

Trabajo Fin de Máster
Máster en Ingeniería Industrial

ANÁLISIS DINÁMICO DE UNA DISTRIBUCIÓN DESMODRÓMICA EN APERTURA Y CIERRE DE VÁLVULAS

Autor: Álvaro García Romero

Tutor: Daniel García Vallejo

2018

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018





Autor:
Álvaro García Romero

Tutor:
Daniel García Vallejo

Departamento de Ingeniería Mecánica y de Fabricación
Escuela Técnica Superior de Ingeniería
Universidad de Sevilla

Sevilla, 2018

Autor: Álvaro García Romero

Tutor: Daniel García Vallejo

El tribunal nombrado para juzgar el Proyecto arriba indicado, compuesto por los siguientes miembros:

Presidente:

Vocales:

Secretario:

Acuerdan otorgarle la calificación de:

Sevilla, 2018

El Secretario del Tribunal

ANÁLISIS DINÁMICO DE UNA DISTRIBUCIÓN DESMODRÓMICA EN APERTURA Y CIERRE DE VÁLVULAS

Álvaro García Romero

23 de noviembre de 2018

A todas las personas que me han apoyado durante estos años de Universidad.

A mi tío Jose Carlos y al concesionario Retalbikes por la ayuda recibida, y sobre todo a Juan, su Jefe de Taller.

Resumen

Existen diversos mecanismos creados para realizar la labor de abrir y cerrar las válvulas de un motor de combustión interna de 4 tiempos. Este análisis está centrado en sistema de distribución por levas conjugadas o desmodrómicas aplicado a las válvulas.

Existen dos tipos de mecanismo que realizan labores opuestas, abrir y cerrar; sin embargo éstos no pueden ser incompatibles ya que deberán sucederse etapas tanto de actividad como inactividad permitiendo a cada uno realizar su trabajo.

Resulta de especial interés analizar, desde el punto de vista dinámico, cómo se realiza los cambios de sub-sistemas, y cómo los sistemas inactivos permiten no oponerse a la labor del otro. Teniendo en cuenta la dinámica, al ser pares de levas, se traduce en que deben existir sucesivas pérdidas de contacto para el funcionamiento correcto del mecanismo, lo que conlleva a períodos de actividad o inactividad de los mismos.

Índice General

Capítulo 1: Introducción.....	6
1.1 Objetivo	6
1.2 Historia	6
1.3 Estructura del documento.....	13
Capítulo 2: Descripción.....	15
2.1 Mecanismo.....	15
2.2 Apertura.....	16
2.3 Cierre.....	16
2.4 Movimiento conjunto.....	17
Capítulo 3: Metodología.....	19
3.1 Obtención de datos geométricos	19
3.2 Masas, momentos de inercias y c.d.m.....	20
3.3 Fundamentos teóricos	21
3.3.1 Teoría cinemática	21
3.3.1.1 Parametrización de los perfiles.....	22
3.3.1.2 Particularización distribución desmodrómica	26
3.3.2 Teoría dinámica	29
Capítulo 4: Análisis.....	33
4.1 Cinemática.....	34
4.2 Dinámica.....	37
Capítulo 5: Conclusión.....	48
Capítulo 6: Trabajos Futuros.....	49
Capítulo 7: Bibliografía.....	50
Capítulo 8: Anexo.....	51

Capítulo 1

Introducción

1.1 Objetivo

En el ámbito realtivo a los motores de combustión interna, existe un gran desconocimiento acerca de cómo es, y cómo funciona, un motor con distribución desmodrómica aplicado a la apertura y cierre de válvulas. Pensados para aportar mayor potencia a altas velocidades de giro. Actualmente sólo existe una marca que los implemente, Ducati; por lo existen pocos estudios llevados a cabo por personas ajenas a la empresa.

A pesar de sólo existir una marca, Ducati, está presente en la mayor parte de las competiciones de motociclismo de velocidad. Y en cada participación, han obtenido en mayor o menor medida, buenos resultados. Es de destacar que en el resultado de las competiciones influyen muchos factores, pero siempre ha destacado por su motor.

El objetivo de este estudio está centrado en analizar cómo funciona dicho mecanismo desde el punto de vista de la dinámica. Basado en “*Diseño y Análisis de un Perfil de Levas de una Transmisión Desmodrómica*”, TFG realizado por el autor de este estudio donde se realizó un análisis desde el punto de vista de la cinemática del sistema.

El mecanismo consta de dos sub-mecanismos: apertura y cierre. Ambos generan el mismo movimiento en una válvula, pero cada uno actúa en determinados instantes de tiempo. Por este motivo se le llaman pares de levas conjugadas. Para que exista un cambio de sub-mecanismo deben existir instantes de tiempo donde existan pérdidas de contacto.

Se enfoca en la realización de una revisión del estudio precedente, análisis cinemático, aportando además un análisis dinámico; ya que ambos deben estar ligados. Trata por tanto de, una vez conocido cuál es el movimiento de todos los componentes del sistema, determinar las fuerzas y momentos provocados durante un ciclo completo.

1.2 Historia

Haciendo referencia al TFG “*Diseño y Análisis de un Perfil de Levas de una Transmisión Desmodrómica*”, se expone a continuación a la historia de la evolución de los motores de 4 tiempos, así cómo el contexto histórico en el cual se desarrolla el mecanismo de distribución desmodrómica y su implicación en motores actuales.

Con la llegada de los motores de combustión interna se produjo una revolución, tanto para el transporte como para la industrialización. El diseño de éste ha sufrido una evolución importante; aunque tenga un aspecto similar, las pequeñas modificaciones introducidas han abierto un gran abanico de posibilidades. En este estudio nos centraremos en los motores de cuatro tiempos, aunque más adelante se mencionará los de dos tiempos.

En los de cuatro tiempos se necesitan cuatro fases de movimientos, como su propio nombre

indica, para producir el ciclo completo. Dichos movimientos son: aspiración, compresión, expansión y vaciado o escape. En cada uno de los tipos de fases entran en juego elementos auxiliares que proporcionan los gases de entrada y la expulsión de los gases posteriores a la combustión. Los elementos que controla el flujo de entrada-salida son las válvulas, tanto de admisión como de escape.

La morfología de las mismas es similar para ambas. Sin embargo conviene que las de admisión tengan unas dimensiones algo mayores que las de escape. El número de válvulas por cilindro varía en cada motor. Generalmente el número de las de admisión suele ser mayor o igual a las de escape debido a una mejora en la eficiencia de llenado.

El mecanismo que rige los tiempos de dichas válvulas es el llamado sistema de distribución, que son junto con los sistemas de carburación, inyección y sobrealimentación mediante turbos los que han sufrido mayor desarrollo a lo largo de la historia. La optimización de dichos mecanismos es y será la raíz de la optimización de la eficiencia de los motores térmicos. Es relación directa la optimización del llenado y vaciado de la cámara de combustión con el menor consumo, mayor potencia y, por consiguiente, la posibilidad de la utilización de motores de menor cilindrada que ahorran materiales y por tanto pesos, además de procesos de mecanizado, tratamientos térmicos, etc. El desarrollo y mejoramiento de los sistemas auxiliares de los motores térmicos es la función más importante, si cabe, que la industria auxiliar de la automoción presta a la marcas en la actualidad.

En los motores de dos tiempos se carece de dicho sistema de distribución, siendo el movimiento del propio émbolo el que da acceso, mediante las lumbreras, a la entrada o salida de gases. Presenta ciertas peculiaridades bastante diferentes al de cuatro tiempos, sobre todo a nivel de comportamiento. Aunque su utilización sigue siendo indispensable para ciertos trabajos en que sea necesario el poco peso y el poder voltear el motor en cualquier posición.

Volviendo a los motores de cuatro tiempos, éstos han sufrido unas grandes modificaciones a lo largo de toda su historia, centrándose en mayor medida en los elementos auxiliares.

El sistema de distribución tiene la particularidad que, comúnmente se ha utilizado un sistema de par entre dos sólidos bastante peculiar. Éste es el llamado par de leva, el cual consta de un actuador, ambos deben mantener el contacto en su superficie. El movimiento es iniciado por un sólido que se encuentra en contacto con otro, el seguidor debe realizar su movimiento siguiendo el perfil geométrico del actuador sin que se pierda dicho contacto. Ésta ventaja, y a la vez desventaja, han sido fruto de numerosas investigaciones.

Básicamente el sistema de distribución consta de un elemento que traslada el elemento de rotación del cigüeñal a la leva; ésta, mediante mecanismos, o no, da su movimiento a la válvula consiguiéndose así la apertura o cierre de la misma.

En su origen dicho sistema de levas se ubicaba en el cárter, elemento alojado en la parte inferior del motor de combustión. El giro del cigüeñal, era trasladado a la leva con una relación de transmisión $\frac{1}{2}$ debido a la peculiaridad del motor de cuatro tiempos. La válvula realiza en un ciclo sólo dos movimientos en vez de cuatro como el émbolo.

El árbol de levas, como se le llama al eje donde se encuentran los actuadores, transmitía el movimiento deseado al seguidor, que mediante varillas y balancines transmitía el movimiento a la cabeza del motor accionando la válvula.

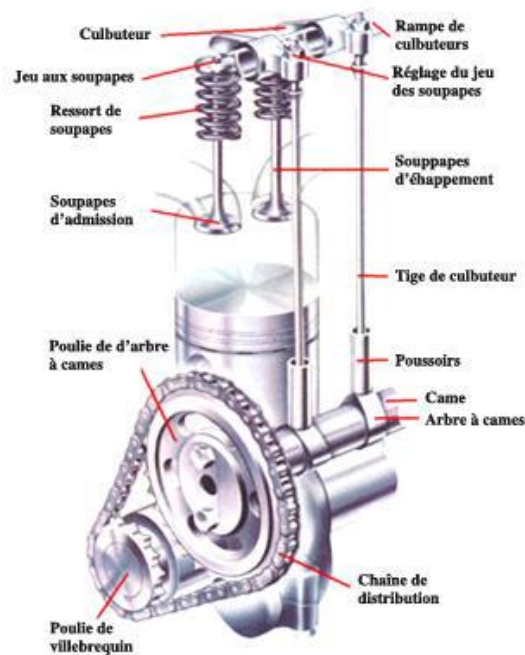


Figura 1: Motor con árbol de levas en culata y distribución mediante varillas y balancines.

El gran inconveniente de este sistema es que al encontrarse los árboles de levas en la parte baja del motor, el cárter, la transmisión de movimiento a la culata mediante varillas era imprecisa a altas revoluciones.

Para solucionar estos inconvenientes los ingenieros comenzaron a intentar llevar los árboles de levas a la culata. Por otra parte el desarrollo de los materiales, y, la necesidad de mejorar los rendimientos de los motores hacían imprescindible cada vez más un óptimo llenado y vaciado de la cámara de combustión. Y esto no era posible conseguir sin un “acercamiento” de las levas a las válvulas de escape y admisión.

Por estos motivos es por lo que había que desplazar este tipo de par lo más cerca posible de las válvulas para ganar mayor precisión. Entonces, se tuvo la idea de alojar el árbol de levas en la zona superior, a partir de ahí se le denominó como árboles de levas en cabeza. Pero esto conlleva que el movimiento rotatorio del cigüeñal debía trasladarse a la zona superior.

En un principio muchas compañías optaron por los denominados ejes rey, que es una varilla con engranajes cónicos que traslada dicha rotación a la cabeza. Esta opción no se sigue utilizando hoy día. Pero el problema principal, inevitable, es la poca precisión de transmitir un movimiento preciso a la zona alta del motor. Las tolerancias de la época y los cálculos aún no estaban tan bien desarrollados.

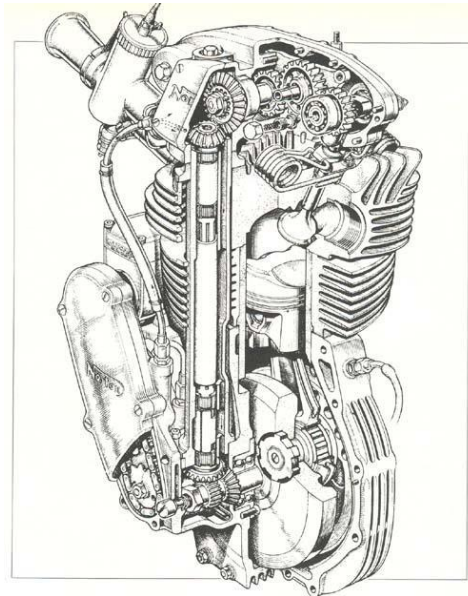


Figura 2: Motor con distribución por eje rey.

Posteriormente los sistemas de traslación del movimiento evolucionan, pasan a ser con cadena, o con cascada de engranajes – este último actualmente en desuso -. Hoy día, debido al desarrollo de los materiales empleados en la elaboración de las correas, en muchos casos también se utilizan correas dentadas. Y, últimamente el desarrollo y mejoramiento de cadenas en el sentido de disminución de ruidos, durabilidad, precisión a altas revoluciones, además de no necesitar cambios periódicos, ha conseguido que se estén volviendo a introducir cada vez más, otra vez, como elemento de transmisión de movimiento.

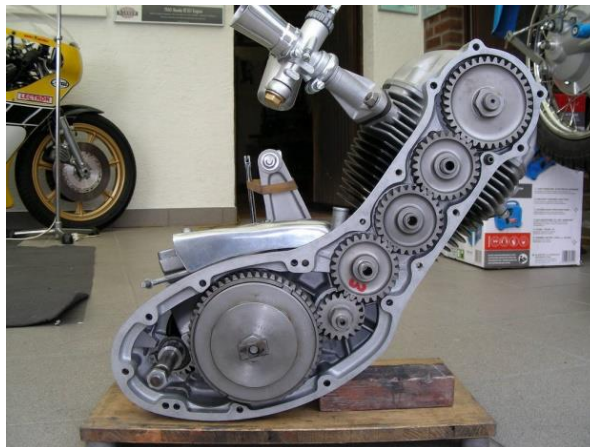


Figura 3: Distribución por cascada de engranajes.

Una vez conseguida la rotación del árbol de levas, se debe transmitir el movimiento del par de levas a la válvula. Al principio se utilizaba balancines que hacían tanto de seguidor del árbol como de actuador de la válvula. Se introducían estos elementos ya que las válvulas son muy frágiles, debido a la importancia de tener poco peso para reducir las fuerzas de inercias, para que no fuesen golpeadas con el árbol de levas.

Es importante señalar que en un par de levas de este tipo, es decir, con la transmisión al seguidor de manera que realice un movimiento unidireccional, para mantener el contacto en el

par de levas necesita un elemento que asegure dicho contacto. El elemento por excelencia utilizado es el resorte. El resorte no es más que un muelle que asegura el contacto y realiza la labor de cierre. Este sistema es muy simple pero que como se verá posteriormente presenta varios inconvenientes.

Siguiendo con el desarrollo cronológico de la historia de los motores de cuatro tiempos, la evolución y la precisión hicieron que la cámara de combustión se redujese. La combustión se comenzó a producirse en el poco espacio que queda con el émbolo en el punto muerto superior (PMS) y las hendiduras que se empezaron a realizar en el propio émbolo con la forma de la válvula. Digamos que se utiliza actualmente la cabeza del pistón como parte de la cámara de combustión. La gran mejora es debida a que con la precisión alcanzada se redujeron los consumos y se aprovechaba mejor la energía producida. El inconveniente viene de que si algún elemento se desajustaba, o si la transmisión de movimiento no es muy precisa, se produce el impacto de la válvula contra la cabeza del pistón, con la consiguiente rotura. Una razón más que nos lleva a aumentar, más si cabe, la precisión del mecanismo de apertura y cierre de las válvulas.

El balancín empezó a dejar de utilizarse. Se comenzó a utilizar el doble árbol de levas – double overhead camshaft DOCH - . Este elemento transmitía el contacto entre el árbol de levas y la válvula directamente.

De las peculiaridades del par de levas que comúnmente se estudia – con mecanismo de leva muelle antagonista - , se asume que la condición de contacto entre los dos perfiles del actuador y del seguidor se mantienen, teóricamente. Sin embargo la realidad es bien distinta, ya que la condición de que sigan en contacto sólo puede ser asegurada mediante un elemento que obligue al seguidor a estarlo. Como se ha mencionado, se ha utilizado tradicionalmente un resorte que realiza dicha función. Este elemento es una solución que da unos buenos resultados en ciertos regímenes de velocidades.

Los muelles cuando se someten a ciclos de cargas, dependiendo de la frecuencia, pueden entrar en resonancia. El material deja de comportarse como lo hace habitualmente, en este caso la resonancia del muelle provoca que el contacto en el par de leva no se mantenga ya que se produce despegue. El principal problema que se encuentra es que el comportamiento de la válvula no es el deseado ya que el cierre no se produce en el momento idóneo, por lo que conlleva a una gran pérdida de potencia. A este fenómeno se le conoce como “flotación de válvulas”.

