

CONTENIDOS-LEVAS

- Ciclo operativo de un motor de cuatro tiempos.
- Velocidad del pistón
 - Velocidad media del pistón.
 - Análisis del diagrama de velocidad y su influencia en la distribución.
- Influencia de la velocidad de los gases y de los tiempos de apertura sobre las curvas características.
- Perfil de levas
- Diagramas de desplazamiento, velocidad, aceleración y jerk.
- Cadenas cinemáticas.
- Botadores
 - Tipos y limitaciones.
 - Influencia sobre el diagrama de apertura de válvulas.
 - Costos.
- Válvulas y levas
 - Sección de paso a través de la válvula.
 - Índice de Mach-Aplicación.
 - Velocidad media de los gases en el conducto y a través de la válvula.
- Selección de Árboles de levas
 - Especificaciones de árboles de levas.
 - Alzada máxima.
 - Permanencia.
 - Separación entre lóbulos.
 - Cruce de válvulas.
 - Centro de líneas.
- Resortes de válvulas
 - Carga del resorte.
 - Vibración del resorte.
- Avance y retardo de un árbol de levas.
- Puesta a punto de motores (descripción).

Nota: Parte del contenido está contemplado en el presente archivo, el resto de información son apuntes que serán entregados en clase.

INTRODUCCIÓN – CONCEPTOS FUNDAMENTALES

Flujo a través del conjunto conducto - válvula de admisión

Cuando la velocidad del flujo que atraviesa un orificio alcanza la velocidad del sonido local, los cambios de presión aguas abajo del orificio ya no se podrán propagar aguas arriba del mismo. Esto se debe a que la onda de presión se desplaza a la velocidad del sonido y el flujo entrante, en sentido contrario a la onda de presión, viaja a la misma velocidad. Así, el flujo se denomina **estancado**, y el flujo másico no se podrá incrementar por encima de este punto.

Si llamamos V a la velocidad instantánea del flujo y a la velocidad del sonido local, el número de **Mach M** se define como:

$$M = \frac{V}{a}$$

En el caso de que $M = 1$, el flujo está estancado y no puede ser incrementado. El estancamiento del flujo que atraviesa la válvula de admisión (es decir, cuando alcanza la velocidad del sonido) es una de las más serias limitaciones de performance del motor. El diseño del conjunto ducto y válvula de admisión está dirigido en gran parte a evitar el estancamiento del flujo en el rango de performance deseado.

Para controlar el régimen del motor en el cual el flujo llega a la condición de estancado, el diseñador debe controlar el número, tamaño y alzada de las válvulas de admisión, como así también la influencia de estos tres parámetros sobre la cámara de combustión.

Flujo a través de la válvula de admisión

La naturaleza del flujo que atraviesa la válvula de admisión se puede examinar para tres alzadas de válvula: baja, media y alta. Tomamos como referencia una válvula con aristas filosas, que son las típicas en los motores de producción en serie, Fig. 4.1.

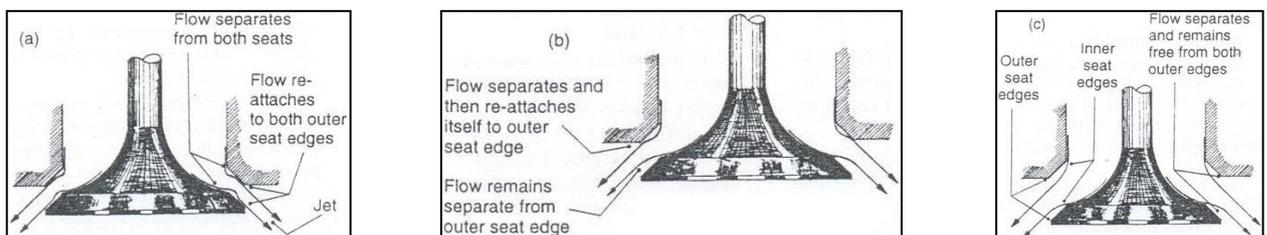


Fig. 4.1 A, B y C: Flujo a través de la válvula de admisión

- En la alzada mas baja, el flujo se separa de las aristas interiores tanto del asiento como de la válvula, y vuelve a entrar en contacto con los bordes exteriores del asiento y válvula, Fig. 4.1 A.
- Para la alzada media, el flujo se separa de las aristas interiores tanto del asiento como de la válvula, vuelve a entrar en contacto con el borde exterior del asiento, pero se mantiene el desprendimiento en las aristas exteriores de la válvula, Fig. 4.1 B.

- Al llegar a la alzada mas alta, el flujo se separa en las aristas interiores del asiento y válvula, permaneciendo así a medida que se descarga en trayectoria cónica, Fig. 4.1 C. Se forma así un jet de flujo libre.

La separación ocurre en muchos flujos prácticos de interés. La mayoría de las veces ocurre en aristas filosas, donde la inercia del flujo no le permite seguir los contornos. Es importante observar que llegado a un punto determinado, aumentar la alzada de la válvula no aumenta el flujo másico que la atraviesa, porque este no ocupa totalmente el área disponible para ello. Por otro lado, para alzadas muy altas, el área limitante es la del asiento de válvulas.

Coefficiente de descarga

Hay muchas formas en las que el flujo estacionario a través de la válvula (o cualquier otro orificio) puede ser evaluado. Una de las más directas es el **coeficiente de descarga**. Consiste en medir la razón de flujo para una alzada de válvula determinada (fija), considerando que la perdida de carga es constante.

Utilizamos la teoría de **flujo isentrópico compresible** para calcular el flujo másico a través de un orificio ideal sin rozamiento, con la misma área que el área efectiva de paso de la válvula y sometido a la misma diferencia de presión.

Se define al coeficiente de descarga CD como **la razón entre el área efectiva de flujo y el área geométrica de flujo a través de la alzada de la válvula**.

