

ESTUDIO DE UN NUEVO MECANISMO DE DISTRIBUCIÓN VARIABLE PARA MOTORES DE COMBUSTIÓN INTERNA ALTERNATIVOS

Daniel Barilá¹, Luis Bugna², Rodolfo Gómez³,
Jorge Camaño⁴, Matias Bratovich⁵, Daniel Barrios⁶

1, 2, 3, 4, 5, 6 Facultad de Ingeniería
Universidad Nacional de la Patagonia San Juan Bosco
Ruta prov. N° 1 km 4, Comodoro Rivadavia, Argentina.
dbarila@unpata.edu.ar, lbugna@bvconline.com.ar, fitogomez@unpata.edu.ar,
jecamano@gmail.com, matiasbratovich@hotmail.com, barriosantiago_18@hotmail.com

Palabras clave: Motor de combustión interna, distribución variable, renovación de la carga.

Resumen

La necesidad de mejorar las prestaciones aumentando la potencia y fundamentalmente mejorando el rendimiento motiva una de las ramas del desarrollo de los motores de combustión interna alternativos (MCIA) consistente en lograr sistemas de control de válvulas de admisión y escape suficientemente flexibles para optimizar los tiempos de apertura y cierre de las mismas.

Algunos de los sistemas existentes consisten en mecanismos que solo actúan sobre el ángulo de fase de las levas de admisión, otros vuelven activa una leva u otra dependiendo de la velocidad de giro del motor. También se han desarrollado sistemas más flexibles que permiten acortar el tiempo de apertura pero a costa de disminuir la alzada. Si bien esta disminución puede resultar beneficiosa, resulta de interés contar con un mecanismo que pueda lograr la flexibilidad en ángulo de apertura y en alzada de manera independiente.

Los sistemas electro hidráulicos son los más flexibles ya que permiten realizar cambios en tiempos de apertura y cierre a la vez que controlar la forma del diagrama de alzada con cierta precisión aunque claramente menor que la que se obtiene con los sistemas mecánicos además de implicar un consumo energético alto y una baja confiabilidad por lo que su uso solo se ha limitado a motores de investigación.

En este trabajo se presentan alternativas de sistemas de distribución variable con posibilidades de aumentar o disminuir el tiempo de apertura de válvulas sin merma de la alzada mediante dispositivos mecánicos con posibilidades de aplicación práctica en motores de serie. Para esta finalidad se plantean mecanismos de transmisión de movimiento no homocinético entre el cigüeñal y las levas con posibilidad de variar a voluntad la cuantía de la característica no homocinética de la transmisión.

1. Introducción

Los tiempos de apertura y cierre de válvulas de admisión y escape difieren respecto de los que en principio se establecen para un ciclo teórico en el que las válvulas permanecen abiertas en coincidencia exacta con las carreras respectivas. En un motor real, existen diversos factores por lo que este esquema deja de ser el óptimo, la apertura y cierre no pueden ser instantáneos lo que obliga a adelantar las aperturas y retrasar los cierres aún

en caso de motores muy lentos en los que en principio se debería tender a los diagramas de distribución cercanos al teórico.

A velocidades altas, aparece la necesidad de aumentar mucho más los adelantos de apertura y los retrasos de cierre debido a que, al aumentar los gastos máxicos a través de las válvulas también se incrementan los saltos de presión en las mismas.

A modo de ejemplo, al llegar al final de la carrera de admisión, si el motor gira a gran velocidad, la presión dentro del cilindro será menor que en el conducto de admisión por lo que si el cierre se retarda, seguirá ingresando flujo al cilindro aún cuando el pistón comience la carrera de compresión y por lo tanto el momento óptimo de cierre será cuando la diferencia de presión y el flujo sean nulos. Esta condición de gasto máxico nulo depende además de la dinámica del flujo que circula por el conducto de admisión que al ser de carácter no estacionario, produce fenómenos ondulatorios de gran influencia en el proceso de renovación de la carga y si los conductos de admisión están "sintonizados", aumenta también la necesidad de un valor alto del RCA. De esta manera, el retraso óptimo del cierre de admisión (RCA), aumenta a medida que crece la velocidad de giro.

Consideraciones similares permiten justificar la existencia de adelanto en la apertura de admisión (AAA), adelanto en la apertura de escape (AAE) y retraso en el cierre de escape (RCE) [1]. Si se pretende bajar las pérdidas mecánicas durante el escape y la admisión además de maximizar el llenado del cilindro, el diagrama de distribución óptimo se vuelve más "abierto" en motores rápidos y más cercano al teórico en motores lentos. En la etapa de diseño, en función del uso del motor, se define la velocidad de giro a la que se optimizará el diagrama de distribución buscando un compromiso de funcionamiento razonablemente bueno en otras velocidades.

Los sistemas tradicionales utilizan diagramas de distribución fijos definidos por la geometría de las levas de admisión y escape, la posibilidad de utilizar un sistema de distribución variable para tratar de acercarse a los valores óptimos de cierres y aperturas de válvulas fue una idea que se manejó desde hace mucho tiempo pero en muchas ocasiones, primó la sencillez y bajo costo de los sistemas tradicionales antes que la búsqueda de los beneficios que un sistema variable podría aportar.

