



Límites que a la Circulación de Gases impone la Regulación por Válvulas

Capitán MENDIZABAL
Ingeniero Aeronáutico.

Preliminares.

Proceso del intercambio de gases y sus pérdidas.

1. Trabajo de intercambio de gases.
2. Coeficiente de alimentación (Pérdidas indirectas).
3. Resumen.

Velocidad media del gas.

1. Indicaciones numéricas.
2. Influencia del diagrama de elevación de válvulas.
3. Elección de la velocidad más adecuada del gas.
Resumen.

Examen de los límites volumétricos.

1. Canales y válvulas.
 - a) Tuberías del gas.
 - b) Válvulas.
2. Sección de paso en válvulas de asiento cónico.
3. Aplicación de la Ley de Analogía a la distribución por válvulas.
4. Número de válvulas.
5. Forma de las levas.
 - a) Levas parabólicas.
 - b) Levas sinusoidales.
 - c) Levas integrales.
6. Determinación del espacio entre las válvulas de admisión y escape.
7. Obtención de las máximas dimensiones de válvulas para diferentes cilindradas.
8. Carrera de válvulas.

Número de revoluciones obtenidas en el motor.

Límites mecánicos de la distribución por válvulas.

1. El muelle de la válvula.
 - a) Generalidades.
 - b) Carga máxima del muelle.
 - c) Números límites de revoluciones alcanzados hasta ahora.
 - d) Levas Hussmann.—Números límites de revoluciones.
2. Tipos de distribución.
 - a) Límites de los números de revoluciones de la distribución por varillas de empuje.
 - b) Límites de los números de revoluciones de la distribución por árbol de levas.
 - c) Influencia de la forma de las levas y de la transmisión por balancín.

Asociación y comparación de los números límites de revoluciones obtenidas.

Sistemas de distribución por válvulas giratorias (Cross) y de corredera (Burt).

1. Su comparación con el sistema de válvula de platillo en el proceso de intercambio de gases.
 - a) Distribución por válvulas de platillo.
 - b) Distribución por válvulas giratorias Cross.
 - c) Distribución por válvulas de corredera Burt.

2. *Valores límites de la compresión.*
3. *Comparación de las presiones de los émbolos en los tres tipos de distribución.*
4. *Consumo de carburantes en motores de válvulas giratorias.*

Materiales y fabricación.

1. *Válvulas de escape.*
2. *Muelles de válvulas.*

Conclusión.

Bibliografía.

El desarrollo de los motores de gran potencia y las exigencias en mejora de características que de día en día se van presentando, obliga al Ingeniero y al constructor a poner especial esmero en conseguir el más exacto concierto entre todos los factores que influyen en el funcionamiento de los numerosos conjuntos que integran un motor.

Nuestro propósito es dar un paso más hacia el límite óptimo en el proceso de alimentación, con dispositivo de válvula para la distribución. Para lo cual estudiaremos los factores que intervienen en el problema, basándonos en lo publicado hasta ahora sobre la materia y analizando los resultados obtenidos en las experiencias conocidas.

El orden del estudio queda fijado en el índice que antecede, uniendo a los capítulos más interesantes un resumen donde se ordenan y exponen concisamente las conclusiones obtenidas. Al final se ha añadido, por extensión, la descripción y pequeño análisis de los sistemas de distribución de Burt (Bristol) y Cross, comparándolo con el sistema que nos ocupa.

Y en previsión de algún posible deseo de mayor claridad o ampliación en alguno de los asuntos que van a tratarse, intercalaremos citas con las fuentes de información que hemos utilizado en cada caso, y añadiremos al final una recopilación de la bibliografía consultada.

Preliminares.

Lo que pudiéramos llamar proceso de crecimiento del motor de aviación, especialmente el de gran potencia, que se presenta con un número de revoluciones de tendencia creciente, ha puesto de manifiesto la importancia primordial y básica que encierra el proceso de intercambio de gases en la cámara de combustión.

Los caminos que conducen a potencias elevadas por litro de cilindrada—aumento del número de revoluciones y admisión—han sido considerados hasta ahora con una marcada tendencia a dar preferencia a uno sobre el otro, sin llegar a establecer la íntima interdependencia que se presenta entre ambos, como pondremos de manifiesto. Con estas magnitudes entran en juego otros factores, que podemos llamar mecánicos, de tiempo y de volumen, que resultan de la estructura de la distribución y de los cilindros, cuya influencia en el proceso que nos ocupa examinaremos con todo detalle.

El entrelazamiento, especialmente manifiesto a partir de ciertos regímenes de funcionamiento en un motor, de los problemas mecánicos, térmicos y de circulación de corrientes, dificulta la comprensión a fondo del proceso de intercambio de gases. Ello no obstante, una sencilla reflexión hace ver que la solución parcial de uno o varios de estos problemas no mejora el proceso, sino que es preciso analizar todos los problemas y dar a cada uno la solución óptima relativa: por ejemplo, toda medida que aumente la sección de admisión y con ello la carga, aplicada en forma excesiva, resulta desventajosa para el rendimiento y vida del motor. Otros ejemplos de medidas análogas y sus efectos nos aclararán lo expuesto:

Medida tomada con exceso	Efecto
Aumento del órgano de admisión.	Reducción del número máximo de revoluciones a consecuencia de las fuerzas de inercia.
Prolongación de la apertura de la válvula.	Pérdidas por cruce de válvulas.
Aumento de la carrera de la válvula.	Reducción del número máximo de revoluciones a consecuencia de las fuerzas de inercia.
Reducción del período de aceleración de la válvula.	Desgaste debido al aumento de la compresión de flanco.
Aumento de la válvula de admisión.	Influencia desfavorable sobre la corriente de admisión. Cámara de combustión desfavorable. Masas adicionales de distribución.