Por este motivo la utilización del resorte no es más que una solución a medias, de compromiso digamos, que depende para qué uso, puede resultar, pero si entra en resonancia, dará fallos de llenado/vaciado de gases en la cámara de combustión. Es bastante frecuente encontrarlo en competición, cuando se le exigen a los motores un gran rendimiento a altos regímenes de vueltas.

El campo de la competición durante años ha sido un laboratorio de pruebas donde los mejores ingenieros han aportado sus ideas para conseguir títulos con sus máquinas, llegando posteriormente a aplicarse en los motores de serie para los vehículos.

En la segunda mitad del siglo XX los ingenieros trataban de buscar una solución al problema de flotación de válvulas para aumentar la potencia de los motores y alzarse con las victorias. Como bien es sabido, la potencia definida teóricamente no es más que la fuerza por la velocidad. Aplicado al mundo de los motores rotatorios es el par, momento generado, por la velocidad angular que se adquiere.

Por este motivo un método para aumentar la potencia consiste en aumentar las revoluciones por minuto, pero esto generaba dicha flotación, por lo que los resultados no eran los óptimos que se esperaban.

En motores convencionales, en los tramos donde se produce la apertura de la válvula, el muelle se opone al movimiento; es decir, el muelle se carga. En la fase de cierre el muelle se

descomprime llevando la válvula a su posición origina.

Cuando se carga un muelle de manera lenta, las espiras se contraen por igual; sin embargo al hacerlo de manera rápida se producen en la zona de inicio de la carga, una compresión mayor que en el resto de zonas. Éste fenómeno puede dar lugar a un comportamiento anómalo llegando a poderse producir la rotura.

Para que éste fenómeno no se produzca, o se reduzca lo máximo se deben colocar muelles dobles con distancias variables en las espiras y aumentar su constante de rigidez.

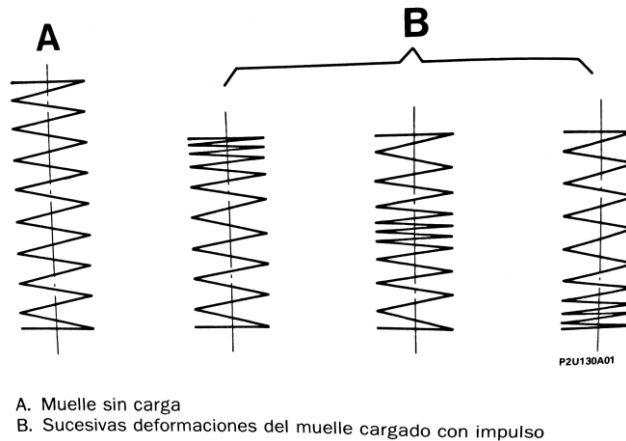


Figura 4: Vibraciones del muelle de la válvula.

El pensamiento de aquellos ingenieros era el de conseguir que la válvula estuviese todo el tiempo guiada de manera mecánica para eliminar este efecto. Comenzó a desarrollarse la idea de producir dos pares de levas contrarios, es decir, uno para el movimiento de apertura, como se venía haciendo habitualmente, y otro para el cierre. La peculiaridad de este sistema es la eliminación definitiva de la flotación, pero introduciéndose bastante complejidad tanto en la elaboración como para el cálculo ya que la modificación de una leva implica la modificación de su opuesta.

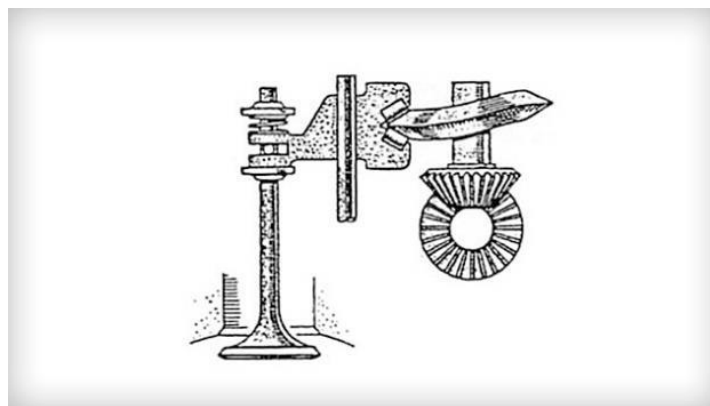


Figura 5 : Desmodrómico de la francesa Bignan.

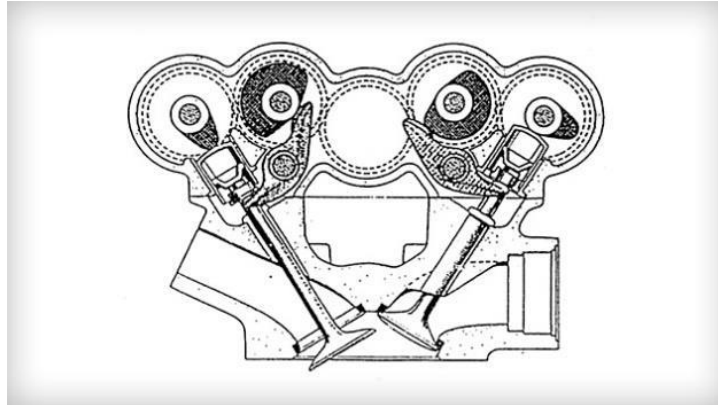


Figura 6 : Distribución desmodrónica Mercedes.

Muchos fueron las materializaciones de dicha idea. Las fábricas de motores que lo implementaban conseguían numerosas victorias. Las denominadas “flechas de plata” de la escudería de Mercedes de F1, lograron fama que incluso llegan a día de hoy. La gran complejidad y el altísimo costo, hicieron que muchos de estos inventos no se llevaran a la fabricación de motores de serie.

A principio de la década de 1950 entró, como director técnico de la compañía Ducati, un ingeniero llamado Fabio Taglioni. Este, fascinado con la idea de dicha peculiaridad de los sistemas de distribución, creó una línea dedicada al sistema desmodrónico.

Este término se refiere a que el sistema posee un solo grado de libertad real, la válvula sólo tiene la posibilidad de seguir en todo momento al árbol de levas. Eliminaba el cierre tradicional por fuerza, basándose en la desconfianza de los resortes.

Primero, Ducati lo introdujo en sus motos de competición cosechando numerosos títulos en míticas carreras italianas. Una década después, aparece la primera moto de serie donde se incorporaba este elemento. Dichas motos eran las Mark Desmo 250 y 350. Esta compañía no abandonará este mecanismo hasta hoy día, convirtiéndose en su seña de identidad.

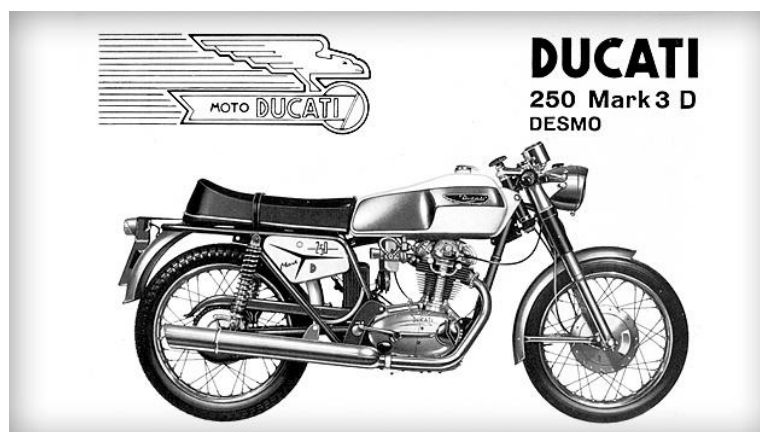


Figura 7 : Ducati Mark Desmo 250.



Figura 8: Ducati Desmosedici MotoGP.

Hoy día es la única marca que realiza este tipo de distribución. Son motores de altas prestaciones donde se pueden conseguir un mayor número de revoluciones por minuto que sus rivales.

Tradicionalmente en el mundo de las motocicletas, la tendencia japonesa ha sido la de crear motores tetracilíndricos en línea que generan mucho par, pero en la actualidad las marcas japonesas empiezan a girar a motores “a la europea” – 2 o 3 cilindros, en V, etc -. La tendencia europea ha sido la de generar motores bicilíndricos. Cabe destacar que se está refiriendo a motos de gama media alta, ya que también existen monocilíndricos. Los comportamientos de los motores bicilíndricos son bastantes diferentes a los de los tetracilíndricos, sobre todo en la manera de entregar la potencia a bajo régimen.

Habitualmente en motos de competición las prestaciones de los tetracilíndricos superan a las de los bicilíndricos. La potencia que son capaces de generar es mayor en los primeros. Ducati produce solamente para modelos de serie motores bicilíndricos en V a 90 °, pero debido al sistema desmo son capaces de generar igual o mayor potencia que sus rivales japonesas.

Para la competición de MotoGP a principio del siglo XXI generó un motor llamado Desmosedici, que consta de un motor V4 capaz de sacar una velocidad punta cercana a 20 Km/h superior a las demás.

El mecanismo de levas desmodrómicas surgió para dar una solución definitiva al problema de la flotación de válvulas, pronto se dieron cuenta que al estar la válvula totalmente guiada por las levas en todo momento se pueden obtener mayores aceleraciones de la misma. Este efecto provoca que la válvula pueda estar mayor tiempo abierta completamente en comparación a una distribución normal por leva -resorte. Esto facilita tanto el llenado como el vaciado dando más rendimiento.

1.3 Estructura del documento

- **Capítulo 2: Descripción.**

Se realiza una descripción del sistema exponiendo sus peculiaridades comparado con los demás mecanismos más comúnmente utilizados. Se explican por separado los sistemas utilizados para la apertura y cierre de la válvula.

- **Capítulo 3: Metodología.**

Con el fin de obtener todos los datos necesarios para la realización del análisis, se expone cómo se han recopilado de manera tanto experimental como por diseño de sólidos 3D. Además se incluyen apartados donde se explica la base teórica tanto para la cinemática como

para la dinámica computacional aplicados al sistema.

- **Capítulo 4: Análisis.**

Se comienza por un análisis cinemático de las peculiaridades del mecanismo. A continuación se realiza un análisis dinámico donde se muestran los momentos en los que se existe un cambio de mecanismo, apertura o cierre. Además se realizan modificaciones de los perfiles con el fin de la mejora del sistema. Posteriormente se analiza a diferentes velocidades de giro para las que está pensado el motor.

- **Capítulo 5: Conclusión.**

Recopilación de las peculiaridades del sistema exponiendo tanto sus ventajas como posibles desventajas con el fin de agrupar las conclusiones tomadas de éste estudio.

- **Capítulo 6: Trabajos Futuros.**

Al formar una parte del conjunto llamado motor, se describen los posibles trabajos futuros a partir de este análisis, con el fin de seguir de guía para desarrollar próximos estudios.

- **Capítulo 7: Bibliografía.**

Recopilación de dónde se ha obtenido la información para la realización de este proyecto con el fin de la comprensión a la hora de realizar la simulación tanto cinemática como dinámica.

- **Capítulo 8: Anexo.**

Parte del programa computacional donde se visualiza la realización de los principios tomados para el análisis con el fin de que sirva de ayuda para futuros proyectos.

Capítulo 2

Descripción

2.1 Mecanismo

En los motores de combustión interna existen diferentes fases, para un ciclo completo, en las cuales se le debe aportar o extraer un flujo de gases a la cámara de combustión. Para ello debe existir un mecanismo que regule la entrada y salida de los mismos dependiendo del tipo de solicitudes para las que esté diseñado dicho motor.

El sistema de distribución es el encargado de determinar en qué momento se debe realizar cada labor. Consta, para la mayoría de los motores de 4 tiempos, de: árbol de levas, balancín y válvula.

El movimiento del árbol de levas es de tipo rotatorio alrededor de su eje. Éste viene impuesto por la rotación del cigüeñal. Debido a que en un motor de 4 tiempos una válvula debe activarse cada dos rotaciones del cigüeñal, el árbol de levas gira a $\frac{1}{2}$ de las revoluciones de éste. Imprime el movimiento mediante el contacto de su propio perfil con el perfil del balancín, lo que se conoce como par de leva.

El segundo elemento presente, aunque no en todos los casos, es el balancín. Como su propio nombre indica, realiza un movimiento de balanceo alrededor de su eje. Transmite el movimiento del árbol de levas a la válvula, por lo que presenta dos perfiles de contacto, dos pares de levas.

Por último se encuentra la válvula, elemento que permite o no el flujo de gases en a cámara de combustión. Recibe mediante un par de leva su movimiento. Realiza un desplazamiento rectilíneo ya que tiene un par prismático. Su movimiento se le denomina alzada.

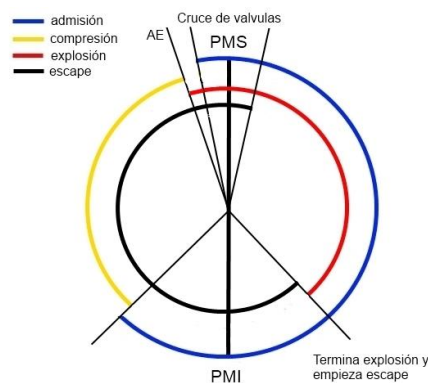


Figura 9: Diagrama de admisión y escape.

El sistema necesita de dos movimientos contrarios, uno de apertura de válvulas y uno de cierre. Para ello consta de dos mecanismos: uno abre, y otro cierra. Sin embargo estos dos sistemas no pueden ser incompatibles, debido a que deben permitir que uno haga el trabajo en un cierto instante de tiempo, y posteriormente actúe el siguiente mecanismo y se cambien los roles.

2.2 Apertura

El mecanismo utilizado para la apertura es bien conocido en el mundo de los motores de combustión interna. Se trata de: un actuador situado en el árbol de levas (sólido 2) que transmite el movimiento a un seguidor (sólido 3) y éste a su vez realiza el papel de actuador para forzar la apertura de la válvula, seguidor (sólido 5). (Véase figura 10).

Ésta parte del mecanismo es la encargada de abrir, por lo que el movimiento de estos tres sólidos debe estar estudiado como para que la válvula realice el movimiento deseado y necesario para el correcto funcionamiento del motor de combustión.

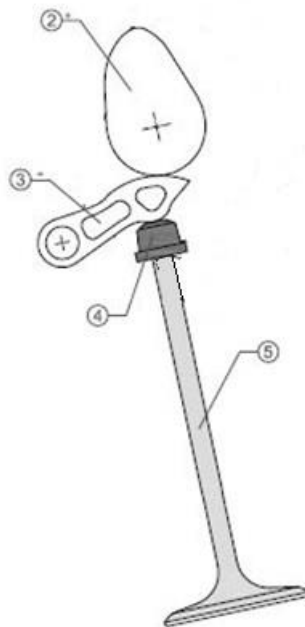


Figura 10: Mecanismo de apertura del sistema desmodrómico

2.3 Cierre

Es de entender que el sistema, al estar situado de manera vertical, y sólo con el mero desplazamiento relativo entre los sólidos no asegurará el contacto. Para ello en la industria automovilística se han usado varias variantes económicas y efectivas, según qué casos, para asegurar el contacto entre los sólidos. La más comúnmente solución utilizada es la incorporación de un resorte unido a la válvula que haga que exista un contacto.

Sin embargo el sistema desmodrómico elimina la inclusión de dicho resorte incorporando un mecanismo utilizado para el cierre. Éste consta de un sistema similar al de apertura pero utilizado para el cierre de la misma. La justificación teórica de este sistema implementado

para el cierre de la válvula, es que ésta siga en todo momento el movimiento del mecanismo a cualquier régimen de revoluciones. Es decir, en condiciones donde la velocidad angular del giro del motor sea muy elevada, hablemos por tanto de regímenes de giro en conducción deportiva o de competición; un resorte podría entrar en resonancia, haciendo que la válvula no siga en todo momento a su actuador. Fenómeno llamado “flotación de válvula”, que origina pérdidas de potencia elevadas o en el peor de los casos, el choque de la misma con el pistón.

El mecanismo de cierre consta de un actuador en el árbol de levas (sólido 2) que es solidario al mencionado en el sistema de apertura. Éste es seguido por un balancín de cierre (sólido 3), que a su vez actúa sobre la válvula (sólido 5). El punto de contacto con el sólido 5 se realiza en diferente zona con respecto a la apertura ya que lo que se pretende es “levantar” la válvula. (Véase figura 11).

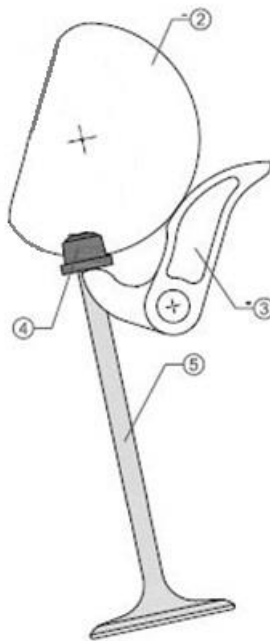


Figura 11: Mecanismo de cierre del sistema desmodrómico.