El antecedente más antiguo del uso de distribución variable data de la era del vapor cuando en las locomotoras se instalaron sistemas de este tipo para la regulación de potencia sin estrangulación del flujo [2]. La posibilidad de variar el diagrama de distribución ha sido explorada desde hace mucho tiempo en los MCIA, sin embargo, las versiones de producción son relativamente recientes. Uno de los parámetros que más influye en el aumento de potencia a alto régimen de giro es el RCA, por esto es que uno de los sistemas más simples de distribución solo actúa cambiando la fase entre cigüeñal y árbol de levas retrasando todas las aperturas y cierres de válvulas en busca de aumentar el RCA.

Cabe destacar que las estrategias planteadas son válidas a plena carga, sin embargo a carga parcial puede ser de interés realizar aperturas de admisión de menor duración que la teórica con la finalidad de reducir las pérdidas de bombeo y simultáneamente asemejar al ciclo operativo al de Atkinson [1, 3]

Existen diversos sistemas en producción que utilizan una leva para el rango de bajas RPM y otra para el de alta velocidad realizando el cambio en la zona donde el par declina con la leva de baja y está en crecimiento el de alta.

La utilización de una leva oscilante, permite materializar diagramas de alzada más flexibles variando la duración de la apertura pero solo pueden hacerlo disminuyendo simultáneamente la alzada (sistema valvetronic BMW) [1, 4, 5]. Si bien esta disminución puede resultar de bajo impacto ya que a bajo régimen de giro una menor apertura no genera grandes pérdidas y hasta puede resultar beneficiosa en ralenti, resulta de interés contar con un mecanismo que pueda lograr la flexibilidad en ángulo de apertura y en alzada de manera independiente.

Los sistemas eléctricos o electro hidráulicos son los más flexibles ya que permiten realizar cambios en tiempos de apertura y cierre a la vez que controlar la forma del diagrama de alzada con cierta precisión pero la elevada exigencia impuesta al sistema de control hace imposible igualar a los sistemas mecánicos inherentemente precisos por su principio de funcionamiento [6]. Su capacidad de control implica controlar la posición de la válvula liberando aceite del actuador cada vez que exista un error en exceso y bombeando más cuando es en defecto, el retorno se realiza liberando fluido hasta el cierre de la válvula, esto hace que el consumo energético sea alto en comparación con los sistemas mecánicos que son conservativos en su concepción teórica y en la práctica tienen pérdidas bajas producto de la fricción entre elementos de la cadena cinemática que, en general se pueden mantener bastante bajos. Su confiabilidad y durabilidad son mucho más bajas que en un sistema mecánico y por lo general su uso solo se ha limitado a motores de investigación.

Otros sistemas utilizan botadores hidráulicos controlados electrónicamente permitiendo una descarga controlada de los mismos para adelantar el cierre en determinadas situaciones de funcionamiento del motor, estos sistemas no pueden considerarse como electro hidráulicos puros ya que el accionamiento es a través de levas y solo en ocasiones se actúa sobre la descarga de los botadores [8].

Una forma de variar el tiempo de apertura de la válvula es haciendo que la leva no gire a velocidad uniforme aunque mantenga la velocidad media de tal manera que genere una distorsión en el diagrama de alzada manteniendo el valor máximo de la misma. Esto puede lograrse accionando la leva con un mecanismo no homocinético lo que genera un movimiento con velocidad de giro fluctuante de la leva. Si se puede regular cuando no homocinética es la transmisión, se puede modificar a voluntad el diagrama de alzada dentro de ciertos márgenes.

Diversos sistemas de distribución variable se han implementado y forman parte de equipamiento de serie de productos comerciales, los conceptos utilizados tienen ventajas y desventajas [7] y puede asegurarse que esta temática seguirá teniendo especial atención en el desarrollo de motores a mediano plazo.

El sistema VVC utilizado por la fábrica Rover [4] propone un mecanismo basado en este principio y en este trabajo se presentan alternativas de sistemas de distribución variable con posibilidades de aumentar o disminuir el tiempo de apertura de válvulas sin merma de la alzada mediante dispositivos mecánicos con posibilidades de aplicación práctica en motores de serie. Para esta finalidad se plantean mecanismos de transmisión de movimiento no homocinético entre el cigüeñal y las levas con posibilidad de variar a voluntad la cuantía de la característica no homocinética de la transmisión.

2. Transmisión cardánica

Una de las maneras de obtener un movimiento fluctuante es mediante el uso de una junta cardánica ya que la misma no transmite el movimiento de rotación de manera homocinética, la figura (1a) muestra esquemáticamente una junta cardánica con el eje de entrada y el de salida desfasados un ángulo β y con cada eje en la posición de referencia angular nula.

En la figura (1b), el eje de entrada ha girado un ángulo ϕ_1 y el de salida ϕ_2 , cada uno de las barras de la cruzeta gira manteniéndose en un plano perpendicular al eje al que está vinculado, así, la barra vinculada al eje de entrada siempre gira sin salir del plano 1 y la barra vinculada al eje de salida lo hace en el plano 2 tal como se aprecia en la figura (1b). Con esta consideración pueden plantearse las siguientes expresiones:

$$B = A \cdot \tan \phi_1 \quad \Rightarrow \quad C = A \cdot \tan \phi_2$$

$$\tan \phi_1 = \tan \phi_2 \cdot \cos \beta \quad (1)$$

Esta característica hace que en las aplicaciones habituales de juntas cardánicas se busque minimizar el ángulo entre ejes [β] con la finalidad de hacer despreciables las pulsaciones que se generan. Si la exigencia de mantener el carácter homocinético es grande y es posible colocar más de una junta cardánica, se disponen de tal manera que las pulsaciones se compensen mutuamente, tal como es habitual en la disposición del eje cardan en los vehículos de tracción trasera y motor delantero.