Así, pues, queda perfectamente patente que el tratar de mejorar uno solo de los factores sin tener en cuenta su coordinación con los demás, puede resultar perjudicial y que, por tanto, en cada circunstancia cada factor ha de tener su límite natural.

Proceso del intercambio de gases y sus pérdidas.

Con este nombre designamos la expulsión de la carga quemada y la admisión de la carga nueva. En el motor de cuatro tiempos se efectúa automáticamente

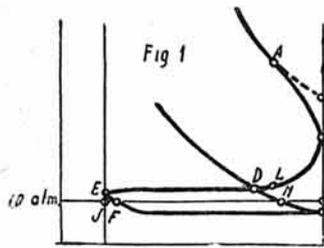


Diagrama - pv. del motor de aspiración automática.

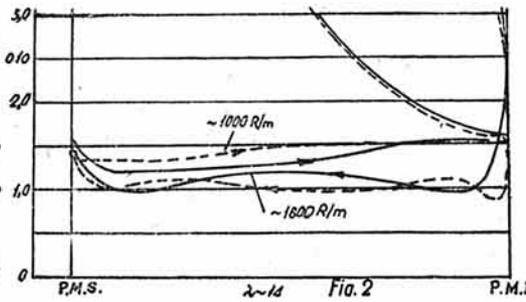
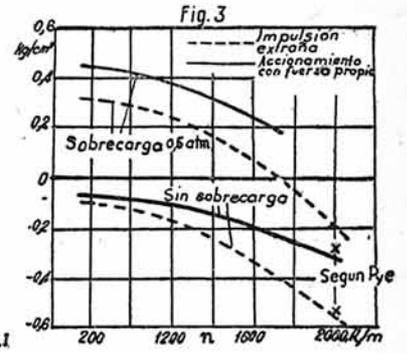


Diagrama - pv. con sobrecarga 0,5, según F. A. F. Schmidt.



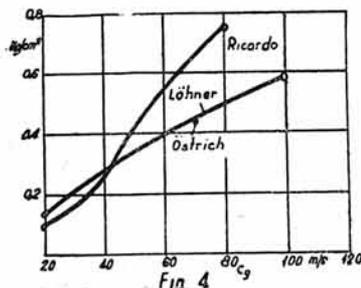
Trabajo de intercambio de gases como función del número de revoluciones, según F. A. F. Schmidt.

en su proceso circular, y en su consecuencia surgen pérdidas que se traducen en disminución de la presión media, y que son:

- 1.º Directamente, por el gasto del trabajo que se requiere para el intercambio de la carga, y
- 2.º Indirectamente, por la imposibilidad de llenar el cilindro con el peso de la carga que corresponde al medio de trabajo que rodea al cilindro. Este valor puede deducirse del coeficiente de llenado.

jo efectuado por el émbolo—se hace mayor al aumentar el número de revoluciones, o sea, al aumentar la velocidad de la corriente que pasa a través de las válvulas; en otras palabras: la pérdida de admisión es mayor que la pérdida de escape. Esto se aclara todavía más al considerar que después de abrir la válvula de escape, la mayor parte del gas, todavía en alta tensión, sale en las proximidades del P. M. I. con un movimiento muy pequeño del émbolo.

En los diagramas de la carrera de presión del ém-



Pérdidas de la bomba como función de la v. media del gas.

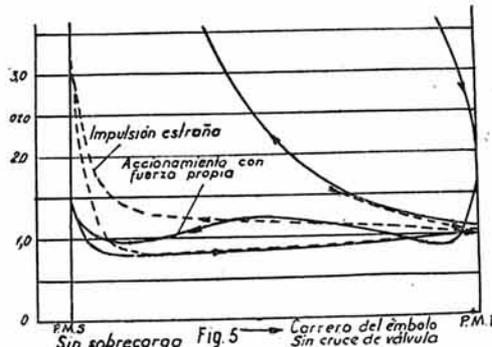


Diagrama - pv. (n = 1.500), según F. A. F. Schmidt.

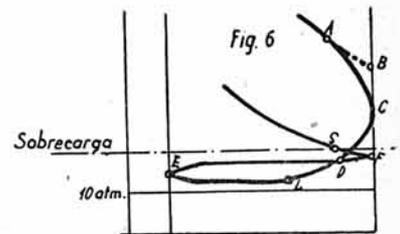


Diagrama - pv. del motor de tierra sobrealimentado.

I.—Trabajo de intercambio de gases.

La figura 1 representa esquemáticamente el proceso de intercambio de gases de alimentación automática. En él se aprecian las pérdidas por escape (superficie ACDEFKBA) y pérdidas de admisión (superficie FGKFE). De la suma de ambas podemos deducir el trabajo de intercambio de gases y la potencia indicada de pérdida, en la que intervienen el rozamiento en las paredes y la contracción, de las que dependen en parte las velocidades de entrada y salida.