El flujo isentrópico a través de un orificio es obtenido con la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_i = A \cdot \sqrt{2p_0 \rho_0 \frac{\gamma}{\gamma-1} \left[\left(\frac{p}{p_0} \right)^{2/\gamma} \left[1 - \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{\gamma-1}{\gamma}} \right] \right]} \quad (1)$$

donde p_0 y ρ_0 son la presión de estancamiento y la densidad de estancamiento respectivamente, γ es el peso especifico ($\gamma = 1,4$ para el aire) y A es el área de referencia.

Se puede expresar la razón de flujo real al introducir el coeficiente de descarga CD , con la expresión:

$$\dot{m}_{real} = C_D \dot{m}_i \quad (2)$$

Si el flujo es incompresible la ecuación (1) queda de la siguiente manera:

$$\dot{m}_i = A \cdot \sqrt{2\rho(p_0 - p)} \quad (3)$$

La presión p relativa a la presión atmosférica ($p_0 = atm$) se mide por encima del conducto de admisión, a una distancia aproximadamente igual a dos diámetros de cilindro por encima del motor. El coeficiente de descarga se puede expresar como:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{\dot{m}_i} \quad (4)$$

Para flujo incompresible:

$$C_D = \frac{\dot{m}_{real}}{A \cdot \sqrt{2\rho(p_0 - p)}} \quad (5)$$

La hipótesis de flujo incompresible permite calcular el coeficiente de descarga con un error muy pequeño. Si la pérdida de carga es $p_0 - p = 2$ KPa el error cometido es del 1,2% aproximadamente.

El área de referencia se puede considerar de dos formas distintas: el área geométrica mínima en base a la geometría asiento de válvula y alzada. Según Bicen y Kastner, el área de flujo geométrica mínima puede dividirse en tres rangos, según las dimensiones indicadas de la Fig. 4.2.

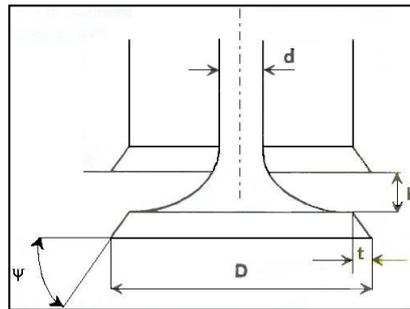


Fig. 4.2: Nomenclatura de las dimensiones de la válvula

Rango 1: para

$$0 < L \leq \frac{2t}{\sin 2\psi} \quad (6)$$

el área de flujo geométrica mínima corresponde al área lateral de un sector de cono con altura perpendicular al asiento de la válvula, y se expresa como:

$$A = \pi \cdot L \cdot \cos \psi \left[D - 2t + \left(\frac{L}{2} \right) \cdot \sin \psi \right] \quad (7)$$

Rango 2: para

$$\frac{2t}{\sin 2\psi} < L \leq t \cdot \tan \psi + \sqrt{\left[\frac{(D-2t)^2 - d^2}{4 \cdot (D-t)} \right]^2 - t^2} \quad (8)$$

el área de flujo geométrica mínima corresponde al área lateral de un tronco de cono con altura perpendicular al asiento de la válvula, y se expresa como:

$$A = \pi \cdot (D-t) \cdot \sqrt{(L-t \cdot \tan \psi)^2 + t^2} \quad (9)$$

Rango 3: para

$$t \cdot \tan \psi + \sqrt{\left[\frac{(D-2t)^2 - d^2}{4 \cdot (D-t)} \right]^2 - t^2} < L \quad (10)$$

el área de flujo geométrica mínima corresponde al área de paso del dicto de admisión:

$$A = \frac{\pi}{4} \cdot [(D-2t)^2 - d^2] \quad (11)$$

La necesidad de utilizar tres ecuaciones para determinar el área de flujo mínima, en función de un rango de alzadas, presenta inconvenientes en la utilización práctica.

Para flujo incompresible y bajas pérdidas de carga en la válvula, el coeficiente de descarga se calcula utilizando el área de la **cortina** periférica, que se define como:

$$A = \pi \cdot D_V \cdot L \quad (12)$$

donde D_V es el diámetro interno del asiento de la válvula, y el coeficiente de descarga se puede calcular con la expresión:

$$C_D = \frac{m^*}{\pi \cdot D_V \cdot L \cdot \sqrt{2\rho\Delta p}} \quad (13)$$

Para fines prácticos, el valor del coeficiente de descarga para una alzada de válvula (fija) es constante si el número de Reynolds es suficientemente elevado. Los resultados se grafican como una relación entre la razón de flujo y la alzada de válvula adimensional, para una determinada pérdida de carga.

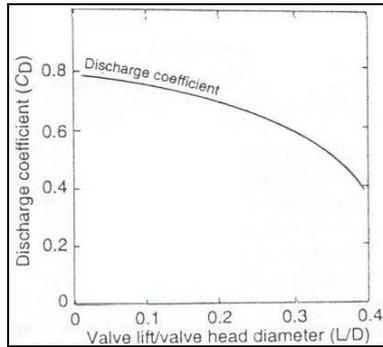


Fig. 4.3: Variación del coeficiente de descarga vs alzada adimensional

Es posible aumentar los valores del coeficiente de descarga modificando el área de flujo en las proximidades de la válvula de admisión, aguas arriba de la misma, redondeando las aristas vivas por ejemplo. También es posible de realizar suavizando y cambiando la forma de los ductos de admisión.

Índice de Mach

La evaluación del número de Mach, tal como se definió anteriormente, posee la desventaja de depende de la velocidad del flujo instantánea V , es decir, V varía a lo largo del ciclo. A los efectos del diseño, sería más conveniente contar con una expresión promedio, que nos permita evaluar el flujo en todo el intervalo que se encuentra abierta la válvula de admisión.

