas cadenas de hidrocarburos inquemados. Estas partículas son muy perjudiciales para la salud porque pueden ser inhaladas y provocan un efecto cancerígeno.

Entre otros contaminantes podemos encontrar el monóxido de carbono. Estos se forman cuando la combustión no es completa, cuando es completa los compuestos que se forman son agua y dióxido de carbono.

El monóxido de carbono antes de formarse pasa por diferentes fases:



Por último, el monóxido se oxida, pero a un ritmo más lento, formándose así el CO_2 .



La formación de este contaminante es la consecuencia de la cantidad de aire que hay en el proceso de combustión. Si la cantidad de aire fuese suficiente, la cantidad de oxígeno también lo sería y por lo tanto los hidrocarburos tendrían la posibilidad de oxidarse por completo. Este compuesto es altamente perjudicial ya que se adhiere con la hemoglobina y envenena los glóbulos rojos, esto trae como consecuencia la dificultad de transportar el oxígeno de los pulmones a las células. Este compuesto puede perjudicar un estanco solo en un área de tráfico frecuente, sobre todo si el individuo sufre alguna enfermedad cardiovascular o pulmonar.

Como hemos dicho antes, la combustión incompleta trae como consecuencia cadenas largas de hidrocarburos sin quemar. Estos ayudan a que se forme el fenómeno del smog fotoquímico. Este fenómeno se produce cuando reaccionan los hidrocarburos con los óxidos de nitrógeno formando ozono que es la molécula que reacciona con los contaminantes. Este fenómeno se acelera cuando hay mucho sol y poco viento, porque en estas condiciones es más complicada la dispersión de los contaminantes. Así pues, este fenómeno es más frecuente que ocurra en las ciudades donde el clima es seco.



Por último, otros grandes contaminantes son los óxidos de azufre. Se utiliza como referencia el dióxido de azufre para saber la cantidad de óxidos de azufre que hay en el aire. Estos óxidos provienen del combustible diésel, la cantidad de óxidos de azufre que expulsa el motor es la misma que la que tiene el combustible. Estos óxidos son los principales causantes de la lluvia ácida, perjudicando de esta forma el medio ambiente. En cuanto a los problemas de salud, si se inhala este componente favorece la aparición de enfermedades como la bronquitis y el asma.

Con todo, hoy en día las emisiones de hidrocarburos inquemados, monóxidos de carbono y óxidos de azufre no suponen un problema grave para los motores diésel. A diferencia de los de gasolina, los motores diésel trabajan con exceso de oxígeno y la combustión es mucho más completa, para solucionar este problema se instalan convertidores católicos de oxidación en los tubos de escape para finalizar el proceso. En cuanto a los óxidos de azufre, hoy en día la normativa apenas deja que haya azufre en el combustible, por lo que no se generan este tipo de gases.

En cambio, los óxidos de nitrógeno y las partículas siguen estando en el foco de atención y requiere de medidas adicionales como la válvula EGR (Exhaust Gas Recirculation), catalizadores SCR (Selective Catalytic Reduction) o los filtros de partículas diésel (DPF, Diesel Particulate Filter).



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

Capítulo 3: Análisis de la Problemática



Áreas de Interés/Focos de Atención

Para empezar a abarcar este trabajo empezaremos describiendo las diferencias fundamentales que existen entre estos dos tipos de motores de combustión interna. El objetivo de esto es ver las diferencias y cómo a través de las modificaciones que desarrollaremos a lo largo del proyecto se puede ir acercando el funcionamiento del motor diésel al de gasolina.

Primeramente, nombraremos las diferencias que abarcaremos y posteriormente las desarrollaremos:

- Formación de la mezcla
- Encendido de la mezcla
- Regulación de la carga
- Combustible empleado
- Fluido operante
- Relación de compresión
- Dosado

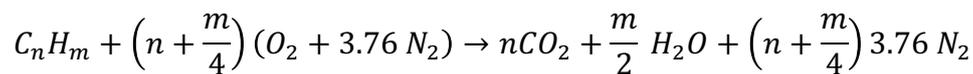
A la hora de la formación de la mezcla existe una gran diferencia entre los dos tipos de motores de combustión. La formación de la mezcla se refiere al proceso que ocurre desde que se inyecta el combustible hasta el momento en el que la mezcla se enciende.

Generalmente en los motores de encendido provocado se suele formar la mezcla durante la admisión a través de un sistema de inyección. El sistema de inyección más común es la inyección indirecta. El combustible se introduce en el colector de admisión teniendo de tiempo para la mezcla la fase de admisión y compresión.

Con este sistema de inyección se consigue una alta homogeneidad en la mezcla combustible-aire ya que el tiempo y el espacio del proceso es suficiente. El valor del dosado (relación entre la masa de aire y la masa de combustible que hay en la cámara) se mantiene en un rango muy pequeño, cerca del estequiométrico. Para cambiar la potencia del motor, como el volumen de la cámara permanece constante lo que se hace es variar la densidad de la mezcla usando una válvula de estrangulación en el colector de admisión. Esto significa que la proporción combustible-aire varía en muy poca proporción. Además, como se ha dicho antes los motores de encendido provocado funcionan con un dosado cerca del estequiométrico, con esto se consigue que durante el



proceso de combustión no sobre aire ni combustible. La combustión producida sigue la siguiente ecuación:



Por lo tanto, si el dosado se define como:

$$F = \frac{\text{Masa de Combustible}}{\text{Masa de aire}}$$

Y el dosado estequiométrico (siguiendo la ecuación) como:

$$F_e = \frac{12n + m}{\left(n + \frac{m}{4}\right)(28 + 3.76N_2)}$$

El motor operará con un dosado que esté muy cerca del estequiométrico.

Para terminar, los motores que emplean un sistema de inyección indirecta trabajan con una proporción mezcla-aire de 1/14.7 (cerca del estequiométrico) y por lo tanto la combustión produce mayoritariamente CO₂ y agua.

Haremos un poco más de hincapié en los motores de encendido provocado que trabajan con inyección directa, ya que el motor al que queremos llegar lo modelaremos para que trabaje en unas condiciones parecidas. El siguiente esquema muestra un motor trabajando con un sistema de inyección directa.

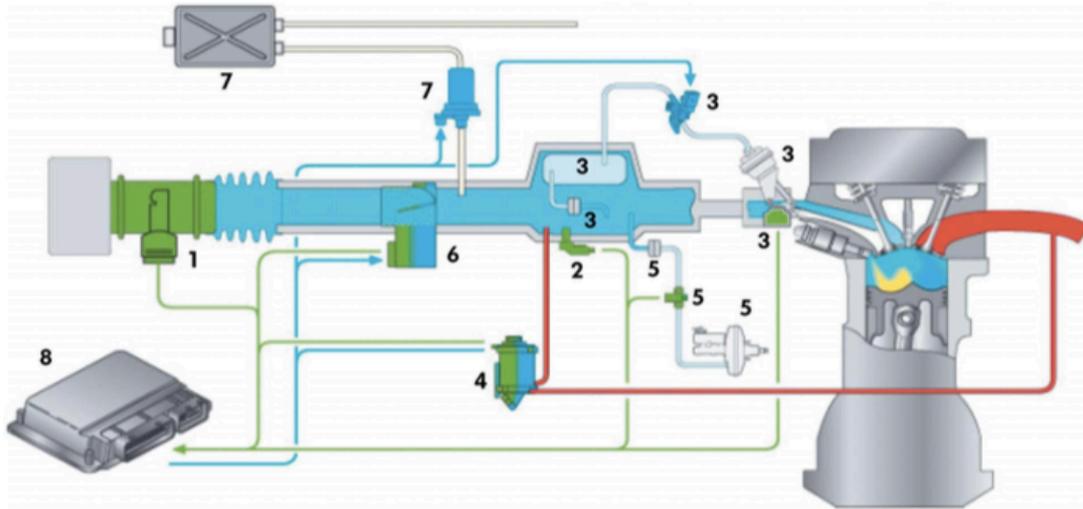


Figura 1: Esquema general de un sistema de inyección directa (extraído de Bosch Motronic MED7)

Siendo:

1. Medidor de temperatura y de masa de aire
2. Sensor de presión en el colector de admisión
3. Circuito de mando para las chapaletas en el colector de admisión.
4. Electroválvula de recirculación de gases de escape.
5. Sensor de presión para servofreno
6. Unidad de mando de la mariposa
7. Depósito de carbón activo

La mezcla puede cambiar de riqueza, por lo que si consiguiéramos que nuestro motor trabaje con mezclas un poco más pobres se conseguiría una reducción en el consumo. No por el hecho de que la cantidad de gasolina inyectada fuese menor sino porque la mariposa se encontraría más abierta lo que llevaría a un mejor rendimiento del motor.

Esta tecnología ha ido avanzando mucho durante los últimos años. Estos sistemas desarrollados podemos decir que son más eficaces que los motores de inyección indirecta y consecuentemente las emisiones de gases a la atmosfera se reducen. Podemos observar como desde que se introdujo este sistema de inyección en los motores ha habido un impacto en el consumo muy



grande, en 2002 el consumo medio de litros de gasolina fue de 7.2 l/100km mientras que en 2012 se redujo a 5,2 l/100km.

Cabe destacar que en un motor de gasolina que trabaja a inyección directa este no es el único factor que influye sobre el ahorro del combustible; sumándose a este: la relación de compresión, la transferencia de calor, las propiedades de la mezcla y el bombeo. Destacaremos también como este sistema de inyección unido a la sobrealimentación del motor permite introducir para los motores de combustión el concepto de “downsizing” que logra una reducción de consumo de hasta un 30% sin renunciar a la potencia o al par de giro.

En este tipo de sistema de inyección, la mezcla se produce directamente en la cámara de combustión. Aquí el inyector se encuentra situado al lado de la válvula de admisión (generalmente) y está alimentado por una bomba que comprime el combustible para conseguir aumentar su presión pasando de 0.3-0.5 MPa a 20-25 MPa.

La forma en la que trabajan estos inyectores es extremadamente rápida. Se inyecta el combustible en una zona específica de la cámara y gracias a las altas presiones en las que trabaja el inyector se consigue una mezcla buena y homogénea de la gasolina y por lo tanto una combustión eficiente. Esto significa que unido a la dosificación del inyector se consigue reducir los hidrocarburos inquemados, el consumo de carburante y consecuentemente las emisiones.

Estos motores tienen tres formas de trabajo distintas:

- Carga estratificada
- Carga homogénea
- Carga homogénea pobre

En función de la carga, el régimen y/o la temperatura el motor trabajara a una carga u otra; aunque hay algunos que solo trabajan a una de ellas, a dos o a una combinación según el tipo de motor.

Antes de entrar en la explicación de los diferentes modos de carga cabe describir el parámetro del dosado relativo “Fr”. Este es la proporción de aire/combustible que hay en la mezcla de la cámara de combustión comparado con la proporción estequiométrica.

El motor trabaja a un modo estratificado en regímenes de revoluciones y carga medios. Esto significa que el valor del dosado relativo es desde aproximadamente $1/1.6$ hasta $1/3$, en este caso la mezcla no se encuentra distribuida de manera uniforme en la cámara de combustión, sino que en el centro de la cámara, cerca de la bujía, se encuentra una mezcla rica mientras que en los laterales es más pobre. En el caso del modo homogéneo-pobre, se encuentra cuando el motor trabaja durante la transición entre el modo estratificado y el homogéneo, aquí encontramos una distribución homogénea y uniforme con un dosado relativo de $1/1.55$. Por último, el modo homogéneo se utiliza a cargas y regímenes altos y el dosado relativo se encuentra cerca de 1.

El esquema siguiente muestra los diferentes modos de funcionamiento en función de la carga y el régimen:

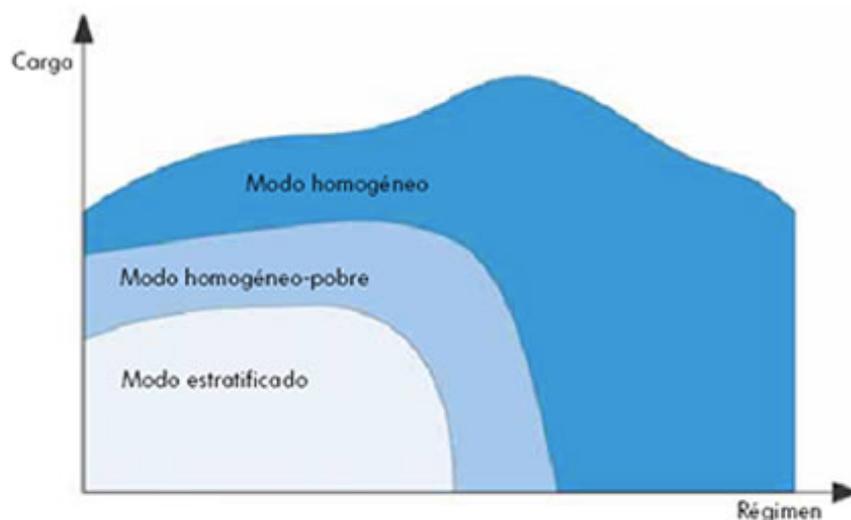


Figura 2: Modos de funcionamiento en función de la carga y el régimen (extraído de Bosch Motronic MED7)

Cabe destacar que el combustible no se inyecta en la misma fase en los distintos modos de funcionamiento. En los modos de funcionamiento homogéneo y homogéneo-pobre, el combustible se inyecta durante la admisión y se va mezclando con el aire que aspira a través de la válvula.

En el modo de funcionamiento estratificado la inyección se produce en mitad del ciclo de compresión. Al no inyectarlo directamente durante el ciclo de admisión y con la válvula de mariposa abierta casi a su máxima capacidad se consigue que el flujo de aire que va entrando provoque el movimiento “tumble”, unos torbellinos en la cámara de combustión que facilitarían la

mezcla del combustible y el aire. Con este proceso se consigue una mezcla suficientemente preparada y adecuada para inflamarse. A continuación, mostraremos gráficamente el proceso que experimenta este modo de funcionamiento.

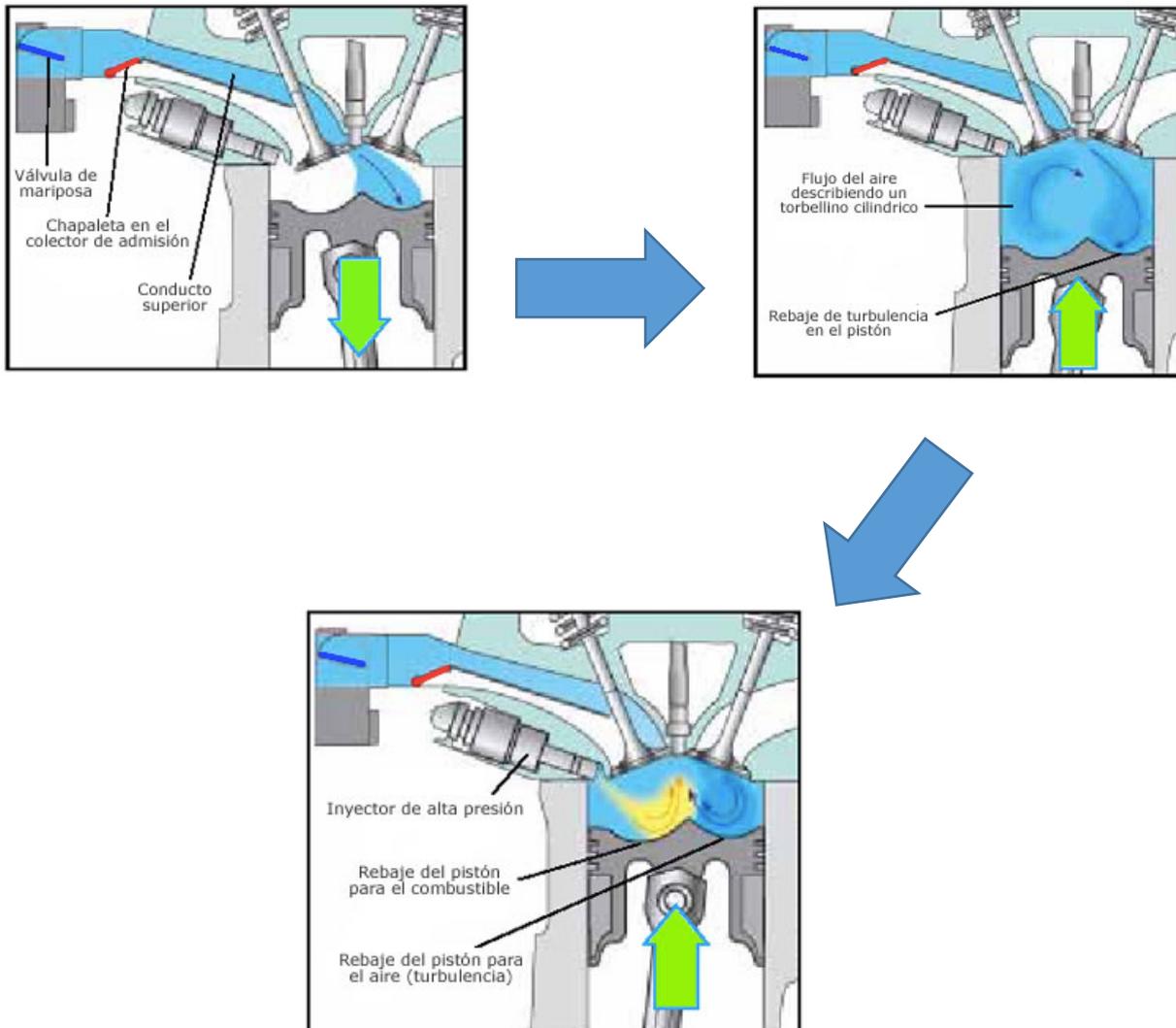


Figura 3: Proceso de funcionamiento inyección directa- carga estratificada
(extraído de Bosch Motronic MED7)

Finalmente, en cuanto al funcionamiento del sistema de inyección directa de los MEP cabe destacar que se pueden adaptar a cualquier motor debido a su reducido peso y a su alta presión de trabajo.



Los motores de combustión por compresión, en cambio, forman la mezcla de manera diferente, trabajan siempre con inyección directa. Estos al no tener un encendido provocado, trabajan con una relación de compresión mayor con la que se consigue en la cámara de combustión unas presiones mayores que en las de gasolina durante la carrera de compresión y por lo tanto un encendido en el momento en el que se inyecta el combustible.

El combustible se inyecta al final del ciclo de la compresión y su poco tiempo en la cámara de combustión obliga a la mezcla a ser heterogénea. La cantidad de combustible inyectado en este tipo de motores tiene un rango muy alto, el dosado varía desde 1/18 hasta 1/900 regulando la carga de un modo más natural. El caudal de aire que entra se mantiene constante y se inyecta en función de la potencia deseada. De esta forma se evita estrangular la admisión y como consiguiente no se incrementa el trabajo producido por el émbolo.

En este tipo de motores la cantidad de mezcla aire-combustible varía mucho, ya que la cantidad de aire admitida a régimen constante es la misma independientemente de la carga (combustible inyectado), por lo que antes la regulación la podríamos determinar cómo cuantitativa y esta como cualitativa.

Unida a esta diferencia nos encontramos con el proceso de combustión. Se define como una reacción termoquímica exotérmica en la que el oxígeno del aire y el combustible reaccionan para formar CO_2 +agua. Para que se produzca de forma efectiva se debe pasar el combustible a estado gaseoso, como el proceso no es al 100% eficaz en la combustión no solo se generará CO_2 +agua, sino que también se formarán sustancias contaminantes que se emiten a la atmósfera.

