

Universidad Internacional del Ecuador



Universidad Internacional del Ecuador

Facultad de Ingeniería Mecánica Automotriz

**Trabajo de Titulación Previo a la Obtención del Título de Ingeniero en
Mecánica Automotriz**

"Estudio de la velocidad de flujometría en los gases del escape"

Sebastián Patricio Ocampo Harb

Director:

Ing. Miguel Granja

Quito, febrero de 2017

CERTIFICADO

Yo, Sebastián Patricio Ocampo Harb, con cedula de identidad número 171652135-4 declaro bajo juramento que el trabajo aquí descrito es de mi autoría, que no ha sido presentado anteriormente para ningún grado o certificación profesional y que se ha consultado la bibliografía detallada.

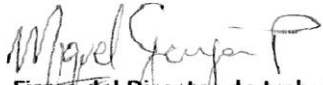
Cedo mis derechos de propiedad intelectual a la Universidad Internacional del Ecuador para que sea publicado y divulgado en internet, según los establezca en la Ley de Propiedad Intelectual, reglamento y leyes.



Sebastián P. Ocampo Harb
C.I.: 171652135-4

Certificado

Yo, Ing. Miguel Granja, certifico que, conozco a los autores del presente trabajo, siendo el responsable tanto de su originalidad y autenticidad como de su contenido.



Firma del Director de trabajo de grado.

Ing. Miguel Granja

DEDICATORIA

Dedico este trabajo de titulación principalmente al centro de mi vida que son mis padres y hermana por permitirme avanzar de manera correcta en mi vida y apoyarme constantemente en mi carrera universitaria. A mi Amada Madre Cristina Harb por enseñarme a luchar por lo que quiero y merezco, por llenar mi hogar de valores que fijaron un norte en mi vida, por darme la tenacidad que necesito en mi vida para alcanzar mis sueños, por estar a mi lado para luchar y apoyarme incondicionalmente en cada batalla que enfrento. A mí Amado Padre Patricio Ocampo, por permanecer a mi lado a pesar de mis tropiezos, por el amor que me brindo en cada etapa de mi vida, por apoyarme de manera incondicional, por esos consejos de vida que me ayudan a seguir adelante. A mi Adorad Hermana María José, que es mi mejor amiga, es mi confidente, es mi cómplice de vida, que con su amor supo decirme de la mejor manera cuando estaba equivocado, que me apoyo en mis caídas, que me impulso a seguir adelante con mano dura pero con mucho respeto y ternura.

Gracias a ustedes mi familia amada soy el hombre que ahora está cumpliendo una meta trascendental en mi vida, este título es nuestro, solo puedo decir que lo logramos y lo logramos juntos.

Sebastián Patricio Ocampo Harb

AGRADECIMIENTO

En primer lugar quiero agradecer a Dios por darme la fortaleza, el valor y la constancia para poder culminar con éxito esta etapa de mi vida.

Agradezco también la confianza, el amor y el apoyo incondicional de parte de mi madre Cristina Harb, por luchar a mi lado para cumplir esta meta tan importante en mí caminar.

A mi padre Patricio Ocampo por la preocupación y el amor que me brindo en todo el camino recorrido en mis años universitarios.

A mi hermana María José, que gracias a sus consejos, amor y paciencia supo guiarme por el camino correcto para finalizar mi carrera universitaria.

A una mujer importante en mi vida Diana Valdivieso que me apoyo incondicionalmente con amor, respeto, y valentía para cerrar con éxito esta etapa.

A mi abuelita Carmen Núñez por su preocupación y ese amor tan especial que me brinda.

Y finalmente a todas las personas que colaboraron de gran manera en mi formación profesional, decano, profesores y de manera especial a mi director Miguel Granja por ser un guía positivo para culminar mi trabajo de titulación.

Sebastián Patricio Ocampo Harb

Estudio de la velocidad de flujometria en los gases del escape

Sebastián Ocampo
Universidad Internacional Del Ecuador-Facultad de Ingeniería Mecánica
Av. Simón Bolívar y Jorge Fernández
Quito- Ecuador

Universidad Internacional del Ecuador – Facultad de Ingeniería Mecánica
Automotriz

RESUMEN

Introducción: El sistema de escape de un vehículo cumple una gran función que es evacuar los gases de combustión, que está constituido generalmente por un múltiple de escape o colector que se encarga de recoger los gases de los cilindros del motor desde las válvulas de salida, se utiliza catalizador en la salida de los gases para evitar el daño ambiental. **Metodología:** En un mismo modelo de vehículo (Vitara 1.6 16v año 2013) Utilizamos un anemómetro digital para poder medir el flujo de salida de aire del escape (flujometria) a 2500 rpm, con catalizador, sin catalizador, con bala y con potenciador. **Resultados:** Dejando la salida de aire del vehículo libre, es decir, sin catalizador, tenemos un mejor desempeño y aprovechamiento del vehículo pero el daño ambiental incrementa, sin embargo, con la utilización de bala o de potenciador podemos sacar más provecho a nuestro motor **Conclusiones:** Podemos obtener mejor desempeño de nuestro motor pero la contaminación ambiental incrementa, para hacer estas modificaciones necesitamos hacer estudios de flujometria debido a que no todos los motores reaccionan igual al implementar estas piezas (bala, potenciador).

Palabras claves: Catalizador, flujometria, escape, bala, potenciador, gases, combustión.

Study of the flow rate in the exhaust gases

International University of Ecuador - Faculty of Automotive Mechanical
Engineering

SUMMARY

Introduction: The exhaust system of a vehicle fulfills a great function that is to evacuate the flue gases, which is generally constituted by an exhaust manifold or collector that is responsible for collecting the gases from the engine cylinders from the outlet valves, Catalyst is used in the gas outlet to avoid environmental damage. **Method:** In the same model of vehicle (Vitara 1.6 16v año 2013) We use a digital anemometer to measure the exhaust air flow (flowmeter) at 2500 rpm, with catalyst, without catalyst, with bullet and with Enhancer. **Results:** Leaving the air outlet of the vehicle free, that is to say, without catalyst, we have a better performance and use of the vehicle but the environmental damage increases, however, with the use of bullet or of enhancer we can take advantage of our engine **Conclusions** : We can get better performance of our engine but environmental pollution increases, to make these modifications we need to do flowmetry studies because not all engines react the same as implementing these parts (bullet, enhancer).

Key words: Catalyst, flowmetry, exhaust, bullet, enhancer, gases, combustion.

1. Introducción

El sistema de escape es una parte esencial del auto pues desempeña dos funciones vitales: expulsa los peligrosos gases de la combustión fuera del auto y reduce el ruido que producen estos al momento de ser arrojados. Esto resulta indispensable, tanto por motivos de buen funcionamiento como para la seguridad de los pasajeros.

Sí, para su seguridad, pues uno de los gases que el sistema de escape ayuda a expulsar es el monóxido de carbono, compuesto altamente tóxico y cuya acumulación en el interior de la cabina puede traer indeseables consecuencias como dolores de cabeza, náuseas, irritabilidad e incluso desmayos.

Por eso, cuando falla este sistema se presenta una serie de problemas que van desde la inoperancia del auto hasta la puesta en peligro de la salud del conductor y los pasajeros. Además, el dispositivo de control de emisión de gases se verá seriamente afectado y esto comprometerá toda la mecánica del carro.

Algunos de los problemas que se presentan de forma más común son:

- La restricción en los conductos de escape o en el silenciador. En ambos casos se produce pérdida de potencia del motor y fallas en el encendido.

- La expulsión de humos densos y asfixiantes que llegan a colarse dentro del habitáculo.

- La rotura de las piezas del sistema de escape. Figuran como causas comunes la vibración del motor o el tránsito por pistas en mal estado.

- El catalizador puede contaminarse, o el monolito, el corazón del catalizador, puede derretirse si entra en contacto con combustible no quemado. Esto puede ocurrir ocasionalmente cuando el vehículo rueda en punto muerto sin el motor en marcha.

- Corrosión externa producto de la humedad, lo cual disminuye la efectividad del sistema.

Estas, junto a otras afecciones menos frecuentes, son las que deben servir de motivo para mantenernos al día en el cuidado del referido dispositivo, medida que involucra a todas sus partes: el múltiple y los caños de escape, el silenciador y el resonador, la cola de escape (el popular "tubo") y los brazos y grampas que lo sostienen.

El convertidor catalítico o catalizador es un componente del motor de combustión interna alternativo y Wankel que sirve para el control y reducción de los gases nocivos expulsados por el motor de combustión interna. Se emplea tanto en los motores de gasolina o de ciclo Otto como más recientemente en el motor diésel.

Son sustancias que en pequeñas cantidades pueden modificar la velocidad de reacción sin que sufran una alteración.

2. Marco Teórico

2.1 Sistema de escape

Está constituido generalmente por un Múltiple de escape o colector que recoge los gases de escape en las válvulas de salida de los cilindros del motor, los gases se dirigen mediante un tubo o tubos a uno o varios catalizadores para reducir los contaminantes de los mismos y hacia uno o varios silenciadores que reducen la intensidad y las frecuencias armónicas del sonido de los gases los cuales pasan al tubo de escape para liberar los mismos a la atmósfera.

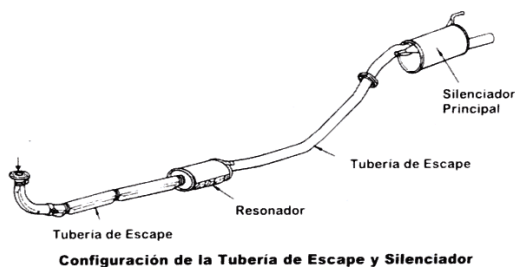


Figura 1. Sistema de escape

Fuente: Autor

El sistema de escape participa en el funcionamiento del motor:

- Si es demasiado libre, el motor aumenta su potencia (el cilindro se vacía mejor después de cada explosión), pero se calienta aún más y consume más.¹

- Si está demasiado obstruido, el motor denota falta de potencia.
- En los motores de dos tiempos, el tubo de escape permite mejorar a la vez el vaciado del cilindro y la compresión.

Desde finales de los años 1990s, un número creciente de países ha hecho obligatorio el catalizador para los vehículos gasolina y diésel. Su resultado es incuestionable para algunos agentes contaminantes, pero nulo para otros. A veces se equipan también con un filtro de partículas.

Generalmente, los motores tienen una o más salidas de escape por cilindro. Si hay varios cilindros, los tubos resultantes de los distintos cilindros pueden juntarse o no. Al conjunto de colectores de gases a la salida de los cilindros se les conoce de manera informal como "headers" o "araña"

Generalmente, se tiene interés en agrupar los escapes de varios cilindros en único por las siguientes razones:

- Mejor sonoridad.
- Mejor rendimiento del motor (este ítem y el precedente están vinculados al hecho de que el tiempo de escape sólo representa alrededor de un cuarto del tiempo total para un cilindro (motor de 4 tiempos), y que la evacuación del gas de escape se intercala de una manera armoniosa cuando se conectan varios escapes, dependiendo del número de cilindros y el gusto de la

persona que escucha ya que es subjetivo).

- Costo.
- Peso.
- Espacio.
- Estética.
- Potencia
- Par motor

A pesar de las ventajas de los escapes agrupados, los servicios de comercialización a menudo han impuesto escapes múltiples cuando son visibles, como en las motocicletas. En algunos casos, un motor puede tener varios escapes por cilindro, aunque la mayoría de las veces la justificación es solamente estética.

Los motores con turbocompresor tienen generalmente todos sus escapes agrupados en uno con el fin de tener que utilizar un único turbo. Los modelos de gama alta con gran número de cilindros pueden tener varios escapes independientes con varios turbocompresores.²

En los motores a dos tiempos, el tubo de escape forma parte integral del funcionamiento del cilindro, lo que impone escapes enteramente separados.

El hacer modificaciones al tubo de escape puede estar reglamentado por la ley o en competencias de vehículos, ya que cuanto mayor sea el diámetro, tanto mayores serán la potencia del motor disminuyendo el par motor que puede afectar el funcionamiento, seguridad y contaminación del vehículo.

2.2 Temperatura de los gases de escape

La temperatura de los gases de escape no tiene constante alguna ya que varía de acuerdo a diferentes factores como pueden ser el cilindraje del motor, si es un motor sobre alimentado o no, el material con el que está hecho el múltiple de escape ya que este puede disipar más rápidamente o no el calor que se produce como resultado de la combustión, entre muchos otros factores.

Para llegar a tener un valor aproximado sobre la correcta temperatura de los gases de escape en esta investigación se han tomado tres parámetros reales con los que se puede trabajar.

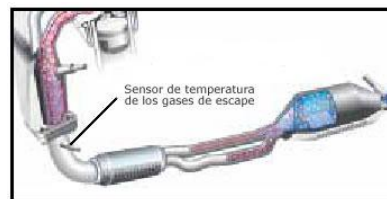


Figura 2. Restricciones del escape

Fuente: Autor

El primero; es la temperatura con la cual ingresan los gases de escape y la temperatura a la cual se activan los componentes en el convertidor catalítico (catalizador). La temperatura es uno de los factores que afecta directamente al comportamiento y a la eficacia del catalizador.

La temperatura de los gases de escape a la entrada del catalizador debe oscilar entre 250 a 500 °C.

Desde los 250°C es cuando las reacciones empiezan a tener lugar dentro del catalizador y no es hasta

que se alcanza una temperatura de 450°C cuando el catalizador llega a su punto de plena eficacia. Como se necesita alcanzar estas temperaturas lo más rápidamente posible se necesita ubicar el catalizador lo más cerca de la salida del múltiple de escape, pero esta proximidad no debe ser excesiva ya que por encima de los 800°C el aislante térmico del catalizador que contiene al monolito del cuerpo metálico que sirve para realizar las reacciones químicas se deterioraría muy rápidamente.

El segundo parámetro a tomar en cuenta es el de la temperatura a la cual está sometida la carcasa y la turbina de escape de un turbocompresor, este elemento es el que recibe directamente los gases de escape que vienen del múltiple de escape. En un caso estándar, un turbocompresor recibe los gases a una temperatura aproximada hasta de 800°C, con esta temperatura no se debe realizar ningún tipo de refrigeración adicional a los cojinetes del turbocompresor para su correcto funcionamiento.