2.4 Movimiento conjunto

La complejidad reside, como ya se ha mencionado anteriormente, en que a pesar de ser dos movimientos contrarios, los dos sistemas en ciertos instantes de tiempo deben dejar al otro realizar su trabajo. Esto conlleva a que en ambos sistemas estén implementados como para realizar las dos labores, de apertura o cierre, pero no están activas en todo momento.

El conjunto de ambos mecanismos es lo que se le denomina sistema de distribución por levas desmodrómicas o levas conjugadas.

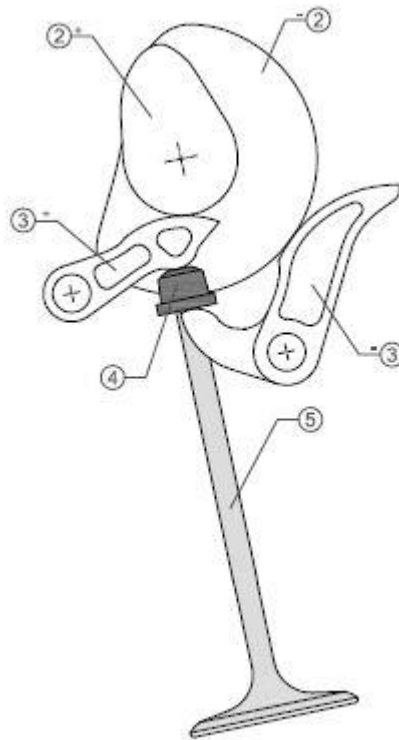


Figura 12: Mecanismo desmodrómico.

Para que este mecanismo funcione, es decir, que un subsistema esté activo en un determinado instante de tiempo mientras el otro no lo esté, y la inversión de papeles; se precisa que exista un pérdida de contacto entre determinados sólidos para realizar el cambio. Este instante de tiempo donde existe una pérdida de contacto, se ve reflejado en que la normal de contacto se vuelve nula.

Pongamos un ejemplo, supongamos que la válvula está en la fase de apertura. Su movimiento es descendente, por lo que debe estar activo el mecanismo de apertura, mientras el de cierre debe estar inactivo. Por lo que conlleva a que en el sistema de apertura las normales deben ser positivas, queriendo decir que existe contacto entre sus sólidos. Mientras, en el sistema de cierre, al tener que dejar actuar al de apertura, no debe haber contacto, por lo que una de sus normales, debe ser nula. En el instante en que la válvula alcanza su máximo desplazamiento descendente, deberá subir, por lo que se invierten los roles. Una normal de la “apertura” debe hacerse nula y entrará en estado de inactividad, mientras en el de cierre debe cambiar a hacerse positiva para que exista contacto y así esté activo.

Debido a que las válvulas de los motores deben ser lo más livianas posible, se convierten a su vez en el elemento más frágil del sistema. Éste cambio de contacto repetido en cada ciclo a altos regímenes de giro conlleva al “descabezamiento” de la válvula. Por este motivo conviene que el contacto se realice entre el árbol de levas y los balancines al tratarse de piezas más resistentes ante impactos y al tener mayor superficie de contacto, a que la presión sea menor. Por ello en los motores más actuales se le han incorporado resortes torsionales a los balancines que hagan que exista contacto entre los balancines y la válvula, y que la pérdida de contacto se cree entre el árbol de levas y los balancines.

Capítulo 3

Metodología

3.1 Obtención de datos geométricos

Para el estudio y análisis del mecanismo de levas desmodrómicas, ya que se trata de un mecanismo de difícil comprensión, se precisa partir de una geometría ya conocida que servirá de base de dicho proyecto. Requirió realizar una toma de medidas de un motor real. La empresa Retalbikes se prestó a la ayuda de esta fase, dejando estar presente en varias ocasiones en operaciones de reglajes de válvulas.

El proceso, como se aprecia en las imágenes, consistió en desmontar las culatas de un motor Ducati. Motor Testastretta 11° bicilíndrico desmoquattro (motor V2 a 90°), cuatro válvulas por cada cilindro, de 1200 cm³ utilizado en varios tipos de motocicletas. En este caso se trataba de la Ducati Multistrada 1200.

A continuación se muestran fotos tomadas por el autor de éste trabajo fin de máster:



Figura 13: Fotos tomadas en Retalbikes, taller oficial Ducati.

3.2 Masas, momentos de inercias y c.d.m.

Debido a que el objetivo de este TFM consiste en obtener la dinámica del mecanismo, es necesario obtener tanto la masa como el momento de inercia. Además de ello, al tomarse como referencia los centros de rotación de cada una de los componentes que rotan entorno a un punto, es necesario además conocer su centro de masa. Para ello se han modelado las piezas en el programa de diseño gráfico Catia, con el fin de obtener estos parámetros.

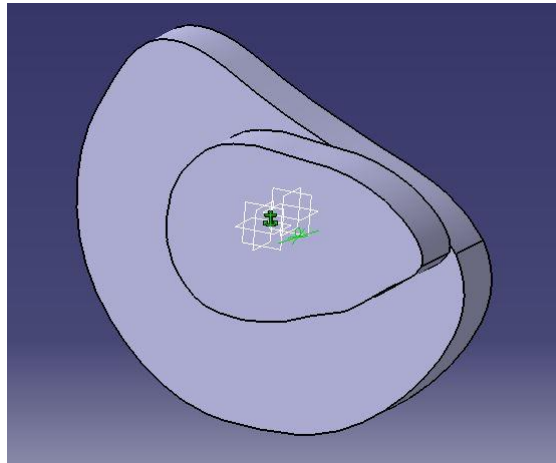


Figura 14 : Actuadores en árbol de levas.

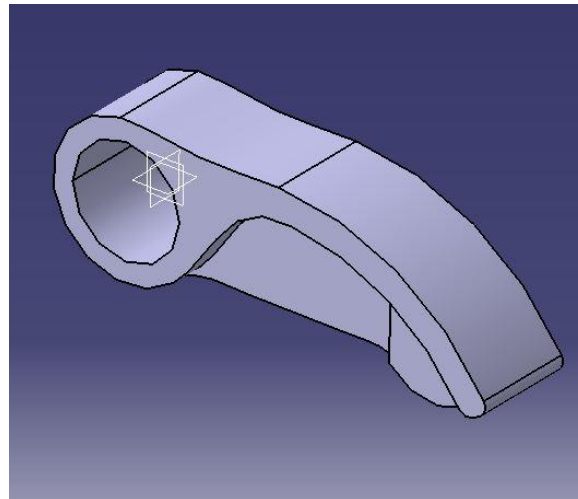


Figura 15: Balancín apertura.

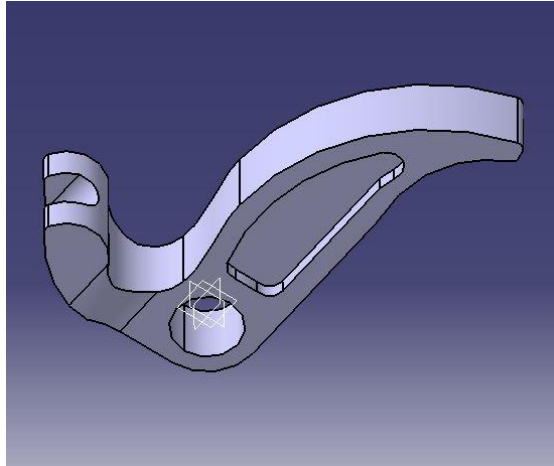


Figura 16: Balancín cierre.

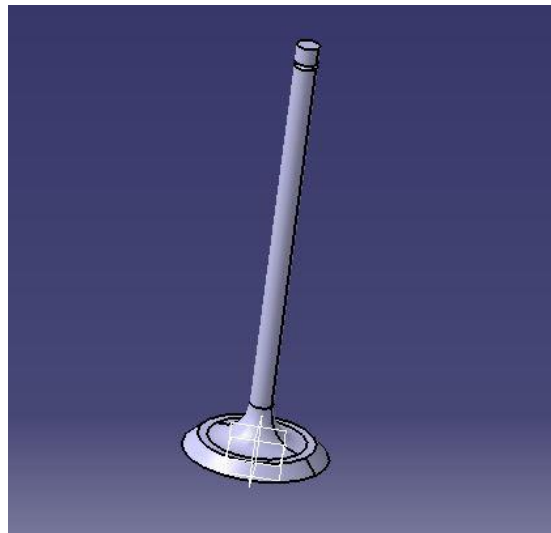


Figura 17: Válvula.

3.3 Fundamentos teóricos

3.3.1 Teoría cinemática

Como ya se ha explicado anteriormente, el sistema a estudio consta con 4 sólidos (véase figura 21) en el interior de la culata del motor (sólido fijo). Árbol de levas (sólido 2) con los dos perfiles, apertura y cierre; balancines (sólidos 3 y 4); y la válvula (sólido 5). Como cada subsistema realiza un tipo de movimiento diferente, pero que a la vez el resultado del movimiento del sólido 5 debe ser el mismo, se opta por duplicar el sólido 5 situados en el mismo punto, uno para la apertura y otro para el cierre. Con esto eliminamos la redundancia entre los pares cinemáticos existentes.

El contacto con la válvula se realiza mediante la inclusión de un elemento sólido fijado a la cabeza de la válvula, que recibe por la parte superior el contacto para su apertura, y por su parte inferior, el contacto para el cierre (ver figura 12, elemento 4). Dicho elemento en la realidad no se encuentra totalmente fijado a la válvula sino que existe una pequeña holgura necesaria para el correcto funcionamiento de todo el conjunto. Para éste estudio, se asumirá

que está totalmente ligado para facilitar su análisis. Se tomará como sólido 5.

Al analizar cómo es el funcionamiento de un par cinemático de levas, se observa que debe existir un punto en común (de contacto) entre dos sólidos (ecuación 4), y debe existir una relación de no interferencia entre los mismos (ecuación 3). El movimiento relativo entre los dos sólidos debe ser de deslizamiento, y el movimiento del seguidor estará influenciado por la geometría, tanto del actuador como del seguidor.

Las ecuaciones de restricción en un par de levas serían:

$$C(q) = 0 \quad (1)$$

$$C(q) = [C^1 C^2 C^3]^T = 0 \quad (2)$$

$$C^1 = (A^i tp^i)^T (A^j np^j) = 0 \quad (3)$$

$$[C^2 C^3]^T = R^i + A^i rp^i - R^j - A^j rp^j = [0 \ 0]^T \quad (4)$$

Donde:

$$q = [\theta^i \ \varphi^{ij} \ \theta^j \ \varphi^{ji}]^T \quad (5)$$

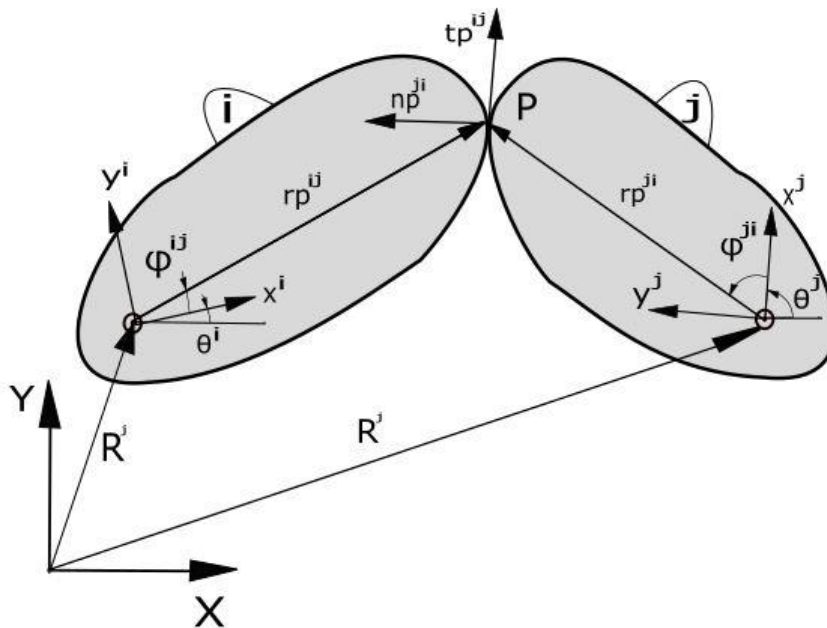


Figura 18: Par de leva.

3.3.1.1 Parametrización de los perfiles

Al ser la geometría tan importante en este tipo de par cinemático, es de vital importancia conocer cómo es en cada punto del recorrido de la misma. Para ello se requiere de una parametrización de los perfiles adecuada, que sea continua como mínimo en su tercera derivada para así poder obtener valores lo más realista posible en posición, velocidad y aceleración de los mismos.

Tanto las representaciones de los perfiles como los datos calculados han sido realizados utilizando el programa Matlab. Los perfiles circunferenciales se han representado de manera analítica a partir de su centro de curvatura y radios. Mientras que los perfiles del árbol de levas han sido interpolados con funciones de 5° grado entre los puntos obtenidos, para que los resultados sean continuos.

Estos valores los perfiles deben estar parametrizados con respecto a los ángulos que indican el punto de contacto entre los sólidos (ver ángulos φ de la figura 18).

Para todos los perfiles se debe calcular los vectores tangentes en cada punto así como sus normales para obtención de resultados de los 4 pares de levas existentes.

Perfiles árbol de levas

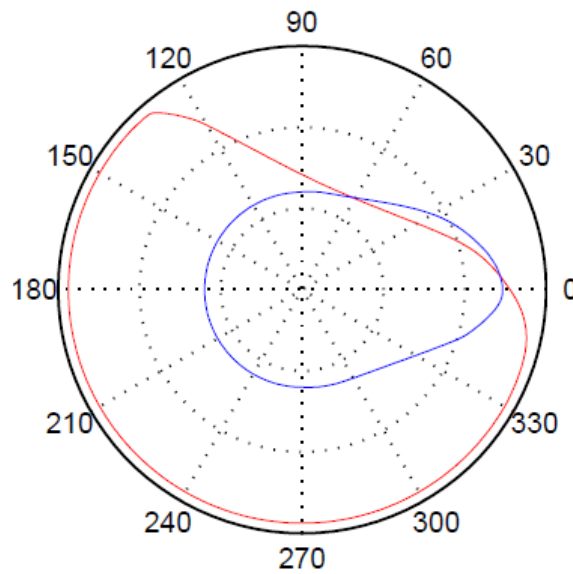


Figura 19 : Perfiles árbol de levas.

Las funciones para realizar las interpolaciones han sido tomadas del estudio *Three-Dimensional Simulation of Human Walking Optimizing Aesthetics and Energys*, creadas por Daniel García Vallejo. Poseen la peculiaridad de que utiliza interpolaciones con funciones de 5° grado entre una serie de puntos equiespaciados. Además de ello para dar continuidad en una función periódica ajusta los dos primeros y los dos últimos valores de los puntos introducidos.

$$f_k^{IV}(t) = Q_k \frac{t_{k+1}-t}{h} + Q_{k+1} \frac{t-t_k}{h} \quad (6)$$

$$f_k'''(t) = -Q_k \frac{(t_{k+1}-t)^2}{2h} + Q_{k+1} \frac{(t-t_k)^2}{2h} - M_k \frac{1}{h} + M_{k+1} \frac{1}{h} \quad (7)$$

$$f_k''(t) = Q_k \frac{(t_{k+1}-t)^3}{6h} + Q_{k+1} \frac{(t-t_k)^3}{6h} + M_k \frac{t_{k+1}-t}{h} + M_{k+1} \frac{t_{k+1}-t}{h} \quad (8)$$

$$f_k'(t) = -Q_k \frac{(t_{k+1}-t)^4}{24h} + Q_{k+1} \frac{(t-t_k)^4}{24h} + M_k \frac{(t_{k+1}-t)^2}{2h} + M_{k+1} \frac{(t_{k+1}-t)^2}{2h} - J_k \frac{1}{h} + J_{k+1} \frac{1}{h} \quad (9)$$

$$f_k(t) = Q_k \frac{(t_{k+1}-t)^5}{120h} + Q_{k+1} \frac{(t-t_k)^5}{120h} + M_k \frac{(t_{k+1}-t)^3}{6h} + M_{k+1} \frac{(t_{k+1}-t)^3}{6h} + J_k \frac{t_{k+1}-t}{h} + J_{k+1} \frac{t_{k+1}-t}{h} \quad (10)$$

Las incógnitas que busca la función son las M y las J. Las condiciones que se deben cumplir son las siguientes:

$$f_1 = f_N \quad (11)$$

$$f'_1 + O(h^3) = f'_N + O(h^3) \quad (12)$$

$$f''_1 + O(h^3) = f''_N + O(h^3) \quad (13)$$

$$f'''_1 + O(h^3) = f'''_N + O(h^3) \quad (14)$$

Permite un error de valor h^3 . Además para los dos primeros puntos y los dos segundos debe cumplir las siguientes ecuaciones. Se modifican estos cumpliendo:

$$f_2 = \frac{1}{98800} (173230f_3 - 135176f_4 + 52129f_5 - 8008f_6 + 64930f_{N-2} - 81976f_{N-3} + 41679f_{N-4} - 8008f_{N-5}) \quad (15)$$

$$f_2 = \frac{1}{98800} (64930f_3 - 81976f_4 + 41679f_5 - 8008f_6 + 173230f_{N-2} - 135176f_{N-3} + 52129f_{N-4} - 8008f_{N-5}) \quad (16)$$

$$f_2 = \frac{1}{950} (1485f_3 - 1622f_4 + 768f_5 - 126f_6 + 1485f_{N-2} - 1622f_{N-3} + 738f_{N-4} - 126f_{N-5}) \quad (17)$$

$$f_N = f_1 \quad (18)$$

Perfiles balancines y válvula

Analizando los datos obtenidos en el desmontaje del sistema de distribución de la Ducati se determinó que todas las zonas de contacto de los balancines poseían una curvatura constante. Por lo que para la simulación, serán perfiles circunferenciales donde se han determinado las coordenadas de sus centros con respecto a sus ejes de rotación. En la figura 20 se muestran esquemas de cómo se representan los balancines.