Sean V_p y A_p la velocidad instantánea y área del pistón ($A_p = \pi d_p^2 / 4$), V la velocidad del gas ideal (inviscido e incompresible) en la apertura de la válvula, A_v el área de la válvula ($A_v = \pi D^2 / 4$) y A_f el área de flujo real a través de la válvula, entonces:

$$V \cdot A_f = V_p \cdot A_p \Rightarrow V = V_p \frac{A_p}{A_f} \quad (14)$$

Si consideramos la velocidad real del flujo, V_r a través de la válvula, se debe considerar el área de la válvula (el área de la válvula es mayor que la del asiento), por lo tanto

$$V_r = V_p \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{A_v}{A_f} \quad (15)$$

El área de flujo real a través de la válvula se puede calcular como el área del conducto de admisión. A su vez, la razón entre el área de flujo real A_f y el área de la válvula A_v se conoce como el coeficiente de flujo, C_v :

$$C_V = \frac{A_f}{A_v} \Rightarrow V_r \Rightarrow V_p \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{1}{C_V} \quad (16)$$

Estas expresiones solo sirven para valores instantáneos, en algún punto del ciclo. Ya hemos mencionado la importancia de contar con una expresión promedio, que nos permita evaluar todo el intervalo de apertura de la válvula de admisión. En primer lugar se promedia el coeficiente de flujo C_V :

$$\bar{C}_V = \frac{1}{\theta_2 - \theta_1} \int_{\theta_1}^{\theta_2} C_V \cdot d\theta \quad (17)$$

donde θ_1 es el ángulo donde abre la válvula de admisión y donde θ_2 es el ángulo donde cierra la misma. La velocidad promedio del pistón se calcula como $\bar{V}_p = 2NC$, donde $\frac{1}{2}N$ es el tiempo transcurrido 1 giro del cigüeñal y C la carrera del pistón. La velocidad promedio del flujo real será:

$$\bar{V}_r \Rightarrow \bar{V}_p \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{1}{\bar{C}_V} \quad (18)$$

Se define el “índice de Mach” I_M como la razón entre la velocidad promedio del flujo real y la velocidad del sonido isentrópica:

$$I_M = \frac{\bar{V}_r}{a} = \frac{\bar{V}_p}{a} \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{1}{\bar{C}_V} \quad (19)$$

Para n número de válvulas, asumiendo que todas abren al mismo tiempo, hay n veces el área de flujo, por lo tanto:

$$I_M = \frac{\bar{V}_r}{a} = \frac{1}{n} \cdot \frac{\bar{V}_p}{a} \cdot \left(\frac{d_p}{D} \right)^2 \cdot \frac{1}{\bar{C}_V} \quad (20)$$

La experiencia muestra que el índice de Mach es el único parámetro relevante para evaluar la eficiencia del motor para distintas alzadas y distintos diámetros de válvulas. Las graficas del índice de Mach vs alguna propiedad del motor (por ejemplo eficiencia volumétrica) muestran que a partir de un valor dado de I_M la eficiencia volumétrica comienza a caer súbitamente. Es de esperar que en tal valor de I_M el numero de Mach halla alcanzado un valor $M = 1$.

TÉRMINOS DE UN PERFIL DE LEVAS

Rampa de empalme y flancos

Las partes de un lóbulo de un árbol de levas que inician el movimiento de alzada y descenso del seguidor son llamadas rampas de la leva.

Las rampas incluyen la rampa de empalme (lash ramp), el flanco o rampa de apertura (opening ramp) y flanco o rampa de cierre (closing ramp) Fig.1. La forma de los flancos controla el movimiento del seguidor en término de velocidades y grados de duración, medida esta última en grados de rotación del cigüeñal.

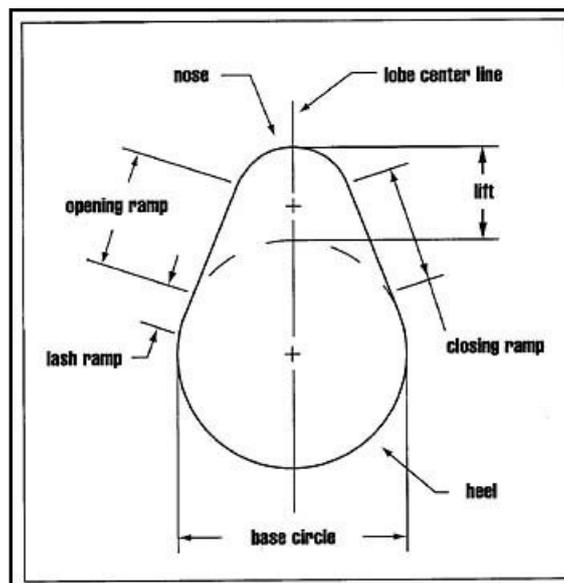


Figura 1.- Partes constitutivas de un lóbulo de un árbol de leva.

Las rampas de empalme como su nombre lo indica empalma el círculo base con el flanco de la leva dándole al seguidor un movimiento armónico. El flanco de apertura de una leva es justamente la parte donde el seguidor comienza a levantarse o alzarse en valores que influyen sobre la fluido-dinámica del sistema, hasta el punto en que alcanza la cabeza del lóbulo. El flanco de cierre va desde el final de la cabeza del lóbulo haciendo descender el seguidor hasta la rampa de empalme (falta en la figura esta rampa).

Cabeza de la leva

La cabeza de un lóbulo de una leva es la parte del perfil donde la válvula alcanza su máxima alzada, en la cabeza la válvula es abierta tanto como sea necesario, luego se hace en ella la transición hasta el flanco de cierre.

Círculo base

Es el punto más bajo del lóbulo, en este la válvula se encuentra cerrada.

Perfil simétrico

Se entiende como aquellos perfiles que son espejados con respecto a la línea central del lóbulo de la leva Fig. 2, lo que significa que ambos lados son iguales.