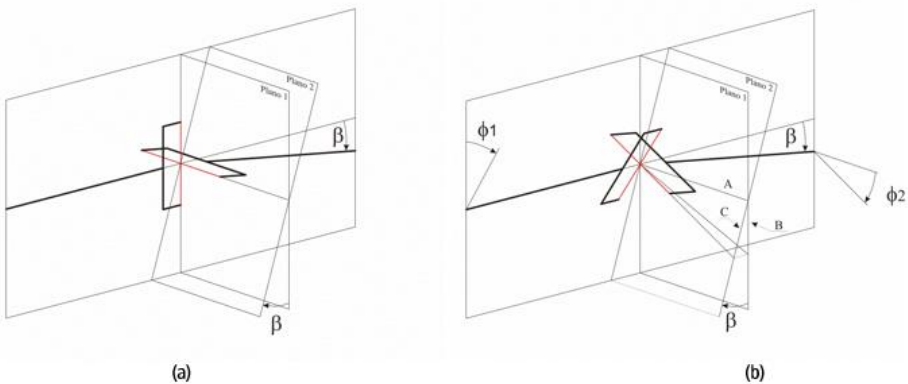


Figura 1. Esquema cinemático de una junta cardánica.

Por el contrario, si se colocan de manera tal que las pulsaciones se magnifiquen, es posible generar una gran distorsión angular del eje de salida respecto del eje de entrada. Para un motor experimental monocilíndrico, se ha evaluado la configuración que se muestra en la figura 2 en la que el eje central puede ser desplazado manteniéndose paralelo a los ejes de entrada y salida gracias a la flexibilidad de las juntas cardánicas y a contar con ejes estriados que permiten absorber las variaciones de longitud. Esta disposición angular relativa de cada junta es la que se desaconseja para las transmisiones porque genera altas fluctuaciones pero que en este caso son las que permiten distorsionar el diagrama de alzada a voluntad.

La junta cardánica produce dos ciclos de distorsión por vuelta, es decir que el eje de salida se adelanta y se atrasa respecto del de entrada dos veces en cada vuelta. Ante esta característica, surge la posibilidad de accionar el árbol de levas de un motor de 4 tiempos intercalando un dispositivo como el de la figura luego de pasar por la reductora de velocidad proveniente del cigüeñal, por lo que el sistema cardánico giraría a la misma velocidad que el árbol de levas y se aprovecharía una de las distorsiones para modificar el diagrama de alzada quedando otra distorsión en la zona inactiva de la leva.

Otra configuración posible es accionar el sistema cardánico a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del cigüeñal y desde el eje de salida del sistema cardánico multiplicar por dos la velocidad de giro para accionar la leva. De esa manera, la leva gira a $\frac{1}{2}$ de la velocidad del motor pero con una única pulsación por vuelta.



Figura 2. Disposición de 4 juntas cardánicas para generar alta distorsión angular entre entrada y salida.

La figura 3 muestra la distorsión angular de un eje de leva accionado con el sistema cardánico de la figura 2 intercalado en la transmisión. Se observan las distorsiones angulares (entendidas como adelantos cuando son positivas y retrasos cuando son negativas) respecto de la posición angular de un eje de levas convencional. En color azul se representa la distorsión angular para el caso en que las juntas cardánicas giran a la misma velocidad que el árbol de levas ($\frac{1}{2}$ del motor) y en rojo si gira a la mitad que el árbol de levas ($\frac{1}{4}$ del motor).

Este gráfico permite interpretar de manera directa el corrimiento que podrían tener los eventos de apertura y cierre de una válvula en función de los valores standard y la distorsión producida por el dispositivo. Por ejemplo, una leva con un diagrama de alzada con un máximo de apertura en 0° , apertura en 630° y cierre en 90° se distorsionaría según el siguiente esquema si el dispositivo está girando a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor:

Apertura: 620° (adelanto de 10° aprox.)

Cierre: 100° (atraso de 10° aprox.)

Alzada máxima: sin corrimiento ya que no hay distorsión a los 0°



Figura 3. Distorsión angular del eje de levas con el dispositivo de distorsión cardánico girando a $\frac{1}{4}$ y $\frac{1}{2}$ de la velocidad del motor (un pulso y dos pulsos por ciclo) en función del ángulo de giro del cigüeñal para los 720° de un ciclo completo. El ángulo de giro representado es arbitrario, el inicio no coincide necesariamente con algún punto muerto del motor. El ángulo entre ejes en cada una de las juntas es de 20°.

Con este razonamiento puede observarse que el tiempo de apertura aumenta, pero si se usa el esquema de conectar el dispositivo cardánico directamente a la leva, el tiempo de apertura disminuye. La figura 4 muestra los diagramas de alzada distorsionados en ambos casos comparados con el diagrama original de la leva.