Antes de la ignición de los MEC podemos encontrar dos zonas, la primera donde el aire y el combustible se encuentran mezclados en forma de gas y la segunda donde la mezcla es más heterogénea porque el combustible no está totalmente transformado en forma de gas ni mezclado de forma homogénea con el aire.

El problema se produce cuando no existen las condiciones adecuadas para la quema del combustible, esto es que las moléculas son muy grandes, que haya poca cantidad de oxígeno y/o que la temperatura en ese punto sea insuficiente. En este caso el combustible no se quema del todo

y se oxidará formando partículas de carbonilla y demás partículas contaminantes. Cabe destacar que durante el proceso de combustión están involucradas ambas zonas.

En las zonas que son ricas en combustible se suele generar más cantidad de monóxido de carbono, hidrocarburos que no se han quemado y carbonilla; mientras que en las zonas pobres en combustible se suele formar más óxidos de nitrógeno (NO_x). Cabe destacar que los hidrocarburos y el monóxido de carbono tienen más probabilidades de oxidarse antes de abandonar la válvula de escape, no como la carbonilla que al tratarse de un sólido es mucho más complicado de eliminar.

En la siguiente figura podemos observar las distintas zonas, quemándose primero las zonas cuyo dosado se encuentra cerca del estequiométrico y las pobres que no consiguen quemarse, pero tienden a oxidarse.

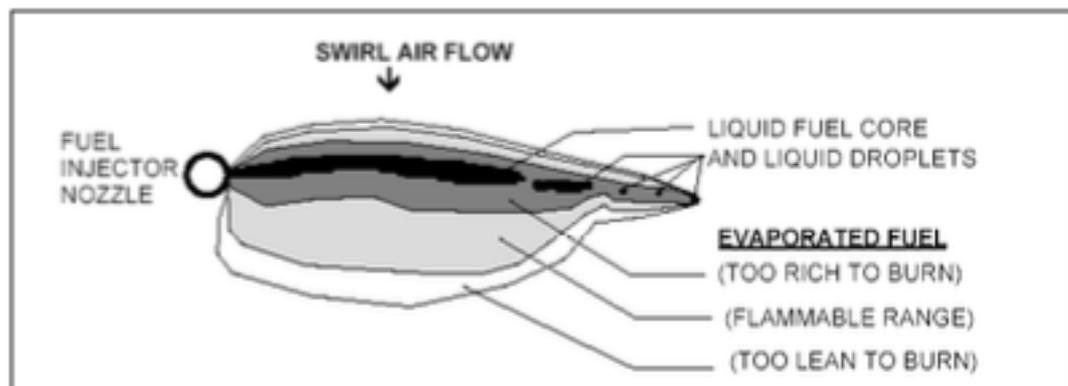


Figura 4: Riqueza de la mezcla en función de la distancia al foco inyector

Ambas zonas las consideraremos importantes desde el punto de vista de la formación de contaminantes ya que este proyecto tiene como principal objetivo la mejora del medioambiente.

Para analizar las características del proceso de combustión nos centraremos en el desprendimiento de calor y la presión del cilindro durante el proceso. Supondremos las siguientes hipótesis:

- 1.- Supondremos que la composición química de los gases inquemados es la misma que la de los quemados
- 2.- La reacción es entre gases ideales.
- 3.- No hay fugas ni transferencia de calor en las paredes durante el proceso.

Durante el proceso de combustión diferenciaremos las etapas de: retraso de la combustión, la combustión por inflamación de la premezcla, combustión de la mezcla controlada y carbonilla y la combustión tardía.

El retraso de la ignición se define como el tiempo que transcurre desde que se inyecta el combustible hasta que empieza su combustión. En el momento en el que esto ocurre es el momento donde se empieza a medir el desprendimiento de calor. Podemos observar en la siguiente gráfica la medida de las presiones durante este proceso. Observamos un cambio de pendiente al inicio del proceso, eso es debido a la inyección del combustible. Gracias a estas medidas entre el comienzo de la inyección y la presión máxima obtenida podemos obtener información sobre la calidad del combustible.

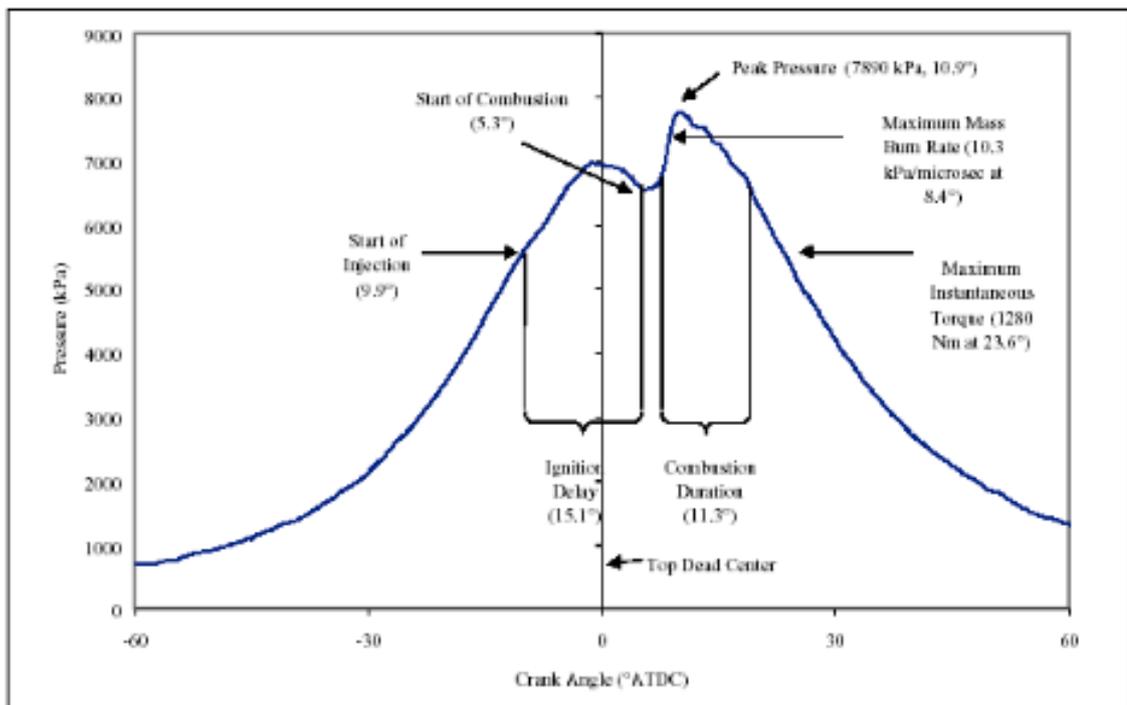


Figura 5: Gráfica de presiones durante el proceso de combustión de los MEC

La ignición se produce de manera muy rápida porque en el momento de la inyección el aire está a una presión por encima de la temperatura de ignición del combustible. Durante este tiempo parte del combustible se evapora y se mezcla con el aire formando reacciones antes de la



inflamación donde se rompen las moléculas del combustible para formar radicales y desencadenar la cadena de la reacción exotérmica. Este proceso transcurre hasta que se quema el 10% de la mezcla.

El proceso entre la combustión del 10% y el 90% se define como combustión controlada de la mezcla. El motor diésel durante este proceso produce contaminantes tanto en las zonas ricas como en las pobres. Se va quemando a medida que se va inyectando y en las zonas ricas en combustible es la zona donde se produce más carbonilla. Los compuestos ligeros como el hidrogeno durante la combustión se difunden hacia el exterior de la zona de reacción dejando los residuos que forman la carbonilla en el interior de la zona. La quema de estas partículas es más complicada y lenta al tratarse de una reacción entre un sólido y un gas, sobre todo teniendo en cuenta que durante la etapa de expansión la temperatura dentro del cilindro disminuye. Esto provoca que la carbonilla se enfríe y acabe por depositarse en el conjunto pistón-cilindro o eliminarse por el escape.

En cuanto a los contaminantes, dependen de la forma en la que se quema el combustible. Destacaremos los hidrocarburos inquemados, CO y NOx. Cuanto menor sea la temperatura/presión generada dentro de la cámara mayor será el número de hidrocarburos inquemados y CO ya que estos no se habrán quemado totalmente. Por el contrario, una presión muy grande provoca la formación de los NOx, ya que la temperatura y la presión favorecen la formación de estas partículas en las zonas pobres en combustible. El exceso de oxígeno reacciona con el nitrógeno del aire. Por último, si la combustión ha sido lenta la presencia de CO e hidrocarburos inquemados será menor.

En cuanto al proceso de combustión de los motores de encendido provocado, se caracterizan porque la combustión de la mezcla entre el aire y combustible se propaga desde la bujía hasta el extremo de la cámara, sin que esto suponga un cambio brusco de su velocidad. El aporte de calor se realiza en la bujía que provoca el encendido de la mezcla y esto provoca un frente de llama que se propaga. Inicialmente, la velocidad de propagación es muy rápida hasta que choca con la superficie donde se vuelve más lenta, y finalmente, hay una gran reducción que es donde se anula la combustión.

En una situación ideal en la que en la mezcla no hubiese movimiento de carga y fuese homogénea, la velocidad de propagación del frente de llama no tendría ningún tipo de dirección preferente y sería un frente esférico centrado en la bujía. En la situación real sí que existe una dirección facilitada para el frente de llama, esto es debido a la existencia de un campo de velocidades y turbulencias, además de ciertos gradientes de concentración. Cabe destacar también que durante la combustión en el frente de llama pueden producirse plegamientos debido a cambios dentro de su microestructura que facilitan el cambio de dirección y módulo, consiguiendo un frente



arrugado o microturbulento. Es por esto que se distinguirá entre velocidades laminares y turbulentas.

Dentro del proceso de combustión de los MEP destacaremos 3 fases centrándonos en su velocidad:

1.- Fase: Ángulo de desarrollo de la llama (α_1), esta fase cubre aproximadamente un 10% del proceso de combustión y en esta predomina la combustión laminar, además la velocidad de la llama es bastante baja y depende únicamente de las propiedades fisicoquímicas que tenga la mezcla. Esta fase abarca desde el encendido de la bujía hasta donde se mantenga constante la separación de la línea de presión. El porcentaje de la mezcla que se quema durante esta fase es muy bajo.

2.- Fase: Ángulo efectivo de combustión (α_2), abarca el 85% del proceso, es donde el gradiente de presión aumenta progresivamente hasta que alcanza la presión máxima. La llama se propaga por toda la cámara de combustión cuyo volumen es casi constante ya que en esta fase el pistón se encuentra cerca de su punto muerto superior. Durante esta fase predomina la combustión turbulenta.

3.- Fase: Es la última parte de la combustión, el 5%. En esta fase se quema la mezcla existente detrás del frente de llama. La presión deja de aumentar ya que es el momento donde se produce la expansión del cilindro y se transmite calor por las paredes. En este momento la combustión vuelve a ser laminar. Para aumentar la velocidad habría que crear turbulencia en las zonas de combustión residual.

De forma gráfica se representaría de la siguiente manera:

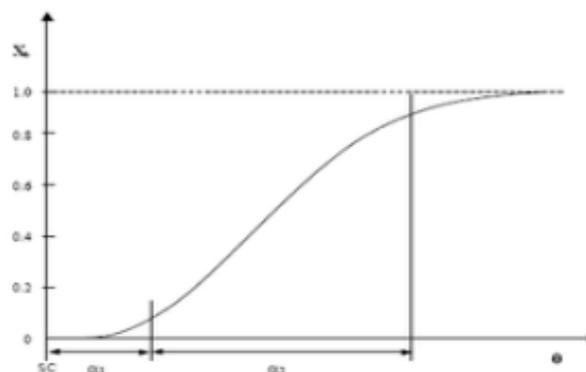


Figura 6: Evolución típica de la fracción de gases quemados dentro del cilindro

Por lo tanto, durante este proceso de combustión cabe destacar: la homogeneidad de la mezcla, ya que como hemos dicho antes la elevada volatilidad y la formación de la misma permite una homogenización; el encendido provocado, debido a la bujía; y la propagación del frente de llama.

Ahora nos centraremos en cómo evoluciona la presión en la cámara. La variación de la misma es consecuencia del efecto del avance del frente de la llama y de la liberación del calor. Volveremos a destacar las tres fases citadas anteriormente.

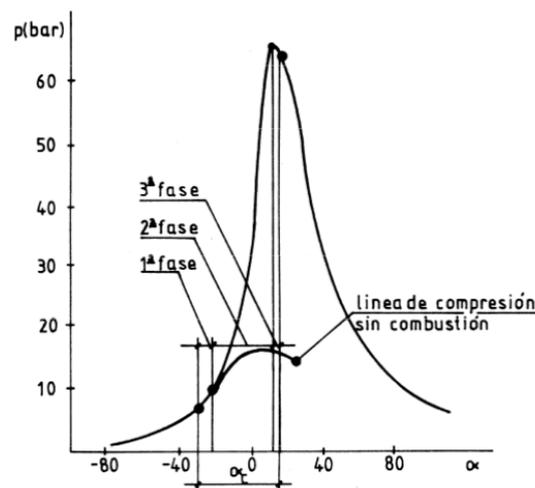


Figura 7: Evolución de las presiones en la cámara MEP

A continuación, se muestra el gráfico del avance del frente de llama, siendo:

- U_a : expansión de los gases quemados
- U_c : velocidad de la combustión
- $U_f = U_c + U_a$

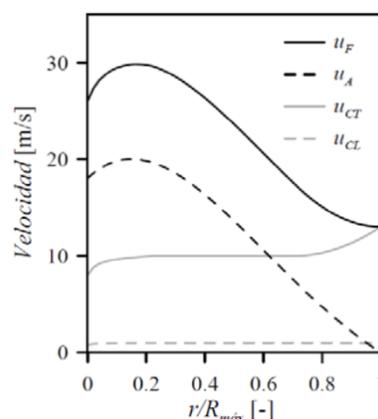


Figura 8: Gráfica del avance del frente de llama

Con todo, se puede concluir los factores que afectan al proceso de la combustión de un MEP. Empezando por los factores de diseño: la cámara de combustión y la posición de las bujías. La cámara de combustión debe ser pequeña para que el ángulo de combustión sea pequeño, y además debe favorecer la turbulencia.

La configuración de la cámara es sumamente importante, ya que la eficacia del motor depende en gran proporción de ella. Esta concentra la fuerza explosiva del combustible que se quema en la cabeza del pistón. Para que el motor funcione de una forma eficiente la cámara debe cumplir una serie de requisitos. Primeramente, esta como hemos dicho antes tiene que ser de pequeñas dimensiones para que se reduzca al mínimo la superficie que absorbe calor cuando se inflama la mezcla. Además, como es evidente esta no puede contener grietas ni rincones que puedan provocar una combustión espontánea. Por último, destacaremos cuatro tipos de cámaras de combustión: de cuña, que gracias a su diseño concentra gran parte de la mezcla cerca de la bujía; hemisférica, una cámara muy compacta donde el recorrido del frente de llama es simétrico y pequeño; labrada en pistón, cámara muy compacta y de elevada turbulencia; y labrada en la culata, es compacta pero concentra la mayoría en “end gas”.

La posición en la que se encuentren las bujías también es de suma importancia. Debe estar lo más centrada posible para minimizar el recorrido que realiza el frente de llama. Además, se tiene que situar en una zona de alta turbulencia para minimizar el tiempo de la primera fase de combustión. También se debe situar en la zona más caliente y posibilitar que se usen varias bujías o por lo menos varias chispas por bujía.

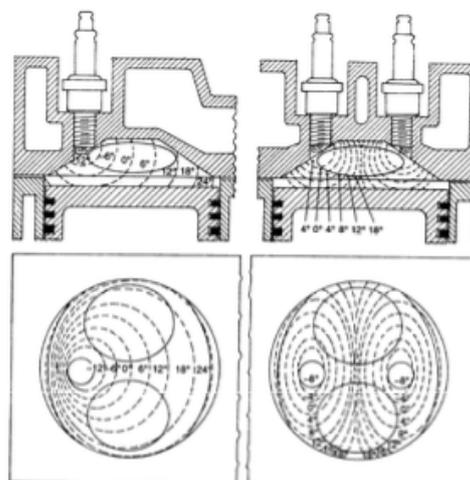




Figura 9: Recorrido de la llama en función del número de bujías

Para terminar, otro tipo de factores que afectan al proceso de combustión son los factores de funcionamiento donde se incluyen: el régimen de giro del motor, el grado de admisión, el dosado, la válvula de recirculación de gases de escape (EGR) y el punto de encendido.

Una de las diferencias más importantes que existe entre los motores de encendido provocado y los de encendido por compresión es la relación de compresión. Esta es una de las diferencias que se abarcará durante todo el proceso de transformación y que se verá afectada por todas las modificaciones que haremos al motor diésel.

Este parámetro nos permite caracterizar de forma geométrica las dimensiones de los elementos del motor. Nos puede aportar una idea de las dimensiones que tiene el cilindro, del mecanismo entre la biela y la manivela... Es un parámetro fijo en el motor, a la hora de diseñar este ya se está condicionando el funcionamiento del mismo ya que es uno de los factores que más influyen.

La relación de compresión (r) se define como el cociente del volumen de la cámara cuando el pistón se encuentra en el punto muerto inferior y el volumen cuando se encuentra en el punto muerto superior. Para calcularlo utilizaremos la siguiente ecuación:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} = \frac{(\pi/4) d^2 s + V_c}{V_c}$$

Siendo:

- V_c : el volumen de la cámara de combustión cuando el pistón está en el PMS
- d : el diámetro del pistón
- s : la carrera del pistón

En los motores de encendido provocado este coeficiente no puede ser muy alto ya que implicaría que las presiones en la cámara serían muy elevadas y por lo tanto se encendería y el



motor detonaría. Mientras que en los motores de encendido por compresión este parámetro tiene que ser lo suficientemente alto como para que al inyectarse el combustible la presión sea suficientemente alta como para que se produzca el autoencendido de la mezcla.

Este parámetro se aproxima mucho a la relación de compresión real. Durante el cierre de la admisión el ángulo de giro del cigüeñal provoca un cierto retraso, por lo tanto, realmente el volumen máximo será algo más pequeño. Para calcularlo con exactitud se define la relación de compresión efectiva.

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_{ca} + V_c}{V_c} \leq r$$

Siendo los parámetros de esta iguales a la anterior menos el V_{ca} que tiene en cuenta el ángulo de giro del cigüeñal.

Los motores MEP de 4 T funcionan generalmente con un valor de relación de compresión entre 8 y 11, la razón por la que no se quiere aumentar esta relación de compresión es por la detonación. Mientras que los motores MEC funcionan con una relación de compresión entre 12 y 21. Hay una serie de razones por las que este parámetro no se supera, entre ellas: el arranque en frío, la pérdida de rendimiento, alcanzar la presión máxima, cámara poco compacta...

Este parámetro está relacionado con el tipo de cámara de combustión que el motor va a emplear. Los motores de encendido por compresión requieren una cámara de combustión con una geometría que consiga adaptarse a su difícil funcionamiento, ya que la mezcla se tiene que realizar en un tiempo muy pequeño.

Para la transformación propuesta en este trabajo se utilizará como referencia la cámara de combustión hemisférica ya que es la más parecida a la ideal. La bujía está situada en el centro de la cámara y las válvulas una en cada lado y enfrentadas entre sí. Es una buena disposición ya que como se ha dicho antes, al tener la bujía en el centro favorece la combustión y que el combustible se queme en el menor tiempo posible por estar la bujía situada lo más cerca posible de todos los puntos.