Para la utilización de un turbocompresor con superiores temperaturas como por ejemplo con motores a gasolina con hasta 1.000°C se debe introducir carcasas de cojinetes de refrigeración por agua.

Por último, el tercer parámetro; es el campo de medición que tiene el sensor de temperatura de los gases de escape.

Este sensor va montado en puntos térmicamente críticos, se lo emplea también para realizar el tratamiento de los gases de escape, la resistencia que contiene este sensor

generalmente es de platino y tiene un campo de medición que va desde -40 hasta +1000°C.

Con estos conceptos ya establecidos se puede deducir un valor promedio de la temperatura que tienen los gases de escape en un motor en condiciones normales, la misma que tomando en cuenta los valores más altos, se encuentra entre unos 750 a 770 °C.

2.3 Velocidad de los Gases de Escape

No existe un valor promedio o previamente investigado que indique cuál es la velocidad con la que los gases de escape salen del motor, ya que este valor se ve afectado por una infinidad de factores los cuales hacen muy difícil determinar un valor promedio para todos los motores o máquinas que funcionan con el principio de combustión interna. Muchos de los factores que intervienen para obtener este valor se dan a lo largo de todo el proceso de combustión, sobre la cabeza de los pistones y dentro de los cilindros.

Por ello, la forma más sencilla para obtener este valor es, mediante la aplicación de ciertas fórmulas.

Las fórmulas utilizadas para la obtención de la velocidad de los gases fueron obtenidas del libro; Manual de la Técnica del Automóvil BOSCH (4a edición 2005), dichas formulas son las siguientes:

Ec (1.5) Velocidad de los Gases de Escape

Donde: V_G = Velocidad de los gases de Escape (m/s)

V_{MP} = Velocidad media del Pistón (m/s)

S_p = Sección del Pistón (m^2)

S_x = Sección donde calcular (m^2)

$$V_{MP} = \frac{RPM * S}{30}$$

Ec (1.6) Velocidad media del Pistón

Donde: V_{MP} = Velocidad media del pistón (m/s)

RPM = Revoluciones del Motor ($rpm \rightarrow r/min$)

S = Carrera del pistón (m)

Figura 3. Velocidad de los gases

Fuente: Autor

Con estas ecuaciones, se deduce cual será la velocidad aproximada a la cual pasaran los gases de escape ya sea desde el múltiple de escape como cualquier sección posterior del tubo de escape. Este dato servirá posteriormente para comprobar si la velocidad de los gases de escape con la que son expulsados desde la cámara de combustión es lo suficientemente fuerte para lograr producir el empuje necesario para mover cualquier elemento adicional al realizar las modificaciones necesarias a todo el sistema de escape para cumplir con el objetivo principal de este proyecto. Con la teoría que nos proporciona este capítulo, el cual abarca todos los elementos que intervienen en el sistema de escape, sus materiales de fabricación, así como también los conocimientos básicos sobre los gases de escape y los factores que pueden afectar su comportamiento, se analizará de una mejor manera las posibles soluciones, ideas y conceptos para poder desarrollar este proyecto de una manera más óptima y concreta, buscando cumplir con el objetivo y la meta planteada

3. Metodología

3.1 Salida de aire con catalizador

Sometemos al vehículo a prueba utilizando la salida de aire (tubo de escape) para medir la velocidad del flujo, esto lo realizamos con un medidor digital (anemómetro). Esta primera prueba la realizamos con el catalizador instalado manteniendo nuestro motor a 2500 rpm llegando a una velocidad de aire de 23km/h.



Figura 4. Velocidad a 2500 rpm

Fuente: Autor

3.2 Salida de aire sin catalizador

El vehículo (Vitara 1.6 16v año 2013) ya pasado por la prueba con el catalizador, sacamos y dejamos directamente un tubo, el sonido de nuestro sistema incrementa por que el flujo de aire aumenta y sale directamente desde el múltiple, realizamos la misma prueba con nuestro medidor digital, de igual manera manteniendo a 2500 rpm

nos da como resultado una velocidad de flujo de 34 km/h.



Figura 5. Velocidad sin catalizador

Fuente: Autor

3.3 Salida de aire con potenciador

Al añadir un potenciador al sistema de escape el aire tendrá más espacio y más empuje para salir con mayor velocidad, además el sonido del motor va a incrementar aún más y por ende aumenta la contaminación tanto ambiental como auditiva, todas estas pruebas ser realizaron sin silenciador, al someter al vehículo a esta prueba de la misma manera manteniendo a 2500 rpm obtuvimos una velocidad de flujo de aire de 40 km/h de aire.



Figura 6. Velocidad con potenciador

Fuente: Autor

3.4. Salida de aire con bala

El sonido del vehículo incremento, pero la velocidad del flujo de aire se redujo. Utilizando el medidor digital con nuestro motor a 2500 rpm nos dio el resultado de flujo de aire de 37 km/h.



Figura 7. Velocidad con bala

Fuente Autor

4. . Resultados y Discusión

Con el vehículo estándar, es decir, con catalizador no

podremos aprovechar nuestro motor al 100%, sin embargo, el tema de contaminación que es muy importante es bajo. La vida útil de un motor estándar es mucho más larga que el de un motor preparado o modificado.

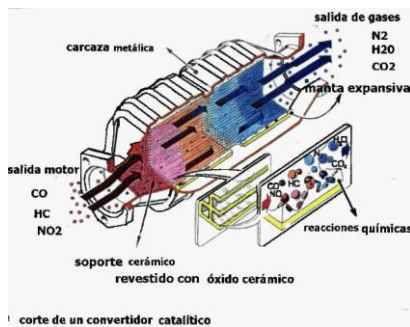


Figura 8. Catalizador
Fuente: Autor

Tabla 1 Velocidad a 2500

VITARA 1.6 16 VALVULAS AÑO 2013		
COMPONENTE	VELOCIDAD DEL FLUJO	RPM
Con catalizador	24 KM/H	2500 rpm
Sin catalizador	34 KM/H	2500 rpm
Con potenciador	40 KM/H	2500 rpm
Con Bala	37KM/H	2500 rpm

Fuente: Autor

En esta tabla podemos ver la velocidad del flujo del aire según los componentes del escape

No podemos improvisar tubos o extensiones en nuestro múltiple o escape, el tema de balas o potenciadores tiene que hacerse con un previo estudio ya que no a todos los motores los va a favorecer o los va a aprovechar, se tiene pensado que por más grande que sea nuestra salida de gas va a tener mayor desempeño y no es así.



Figura 9. Salida libre de escape

Fuente: Autor

Si utilizamos potenciador en nuestro motor vamos a aprovecharlo al máximo, pero la contaminación auditiva y la contaminación ambiental también aumentan notoriamente. A 2500 rpm obtuvimos una velocidad de flujo de 40 km/h que a sido la mayor velocidad de flujo obtenida en este estudio.



Figura 10. Potenciador

Fuente: Autor

5. Conclusiones

- No en todos los Vehículos van a desarrollar de la misma manera poniendo los mismos componentes, tenemos que realizar un estudio previo para poder modificar la salida del aire, como es este caso el vitara 1.6 estudiado tiene mejor desempeño con un potenciador.
- La necesidad legislativa de reducir al mínimo las emisiones contaminantes de los gases de escape de los automóviles de turismo, ha obligado a los fabricantes a incorporar la instalación del denominado catalizador en la práctica totalidad de dichos automóviles fabricados en la actualidad.
- Los catalizadores sacamos en conclusión que se los usa para reducir la contaminación del medio ambiente al momento de la salida de la combustión de un motor.
- Reducir el sonido de un motor es una de las conclusiones más importantes que sacamos sobre el catalizador.

6. Bibliografía

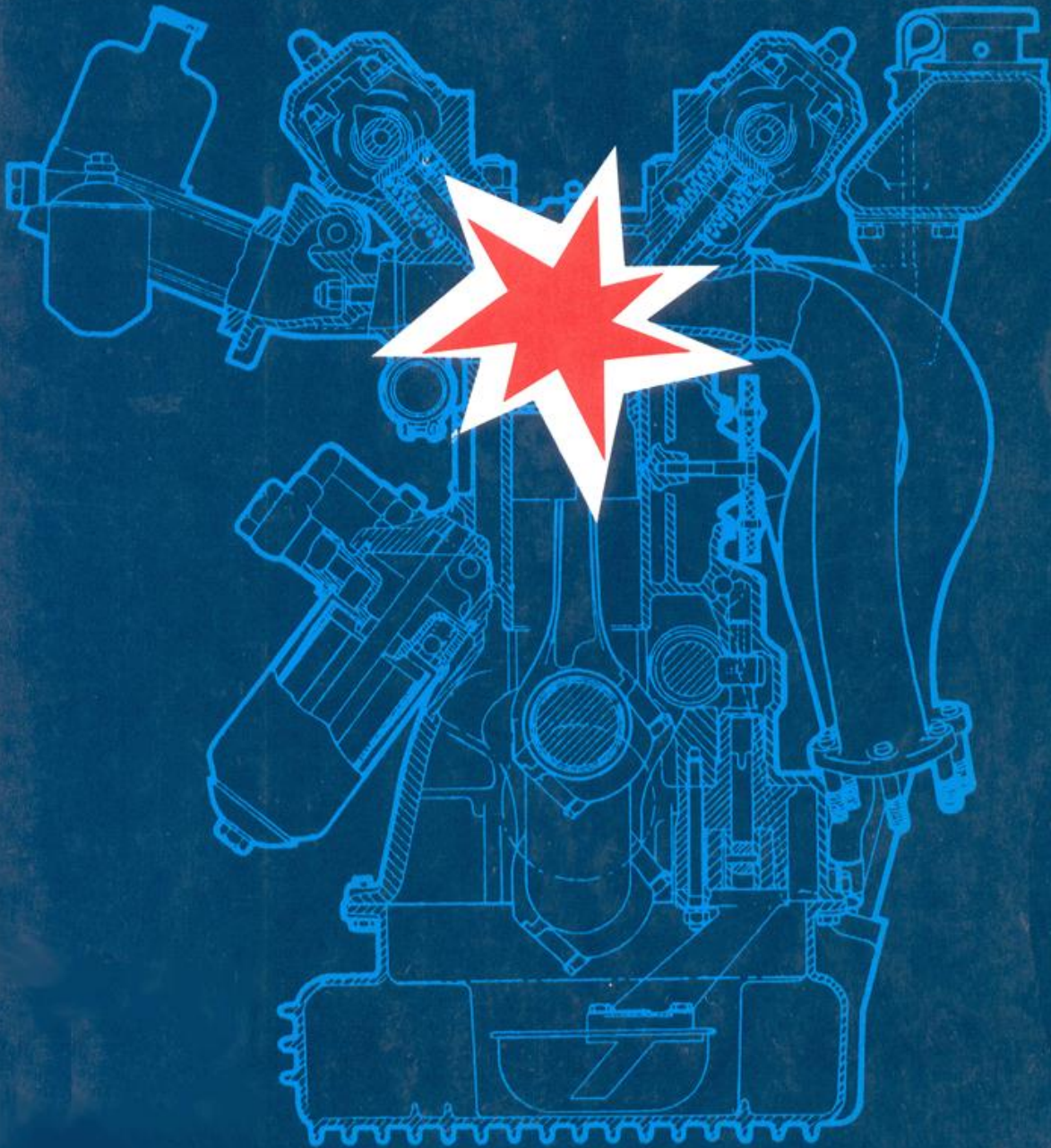
<http://www.cochesinconductor.com/2015/04/que-es-el-catalizador->

[y-como-sabemos-si-no-funciona-correctamente/](http://www.motorpasion.com/tuning-preparaciones/catalizar-o-no-catalizar-he-aqui-la-cuestion)

<http://www.motorpasion.com/tuning-preparaciones/catalizar-o-no-catalizar-he-aqui-la-cuestion>

Miguel de Castro Vicente

Trucaje de motores de 4 tiempos



Prólogo

Yo espero que las personas que hayan comprado este libro no se hayan equivocado. Su título es para mí lo mejor que he podido encontrar que quiera decir exactamente lo que este libro es y lo que puede esperarse de él. Cierto que hay novelas que se llaman, por ejemplo, "Cien años de soledad" y uno no tiene ni la más remota idea, por el título, de las aventuras que pueda uno encontrarse entre sus páginas. Pero yo creo que el título TRUCAJE DE MOTORES DE CUATRO TIEMPOS está bastante claro para que nadie pueda suponer que este es un libro de juegos de manos, o del arte de hacer horóscopos; yo creo insisto, que quien esté en esto de los motores, cuando haya terminado la lectura del libro, no se llevará ninguna sorpresa desagradable. Pero, ¡qué queréis! Soy de tal manera que no me quedo tranquilo si no aclaro muy bien desde el principio, y aún antes de empezar, lo que entiendo que este título da a entender, para que nadie pueda llamarse a engaño y, después de haberse gastado sus pesetitas, se de cuenta de que esto no es lo que él buscaba.

Veréis: Yo creo que hay que diferenciar de una manera clara lo que es la *ingeniería* de motores de competición de lo que es la *preparación* de motores de competición y, por último, de lo que es el *trucaje*. La primera es una agrupación de ingenieros y técnicos (indiscutiblemente provisto de grandes dosis de entusiasmo... y de gran habilidad para obtener grandes sumas de dinero) que se proponen construir un vehículo de carreras para competir en los circuitos. En la mayoría de los casos son gente muy seria, muy preparada y de un alto reconocimiento técnico que trabaja para diseñar motores nuevos, y chasis y otros órganos originales, etcétera. Estos son los señores Enzo Ferrari y compañía, una gloria nacional italiana (la potente FIAT por detrás, etcétera). Estos señores empiezan por el principio: Saben que han de hacer un motor de 3.000 c.c. (o de 1.500 c.c. sobrealimentado) que ha de alcanzar más allá de los 750 CV. y... ¡bueno! ellos deciden si son doce u ocho cilindros, si son dos o cuatro válvulas por cilindro, si son cuatro, seis o doce carburadores, o cómo ha de ser el equipo de inyección, etcétera, etcétera. Este libro que tenéis ahora en las manos no se titula *Ingeniería de la competición*, por lo tanto está claro que no tratamos de esto.