Perfil asimétrico

Se refiere a aquellos perfiles donde las flancos y cabeza de la leva no son simétricas con respecto a la línea central del lóbulo Fig. 2. La razón de que algunas levas cuenten con esta forma, está en lograr un flanco de apertura que eleve la válvula rápidamente, [tal es el caso de los perfiles cóncavos en los botadores a rodillo], y un flanco de cierre que lleve lentamente la válvula a reposo.

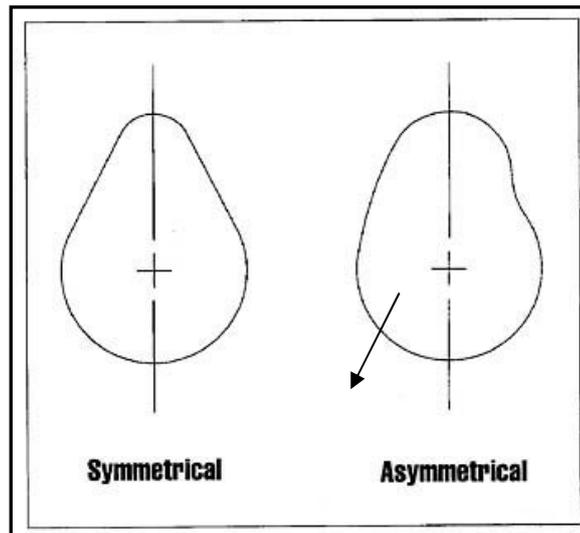


Figura 2.- Perfiles simétricos y asimétricos.

Centro de líneas

El centro de línea para la admisión es el punto mayor alzada sobre el lóbulo de admisión. Este viene expresado en grados del cigüeñal después del PMS (**DPMS**). De la misma forma el centro de línea de escape es el punto de mayor alzada sobre el lóbulo de escape. Este es expresado en grados del cigüeñal antes del PMS (**APMS**).

$$CLA = \frac{AAA + 180 + RCA}{2} - AAA$$

$$CLA = \frac{AAE + 180 + RCE}{2} - RCE$$

Patrón simple y dual

Una leva se dice que posee patrón simple cuando los diseños de perfil de leva de admisión y escape son los mismos, en caso contrario decimos que posee un patrón dual.

Botadores :

Podemos definir dos tipos de botadores comunmente empleados en vehículos de competición:

- Planos.
- A rodillo.

Los primeros pueden ser fijos, regulando la luz de válvula a través de una platilla colocada entre la cola de la válvula y el botador, o bien con platillas intercambiables colocadas entre el botador y el árbol de levas.

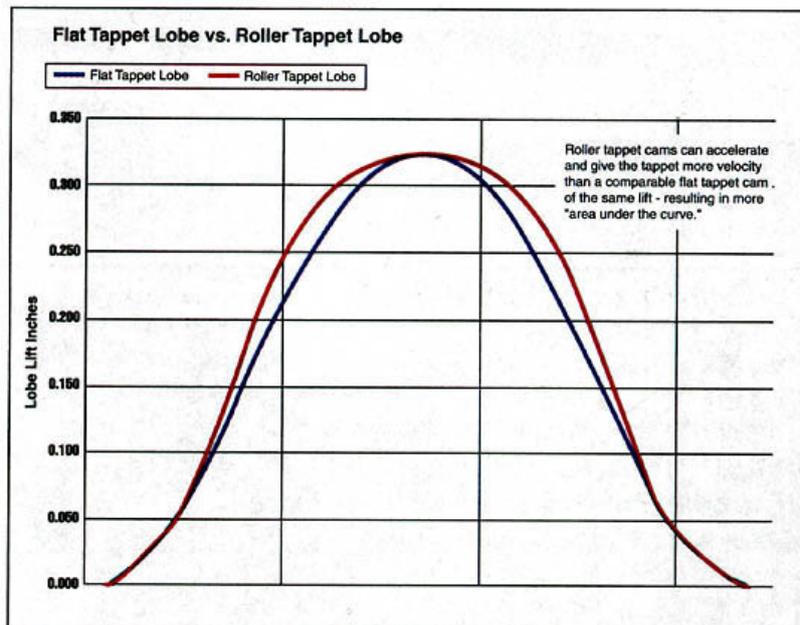
Fabricantes de motores y preparadores han usado botadores planos en sistemas de árboles de levas por años con un gran éxito. Sin embargo tanto los fabricantes como los preparadores se inclinan por botadores a rodillo, porque los diseños de levas a rodillo tiene distintas ventajas sobre los diseños con botadores planos :

Fricción

Las fuerzas de fricción por deslizamiento son mayores que las fuerzas de fricción por rodadura. Por lo tanto las levas con botadores a rodillo consume menos potencia al rotar y generalmente no se desgasta tan rápidamente. Un beneficio adicional es que el botador a rodillo no requiere reemplazo cuando se cambian las levas.

Perfil

Si un perfil de leva posee mas area debajo de la curva de desplazamiento Fig.3, esta tiene potencialmente mas capacidad para desarrollar potencia. Los perfiles que emplean botadores a rodillo pueden ser mas “agresivos” , pudiendo alcanzar valores de aceleración más elevados que aquellos perfiles que emplean botadores planos.



Perfiles para botadores planos pueden solamente ser de flancos convexos, dado que si empleáramos un perfil concavo como se muestra en la Fig. 4 la arista del botador plano puede hincar al perfil desgastándolo (*anticipando vemos que existe una velocidad máxima que puede alcanzar la válvula, dada por el diámetro del botador*). Los perfiles para botadores a rodillo pueden no estar limitados por esta condición, es mas pueden tener flancos invertidos, alcanzo valores más altos de aceleración , el único inconveniente radica en que para fabricarlos es necesario contar con una piedra del radio menor o igual al del flanco lo que hace que salga fuera de los estándares de los abrasivos empleados en la mayoría de las rectificadoras.