La parte negativa del diagrama—es decir, el trabajo

efectuado por el émbolo con sobrecarga de 0,5 atm., según F. A. F. Schmitt (fig. 2), el aumento de la pérdida por escape es de 0,05 kgs/cm², y de la pérdida de admisión es de 0,1 kgs/cm². Vemos, pues, la importancia que tienen para el aumento de trabajo del émbolo como bomba las velocidades del gas, especialmente en la admisión, y por tanto, el trazado de las secciones de válvula (figs. 3, 4 y 5), cuando crece el número de revoluciones.

En el caso de un motor en tierra sobrealimentado (fig. 6), el trabajo negativo de intercambio de ga-

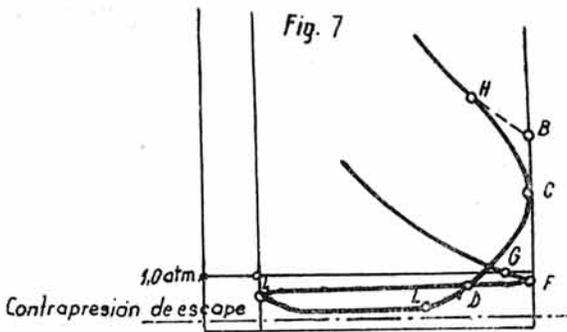


Diagrama - pv. del motor de elevación.

ses puede convertirse en positivo por efecto de la presión de alimentación.

En el intercambio de gases de un motor en altura, este cambio solamente tiene lugar a pequeña cota (figura 7). Y común a ambos es la disminución de la ganancia de potencia con variación creciente de revoluciones, ya que en los dos las pérdidas de corrientes aumentan (figs. 2 y 3).

Las pérdidas de corriente se verifican: para la admisión, por las resistencias en el conducto de aspiración, de su rendimiento útil en relación con el choque de la válvula, de la resistencia de circulación a través de la apertura de la válvula, y del "coeficiente de for-

ma" de ésta, que permite fluir a la mezcla al interior del cilindro sin grandes desviaciones. Para el escape rige lo mismo, pero en sentido inverso. Y por último, a estos efectos, la culata semiesférica con dos válvulas se ha comprobado que es superior a los demás tipos.

Si suponemos que los conductos de aspiración, canales y culatas, han alcanzado el perfeccionamiento constructivo posible, para la determinación de pérdidas de corriente no nos quedan más que la sección longitudinal de la válvula y los tiempos de distribución. La primera está determinada por los límites volumétricos, y hoy día casi agotada su posibilidad de perfeccionamiento.

En cambio, los tiempos de distribución requieren una adaptación muy cuidadosa para los fines que perseguimos.

Los resultados de los trabajos de Taylor, de Schey y Bierman (N. A. C. A.), pero sobre todo los de Oestrich (D. V. L.), que fueron los más amplios, están condensados en la figura 8. En ella vemos comprobada la previsión de Hansen, de que los tiempos de apertura de válvulas de motor en altura deben anticiparse a los de motor de tierra, por lo menos para la válvula de escape.

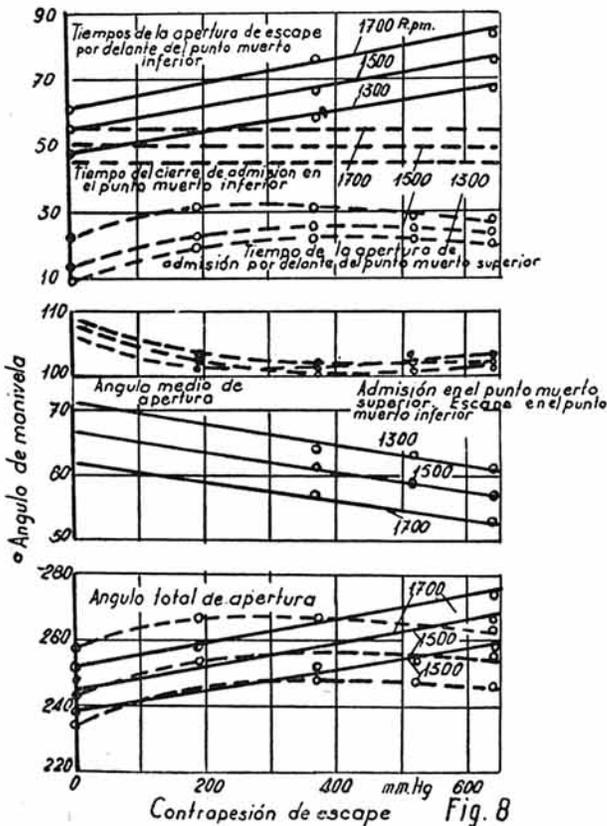
La apertura de escape depende del número de revoluciones y de la contrapresión, de forma que con un número creciente de revoluciones y una contrapresión cada vez más pequeña, los tiempos deben ser más cortos. Análogamente, el tiempo de apertura de admisión depende, en la misma forma, del número de revoluciones. Es decir, en el caso de un número creciente de revoluciones, los tiempos de admisión deben ser más cortos. En las curvas que corresponden a cada uno de los regímenes observamos que, de acuerdo con Oestrich, los tiempos de apertura son cortos; además está comprobado que no hay que esperar grandes mejoras de potencias del perfeccionamiento posible de estos tiempos. Al mismo tiempo se observó que las contrapresiones no ejercían ninguna influencia en las potencias máximas y que estas influencias provenían únicamente de los diferentes números de revoluciones.