La segunda actividad citada es la *preparación* de motores de competición. Los ingenieros o mecánicos que se dedican a estas preparaciones parten de motores dados. Su libertad de actuación y sus posibilidades quedan pues muy por debajo

de las que gozaban los ingenieros de la competición que hemos visto antes. Ahora bien: pueden modificar y diseñar partes importantes del motor como son la culata, los colectores de admisión y escape, cambiar cilindros, aumentar ligeramente la cilindrada, actuar sobre válvulas, ejes de levas, carburadores, etcétera, etcétera. Entonces los vehículos que salen de sus manos solamente pueden correr en competiciones de turismos preparados, porque en el tráfico urbano son indóciles, engrasan bujías, no aguantan bien el ralenti por su excesivo cruce de válvulas; son ruidosos mucho más allá de lo permitido, contaminantes en exceso, caros de mantenimiento, delicados... total, son carne de remolque y reyes del circuito cerrado. En estas preparaciones, y según los grupos en que participan, pueden haber mayores o menores "apretadas", pero, en general, incluso los coches preparados para correr en rallyes, con sus ruedas y neumáticos especiales, son caros para ponerlos en carretera para un uso que se supone ha de ser normal, y no resisten los atascos hoy tan frecuentes en nuestras vías de comunicación. Este es el terreno de los Carlo Abarth. Este libro que tenéis ahora en las manos no se titula *Preparación de motores de competición*, luego está claro que tampoco trataremos de este asunto.

Ahora llegamos a lo mío: *El trucaje*. El trucaje es el mejoramiento en el comportamiento del motor, y en general del automóvil, pero en el límite en que este automóvil no pierda sus cualidades de vehículo civilizado. Se trata de mejorar las prestaciones, conseguir mayor aceleración, aumentar la potencia del motor y, en fin, hacerlo, dentro de su gama, mucho más veloz y fulminante que cualquier vehículo de su cilindrada que puedan poner a la venta las fábricas de automóviles. Pero todo ello conseguirlo en proporciones razonables, sin grandes dispendios ni dificultades, aprovechando, en general, muchas piezas del motor y sustituyendo, en todo caso, elementos accesorios, sin perder de vista siempre que el coche ha de continuar circulando por ciudad y carretera, y debe saber comportarse en según qué casos como un señor bien educado. Esto es el trucaje, y por eso este libro lleva el título de TRUCAJE DE MOTORES DE CUATRO TIEMPOS, y no hace mención a la preparación ni a la ingeniería.

Esto es todo en cuanto a definiciones.

También tengo que decir que este libro, ahora con un texto y un planteamiento completamente nuevos, tiene su precedente en otro libro que con el mismo título escribí en 1959, y que editó también la prestigiosa editorial CEAC. Cuando me enteré de que el libro se seguía vendiendo en 1983, me creí en el compromiso moral no sólo de rehacerlo, sino de hacerlo totalmente nuevo, porque los tiempos han cambiado, y mucho; los motores han cambiado, y mucho; los mecánicos también hemos cambiado, y no poco, y el modo de hacer los trucajes ha sufrido diferentes y notables planteamientos. Espero que, en mi caso, siempre segundas partes sean buenas.

Como quiera que los prólogos han de ser lo más breves que sea posible, termino aquí no sin antes recomendaros que no tratéis de hacer ninguna modificación sin haber leído antes atentamente todo el texto del libro. Un motor es una máquina en la que todos sus mecanismos están funcionando interdependiendo unos de otros, de modo que modificaciones realizadas en una parte conlleva (o puede conllevar) la reforma y el retoque de otras partes. Y eso, claro está, solamente se sabe cuando ya se ha leído todo el libro... o uno sabe tanto, que lo que ocurre es que no lo necesita.

EL AUTOR

Introducción

Mucha de la mejor gente actual, a la que hay que tomar muy en serio y con todo rigor, tiene grandes esperanzas en el mundo futuro que nos van a proporcionar unas máquinas que con grandes esfuerzos el hombre ha creado, y a las que se les ha puesto el nombre de "computadoras", o bien *ordenadores*, en una forma más castellana de decir. Son máquinas que pueden pensar, y lo hacen a tal velocidad y con la posibilidad de crear cadenas lógicas tan completas, que el pobre cerebro humano tiene que tirar la toalla frente a la enorme capacidad de estos cerebros electrónicos de ferritas y cuarzo. Cuando los ordenadores invadan por completo todo tipo de proyecto industrial parece ser que se habrá logrado la perfección absoluta del diseño, y nada que se haga de otra manera podrá mejorar aquel producto. Esto es lo que dicen los ingenieros, los matemáticos, los sociólogos y demás sabios.

La triunfal entrada masiva de los ordenadores en el mundo de los automóviles la estamos viviendo ya. Un ejemplo muy visible de este hecho es el cálculo de la penetración en el aire de las carrocerías. Se le da a la máquina *inteligente* toda la información sobre las características del vehículo en cuanto a ancho y alto, y la máquina nos dice, con todo detalle, la inclinación en grados de la superficie frontal, desde la parte más alta del parabrisas hasta la más baja del faldón: ¡Esto es magnífico!... Ningún ingeniero, sin cientos de horas de prueba en los túneles de viento, hubiera podido llegar a soluciones ni siquiera aproximadas a las que, con toda autoridad y de forma irrefutable, nos proporcionó el ordenador. El único defecto es que... ¡todas las carrocerías son siempre iguales!

El ordenador, que tiene muchos defectos *filosóficos* en su lógica, y que en casi nada se parece a un hombre, pues el pensamiento del ser humano es mucho más totalizador y amplio (aun cuando se equivoque) puede lograr, a poco que se le den desarrollar sus programas, que todos llevemos la misma perfecta camisa, los mismos perfectos relojes, las mismas perfectas boinas, y los mismos y perfectos automóviles. Me pregunto: ¿Valdrá la pena vivir así? Los humanistas han considerado, desde siempre, que la peor desgracia que puede ocurrirle a la Humanidad es caer en la uniformidad. El día que esto suceda puede ocurrir que la vida se haga insoportable. ¿Vamos realmente hacia ello?

Por lo pronto, un libro como éste jamás podría caber en la lógica de un ordenador, pues, ¿cómo puede ser trucado un automóvil que el ordenador ha calculado ya como una obra perfecta e insuperable? Sólo en la lógica del hombre cabe la posibilidad del mejoramiento.

Yo soy de los que creo que un *Automóvil* debe ser algo más que una pieza perfecta. Creo que debe ser una cosa bella, creo que debe tener un atractivo que se identifique con su dueño (y este atractivo está en la singularidad); creo que debe tener temperamento. En una palabra, como todas las cosas bellas, debe ser una pieza imperfecta. Un automóvil debe tener su carácter y su psicología, y sus manías y sus grandezas y sus servidumbres. Debe ser seguro e infatigable, como lo fue en su tiempo el PEUGEOT 404, o rápido y ágil y alegre como lo fue el LANCIA *Aprilia*; o modesto y sufrido como un escarabajo VOLKSWAGEN, o, si queréis, ostentoso e impertinente como un FORD *Edsel*... pero ha de tener personalidad. Mientras muchos hombres piensen como yo, el Automóvil no caerá en las garras del ordenador y de su lógica en cadena, y siempre tendrá la oportunidad de ser trucado. Pero si el ordenador lo hace una pieza de absurda exactitud... más valdrá que nos dediquemos a ir por el mundo en tren... o en bicicleta.

Pero, en fin: Por el momento no vamos a amargarnos la vida pensando en los ordenadores y vayamos a los motores actuales que, en general, permiten sustanciosos aumentos de potencia a condición de un mayor consumo y de atenderlos cuidadosamente. Ahora bien: Antes de continuar quiero dejar bien sentado que presupongo en el lector no escasos conocimientos de mecánica, y le supongo del todo enterado de cómo funciona un motor de cuatro tiempos, y cómo lo hacen también los mecanismos que necesita para que todo el conjunto nos proporcione su potencia. Le presupongo también conocimientos elementales de matemáticas para poder interpretar las muchas fórmulas que se dan a lo largo del libro (aunque, en verdad, esto no es del todo indispensable) y creo que, en general, son los mecánicos los que podéis sacar el máximo provecho de cuanto ha sido fruto de mis largos estudios y mis experiencias.

El trucaje es, pues, posible, porque los motores contruidos por el hombre tienen la ventaja de que pueden ser mejorados en algunos sentidos. Así pues, todos los motores que se consideran bien contruidos tienen unos márgenes de seguridad que sus creadores han calculado sobredimensionando todas las piezas para que puedan soportar todos los esfuerzos que se les van a exigir, y posibles sobrecargas que podrían ocasionarse en el caso de verse el motor necesitado de trabajar en condiciones adversas. Así pues, este margen de seguridad intenta significar una garantía en el caso de un tiempo de funcionamiento más largo del que podría considerarse habitual, funcionando a plenos gases; un entretenimiento poco cuidadoso de las normas que el motor requiere; el fallo parcial de algunos de los circuitos vitales para el motor que puedan sufrir momentáneos desarreglos o transtornos, etcétera, etcétera.

Para el mecánico consciente o para el aficionado muy entendido en mecánica, cabe la posibilidad de apurar este margen de seguridad sometiendo el motor a mayores esfuerzos, los cuales no serán nocivos para el mismo si éste es rigurosamente atendido, pudiéndose lograr de esta forma un considerable aumento de potencia. Estas modificaciones realizadas sobre el motor es lo que constituye su trucaje, a cuyo estudio vamos a dedicar los próximos capítulos a fin de hacer del dominio del gran público de aficionados al automovilismo los secretos para lograr

las mayores prestaciones de los motores, así como las modificaciones más eficaces y menos comprometidas que se hallan al alcance del mecánico medio y hasta de un elevado número de aficionados.

Sin embargo, no queremos decir con esto que modificar un motor sea una tarea simple y fácil. Por supuesto existen diversos grados de complejidad y mientras hay cambios que pueden ser realizados sin compromiso por cualquiera, los hay también que requieren, no solamente conocimientos, sino la ayuda de herramientas y utillajes que no está en las posibilidades de un aficionado su adquisición. El trucaje, en su forma más amplia, requiere experiencia y mucha dedicación, sobre todo si pretendemos que a la modificación le siga un largo período de buen funcionamiento. En general, los mecánicos que se dedican al trucaje acaban especializándose en una determinada marca de motores ya que de esta forma van aumentando su experiencia a medida que modifican, y pueden comprobar después los resultados. Lo que ha sido bueno lo repiten después y hasta se arriesgan a exagerarlo; lo que ha sido malo no lo vuelven a repetir, o lo hacen de otra forma: Es la eterna forma de proceder con la experiencia.

Primera Ley importante para los que os vais a dedicar al trucaje: *“Antes de trabajar con las manos es necesario trabajar con la cabeza.”*

En efecto: Antes de lanzarse a hacer modificación alguna hay que conocer muy bien el motor con el que vais a tratar, y conocerlo muy bien a nivel técnico. Deberéis proporcionaros todo tipo de documentación, ya sea procedente de la fábrica, de las revistas técnicas o de los libros que traten de este motor en particular. Antes de trucarlo debéis conocer sus curvas características de potencia, par motor, etcétera; todos los diámetros de carburador, difusor, y la medida de los surtidores... Debéis conocer su régimen de giro, la velocidad del émbolo, el tamaño de las válvulas y lo que se separan del asiento; la medida del diámetro de los colectores, tanto de admisión como de escape, y, en fin, cuanta mayor y más exacta documentación podáis reunir sobre el motor que os ocupa tanta mayor posibilidad tendréis de salir airosos y con éxito de vuestra tarea.

Cuando ya lo tengáis todo en la cabeza tendréis que decidir sobre el papel las modificaciones que se pueden llevar a cabo, y entre éstas, deberéis elegir las más convenientes de acuerdo con las características del motor y también con la mayor o menor intensidad con que deseéis hacer el trucaje. Pues bien: Todas estas operaciones hay que hacerlas *antes* de meterle mano al motor. No lo olvidéis, primero se trabaja con la cabeza y luego con las manos. En las figuras 1 y 2 podéis ver el resultado. Primero el motor tal como salió de fábrica, y luego el aspecto exterior del mismo cuando ya hemos acabado el trabajo, y hemos dejado sudores y muchas horas dentro de su culata y sus cilindros.

Y ahora vayamos a exponer el plan que hemos seguido para desarrollar estos temas. Este libro está dividido en once capítulos. Los ocho primeros están dedicados exclusivamente a los trucajes que pueden realizarse en el motor, y los restantes hablan, ya de pasada, de los trucajes a que pueden ser sometidos los demás órganos de un automóvil, tales como los frenos y la suspensión, los cambios de velocidades, y otros factores no menos dignos de tenerse en cuenta a la hora de conseguir buenas velocidades. Convendrá fijarnos primero en el motor, que es la parte donde específicamente se ven las cualidades de los mecánicos dedicados al trucaje. Para esta primera parte os reservo la segunda gran Ley del trucaje: *“La poten-*

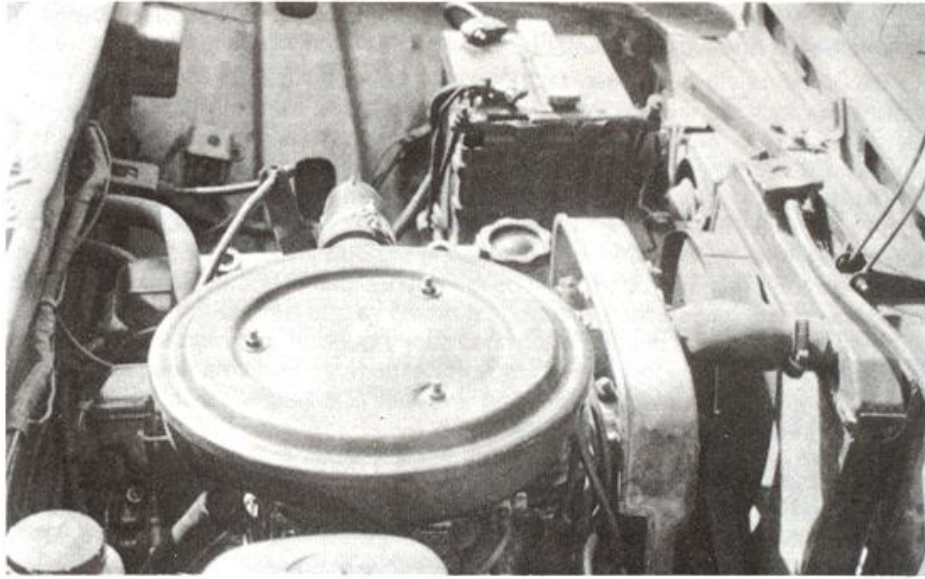


Figura 1. Así salió el motor de fábrica y nos lo presenta el cliente para ver qué podemos hacer con él.