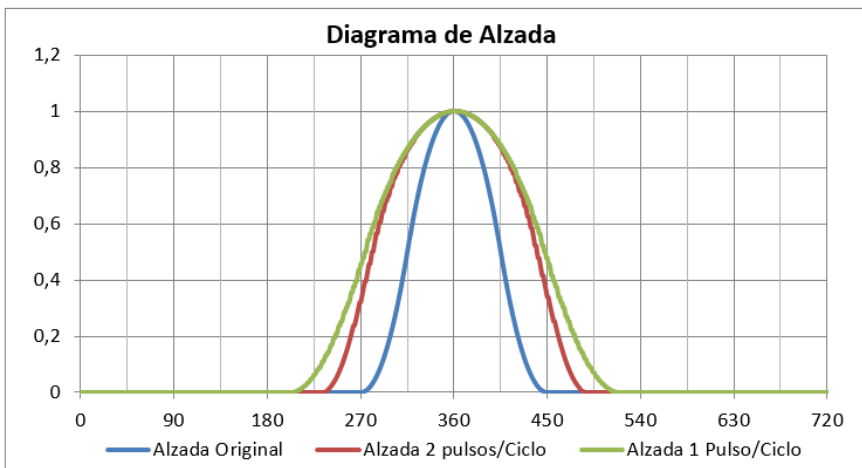


Figura 4. Diagramas de alzada distorsionados teniendo en cuenta ambas posibilidades de conexión del dispositivo cardánico y con las mismas condiciones con las que se generó el gráfico de la figura 3.

Una característica interesante de este dispositivo es que si el desplazamiento del eje central se realiza en una dirección ortogonal a la mostrada en los gráficos, las distorsiones se invierten por lo que se concluye que partiendo de un diagrama de distribución, puede aumentarse o disminuirse el tiempo de apertura dependiendo de la dirección de desplazamiento del eje de control.

El esquema planteado puede resultar interesante para un motor experimental pero resulta poco práctico para el accionamiento de levas de un motor policilindrico ya que cada leva debe tener una distorsión específica en cada instante del ciclo. Partiendo de los principios básicos de este mecanismo, se propuso uno diferente que puede generar distorsiones angulares individuales para cada leva, el mismo se describe a continuación.

3. Transmisión cardánica compacta

El esquema planteado puede resultar interesante para un motor experimental pero resulta poco práctico para el accionamiento de levas de un motor policilindrico ya que cada leva debe tener una distorsión específica en cada instante del ciclo.

Analizando la cinemática de las juntas cardánicas, se tiene que la relación entre entrada y salida depende exclusivamente del ángulo entre ejes, por lo que es posible generar un mecanismo que se comporte de la misma manera que el de la figura 2 pero de longitud nula. El mecanismo no es otro que lo que se denomina suspensión cardánica compuesta por tres aros concéntricos que se vinculan entre sí mediante articulaciones dispuestas ortogonalmente entre sí.

La figura 5 muestra un dispositivo de este tipo utilizado como distorsionador del movimiento de la leva. El aro interno (rojo) se vincula mediante pernos al eje, concéntricamente a él, el aro central (verde) se vincula al interno con pernos y al externo (azul) con otro par de pernos de tal manera que cada articulación es ortogonal a la inmediatamente siguiente o anterior en la cadena cinemática.

El aro externo se vincula a la leva mediante una horquilla de tal manera que el movimiento transmitido por el eje al aro interno llega a la leva a través de los aros y sus correspondientes articulaciones.

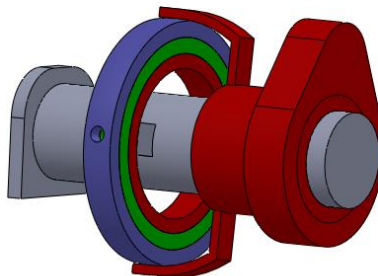


Figura 5. Distorsionador del tipo junta cardánica compacta.
El aro de control está alineado con el interno y el externo por lo que no hay distorsión en este caso.

La configuración de la figura con los aros alineados no genera distorsión y es equivalente a un mecanismo de leva convencional. Si se considera al eje sin velocidad de giro se puede observar que el aro central posee dos grados de libertad de giro en virtud de poseer dos pernos ortogonales en su vinculación con el eje al igual que con su vinculación con la horquilla solidaria a la leva. Por esto es que el Aro intermedio puede ser inclinado dejando de ser ortogonal al eje y mantener esa inclinación respecto de un sistema de referencia fijo a la estructura del motor.

En otras palabras, con un cojinete que permita la rotación puede inclinarse a voluntad el aro intermedio mientras gira el eje y los aros interno y externo adoptan posiciones compatibles con sus vínculos.

La figura 6 (a) muestra un giro del aro intermedio respecto de un eje horizontal y la 6 (b) como se disponen los aros interno y externo luego de que el eje de accionamiento gira 45° respecto de la posición anterior.

Desde el punto de vista cinemático este dispositivo es equivalente a un par de juntas cardánicas donde el eje de salida se comporta como el intermedio de la figura 2 y el aro intermedio es equivalente al eje inclinado de dicha figura por lo que pueden aplicarse las fórmulas de las juntas cardánicas duplicando el resultado de distorsión. La leva girará con velocidad angular no constante permitiendo obtener diagramas de alzada equivalentes a los mostrados en la figura 4.

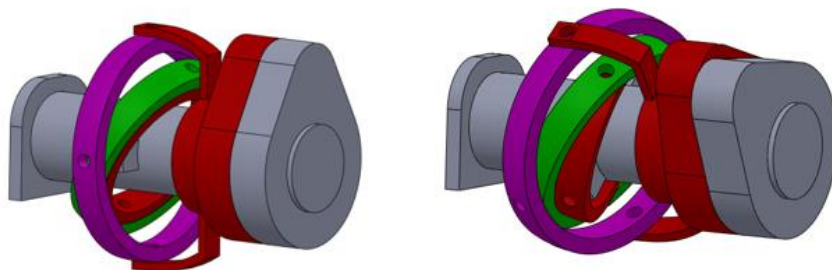


Figura 6. Distorsionador del tipo junta cardánica compacta con el aro de control inclinado generando pulsaciones en la leva. Se muestra una leva ficticia de color gris que gira solidaria al eje motriz para apreciar la distorsión angular al comparar con la roja que es accionada a través del dispositivo.