Así pues, en función del sistema de inyección y del tipo de combustible que utilice el pistón tendrá un tipo de geometría u otra.

Es común que en los MEC de inyección directa se utilice un pistón con un agujero en el centro en forma de cono, este diseño permite en el momento de la combustión que el calor y la potencia se focalice en el centro y se expanda hacia el resto del pistón. Además, como hemos dicho antes, el tiempo de mezcla aire-combustible en este tipo de motores tiene que ser muy rápido y este diseño facilita la mezcla.

Por otro lado, en los MEP de inyección directa tienen una especie de dos orificios situados opuestos a las válvulas y con un ángulo entre sí. Los motores de encendido provocado se caracterizan por tener una mezcla homogénea de aire-combustible y con un sistema de inyección indirecta lograr esta mezcla es más sencillo, pero con un sistema de inyección directa es más complicado porque hay menos tiempo para que se forme. Estos orificios permiten crear al principio turbulencias en el aire en el momento de la admisión y así a dos tercios del ciclo de la compresión, cuando se inyecte el combustible, la geometría del pistón permite facilitar la mezcla y homogeneizarla.



Figura 10: Geometría del pistón en función del motor

Por último, estudiaremos los ciclos termodinámicos que se adapta a cada motor. Un ciclo termodinámico es un conjunto de procesos por los que el fluido va a pasar en la cámara de combustión, desde un estado termodinámico inicial hasta que vuelve al mismo estado.

Antes de determinar el ciclo teórico se analizará la evolución del fluido dentro de la cámara de combustión en los procesos de compresión, combustión y expansión; que es lo que más se

asemeja a un ciclo termodinámico cerrado. Posteriormente, se analizarán las diferencias entre los dos ciclos de los motores MEP y MEC ya que como hemos visto con anterioridad el aporte de calor es distinto en cada uno de ellos. Y finalmente se determinará el ciclo ideal que sigue cada tipo de motor.

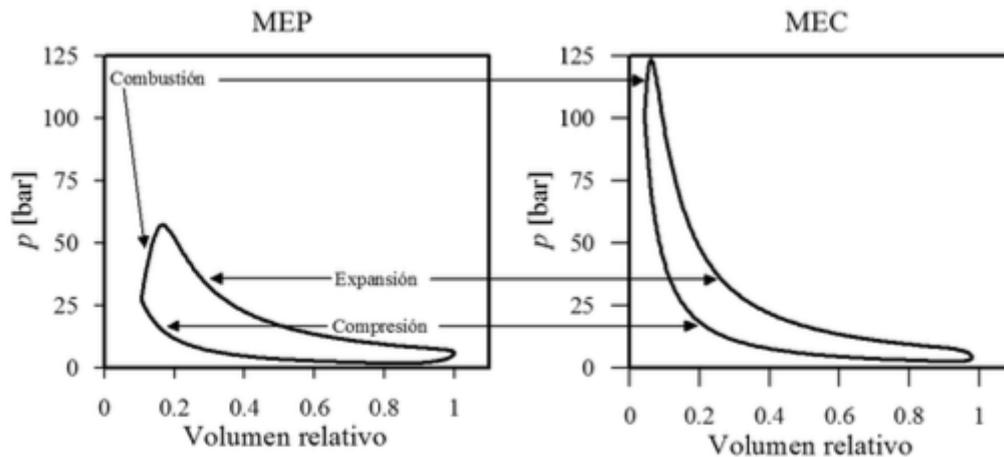


Figura 11: Evolución del fluido en los MEP y MEC

En los motores de encendido provocado una vez finalizado el proceso de admisión se dispone a comprimirse. El fluido que comprime se compone por aire proveniente de la admisión en su gran mayoría, combustible y en menor medida gases residuales que provienen del ciclo anterior o gases EGR.

Teniendo en cuenta la rapidez del ciclo y que la diferencia de temperaturas entre el fluido y la cámara no es muy grande podemos hacer la primera suposición de que no hay intercambio de calor en el proceso de la compresión y la expansión, se considerará un proceso adiabático. Además, durante la compresión la presión dentro de la cámara de combustión se puede considerar uniforme lo que supone que no se disipa energía cinética en energía interna y por lo tanto se puede decir que este proceso es reversible.

En los MEP la combustión se realiza por chispa y además esta combustión se realiza antes de que el motor llegue al PMS, lo que supone que el pistón tendrá que realizar un trabajo superior porque tendrá que empujar los gases. No se puede iniciar cuando llegue al PMS porque si no el proceso de la combustión termina demasiado tarde. Además, la necesidad de incluir un sistema de refrigeración durante el proceso para que no se estropee supone que el proceso no sería adiabático.



En los MEC la gran diferencia que hay en la compresión es que la relación de compresión es mayor y el fluido es aire y gases EGR en gran proporción (solo a baja carga), por lo que cuando decimos que el fluido operante es el aire se aleja un poco más de la realidad. Por otro lado, la combustión se realiza por compresión, y como se ha dicho antes se puede considerar en dos etapas mayoritariamente: la primera donde la premezcla se quema rápidamente, y la segunda que es más lenta por difusión.

Las fugas durante el proceso pueden considerarse lo suficientemente pequeñas como para que no influyan en el ciclo.

Finalmente destacar que durante el ciclo el fluido va variando su composición por lo que podemos realizar la hipótesis para el análisis de que no varía su composición y que el fluido operante es aire.

Así pues, con las hipótesis desarrolladas anteriormente analizaremos los ciclos ideales que se producen en cada tipo de motor.

El ciclo del motor de gasolina se aproximará al ciclo Otto. Este se caracteriza porque el calor aportado en el proceso de la combustión al ser por una bujía se realiza a volumen constante y la presión aumenta considerablemente. El ciclo en el que nos centraremos es el de un motor de cuatro tiempos, ya que es el tipo de motor al que queremos llegar con este proyecto y por lo general el rendimiento de este es mayor que el de dos tiempos.

En los motores de gasolina de cuatro tiempos el proceso se divide en seis partes, dos de las cuales no participan en el ciclo. Estas son:

- E-A: admisión a presión constante
- A-B: compresión de la mezcla
- B-C: combustión a V_{cte}
- C-D: expansión
- D-A: escape (cesión del calor a V_{cte})
- A-E_ escape (vaciado a p_{cte})

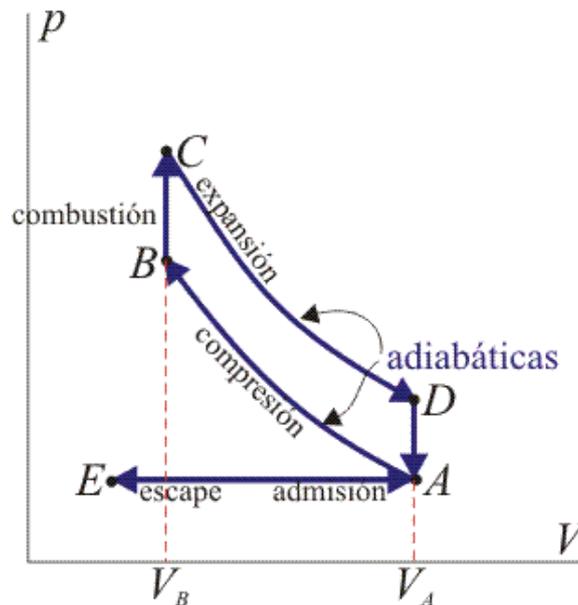


Figura 12: Gráfica p-V del ciclo Otto

La primera parte (admisión E-A) se introduce la mezcla en la cámara con la válvula abierta mientras el pistón baja. Durante este proceso la presión de la cámara es constante ya que como la válvula está abierta la presión es la misma que la del exterior.

La segunda parte (compresión A-B) es donde el pistón sube, comprimiendo la mezcla. Esta parte del ciclo se considera adiabática porque la velocidad del proceso no permite intercambio de calor con el ambiente. Además, se considerará para el estudio del ciclo como una parte reversible, aunque realmente esta no lo es ya que existen factores que lo hacen irreversible como la fricción.

La tercera parte (combustión B-C) ocurre cuando el pistón se encuentra en su punto más alto. En este momento salta una chispa de la bujía y se genera el calor, esta combustión calienta de manera brusca el aire e incrementa la temperatura de la cámara a un volumen constante (ya que el frente de llama como se ha visto anteriormente tiene que llegar a la pared del pistón). Este paso se considera claramente irreversible, pero al tratarse de un proceso isocoro en un gas ideal el balance es igual que en un proceso reversible.

La cuarta parte (expansión C-D) es donde el frente de llama empuja el pistón por su alta presión y temperatura y ejerce un trabajo sobre él. Al igual que el proceso de compresión esta parte se considerará adiabática y reversible.

La quinta parte (escape D-A, A-E) es donde el gas sale al exterior empujado por una temperatura que es mayor que la inicial. Este proceso ocurre en dos fases, cuando la mezcla caliente sale al exterior y cuando se vuelve a rellenar con aire “frio”, por lo que, para su estudio, aunque sea un sistema abierto podremos decir que es el mismo aire pero que se ha enfriado.

En un motor real, existen varios cilindros trabajando de forma simultanea por lo que los trabajos de expansión de unos ayudan a realizar el trabajo de compresión de otros.

En cuanto al ciclo Diésel es muy parecido al anterior, pero este al tener una relación de compresión mayor la presión que puede alcanzar la cámara de combustión es mucho mayor, es por esto por lo que se produce el autoencendido y por lo que se puede decir que el proceso de combustión se realiza a presión constante.

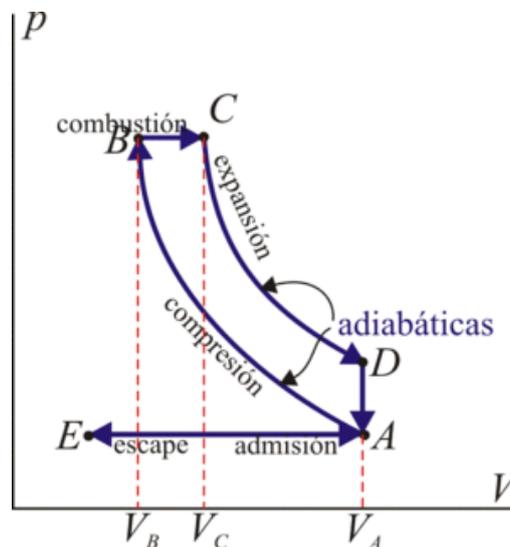


Figura 13: Gráfica V-p del ciclo Diésel



Siendo: V_A , el volumen de la cámara cuando el pistón se encuentra en su punto muerto inferior; V_B , el volumen de la cámara cuando se inyecta el combustible y prende la mezcla; y V_C , el volumen de la cámara al finalizar el proceso de combustión.

Por último, incluir en un gráfico ambos ciclos para que se pueda ver la diferencia entre ellos debido a la forma en la que se aporta el calor.

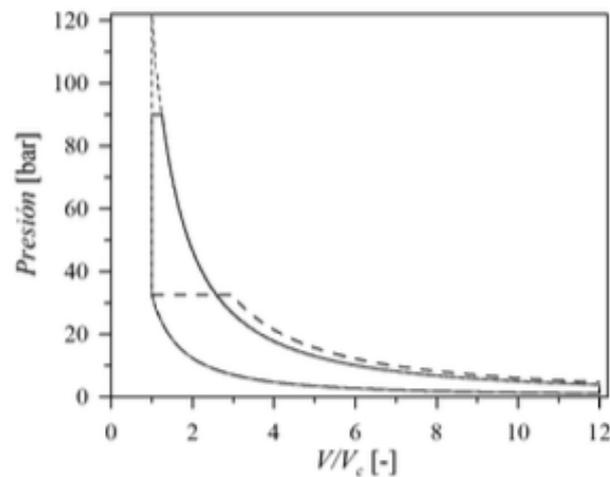


Figura 14: Gráfico comparativo del ciclo Otto y Diésel manteniendo la relación de compresión y el calor aportado constante

Se puede observar como en el ciclo Otto hay una parte de la combustión a presión constante, es el final de la combustión y se supone que esta es instantánea por lo que para el estudio de los ciclos esta parte es despreciable.



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

Capítulo 4: Modificaciones Propuestas



Reducir el Volumen del Pistón

Para empezar la transformación de nuestro motor la diferencia en la que nos queríamos centrar era en la relación de compresión. Como hemos visto la relación de compresión afecta a casi todas las diferencias que existen entre los dos tipos por lo que reducir la relación de compresión puede ser un buen comienzo para nuestro proyecto.

Si observamos la ecuación de la relación de compresión:

$$r = \frac{V_{max}}{V_{min}} = \frac{V_d + V_c}{V_c} = \frac{(\pi/4) d^2 s + V_c}{V_c}$$

Observamos que si conseguimos aumentar el volumen de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMS la relación de compresión disminuye considerablemente. El objetivo de esta modificación es que cuando el pistón se encuentre en su punto muerto superior la presión de la cámara sea lo suficientemente baja como para que el combustible, en este caso gasolina, no detone.

En esta transformación no solo queremos reducir el volumen del pistón para modificar la relación de compresión, sino que también al modificar la cámara de combustión la podemos ajustar a una que se adapte mejor al funcionamiento de nuestro futuro motor ya que este funcionará con inyección directa. Si trabaja con inyección directa la geometría del pistón se tiene que ajustar para poder formar torbellinos de aire en los alrededores de la cámara durante el proceso de admisión y parte del proceso de compresión para cuando en el momento en el que se inyecte el combustible este efecto (“tumble”) sea capaz de formar la mezcla y conseguir que sea homogénea.

Las siguientes fotografías nos dan una idea de donde partimos y a donde queremos llegar y posteriormente se desarrollará con los cálculos y planos:

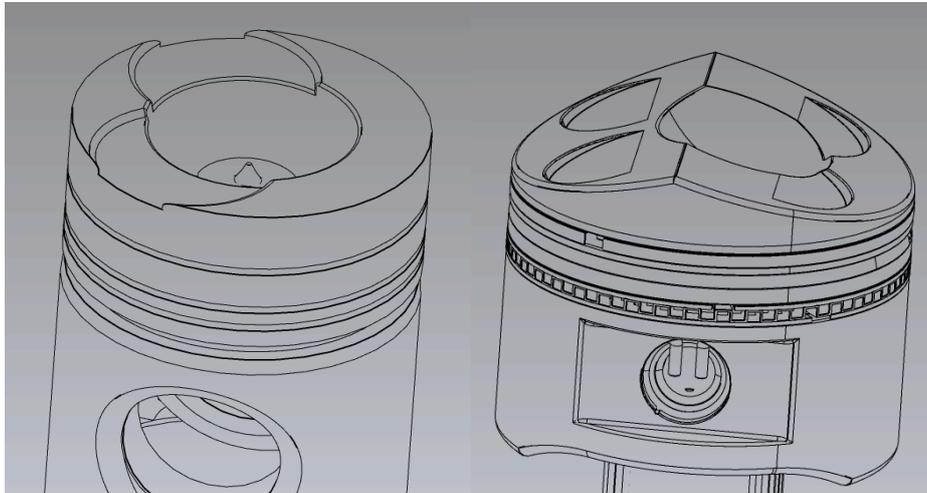


Figura 1: Geometría del pistón en función del sistema de inyección y tipo de motor

En la fotografía el pistón de la izquierda se corresponde con el de un motor de compresión, mientras que el pistón de la derecha se corresponde con el de un motor de encendido provocado con sistema de inyección directa (al que queremos llegar).

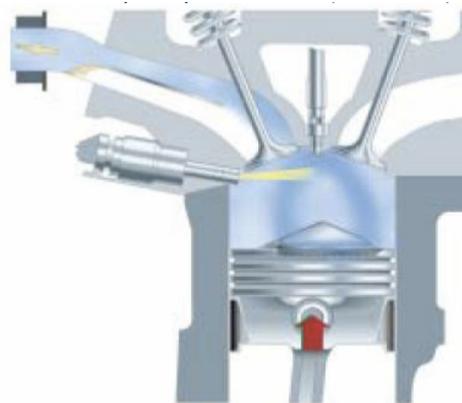


Figura 2: Esquema de un MEP de inyección directa

En nuestro nuevo motor el inyector irá situado debajo de la válvula de admisión (modificación que veremos posteriormente). Durante el proceso de combustión, a un tercio de terminar la fase de compresión se inyectará el combustible a alta presión en una zona próxima a la bujía. El combustible es arrastrado por el aire y casi no entra en contacto con la cabeza del pistón ya que el ángulo de inyección es bastante plano. Gracias a la nueva geometría del motor se consigue un caudal de aire con turbulencia cilíndrica que dirige al combustible hacia la bujía y a su vez se consigue la mezcla suficientemente homogénea. Así pues, se consigue una mezcla cerca de la bujía con buena capacidad de ignición.