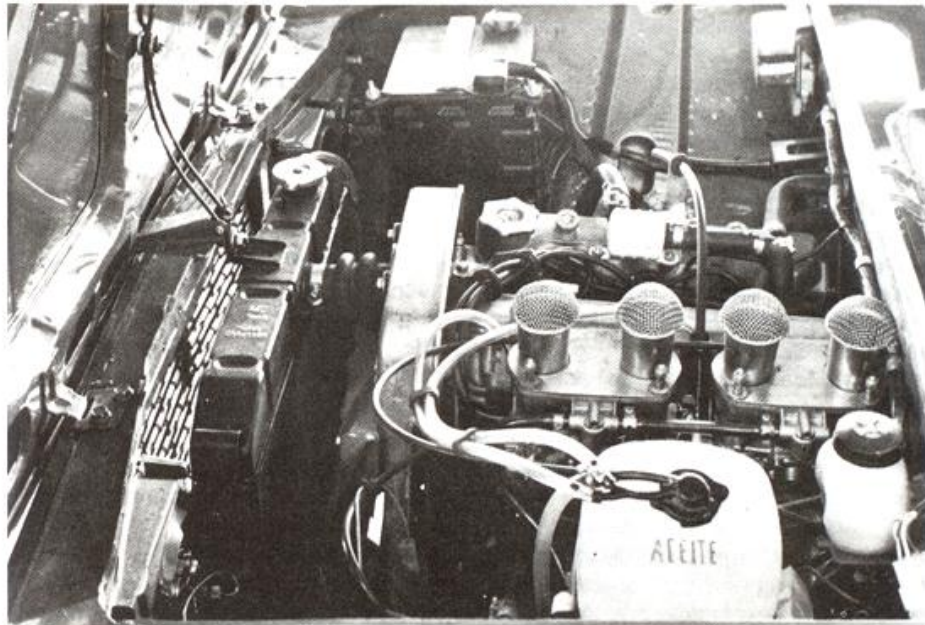


Figura 2. El resultado final debe encerrar mucho ingenio y muchas horas de bien hacer en mecánica.

cia de un motor no puede ser aumentada nada más que en la misma medida en que se consigue aumentar su consumo de aire."

Teniendo esto en cuenta hemos de saber que el mayor consumo de aire sólo puede producirse por alguna de las tres siguientes formas:

- 1.º Por aumento de la cilindrada.
- 2.º Por aumento de la presión media efectiva.
- 3.º Por aumento del régimen de giro.

Así pues, si ya conocemos todos los datos técnicos de un motor y todas sus características, tendremos que elegir, para su trucaje, cualquiera de estos aumentos, o varios a la vez, según las circunstancias. De esto nos ocuparemos en los capítulos que reseñamos a continuación.

Aumento de la cilindrada

El aumento de la cilindrada solamente se puede llevar a cabo aumentando el diámetro de los émbolos y cilindros y/o aumentando su carrera. Quizá uniendo dos motores o, teóricamente, añadiendo más cilindros, aunque esto escapa de nuestras posibilidades, al igual, incluso, que un aumento sustancioso del diámetro. Todas estas cuestiones van a quedar reflejadas en el Capítulo 1 llamado AUMENTOS DE CILINDRADA.

Aumento de la presión media efectiva

La segunda posibilidad, y la más generosa porque nos proporcionará los mejores resultados, es el aumento de la presión media efectiva en el interior de las cámaras de combustión. Ello podemos lograrlo aumentando la relación de compresión, de lo que nos ocuparemos en el Capítulo 2, el llamado LA RELACIÓN DE COMPRESIÓN. También mejorando la elaboración de la mezcla gasolina/aire, actuando sobre el carburador para que permita la entrada de mayor cantidad de esta mezcla, podemos conseguir excelentes resultados, sobre todo si no estamos preocupados por el consumo (y es de esperar que no, si hablamos de trucaje). También a veces nos puede ser posible aplicar sistemas de inyección de gasolina. Pues bien: Todo ello lo veremos en el Capítulo 3, llamado ELABORACIÓN DE LA MEZCLA.

También podemos cumplir la segunda Ley del trucaje consiguiendo introducir mayor cantidad de aire/combustible en el cilindro a base de forzar la entrada del aire, lo cual forma parte del Capítulo 4, llamado AUMENTO DE LA ENTRADA DE AIRE. Este capítulo tratará, fundamentalmente, de la sobrealimentación con la ayuda de compresores (ya sean turbocompresores o del tipo Roots o de paletas). También del diseño de los colectores de admisión y de los de escape, así como las pequeñas ganancias que pueden obtenerse al hacer desaparecer los filtros de aire y sus inconvenientes. Todo esto va escrito en este citado Capítulo 4.

A continuación las mejoras en el encendido que deben realizarse en todo motor trucado formarán la base del Capítulo 5, de gran interés para lograr que el motor pueda rendir lo necesario pese a necesitar mucho mayor número de chispas por

segundo. Aquí hablaremos de los encendidos electrónicos y de sus ventajas, y de la forma de aplicarlos. Y también de las bujías que deberán ser sustituidas por otras de diferente grado térmico al trabajar el motor a mayor temperatura, etcétera. Todo esto se verá en este Capítulo 5, llamado EL ENCENDIDO.

Por último, en el Capítulo 6, se estudiará el circuito de aceite y la necesidad de su refrigeración para mantenerlo en condiciones óptimas de engrase en todas las piezas móviles que lo requieran. Este capítulo se llamará EL ENGRASE.

Aumento del régimen de giro

Otro grupo de posibilidades que nos quedan para aumentar el consumo de aire a que hace referencia la Ley segunda, es la posibilidad del aumento del régimen de giro del motor. Cuantas más vueltas por minuto dé el volante, más aire habrá consumido y mayor será la potencia proporcionada. Así tenemos el Capítulo 7, llamado ALIGERADO DE MASAS, en el que se estudia cómo hay que proceder para hacer que el motor pueda girar más ligero, y en el Capítulo 8, llamado LA DISTRIBUCIÓN, todo lo relativo a las válvulas y la importancia de estas piezas en el mejor llenado del cilindro.

Todo lo dicho hasta aquí con respecto al esquema de este libro corresponde a la parte concreta del motor y a su trucaje. La otra parte está formada por los capítulos que estudian y hacen referencia a diferentes partes de la transmisión y la carrocería. Y así tenemos el Capítulo 9, dedicado a LOS CAMBIOS DE VELOCIDADES, ya que, si obtenemos mayor potencia y queremos traducirla en una mayor velocidad, algo tendremos que hacer para que los desarrollos del automóvil permitan hacer prácticas estas mejoras. En el Capítulo 10, llamado LOS FRENOS Y LA SUSPENSIÓN, vamos a estudiar los problemas que el coche trucado puede plantear al haber aumentado su velocidad y su potencia y no mejorar los mecanismos de frenada o reforzar los elementos de la suspensión. Hablaremos pues, del modo de hacer todo esto lo mejor posible.

El Capítulo 11, llamado VARIOS FACTORES, reúne toda una información breve de toda una serie de factores que influyen en el rendimiento de un vehículo, tales, por ejemplo, como el aerodinamismo y otras causas que afectan de alguna manera al trucaje, y también de la forma cómo hay que actuar para plantearse de una manera seria y consciente este trabajo con una serie de consejos finales con los que acabaré la obra.

Después de leer todo el libro espero que saquéis la conclusión de que un motor es, verdaderamente, un gran conjunto de precisión. Todos sus mecanismos, desde sus más importantes piezas hasta las más humildes arandelas, sólo tienden a lograr un objetivo: crear un automatismo perfecto de modo que todos colaboren al solo fin del máximo rendimiento, la máxima seguridad y la larga vida. Esto, naturalmente, cuando el motor se halla bien proyectado como es el caso de la mayoría de los motores que salen de las fábricas afamadas que existen en la actualidad en el mundo. Por esta razón, en la mayoría de los casos, la modificación o trucaje de cualquier órgano puede traer consigo el cambio de otras piezas cuyo buen funcionamiento está estrechamente ligado al común funcionamiento de todo el motor. Por estos motivos no hay que centrar nunca un trucaje en una modificación concreta sin tener en cuenta concienzudamente a todas las partes que pueden ser

afectadas por la nueva situación que se va a presentar. Esto es muy importante, y lo digo para que leáis todo el libro antes de pensar en hacer cosas dentro de un motor. No queráis cambiar el carburador sin saber qué pasará con las válvulas.

Por otra parte, y ya para finalizar, quiero deciros que en la extensión de los capítulos hay grandes diferencias que vienen ocasionadas por la mayor o menor importancia del tema. No me ha preocupado la estética del libro sino su utilidad práctica y, evidentemente, en el trucaje de un automóvil de serie, donde más podemos intervenir es en el motor. Por ello le dedicamos la mayor parte de nuestro tiempo y el mayor número de páginas.

En fin: Pongamos punto final a esta ya larga introducción y dejémonos de más preámbulos. Como quiera que el tema del trucaje es deliciosamente apasionante vamos con la mayor rapidez a entrar en el estudio de cada una de las partes que hemos descrito brevemente en esta introducción. Atentos, pues, que empezamos.

1. Aumentos de cilindrada

Yo diría que, desde un punto de vista técnico, la forma ideológicamente más adecuada de aumentar la potencia de un motor consiste en aumentar la capacidad geométrica de sus cilindros. Como que de cualquier manera la potencia nos va a venir proporcionada por un mayor consumo de mezcla, pues bien: Aumentémoslo a base de aumentar la cilindrada, lo que nos permite mantener la fiabilidad del motor y evitar así el someter a sus órganos a mayores esfuerzos de los habituales que a veces pueden llegar a ser desproporcionados. Cualquier ingeniero estaría de acuerdo conmigo, (salvo el que estuviera muy preocupado por problemas económicos y me dijera que un motor de mayor cilindrada es más caro —algo de razón tiene, pues por lo menos lleva más kilos de hierro—) en que esta es la solución correcta para aumentar la potencia. Quizá cualquier otro ingeniero podría objetar que a mayor cilindrada mayor peso, y como que el peso hay que transportarlo, no sería conveniente que el vehículo perdiera condiciones a base de aumentar su relación peso/potencia: También es verdad.

Pero la verdad es que la peor de las razones por las que se aconseja no hablar de aumentos de cilindrada es la cuestión jurídico-administrativa. Las autoridades basan el pago de los impuestos directos del automóvil en la cilindrada del motor, de modo que se paga no por la potencia real del motor, ni tampoco por la comodidad o el verdadero lujo del vehículo, sino por la cilindrada. Consecuentemente creo que no hace falta que os diga que está totalmente prohibido aumentar la cilindrada de un motor, de cara a la Jefatura de Tráfico; y si contra viento y marea se determina hacerlo, es necesario acudir a una revisión por parte de los Ingenieros de Industria, así como todo el abundante papeleo que todo esto trae consigo y que solamente algunos determinados gestores saben... Y todo ello es debido, fundamentalmente, a que al aumentar la cilindrada se traspasa un techo establecido para el tanto por ciento que se cotiza en el pago de los impuestos. En fin, que lo técnicamente adecuado, lo lógico, lo correcto de acuerdo con las matemáticas y la física, no puede llevarse a término por cuestiones impositivas. Por lo visto el Ministro de Hacienda es el que más sabe de bielas y pistones de toda España.

De todos modos no vamos a llorar por ello, porque desde el punto de vista del trucaje aumentar la cilindrada de una manera sustancial comporta tantos problemas como ya veremos, que mejor será dejarlo todo tal como está. Pero en un libro como el presente no se puede silenciar esta posibilidad que es válida e importante, por el sólo hecho de no sé qué cosa de unos impuestos, unos tantos por ciento, y todas sus zarandajas: Hasta el mismo Ministro de Hacienda si un día nos encontráramos en un bar —cosa poco probable, desde luego— tomando un chiquito tendría que convenir conmigo que llevar un coche que sale de fábrica con un motor de 1.600 c.c. y da 70 kw. (alias 95 CV. DIN) de potencia, es lo mismo que llevar un coche con motor de 1.800 c.c. y 70 kw. (alias 95 CV. DIN). Y todo lo demás son historias... ¿o no?

Hoy en día los aumentos de cilindrada no son excesivamente difíciles en ciertas gamas de automóviles. El simple hecho de que se haya puesto de moda la fabricación de un modelo que carrocería que puede estar equipada a gusto del consumidor con motores que suelen ir desde los 950 c.c. hasta casi los 1.600 c.c., facilita la labor de una manera rotunda para el mecánico que quiera aumentar cilindradas. Podría poner muchos ejemplos en los que el aumento de cilindrada se efectúa por mediación del aumento del diámetro como ocurre con los *FORD Sierra* (Fig. 3), en algunos modelos de *B.M.W.*, *RENAULT*, y un largo y prolongado etcétera. En algunos casos basta cambiar las camisas y émbolos y revisar los cálculos de la culata para que ésta pueda ser aprovechada y no tenga excesiva compresión, tal como veremos en el capítulo próximo. Pero de hecho, en algunos modelos no hay más dificultades que las que mencionábamos de los impuestos, y la prohibición y anatema que cae en la cabeza del mecánico, en forma de fuerte y desconsoladora multa, si se entera la autoridad competente. Y en este aspecto, por civismo (aunque no por convencimiento técnico) debemos ser serios.

Pero no nos precipitemos y vayamos por partes. Digamos, para poner orden a todo este revoltijo, que hay cuatro maneras de aumentar la cilindrada de un motor, y vayamos a estudiarlas punto por punto. Estas maneras son:

- 1.º Aumentar el diámetro del cilindro.
- 2.º Aumentar la carrera.
- 3.º Aumentar el número de cilindros.
- 4.º Acoplar dos motores o más.