Este dispositivo se coloca en cada leva a controlar y todos los aros de control se inclinan con el mismo mecanismo de accionamiento externo de idéntica manera, permaneciendo paralelos entre sí.

Al igual que con la junta cardánica convencional, si el giro del aro de control se realiza respecto de un eje vertical, la distorsión será inversa pudiendo entonces tanto aumentar o disminuir el tiempo de apertura de manera continua.

4. Transmisión cardánica compacta girando a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor.

Tal como se mostró en la figura 3, si se hace girar a la junta cardánica a la mitad de la velocidad del motor, los tiempos de distorsión en adelanto y en atraso son menores que si girase a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor. En virtud de esto, se considera que una posibilidad interesante es trabajar a esa velocidad ($\frac{1}{4}$ de la del motor), pero sin recurrir a una elevación posterior de la velocidad utilizando en cambio una leva de doble zona activa de tal manera que cada lóbulo actúe en un ciclo alternado al otro. Para este caso, el mecanismo es similar salvo en la configuración de la leva que, posee dos zonas activas como se muestra en la figura 7.

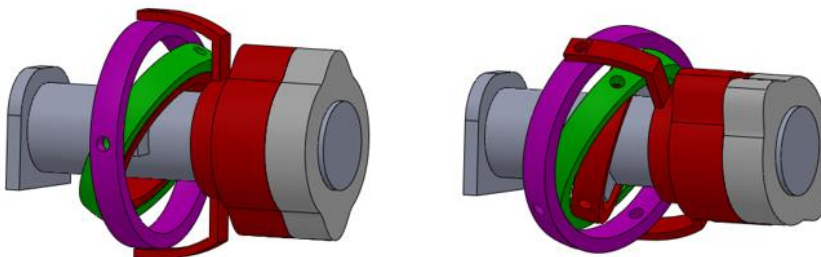


Figura 7. Distorsionador del tipo junta cardánica compacta para el caso de giro a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor. En este caso se hace necesario el uso de levas con doble zona activa. Se muestra una leva ficticia de color gris que gira solidaria al eje motriz para apreciar la distorsión angular al comparar con la roja que es accionada a través del dispositivo.

En este caso, si se desea mantener acotado el tamaño de la leva, resulta conveniente utilizar botadores de rodillo en vez de planos ya que se minimizan las posibilidades de que aparezca interferencia.

Tanto la junta cardánica convencional como la compacta distorsionan los diagramas de alzada de manera compatible con las condiciones cinemáticas exigidas para un mecanismo de leva garantizando aceleraciones acotadas y velocidades de cierre limitadas. El ángulo de fase debería regularse mediante otro dispositivo similar a los varios que actualmente se utilizan en vehículos de serie.

5. Sistema de distorsión articulado.

A continuación se muestra el planteo conceptual de un sistema capaz de obtener prestaciones similares al anteriormente descrito pero con mayor accesibilidad al mecanismo de control.

El dispositivo está basado en vincular una horquilla fija al eje de accionamiento y otra a la leva mediante un par de bielas articuladas tal como se muestra en la figura 8.

Las bielas se construyen de tal manera que todos los ejes geométricos de las articulaciones, tanto las intermedias como las de vinculación al eje y a la horquilla de la leva, converjan en un mismo centro. De esa manera se garantiza que puedan extenderse o plegarse sin generar incompatibilidad en los vínculos.

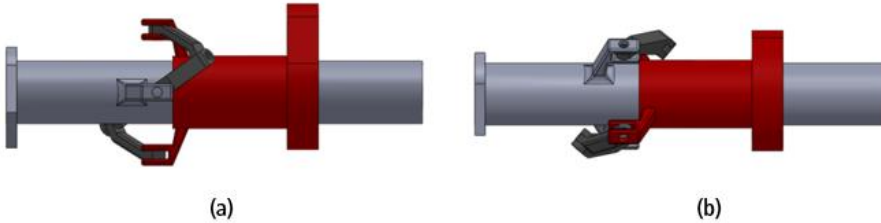


Figura 8. Distorsionador articulado. Vista lateral en dos posiciones giradas 45° entre sí.

En la figura 8 (b) se observa que si se hace pasar un eje por las articulaciones de las bielas, este queda inclinado respecto del eje motriz. Si esa inclinación permanece constante, el eje motriz y la leva giran solidarios.

Si este ángulo se pudiera variar armónicamente a medida que el eje motriz gira, se generaría una pulsación en el movimiento de giro de la leva. En la figura 9, se ha incorporado un buje externo concéntrico al eje motriz que permite alojar un pasador inclinado que vincula las articulaciones de las bielas a través de perforaciones en la pared del mismo.

Si todo el conjunto gira con el buje externo concéntrico y paralelo al eje, la leva girará a velocidad uniforme, por el contrario, si el buje es inclinado mediante un actuador externo con un ángulo fijo respecto de la estructura del motor, se producirá un “plegado” y “estiramiento” cíclicos de las bielas articuladas generando que la leva distorsione su movimiento con un adelanto y un atraso en cada vuelta permitiendo el mismo tipo de distorsión logrado con las diversas configuraciones cardánicas mencionadas anteriormente.