Y el motor al que queremos llegar sería el siguiente (plano original al final del proyecto):

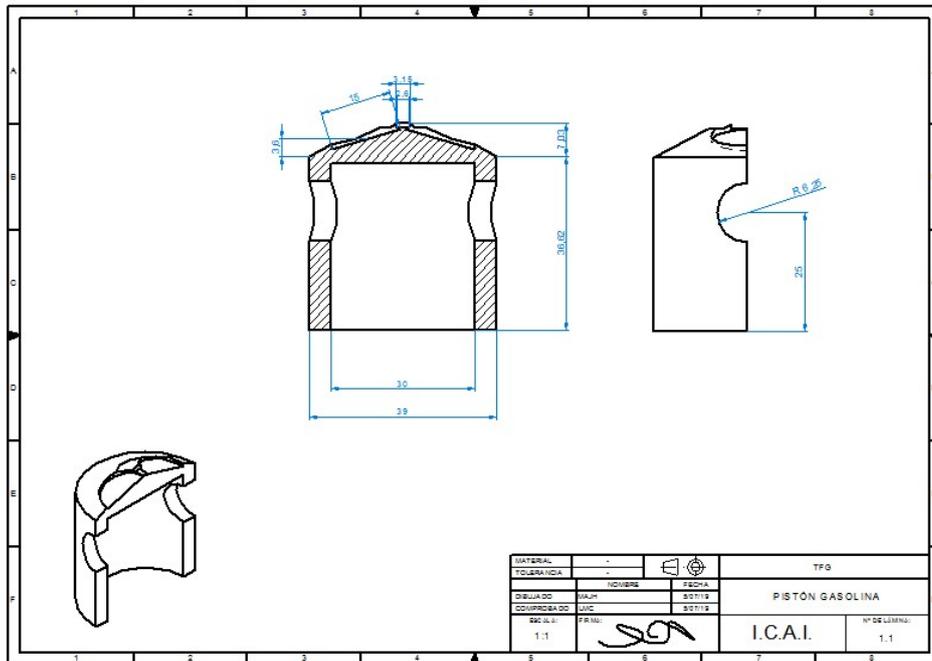


Figura 4: Imagen de Plano Pistón MEP

A la hora de calcular la reducción de la relación de compresión determinamos con SolidEdge las propiedades físicas de ambos motores, que serían las siguientes:

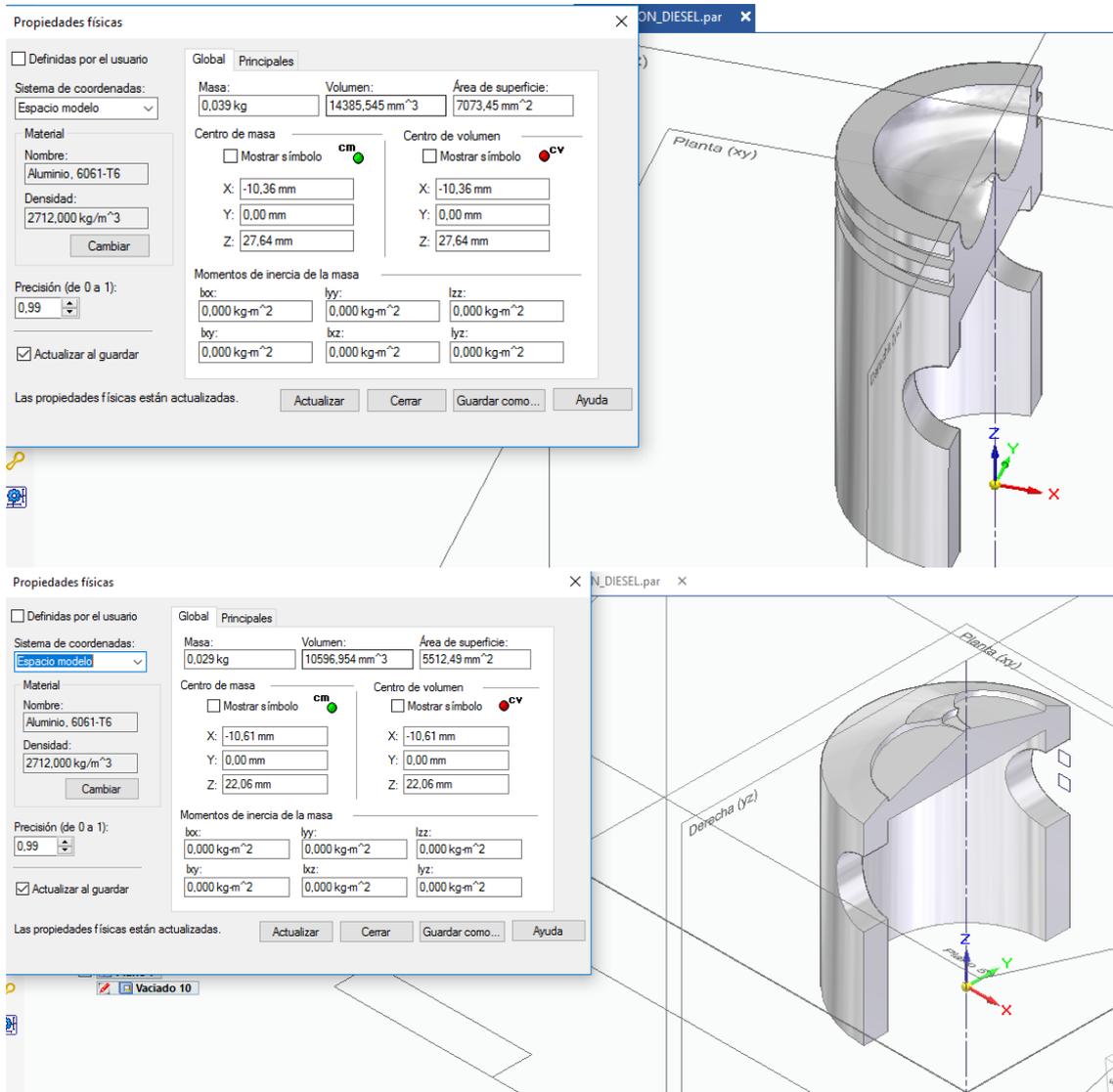


Figura 5: Propiedades físicas de los pistones

Para obtener buenos resultados que se aproximen a lo que pueda pasar en realidad hemos diseñado una pieza que se corresponde con la *Figura 3*, esta pieza no hace referencia a ningún pistón específico, se trata de un pistón general de un motor pequeño a compresión que funciona a inyección directa. La segunda pieza (*Figura 4*) se ha diseñado partiendo de la base de la primera pieza, es decir a partir de modificaciones directas sobre la pieza de la *Figura 3*. Se ha diseñado tomando como referencia los pistones de los motores de encendido provocado con inyección directa.

La intención es estimar teóricamente la influencia de esta modificación a la relación de compresión de nuestro motor.

Como podemos ver en la Figura 5, el volumen del pistón tras las modificaciones ha disminuido por lo que nos queda determinar de qué manera influye. Además, el diseño del pistón MEP se asemeja bastante al pistón al que hace referencia.

Nos disponemos a realizar los cálculos necesarios para conseguir los resultados en base a una serie de hipótesis. De nuevo, esto no es un cálculo sobre un motor real, es una aproximación que se acerca a la realidad para determinar la influencia de la modificación.

Hipótesis a tener en cuenta:

- La relación de compresión de la que partimos, al tratarse de un motor Diesel, supondremos que es de 20.
- La relación de compresión final tiene que ser menor que la anterior.
- La carrera del pistón es menor que la altura del mismo.

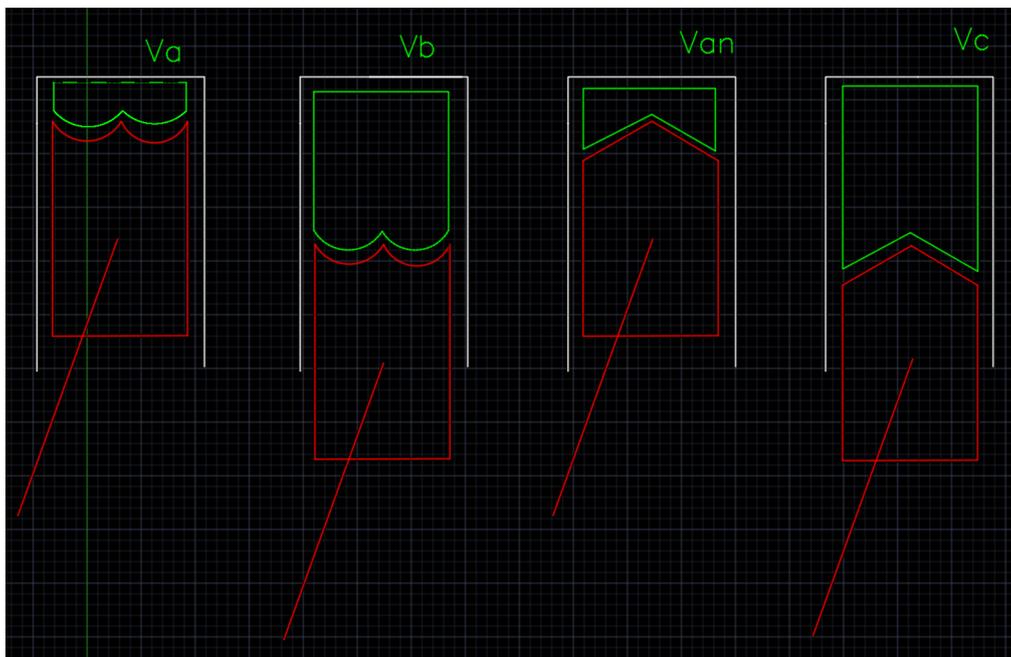


Figura 6: Representación gráfica de los valores V_a , V_b , V_c y V_{an}



Siendo:

- V_a : Volumen de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMS antes de la modificación
- V_b : Volumen de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMI antes de la modificación
- V_c : Volumen de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMS después de la modificación
- V_{an} : Volumen de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMI después de la modificación

Por lo tanto, partiendo de que:

$$\frac{V_b}{V_a} = 20$$

$$V_c - V_b = 3.78 \text{ cm}^3$$

$$V_{an} - V_a = 3.78 \text{ cm}^3$$

(el 3.78 se ha obtenido de los datos de la Figura 5)

Y sabiendo las restricciones en base a las hipótesis propuestas:

$$\frac{V_c}{V_{an}} < 20$$

$$V_b < \left(\pi \left(\frac{39}{2} \right)^2 \right) 50 \text{ mm}^3 = 59.729 \text{ cm}^3$$

(datos obtenidos del plano del pistón Diésel (Figura 3))

Obtenemos los siguientes resultados y restricciones:

$$V_{an} = \mu$$

$$V_a = \mu - 3.78$$

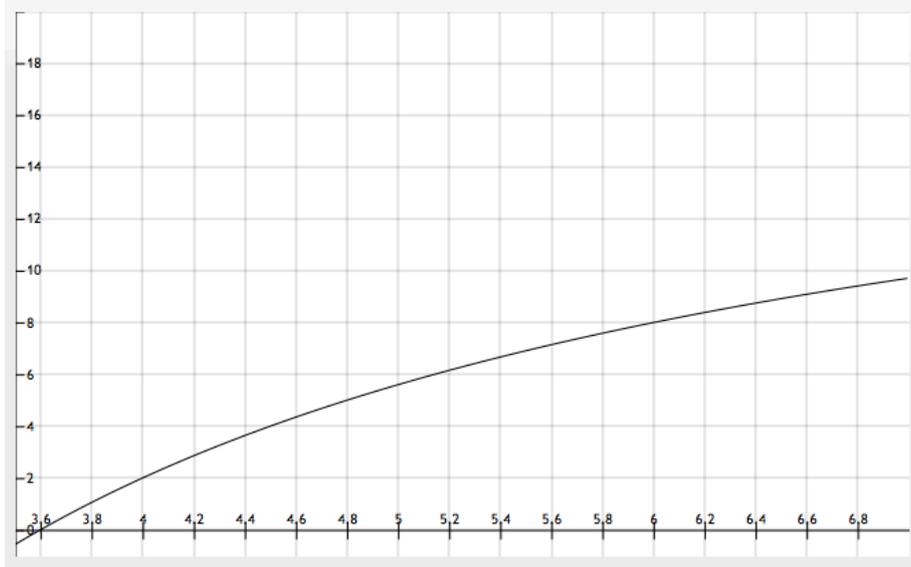
$$V_b = 20(\mu - 3.78)$$

$$V_c = 20\mu - 71.82$$

$$3.591 < \mu < 6.766$$



Como conclusión obtenemos la siguiente gráfica:



Gráfica 1: Valores de la relación de compresión nueva en función de μ

Por lo tanto, dando valores de:

μ	$r' = V_c/V_{an}$
4	2.045
5	5.636
6	8.030

Como se ha dicho antes, la relación de compresión de un motor Diésel oscila entre 14:1 y 23:1 aproximadamente, mientras que en los motores que funcionan con gasolina la relación de compresión se encuentra entre 6:1 y 10:1.

Con estos cálculos podemos concluir que el hecho de reducir el volumen del pistón tiene un gran impacto sobre la relación de compresión de nuestro motor, ya que partíamos de una relación de compresión bastante alta y hemos llegado a una incluso pequeña.



Ahora vamos a determinar cómo afecta esta reducción de la relación de compresión al ciclo usado por el motor. Antes de la modificación el pistón estaba preparado para usarse con combustible diésel, esto es que se inyectaba el combustible al final de la compresión y era esta la que provocaba la ignición, es decir, cuando el pistón se encuentra en el PMS se inyectaba el combustible. Para que el encendido sea por compresión requiere unas presiones y temperaturas en la cámara de combustión muy elevadas. Por lo tanto, para acercarnos a nuestro objetivo la intención es disminuir esta presión y temperatura.

Sabemos de la Gráfica de los ciclos que durante el proceso la curva de compresión es adiabática y reversible, es decir, no existe intercambio de calor con el exterior y el trabajo se realiza sobre el sistema para comprimirlo. Durante el proceso, la temperatura y la presión aumentan, y de forma ideal (por ser adiabático) esta curva sigue las siguientes ecuaciones:

- $p V^k = cte$
- $T V^{k-1} = cte$

Por lo tanto, con esta información y sabiendo que inicialmente nos encontramos en condiciones atmosféricas podemos obtener los datos de la presión y temperatura al final de la compresión:

Siendo:

- P1: Presión al inicio de la compresión
- P2: Presión al final de la compresión
- T1: Temperatura al inicio de la compresión
- T2: Temperatura al final de la compresión
- V1: Volumen al inicio de la compresión
- V2: Volumen al final de la compresión
- k: Relación del calor específico del aire (constante)

Partir de las condiciones atmosféricas implica que:

$$P1 = 101.35kPa$$

$$T1 = 20^{\circ}C = 293K$$



Y además sabemos que:

$$\frac{V_1}{V_2} = \text{relación de compresión} = r$$

$$k = 1.4$$

Por lo tanto, para la relación de compresión inicial ($r=20$):

$$P_2 = P_1 r^k$$

$$P_2 = 6718.39 \text{ kPa}$$

$$T_2 = T_1 r^{k-1}$$

$$T_2 = 971 \text{ K}$$

Y para la relación de compresión final (supondremos $r=8$ ya que es un valor de r elevado para el intervalo obtenido, es decir un número supuestamente restrictivo dentro de los valores en los que oscila):

$$P_2 = P_1 r^k$$

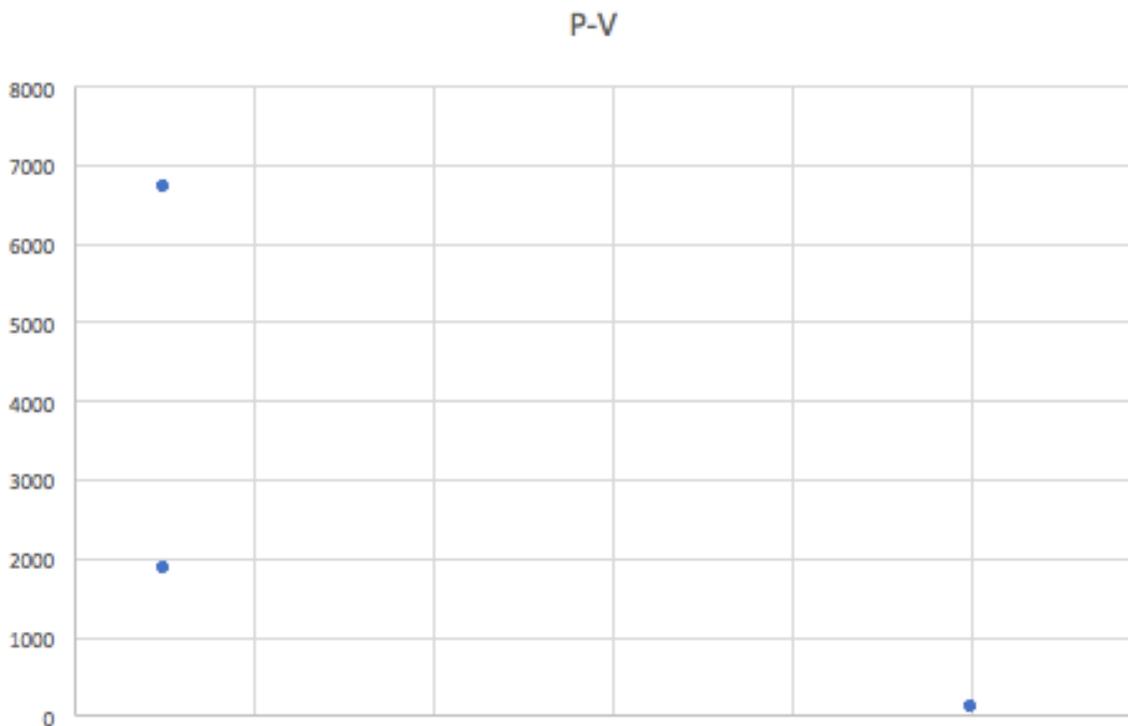
$$P_2 = 1862.72 \text{ kPa}$$

$$T_2 = T_1 r^{k-1}$$

$$T_2 = 627.18 \text{ K}$$



Podemos observar que los valores obtenidos gracias a esta modificación corresponden con el objetivo deseado, representándolos gráficamente sería:



Gráfica 2: Puntos de la gráfica p-V al inicio y al final de la compresión para los dos valores de r propuestos

(Destacamos que en la gráfica anterior se ha situado los puntos de compresión final en la misma coordenada del eje de abscisas para observar mejor la diferencia, realmente en el ciclo empleado por el motor nuevo al ser la r menor el volumen a compresión final sería mayor, además sería el instante antes de aportar el calor)

Si nos fijamos en los puntos al final de la compresión de ambos casos podemos entender la necesidad de aportar calor en el punto de menor presión para acabar el ciclo, este se correspondería con el combustible de gasolina y el calor aportado se haría a través de una bujía.

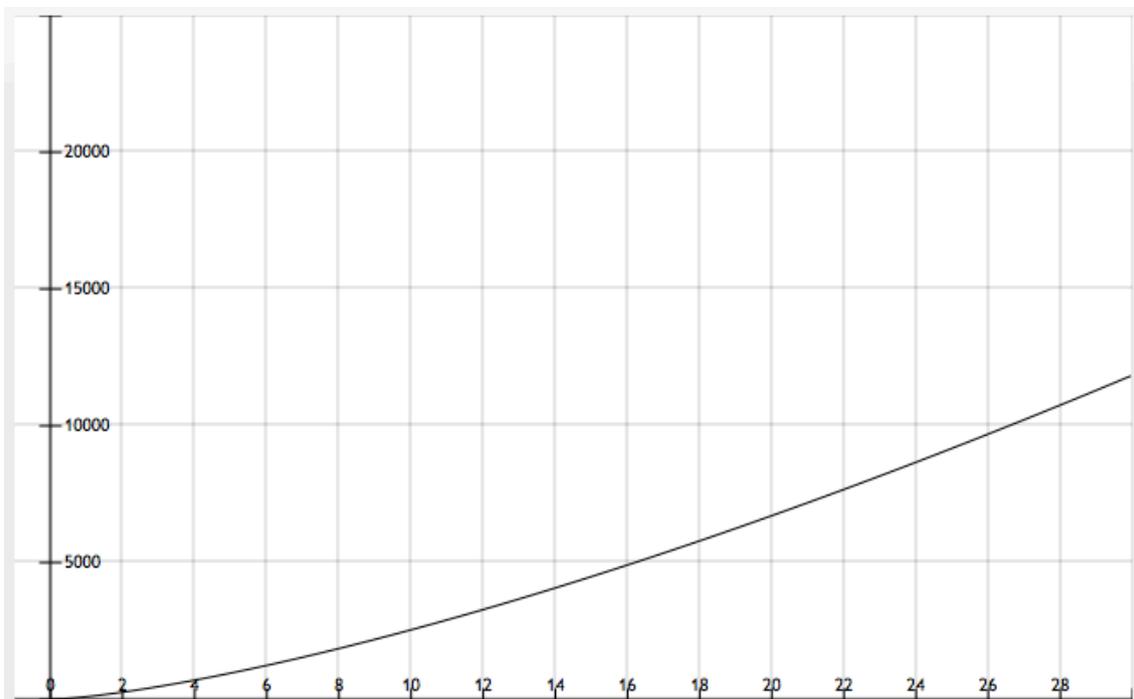
En cambio, en el punto al final de la compresión que se corresponde con un $r=20$, podemos observar que la presión y temperatura es suficiente como para que se encienda por compresión.



Por último, destacar gráficamente la influencia que tiene la relación de compresión sobre la presión al final en la compresión. Esta gráfica es válida para el proceso de compresión ya que este como se ha dicho antes es adiabático y reversible; y partimos de las condiciones atmosféricas.