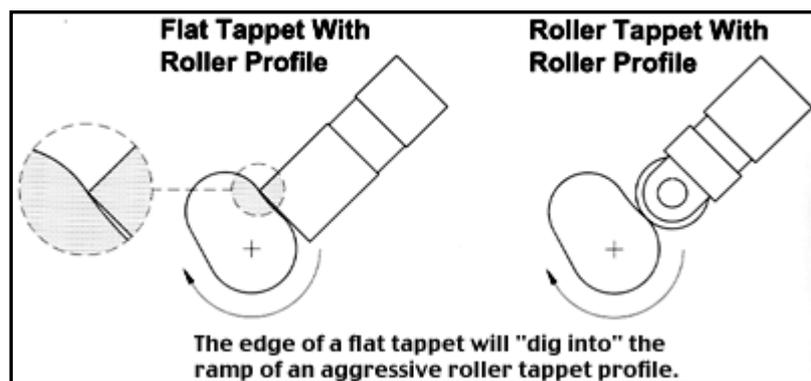


Figura 4.-Desgaste del perfil debido al uso de un perfil con flanco negativo y botador plano.

Este beneficia a la performance del motor en dos formas:

- Una mayor alzada puede ser lograda fuera de adicionar permanencia o duración, que podría normalmente ser requerida por un botador plano.
- La curva de alzada puede hacerse mas difundida fuera de incrementar la alzada

Costo

Desafortunadamente, un sistema de levas a rodillo es mucho mas costoso que el correspondiente a botadores planos, una gran parte de este costo es debido a los botadores. Sin embargo los botadores a rodillo pueden ser reusados cosa que no es posible en botadores planos fijos.

ESPECIFICACIONES DE ÁRBOLES DE LEVAS

Posición del pistón

Los siguientes items definen las abreviaciones que son usadas para describir la posición del pistón relativa a cualquier punto muerto, ya sea inferior o superior.

- Punto muerto superior (**TDC** Top dead center)
- Punto muerto inferior (**BDC** Bottom dead center)
- **ATDC** After top dead center
- **BTDC** Before top dead center
- **ABDC** After bottom dead center
- **BBDC** Before bottom dead center

Alzada Máxima

Como *alzada máxima* entendemos al máximo desplazamiento de la válvula, esto es, cuanto la válvula es alzada desde su asiento hasta el punto más alto del camón.

Medición:

La *alzada máxima en la válvula* es usualmente medida con un comparador situado en el extremo de la válvula, y la mejor de las condiciones sería contar con un sistema de adquisición de datos (*CamPro*).

La *alzada del lóbulo* es la cantidad (usualmente medida en [mm]) que el lóbulo de la leva incrementa en radio por encima del círculo base Fig. 5, no necesariamente tienen que coincidir con la alzada de la válvula, tal es el caso de las distribuciones que cuentan con balancines.

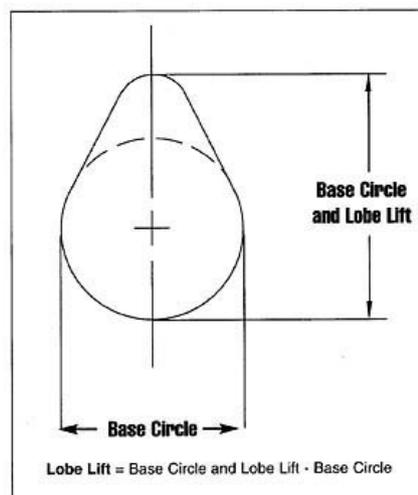


Figura 5.-La diferencia entre el círculo base y máx. del lóbulo es igual a la alzada del lóbulo.

Comportamiento

Incrementando la alzada de válvulas, sin incrementar la permanencia, se puede aumentar la potencia sin cambios notables en la naturaleza de la curva de potencia. Sin embargo un incremento en la alzada trae aparejado un incremento en la permanencia. Esto es por las limitaciones de índole dinámica, que se reflejan en cambios en las formas del flanco, el cual como sabemos es en última instancia función del seguidor empleado.

Como observamos en la Fig. 6 cuando incrementamos la alzada máxima hay incremento en la potencia con un corrimiento de la banda de potencia hacia rpm mayores, observado que la curva de cupla mantiene la misma pendiente, lo único que trasladada hacia rpm mayores.

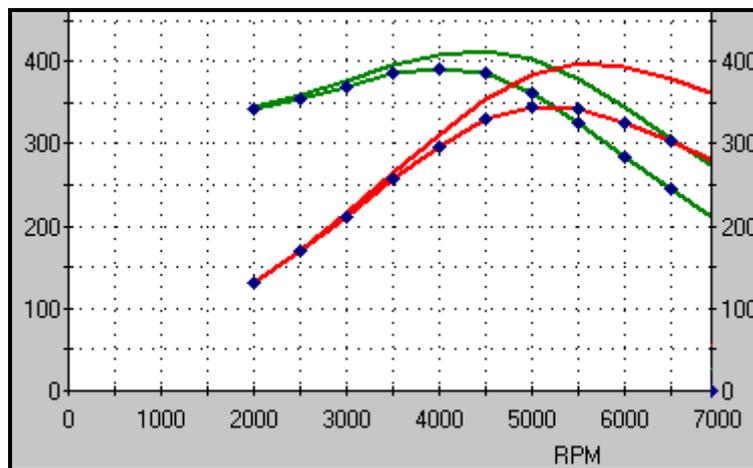


Figura 6.-En verde curva de cupla y en rojo curva de potencia. Las curvas con línea continua corresponden a la leva de mayor alzada.

Permanencia o Duración

La duración es el ángulo en grados del cigüeñal, que la válvula no se encuentra en contacto con su asiento durante el ciclo de alzada.