Aumentar el diámetro del cilindro

Yo aconsejo que todo aumento de cilindrada se haga, siempre que se pueda, aumentando el diámetro del cilindro. Los otros aumentos de cilindrada por los sistemas que hemos enumerado antes, son muy complicados y requieren mucha experiencia. (Experiencia en trucaje quiere decir —no nos engañemos— haber cometido muchas barrabasadas, pues en trucaje se aprende mucho más de los fracasos que de los éxitos.) Aumentar unos pocos milímetros el diámetro de los cilindros proporciona una buena base para conseguir motores consistentemente más potentes que el original y, además, sin comprometer demasiado la mecánica en la que basamos nuestro trabajo. Por lo tanto esta posibilidad no hay que descartarla de entrada, ni mucho menos.



Figura 3. El *FORD Sierra* es un ejemplo de coche de cilindrada media/alta en el que una misma carrocería puede llevar motores de diferentes potencias.

Por lo pronto nos encontramos con el vaciado de los cilindros que, además de darnos sus CVs no es ilegal ni requiere el papeleo a que hacíamos mención. Consiste, sencillamente, en un rectificado de los cilindros mediante el cual se ganan las tolerancias que el fabricante ha dispuesto para futuros rectificados del motor. La teoría en que esto se basa es la siguiente: Prácticamente todos los motores modernos tienen estudiado el grosor de su camisa, o del cilindro, con un sobredimensionado, que en muchos casos es de un milímetro, para compensar los desgastes que se vayan produciendo con el uso o en el caso de un gripaje. Con el tiempo, el émbolo y la camisa se van desgastando de modo que el desajuste entre ambas piezas se hace cada vez más evidente. Como quiera que en nuestro tiempo la vida de un coche se mide no por la vida del motor sino por la vida de la carrocería, y ésta se supone que puede llegar a durar alrededor de los 400.000 Kms., hay que darle al motor este margen de posibilidad de rectificado para que esté en consonancia con la vida general del vehículo.

Nosotros entendemos por vaciado del cilindro cuando se ganan estas tolerancias aun cuando el motor no se halle ovalizado, y se hace con el objeto de ganar unos centímetros cúbicos más de cilindrada, y aumentar así la potencia que el motor pueda proporcionar.

Antes de que me digáis que esto es una tontería porque el aumento de potencia es insignificante, os voy a poner un ejemplo: Veamos un motor SEAT biálbero, de 1.592 c.c. Como sabéis es de cuatro cilindros y de 80 mm. de diámetro, con una carrera de 79,2 mm. y una relación de compresión de 8,98:1. Para este motor po-

déis encontrar émbolos de hasta 80,60 mm. de diámetro para sobremedida de rectificad, (con los del tipo GS os váis a 84 mm. y esto sería ya excesivo por ahora). Después de haber hecho este cambio la cilindrada quedará en: (fórmula de la cilindrada (cil)).

$$\text{Cil} = \frac{D^2}{4} \cdot \pi \cdot C \cdot n_c$$

en donde D es el diámetro del émbolo; π , el número constante 3,1416; C, la carrera del émbolo, y n_c el número de cilindros del motor.

De esta forma tenemos que:

$$\text{Cil} = \frac{80,60^2}{4} \times 3,1416 \times 79,2 \times 4 = 1616390 \text{ mm}^3 \text{ o } 1.616,39 \text{ cm}^3$$

La ganancia con respecto al motor sin vaciar es de

$$1.616,39 - 1.592 = 24,39 \text{ c.c.}$$

Pues bien: No se crea que este aumento es despreciable en la práctica, pues contribuye al mayor rendimiento del motor el hecho de que la compresión queda aumentada a 9,12:1 al mantener la misma culata. Ayudado de mejoras en la carburación y en los colectores de entrada y salida de gases pueden obtenerse unos cuantos CV de más, que, por otra parte, no afectarán a la vida del motor ni rebajarán su fiabilidad de funcionamiento. Por otra parte, no habremos puesto nerviosos a los del fisco, y, en fin, todos contestos.

Hay muchos cilindros que permiten superar rectificad, de un milímetro a todo su alrededor (Fig. 4), con lo que se logran 2 mm. en el aumento del diámetro. En estos motores la ganancia empieza ya a ser muy sustanciosa, pero el problema está en encontrar émbolos que siendo del peso requerido, del mismo material que actúe en relación a sus dilataciones del modo que está calculado en el circuito de refrigeración, y que tenga el mismo diseño para permitir el libre juego de las válvulas, tengan a su vez el diámetro requerido. En este caso del motor biálbero, por ejemplo, se puede pasar al émbolo de 84 mm. que corresponde al motor FC, —modelos antiguos del 132 y el CLX— de 1.800 c.c., pero las paredes del cilindro tendrán que ser rebajadas el doble, es decir, en 2 mm. alrededor, lo que representa 4 mm. en el diámetro, por lo que quedan muy debilitadas. En este caso (y como podéis comprobar si hacéis números utilizando la fórmula que he dado al principio) la cilindrada queda en 1.755,63 c.c. ya que seguimos manteniendo la misma carrera de 79,20 mm. y el 1.800 original tiene una carrera de 81 mm. Si aprovechamos la culata nos vamos a una relación de compresión de 9,80:1 (todo esto utilizando los émbolos del tipo GS como se ha dicho). Esto está dentro de lo posible con el uso de gasolinas del tipo Extra, de 98 octanos, y, además, si se añaden a estos aumentos de potencia los beneficios que pueden obtenerse por todas aquellas modificaciones que con la carburación y los colectores de admisión y de escape pueden llevarse a término, como explicaremos en sus capítulos correspondientes, podemos obtener unos resultados altamente satisfactorios.

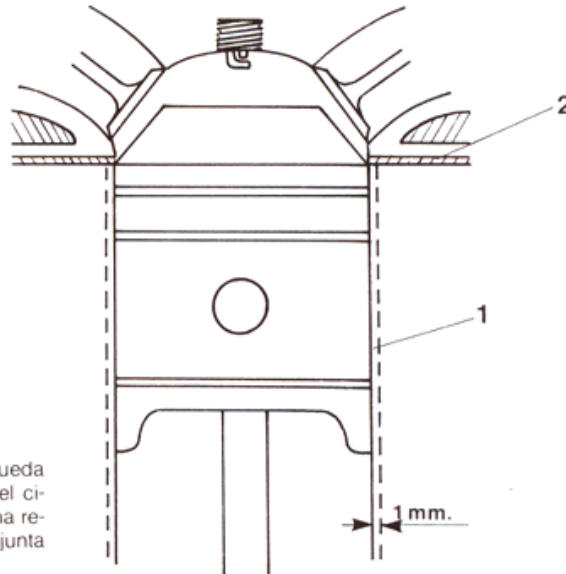


Figura 4. El aumento de cilindrada queda determinado por el mayor volumen del cilindro al desplazarse el émbolo. 1, zona rebajada de las paredes del cilindro. 2, junta de culata.

Combinaciones como estas pueden hacerse muchas, y en especial utilizando émbolos que sean primos hermanos, como es el caso del ejemplo; pero el aumento de cilindrada por el mayor diámetro, pese a ser el sistema más lógico, repito que no sirve sin legalizarlo, por un lado, y, en el caso de la competición, se puede pasar sin querer a otra categoría, en donde se tendrá que competir con vehículos de todavía mayor cilindrada, por lo que puede no ser interesante la adopción de esta "lógica" solución.

Aumentar la carrera

Estoy seguro que con el solo enunciado de este apartado de capítulo vosotros ya sabéis a qué me refiero: Aumentar la carrera es, sencillamente, hacer que el émbolo suba (y baje) más milímetros de los habituales en su motor. Esto puede verse en la figura 5. Es muy difícil de hacer para un mecánico, pues requiere rediseñar muchas piezas de compromiso, y en principio se escapa de las posibilidades nuestras a menos que no trabajemos cambiando bloques y cigüeñales por otros de la misma familia, con lo que nos cargamos el número de referencia del motor, volvemos a caer en las garras del fisco al modificar la cilindrada, etcétera, etcétera. Pero bien: De todo esto hablaremos más adelante y ahora quiero que nos fijemos en algo que es fundamental, yo diría que muy importante, para el mecánico dedicado al trucaje. Os voy a proponer un juego: ¿Qué os parece?

Este juego podéis hacerlo ahora o cuando no tengáis trabajo. Además es un juego al que, por otra parte, debéis acostumbraros si de verdad os queréis dedicar

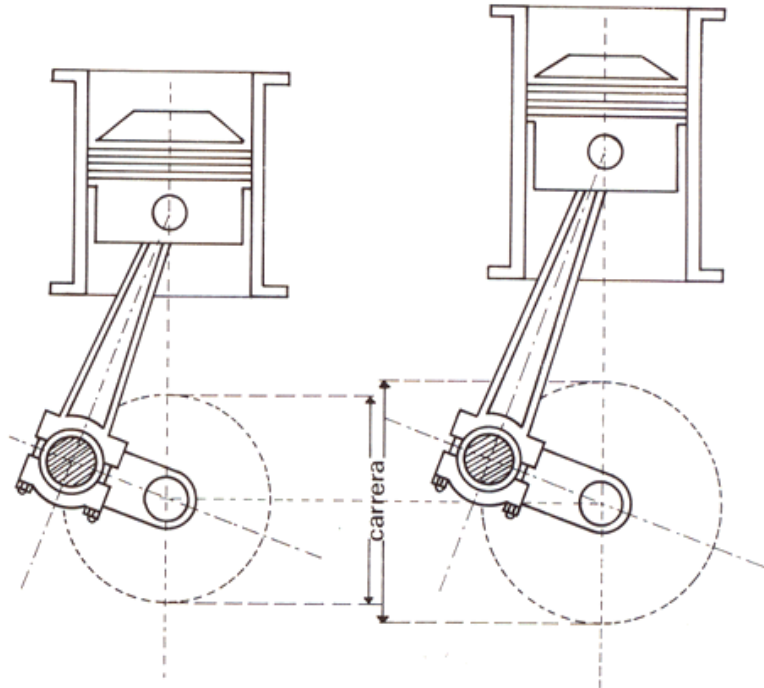


Figura 5. Otra posibilidad sería aumentar la carrera manteniendo igual el diámetro del cilindro.

al trucaje puesto que, para tener un mediano éxito en esta profesión —o afición— se necesita estar muy al corriente de las características técnicas de todos los motores que se están fabricando en el mundo. Pero vayamos al juego: Consiste en que tengáis a la vista esos libros-catálogo que se editan anualmente donde están reseñadas las principales características técnicas de todos los motores y automóviles de fabricación mundial. Cuando dispongáis de un rato de tranquilidad, o estéis viendo en la Tele algo que os interese relativamente poco (yo lo hago así cuando hacen los dibujos animados o el telediario) comenzáis a comparar motores.

Cosas que pueden compararse: Por ejemplo, las cilindradas y las potencias obtenidas. Comparadlas también con el número de r.p.m. y hasta con el difusor de los carburadores. Ved si el motor es supercuadrado (esto ocurre cuando la división de la carrera (C) por el diámetro (D) da menos de la unidad:

$$\left(\frac{C}{D} = < 1 \right)$$

Relacionad también la potencia con el peso del vehículo en orden de marcha, lo que os explicará el porqué de brillantes aceleraciones. Comprobad velocidades máximas entre diferentes modelos... y consumos... pero *sobre todo* me interesa que

os fijéis en el dato de la *velocidad del émbolo*. Una maquina de calcular de bolsillo, como la que nos regaló la mujer el día de nuestro cumpleaños (o bien ocurrió que la compramos con mucha ilusión y luego la dejamos abandonada en el cajón de la cómoda), nos va a venir de perlas ahora para nuestro útil entretenimiento.

La fórmula que sirve para calcular la velocidad del émbolo (velocidad media) en el momento de la máxima potencia, viene determinada así:

$$V_e = \frac{n \cdot C \cdot 2}{60 \times 1000}$$

en donde V_e es la velocidad del émbolo; n , el número de r.p.m. que se toman; C , la carrera en mm. El resultado de la operación nos vendrá dado en metros por segundo.

Cosas curiosas que vais a ver: Mirad un coche modesto, de proletario, un, por ejemplo, SEAT modelo *Panda 45*, provisto de un motor de 903 c.c. y un diámetro de 65 mm. por una carrera de 68 mm. y sus 45 CV a 5.600 r.p.m.

Y luego mirad... un ALFA ROMEO, modelo *GTV 2,50*, por ejemplo. He aquí que este coche lujoso y rápido vale nada menos que 5,33 veces más que el citado modesto *Panda*. Tiene seis cilindros, 158 CV a 5.600 r.p.m. y alcanza 205 Kms. por hora. Tiene un diámetro en sus émbolos de 88 mm. y una carrera de 68,3 mm. Pues bien: empleemos la maquina de calcular.

La velocidad media máxima del émbolo en el momento de la máxima potencia será:

$$PANDA: V_e = \frac{5600 \times 68 \times 2}{60 \times 1000} = 12,69 \text{ m/seg.}$$

Y en el caso del lujoso y vertiginoso ALFA ROMEO,

$$V_e = \frac{5600 \times 68,30 \times 2}{60 \times 1000} = 12,75 \text{ m/seg.}$$

Mirad por dónde, el proletario y el superclase tienen prácticamente la misma velocidad de émbolo en el momento de alcanzar la máxima potencia.

Pero hay más: ¿Ya sabe el señor que lleva un *VISA II GT*, de cuatro cilindros, de un diámetro de 75 mm. y una carrera de 77 mm., que alcanza 80 CV a las 5.800 r.p.m., que obtiene una velocidad del émbolo de 14,88 m/seg., es decir, ligeramente superior a la de un *MASERATI Merak SS*, de 198 CV a 5.800 r.p.m. y seis cilindros en V, el cual tiene una velocidad de émbolo de 14,50 m/seg.?