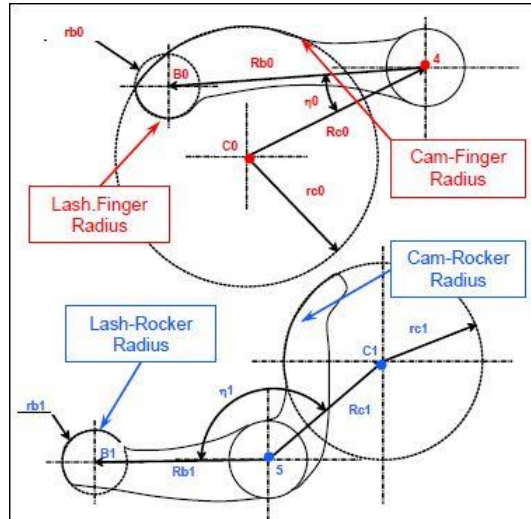


Figura 20 : Perfiles balancines.

En el caso de la válvula, el elemento que recibe los contactos de los balancines es una pieza adherida a la cabeza de la válvula, por lo que se suponen ambas como un mismo sólido. El contacto por la zona superior (acción de apertura) se realiza mediante un perfil circunferencial, como en el caso de los balancines. Sin embargo el contacto por la zona inferior es aplicado en un perfil rectilíneo (ver sólido 4 de la figura 12).

Modificación de los perfiles

En este estudio se realiza un análisis de los datos obtenidos a partir de unos datos experimentales. A su vez se realizarán pequeñas modificaciones con respecto a los perfiles de los sólidos en contacto.

Al ser el mecanismo un conjunto de pares de levas conjugas, es decir, que realizan labores opuestas pero permitiendo la actuación de la contraria, requiere gran atención de los perfiles. Éstos deben tener una geometría precisa con el fin de que exista solamente un único punto de contacto. En el caso de que ocurran dos, el programa no encontrará la solución.

Basándose en la conferencia *Development Trends of Motorcycles* de Stefano Fantoni en Budrio-Bolonia, los pares de levas existentes deberán cumplir:

$$\frac{1}{R} + \frac{1}{\rho} \geq 0 \quad (19)$$

Siendo:

R: radio del actuador o del seguidor.

ρ : radio de curvatura del contrario.

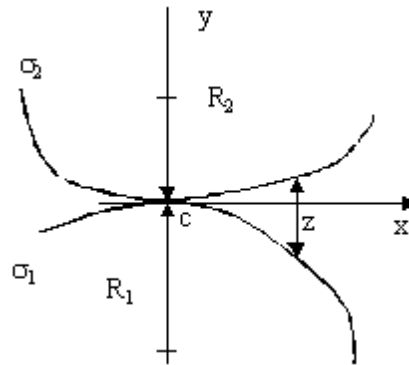


Figura 21: Esquema de radios de curvatura de levas.

De la expresión anterior se deduce que:

$$\frac{\rho + R}{R\rho} \geq 0 \quad (20)$$

- Si $\rho \geq 0$: el par funcionará correctamente.
- Si $\rho < 0$: para que se cumpla la condición, el valor de ρ nunca deberá ser inferior al de $-R$. La expresión sería: $\rho \leq -R$.

El papel que juegan las variables ρ y R dependerá del sistema de referencia que se esté tomando ya que en la mayoría de casos los papeles de actuador y seguidor dependerá de dónde esté situada la entrada del mecanismo.

Las variables tomadas como positivas, significan que el perfil en un punto determinado del actuador o seguidor tiene una curvatura convexa. Por otro lado los valores de curvatura tomados como negativos, significa que tienen curvatura cóncava.

Una curvatura convexa no tendrá problemas de intersección entre los perfiles. Sin embargo, una curvatura cóncava puede presentar problemas de interferencia o no dependiendo de cómo sea con respecto al elemento con el que esté en contacto, como se expone en el segundo punto.

La relación expuesta sirve para asegurar que las curvaturas de los perfiles en cada momento, la relativa a los puntos de contacto entre los dos sólidos en un par de levas, sean las idóneas. Se aplica para que solamente exista un único punto de contacto en cada momento entre

3.3.1.2 Particularización distribución desmodrómica

Uniendo los dos mecanismos, se obtienen 13 variables que definen el sistema completo.

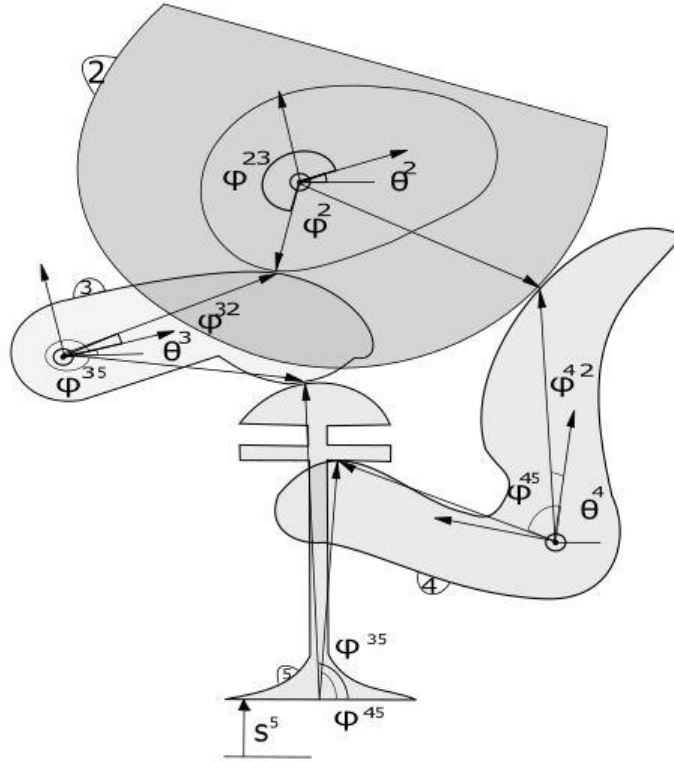


Figura 22: Variables de la cinemática.

$$q = [\theta^2 \varphi^{23} \theta^3 \varphi^{32} \varphi^{35} s1^5 \varphi^{53} \varphi^{24} \theta^4 \varphi^{42} \varphi^{45} s2^5 \varphi^{54}]^T \quad (21)$$

Como los perfiles deben estar parametrizados, dependerán de las variables φ (ver vector 19). Estos valores necesarios para la resolución del problema, son distintos para cada valor de los parámetros ya que la geometría de los mismos varía con respecto al ángulo (ver vector 20). Por tanto se incluirán como variables que dependen de los ángulos φ , pero que para cada posición determinada se calcularán e se incluirán en las ecuaciones (ver ecuaciones 25-33).

$$p = [x^{23} y^{23} x^{32} y^{32} x^{35} y^{35} x^{53} y^{53} x^{24} y^{24} x^{42} y^{42} x^{45} y^{45} x^{54} y^{54}]^T \quad (22)$$

$$dp =$$

$$[dx^{23} dy^{23} dx^{32} dy^{32} dx^{35} dy^{35} dx^{53} dy^{53} dx^{24} dy^{24} dx^{42} dy^{42} dx^{45} dy^{45} dx^{54} dy^{54}]^T \quad (23)$$

Donde: $x^{ij} = x^{ij}(\varphi^{ij})$ e $y^{ij} = y^{ij}(\varphi^{ij})$

$$dx^{ij} = \frac{\partial x^{ij}}{\partial \varphi^{ij}} \quad dy^{ij} = \frac{\partial y^{ij}}{\partial \varphi^{ij}}$$

El movimiento es impuesto por el cigüeñal del motor, y éste es transmitido por la distribución al árbol de levas (sólido 2) por lo que el movimiento del sistema a estudio es impuesto éste.

Se supondrá un análisis a una velocidad de giro constante, de la forma:

$$\theta^2 = \omega^2 t \quad (24)$$

Por lo que dando un valor de tiempo t se podrá resolver el sistema indicado.

Se tiene un sistema de 13 ecuaciones de restricción:

$$C(q, p, dp, t) = 0 \quad (25)$$

$$C(q, p, dp, t) = [C^1 C^2 C^3 C^4 C^5 C^6 C^7 C^8 C^9 C^{10} C^{11} C^{12} C^{13}]^T \quad (26)$$

$$C^1 = \theta^2 - \omega^2 t = 0 \quad (27)$$

$$C^2 = (A^2 tp^2)^T (A^3 np^3) = 0 \quad (28)$$

$$[C^3 C^4]^T = R^2 + A^2 rp^2 - R^3 - A^3 rp^3 = [0 \ 0]^T \quad (29)$$

$$C^5 = (A^3 tp^3)^T (A^5 np^5) = 0 \quad (30)$$

$$[C^6 C^7]^T = R^3 + A^3 rp^3 - R1^5 - A^5 rp^5 = [0 \ 0]^T \quad (31)$$

$$C^8 = (A^2 tp^2)^T (A^4 np^4) = 0 \quad (32)$$

$$[C^9 C^{10}]^T = R^2 + A^2 rp^2 - R^4 - A^4 rp^4 = [0 \ 0]^T \quad (33)$$

$$C^{11} = (A^4 tp^4)^T (A^5 np^5) = 0 \quad (34)$$

$$[C^{12} C^{13}]^T = R^4 + A^4 rp^4 - R2^5 - A^5 rp^5 = [0 \ 0]^T \quad (35)$$

Donde:

$$rp^i = \begin{bmatrix} x^{ij} \\ y^{ij} \end{bmatrix} \quad tp^i = \begin{bmatrix} dx^{ij} \\ dy^{ij} \end{bmatrix} \quad np^i = \begin{bmatrix} dy^{ij} \\ -dx^{ij} \end{bmatrix} \quad i = 2, 3, 4, 5$$

$$A^i = \begin{bmatrix} \cos(\theta^i) & -\sin(\theta^i) \\ \sin(\theta^i) & \cos(\theta^i) \end{bmatrix} \quad R^i = \begin{bmatrix} Rx^i \\ Ry^i \end{bmatrix} \quad i = 2, 3, 4$$

$$A^i = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ 0 & -1 \end{bmatrix} \quad R1^5 = \begin{bmatrix} Rx^5 \\ s1^5 \end{bmatrix} \quad R2^5 = \begin{bmatrix} Rx^5 \\ s2^5 \end{bmatrix}$$

Resolviendo mediante Newton-Raphson:

$$C(q, p, dp, t) = 0 \quad (36)$$

$$q^{i+1} = q^i - C_q^{i-1} C^i \quad (37)$$

Donde:

$$Cq = \frac{\partial C}{\partial q} + \frac{\partial C}{\partial p} \frac{\partial p}{\partial q} + \frac{\partial C}{\partial dp} \frac{\partial dp}{\partial q} \quad (38)$$

Para la obtención de la velocidad y aceleración:

$$\dot{q} = -Cq C t \quad (39)$$

$$\ddot{q} = -Cq \left[\frac{\partial}{\partial q} (Cq \dot{q}) \dot{q} + 2 \frac{\partial^2 C}{\partial t \partial q} \dot{q} + \frac{\partial^2 C}{\partial t^2} \right] \quad (40)$$

La resolución de las ecuaciones se ha realizado mediante la herramienta de cálculo computacional Matlab. La incorporación del vector de coordenadas “p” y “dp” han sido añadidos debido a la necesidad de obtener unos valores de geometría de los perfiles dependiendo del vector de coordenadas “q”. Para cada iteración en la resolución se deben aportar el valor de estos vectores ya que dependen del vector de coordenadas “q”. Se ha resuelto mediante cálculo simbólico pero combinado con la aportación numérica de “p” y “dp”.

3.3.2 Teoría dinámica

El giro del cigüeñal es transmitido al árbol de levas para el movimiento de éste sistema, por lo que se trata de un problema de dinámica inversa. Hallar las fuerzas y momentos que provocan que el mecanismo se mueva de una determinada forma impuesta, la calculada en el apartado de la cinemática.

Lo interesante de problema es el análisis de las fuerzas normales de contacto entre los sólidos, al tratarse de pares de levas. Para ello se parte de la base que las normales provocan un momento, lo cual conlleva a que los balancines giren.

Se deberán realizar equilibrios de momentos tanto en el árbol de levas como en los balancines, además de equilibrio de fuerzas verticales en la válvula al desplazarse verticalmente. Por tanto aparecerán: M^2 , N^{23} , N^{24} , N^{35} , N^{45} .

Además se debe tener en cuenta que al no encontrarse los c.d.m en el centro de rotación generarán momentos respecto a éste. Se deben incluir por tanto la inercia de los elementos, y la acción de los resortes torsionales. Se ha de destacar que en éste estudio no se han tenido en cuenta las fuerzas de rozamiento entre los sólidos.

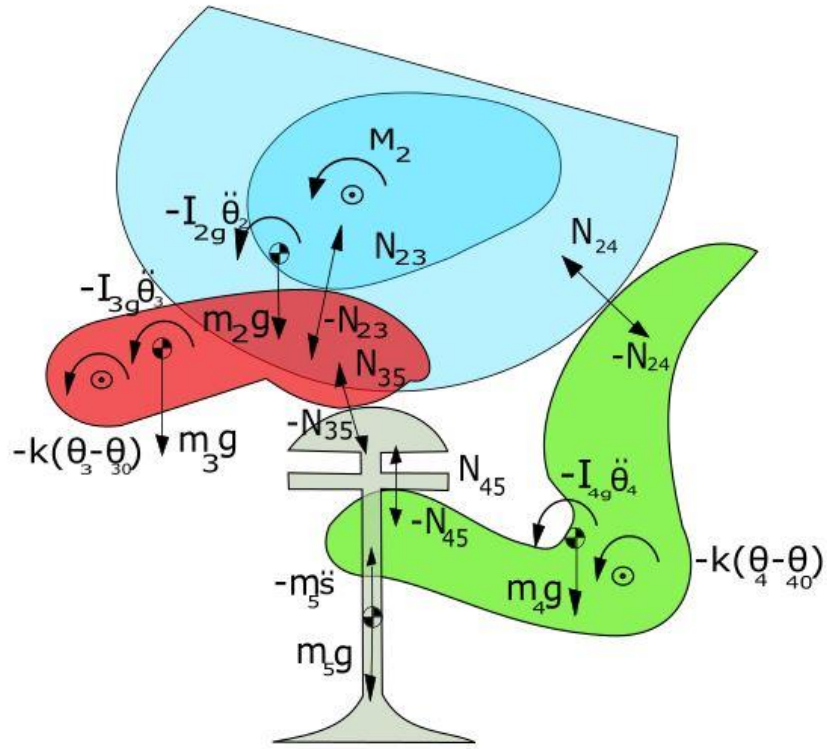


Figura 23 : Fuerzas y momentos utilizados en la dinámica.

$$par = [M^2 \ N^{23} \ N^{24} \ N^{35} \ N^{45}]^T \quad (41)$$

$$\Omega = \Omega(q, \dot{q}, p, dp, par) = 0 \quad (42)$$

$$\Omega = [\Omega^2 \ \Omega^3 \ \Omega^4 \ \Omega^5]^T \quad (43)$$

- Equilibrio de momentos en el sólido 2:

$$\Omega^2 = M^2 + (\overrightarrow{O_2 P_1} \times \overrightarrow{N_{23}})_z + (\overrightarrow{O_2 P_3} \times \overrightarrow{N_{24}})_z + (\overrightarrow{O_2 G_2} \times m_2 \vec{g})_z - I_{2g} \ddot{\theta}_2 = 0 \quad (44)$$

- Equilibrio de momentos en el sólido 3:

$$\Omega^3 = (\overrightarrow{O_3 P_1} \times (-\overrightarrow{N_{23}}))_z + (\overrightarrow{O_3 P_2} \times \overrightarrow{N_{35}})_z + (\overrightarrow{O_3 G_3} \times m_3 \vec{g})_z - I_{3g} \ddot{\theta}_3 - k(\theta_3 - \theta_{30}) = 0 \quad (45)$$

- Equilibrio de momentos en el sólido 4:

$$\Omega^4 = (\overrightarrow{O_4 P_3} \times (-\overrightarrow{N_{24}}))_z + (\overrightarrow{O_4 P_2} \times \overrightarrow{N_{45}})_z + (\overrightarrow{O_4 G_4} \times m_4 \vec{g})_z - I_{4g} \ddot{\theta}_4 - k(\theta_4 - \theta_{40}) = 0 \quad (46)$$

- Equilibrio de fuerzas en el eje y del sólido 5:

$$\Omega^5 = (-\overrightarrow{N_{35}})^T \vec{j} + (-\overrightarrow{N_{24}})^T \vec{j} + m_5 \vec{g} - m_5 \ddot{s} = 0 \quad (47)$$

Como se aprecia en las ecuaciones y el vector de fuerzas y momentos, existen 4 ecuaciones con 5 incógnitas. Pero se puede resolver bajo las condiciones descritas anteriormente.