Podemos definir dos permanencias:

- *Permanencia advertida*: es el ángulo en grados del cigüeñal en el que el seguidor de la leva está por encima de una cantidad determinada. Un ejemplo del mismo es cuando medimos la permanencia con la luz de válvulas de funcionamiento, la SAE lo toma a $0.006'' = 0.15\text{mm}$.
- *Permanencia @0.050'' [1.27mm]*: es el ángulo en grados del cigüeñal medido desde el punto donde su primer alzada es a $0.050'' [1.27\text{mm}]$ (Fig. 7), pudiendo estar el punto de contacto de la leva con el seguidor sobre el flanco de la válvula, fuera del círculo base. Es una medición muy representativa y es empleada para comparar levas de distintos diseñadores. En común hacer esta medición a 1 mm de luz en vez de los 1.27 mm, surge como cuestión de la unidades de medida empleadas, que afectan al herramental disponible.

Medición

Para la medición de la permanencia debemos contar con un comparador y un transportador, el primer paso es regular la o las válvulas en las que estamos interesados en medir la permanencia con una luz determinada, en el primer caso sería 0.15 mm y en el segundo 1 mm, luego haciendo uso del comparador y el transportador medimos el ángulo en el que la válvula deja de estar en contacto con el asiento, este ángulo es la permanencia de la válvula. También es posible medir esta característica de la leva sin luz de válvula, determinando los grados que se encuentran por encima de las cantidades antes mencionadas (o sea haciendo uso del diagrama de desplazamientos).

Comportamiento

Incrementando la permanencia sin incrementar la separación entre lóbulo se incrementa el cruce de válvulas desplazando el rango de potencia hacia arriba en rpm (ver Fig. 8), siendo el funcionamiento del motor mas irregular a bajos rpm debido al retroceso de gases (*back-flow*) del cilindro hacia el multiple de admisión en virtud del gradiente de presión que existe entre el cilindro y el ducto de admisión.

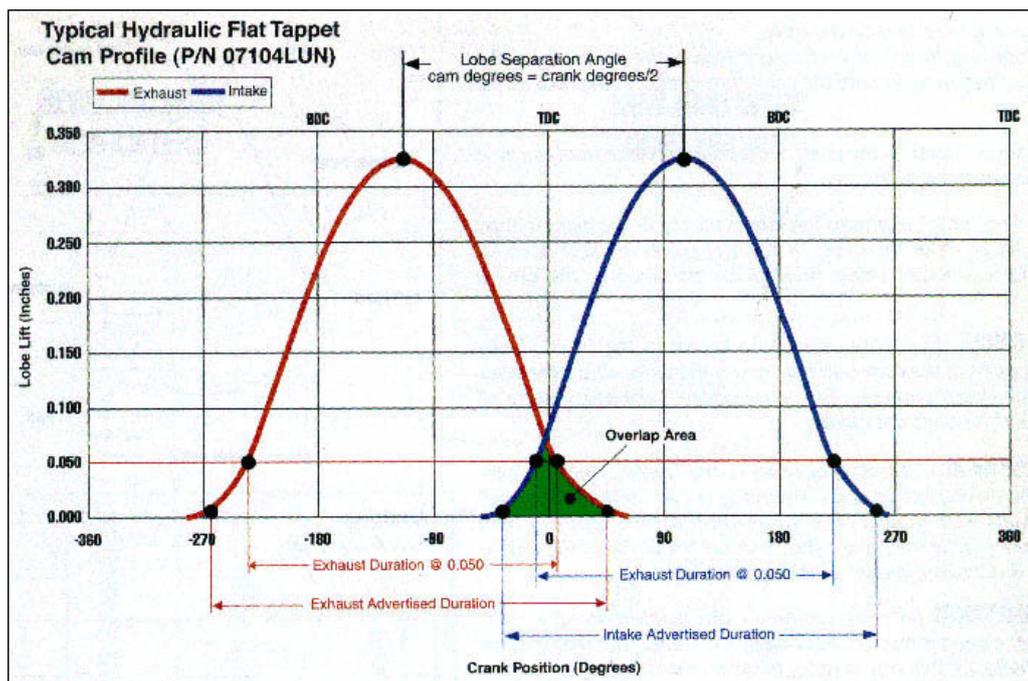


Figura 7.-Curva de desplazamiento de admisión y escape, permanencia advertida y permanencia para 0.050.”

Como regla básica cada 10 grados de incremento en la permanencia de la leva para 0.050”, aproximadamente tenemos un incremento de 500 rpm en la gama básica de potencia hacia rpm mayores.

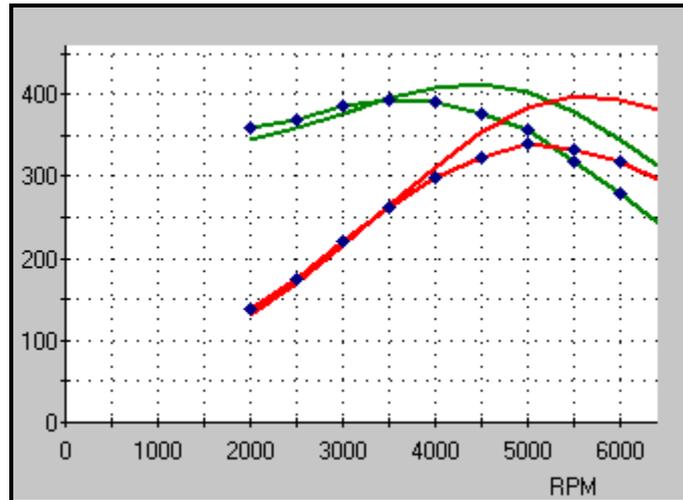
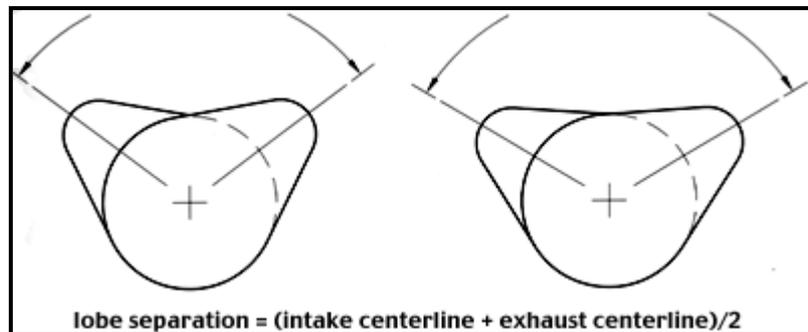