Aunque si seguís el juego vosotros mismos iréis descubriendo muchos y curiosos detalles, os voy a dar algunos datos comparativos que tienen su interés para el desarrollo de este capítulo. Así, el *RENAULT* modelo *5 Copa*, tiene una velocidad del émbolo de 16,43 m/seg. El motor biálbero de SEAT, de 1.600 c.c. llega a alcanzar, en el momento de su máxima potencia, los 15,84 m/seg. El pequeño y potente *LANCIA* modelo *A 112 Abarth* alcanza los 16,28 m/seg. Mirando un catálogo del año 1983 puedo comprobar que el motor de serie con mayor velocidad media del émbolo

bolo que se fabrica en el mundo es nada menos que el JAGUAR XJ 3,4, que alcanza los 18,55 m/seg., y ello es debido especialmente a que se trata de un motor con cierta antigüedad en su concepción tecnológica ya que es de carrera larga. Un coche semideportivo como el FORD modelo *Capri 2,8*, por ejemplo, alcanza casi los mismos CV que el JAGUAR, pero con un motor 650 c.c. más pequeño, es supercuadrado y mantiene una discreta velocidad del émbolo a 13,01 m/seg.

En líneas generales yo podría decir que el motor de explosión de émbolos tiene limitadas sus posibilidades por la velocidad a que el émbolo se mueve. Cuesta mucho conseguir que un émbolo gire a más de 22 m/seg. y que permanezca así unos minutos: Las leyes de la dinámica y de la inercia no dan para más. Por eso cuando en los años sesenta apareció el motor *Wankel*, sin émbolos, que lanzó la N.S.U. alemana como resolución ¡por fin! de un motor rotativo, todos los técnicos lo saludamos con alborozo creyendo que estábamos asistiendo a la muerte, la mortaja y el entierro de este motor de émbolos en el que todavía trabajamos y que en el fondo es similar al que utilizó Daimler en 1889. Por muchas razones que aún no he comprendido del todo, el motor *Wankel* se desvaneció entre la niebla de no sé qué intereses (supongo que económicos), y aunque me parece recordar que todavía la japonesa MAZDA fabrica algún coche utilizando esta patente, de aquel gran esfuerzo técnico y gran descubrimiento nunca más se supo, y continuamos con nuestros tradicionales motores, tan tradicionales que ya casi no sabemos qué hacerles para sacarles mayores rendimientos. Lo hemos ensayado todo, pero la velocidad del émbolo sigue teniendo su techo que no podemos superar.

Esto explica el porqué los motores de competición son tan complicados. Los ingenieros, haciendo honor a su nombre, han tenido que ingeniárselas para conseguir motores muy potentes y rápidos sin aumentar excesivamente la velocidad del émbolo. Si no fuera por ello nada impediría, por ejemplo, hacer un motor de 3.000 c.c., como es el de Fórmula 1, que girara a 25.000 r.p.m. y se obtuvieran así caballos a gogo. Pero no es así. ¿Sabéis porqué? ¿Sabéis porqué el FERRARI 312, 47 es de doce cilindros y no de cuatro? Pues para reducir la velocidad del émbolo. ¿Por qué se está trabajando con tanto ahínco en los motores sobrealimentados? Pues para obtener más CVs sin necesidad de aumentar la velocidad del émbolo. ¿Por qué se han generalizado ya del todo los motores supercuadrados, es decir, aquellos en que el diámetro es más largo que la carrera? Por la velocidad del émbolo. Un émbolo ancho y amplio permite cámaras de combustión mucho más cómodas y perfectas para colocar grandes válvulas y un adecuado lugar para la bujía, y, además, al ser el cilindro de mayor diámetro permite, para igualdad de cilindrada, reducir la velocidad del émbolo: Consecuencia: Podemos aumentar el régimen de giro y conseguir con ello mayores y mejores aceleraciones. El motor del JAGUAR que pusimos de ejemplo anteriormente, gira a 5.250 r.p.m. para obtener sus 162 CV, con seis cilindros y una cilindrada total de 3.442 c.c. El más moderno TALBOT *Tagora*, también de seis cilindros, consigue 166 CV, con un motor de 2.664 c.c. y ¡14,60 m/seg. de velocidad de émbolo! El primero es de carrera larga, el segundo supercuadrado en relación 1,205.

Por esta razón, mozos que os dedicáis a la muy noble técnica del trucaje de motores, tenéis que ir con mucho ojo en el asunto de la velocidad del émbolo, porque podéis hacer muchas cosas en vuestro motor, podéis rebajar el peso de las masas que giran, podéis poner carburadores desmesurados para la cilindrada, agrandar las válvulas y los conductos... pero si subís de vueltas más de lo que el

émbolo puede soportar, vuestro trabajo de muchas noches no durará más que un castillo de naipes expuesto al huracán.

Puesto que ya os he convencido pasemos ahora a los datos prácticos: Un émbolo se siente tranquilo y gira bien entre 11 y 13 m/seg. Si tenéis que trucar un motor que se mantiene en estas cifras estáis de enhorabuena, pues podréis sacar resultados brillantes y vuestro trabajo será muy alabado por los colegas, y tendrá fiabilidad si lo subís hasta los 16 m/seg. como máximo y, por supuesto, hacéis bien el trabajo.

Cuando os dan a trucar un motor que ya de fábrica está entre los 13 y los 16 m/seg. la cosa se os va a poner mucho más difícil. Casi irremediamente no tendréis otra oportunidad que pensar en un aumento de la cilindrada por el diámetro, o en la sobrealimentación. Si no, los resultados de vuestro trabajo no serán tan alabados. Por supuesto que podréis acoplarla, si no lo lleva, un encendido electrónico, mejorar el carburador, las válvulas, conductos, escape... pero como que el émbolo ya giraba alrededor de esos fatídicos 16 m/seg. no os olvidéis de poner en rojo la zona del cuentavueltas que pase de este régimen de giro resultante.

Por último, si os encontráis con vehículos cuyo motor, de fábrica, ya supera los 16 m/seg. (como sería el caso exagerado del JAGUAR) haced lo que queráis... pero *no aumentéis la velocidad media del émbolo* que el motor ya tiene de origen. En estos casos las únicas soluciones las hemos de encontrar por el camino del aumento de la cilindrada, y siempre en base al aumento del diámetro del cilindro.

Si la fiabilidad no os preocupa, entonces podéis llegar a los 20 m/seg. siempre y cuando quede bien claro quién ha de pagar los vidrios rotos (que los tendrá que pagar... y pronto).

Y ahora, después de este largo inciso en este trozo de capítulo, volvamos al tema con el que habíamos comenzado. Hablábamos de que una de las posibilidades del aumento de cilindrada era, en teoría, el aumento de la carrera del émbolo. Bien: Ya habéis visto lo que pasa con la velocidad media máxima del émbolo. En un momento en que la técnica de los motores progresa en virtud de disminuir las carreras parece muy claro que estaría muy fuera de lugar querer aumentar tontamente la velocidad del émbolo en base a aumentar su recorrido. Por lo tanto, no veo yo en qué caso podría ser interesante este trabajo. Pero es que, además, requiere aumentar la longitud del bloque con respecto al lugar donde está ubicado el cigüeñal, y por supuesto disponer de una biela más larga tal como ya lo vimos en la pasada figura 5.

En general, el aumento de la carrera solamente puede aceptarse en aquellos casos en que se requiere un aumento de la cilindrada considerable y se une el aumento máximo posible del diámetro del cilindro con unos milímetros ganados también por medio de la carrera. Estos trabajos solamente pueden hacerse en aquellos casos en que podemos tratar con motores primos hermanos, como lo son, por ejemplo, la familia de los SEAT 1.600, 1.800 y 2.000 c.c., pero no así cuando tengamos que fabricar piezas especiales para el acoplamiento, pues un mecánico de trucaje se supone que no dispone de medios adecuados para hacer el trabajo de un preparador de competición, financiado por algún grupo importante, ni en materiales ni en maquinaria.

Creo que no es posible hablar más de este asunto, pero no olvidéis, en lo sucesivo, lo que es y lo que representa la velocidad del émbolo.

Aumentar el número de cilindros

Está claro que este capítulo va desde lo más fácil a lo más difícil. Aumentar el número de cilindros es una posibilidad que escapa totalmente de los medios de que disponemos los mecánicos. Aumentar el número de cilindros de un motor requiere el hecho de hacerlo completamente nuevo, con nuevo cigüeñal y bloque de diferente diseño, con nueva refrigeración, etcétera. No era mi intención, al comenzar este capítulo, que esta práctica (que significa hacer un motor nuevo) pudiera ser llevada a cabo por el mecánico; simplemente estaba enumerada porque, evidentemente, un aumento de cilindrada puede llevarse a cabo, además de las formas que hemos vistos antes, por el hecho de aumentar el número de cilindros de un motor. Nada más hay que decir sobre este punto.

Acoplar dos motores o más

Seguimos, como en el caso anterior, en el terreno de las utopías. Claro que a un automóvil se le pueden aplicar dos motores, pero el trabajo que hay y los problemas que presenta son tantos, que sin ninguna duda es mejor decidirse por otras alternativas. Por ejemplo: Si queremos aumentar la cilindrada de un motor a valores del doble, lo mejor será utilizar un solo motor, pero del doble de cilindrada. Consultando las estadísticas que daban datos creo que aceptablemente fiables, hasta 1981, parece que se han fabricado en lo que va de siglo, casi 400 millones de vehículos. bueno, los chatarreros deben estar hasta las orejas de motores de todos los caballajes pese a que hayan destruido cantidades ingentes de motores ya usados, y allí, pueden encontrarse motores de cilindradas elevadas que con paciencia se pueden reconstruir. Todo esto puede hacerse, aunque no es en absoluto recomendable, es decir, no es recomendable ponerle a un chasis no previsto para ello dos motores, ni tampoco aumentar drásticamente la cilindrada para un chasis tan poco preparado. Todo esto entra ya dentro del terreno de los *dragsters*, a los que tan aficionados fueron los norteamericanos en los tiempos de la guerra de Corea y que, todavía, por supuesto, tiene sus partidarios en aquel extenso y diverso país. Pero hacer trucaje no es hacer monstruos.

Es exacto que se han fabricado automóviles con dos motores, como fue el famoso caso del CITROËN 2 CV, modelo *Sáhara*, en el que los ingenieros de la propia fábrica, viendo la aceptación que tenía este modelo por su adaptabilidad a los malos caminos de montaña, quisieron dotarlo de tracción a las cuatro ruedas. Bueno: parece que resultaba más sencillo aplicarle un nuevo motor trasero, unido a las ruedas traseras directamente, que hacer un mecanismo de tracción a las ruedas de atrás desde el motor delantero, en parte por la poca potencia de éste y en parte por las características especiales de la suspensión. La solución fue aplicarle dos motores. Con ello se tenía la ventaja de aumentar la potencia del vehículo (siempre muy falto de ella) sin aumentar prácticamente el consumo, ya que el motor trasero se utilizaba solamente para los casos de atascos en los malos caminos, si así lo disponía el conductor. Las soluciones adoptadas por el *Sáhara* fueron muy creativas, como nos tuvo siempre acostumbrados el numeroso equipo de diseño de la gran CITROËN, pero la aplicación de dos motores a un mismo automóvil no ha dejado escuela ni resulta justificada para un vehículo comercial. Es probable que la ofi-

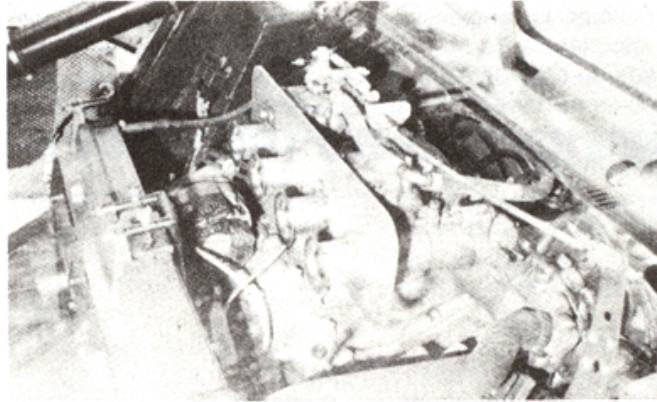


Figura 6. He aquí el motor trasero del Citroën Visa bimotores, de 1.219 c.c. y 100 CV. Cada motor tiene esta potencia.

cina técnica de CITROËN se encontrara unas semanas sin trabajo por haber acabado todos los proyectos, y el director les hubiera dicho a sus muchachos: "Ahora que no tenéis nada que hacer, ¿por qué no miráis cómo podría hacerse para acoplar un motor trasero al 2 CV?" Y salió el *Sáhara*. (En definitiva una sección técnica de ingeniería no pierde nunca el tiempo porque, a lo menos, las experiencias adquiridas tarde o temprano encuentran su aplicación. En efecto: Los de CITROËN han vuelto ahora a hacer coches bimotores. El modelo *VISA 4x4 B* (Fig. 6) es un coche para rallye provisto de dos motores independientes... y así, tracción a las cuatro ruedas, como los AUDI.)

Cuando no tengáis nada qué hacer y queráis pasar el rato podéis hacer pruebas de este tipo. En cierta ocasión, un amigo mío me llevó a ver un conocido que había construido un helicóptero con un motor de los que se hacían en fábrica. Con unas barras de aluminio había montado el citado motor y le había provisto de unas aspas, con una ingeniosa transmisión. La "cosa" subía unos tres metros en el pajar del amigo conocido (lo que le daba el cable que desde el suelo accionaba la mariposa del acelerador); luego volvía a bajar aceptablemente entre el estruendo y el huracán. Muy bien, ¿y qué? Aquello solamente servía para dos cosas: entretenerse y aprender y, quizá, si uno es demasiado generoso consigo mismo, creerse que uno es un gran inventor, un genio. De todos modos había que felicitarle y le felicité.

Para finalizar y resumiendo lo dicho, parece que los aumentos de cilindrada deben ser realizados a través del diámetro del cilindro. Sin embargo, los motores de carrera muy corta con respecto al diámetro también tienen algunos inconvenientes tales como su difícil equilibrado (transmiten muchas vibraciones) y también aumentan en mucho los problemas de la refrigeración. Por encima de una relación

$\frac{D}{C} = 1,30$, la evacuación del calor en la zona del centro del cilindro empieza a

ser comprometida y a presentar problemas. Por lo tanto, propiamente en lo que es el trucaje de motores, los aumentos de cilindrada deben ser muy comedidos y de relativa poca importancia. Yo no he obtenido nunca buenos resultados en aumentos de cilindrada de consideración. Como véis, esto es como una goma: si la estiráis por un lado se os hace larga pero se estrecha por el otro, y a la inversa. Saber elegir: He aquí el gran problema de todas las actividades humanas en las que interviene la libertad y el cerebro.