Y en cuanto a la apertura:

Para régimen..... $n = 1.300, 1.500, 1.700$ r. p. m.
El mejor tiempo de apertura de admisión (antes del P. M. S.)... = $25^\circ \quad 30^\circ \quad 35^\circ$

El cierre de admisión es independiente de la contrapresión de escape.

También en la figura 8 están representados los ángulos medios de apertura: para admisión, por detrás del P. M. S., y para escape, pasado el P. M. I. Después de esto se ha admitido para el cierre de la vál-



Dependencia de los tiempos de distribución de la contrapresión de escape y el número de revoluciones, según Oestrich.
--- Admisión. --- Escape.

vula de escape en general, es decir, para cualquier número de revoluciones, 10° después del P. M. S.

Y por último, se incluyen los ángulos totales de apertura, que muestran tendencia a crecer cuando aumentan las revoluciones y disminuye la contrapresión. El de admisión asciende sólo hasta un cierto valor de contrapresión en el escape (~ 200 mm. Hg.).

Se tuvo también en cuenta el aumento de N_i , y se observó que con tiempos normales de distribución, al disminuir la contrapresión en el escape de 0 a -640 milímetros Hg., tenía un valor de un 8 por 100 para $n = 1.300$ r. p. m. y un 12 por 100 para $n = 1.700$ r. p. m., mientras que en aquellos tiempos de distribución que pudiéramos llamar favorable, llegó a 14 por 100 y 16 por 100, respectivamente. Los ensayos de Schey no los hemos tenido en cuenta, pues empleó números de revoluciones muy bajos, que originaban velocidades de gas (38 a 55 m/seg.) inferiores a las que nos interesan (50 a 70 m/seg.).

2.—Coeficiente de alimentación (pérdidas indirectas).

El coeficiente de alimentación depende:

- 1.º Del coeficiente de carga.
- 2.º Del calentamiento de la carga fría en la admisión.

1.º Oestrich demuestra con sus ensayos que la presión al final de la carrera de admisión es igual a la presión media de aspiración delante del carburador. Caroselli (D. V. L.) deduce de esto que la merma de la carga se debe al calentamiento del gas frío por la acción de las paredes y no a la laminación del gas. Esta laminación de gases—dice—sólo parece empezar a tener valor apreciable en los rotores modernos de gran velocidad, lo cual produce una merma considerable en la carga.

2.º El calentamiento de la carga tiene lugar en los canales, válvulas, en las paredes calientes de la cámara de trabajo, hasta el final del llenado, y especialmente con la mezcla de gases quemados que sobran en la carrera útil efectuada. A este calentamiento se debe también un efecto de laminación en el gas, el cual es preciso evitar, sobre todo en motores de regímenes elevados. Ya la evaporación del combustible en la carburación absorbe calor, produciendo efecto favorable. Pero lo que ha dado mejor resultado ha sido el barrido de gases residuales por gases frescos por medio del cruce de válvulas. Un cruce de 90° con -190 mm. Hg. ($n = 1.400$ r. p. m.) proporciona un aumento de potencia del 10 por 100, aproximadamente.

E. S. Taylor consigue también un aumento de potencia de un 14,5 por 100 con -190 mm. Hg., y rebajando la compresión de $\epsilon = 6$ a $\epsilon = 4$, al aumentar

el cruce de 25° a 100°. Oestrich calcula, partiendo de sus ensayos, la presión media máxima en:

$$\begin{array}{ll} P_{max} = 11,4 & \text{con } n = 1.300 \text{ r. p. m.} \\ P_{max} = 11,02 & \text{con } n = 1.500 \text{ r. p. m.} \end{array}$$

con un cruce de 110°, aproximadamente.

Al aumentar la altura de vuelo, el lavado de la cámara de combustión pierde importancia, ya que el peso del gas remanente es más pequeño. Una de las ventajas del inyectado directo del combustible es la economía de este lavado, ya que se efectúa con aire sólo.

Ricardo señaló en las Conferencias en la Academia de Aviación de Italia, en 1935, la dificultad de la colocación de las válvulas en la culata de forma que se compagine el lavado más enérgico con la corriente corta de entrada y salida.

Según Oestrich, el límite del aumento de la potencia está en un cruce de 110°, aunque Schey y Young (N. A. C. A.) lo hacen subir a 112°. De todas formas, con estos valores altos de cruces hay que cerciorarse de que en vacío el motor funciona bien.

Otros ensayos del N. A. C. A., en 1937, demostraron que con el lavado se obtiene una disminución de la tendencia a detonar, lo cual permite elevar la compresión.

3.—Resumen.

En todos los ensayos que hemos considerado conducentes a la investigación del proceso de cambio de gases, se deduce la considerable influencia que en él ejerce el planeamiento de la distribución, y común a todos ellos es la conclusión de que al aumentar la sobrecarga, la altura de restablecimiento y el número de revoluciones, deben aumentar también los ángulos totales de apertura para admisión y escape.

Christian (V. D. I., Foerschungheft, 315-29) demuestra claramente que en los motores muy revolucionados, más importante todavía que conseguir un tiempo largo de apertura para admisión y escape, es trazar los perfiles de levas apropiados a los tiempos de distribución que queramos obtener. Otro avance en este sentido es el lavado de la cámara de combustión, el cual necesita una prolongación suplementaria de los tiempos de apertura, que nos facilita el trazado de la leva correspondiente.

La prolongación del tiempo de admisión o de cruce de válvulas queda, como es natural, limitado por la marcha normal del motor en vacío.