Los pares que dejaran de hacer contacto serán los llamados P_2 y P_3 , quiere decir que las normales N_{23} y N_{24} se alternaran con valores positivos o nulos. Siendo positivas en caso de que exista contacto y nulas en el caso de que no.

En el caso por ejemplo de que la válvula esté cerrada, quiere decir que se soporta debida a que está en funcionamiento el mecanismo de cierre; el valor de N_{24} será positivo. En ese período concreto N_{23} será cero ya que carece de contacto.

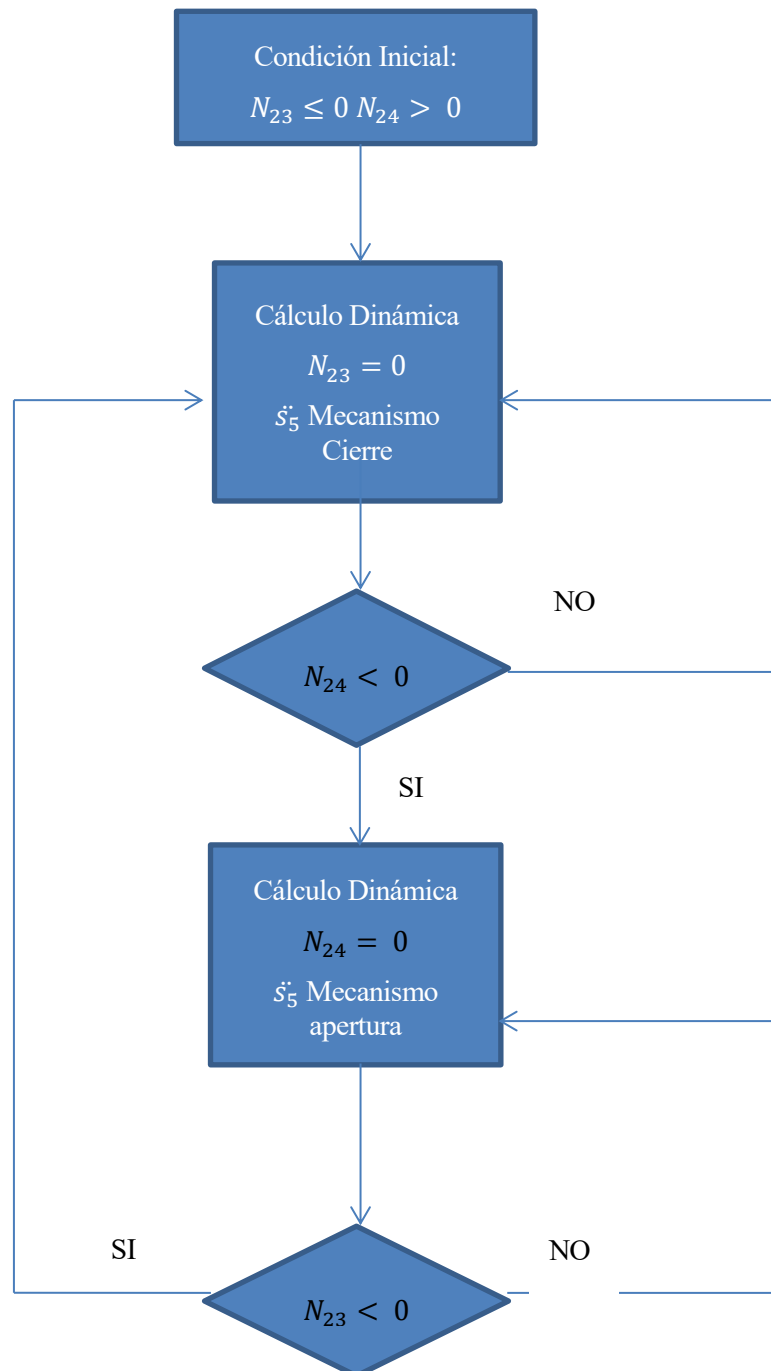
El sistema con las condiciones indicadas se vuelve de 4 ecuaciones con 4 incógnitas, ya que una es nula, y por tanto tiene solución.

Cuando N_{24} positiva comienza a acercarse a valores próximos a 0, quiere decir que sucederá el cambio, y por consiguiente cuando llegue a tomar el valor de 0, entra en juego el otro sistema, pasando N_{23} a ser positiva.

Condiciones:

- Condición de partida: $N_{23} = 0$ y $N_{24} > 0$ (válvula cerrada)
- Apertura: $N_{23} > 0$ y $N_{24} = 0$ (válvula en proceso de apertura)
- Cierre: $N_{23} = 0$ y $N_{24} > 0$ (válvula en proceso de cierre)

Esquema resolutivo:



Capítulo 4

Análisis

En este capítulo se realiza el análisis de los resultados obtenidos. Los perfiles de contacto se han representado en el programa Matlab de la manera descrita en el capítulo 2. El modelo de estudio generado, presenta ciertas limitaciones derivadas de la toma de medidas experimental, las pequeñas dimensiones de todos sus componentes, y el nivel de dificultad asociado a la representación de los perfiles reales de manera computacional. A pesar de ello se ha simulado con la máxima exactitud posible, pudiéndose destacar las peculiaridades del sistema que se mostrarán a continuación.

Los resultados obtenidos han sido realizados para un ciclo completo del mecanismo en el movimiento de apertura y cierre de la válvula. Se ha de tener en cuenta que para cada velocidad de giro del árbol de levas se ha considerado que ésta es constante, es decir, no se le ha aplicado aceleración al movimiento.

Las pequeñas modificaciones, que se expondrán a continuación, añadidas al mecanismo de los perfiles de contacto entre sólido se han realizado punto a punto. La dificultad reside en que si se modifica un punto de los obtenidos de manera experimental, se deben modificar a su vez los de alrededor. La curvatura correspondiente a los perfiles de los contacto debe ser tal que no se produzcan zonas donde pueda existir dos puntos de contacto simultáneos, como se explica en el capítulo 2.

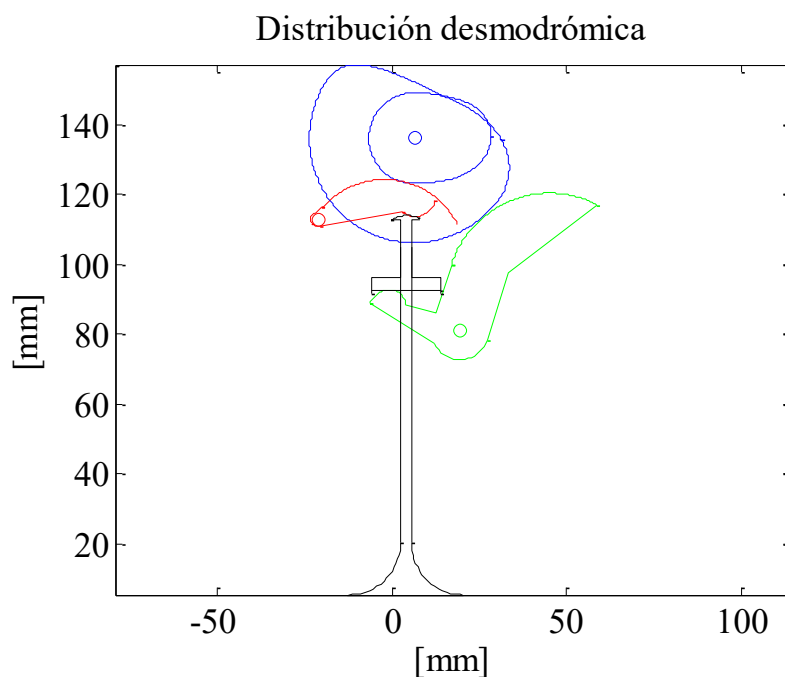


Figura 24 : Representación computacional del mecanismo.

4.1 Cinemática

Sin olvidar el objetivo en mente, la obtención de la dinámica, es necesaria la realización del problema cinemático ya que ambos problemas están intrínsecamente ligados. En este apartado se han obtenido los resultados de los mecanismos de manera independiente, teniendo en cuenta, de manera conceptual, la existencia de dos válvulas ubicadas en la misma posición.

Por este motivo se representaran dos curvas, una creada por el sistema de apertura, y otra por el sistema de cierre. Se ha de decir que ambas representan el movimiento idílico en el que nunca se pierden los contactos de los pares de levas de los sólidos.

En primer lugar se muestra el sistema representado de manera computacional mediante Matlab, con sus perfiles de contacto (ver figura 24). Han sido representados teniendo en cuenta cómo se han descrito en el Capítulo 3: Descripción. Cada sólido, representado en un color diferente, contiene los perfiles de contactos entre ellos.

Los perfiles han sido modificados, para que exista una máxima similitud entre ambas curvas, ya que se trata de un mismo sólido.

A continuación en la figura 24, se representa la secuencia de movimiento de un ciclo en 4 instantes de tiempo. Cada una de las imágenes representa un giro de 90° con respecto a la anterior. Todo unido representa el desplazamiento producido por la válvula en su movimiento descendente.

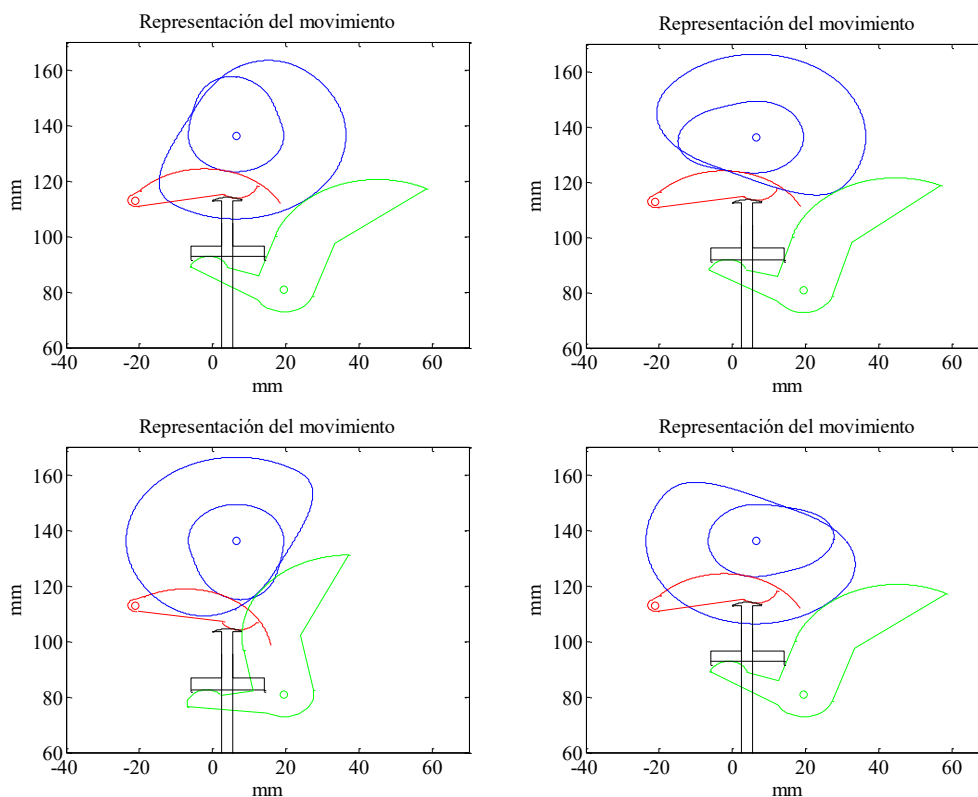


Figura 25: Representación del movimiento en un ciclo completo.

Para dicha simulación cinemática se debe elegir un valor de velocidad angular del árbol de levas (sólido 2). En esta primera simulación se ha elegido $\omega^2= 4625$ rpm, ya que corresponde a la mitad de la velocidad de giro del cigüeñal cuando entrega su potencia máxima (Pot. Máx. entregada a 9450 rpm), además de que este tipo de sistema está ideado para rendir a regímenes altos de rpm. El estudio se realizará analizando un ciclo completo.

La posición inicial la válvula permanece cerrada por lo que no existirá movimiento alguno. Posteriormente debe iniciarse la apertura de la misma hasta su punto de máximo desplazamiento, y posteriormente la vuelta a la posición inicial. En la figura 25 se el desplazamiento realizado por la válvula.

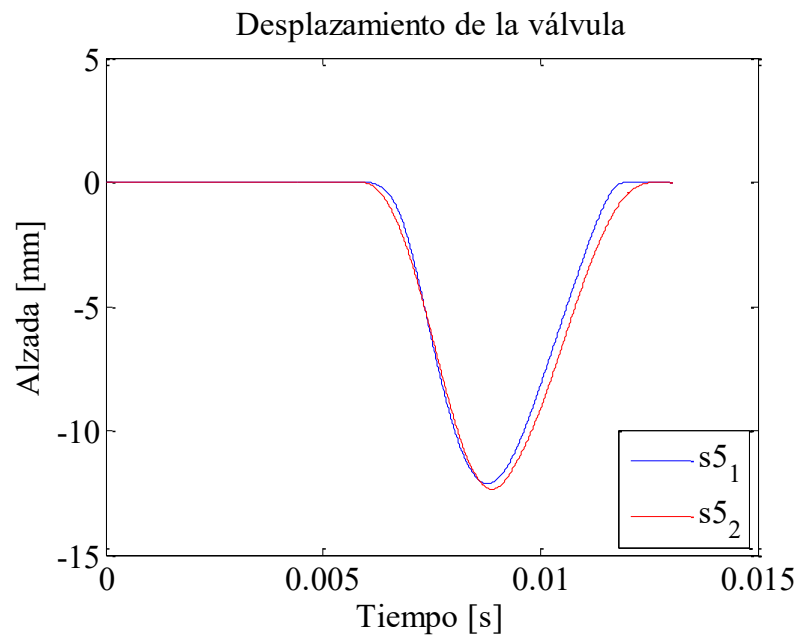


Figura 26 : Alzada de la válvula.

Se puede apreciar cómo los dos subsistemas, apertura y cierre, realizan el mismo movimiento si se mantuviese un contacto ideal entre todos los elementos. Como ya se ha mencionado, esto no ocurre en la realidad.

Se puede decir que este par de levas están conjugadas al realizar el mismo tipo de desplazamiento en el sólido 5 (válvula), posteriormente se analizará cuándo está activo cada sistema, dependiendo de la posición y tramo de ciclo en la que se encuentre en cada momento.

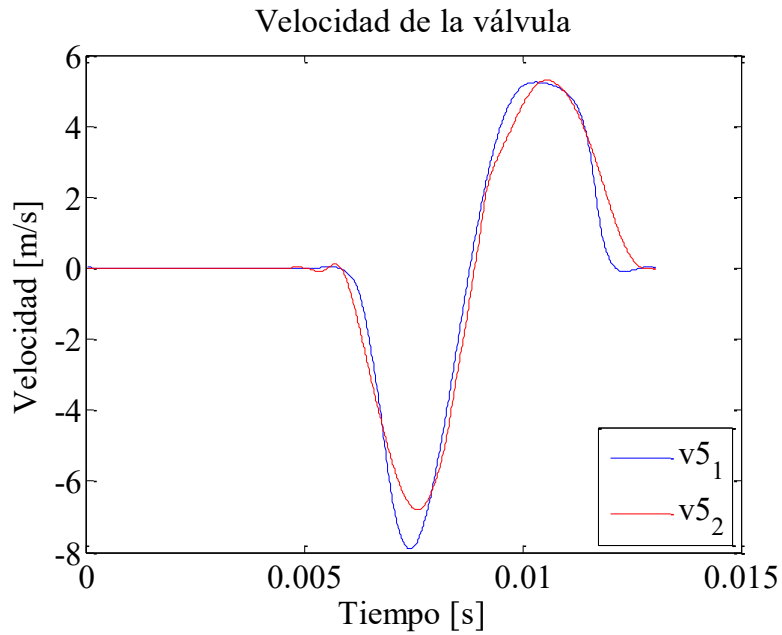


Figura 27: Velocidad de la válvula.

Analizando la curva de velocidades se aprecia que en el inicio, válvula cerrada, no existe velocidad; sin embargo existe velocidad cuando la válvula se desplaza a su posición mínima o de máximo desplazamiento. Encontramos que existe tramos, sobre todo en los relativos al cierre, donde aparece cierto ruido, esto puede ser debido a errores en la toma de datos experimental, unido a la utilización de funciones de tipo spline y a la derivada de dichas funciones para la obtención de la velocidad.