2. La relación de compresión

¿Verdaderamente vale la pena que os empiece a hablar ahora de los principios de la Termodinámica expresados por Sadi-Carnot, y os muestre un diagrama de trabajo con sus líneas adiabáticas para demostraros sobre el papel, tal como lo hacen los ingenieros, que el mayor rendimiento en la explosión de una mezcla se obtiene cuanto mayor es la relación de compresión a que el gas ha sido sometido previamente? ¿Es necesario que os diga que la energía calorífica liberada por un gas durante la fase de expansión del ciclo depende específicamente de la temperatura absoluta que alcanza en el momento de su encendido? ¿...y que esta temperatura es tanto mayor cuanto mayor es la relación de compresión? Yo creo que para los que nos dedicamos al trucaje de motores no es necesario llevar las cosas hasta el extremo de calentarnos la cabeza en busca de estos "porqués", por lo menos por el momento, y sí será importante que veamos el resultado de los estudios teóricos en una curva como la mostrada en la figura 7, en donde se puede ver el rendimiento de la combustión de acuerdo con la compresión a que ha sido sometido previamente una mezcla explosiva de gasolina.

De una forma práctica, todos los mecánicos hemos observado que aumentar la relación de compresión y aumentar la potencia de un motor viene a ser una misma cosa, y si tenemos experiencia o hemos ido informándonos con la ayuda de libros y manuales de motores antiguos, veremos que las potencias han ido subiendo en tanto en cuanto aumentábamos la relación de compresión, lo que aumentaba el régimen de giro, como un efecto secundario, y, a igualdad de potencias, disminuía el tamaño de los motores. Por poner un ejemplo que tengo ahora sobre la mesa, el catálogo del ROLLS-ROYCE de 1904 daba 48 CV (mal medidos en aquella época) con un motor de 7.036 c.c. que giraba a 1.200 r.p.m. de máxima, y con una compresión de 3,20:1, (se trataba de un motor muy rápido ya que en aquellas fechas las velocidades de giro estaban alrededor de las 800 r.p.m. por término medio). En 1914, diez años más tarde de un frenético desarrollo técnico, el ingeniero estadounidense D. McCall White construía para CADILLAC un famoso motor V-8, con una cilindrada total de 4.805 c.c. que rendía 70 CV. a 2.400 r.p.m. y con una relación de compresión de 4,25:1.

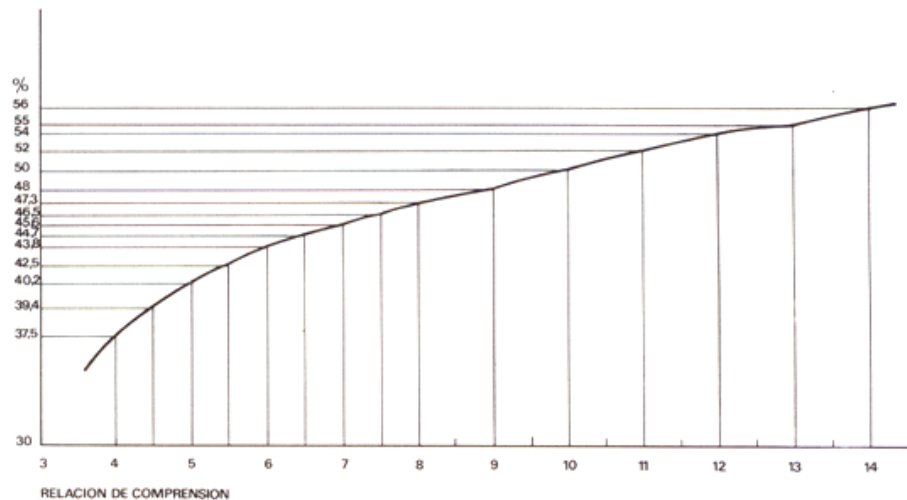


Figura 7. Rendimiento de la mezcla de acuerdo con la relación de compresión.

Demos otro fuerte salto en el tiempo y nos encontraremos, hacia 1934, con un antiguo y verdadero TALBOT de seis cilindros y 2.969 c.c., con una potencia de 100 CV a 4.500 r.p.m. y una relación de compresión de 6,50:1.

Y ya en nuestros días, como quien dice, vemos que la FIAT, hacia 1968, crea su famoso motor biálbero, de 1,600 c.c. de cilindrada (Fig. 8), con 95 CV (y esta vez mejor medidos bajo las normas DIN) y una relación de compresión de 8,98:1. Observemos, pues, en esta breve visión histórica, que el aumento progresivo de las potencias de los motores está directamente relacionado con este famoso aumento en la relación de compresión y con el aumento del régimen de giro. Algo habrá en todo esto que sea importante investigar para poder dotar a nuestros motores de potencias más elevadas. Por lo tanto veamos con atención este capítulo.

Volvamos a la figura 7. Este gráfico nos enseña cómo el rendimiento térmico sacado al combustible es tanto mayor cuanto mayor es la relación de compresión a que ha sido sometido previamente. En la relación volumétrica de 4:1 no le sacamos a la mezcla más de un 37,50 % de sus cualidades caloríficas posibles. Por el contrario, con un 8:1 conseguimos casi un 10 % más, y con 10:1 estamos ya en la posibilidad de sacar al combustible el 50 % de su poder calorífico. A partir de 14:1, la curva se aplanan y nos demuestra que en este tipo de motores térmicos que nosotros usamos, la dificultad de sacar al combustible el 100 % teórico de sus calorías requeriría motores con una filosofía de concepción completamente diferente de la actual, cuyas bases fueron sentadas en el motor MERCEDES del ingeniero alemán Maybach, en 1901.

Está bastante claro, pues, que parece seguro que cuanto mayor sea el grado de compresión de un motor tanto mayores serán los beneficios que éste nos otorgue. Y esto es así... pero hasta cierto punto. Realmente, un grado alto de compresión es ideal, pues al establecerse una mayor relación volumétrica la explosión del

gas genera más calor, la presión aumenta y se puede extraer mayor trabajo del combustible, lo que engendra un más violento giro del cigüeñal y, en su consecuencia, un número más elevado de r.p.m. hasta el punto que permita la inercia de las masas rodantes y los tiempos del diagrama de abertura y cierre de las válvulas. Al ser, de todos modos, en una unidad de tiempo, superior el número de carreras motrices, la potencia de un motor queda aumentada.

Aunque este aumento tiene sus limitaciones por los inconvenientes que vamos a ver a continuación, apresurémonos antes a decir que el aumento en la relación de compresión es una de las más importantes modificaciones que podemos llevar a cabo para el trucaje de un motor, y en muchos casos en que se trata de motores *tranquilos*, el que produce los más generosos aumentos de potencia. Es evidente que si no existieran otro tipo de inconvenientes ya todos los motores saldrían de fábrica con compresiones, por lo menos, de 14:1 (¿no acabamos de ver que ésta libera una muy aceptable proporción del poder calorífico del combustible?), pero al no ser así hemos de pensar, forzosamente, que algo pasa. Veámoslo a continuación.

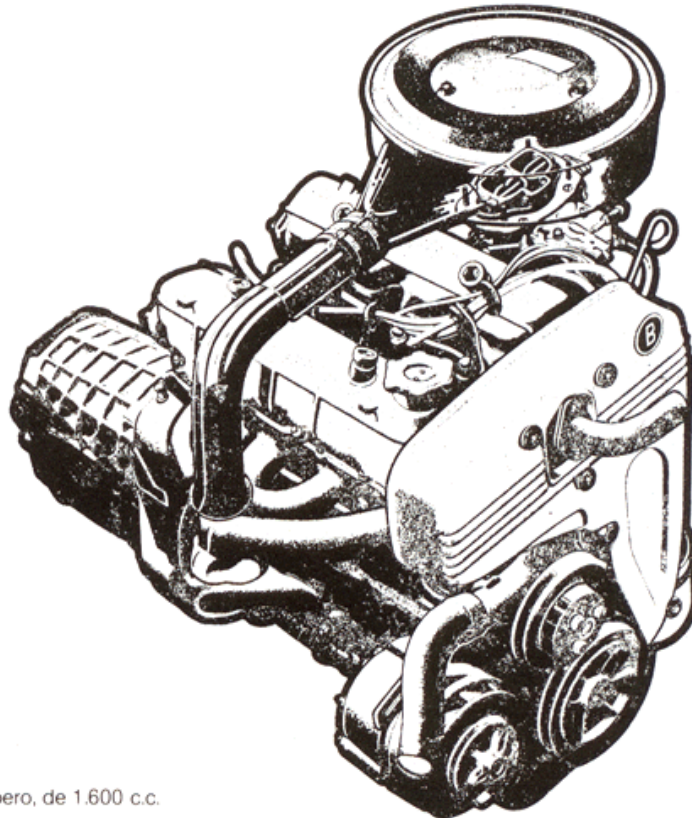


Figura 8. Motor FIAT biálbero, de 1.600 c.c.

Inconvenientes de una relación de compresión elevada.

Los principales inconvenientes que pueden presentar una relación de compresión elevada podríamos resumirlos en tres aspectos:

- a) el autoencendido
- b) la detonación o picado
- c) esfuerzos anormales para émbolos y cigüeñal.

El *autoencendido* consiste en la inflamación espontánea de la mezcla sin necesidad de que intervenga la chispa eléctrica de la bujía. Su peor y más nocivo defecto consiste en que esta explosión se produce en cualquier momento, sin ninguna posibilidad de control y, por supuesto, sin que el émbolo se halle en su P.M.S. como es necesario.

El autoencendido, que no hay que confundir con la detonación como veremos seguidamente, se produce siempre porque existen en la cámara puntos excesivamente calientes. Está claro que un aumento de la relación de compresión trae consigo un aumento de calor muy considerable y en según qué tipo de motores puede producir puntos que se ponen incandescentes y producen esta anomalía. También partículas de carbón no barridas por las turbulencias de la combustión, o bien los mismos electrodos de las bujías que trabajan en muy malas condiciones de evacuación del calor, pueden producir la explosión de la mezcla de modo inmediato sin esperar la llegada del émbolo a su P.M.S. El autoencendido ocasiona terribles esfuerzos sobre el cigüeñal, biela, cojinetes y émbolo, y puede llegar a deformar cualquiera de estos elementos, cuando no a romperlos. Quedamos pues, en que este es uno de los defectos que pueden ser ocasionados por la subida indiscriminada de la relación de compresión.

El segundo de los inconvenientes habíamos dicho que era la *detonación* que también puede ser ocasionada por un aumento exagerado de la compresión. Vamos a explicar en qué consiste este fenómeno.

Cuando se produce la chispa eléctrica en la bujía la combustión del gas no se propaga de una forma instantánea. Por el contrario, la velocidad de combustión resulta relativamente lenta, de solo 30 metros por segundo aproximadamente. En los motores en los que la compresión comienza a ser elevada, (y en mezclas combustibles de gasolina puede considerarse así a partir ya de 7:1) ocurre que la onda explosiva no se propaga a la velocidad que hemos visto de un modo total, sino que, hallándose, por ejemplo, mediada la combustión que se suponía progresiva, aumenta súbitamente a una velocidad de 100 metros por segundo. Ello es debido a que las ondas de propagación de la explosión, que hemos tratado de representar por medio de la figura 9, cuando han alcanzado cierto grado de expansión, comprimen todavía más la mezcla que aún no ha sido quemada sometiénola a una compresión altísima que hace que aquella explote más en virtud de esta compresión nueva que por efectos de la chispa. Esto produce altísimas presiones en la cámara de combustión que se traducen en esfuerzos anormales que pueden llegar a destruir el motor.

Sobre esto quiero añadir dos cosas. En primer lugar, que la diferencia entre autoencendido y detonación es ahora bien clara: El primero se produce estando el émbolo en cualquier posición de su carrera, el segundo cuando se halla en P.M.S.

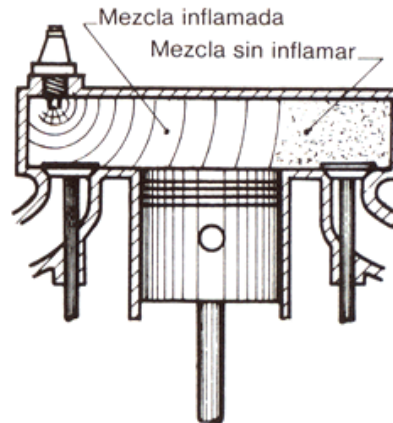


Figura 9. Forma de producirse las ondas de propagación en el momento de la explosión de la mezcla.

El defecto del primero es que actúan fuerzas contrarias (mientras el émbolo sube y continúa subiendo se produce una explosión parcial que tiende a presionar el émbolo hacia abajo) mientras el defecto del segundo es una elevación crítica y súbita de la temperatura que puede llegar muy fácilmente al agujereado del émbolo. (Yo he tenido muchos de estos pistones con vocación de embudo en mis manos, y os aseguro que es dramático levantar una culata y encontrarse con tal guiñapo).

La segunda cosa que quiero añadir es que a propósito he dibujado la figura 9 de una forma tan irreal, con las válvulas puestas en el bloque, a la muy antigua usanza, y la bujía puesta en el lugar más adecuado para que se produzca la detonación. Sobre esta figura que conste lo siguiente: En primer lugar que está realizada solamente con fines de facilitar la comprensión del fenómeno, y, en segundo lugar, que hace ya muchos años que no se fabrican motores así, (aunque yo los he visto y he alcanzado todavía a repararlos). De todos modos, en nuestras magníficas cámaras de combustión hemiesféricas, con sus válvulas a 45 grados con respecto a la superficie del émbolo, también se produce el picado de la misma exacta manera que en la anticuada cámara de la figura citada. Ahora volvamos a la detonación.

La detonación se anuncia como un sonido metálico, como el que se produce al agitar perdigones en un tubo de vidrio. Este sonido mortal hay que evitarlo completamente.