Figura 8.-En verde graficamos las curvas de cupla y en rojo las curvas de potencia. Las curvas con línea continua corresponden a una leva con 20 grados de duración mayor que la correspondiente a las líneas de punto.

Separación de los lóbulos

Es el ángulo medido en grados de leva entre los puntos de máxima alza de válvula, este surge como resultado de la ubicación de los lóbulos sobre el árbol de levas.



Medición

La separación entre lóbulos puede ser medida empleando un comparador y un transportador, fuera es usualmente calculada dividiendo, la suma de los centros de línea de admisión y escape dividido por dos.

Comportamiento

La separación entre lóbulos afecta al cruce el cual afecta a la naturaleza de la curva de potencia.

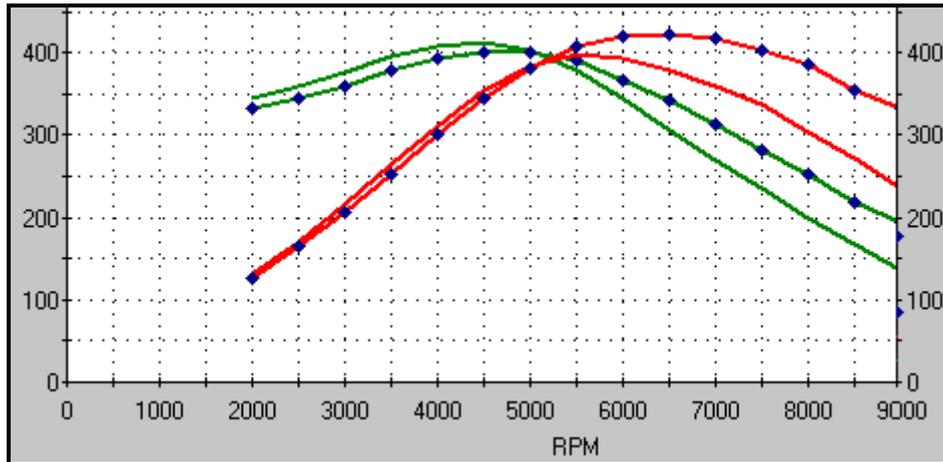


Figura 9.- Con líneas con marcadores tenemos una leva con un ángulo entre lóbulos de 115 grados, mientras que en línea continua tenemos una leva con un ángulo entre lóbulos de 105 grados.

Cruce de válvulas

El cruce de válvulas es el ángulo en grados del cigüeñal en el que ambas válvulas están abiertas (admisión y escape). Esto tiene lugar al final de la periodo de compresión y el comienzo de periodo de escape. Incrementando la permanencia y/o disminuyendo la separación entre lóbulos el cruce aumenta.

Medición

El cruce de valvulas puede ser determinado por calculo sumando **RCE** y **AAA**. Por ejemplo una leva que tiene **AAA** = 8 ° y **RCA** = 4 °, su cruce de valvulas será 12°, osea que durante estos 12° ambas valvulas estaran abiertas.

Para que sea mas representativo en cuanto a comportamiento del arbol de levas en el motor, el cruce de válvula comunmente usado es @0.050", el mismo que se emplea para comparar dos árboles entre sí. Una mejor forma de pensar al cruce de valvulas es atravez del area por debajo de ambas curvas en el cruce, más que justamente el ángulo en el que ambas válvulas están abiertas. Luego uno puede ver que decreciendo la separación entre lobulos unos pocos grados puede tener un gran efecto sobre el area de cruce.

Comportamiento

Para altas velocidades del motor, el cruce permite una rápida salida de los gases de escape hacia el exterior creando una zona de baja presión en la zona de la válvula de admisión ayudando introducir la carga fresca al interior del cilindro. Incrementando la velocidad del motor aumenta el efecto. Incrementando el cruce aumenta la potencia de punta (a altos rpm), reduciendo la potencia para bajas velocidades de rotación y la regularidad de marcha.

Resumiendo

Cruce reducido → incrementa el torque a bajas rpm y disminuye la potencia de punta.

Cruce elevado → incrementa la potencia de punta con una reducción apreciable de la regularidad de marcha y torque a bajos rpm.

El cruce es determinado por los flancos del perfil y el ángulo de centros de los lóbulos.

Avance y Retardo

Tomemos como ejemplo un motor que posee el siguiente diagrama de distribución de válvulas AAA = 20°, RCA = 60°, AAE = 60° y RCE = 20°, en la Fig. 10, vemos las curvas características para el motor de serie y, las curvas correspondientes para un adelanto de 4° y luego un atraso de 5° de la leva de admisión¹. Básicamente podemos decir que retrasar la leva de admisión tenderá a mejorar el funcionamiento a regímenes altos, con un decremento a regímenes bajos. Al avanzar la leva se ve el efecto contrario. Generalmente el motor tiende a dar una curva de par motor parecida en su forma, pero girada.