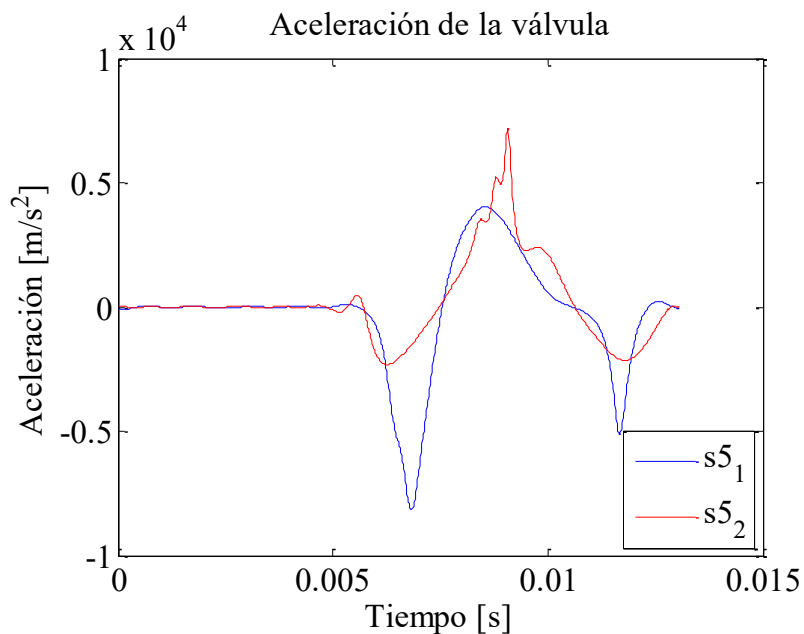


Figura 28: Aceleración de la válvula.

Atendiendo ahora a la velocidad, las diferencias son aún mayores pero se aprecia que la tendencia de las funciones en los diferentes tramos del ciclo por lo que realizan el mismo tipo

de movimiento. Es de observar la gran aceleración que sufre la válvula a éstos regímenes de revoluciones por minuto cuando entrega la potencia máxima. Al ser un sistema de tipo mecánico guiado por la geometría de contacto entre los diferentes sólidos, asegura un correcto funcionamiento.

4.2 Dinámica

Una vez conocido el movimiento, es necesario entender cómo funciona y cuál debe ser la base para que el conjunto del mecanismo funcione correctamente. Habrá instantes de tiempo donde el movimiento lo produzca el sistema de apertura mientras que en otros lo producirá el sistema de cierre. A continuación se expondrá las peculiaridades del sistema.

Al calcularse la cinemática del sistema, y tratar de obtener las fuerzas y momentos que rigen el sistema, se trata por tanto de un problema de dinámica inversa.

En el apartado de análisis cinemático, se dividió el problema general en dos sub-problemas, problema de apertura, y problema de cierre. Éstos, al tener que generar el mismo movimiento, se calculaban de manera cuasi independiente, sólo que la velocidad angular del sólido 2 era la misma. Por éste motivo, se analizaba de manera tal que conceptualmete, existían dos válvulas idénticas. Se expuso que los dos movimientos eran idénticos, si los contactos entre los sólidos fuesen ideales y no ocurriese pérdida de contacto.

En la dinámica, al tratarse de sólidos, no se puede hacer esta división. Todas las fuerzas y mometos aplicados en un sólido deben estar presentes a la hora de aplicar equilibrio.

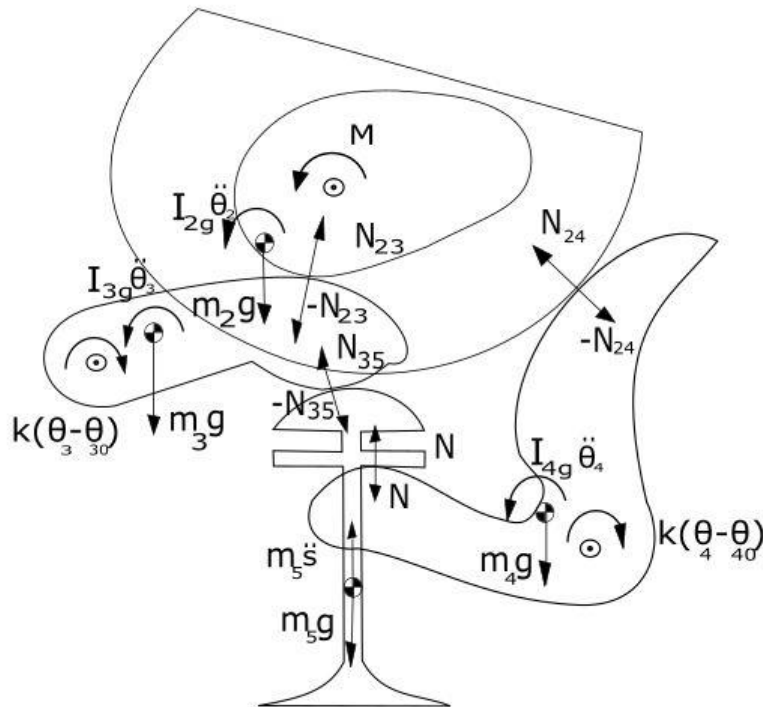


Figura 29: Fuerzas y momentos utilizados para la dinámica.

Como se ha expuesto anteriormente al ser la válvula más frágil que los balancines y el árbol

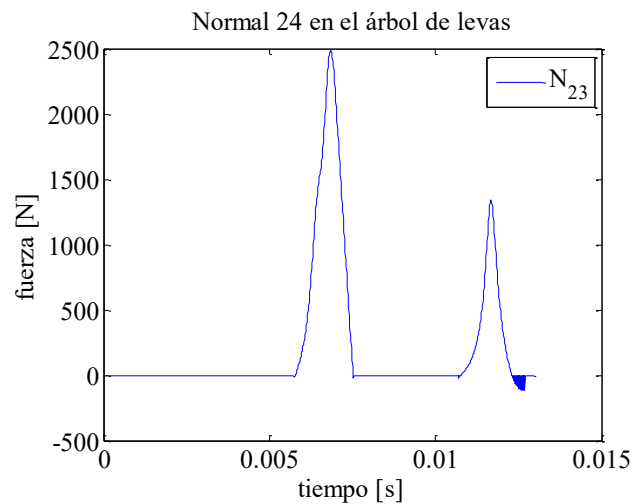
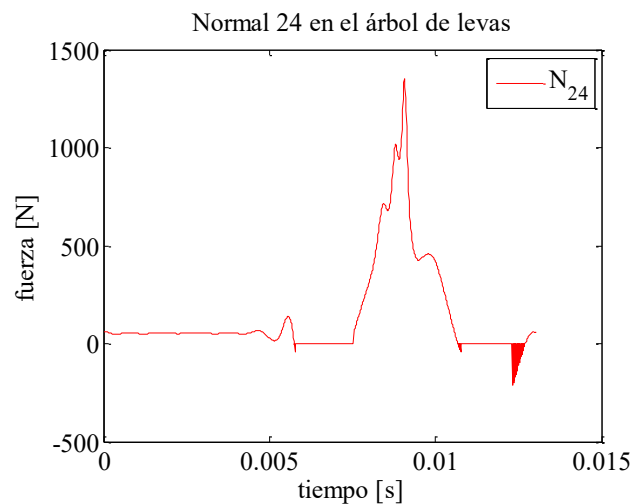
de levas se fuerza a que las pérdidas de contacto tengan lugar en los pares de levas, árbol de levas-balancín, ya que no sufren tanto como lo sufriría el formado por los balancines y válvula.

Para forzar lo descrito se incluye al mecanismo dos resortes torsionales en los balancines, entorno al centro de rotación, para que la pérdida de contacto no se produzca en la válvula.

Dichos resortes aplicarán mayor momento conforme se alejen de su posición inicial de reposo.

Se necesita partir de una condición inicial. La válvula inicialmente se encuentra en reposo, es decir, se encuentra cerrada y por tanto el mecanismo de apertura no está actuando. Debido a que la válvula por su propio peso caería al estar el sistema montado de manera vertical. Es sustentada mediante el mecanismo de cierre que lo que le obliga a permanecer en dicha posición. Por tanto la normal en el par de árbol de levas-balancín del sistema de apertura debe valer cero ya que no se encuentra en contacto, mientras que la normal en el caso del mismo par pero en el sistema de cierre debe ser positiva porque existe contacto. Es de destacar que la inclusión del resorte anteriormente mencionados ayuda a que la normal tenga un valor bajo ya que va en favor del sustento de la válvula.

Se expone a continuación los valores de N_{23} y N_{24} ya que son los principales objetivos de estudio, analizando cuándo se produce o no los cambios de mecanismos.



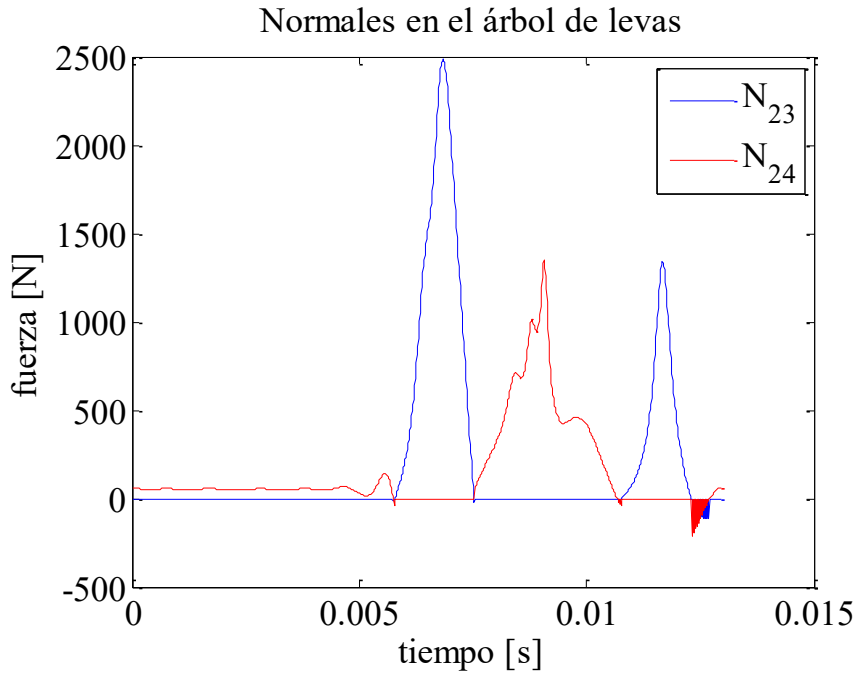


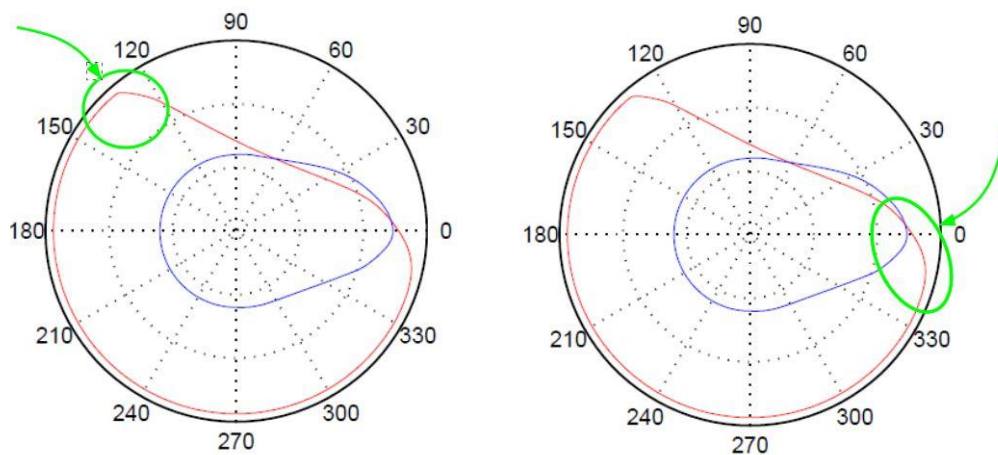
Figura 30: Normales de contacto entre árbol de levas y balancines.

Normal 24: Árbol de levas – balancín de cierre.

Se aprecia cómo la normal N_{24} toma al inicio valores positivos pero cercanos al valor nulo, esto es debido a que la acción del resorte ayuda a equilibrar las fuerzas y momentos debidos al peso de los componentes. A su vez al ser una normal positiva, existe contacto, por lo que estará actuando el sistema de cierre para mantener la válvula cerrada.

Existen pequeñas oscilaciones en el primer tramo de N_{24} , las cuales las tomaremos como ruido proveniente de a toma de datos y de la representación de los perfiles de manera computacional. Este ruido, al ser minúsculo no influye en gran medida.

Posteriormente, al iniciarse el movimiento de apertura, el sistema de cierre deja de estar activo, para dejar actuar al de apertura. En la figura se puede apreciar que la normal N_{24} se hace nula, lo que significa la pérdida de contacto.



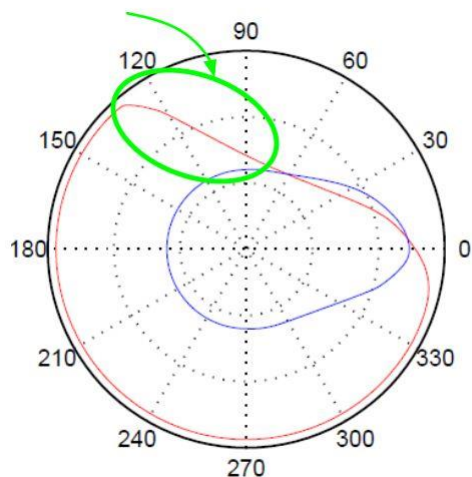


Figura 31: Cambios de mecanismo y zona de inactividad respectivamente.

Una vez la válvula se encuentra en su recorrido de máximo descendimiento, debe ocurrir otro cambio. Entra en juego el mecanismo de cierre. Debe existir contacto entre sus sólidos, para conseguir levantar la válvula.

Al llegar a la posición de totalmente cerrada de nuevo, existe una aceleración bastante considerable que conlleva a que el balancín 4 se vuelva a despegar del árbol de levas (sólido 2).

Normal 23: Árbol de levas – balancín de apertura

En el caso de la normal de contacto del mecanismo de apertura, deberá ser el contrario que en el caso de cierre. En el inicio, al no estar activo, deberá ser nula (falta de contacto). En el momento en el que debe iniciarse la apertura, comienza a ser positiva hasta que llega a la zona donde se produce un cambio de perfil (ver figura 32). La inercia del sistema provoca que exista un despegue y entre en juego el mecanismo de cierre.

En la parte final, donde la válvula se está cerrando, la inercia del mecanismo hace que exista pérdida de contacto en el sistema de cierre y toque al árbol de levas por la zona de apertura. Esto es posible al visualizar el segundo pico en N_{23} . Se corresponde con los valores altos de aceleración en dicha zona (ver figura 30).

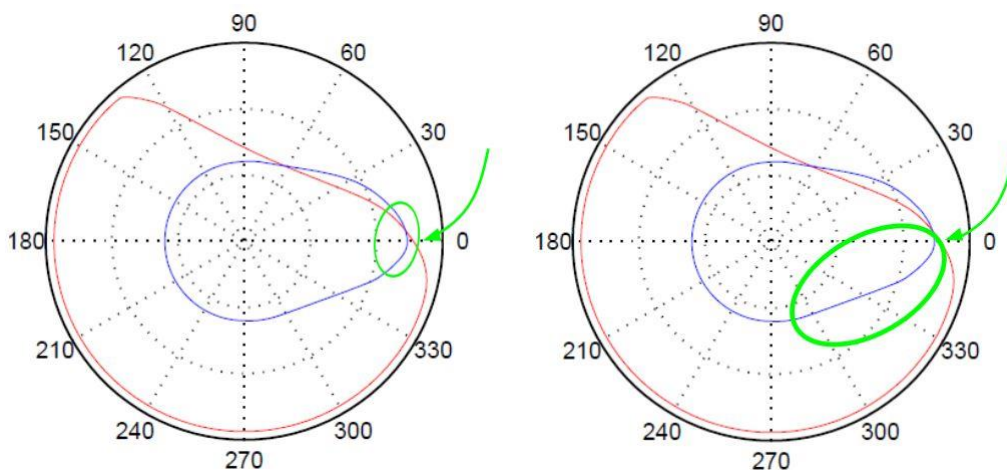


Figura 32: Cambio de mecanismo y zona de inactividad, respectivamente.

Para hallar una solución a ésta última parte, o por lo menos que el golpeo sea menor en dicha zona, conviene modificar el perfil “no activo” del sólido 2 en la zona de apertura (ver figura 32). La zona no activa va a ser modificada para que el impacto, aunque inevitable, sea de menor dimensión.