- La ecuación sería:

$$P = 101.35 r^{1.4}$$



Gráfica 3: Valores de la presión final en la compresión en función de la r del motor

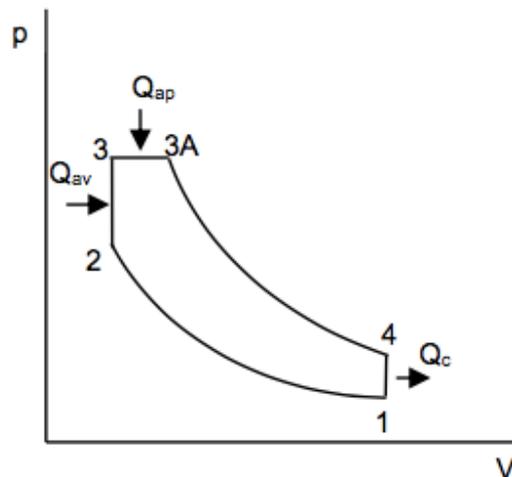
Como conclusión, podríamos afirmar que al reducir el volumen del pistón se disminuye a su vez la relación de compresión. Esto implica reducir también las presiones y temperaturas de la cámara de combustión durante el proceso de compresión, es decir, se ajusta a un comportamiento propio de un MEP.



Ahora, vamos a observar cómo influye esta modificación en el rendimiento de nuestro motor, para ello suponemos que el motor sobre el que realizamos nuestra modificación es el VW Jetta, que se caracteriza por tener una cilindrada de 2.5L y 5 pistones; además este motor inicialmente utiliza un ciclo diésel rápido.

Sabemos también que el dosado estequiométrico es 1/14.5, y el dosado relativo 0.8. Las condiciones iniciales supondremos que la presión en 1 es un poco menor que la atmosférica 0.95 (para corregir el error) y la temperatura ambiente 293K. Además, como el ciclo que se emplea es un ciclo diésel rápido el calor aportado se hace parte a volumen constante y parte a presión constante, típicamente estos valores están relacionados de la forma $q_v = 0.8q_p$. Por último, definir las constantes: $PCI = 43500 \text{ KJ/kg}$; $R = 287 \text{ K}$; $k = 1.4$

A continuación, mostraremos la gráfica del ciclo empleado y los cálculos para llegar al rendimiento:



Gráfica 4: Ciclo diésel rápido

$$F = \{\text{dosado}\} = Fr \cdot Fe$$

$$q_{\text{aportado}} = F \cdot PCI = 2400 \text{ KJ/kg}$$

$$q_{\text{aportado}} = q_v + q_p \qquad q_v = 0.8q_p$$

$$q_v = 1066.666 \text{ KJ/kg}$$

$$q_p = 1333.333 \text{ KJ/kg}$$



Para el cálculo de c_v y de c_p hemos utilizado las siguientes formulas:

$$c_v = \frac{R}{k-1} = \frac{957J}{kgK}; c_p = k c_v = 1244J/kgK$$

El calor aportado a volumen constante se puede definir como:

$$q_v = c_v(T3 - T2)$$

Sabiendo que los procesos de compresión y expansión se suponen como comportamientos adiabáticos podemos emplear la siguiente fórmula:

$$T2 = T1 r^{k-1} = 971.13K$$

Y por lo tanto:

$$T3 = \frac{q_v}{c_v} + T2 = 2437.13K$$

Sabiendo el calor aportado a presión constante obtenemos T3A:

$$q_p = c_p(T3A - T3)$$

$$T3A = 3508.94K$$

Sabiendo la cilindrada del motor y la relación de compresión obtenemos el volumen en 2:

$$V2 = \frac{V1}{r} = 0.025m^3$$

Durante la aportación del calor utilizaremos las leyes de los gases ideales:

$$V3A = V2 \frac{T3A}{T3} = 0.036m^3$$

Para obtener el calor cedido debemos averiguar la temperatura al final de la expansión, sabiendo que la expansión es adiabática:

$$T4 = T3A \left(\frac{V3A}{V4} \right)^{1.4-1} = 1224.92K$$

$$q_c = c_v(T4 - T1) = \frac{891.85KJ}{kg}$$

Finalmente, el rendimiento inicial sería:

$$\eta = 1 - \frac{q_c}{q_a} = 1 - \frac{891.85}{2400} = 62.83\%$$



Ahora comprobamos como afectaría nuestra modificación al rendimiento del motor, es decir, si solo cambiásemos el volumen del pistón:

$$V_2 = \frac{V_1}{8} = 0.062m^3$$

Observamos cómo se modifican las temperaturas:

$$T_2 = T_1 r^{k-1} = 297 * 8^{0.4} = 682.326K$$

$$T_3 = T_2 + \frac{q_v}{c_v} = 2148.326K$$

$$T_{3A} = \frac{q_p}{c_p} + T_3 = 3220.13K$$

Obtenemos el volumen en 3A para posteriormente obtener la temperatura en 4:

$$V_{3A} = V_2 \frac{T_{3A}}{T_3} = 0.0929m^3$$

$$T_4 = T_{3A} \left(\frac{V_{3A}}{V_4} \right)^{0.4} = 1642.675K$$

Observamos que la temperatura en 4 es más elevada que antes de la modificación, esto significa que esa energía se pierde y por lo tanto el rendimiento suponemos que será menor.

Calculamos el calor cedido para obtener el rendimiento:

$$q_c = c_v(T_4 - T_1) = \frac{1679KJ}{kg}$$

Por lo tanto, el rendimiento de nuestro motor tras esta modificación sería:

$$\eta = 1 - \frac{q_c}{q_a} = 1 - \frac{1679}{2400} = 30\%$$

Con esto podemos concluir que, aunque se acerque esta modificación al funcionamiento de un motor de gasolina, el punto negativo que tendría sería que el rendimiento disminuye notablemente.



Instalación de una bujía en la cámara de combustión

Como se ha visto en las diferencias, el proceso de encendido de la mezcla es muy distinto en los MEC y los MEP. Mientras que en los MEC se busca el autoencendido en los MEP el encendido es provocado a través de una bujía, y el autoencendido o la autodetonación requiere de una presión a una determinada temperatura o viceversa y es algo que se debe evitar. En este apartado determinaremos el posicionamiento de la bujía para favorecer las características de nuestro motor.

La instalación de la bujía es sumamente importante ya que es un factor completamente determinante en el funcionamiento de nuestro motor. Los parámetros que hemos tenido en cuenta a la hora del diseño son:

- El posicionamiento de la bujía tiene que ser tal que reduzca el recorrido del frente de llama. Al tratar de reducir este recorrido disminuye el tiempo de combustión. Al disminuir el tiempo de combustión reduce a su vez las posibilidades de que se produzca una detonación dentro de la cámara de combustión.
- La bujía se debe instalar en una zona de alta turbulencia ya que de esta forma se reduce el tiempo de la primera fase de combustión. Esta fase es la que abarca un 10% del proceso de combustión y es aquella en la que predomina la combustión laminar y la velocidad de llama es bastante baja; el porcentaje quemado de mezcla durante esta fase es bastante bajo.
- La temperatura de la fracción final es otro parámetro a tener en cuenta. Si reducimos la temperatura de la fracción final de la mezcla del fluido que no se ha quemado disminuye a su vez las posibilidades de detonación. Generalmente, esta temperatura es superior a la de las paredes de la cámara de combustión. Por lo que buscamos que se inicie la combustión donde la mezcla pueda estar más caliente, esto sería cerca de la válvula de escape.
- Un desencadenante de la detonación son los electrodos centrales recalentados y las campanas de los aisladores de las bujías. Por lo que esta debe tener un grado térmico suficientemente alto, no debe ser ni demasiado caliente ni demasiado fría tampoco para evitar también que se formen excesivos residuos de carbono en la combustión.

En la siguiente imagen vemos las diferentes cámaras de combustión en función del posicionamiento de la bujía.

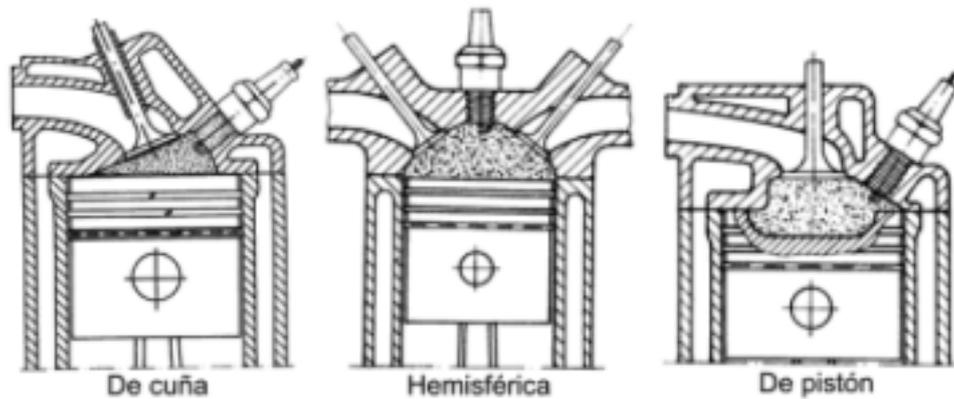


Figura 1: Tipos de cámara de combustión en función del posicionamiento de la bujía

Teniendo en cuenta los factores que hemos tenido en cuenta para nuestro diseño y el motor del que partimos lo más sencillo sería instalar la bujía de forma parecida a como está posicionada en el segundo tipo de cámara.

Tomando la cámara hemisférica como base, podemos observar que esta bujía se encuentra bastante cerca de la válvula de escape, por lo que cumpliría con el punto 3 citado anteriormente. Además, se encuentra en una posición que respecto a las otras esta acorta el recorrido del frente de llama, por lo tanto, se tendría en cuenta el punto 2. Además, cabe destacar que solo se instalaría una bujía, pero esta produciría varias chispas.

Por lo tanto, teniendo en cuenta los parámetros anteriormente citados y la posición de la bujía podemos concluir que está de acuerdo con un rendimiento positivo del encendido de la mezcla, del recorrido del frente de llama y del tiempo de combustión.



Introducir Bielas de Longitud Variable

Para entender bien este punto primero definiremos una serie de conceptos relacionados con la transmisión de potencia del pistón al eje y las variables que influyen. Empezando por el poder calorífico. El poder calorífico se atribuye a una sustancia que en este caso es el combustible. Es la energía que puede liberar la unión química entre combustible y comburente. Es decir, la cantidad de calor que se genera por volumen de combustible al oxidarse completamente. Como hemos visto antes durante la combustión se genera CO_2 y H_2O además de calor que se desprende. La presencia de vapor de agua en los gases resultantes, debida a la combustión del hidrogeno en el combustible o por la humedad, nos permite diferenciar dos tipos de calores específicos. El poder calorífico superior y el poder calorífico inferior.

El poder calorífico superior o PCS es cuando se toma a 0°C todos los elementos que intervienen en la reacción y los resultantes. Es decir, el vapor de agua generado resultará completamente condensado (ha cambiado de fase). Con esto, cabe tener en cuenta el calor desprendido en el cambio de fase de vapor a líquido. Mientras que el poder calorífico inferior o PCI, el vapor de agua resultante de la combustión no condensa, es decir, no cambia de fase.

Relacionando ambos conceptos matemáticamente resultaría:

$$PCS = PCI + 597G$$

$$G = 9H + H_2O$$

Siendo:

- 597: Calor de condensación del H_2O a 0°C
- G: % de masa de agua formada por la oxidación del hidrogeno
- 9: relación de kg que se forman de agua al oxidar 1 kg de hidrógeno
- H: kg de hidrógeno/kg de combustible
- H_2O : kg de agua presente por la humedad en el combustible/kg de combustible

Con esto, comparamos los PCI de ambos combustibles, ya que la temperatura de los gases de escape es superior a 100°C :

Tipo de combustible		PCI (kWh/kg)	PCI (GJ/t)
Petróleo y productos petrolíferos	Gasolina	12.19	43.89
Biocarburentes	Biodiesel	10.25	36.90

Tabla 1: PCI en función del tipo de carburante



Por lo tanto:

$$Q_{lib} = m_f \cdot PCI$$

Siendo:

- Q_{lib} : Potencia térmica liberada
- m_f : Gasto de combustible
- PCI : Poder calorífico inferior

Se puede observar como el poder calorífico de la gasolina es mayor que el del diésel, lo cual influirá de forma notable en la transformación. Como el valor del poder calorífico es aproximadamente el trabajo máximo que se puede obtener a partir del fluido compuesto por aire y combustible determina una buena referencia para relacionarlo con el trabajo del motor. Si mantenemos el resto de parámetros del motor constantes podemos observar que la presión media efectiva de la gasolina sería mayor y por lo tanto el trabajo indicado también sería mayor.

Pero aquí hay que introducir otro término: la presión de compresión. La presión de compresión está relacionada con la cantidad de masa de combustible dentro de la cámara de combustión. Para una misma relación de compresión, es decir, a mayor masa mayor energía y a mayor energía mayor presión de compresión. Aquí es donde interviene la problemática de que si la presión es demasiado alta el motor detona.

La detonación, como se ha explicado antes, es una combustión descontrolada de la mezcla, se trata pues de una combustión rápida y violenta. Durante la combustión normal el inicio del encendido parte de la bujía, provocando un frente de llama que llega hasta las paredes de la cámara de combustión, mientras que en la detonación se produce una ignición en otro punto de la cámara de combustión debido a presiones y temperaturas muy elevadas dentro de la cámara. Esta situación provoca que ambos frentes de llama choquen y resulta en una onda expansiva.

No hay que confundir la detonación con el autoencendido, a lo largo de este proyecto de investigación, se asume que se instalará una bujía, por lo que el encendido sería provocado, en todos los ciclos habría una chispa (como mínimo) para la inflamación de la mezcla. En definitiva, este fenómeno es indeseable en todo caso. Así pues, la idea es introducir bielas de longitud variable y ver como esta modificación influye en la transformación.

Tomaremos como referencia las bielas de longitud variable que está diseñando Toyota. En la siguiente imagen se puede apreciar las diferencias físicas que existe entre la biela convencional y la nueva desarrollada por Toyota.

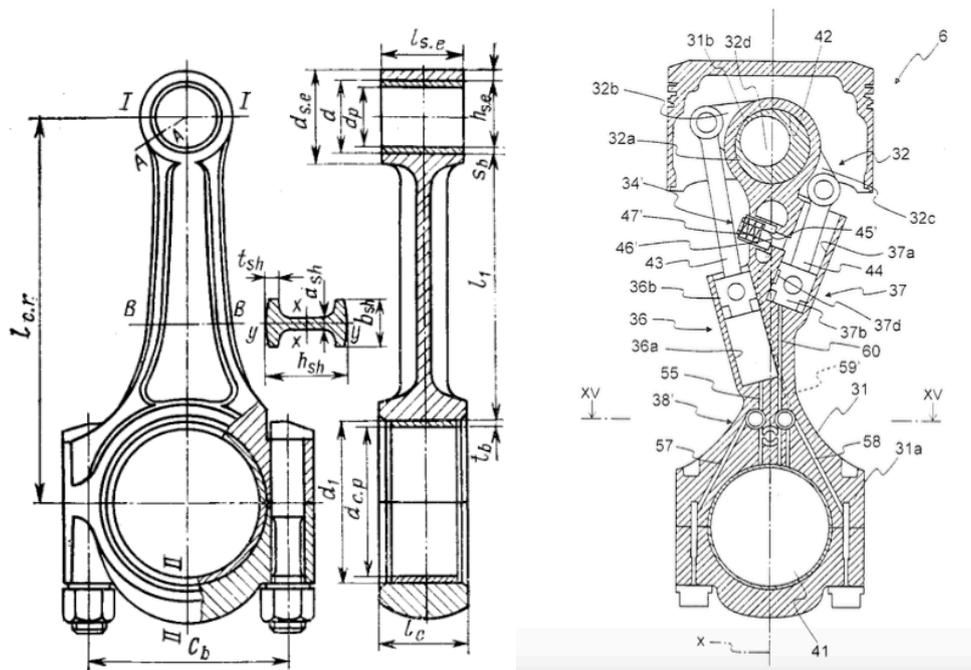


Figura 1: Biela convencional y biela de longitud variable

Así pues, para acercarnos más al desarrollo de nuestro motor hemos pensado introducir bielas de longitud variable; recordando que, aunque el proyecto sea puramente académico y formativo también se tiene en cuenta la reducción de emisiones.

Esta biela como se puede observar en la figura la parte adaptada a la muñequilla del cigüeñal no es excéntrica (pieza 32b de la Figura), sino que tiene una posición variable, puede girar con respecto a la pieza a la que está sujeta. Esto provoca que la longitud efectiva de la biela también sea variable y por lo tanto todos los factores que se relacionan con esta. La longitud efectiva de la biela es la distancia entre el centro del pasador del pistón de la biela hasta la abertura de la muñequilla del cigüeñal. Como podemos observar la pieza 32b se encuentra sujeta por dos eslabones que están controlados por un sistema hidráulico de dos pistones alterados por el flujo de aceite hidráulico. El movimiento de los pistones viene determinado por una válvula de control que está situada debajo de estos.

La válvula funciona de manera que si el motor recibe mucha mezcla (es decir, cuando mantenemos pisado el acelerador) para evitar que las presiones de compresión en la cámara de combustión sean muy elevadas y hacer un sistema más eficiente se alteran los pistones para reducir la longitud efectiva de la biela. De esta manera, el volumen de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMS aumenta y por lo tanto se reduce a su vez la relación de compresión. De la misma manera, cuando no se está acelerando tanto la cantidad de mezcla es más pobre, por lo tanto, la longitud efectiva de la biela aumenta, se reduce pues el volumen de la cámara de combustión y se aumenta así la relación de compresión.

Esta nueva biela es la segunda realización de Toyota según la patente ES 2 682 756 T3 realizada en 2016. Para entender mejor el funcionamiento de este tipo de biela utilizamos las referencias en las figuras extraídas de la patente de Toyota.

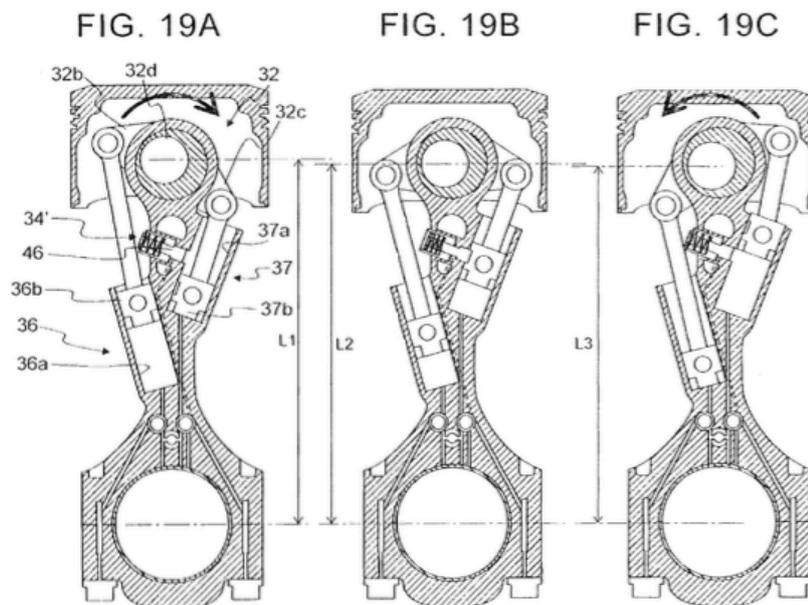


Figura 2: Longitudes efectivas de la biela en función de la posición de los pistones hidráulicos

Como podemos observar en las distintas FIG., la FIG. 19A se corresponde a el caso en el que la longitud efectiva de la biela es mayor, por lo tanto, la relación de compresión en este caso de nuestro motor sería la más grande. En cuanto a la FIG. 19C los pistones se encuentran distribuidos de forma que acorta la longitud efectiva de la biela siendo este el caso de la relación de compresión más pequeña. Podemos observar que siguiendo el mecanismo de la biela la relación de compresión puede oscilar entre el más pequeño que nos puede aportar y el más grande en función de las necesidades del motor.