En los primeros ensayos comenzaron a emplearse levas que en su parte media presentaban una zona de estacionamiento de la válvula. Y ha quedado comprobado, con las velocidades medias del gas con diferencias notables, que se obtienen mejores resultados con el tipo de leva que no posee esa zona en el centro,

La sección abierta por la válvula se expresa la mayoría de las veces, debido a su simplicidad, por:

$$f = \pi \cdot d \cdot h. \quad (2)$$

Para cálculos exactos hay que introducir el ángulo de asiento (α), y a continuación damos las expresiones:

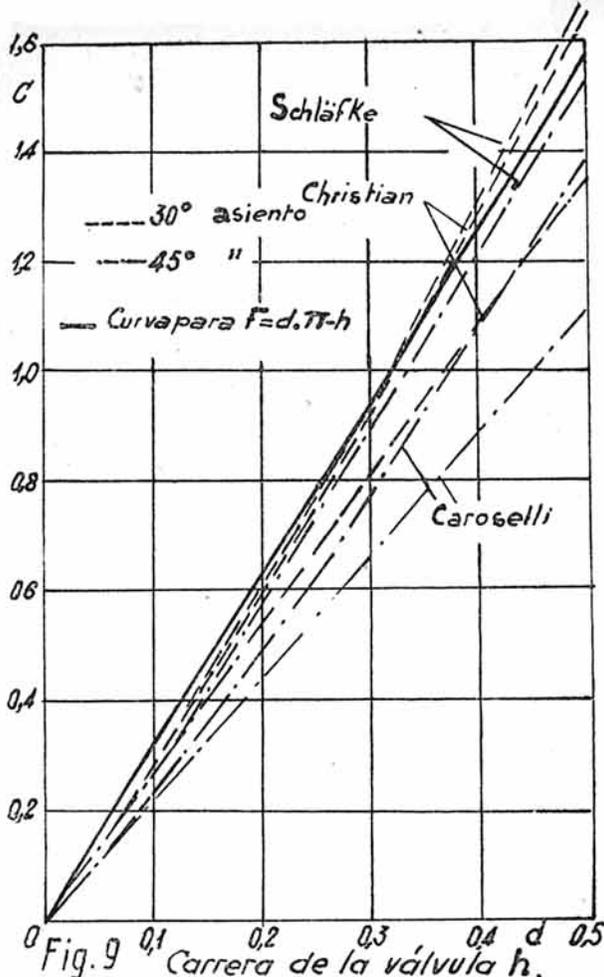


Fig. 9 Carrera de la válvula h.

Comparación de las figuras transversales de la apertura de válvulas.

Superficie de paso: $F = c \cdot d^2$; $d = \phi$ válvula.

sino que a la elevación sigue inmediatamente el retroceso. Esto en cuanto a velocidades media del gas. Pero como en el llenado de la cámara de combustión la sección de paso es factor también importante, esta mejora en velocidad está compensada total (Caroselli) o parcialmente, resultando un llenado no tan perfecto.

La velocidad media del gas.

1.—Indicaciones numéricas.

Para darnos una idea bastante clara, y sobre todo para tener un punto de referencia al tratar de velocidades de gases en un motor, empleamos un coeficiente sin ningún sentido físico, que nos viene expresado por

$$c_g = \frac{F_k \cdot c_{km}}{f} \text{ (m/seg);} \quad (1)$$

en la que

F_k = superficie del émbolo (cm^2).

c_{km} = velocidad media del émbolo (m/seg.).

f = la mayor sección transversal libre de paso de la válvula (cm^2).

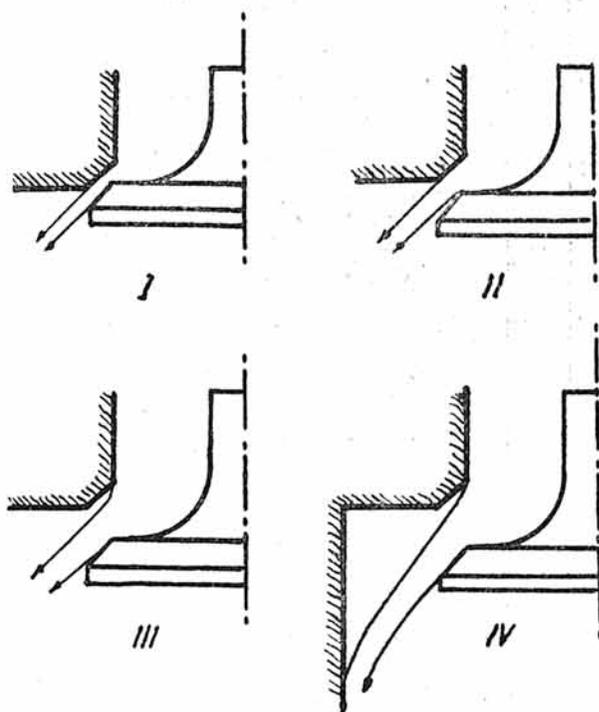


Fig 10

Diagramas de la corriente en la sección transversal de la válvula para admisión y escape, según Tanaka.