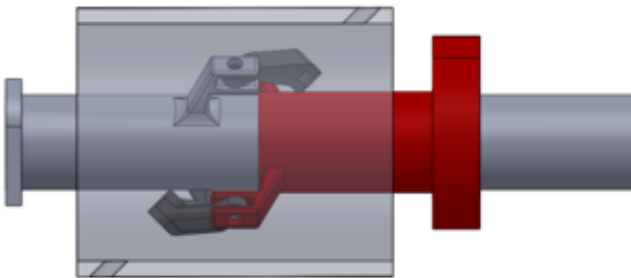


Figura 9. Distorsionador articulado con aro de control y perno de vinculación con las bielas

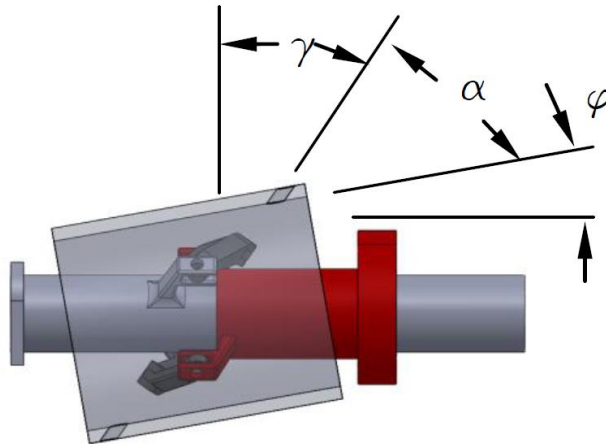


Figura 10. Distorsionador articulado con aro de control inclinado generando movimiento pulsante en la leva

La figura 10 muestra el dispositivo con el aro de control inclinado generando en la posición del eje indicada un "estiramiento" de las bielas de control. Luego de un giro del eje motriz de 180° se llega a la situación inversa con un "plegamiento" de las mismas. El ángulo α está definido en el diseño por lo que es constante, el ángulo φ se fija mediante un mecanismo externo y permanece constante hasta tanto los requerimientos de duración de apertura de la válvula no cambien. El ángulo γ es el existente entre el eje imaginario de los pernos y el plano perpendicular al eje de levas, este ángulo varía constantemente mientras gira el eje conductor. En el instante mostrado en la figura 10, el ángulo γ es máximo, luego de que el eje gire media vuelta, será mínimo.

El sistema de perno y articulación mostrado en la parte inferior de la figura 10, realiza un movimiento idéntico y constituye un mecanismo redundante permitiendo distribuir los esfuerzos entre ambos eslabonamientos aunque desde el punto de vista cinemático, uno solo de ellos sería capaz de realizar la transmisión correctamente.

Estos dispositivos permiten una prestación similar a la de la junta cardánica compacta pero tienen la ventaja de un accionamiento más directo ya que el aro de control es la parte externa del dispositivo mientras que en el otro mecanismo, hay que actuar sobre el aro intermedio lo que resulta más dificultoso.

Estudio analítico del sistema de distorsión articulado.

Para estudiar la cinemática del mecanismo, es necesario obtener la variación cíclica del ángulo γ , para ello, se ha representado el cono formado por el eje geométrico del perno que actúa como generatriz. En la figura 11 se muestra el esquema geométrico correspondiente cuando el aro de control ha rotado un ángulo θ respecto de su eje.

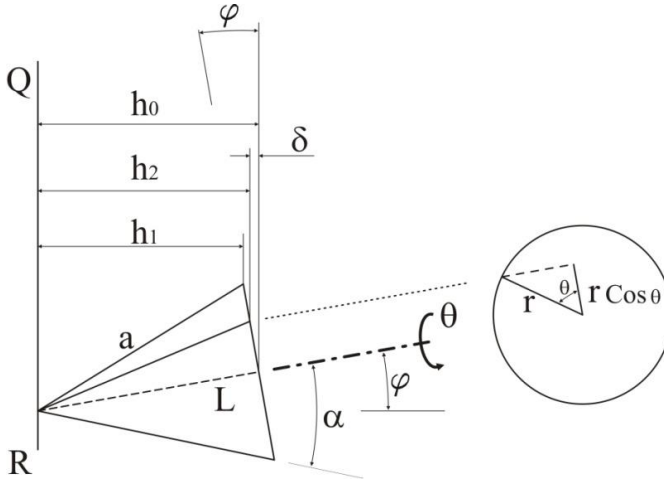


Figura 11.

Se asumen determinadas variables asociadas a longitudes que facilitan el tratamiento matemático pero en realidad, sólo los ángulos son los que determinan la cinemática del sistema por lo que todas las variables asociadas a longitudes se cancelan en las expresiones finales. Cabe mencionar que el ángulo θ no es el que ha rotado el eje de entrada ni el de salida sino que es un valor intermedio entre ambos ya que la distorsión total lograda por el mecanismo se distribuye en dos distorsiones parciales, una entre entrada y aro de control y la otra entre el aro de control y el eje de salida.

En la imagen se observa la generatriz "a" del cono en verdadera magnitud mientras el eje del perno aparece como la proyección ya que se encuentra fuera del plano del dibujo en virtud de que se ha rotado un ángulo θ . En función de la geometría mostrada en la figura, pueden obtenerse las expresiones correspondientes a las variables que aparecen en la misma.

$$\delta = r \cdot \cos \theta \cdot \text{sen} \varphi \rightarrow h_2 = h_0 - \delta \rightarrow \frac{h_2}{a} = \text{sen} \gamma$$

$$\gamma = \arcsen \left(\frac{h_0}{a} - \frac{r}{a} \cdot \cos \theta \cdot \text{sen} \varphi \right) \rightarrow \gamma = \arcsen \left(\frac{L}{a} \cdot \cos \varphi - \frac{r}{a} \cdot \cos \theta \cdot \text{sen} \varphi \right)$$

$$\gamma = \arcsen \left(\cos \alpha \cdot \cos \varphi - \frac{r}{a} \cdot \cos \theta \cdot \text{sen} \varphi \right) \quad (2)$$

La influencia del ángulo γ obtenida en la expresión (2) sobre el mecanismo global puede calcularse teniendo en cuenta la geometría espacial del mecanismo de bielas articuladas mostrado en la figura 12.