El siguiente esquema extraído también de la patente de Toyota define el funcionamiento de los pistones integrados en la biela.

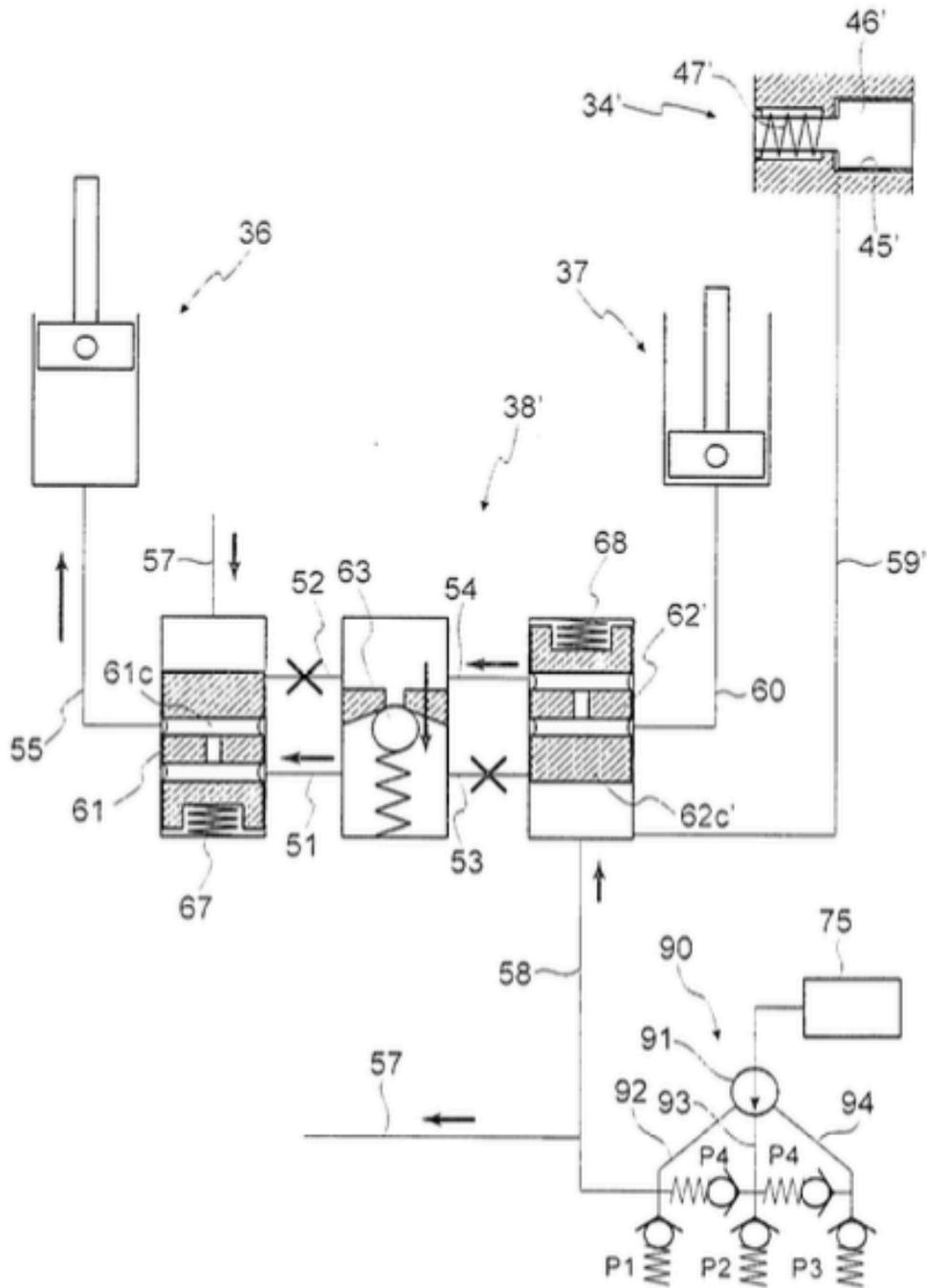


Figura 3: Esquema de funcionamiento de los pistones integrados en la biela de long. variable



Debido a la complejidad del esquema y a que no es el foco de atención del proyecto se adjunta como Anexo al final del proyecto el funcionamiento de los pistones integrados en las bielas de longitud variable extraído directamente de la patente de Toyota nombrada anteriormente.

Con todo podemos concluir que la instalación de estas bielas a nuestro nuevo motor reduciría las posibilidades de detonación ya que ajusta su relación de compresión a la carga dada. Además, gracias a este sistema las presiones de la cámara de combustión se ajustan para obtener una mayor eficiencia en la quema de la mezcla, consiguiendo con esto una reducción de las emisiones contaminantes del motor. También, gracias a la instalación de estas bielas conseguimos a su vez una reducción del consumo de combustible.

Por último, cabe destacar que las relaciones de compresión entre las que se oscila gracias a esta biela viene definida por cada motor, es decir no hay una fija para todos los motores. Para hacernos una idea, Nissan patentó un motor de relación de compresión variable algo más complejo que oscila entre 8:1 y 14:1.

Retrasar el cierre de las válvulas de admisión

Uno de los principales focos de atención de nuestro proyecto es averiguar con que ciclo termodinámico funcionará nuestro nuevo motor. El ciclo termodinámico nos da mucha información sobre el funcionamiento de nuestro motor por lo que es sumamente importante.

El motor del que partimos viene determinado por un ciclo Diésel. Este ciclo se define por poder llegar a un volumen relativo muy pequeño, es decir una relación de compresión muy grande, el calor aportado en este ciclo se hace a $p = \text{cte}$, es por esto que en este motor el encendido es por compresión. Cabe tener en cuenta que en la gráfica que se verá a continuación no se tiene en cuenta el proceso de renovación de carga, solo se refiere a dos de los tiempos de un motor de cuatro tiempos. La renovación de carga asumimos que no es un proceso termodinámico. Además, se asume que el fluido es el aire, gas perfecto y que el proceso que rige es ideal.

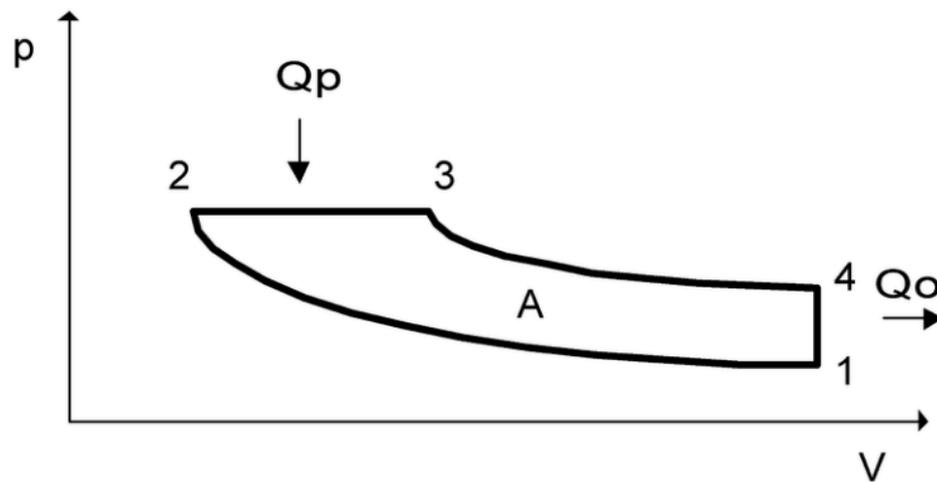


Figura 1: Ciclo diésel teórico

Recordamos que durante la compresión (proceso 1-2) y la expansión (proceso 3-4) se supone un sistema adiabático reversible (isentrópico). Además, como podemos observar en la gráfica el aporte de calor es isobaro. El trabajo se produciría únicamente durante la expansión (proceso 3-4). Por último, de forma ideal observamos que la última etapa es isocora ($V = \text{cte}$).



En cuanto al ciclo de los MEP, recordamos brevemente que difiere en:

- Durante el proceso de compresión del ciclo diésel, parte de la energía del pistón se transfiere al aire para aumentar su temperatura, debido a que la relación de compresión es más alta. Es por esto que en el ciclo diésel se inyecta el combustible al final de la compresión, para que no se encienda antes. Mientras que en el ciclo Otto la relación de compresión es mucho más baja y la compresión se hace directamente sobre la mezcla, no sobre el aire.
- El proceso de combustión en el ciclo Otto se hace a través de una chispa, este proceso se hace a volumen constante mientras que aumenta la presión y la temperatura.
- El trabajo realizado en el ciclo diésel es mayor que en el de gasolina, ya que el trabajo realizado se define como el área interior de la gráfica p-V y esta es mayor. El par de trabajo en el ciclo diésel también es mayor, lo que permite que la velocidad sea más lenta. Mientras que en el ciclo Otto la combustión es mucho más rápida, lo que provoca que los motores MEP operen a un régimen de giro más rápido.
- Como la relación de compresión en el ciclo diésel es más alta, requiere que el motor de trabajo sea más robusto y complejo, mientras que el motor gasolina es menos pesado.

Con el estudio de estos ciclos cabe determinar el ciclo que emplearía nuestro nuevo motor. El ciclo termodinámico escogido sería el ciclo Atkinson. Este ciclo fue patentado en 1887 y está empezando a coger más relevancia en los últimos años. En ese momento el desarrollo de este nuevo ciclo fue para aumentar el rendimiento térmico del ciclo Otto.

Como podemos observar en la gráfica del ciclo Diésel, durante el proceso de escape la presión antes de que se abran estas válvulas es mayor que la atmosférica. Esto implica que parte del trabajo que se realiza durante la expansión se pierde. El ciclo Atkinson para mejorar la eficiencia del motor propone- sin modificar el pistón, cigüeñal o biela- retrasar o adelantar el ángulo de cierre de las válvulas de admisión. Esto no modificaría la presión de admisión ni la de escape. Además, modificando el cierre de las válvulas de admisión se reduce a su vez la relación de compresión, resultando en modificaciones termodinámicas en ciclo cerrado de nuestro nuevo motor y ajustándose al objetivo al que queremos llegar. Destacamos también la influencia de este ciclo sobre las emisiones contaminantes, ya que era otro foco de atención en el trabajo. El ciclo Atkinson, debido a que disminuye en cada ciclo la cantidad de aire dentro de la cámara y aumenta el rendimiento disminuye a su vez considerablemente los óxidos de nitrógeno y las partículas.

En la siguiente gráfica observamos cómo sería el ajuste de nuestro motor funcionando con el ciclo Atkinson adelantando el IVC o retrasando el IVC:

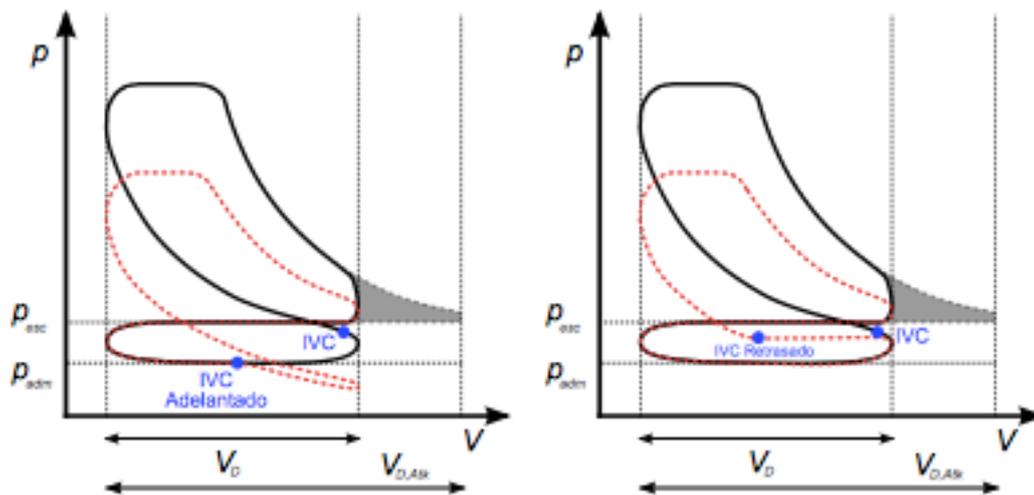


Figura 2: Descripción del ciclo Atkinson

Como podemos observar en la figura, la gráfica de la izquierda se correspondería con el ciclo Atkinson adelantando el IVC y el ciclo de la derecha sería el ciclo Atkinson retrasando el IVC. Además, podemos observar en la gráfica como el trabajo de expansión con este ciclo es más duradero y que durante el proceso de admisión hay un tramo a presión constante que es el que se correspondería con el retraso del cierre de la válvula. Nosotros nos centraremos en retrasar el cierre de la válvula de admisión.

Para conseguir que nuestro motor pueda operar con este ciclo debemos modificar el árbol de levas. El ciclo Diésel de la gráfica expuesta anteriormente se correspondía con un ciclo Diésel ideal, en la realidad la admisión y la expulsión de gases se realizan durante la apertura y cierre de unas válvulas que viene determinado por el árbol de levas. La hipótesis que realizamos en esta modificación es el partir de un motor donde se han realizado cambios (como en todos los motores) en los momentos de apertura y cierre de las válvulas de admisión y escape. Estos cambios que ya están realizados en nuestro motor base se cuantifican tomando como referencia la posición de la muñequilla con el punto muerto del pistón. Estos cambios o cotas serían las siguientes:

- AAA: avance apertura admisión
- RCA: retraso cierre admisión
- AAE: avance apertura escape
- RCE: retraso cierre escape
- Cruce de válvulas
- AE: avance al encendido

Para entenderlo mejor, gráficamente se representaría de la siguiente manera:

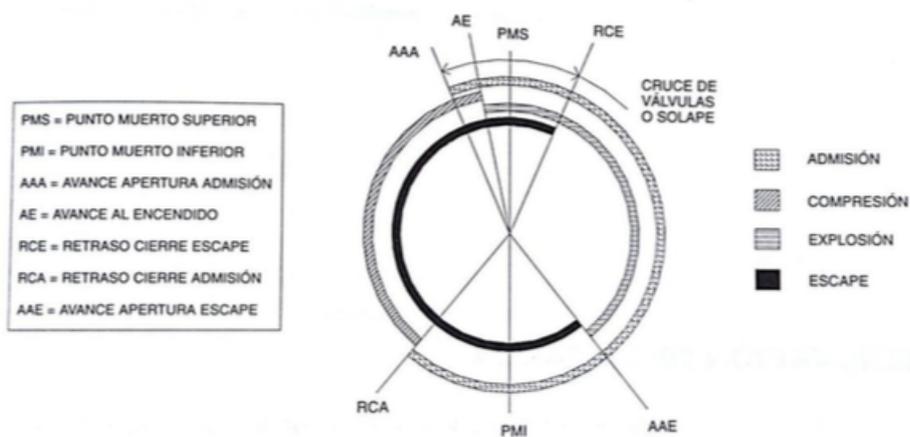


Figura 3: Gráfica de distribución de ángulos

Estos ángulos se suponen constantes ya que vienen determinados por el mecanismo del árbol de levas. Los rangos habituales de valores de estos ángulos vienen determinados por la siguiente tabla:

Cota	Rango (°)
AAA	[10:26]
RCA	[42:66]
AAE	[42:66]
RCE	[10:26]

Tabla 1: Rango de ángulos en función de la cota

Así pues, para nuestra leva usaremos los valores siguientes:

- AAA: 18°
- RCA: 57°
- AAE: 57°
- RCE: 18°
- AE: 10°

Determinando las fases siguientes:

- Admisión: 255° ($180+AAA+RCA$)
- Compresión: 113° ($180-RCA-AE$)
- Explosión: 133° ($180+AE-AAE$)
- Escape: 255° ($180+AAE+RCE$)
- Cruce de válvulas: 36° ($720-255-113-133-255$)

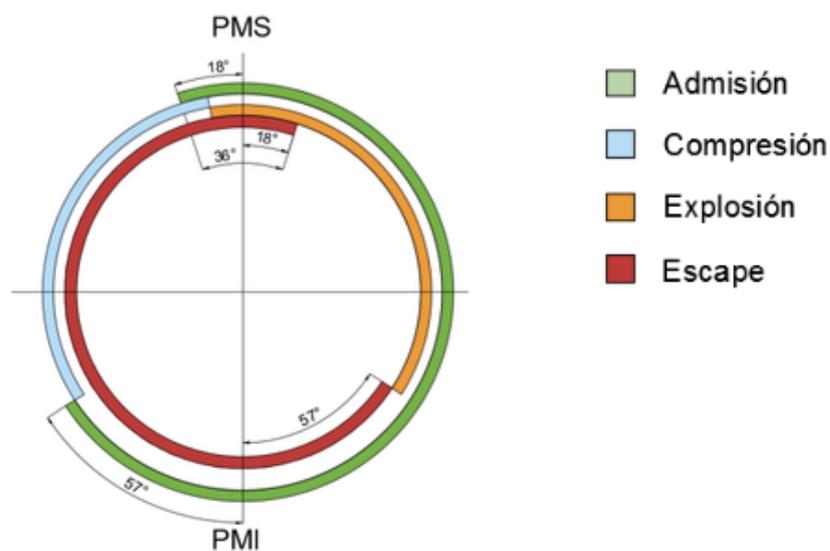


Figura 4: Gráfica del ciclo de partida

Destacamos que el cruce de válvulas, aunque dure 36° , son 18° en admisión y 18° en escape dentro de un ciclo del cigüeñal, es decir 9° y 9° en una vuelta del árbol de levas. Por lo tanto para estos datos la leva de partida sería la siguiente:

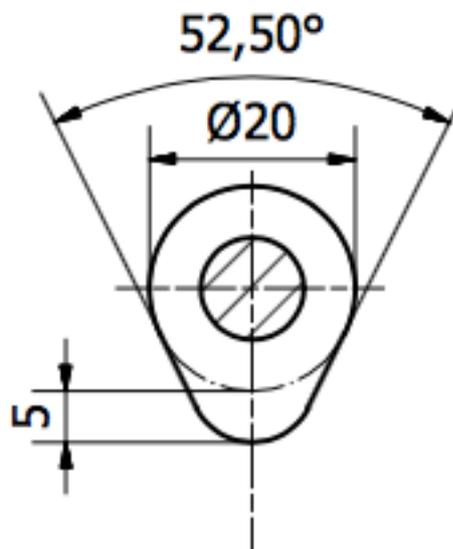


Figura 5: Leva de partida extraída de un motor diseñado por Javier Benlloch

Así pues, vamos a observar la influencia que puede tener el aumentar en 10° el desnivel de la leva, que se correspondería con 20° en la gráfica del ciclo porque se toma como referencia el giro del cigüeñal y no el giro de la leva (un giro de la leva equivale a un ciclo completo, que equivale a dos giros del cigüeñal por ser motor de 4 tiempos). Nuestros nuevos valores (aumentando en 10° el desnivel de la leva) serían:

- AAA: 18°
- RCA: 77°
- AAE: 57°
- RCE: 18°
- AE: 10°

Determinando las siguientes fases:

- Admisión: 275° ($180+AAA+RCA$)
- Compresión: 93° ($180-RCA-AE$)
- Explosión: 133° ($180+AE-AAE$)
- Escape: 255° ($180+AAE+RCE$)
- Cruce de válvulas: 36° ($720-275-93-133-255$)



Como podemos comprobar con esta modificación mecánica sobre la leva se mantienen constantes los ángulos de explosión, escape y cruce de válvulas. Y la relación de compresión efectiva se ha visto modificada. En la siguiente gráfica observamos cómo se ha modificado la relación de compresión efectiva debido a este cambio.