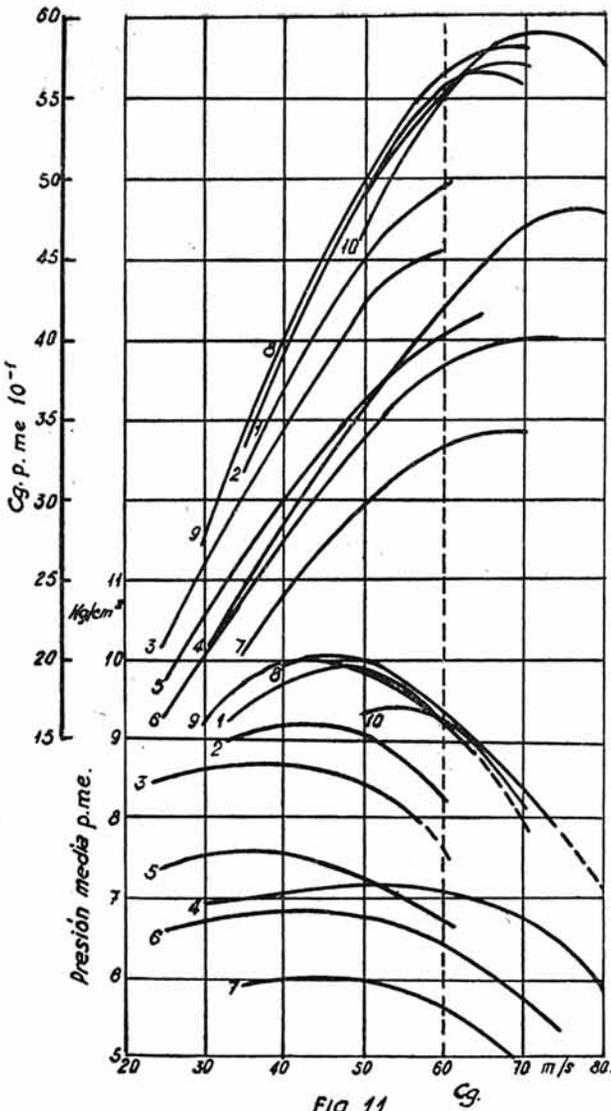


Fig. 11

Curvas de la presión media y de la potencia dependientes de la velocidad media del gas, según H. Ricardo.

Máquinas de combustión de gran velocidad.

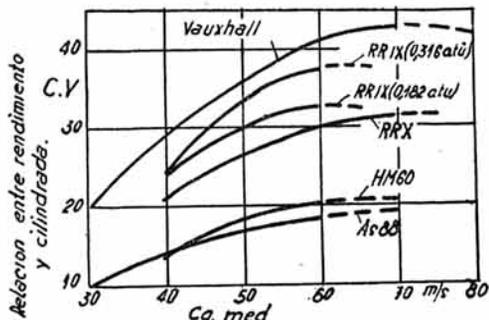


Fig. 12

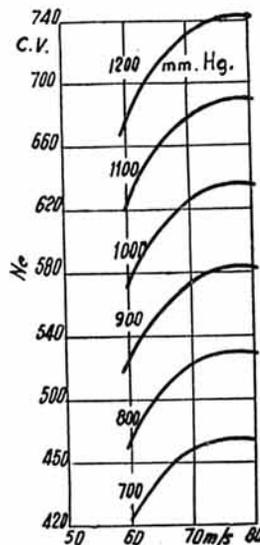


Fig. 13

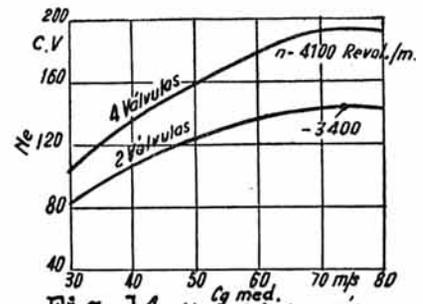


Fig. 14 según Duesenberg

siones halladas por diversos investigadores, y que hemos llevado a la figura 9.

Christian indica:

$$\text{Para } \alpha = 30^\circ \dots f = 5,44 r \cdot h + 1,18 h^2, \quad (3)$$

$$\text{» } \alpha = 45^\circ \dots f = 4,43 r \cdot h + 1,11 h^2. \quad (4)$$

K. Schläfke (ATZ. 33, pág. 28):

$$f = (d + h \operatorname{sen} \alpha \cdot \cos \alpha) h \cdot \cos \alpha \quad ,,$$

$$\text{para } 0 < h < \frac{b}{\operatorname{sen} \alpha \cdot \cos \alpha} \quad ,, \quad (b = \text{anchura asiento}). \quad (5)$$

$$f = \pi (d + b) \cdot V \cdot (h - b \operatorname{tag} \alpha)^2 + b^2$$

$$\text{para } h > \frac{b}{\operatorname{sen} \alpha \cdot \cos \alpha}. \quad (6)$$

y Caroselli (D. V. L.) nos da:

$$f = \pi \cdot d \cdot h \cos \alpha \quad ,, \quad (7)$$

Las más exactas parecen ser las fórmulas de Christian y Schläfke, de las que ha obtenido una confirmación Tanaka al considerar las formas de corrientes en sus ensayos sobre válvulas cónicas (fig. 10). La dirección del gas en todos sus puntos es casi paralela a la superficie del asiento, a pesar de las diferentes posiciones de la válvula a lo largo de la carrera.

En la figura 11 hemos reunido sobre las curvas de presión media trazadas por Ricardo en relación con la velocidad media del gas, los productos

$$c_g \cdot P_{me} \cdot 10^{-1},$$

que nos indican el desarrollo de N_c . La figura 12, la comparación de algunos motores antiguos con el "Vauxhall" de carreras. La figura 13, empleando un motor "Wright Cyclone SR 1.820 F 3", y la figura 14, según Duesenberg.