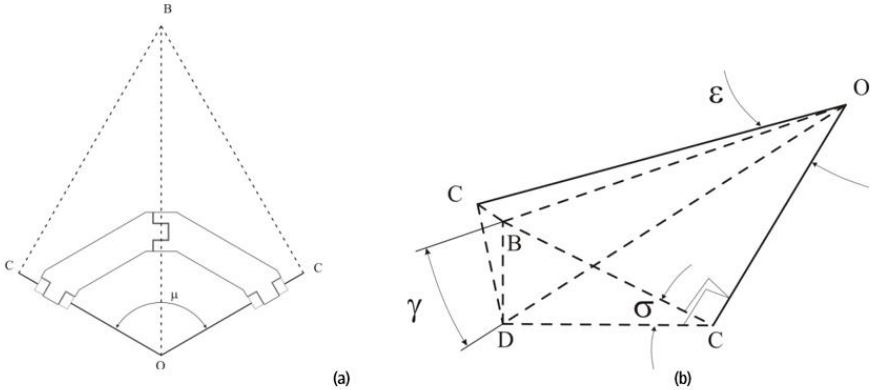


Figura 12.

La figura 12 (a) muestra una de las uniones articuladas como las que se observan en la figura 10 vista desde una dirección paralela al eje de levas y representa la situación en la que las partes están totalmente desplegadas por lo que se encuentran en un mismo plano (ángulo γ nulo), en esta condición, para los casos que se muestran en las simulaciones y en el esquema de la figura 10, $\mu = 120^\circ$. Aquí también, son relevantes los ángulos y no las longitudes pero para los desarrollos intermedios resulta conveniente establecer una geometría de referencia con longitudes de segmentos que se cancelan en las expresiones finales. El mecanismo necesariamente debe cumplir con la condición de que el eje geométrico del perno inclinado debe pasar por la intersección de los ejes geométricos de las horquillas identificado con el punto "O" de la figura 12 (a). Para el análisis se utiliza una geometría que es totalmente equivalente, en lo que respecta al cálculo de ángulos, al mecanismo físico representado en la figura 10.

Los segmentos **OC** representan los ejes geométricos de las horquillas, el segmento **OB** representa el eje geométrico de la articulación central de las bielas articuladas. Se supondrá que el ángulo **OCB** es recto. La figura 12 (b) muestra la geometría correspondiente a la situación en la que el ángulo γ no es nulo por lo que los triángulos rectángulos **OBC** mostrados en 12 (a) dejan de estar en el plano perpendicular al eje de levas. Siendo el triángulo **OCB** rectángulo en el vértice **C**, su proyección es el triángulo **OCD** que también es rectángulo en el vértice **C**. Los triángulos **BDC** y **BDO** son rectángulos en el vértice común **D**. Con esta geometría pueden obtenerse las expresiones correspondientes a las variables que aparecen en la figura.

$$BD = BO \cdot \text{sen} \gamma \rightarrow \sigma = \arcsen\left(\frac{BD}{BC}\right) \rightarrow \sigma = \arcsen\left(\frac{BO \cdot \text{sen} \gamma}{BC}\right)$$

$$\sigma = \arcsen\left(\frac{\text{sen} \gamma}{\text{sen} \frac{\mu}{2}}\right) \quad (3)$$

$$BD = BC \cos \sigma \rightarrow \frac{DC}{CO} = \tan \frac{\varepsilon}{2} \rightarrow \varepsilon = 2 \cdot \arctan\left(\frac{CB \cdot \cos \sigma}{OC}\right)$$

$$\varepsilon = 2 \cdot \arctan\left(\tan \frac{\mu}{2} \cdot \cos \sigma\right) \quad (4)$$

El ángulo ε es el existente entre las horquillas cuando γ no es nulo y teniendo en cuenta que por condición de diseño en los casos simulados, cuando φ es nulo, $\varepsilon = 90^\circ$, puede definirse la distorsión angular como sigue:

$$\text{Distorsión} = 90^\circ - \varepsilon = \theta_{\text{entrada}} - \theta_{\text{salida}} \quad (5)$$

La figura 13 muestra la distorsión angular y los diagramas de alzada correspondientes a la leva original y el que se produce al distorsionar el ángulo de giro con el dispositivo distorsionador articulado. El mecanismo permite tanto aumentar como disminuir el tiempo de apertura de la válvula cambiando el signo de la inclinación φ del aro de control.