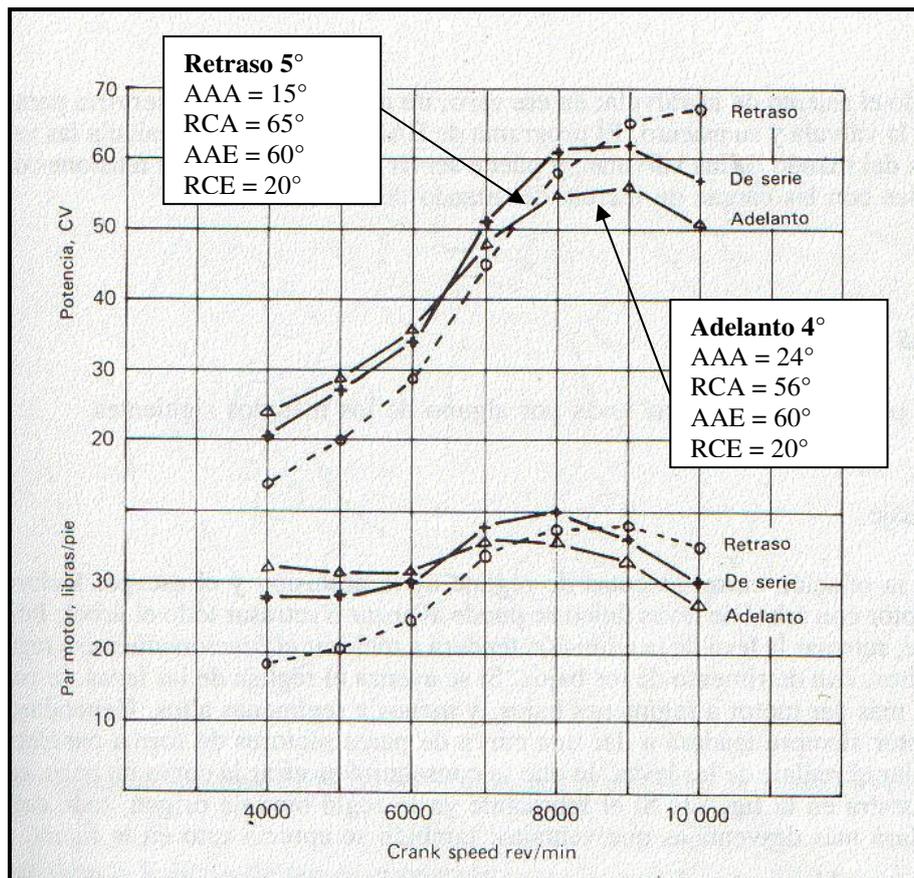


Figura 10.- Avance y retardo de la leva de admisión.

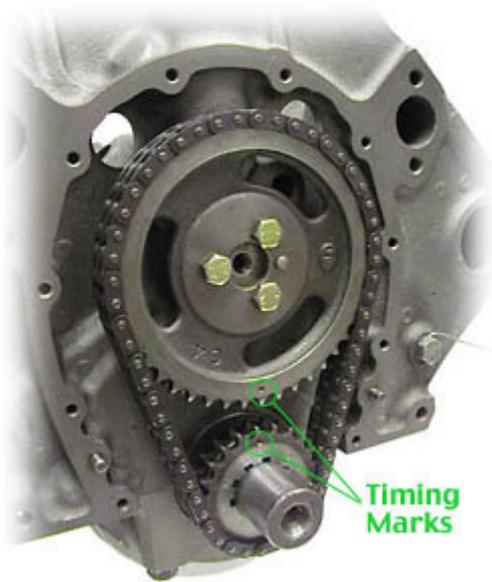
¹ Nota: en este caso contamos con árboles de levas independientes, en caso contrario también estaríamos modificando el reglaje de escape, siendo el comportamiento del motor similar pero no tan acentuado.

Puesta a punto de motores

Lo que sigue es el método para la puesta a punto de árboles de levas. El primer paso en la puesta a punto es contar con una serie de instrumentos, estos son:

- *Transportador de 360°.*
- *Comparador y Base magnética.*
- *Puntero rígido al block*
- *Sonda*
- *Herramental para hacer girar el motor.*

Pasos a seguir :



1 El primer paso es colocar el árbol de levas modificado en el motor, teniendo cuidado de que no exista interferencias de las válvulas con el pistón.



2 Para comenzar el actual procedimiento de puesta a punto, el transportador debería estar vinculado a la parte frontal del cigüeñal. Un puntero de algún tipo debe ser colocado en el frente del motor. El motor debería ser capaz de girar en cualquier dirección, usando un manija u otra herramienta para rotar el motor. A este punto debe estar el transportador flojo.



3 Rotar el cigüeñal hasta que el pistón número uno este aproximadamente en el punto muerto superior, alineando luego el puntero con el PMS del transportador, o si no posee marcas, con el cero del transportador. Apretar el transportador.



4 El siguiente paso es buscar el verdadero PMS. Lo más preciso es colocar un puente plano sobre el cilindro si la tapa no está puesta, el que cuenta con un tornillo central que apoya sobre el pistón, en una posición dada cerca del PMS. Si la tapa está colocada debe usarse una bujía la que se le retira su interior y se rosca un tornillo hasta que haga contacto con el pistón, como el dispositivo anterior.



5 Rotar el motor en sentido horario hasta que el pistón haga contacto con el tornillo, luego se procede a marcar los grados sobre el transportador.

6 Rote el motor en sentido anti horario hasta que el motor haga contacto nuevamente. Nuevamente hacer otra marca sobre el transportador, si el transportador esta bien localizado las marcas estarán en el mismo número de grados a un lado y otro del PMS. Si no la rueda deberá ser reubicada. Por ejemplo, si se tiene 34 grados a un lado y 30 grados al otro, la rueda deberá ser desplazada 2 grados. Después que el transp. Ha sido reubicado, deberíamos tener 32° a un lado y otro del PMS, lo que indica que la rueda estará en cero cuando el pistón está en el PMS. Remover la placa o bien la bujía de la tapa de cilindros.