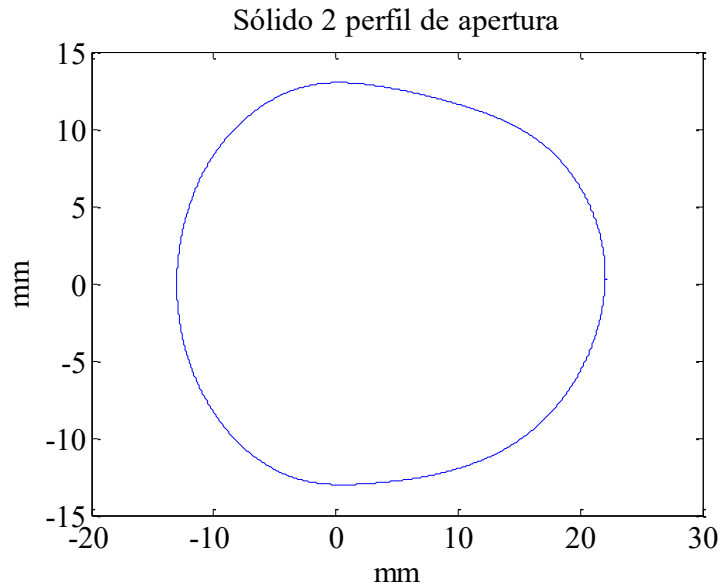


Figura 33: Modificación perfil de apertura.

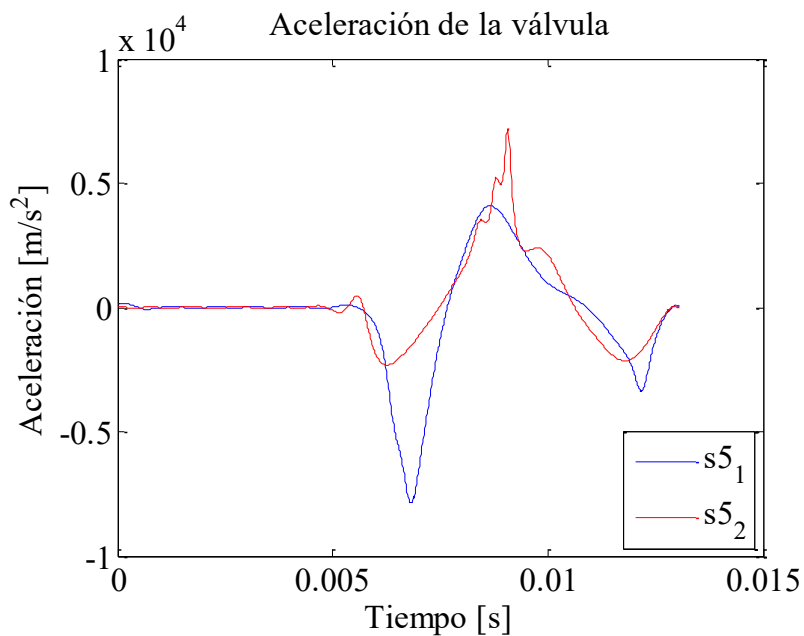


Figura 34: Aceleración válvula tras la modificación del perfil.

La modificación ha consistido en suavizar la zona teóricamente inactiva, que se traduce en un cambio más suave de lo que se había implementado anteriormente.

En la figura 34 podemos apreciar que el segundo pico mediante el mecanismo de apertura ha decrecido, lo que lleva a que en ese tramo la fuerza la normal N_{23} sea menor (ver figura 35).

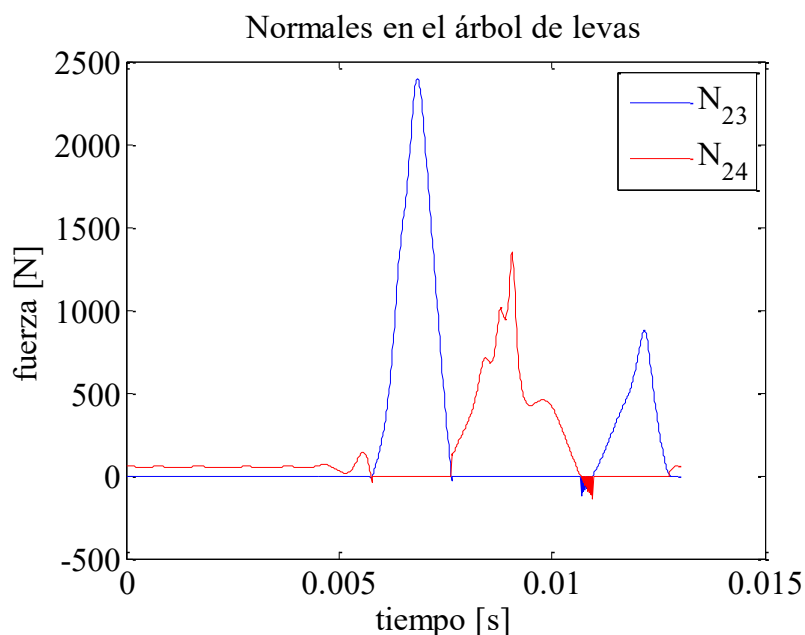


Figura 35: Normales de contacto 23 y 24 tras la modificación del perfil.

Normales 35 y 45: Balancines – Válvulas

Como se expuso en el capítulo 2, en los motores modernos de Ducati, se le han añadido resortes torsionales a los balancines. Realizado con el fin de que la pérdida de contacto se produzca en los pares de levas árbol de levas-balancín, debido a la fragilidad de la válvula.

Al convenir que la válvula sea lo menos pesada posible, la convierte en un elemento más frágil en comparación con los demás elementos. Al ser los balancines y el árbol de levas de mayor sección, es preferible que la pérdida de contacto se produzca entre ambos. Es de decir que en motores más antiguos carecen de los resortes mencionados, y el sistema funciona de la misma manera.

Para comprobar que no se pierde contacto entre los balancines y la válvula, se deben observar las normales N_{35} y N_{45} , las relativas a los contactos mencionados. Éstas deben ser positivas en todo momento para que se mantengan en contacto.

A continuación se muestran las normales descritas:

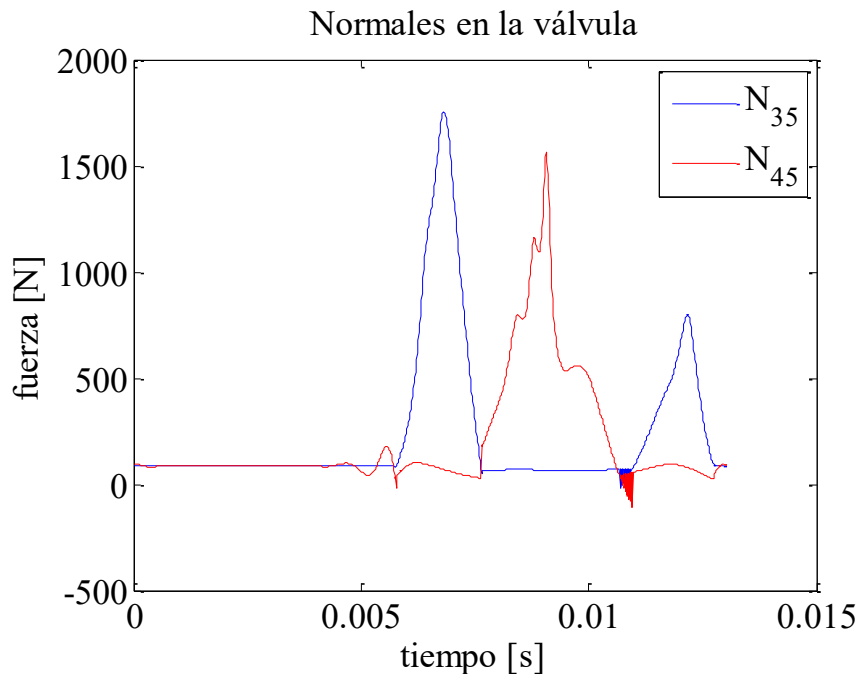


Figura 36: Normales en la válvula.

Se aprecia que en los momentos donde las normales N_{23} y N_{24} toman valores relevantes en el ciclo, las normales en la válvula toman valores mayores. Sin embargo, en momentos donde no están activos los mecanismos, de apertura o cierre, toman valores cercanos al nulo pero siempre positivos, lo que podemos concluir que se mantienen en contacto. Así mismo se confirma la actuación de los resortes torsionales aplicados a los balancines, y la pérdida de contacto se realiza donde se ha descrito anteriormente.

Velocidad angular

Los resultados aportados en el apartado anterior se han realizado para una velocidad de giro tal que el motor rinde a potencia máxima. Sin embargo, al ser un régimen alto de vueltas, están muy presentes las inercias del sistema. A continuación se simulará a unas velocidades muy bajas, donde las fuerzas de inercias están menos presentes ya que son muy bajas con respecto a las demás.

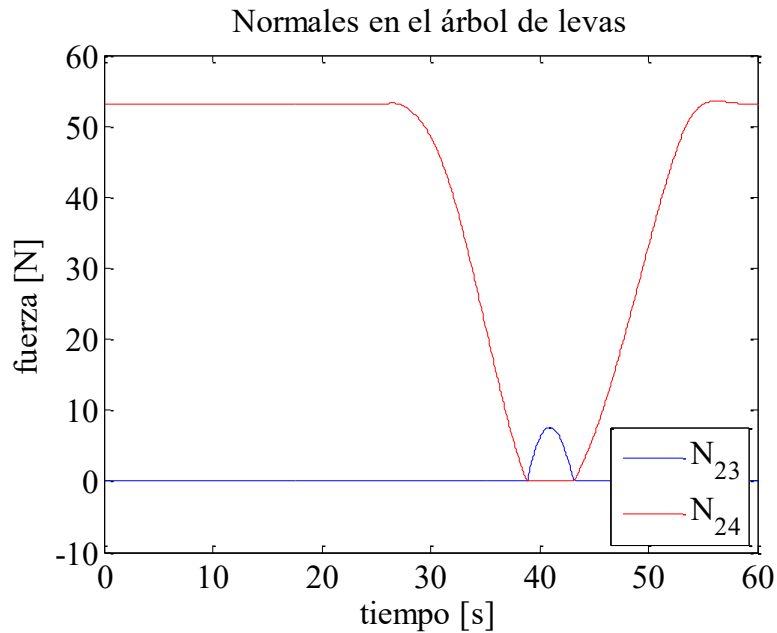


Figura 37: normales a $\omega_2 = 1 \text{ rpm}$

Como se expuso, para que la válvula se encuentre en su posición de reposo, cerrada, debe estar actuando la normal N_{24} . La curva roja representa lo dicho, el mecanismo de cierre se encarga de sostener la válvula. Al estar simulado a una velocidad muy baja, las fuerzas de inercia están poco presentes; y ésto unido a que el sistema está montado de manera vertical hace que la válvula descienda casi por sí sola debida al peso.

Se aprecia existe una zona donde si interviene el sistema de apertura, representado con la curva azul. El sistema de cierre pierde contacto, $N_{24} = 0$, y N_{23} toma valores positivos. Podemos decir que la simulación está hecha de manera correcta, ya que reproduce lo esperado. Conforme se va incrementando la velocidad angular, como se mostrará a continuación, los valores de las normales se irán incrementando además de producirse diversos cambios de sub-mecanismos ya expuestos anteriormente.

Valores reales de velocidad angular

Como ya se ha mencionado anteriormente, éste sistema de distribución se caracteriza por un guiado de la válvula en todo el momento, con el fin de que tenga buen comportamiento a regímenes altos de rpm. La ventaja del sistema consiste en que la válvula es capaz de alcanzar mayores aceleraciones y se siga comportando como debe, debido al hecho de la no existencia de resortes que podrían entrar en resonancia.

Por consiguiente, aprovechando esto, se puede inducir a la válvula a que permanezca más tiempo en su posición de máximo recorrido ya que soportará, mayor aceleración tanto en la apertura como en el cierre. Por lo que podemos decir que es capaz de entrar mayor cantidad de gas en el cilindro; lo que conlleva a un aumento de la potencia.

Hasta ahora el análisis se ha hecho para una velocidad de giro del árbol de levas determinada por la potencia máxima que ofrece la moto. Sin embargo estamos hablando de una moto de calle que debe cumplir un nivel máximo de emisiones, sonido, etc.

Se inicia a determinar la sensibilidad del sistema ante una cierta velocidad de giro. Se comenzará con una velocidad baja y posteriormente se verá a altas rpm.

Se va a suponer un régimen de giro de 3500 rpm, lo que puede ser un nivel de conducción

relajado, conlleva a $\omega_2 = 3500/2 \text{ rpm}$.

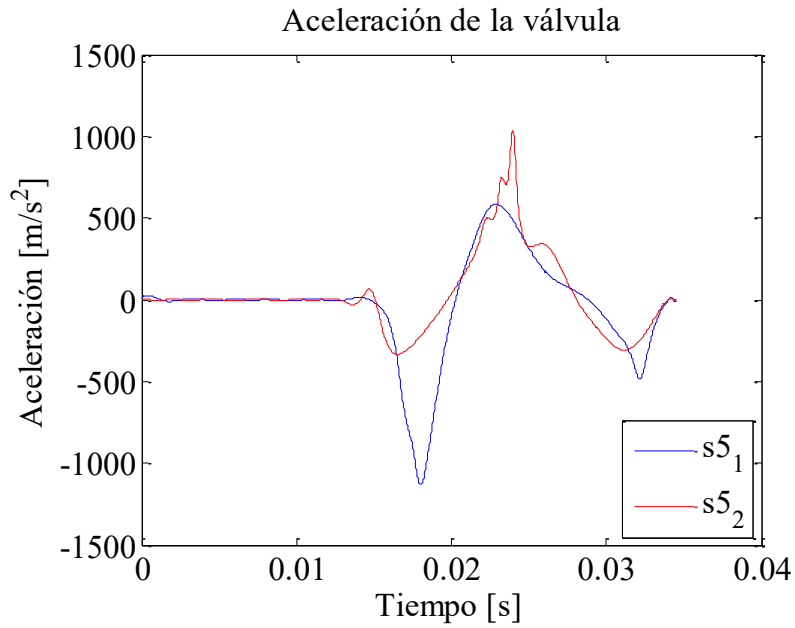


Figura 38: Aceleración de la válvula producida a $\omega_2 = 1750 \text{ rpm}$

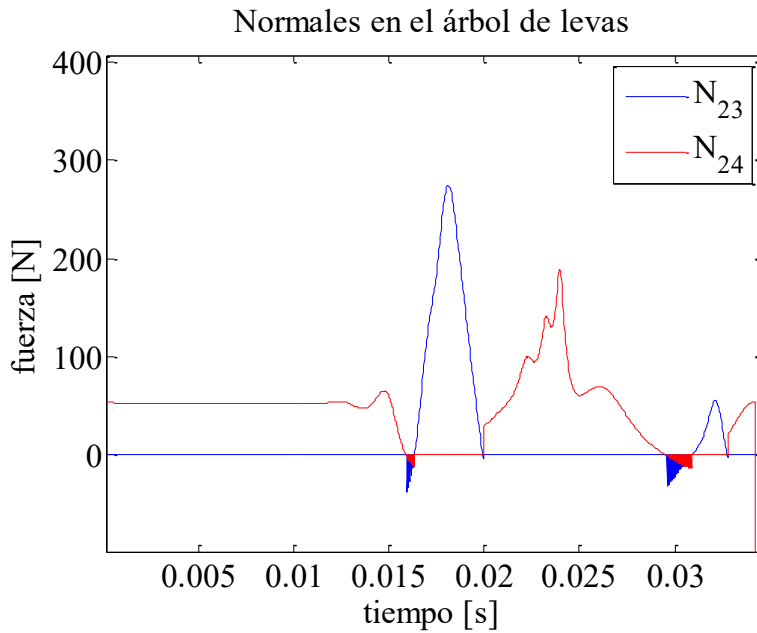


Figura 39: Normales de contacto 23 y 24 a $\omega_2 = 1750 \text{ rpm}$.

Se aprecia cómo las fuerzas normales de contacto entre el árbol de levas y los balancines han descendido notablemente. Al existir menos aceleración, se genera menos momento de inercia en la última zona donde vuelve a haber contacto en el mecanismo de apertura, se aprecia que es considerablemente menor dicho contacto (ver figura 39).

Observando el mundo de la competición y más en especial al mundial de Superbikes (carreras

de motociclismo de velocidad con motos derivadas de la producción en serie); el motor estudiado en este proyecto, es utilizado en esta competición. Dorna, la empresa encargada de la dirección, impone un límite máximo de rpm con el fin de igualar rendimiento.

El límite para éste motor está fijado en 12400 rpm, 2000 rpm menos que todas sus rivales. Con ello se puede intuir la ventaja en este aspecto del sistema.

Aplicando $\omega_2 = 12400/2 \text{ rpm}$ se obtienen los siguientes resultados.