En todas estas pruebas, a pesar de ser obtenidas, como se ve, a diversos regímenes, grado de compresión y rendimiento útil de la cámara de combustión, encontramos que el desarrollo de las curvas es, aproximadamente, el mismo, consiguiéndose el máximo rendimiento en todos los casos con números de revoluciones que producen una velocidad del gas entre 65 y 75 m/seg.

2.—Influencia del diagrama de elevación de válvulas.

La causa más importante de la variación en la posición gráfica de los máximos de las potencias para velocidades de gas comprendidas entre 65 y 75 m/seg., además del trazado de canales y válvulas, radica en los diferentes diagramas de elevación.

Si llamamos t_0 el tiempo que transcurre en alcanzar la válvula el levantamiento máximo, podemos distinguir dos partes: t_1 , el tiempo que tarda desde que su velocidad vale 0 hasta alcanzar el valor máximo v_m ; t_2 , el de amortiguación de velocidad y vuelve ésta a 0. En el primero, la aceleración γ_1 es positiva, y la fuerza de inercia de las masas las hace apoyar sobre la leva, ejerciendo una cierta presión. En el segundo tiempo, γ_2 es negativa, y la fuerza de inercia tiende a despegar la válvula de la leva, lo cual se evita por medio del muelle.

Según esto, el flanco de la leva comprende: un arco de curva, que produce una aceleración γ_1 , y otro tangente al primero, que produce la aceleración negativa γ_2 .

Suponiendo constantes estas aceleraciones, la velocidad al final del período t_1 valdrá:

$$v_m = \gamma_1 \cdot t_1 = -\gamma_2 \cdot t_2.$$

El levantamiento durante t_1 es un movimiento uniformemente acelerado:

$$h = \frac{\gamma_1 \cdot t^2}{2}.$$

Durante la amortiguación, lo es retardado, y si h_m es el levantamiento máximo y h' empieza a contarse desde que empieza a moverse la válvula,

$$h' = h_m + \frac{\gamma_2}{2}(t - t_0)^2.$$

La velocidad durante el intervalo t_2 será:

$$v = \gamma_2(t - t_0) \quad "$$

De estas fórmulas podemos hallar los valores de las aceleraciones, que son:

$$\gamma_1 = \frac{2 h_m}{t_1 t_0} \quad " \quad \text{y} \quad \gamma_2 = -\frac{2 h_m}{t_2 t_0} \quad "$$

y la velocidad máxima:

$$v_m = \gamma_1 \cdot t_1 = \frac{2 h_m}{t_0}.$$

Valor independiente del punto de tangencia de los arcos, y que valen el doble de la velocidad media del levantamiento $\frac{h_m}{t_0}$.

Para valores determinados de h_m y t_0 deducimos que si queremos disminuir γ_2 (para emplear muelles más flojos), es preciso aumentar t_2 ; o sea, que t_1 sea menor, y por tanto γ_1 será mayor, y mayor será la fuerza aplicada en el primer período.

Estas consideraciones hechas sobre la leva de admisión difieren de lo que se refiere a la de escape, que en ésta, además de la tensión del resorte y la fuerza de inercia provocada por γ_1 , hay que considerar la presión de los gases en el cilindro, cuyo valor es, aproximadamente, 6 kgs/cm².

El rendimiento volumétrico de una leva está definido por el área del diagrama de levantamiento en función del tiempo. Será tanto mayor cuanto mayor sea γ_1 y menor γ_2 , lo que dará un levantamiento que comenzará y terminará bruscamente, y necesitará un muelle poco potente.

Para determinar este rendimiento en el caso de una leva de aceleración constante, hallaremos primero el área del diagrama de levantamientos:

$$\begin{aligned} S &= \int_0^{t_1} h \cdot dt + \int_{t_1}^{t_0} h' \cdot dt = \int_0^{t_1} \frac{\gamma_1 \cdot t^2}{2} \cdot dt + \\ &+ \int_{t_1}^{t_0} h_m dt + \int_{t_1}^{t_0} \frac{\gamma_2}{2} (t - t_0)^2 dt = \frac{\gamma_1 \cdot t_1^3}{6} + \\ &+ h_m (t_0 - t_1) + \frac{\gamma_2}{6} (t_0 - t_1)^3 = \frac{h_m}{3 t_0} (t_1^3 - t_2^3) + h_m \cdot t_2 = \\ &= \frac{h_m}{3} (t_1 - t_2) + h_m \cdot t_2 = \frac{h_m}{3} (t_1 - t_2) + h_m \cdot t_2 = \\ &= \frac{h_m}{3} (t_1 + 2 t_2) = \frac{h_m}{3} (t_0 + t_2). \end{aligned}$$

De la que podemos deducir que S será grande cuando lo sea t_2 (t_1 pequeño), y tendrá un máximo cuando $t_2 = t_0$, que valdrá:

$$S_m = \frac{2}{3} h_m \cdot t_0,$$

o sea los $2/3$ del rectángulo construido sobre h_m y t_0 .

Las levas de platillo, que son de casi aceleración constante, dan, sin resultar muy brusca, $t_1 = 0,2 t_0$, resultando:

$$\begin{aligned} \frac{S}{S_m} &= \frac{\frac{h_m}{3} (t_0 + t_2)}{\frac{2}{3} h_m \cdot t_0} = \frac{t_0 + t_2}{2 \cdot t_0} = \\ &= \frac{t_0 + 0,8 t_0}{2 t_0} = \frac{1,8}{2} 0,90; \end{aligned}$$

es decir, un rendimiento volumétrico el 90 por 100 del máximo teórico.