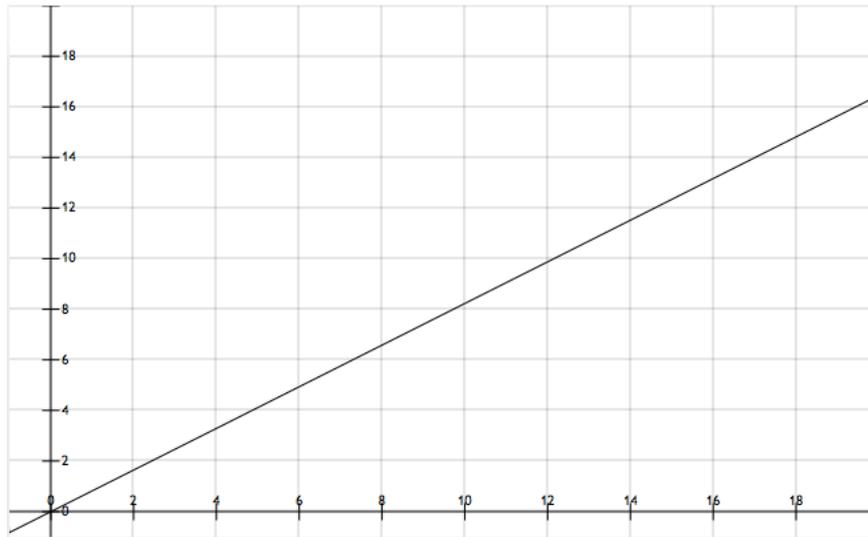


Figura 6: Relación de compresión efectiva tras la modificación en función de la antigua relación de compresión

Como podemos observar en la siguiente gráfica el cambio por aumentar 10° el desnivel de la leva reduce casi un 20% la relación de compresión. Con esto hemos cumplido parte de nuestro objetivo y nos acercamos al funcionamiento del ciclo deseado. En la siguiente gráfica veremos la presión en el final del proceso de la compresión en función de la antigua relación de compresión antes y después de la modificación.

Siendo:

- r' : La nueva relación de compresión tras la modificación
- r : la antigua relación de compresión tras la modificación
- $P2'$: la presión al final del proceso de compresión tras la modificación
- $P2$: la presión al final del proceso de compresión antes de la modificación
- 1.4: el coeficiente de dilatación adiabático, supondremos constante

$$r' = \frac{93}{113}r \quad P2 = 101.125r^{1.4} \quad P2' = 83.22r^{1.4}$$

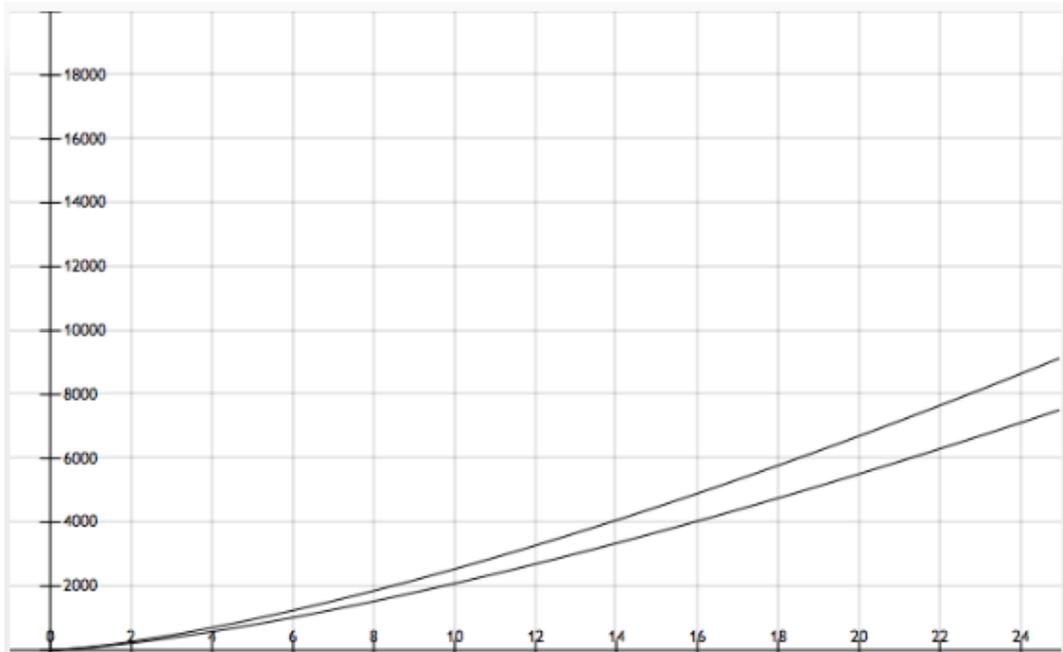


Figura 7: P2 y P2' en función de r

Como podemos observar en esta gráfica la nueva presión final al final de la compresión partiendo de una relación de compresión disminuye considerablemente. Así pues, como conclusión sacamos que el hecho de retrasar el cierre de las válvulas de admisión disminuye notablemente la relación de compresión, además de permitir que nuestro motor se adapte al uso del ciclo Atkinson y también disminuye la cantidad de gases contaminantes emitidos a la atmosfera.



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

Capítulo 5: Conclusiones del proyecto



Conclusiones del proyecto

Para comenzar las conclusiones del proyecto recordamos el objetivo del mismo. Con este proyecto se busca que un motor que opera con diésel a través de una serie de modificaciones consiga asemejarse al comportamiento de un MEP y opere con combustible gasolina. Haciendo hincapié en que el proyecto es puramente formativo y académico.

Para ver los logros que hemos conseguido con las distintas modificaciones partiremos de una tabla donde expone las principales diferencias entre los MEC y los MEP.

Característica	MEP	MEC
Encendido de la mezcla	Chispa eléctrica	Autoinflamación
Formación de la mezcla	Durante la admisión	Final de la compresión
Combustible empleado	Gasolina	Diésel
Relación de compresión	7-11	12-24
Régimen máximo de giro	7.500rpm	5000rpm
Dosado	1	<0.95
Mezcla	Homogénea (a plena carga, estratificada; en cargas parciales inyección directa)	Heterogénea

Tabla 1: Diferencias fundamentales MEP y MEC

Centrándonos en la primera modificación, la de reducir el volumen del pistón a través de modificaciones mecánicas sobre el mismo. Hemos comprobado que la nueva geometría del pistón provoca durante la compresión una serie de turbulencias en las paredes de la cámara y del propio pistón. Este efecto es el que a la hora de inyectar la gasolina (ya que nuestro nuevo motor funcionaría con inyección directa) permite que el aire se mezcle rápidamente con el combustible provocando una mezcla homogénea aire-combustible. Además, al homogeneizar la mezcla se reduce a su vez las emisiones contaminantes. En cuanto a la relación de compresión, hemos comprobado que al reducir el volumen del pistón se reduce el volumen de la cámara de combustión cuando el pistón se encuentra en el PMS, disminuyendo de esta forma la relación de compresión de nuestro nuevo motor, ajustándose a una relación de compresión más propia de los MEP. Destacar además la influencia que tiene esta modificación sobre el rendimiento de nuestro motor: hemos comprobado que, al reducir el volumen del pistón, como la relación de compresión disminuye enormemente el rendimiento de nuestro nuevo motor también, por lo que esto sería un efecto negativo sobre esta modificación. Por último, con esta modificación se reduce enormemente las posibilidades de que nuestro nuevo motor detone.



En cuanto a la instalación de una bujía, hemos investigado que para disminuir el recorrido del frente de llama y aumentar el rendimiento de nuestro motor habría que situarla como en las cámaras de combustión de tipo hemisféricas. Con esto ahora tendríamos un encendido de la mezcla provocado por chispa, propio de los MEP.

Hemos investigado también sobre las bielas de longitud variable que han patentado Toyota y cómo estas ajustan su longitud y, por lo tanto, la relación de compresión del motor para que cumpla con mayor rendimiento a las exigencias que se le pone. Es decir, cuando el motor trabaja en alta carga esta biela reduce su longitud efectiva, aumentando el volumen de la cámara de combustión y reduciendo así la relación de compresión. Además, se reduce también la concentración de presiones para evitar la detonación. De la misma manera funciona cuando el motor se encuentra trabajando en alta carga, esta biela aumenta su longitud efectiva para proporcionar al motor un funcionamiento más eficiente, con menos emisiones y lo más importante reduce las posibilidades de que el motor detone. Por lo tanto, sería una buena idea introducir este tipo de bielas a nuestro nuevo motor ya que se ajustan bastante geométricamente a una biela normal, el peso no es excesivo y el impacto que tiene sobre el motor es muy positivo.

Modificando la leva de la válvula de admisión hemos comprobado cómo influye esto en la reducción de la relación de compresión. Además, funcionando con un ciclo Atkinson, como el fluido operante es gasolina y teniendo en cuenta que le hemos instalado una bujía, permite a nuestro motor realizar este ciclo de manera más rápida y por lo tanto el régimen de giro aumentaría acercándose de esta forma al funcionamiento propio de un motor de gasolina.

Como conclusión global, las modificaciones se han estudiado en casos separados y en situaciones mayoritariamente ideales por lo que no sería de todo viable esta transformación. Se puede estimar que aplicando estas modificaciones a un MEC se acercará a las características propias de un MEP pero no se puede asegurar que a su funcionamiento ideal ya que no se han estudiado la influencia que puede tener estas modificaciones sobre la lubricación, la refrigeración del motor... Por último, debido a que se tocan muchos aspectos físicos del motor y añadiendo el factor de la vida útil de los motores diésel se puede asegurar a simple vista que no saldría rentable realizar la transformación con estas modificaciones. Pero abarcan un estudio y formación muy amplio en el campo de los motores.



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

Capítulo 6: Bibliografía



Bibliografía

- Ballesteros, R. Análisis experimental de las emisiones de partículas de un motor diésel con combustibles convencionales y alternativos. Marzo 2019, from <https://dialnet.unirioja.es/servlet/tesis?codigo=71433>
- Ciclo Otto. Abril 2019, from https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Otto
- Ciclo Diesel. Abril 2019, from https://es.wikipedia.org/wiki/Ciclo_Diesel
- Department of the Environment and Energy. Marzo 2019, from <http://www.environment.gov.au/protection/publications/health-impacts-ultrafine-particles>
- DIRECTIVA 2005/55/CE DEL PARLAMENTO EUROPEO Y DEL CONSEJO de 28 de septiembre de 2005. Marzo 2019, from <https://eur-lex.europa.eu/LexUriServ/LexUriServ.do?uri=CELEX:32005L0055:ES:HTML>
- Effect of Heat Expansion in an Internal Combustion Automotive Engine. Agosto 2019, from <http://www.thejjes.com/papers/v5-i1/E0501030035.pdf>
- En este apartado vamos a presentar las diferencias fundamentales entre ellos 51 | Course Hero. Marzo 2019, from <https://www.coursehero.com/file/p514oegp/En-este-apartado-vamos-a-presentar-las-diferencias-fundamentales-entre-ellos-51/>
- EUR-Lex - 31991L0441 - EN - EUR-Lex. Marzo 2019, from <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/TXT/?uri=CELEX:31991L0441>
- EUR-Lex - 32001L0116 - EN - EUR-Lex. Marzo 2019, from <https://eur-lex.europa.eu/legal-content/ES/ALL/?uri=CELEX:32001L0116%20>
- Fact Sheets and FAQs Marzo 2019, from <https://ww3.arb.ca.gov/html/fslist.htm>
- Gaviria-Ríos, J., Mora-Guzmán, J., & Agudelo, J. Historia de los motores de combustión interna. Marzo 2019, from <http://aprendeonline.udea.edu.co/revistas/index.php/ingenieria/article/view/326361>
- Giacosa, D. (2000). Motores endotérmicos. Barcelona: Omega.



-
- Hernández, R., & Brown, F. Eficiencia y relación de compresión en un ciclo Diésel a tiempo finito. Abril 2019, from <https://rmf.smf.mx/ojs/rmf/article/download/2607/2575>
 - Historia de la tecnología. Marzo 2019, from <https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=Uex46HkyPacC&oi=fnd&pg=PA8&dq=historia+motores+diesel&ots=cNhL7gh8ed&sig=THjptuFRuYs1dRLJS1m7iHP8Mc#v=onepage&q=historia%20motores%20diesel&f=false>
 - How much carbon dioxide is produced from U.S. gasoline and diesel fuel consumption? - FAQ - U.S. Energy Information Administration (EIA). Retrieved 22 August 2019, from <https://www.eia.gov/tools/faqs/faq.php?id=307&t=9>
 - Inyección directa gasolina. Marzo 2019, from <https://web.archive.org/web/20041013124044/http://www.iespana.es/mecanicavirtua/inyec-gasoli-direc.htm>
 - J. Tompson, G. In-Use Emissions Testing of Light-Duty Diesel Vehicles in the United States. Marzo 2019, from https://www.eenews.net/assets/2015/09/21/document_cw_02.pdf
 - K., A. Hot Tube Engine Basics. Agosto 2019, from <https://www.gasenginemagazine.com/gas-engines/hot-tube-ignition-zmgz14amzbea>
 - Lambert, F. VW is installing ultra-fast 320 kW chargers in California as part of its \$2 billion EV infrastructure plan - Electrek. Marzo 2019, from <https://electrek.co/2017/03/15/vw-ev-infrastructure-320-kw-charging-station/>
 - Motores diesel y de gas de alta compresión. Abril 2019, from https://books.google.es/books?hl=es&lr=&id=UjtKi-fjkrYC&oi=fnd&pg=PA1&dq=relación+de+compresión+motores&ots=MDH4WypUjZ&sig=M0K96VhnmmlV4oo4op_kV6Wj8YU#v=onepage&q=relación%20de%20compresión%20motores&f=false
 - Muñoz Rodríguez, M., Moreno Gómez, F., & Morea Roy, J. (2008). Motores alternativos de combustión interna. [Zaragoza]: Prensas Universitarias de Zaragoza.
 - Normativa europea sobre emisiones. Marzo 2019, from https://es.wikipedia.org/wiki/Normativa_europea_sobre_emisiones



- Osnaya García, S. El diesel para autotransporte en México. Situación actual y prospectiva. Marzo 2019, from <https://www.redalyc.org/pdf/325/32512739008.pdf>
- Payri González, F., & Desantes Fernández, J. MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS. Enero 2019, from <https://riunet.upv.es/handle/10251/70998>
- Piloto Rodríguez, R. Evaluación del funcionamiento de motores de combustión interna trabajando con biodiesel. Marzo 2019, from <http://www.ingenieriamecanica.cujae.edu.cu/index.php/revistaim/article/viewFile/107/430>
- Rivera, N., Chica, J., Zambrano, I., García, C., Rivera, N., & Chica, J. et al. Estudio Del Comportamiento De Un Motor Ciclo Otto De Inyección Electrónica Respecto De La Estequiometría De La Mezcla Y Del Adelanto Al Encendido Para La Ciudad De Cuenca. Agosto 2019, from http://scielo.senescyt.gob.ec/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1390-01292017000300059&lng=pt&nrm=iso&tlng=pt
- Volkswagen Not Alone in Flouting Pollution Limits. Marzo 2019, from <https://www.nytimes.com/2016/06/10/business/international/volkswagen-not-alone-in-flouting-pollution-limits.html?module=Promotron®ion=Body&action=click&pgtype=article>