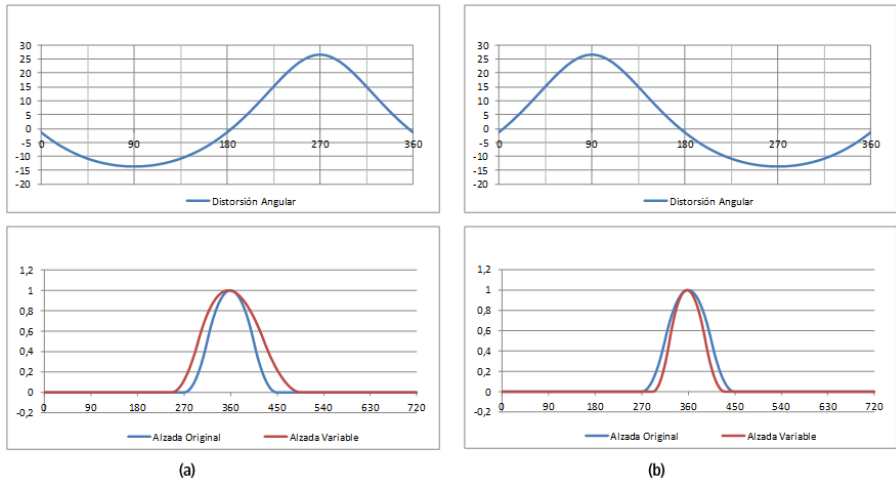


Figura 13. (a) Distorsión angular y diagramas de alzada para $f=9^\circ$.
(b) Distorsión angular y diagramas de alzada para $f=-9^\circ$.

Este mecanismo genera una distorsión no simétrica generando un leve corrimiento de la ubicación de la máxima apertura y también leves diferencias en la duración del tiempo de levantamiento con el de cierre tal como puede observarse en la figura 13. Esto no representa un inconveniente ya que aun con esta característica, se mantienen acotadas las aceleraciones, en lo que respecta a los corrimientos, tal como se mencionó previamente, estos dispositivos deben trabajar con un variador de fase en la entrada del eje de accionamiento por lo que deberán controlarse necesariamente los tiempos de apertura y la fase que resulte óptima en cada caso.

Con la intención de hacer más compacto este mecanismo, se analizó como reducir el tamaño axial del aro de control que se ve influenciado por la inclinación del perno en la posición neutra del mecanismo (figs. 9 y 10).

Para lograr esta reducción de longitud se propone un mecanismo similar pero ubicando la vinculación del perno de control en un punto intermedio de uno de los segmentos de cada una de las bielas articuladas reduciendo así el ángulo del perno para una misma configuración neutra. Asimismo, para un determinado ángulo de inclinación máxima (γ) de la articulación central, es necesario un ángulo del aro de control menor en virtud de que en esta disposición el perno de control está más cerca de la articulación de la horquilla (figura 14).

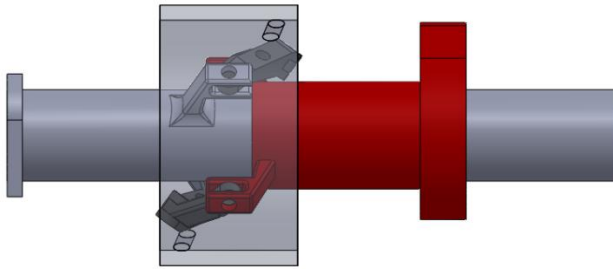


Figura 14. Dispositivo con vinculación intermedia del perno para reducir la longitud del aro de control.

6. Conclusiones

- Se propusieron y analizaron dispositivos capaces de proporcionar variación del tiempo de apertura de válvulas de manera continua factibles de utilizar en motores experimentales monocilíndricos con elementos comerciales como es el caso de las transmisiones cardánicas simples.
- Se plantearon y analizaron diseños conceptuales de distribución variable basados en lograr irregularidad de rotación de la leva aplicables a motores de varios cilindros.
- El diseño de junta cardánica compacta cumple con el objetivo de lograr la distorsión continua del diagrama de alzada pero debido a que produce dos pulsaciones por vuelta, su aplicación resulta restringida cuando se requieren grandes distorsiones.
- El diseño de junta cardánica compacta girando a $\frac{1}{4}$ de la velocidad del motor resuelve la limitación anteriormente planteada al utilizar una leva de doble zona activa permitiendo una mayor versatilidad con menores ángulos de inclinación del aro de control.
- El sistema de distorsión articulado permite una adecuada distorsión del diagrama de alzada controlado por la inclinación de un aro de control externo haciendo más sencillo el posible sistema de actuación sobre el mismo en comparación con el sistema de junta cardánica compacta.
- Se desarrollaron las expresiones analíticas que permiten calcular las variables cinemáticas asociadas a los mecanismos propuestos y se propusieron sistemas alternativos con la finalidad de compararlos en un análisis más exhaustivo y evaluar su posible implementación práctica.

7. Referencias

- [1] F. Payri; J.M. Desantes, "Motores de combustión interna alternativos, Ed. Reverté, 2011.
- [2] <http://www.steamlocomotive.com/appliances/valvegear.php>
- [3] Heywood, J.B., "Internal combustion engines fundamentals", Mc Graw Hill, 1988
- [4] <https://www.google.ch/patents/US5152262>
- [5] R.Flierl, C.Landerl, R.Hofmann, T.Melcher, H.Steyer: "Der neue BMW Vierzylinder Ottomotor mit Valvetronic Teil 1: Konzept und konstruktiver", Aufbau MTZ 62 (2001)
- [6] Menzel, C., Torresan, C., Knight, J., Raines, C. et al, "Electronic Continuous Variable Valve Timing for Small SI Engine", SAE Technical Paper 2008-01-1778, 2008
- [7] Peter Kreuter, Peter Heuser, Joachim Reinicke, Rüdiger Erz, Ulrich Peter and Oliver Böcker, Comparison of Different Kinematic Solutions for Mechanical Continuously Variable Valve Lift Systems
- [8] Steven Ashley, "Inside Fiat's innovative MultiAir system", SAE International articles 2010, <http://articles.sae.org/8703/>