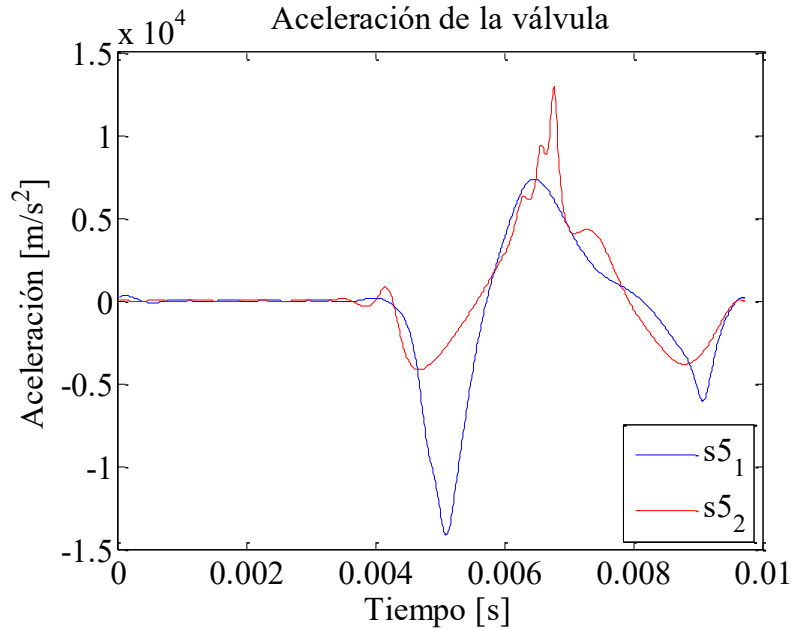


Figura 40: aceleración de la válvula a $\omega_2 = 6200 \text{ rpm}$

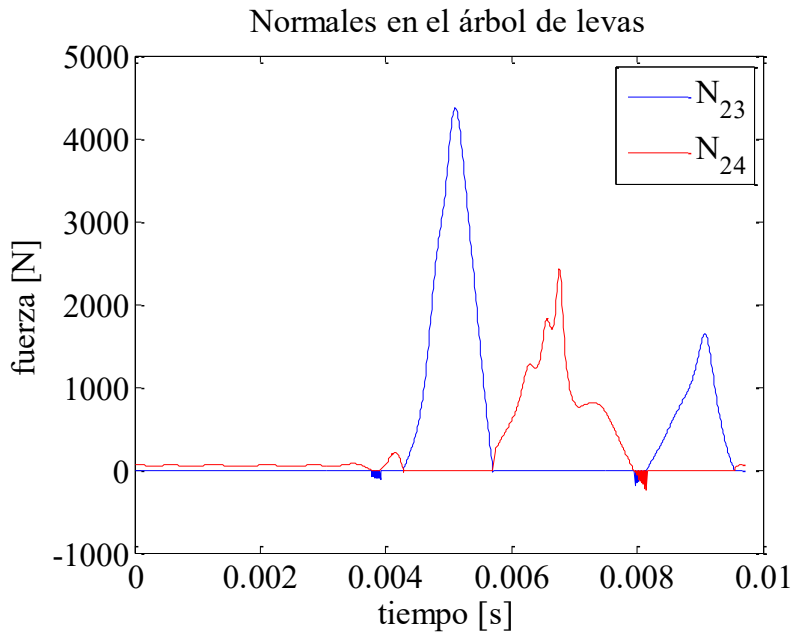


Figura 41: Normales de contacto 23 y 24 a $\omega_2 = 6200 \text{ rpm}$.

Encontramos que para este régimen de giro, se genera una altísima aceleración de la válvula,

lo cual motores con sistema de distribución convencional no serían capaces de seguir de una manera correcta.

Capítulo 5

Conclusión

El sistema de distribución desmodrómica aplicado a la apertura y cierre de válvulas en un motor de 4 tiempos, ha sido diseñado para tener un comportamiento lo más óptimo posible a altos regímenes de revoluciones por minuto. Por este motivo tiene una gran aplicación para el mundo de la competición o la conducción deportiva.

Al tener buen comportamiento cuando la aceleración que sufre la válvula en su movimiento, se puede incrementar su aceleración con respecto a un sistema convencional. Esto se traduce en que la válvula se puede encontrar en su posición de máxima alzada un mayor rango de tiempo.

Al no utilizar un resorte para mantener el contacto, no sufre problemas de resonancia, por lo que no sufrirá pérdidas de potencia. Esto unido a un mayor tiempo de válvula en apertura, lo hace un motor ideado para rendir lo máximo posible.

Sin embargo no todo es positivo. Como se ha expuesto en este TFM, es un sistema que necesita de una precisión bastante buena para el correcto funcionamiento. Todos sus componentes deben estar en perfecto estado para no provocar ruidos excesivos, y además todo el mecanismo debe estar perfectamente lubricado debido a la gran cantidad de contactos entre sólidos que se deben producir. Por ello precisa de un gran mantenimiento.

Por ello se concluye que:

- Mecanismo ideado para rangos de velocidades medio-alto.
- Permite modificar la curva de desplazamiento de la válvula para obtener mayor período de tiempo en su posición máxima , debido a que admite grandes aceleraciones.
- Sistema costoso y de alto nivel de comprensión, necesidad de mantenimiento elevado.

Capítulo 6

Trabajos futuros

Éste TFM ha tratado de conocer cómo es y cómo funciona un sistema de distribución desmodrónica aislado. Al tratarse de una parte de un motor de combustión interna, conviene analizarlo en conjunto de los demás elementos que hacen que el motor funcione.

Se tiende a analizar componenetes por separado de un sistema global y analizarlo aislado. Sin embargo al formar todo un conjunto con un fin determinado, se debería estudiar las interrelaciones entre ellos.

Se ha analizado la cinemática y la dinámica en una válvula de admisión, como se ha mencionado anteriormente, dicho motor consta de 4 válvulas. Un estudio conjunto de mecanismos de admisión y escape desmodrónicos sería interesante desde el punto de vista de sincronización entre ambos para obtener la máxima eficiencia. Además sería útil el estudio de la incorporación de un variador de fase en los árboles de levas con el fin de adecuar el motor dependiendo de las necesidades en cada rango de revoluciones.

Es estudio de los sistemas de distribución no sólo están sujetos al comportamiento del mismo, al formar parte de un conjunto, le afecta por ejemplo la temperatura, las ondas de presión producidas por el escape en su vuelta desde el final de tubo de escape, etc.

Capítulo 7

Bibliografía

- [1] Stefano Fantoni, “Development Trends of Motorcycles”. 5th International Conference, 18th October 2012 en Budrio – Bolonia.
- [2] Giovanni Lelli, “Distribuzione Desmodrómica”. 2011-2012..
- [3] Motor. Asistencia Técnica Fiat Auto S.p.A. 1992.
- [4] Manuel Arias-Paz, “Manual del Automóvil”.
- [5] www.ducati.com
- [6] Manuales Oficiales de Reparación Ducati.
- [7] Jose Luis Escalona, “Dinámica de Sistemas Multicuerpo”.
- [8] Cyclesworld.com by Kevin Cameron.
- [9] Daniel García Vallejo, “Three-Dimensional Simulation of Human Walking Optimizing Aesthetics and Energy”.
- [10] Eduardo Arroyo Martín, “Modelado y Estudio Cinemático y Dinámico de un Waveboard”.

Capítulo 8

Anexo

Muestra de la realización del programa computacional

```
clear all
clc

crea=false;

syms theta2 phi23 theta3 phi32 phi35 s5_1 phi53
syms phi24 theta4 phi42 phi45 s5_2 phi54 t

syms theta2p phi23p theta3p phi32p phi35p s5_1p phi53p
syms phi24p theta4p phi42p phi45p s5_2p phi54p

syms theta2pp phi23pp theta3pp phi32pp phi35pp s5_1pp phi53pp
syms phi24pp theta4pp phi42pp phi45pp s5_2pp phi54pp spp

syms x23 y23 x32 y32 x35 y35 x53 y53 x24 y24 x42 y42 x45 y45 x54
y54

syms dx23 dy23 dx32 dy32 dx35 dy35 dx53 dy53
syms dx24 dy24 dx42 dy42 dx45 dy45 dx54 dy54

syms ddx23 ddy23 ddx32 ddy32 ddx35 ddy35 ddx53 ddy53
syms ddx24 ddy24 ddx42 ddy42 ddx45 ddy45 ddx54 ddy54

syms M2 N23 N24 N35 N45

q=[theta2 phi23 theta3 phi32 phi35 s5_1 phi53 ...
   phi24 theta4 phi42 phi45 s5_2 phi54];
p=[x23 y23 x32 y32 x35 y35 x53 y53 x24 y24 x42 y42 x45 y45 x54
y54];
par=[M2 N23 N24 N35 N45];

qp=[theta2p phi23p theta3p phi32p phi35p s5_1p phi53p ...
   phi24p theta4p phi42p phi45p s5_2p phi54p];
qpp=[theta2pp phi23pp theta3pp phi32pp phi35pp s5_1pp phi53pp ...
   phi24pp theta4pp phi42pp phi45pp s5_2pp phi54pp];

dp=[dx23 dy23 dx32 dy32 dx35 dy35 dx53 dy53 ...
   dx24 dy24 dx42 dy42 dx45 dy45 dx54 dy54];
ddp=[ddx23 ddy23 ddx32 ddy32 ddx35 ddy35 ddx53 ddy53 ...
   ddx24 ddy24 ddx42 ddy42 ddx45 ddy45 ddx54 ddy54];
```

```

rp23=[x23 y23]';
rp32=[x32 y32]';
rp35=[x35 y35]';
rp53=[x53 y53]';
rp24=[x24 y24]';
rp42=[x42 y42]';
rp45=[x45 y45]';
rp54=[x54 y54]';

tp23=[dx23 dy23]';
tp32=[dx32 dy32]';
tp35=[dx35 dy35]';
tp53=[dx53 dy53]';
tp24=[dx24 dy24]';
tp42=[dx42 dy42]';
tp45=[dx45 dy45]';
tp54=[dx54 dy54]';

np32=[dy32 -dx32]';
np53=[dy53 -dx53]';
np42=[dy42 -dx42]';
np54=[-dy54 dx54]';

A2=[cos(theta2) -sin(theta2);sin(theta2) cos(theta2)];
A3=[cos(theta3) -sin(theta3);sin(theta3) cos(theta3)];
A4=[cos(theta4) -sin(theta4);sin(theta4) cos(theta4)];
A5=[cos(0) -sin(0);sin(0) cos(0)];

R5_1 = [4 s5_1]';
R5_2 = [4 s5_2]';

w2=9250/2*pi/30;
k=1.5;

C1=[theta2-w2*t;
(A2*tp23)'*(A3*np32);
R2+A2*rp23-R3-A3*rp32;
(A3*tp35)'*(A5*np53);
R3+A3*rp35-R5_1-A5*rp53;
(A2*tp24)'*(A4*np42);
R2+A2*rp24-R4-A4*rp42;
(A4*tp45)'*(A5*np54);
R4+A4*rp45-R5_2-A5*rp54];

if crea matlabFunction(C1,'file','C','Vars',{q,p,dp,t});end

pq=[0 dx23 zeros(1,11);0 dy23 zeros(1,11);zeros(1,3) dx32
zeros(1,9);
zeros(1,3) dy32 zeros(1,9);zeros(1,4) dx35 zeros(1,8) ;
zeros(1,4) dy35 zeros(1,8) ;zeros(1,6) dx53 zeros(1,6);
zeros(1,6) dy53 zeros(1,6); zeros(1,7) dx24 zeros(1,5);
zeros(1,7) dy24 zeros(1,5);zeros(1,9) dx42 zeros(1,3);
zeros(1,9) dy42 zeros(1,3);zeros(1,10) dx45 zeros(1,2);
zeros(1,10) dy45 zeros(1,2);zeros(1,12) dx54;zeros(1,12)
dy54];

```

```

dpq=[0 ddx23 zeros(1,11);0 ddy23 zeros(1,11);zeros(1,3) ddx32
zeros(1,9);
    zeros(1,3) ddy32 zeros(1,9);zeros(1,4) ddx35 zeros(1,8) ;
    zeros(1,4) ddy35 zeros(1,8) ;zeros(1,6) ddx53 zeros(1,6);
    zeros(1,6) ddy53 zeros(1,6);zeros(1,7) ddx24 zeros(1,5);
    zeros(1,7) ddy24 zeros(1,5);zeros(1,9) ddx42 zeros(1,3);
    zeros(1,9) ddy42 zeros(1,3);zeros(1,10) ddx45 zeros(1,2);
    zeros(1,10) ddy45 zeros(1,2);zeros(1,12) ddx54;zeros(1,12)
ddy54];

Cq1=jacobian(C1,q)+jacobian(C1,p)*pq+jacobian(C1,dp)*dpq;

    if crea
matlabFunction(Cq1,'file','Cq','Vars',{q,p,dp,ddp});end

Ct1=jacobian(C1,t);

    if crea matlabFunction(Ct1,'file','Ct','Vars',{t});end

Cp1=jacobian(Cq1*qp',q)*qp'+2*jacobian(jacobian(C1,t),q)*qp'+...
    jacobian(jacobian(C1,t),t);

    if crea
matlabFunction(Cp1,'file','Cp','Vars',{q,qp,p,dp,ddp});end

O2P1=[A2*rp23;0]*1e-3;
vN23=N23*[A3*np32/norm(np32);0];
O2P3=[A2*rp24;0]*1e-3;
vN24=N24*[A4*np42/norm(np42);0];
O2G2=[A2*rg2;0]*1e-3;
vm2g=[0 -m2*9.81 0]';

O3P1=[A3*rp32;0]*1e-3;
O3P2=[A3*rp35;0]*1e-3;
vN35=N35*[A5*np53/norm(np53);0];
O3G3=[A3*rg3;0]*1e-3;
vm3g=[0 -m3*9.81 0]';

O4P3=[A4*rp42;0]*1e-3;
O4P4=[A4*rp45;0]*1e-3;
vN45=N45*[A5*np54/norm(np54);0];
O4G4=[A4*rg4;0]*1e-3;
vm4g=[0 -m4*9.81 0]';
vm5g=[0 -m5*9.81 0]';

sumM02=( [0 0 M2]+cross(O2P1,vN23)'+cross(O2P3,vN24)'+...
    cross(O2G2,vm2g)')*[0 0 1]'-I2g*theta2pp;

sumM03=(cross(O3P1,-vN23)'+cross(O3P2,vN35)'+cross(O3G3,vm3g)')*[0
0 1]'+...
    -I3g*theta3pp-k*(theta3+1.2);

sumM04=(cross(O4P3,-vN24)'+cross(O4P4,vN45)'+cross(O4G4,vm4g)')*[0
0 1]'+...
    -I4g*theta4pp-k*(theta4-1);

sumFy5=(-vN35)'+[0 1 0]'+(-vN45)'+[0 1 0]'+vm5g'*[0 1 0]'-
m2*spp*1e-3;

```

```

fuerza1=[sumM02;sumM03;sumM04;sumFy5];

    if crea matlabFunction(fuerza1,'file','fuerza','Vars',...
        {q,qpp,p,dp,par,spp});end

fuerzaparapertural=jacobian(fuerza1,[M2 N23 N35 N45]);
fuerzaparcierrel=jacobian(fuerza1,[M2 N24 N35 N45]);

    if crea matlabFunction(fuerzaparapertural,'file',...
        'fuerzaparapertura','Vars',{q,qpp,p,dp,par});end
    if crea matlabFunction(fuerzaparcierrel,'file',...
        'fuerzaparcierre','Vars',{q,qpp,p,dp,par});end

%% cálculo
t_0=0;

theta2_0=0;
phi23_0=4.2;
theta3_0=0.3;
phi32_0=pi/4;
phi35_0=3*pi/2;
s5_1_0=6;
phi53_0=2;
phi24_0=5;
theta4_0=pi/3;
phi42_0=0.9;
phi45_0=pi/4;
s5_2_0=3;
phi54_0=pi/2;

q_0=[theta2_0 phi23_0 theta3_0 phi32_0 phi35_0 s5_1_0 phi53_0...
    phi24_0 theta4_0 phi42_0 phi45_0 s5_2_0 phi54_0];
R5_1_0 = [4 s5_1_0]';
R5_2_0 = [2 s5_2_0]';

% Se debe calcular para los perfiles de levas p,dp,dpp.

q_0=posicion(q_0,t_0);
v_0=velocidad(q_0,t_0);
a_0=aceleracion(q_0,v_0');

par_0=[0 -1 70 14 70];
d_0=dinamica(q_0,a_0',par_0);

%% Análisis del ciclo completo
q_1=q_0';
t_1=[0:2*pi/w2/999:2*pi/w2];
d_1=d_0';

for i=1:length(t_1)
    q_1=(posicion(q_1',t_1(i)))';
    v_1=velocidad(q_1',t_1(i));

```

```
a_1=aceleracion(q_1',v_1');  
  
d_1=(dinamicaprueba(q_1',a_1',d_1'))';  
  
qq(:,i)=q_1;  
vv(:,i)=v_1;  
aa(:,i)=a_1;  
dd(:,i)=d_1;  
end
```