Para $t_1 = t_2 = 0,5 t_0$ (leva silenciosa de máxima suavidad de funcionamiento),

$$\frac{S}{S_m} = \frac{t_0 + 0,5 t_0}{2 t_0} = 0,75$$

Se comprende fácilmente, después de lo anteriormente dicho, que conviene el empleo de levas de gran apertura, con lo que se tendrá, para un levantamiento dado, aceleraciones más débiles y mejora general de las cualidades de la leva. De aquí la necesidad del cruce de válvulas, que haga más ancha a la leva de admisión. En este caso, para evitar retornos de llama al carburador, conviene iniciar con suavidad el levantamiento de la válvula de admisión, y si queremos al mismo tiempo un cierre rápido de la misma, tendremos que hacer la leva disimétrica.

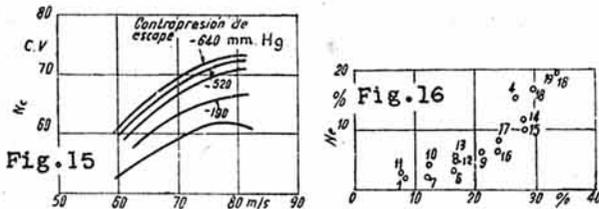


Fig. 15.— $N_e = f(c_g)$ en el motor de prueba DVL, con los tiempos de distribución más favorables, partiendo de los ensayos de Oestrich.

Fig. 16.—Aumento de la potencia y del número de revoluciones en %, calculado a partir de la potencia y del número de revoluciones con $c_g = 60$ metros, hasta llegar a la máxima de la potencia para las curvas indicadas en

- Punto 1 hasta 10, según la figura 11.
- 11, Motor de pruebas de un cilindro Argus.
- 12, Vauxhall (fig. 12).
- 13, RRX (fig. 12).
- 14, Wright Cyclone 700 milímetros Hg. (fig. 13).
- 15, Wright Cyclone 1.200 milímetros Hg. (fig. 13).
- 16 y 17, Duesenberg (fig. 14).
- 18, Motor de pruebas DVL, 0 mm. Hg. (fig. 15).
- 19, Motor de pruebas DVL, 460 mm. Hg. (fig. 16).

Se puede evitar la discontinuidad de aceleración en el paso por la velocidad máxima del levantamiento construyendo levas de curvatura continua, por lo cual la velocidad y la aceleración variarán de un modo continuo. Para conseguir esto se parte de una ley de levantamientos (sinusoidal, por ejemplo), y se deduce el perfil de la leva.

En la figura 15 se dibujan las curvas de elevación obtenidas con monocilindros de la D. V. L.,

N. A. C. A. y ARGUS. La máxima potencia del D. V. L. se consiguió con una velocidad del gas ~ 80 m/seg., o sea ~ 1.650 r. p. m. En el Argus se consiguió con ~ 3.700 r. p. m., que corresponden a $c_g = 65$ m/seg., empleando en ambos casos la máxima carrera de válvula.

3.—Elección de la velocidad más adecuada del gas. Resumen.

De los grupos de curva dibujados anteriormente puede deducirse, además, que a partir del valor $c_g = 60$ m/seg., todo aumento de la velocidad del gas produce un aumento más rápido en el número de revoluciones que en la potencia, y esta diferencia de aumentos oscila entre un 10 y un 20 por 100.

La figura 16 indica el aumento de n y N_e , en tantos por ciento, partiendo de $c_g = 60$ m/seg. El "Wright Cyclone" muestra la máxima potencia con $c_g = 78$ m/seg., con un diagrama de elevación normal y un ángulo de apertura relativamente pequeña, y da como resultado, en comparación para el número de revoluciones para $c_g = 60$ m/seg., un aumento de la potencia en un 12 por 100 y un aumento del número de revoluciones de un 30 por 100. Y si aumentamos c_g en un 10 por 100, obtenemos para $c_g = 66$ m/seg. un aumento de potencia máxima del 3 por 100, mientras que n se hace un 16,5 por 100 veces mayor (1.800 r. p. m.).

Otros autores, como Ricardo, indican que la velocidad más favorable del gas es 50 m/seg.; Christian (V. D. I. Forschungsheft, 315-29), 60 m/seg., y Fedden (S. A. E.-J 33 Dic.), 55 m/seg.

Una fórmula práctica admisible con tiempos normales de distribución es:

$$c_g = \frac{V_h \cdot n}{30 f}, \tag{8}$$

con lo cual se obtienen estos dos valores generales:

- 1.º $c_g = 60$ m/seg., para motores con válvula grande de admisión y pequeña de escape.
- 2.º $c_g = 65$ m/seg., para motores con válvulas aproximadamente iguales, es decir, de gran sobrecarga, en los cuales se reduce la válvula de admisión en beneficio de la de escape.

En ambos casos, un aumento de potencia máxima de un 3 a un 5 por 100 supone en el número de revoluciones un incremento del 10 al 16 por 100.

Para la sección transversal de la válvula se admite

$$f = \pi \cdot d \cdot h,$$

con la cual, como se indica en la figura 9, se obtiene un valor de superficie de paso un poco mayor que la fórmula exacta para el asiento de 30º de la válvula.