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

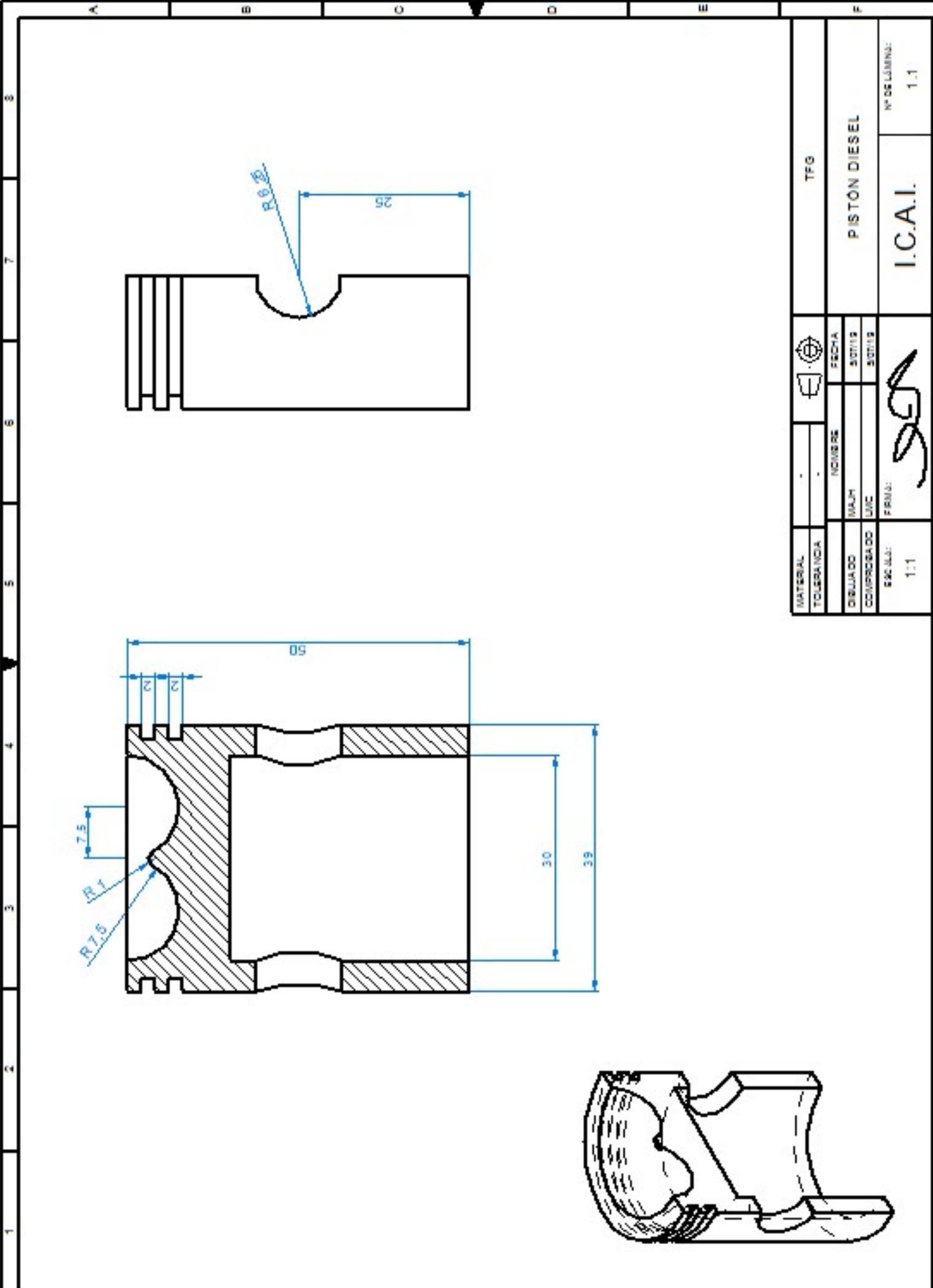
Documento 2: Anexos



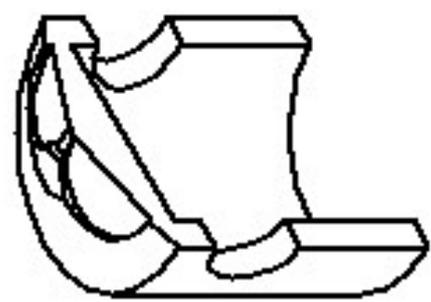
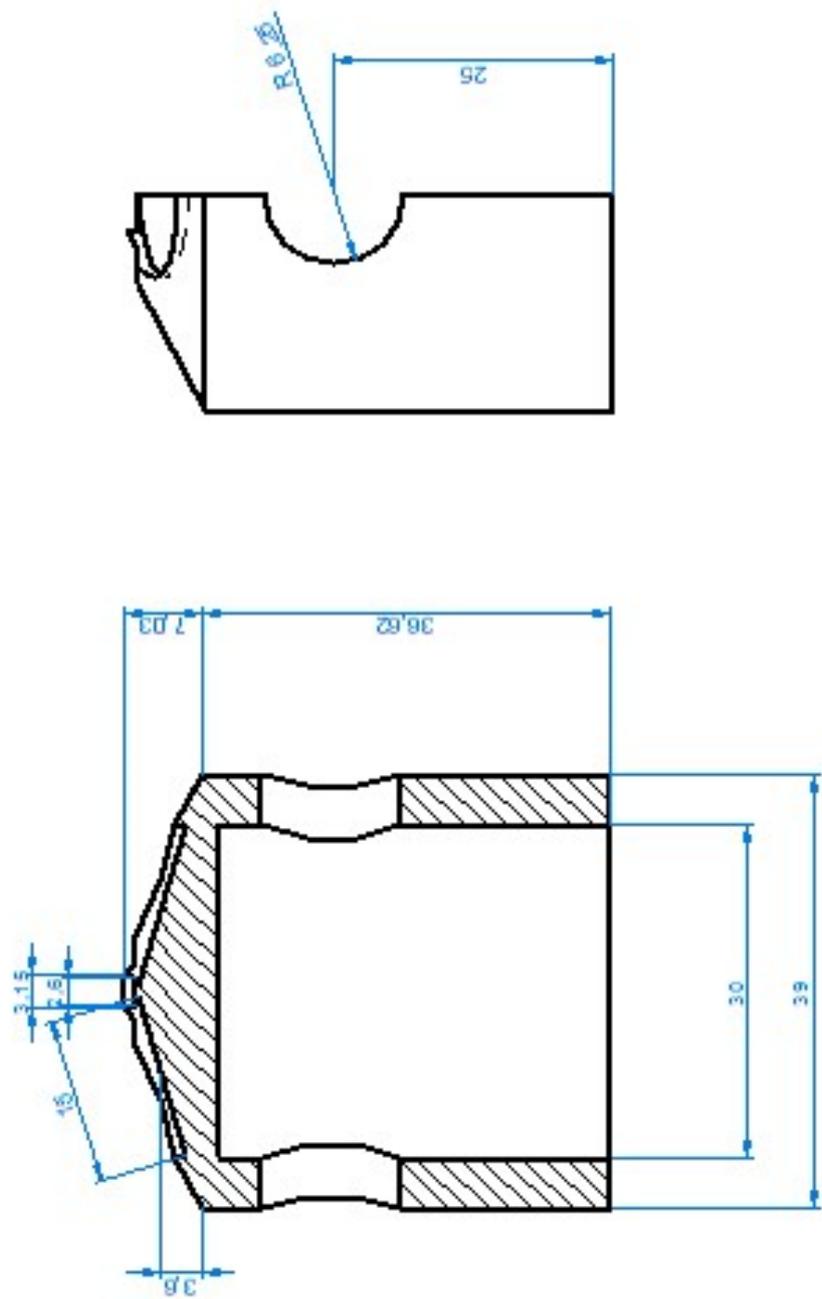
UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

Anexo 1:
Planos del Pistón MEC y MEP
nuevo



MATERIAL		TFG
TOLERANCIA		
DISEÑADOR	MAJH	FECHA
COMPROBADO	LVC	SOTI13
ESCALA:	1:1	SOTI13
FIRMA:		Nº DE LÍNEA:
		1.1
I.C.A.I.		PISTÓN DIESEL



MATERIAL	TFG		FECHA	
TOLERANCIA			30/11/13	
DIBUJADO	NUMBER	30/11/13	I.C.A.I.	
COMPROBADO	SCALE	30/11/13	Nº DE LÁMINA:	
ESCALA:	1:1		1.1	



UNIVERSIDAD PONTIFICIA COMILLAS

ESCUELA TECNICA SUPERIOR DE INGENIERÍA ICAI
Miguel Ángel Juárez Hervella

Anexo 2:
Patente Toyota
ES 2 682 756 T3
Pag. 16-18

Obsérvese que el miembro de parada 46' del mecanismo de parada intermedio 34' está configurado para engancharse con el segundo pistón hidráulico 37b que se desliza en el segundo cilindro hidráulico 37a provisto más cerca del extremo de diámetro pequeño 31b que el primer cilindro hidráulico 36a de la presente realización. En consecuencia, el mecanismo de parada intermedio 34' está provisto en el cuerpo de biela 31 en un lado interno del segundo cilindro hidráulico 37a. Por lo tanto, el mecanismo de parada intermedio 34' puede estar dispuesto en el cuerpo de biela 31 casi sin sobresalir del cuerpo de biela 31. Sin embargo, el miembro de parada 46' del mecanismo de parada intermedio 34' también puede estar configurado para engancharse con el primer pistón hidráulico 36b que se desliza en el primer cilindro hidráulico 36a. Por lo tanto, el miembro de parada 46' del mecanismo de parada intermedio 34' está configurado para engancharse solamente con uno del primer pistón hidráulico 36b y del segundo pistón hidráulico 37b.

<Funcionamiento de la biela de longitud variable> A continuación, se describirá el funcionamiento de la biela de longitud variable 6' de acuerdo con la presente realización con referencia a las figuras 16 a 19C. La figura 16 es una vista esquemática similar a la figura 9 para explicar el funcionamiento de la biela de longitud variable 6' cuando se suministra una presión hidráulica media a los pasadores de conmutación 61, 62' y al miembro de parada 46'. Las figuras 17, 18 son vistas esquemáticas similares a las figuras 10, 11 para explicar el funcionamiento de la biela de longitud variable 6' cuando se suministra una presión hidráulica alta a los pasadores de conmutación 61, 62' y al miembro de parada 46', y cuando se suministra una presión hidráulica baja a los pasadores de conmutación 61, 62' y al miembro de parada 46', respectivamente. Las figuras 19A a 19C son vistas laterales en sección que ilustran esquemáticamente la biela de longitud variable de acuerdo con la presente realización. Particularmente, las figuras 19A, 19B, 19C muestran un estado en el que se suministra presión hidráulica media a los pasadores de conmutación o similares, un estado en el que se suministra presión hidráulica alta a los pasadores de conmutación o similares, y un estado en el que se suministra presión hidráulica alta a los pasadores de conmutación o similares, respectivamente.

En la presente realización, también se conmuta una posición operativa del miembro de parada 46' dependiendo de si la presión hidráulica suministrada tiene el segundo valor umbral o superior como se ha descrito anteriormente. El segundo valor umbral varía de acuerdo con un área seccional del miembro de parada 46' (o un área seccional del cilindro de parada 45'), un coeficiente elástico del resorte de empuje 47' o similares. En la presente realización, el primer valor umbral también es más pequeño que el segundo valor umbral. Por lo tanto, cuando aumenta la presión del aceite hidráulico suministrado por la fuente de suministro 75 de presión hidráulica, las posiciones operativas del primer pasador de conmutación 61 y del segundo pasador de conmutación 62' se conmutan primero, de modo que el mecanismo de conmutación 38' de la dirección del flujo cambia del segundo estado al primer estado. Después de eso, cuando la presión del aceite hidráulico suministrado por la fuente de suministro 75 de presión hidráulica se incrementa adicionalmente, la posición operativa del miembro de parada 46' cambia desde la posición retraída a la posición sobresaliente.

Primero, como se muestra en la figura 16, cuando la fuente de suministro 75 de presión hidráulica se pone en comunicación con el paso de aceite 93 mediante la válvula de tres vías 91 del mecanismo de conmutación 90 de presión hidráulica, la presión hidráulica suministrada a los pasos de aceite 57, 58 de control y al paso de aceite 59' de suministro de presión hidráulica se ajusta a una presión media mayor que el primer valor umbral y menor que el segundo valor umbral. Por lo tanto, los pasadores de conmutación 61, 62' se mueven contra el empuje de los resortes de empuje 67, 68 para colocarse en las primeras posiciones, respectivamente. Como resultado, el primer paso de aceite 55 de comunicación de pistón y el primer paso de aceite 51 de comunicación espacial se ponen en comunicación entre sí mediante el paso de comunicación 61c del primer pasador de conmutación 61. El segundo paso 60 de comunicación de pistón y el cuarto paso de aceite 54 de comunicación espacial también se ponen en comunicación entre sí mediante el paso de comunicación 62c' del segundo pasador de conmutación 62'. Por lo tanto, el primer cilindro hidráulico 36a está conectado al lado secundario de la válvula de retención 63, y el segundo cilindro hidráulico 37a está conectado al lado primario de la válvula de retención 63.

Como resultado, en el estado mostrado en la figura 16, el aceite hidráulico del segundo cilindro hidráulico 37a puede suministrarse al primer cilindro hidráulico 36a a través de los pasos de aceite en el orden del segundo paso de aceite 60 de comunicación de pistón, el cuarto paso de aceite 54 de comunicación espacial, el primer paso de aceite 51 de comunicación espacial y el primer paso de aceite 55 de comunicación de pistón. Sin embargo, el aceite hidráulico del primer cilindro hidráulico 36a no puede suministrarse al segundo cilindro hidráulico 37a. Por lo tanto, puede decirse que el mecanismo de conmutación 38' de la dirección de flujo está en el primer estado en el que está prohibido el flujo del aceite hidráulico del primer cilindro hidráulico 36a al segundo cilindro hidráulico 37a, y está permitido el flujo del aceite hidráulico del segundo cilindro hidráulico 37a al primer cilindro hidráulico 36a cuando la presión hidráulica suministrada se ajusta a una presión superior al primer valor umbral e inferior al segundo valor umbral mediante el mecanismo de conmutación 90 de presión hidráulica.

Cuando el mecanismo de conmutación 38' de la dirección del flujo está en el primer estado, se permite el flujo del aceite hidráulico del segundo cilindro hidráulico 37a al primer cilindro hidráulico 36a. Cuando se suministra aceite hidráulico al primer cilindro hidráulico 36a, el miembro excéntrico 32 gira en la dirección indicada por la flecha en la figura 19A. Por otra parte, cuando el mecanismo de conmutación 38' de la dirección de flujo está en el primer

estado, se prohíbe el flujo del aceite hidráulico del primer cilindro hidráulico 36a al segundo cilindro hidráulico 37a. Cuando el flujo del aceite hidráulico del primer cilindro hidráulico 36a está prohibido, el miembro excéntrico 32 no puede girar en una dirección opuesta a la dirección indicada por la flecha en la figura 19A. Por lo tanto, el mecanismo de conmutación 33' de la dirección de rotación está en el primer estado en el que está permitida la rotación del miembro excéntrico 32 a la primera posición de rotación y está prohibida la rotación a la segunda posición de rotación.

El mecanismo de conmutación 33' de la dirección de rotación está en el primer estado como se ha descrito anteriormente. En este caso, cuando se aplica una fuerza de inercia ascendente al pistón 5 con el pistón 5 con movimiento alternativo en el cilindro del motor de combustión interna 1, el primer pistón hidráulico 36b se mueve hacia arriba. Por otro lado, el primer pistón hidráulico 36b no se mueve hacia abajo, ni siquiera cuando se aplica una fuerza de inercia descendente al pistón 5 con el pistón 5 con movimiento alternativo en el cilindro del motor de combustión interna 1, o se aplica una fuerza descendente al pistón 5 con una mezcla de aire y combustible que se quema en la cámara de combustión 7. Como resultado, la longitud efectiva de la biela 6' se mantiene larga. Por lo tanto, cuando la fuente de suministro 75 de presión hidráulica y el mecanismo de conmutación 90 de presión hidráulica suministran el aceite hidráulico a una presión superior al primer valor umbral e inferior al segundo valor umbral, la longitud efectiva de la biela 6' aumenta a L1 en la figura 19A. Obsérvese que la rotación del miembro excéntrico 32 en la dirección de la flecha de la figura 19A en este momento se detiene con el segundo pistón hidráulico 37b haciendo tope contra una superficie inferior del segundo cilindro hidráulico 37a. Por otra parte, dado que la presión hidráulica en este momento es inferior al segundo valor umbral, el miembro de parada 46' está en la posición retraída como se muestra en la figura 16.

Como se muestra en la figura 17, cuando la fuente de suministro 75 de presión hidráulica se pone en comunicación con el paso de aceite 92 mediante la válvula de tres vías 91 del mecanismo de conmutación 90 de presión hidráulica, la presión hidráulica suministrada a los pasos de aceite 57, 58 de control y al paso de aceite 59' de suministro de presión hidráulica se ajusta a una presión mayor que el segundo valor umbral. Por lo tanto, la presión hidráulica en este momento es mayor que el primer valor umbral. Por lo tanto, los pasadores de conmutación 61, 62' se mueven contra el empuje de los resortes de empuje 67, 68 para colocarse en las primeras posiciones, respectivamente, de forma similar al estado mostrado en la figura 16. En consecuencia, el mecanismo de conmutación 38' de la dirección de flujo está en el primer estado y el primer pistón hidráulico 36b se mueve hacia arriba.

Por otra parte, dado que la presión hidráulica en este momento es mayor que el segundo valor umbral, el miembro de parada 46' se mueve a la posición sobresaliente como se muestra en la figura 17. Por lo tanto, el segundo pistón hidráulico 37b se engancha con el miembro de parada 46' antes de que el miembro excéntrico 32 alcance la primera posición de rotación (la posición de rotación alcanzada cuando el miembro excéntrico 32 gira al máximo en la dirección indicada por la flecha de la figura 19A). En consecuencia, el miembro excéntrico 32 no puede girar más, y se detiene y se mantiene en la posición de rotación intermedia entre la primera posición de rotación y la segunda posición de rotación. Por lo tanto, cuando la fuente de suministro 75 de presión hidráulica suministra una presión hidráulica alta, la longitud efectiva de la biela 6' llega a ser una longitud media como se indica mediante L2 en la figura 19B.

Por otro lado, como se muestra en la figura 18, cuando la fuente de suministro 75 de presión hidráulica se pone en comunicación con el paso de aceite 94 mediante la válvula de tres vías 91 del mecanismo de conmutación 90 de presión hidráulica, la presión hidráulica suministrada a los pasos de aceite 57, 58 de control y al paso de aceite 59' de suministro de presión hidráulica se ajusta a una presión inferior al primer valor umbral. Por lo tanto, los resortes de empuje 67, 68 empujan los pasadores de conmutación 61, 62' para colocarlos en las segundas posiciones, respectivamente, como se muestra en la figura 18. Como resultado, el primer paso de aceite 55 de comunicación del pistón y el segundo paso de aceite 52 de comunicación espacial se ponen en comunicación entre sí mediante el paso de comunicación 61c del primer pasador de conmutación 61. El segundo paso de aceite 60 de comunicación de pistón y el tercer paso de aceite 53 de comunicación espacial también se ponen en comunicación entre sí mediante el paso de comunicación 62c' del segundo pasador de conmutación 62'. Por lo tanto, el segundo cilindro hidráulico 37a está conectado al lado primario de la válvula de retención 63 y el primer cilindro hidráulico 36a está conectado al lado secundario de la válvula de retención 63.

Como resultado, en el ejemplo mostrado en la figura 18, el aceite hidráulico del primer cilindro hidráulico 36a puede suministrarse al segundo cilindro hidráulico 37a a través de los pasos de aceite en el orden del primer paso de aceite 55 de comunicación de pistón, el segundo paso de aceite 52 de comunicación espacial, el tercer paso de aceite 53 de comunicación espacial y el segundo paso de aceite 60 de comunicación de pistón. Sin embargo, el aceite hidráulico del segundo cilindro hidráulico 37a no puede suministrarse al primer cilindro hidráulico 36a. Por lo tanto, puede decirse que el mecanismo 38' de conmutación en la dirección de flujo está en el segundo estado en el que está permitido el flujo del aceite hidráulico del primer cilindro hidráulico 36a al segundo cilindro hidráulico 37a y está prohibido el flujo del aceite hidráulico del segundo cilindro hidráulico 37a al primer cilindro hidráulico 36a cuando la presión hidráulica suministrada se ajusta a la presión inferior al primer valor umbral mediante el mecanismo de conmutación 90 de presión hidráulica.

5 Cuando el mecanismo de conmutación 38' de la dirección de flujo está en el segundo estado, se permite el flujo del aceite hidráulico del primer cilindro hidráulico 36a al segundo cilindro hidráulico 37a. Cuando se suministra aceite hidráulico al segundo cilindro hidráulico 37a, el miembro excéntrico 32 gira en la dirección indicada por la flecha en la figura 19C. Por otra parte, cuando el mecanismo de conmutación 38' de la dirección de flujo está en el segundo estado, se prohíbe el flujo del aceite hidráulico del segundo cilindro hidráulico 37a al primer cilindro hidráulico 36a. Cuando el flujo del aceite hidráulico del segundo cilindro hidráulico 37a está prohibido, el miembro excéntrico 32 no puede girar en una dirección opuesta a la dirección indicada por la flecha en la figura 19C. Por lo tanto, el mecanismo de conmutación 33' de la dirección de rotación está en el segundo estado en el que está prohibida la rotación del miembro excéntrico 32 a la primera posición de rotación, y está permitida la rotación a la segunda posición de rotación.

10 El mecanismo de conmutación 33' de la dirección de rotación está en el segundo estado como se ha descrito anteriormente. En este caso, cuando se aplica una fuerza de inercia descendente al pistón 5 con el pistón 5 con movimiento alternativo en el cilindro del motor de combustión interna 1, o se aplica una fuerza descendente al pistón 5 con una mezcla de aire y combustible que se quema en el cámara de combustión 7, el segundo pistón hidráulico 37b se mueve hacia arriba. Por otra parte, el segundo pistón hidráulico 37b no se mueve hacia abajo, ni siquiera cuando se aplica una fuerza de inercia ascendente al pistón 5 con el pistón 5 con movimiento alternativo en el cilindro del motor de combustión interna 1. Como resultado, la longitud efectiva de la biela 6' se mantiene corta. Por lo tanto, cuando la fuente de suministro 75 de presión hidráulica y el mecanismo de conmutación 90 de presión hidráulica suministran aceite hidráulico a una presión inferior al primer valor umbral, la longitud efectiva de la biela 6' se reduce a L3 en la figura 19C. Dado que la presión hidráulica en este momento es inferior al segundo valor umbral, el miembro de parada 46' está en la posición retraída como se muestra en la figura 18.

15 Obsérvese que el miembro de parada 46' del mecanismo de parada intermedio 34' está configurado para engancharse con el segundo pistón hidráulico 37b del segundo mecanismo de pistón 37 en la segunda realización descrita anteriormente. Sin embargo, el miembro de parada 46' del mecanismo de parada intermedio 34' puede estar configurado para engancharse con el primer pistón hidráulico 36b del primer mecanismo de pistón 36.

20 Además, en la segunda realización descrita anteriormente, la biela 6' está provista de los dos mecanismos de pistón. Sin embargo, la biela puede estar provista solo de un mecanismo de pistón de forma similar a la primera realización, y el pistón hidráulico del mecanismo de pistón y el miembro de parada del mecanismo de parada intermedio pueden estar configurados para engancharse entre sí.

30