Podría resumirse toda la lucha de los ingenieros para conseguir motores con rendimientos específicos más elevados y consecuentemente más pequeños, —más ligeros— y más potentes, paralela a la lucha realizada por los químicos por conseguir combustibles de una mayor velocidad de inflamación y una mayor capacidad de no autoencenderse cuando son ya sometidos a una presión relativamente baja, tal como le pasa a la gasolina como producto directo de la destilación del petróleo. Esta lucha de los químicos se ha encaminado siempre hacia los aditivos, primero a base de plomo, después por más sofisticados procedimientos se han ido así obteniendo gasolinas que han hecho posible las elevaciones de los índices de

compresión de los motores sin la aparición de la detonación dichosa. La capacidad de propagación rápida y regular, se mide en *octanos* por comparación, y hoy, las gasolinas de 98 octanos, pueden considerarse aptas para elevadas compresiones que pueden establecerse alrededor de los 10:1.

La detonación no se resuelve, sin embargo, sólo con el uso de estas gasolinas especiales. En general tiene una importancia decisiva la forma que adopta la cámara de combustión. Al margen de los progresos realizados en el terreno de los combustibles, todos ellos de la mayor importancia como hemos visto, existen las aportaciones sustanciales que el concienzudo estudio de las cámaras ha revestido a fin de hacer disminuir el picado. En la figura 10 podemos estudiar seis diferentes tipos de cámaras de combustión relacionadas con su rendimiento. Las cámaras dibujadas en la zona alta de la figura corresponden a los más corrientes diseños actuales, y el rendimiento está por encima de 0,90. Por el contrario, las cámaras con válvulas laterales, propias de los motores antiguos, tienen un rendimiento muy bajo, y son las dibujadas en la parte baja de la figura. Para el mecánico dedicado al trucaje será muy importante no perder de vista esta facultad de las cámaras para no

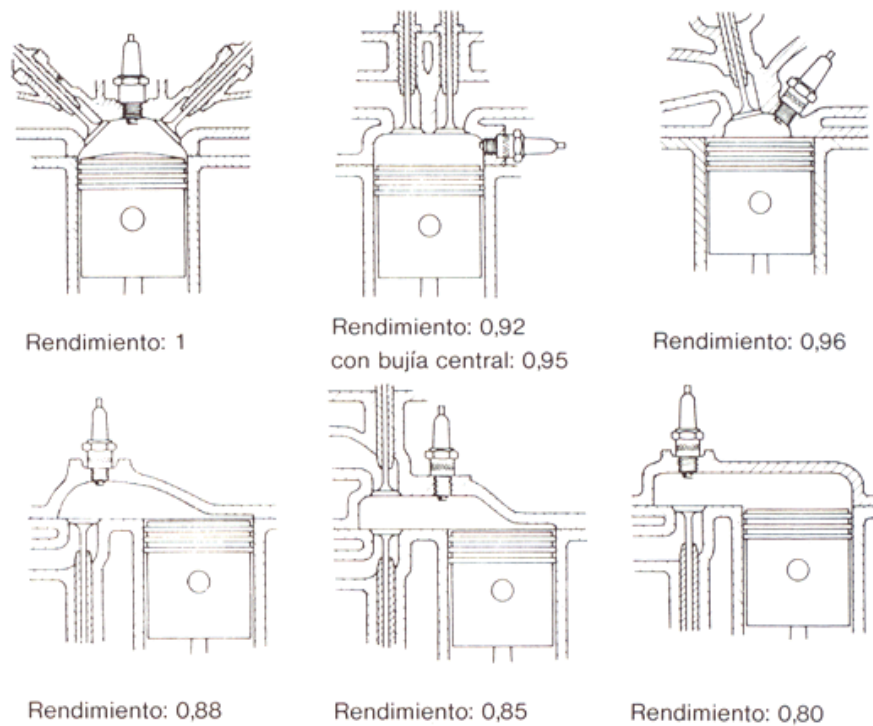


Figura 10. Diferentes tipos de cámaras de combustión, y rendimiento térmico de las mismas con respecto a la cámara hemisférica de válvulas en culata.

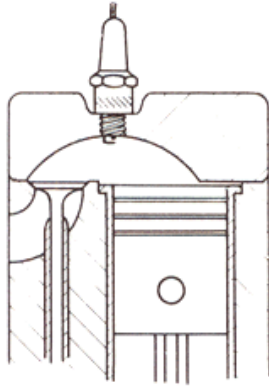


Figura 11. Cámara de válvulas laterales, hoy en desuso, pero que simplificaba al máximo la construcción de la culata.

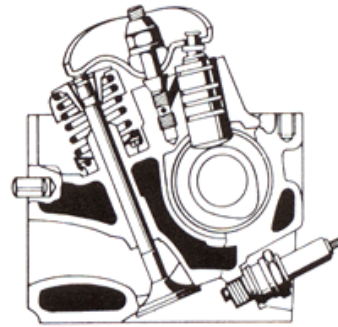


Figura 12. Cámara de combustión de un OPEL Rekord.

variar su forma cuando se trata de variar la compresión, a menos que no se tengan en cuenta factores tan importantes como los siguientes:

La teoría que informa el estudio de las cámaras de combustión es, sencillamente, la de conseguir que la mezcla, al entrar en el interior del cilindro y ser comprimida por el émbolo, se encuentre con una cámara de explosión sin rincones, de forma que ninguna partícula de gas pueda quedar ajena del movimiento de revolución o turbulencia que el émbolo, al subir, imprime a la mezcla. Cuando se produce la chispa del encendido el gas se halla girando sobre sí mismo dentro de las altas presiones de la compresión, lo que hace que la velocidad de la combustión aumente, y no se dé opción a que se produzca el picado.

Una cámara de combustión como la que presentamos en la pasada figura 9 reúne todas las condiciones favorables para que la mezcla quede en los rincones que la mala disposición de las válvulas propician. Por esta razón un diseño de cámara de este tipo difícilmente podría superar un 3,50:1 sin producir detonación, incluso con nuestros actuales combustibles. En la figura 11 presentamos otro tipo de cámara poco favorable, aunque no tan mala como la anterior. En general, la colocación de las válvulas en el bloque, que fue hace años un sistema muy socorrido para lograr motores sencillos, baratos y robustos, no permite relaciones de compresión superiores a 6,50:1, lo que significa un muy bajo aprovechamiento del poder calorífico de las gasolinas. Hoy en día las válvulas están siempre en culata y ello, si bien ha complicado el diseño y la mecanización de esta pieza, puede decirse que ha sido fundamental para mejorar el rendimiento de nuestros actuales motores. En la figura 12 podemos ver, por ejemplo, la disposición de válvulas y bujía en una cámara del motor del OPEL, modelo *Rekord*, y también en la figura 13 la cámara resultante en un motor de la marca RENAULT. Este tipo de cámaras permiten, pues, a los ingenieros, ensayar formas de turbulencia que eviten la detonación al mismo tiempo que consiguen mayores relaciones volumétricas, lo que, como ya se vio por me-

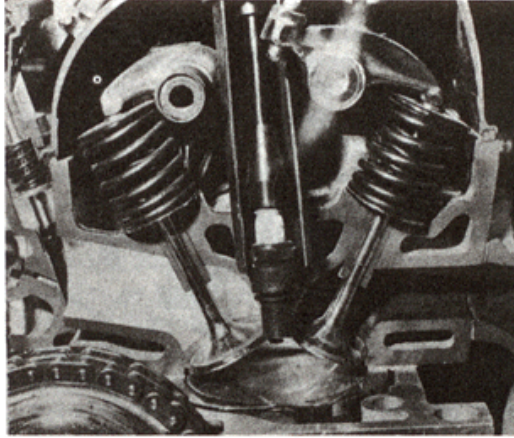


Figura 13. La figura muestra con gran claridad la disposición de la cámara en un motor RENAULT.

dio del gráfico de la pasada figura 7, es sinónimo de un mayor rendimiento térmico del motor.

También en la figura 14 mostramos al lector una culata de motor de turismo, donde se puede apreciar el giro de turbulencia de la mezcla al entrar en la cámara de combustión.

Como resumen de lo dicho podemos sacar la conclusión de que dos son las formas de evitar la detonación y el autoencendido: O bien procurar un combustible de alto octanaje, o el estudio meticuloso y detallado de la cámara de combustión.

Desde el punto de vista del trucaje no queda otro remedio, en la gran generalidad de los casos, que conformarse con el tipo de cámara que lleva el motor que nos han encomendado trucar, pues la labor de crear una cámara nueva viene a significar la creación de una culata nueva, lo cual no entra en nuestras pretensiones. Ello significaría hacer un motor nuevo, y se supone que el mecánico dedicado al trucaje sólo pretende *mejorar* un modelo de motor determinado, no hacer un motor nuevo como corresponde a un ingeniero. Por esta razón no vamos a hablar más de cámaras en el aspecto de su diseño, y solamente he pretendido dar unas orientaciones que sirvan para comprender la importancia de la forma geométrica de estos recipientes. Veamos a continuación la forma cómo se mide una cámara de combustión y cómo podemos determinar, más o menos empíricamente, la compresión que corresponde a un motor determinado.

Medida de la cámara de combustión

Si la cámara de combustión tuviera una forma geométrica bien definida, tal como un paralelepípedo, una pirámide, un cono, una semiesfera, etcétera, el cálculo de esta cámara sería bien fácil pues bastaría aplicar la fórmula geométrica correspondiente a la figura. Pero como quiera que no ocurre así, ni mucho menos, sino que las cámaras adoptan forma irregulares, de ahí la dificultad de medirlas por

medio del cálculo y además la imprecisión de éste en el caso de poder ser calculadas.

La forma más usual y práctica de medir una cámara de combustión en el taller conlleva las siguientes operaciones:

En primer lugar hemos de hacernos con una probeta graduado de precisión (Fig. 15) igual a la que usan los químicos. Os aconsejo que sea de cristal y no de las más baratas, pues la medición debe hacerse con la máxima exactitud y las probetas de este tipo que son de plástico sufren dilataciones y distan mucho de medir con la perfección requerida para las medidas que nosotros hemos de tomar. También la escala graduada debe ser lo más precisa posible por medio de sus líneas de nivel, y la capacidad puede ser de unos 100 c.c. para motores pequeños y medianos, y de 100 a 200 c.c. para motores grandes. Llenaremos la probeta hasta su medida máxima (los 100 c.c. en el primer supuesto) con aceite del mismo tipo que usa el motor para el engrase, por ejemplo, y con esto ya tendremos preparada una parte.

La otra consistirá en desmontar la culata del motor y colocarla, provista de válvulas, completamente cerradas, y de su bujía roscada, sobre una mesa, cerciorán-

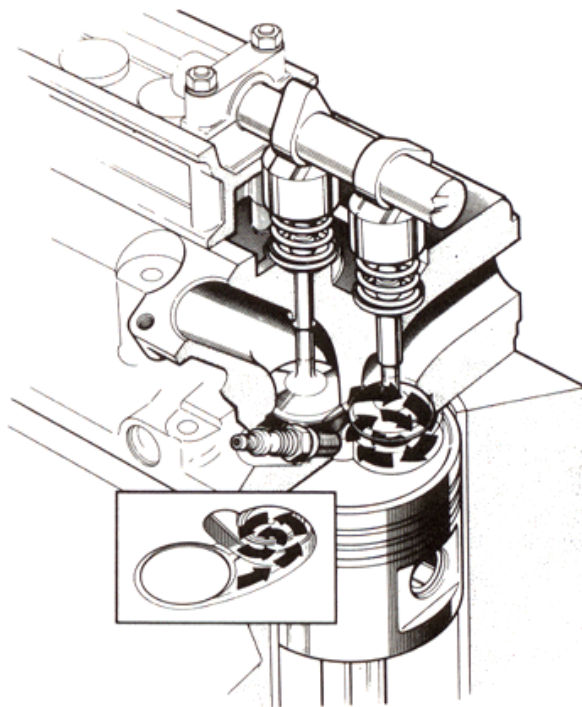


Figura 14. El deflector del émbolo, combinado con la forma resultante de la cámara de tipo Fireball, consigue que la mezcla realice su giro de turbulencia para facilitar la combustión.

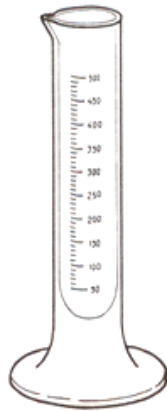


Figura 15. Probeta graduada para la medición de aceite, que servirá para conocer las dimensiones de la cámara de combustión.

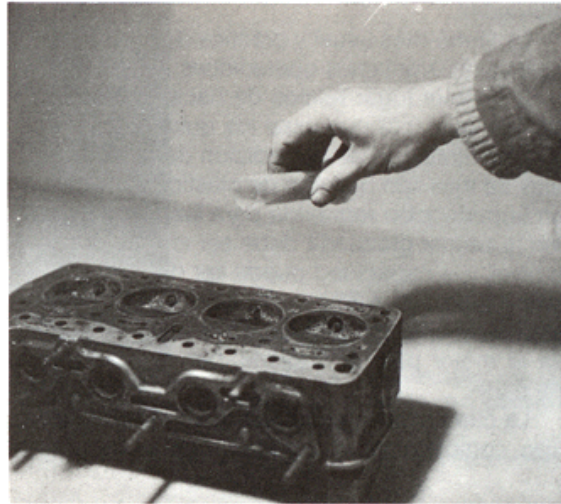


Figura 16. Forma de comprobar la medida de una cámara de combustión a base de llenar su volumen con aceite.

dose de su buena horizontalidad con la ayuda de un simple nivel de burbuja de aire, y dejando ver en la parte superior las cámaras de combustión.

Ahora ha llegado el momento de verter cuidadosamente parte del líquido de la probeta sobre la cámara, tal como se está haciendo en la figura 16, hasta que el nivel quede enrasado con lo que se supone es la pieza de contacto con el bloque, es decir, lo que es justamente la cámara de combustión. En la figura 17 se puede ver como, por medio de una regla plana (R) se comprueba el nivel a que debe llegar el aceite. Por supuesto, cuando el líquido alcanza este nivel se deja de echar aceite y se pasa a comprobar el aceite que falta en la probeta con respecto al que había inicialmente (Fig. 18), de cuya resta saldrá el volumen del líquido vertido y, consecuentemente, el volumen de la cámara. Por ejemplo: La probeta había sido inicialmente llenada con 100 c.c. de líquido. Después de vertido quedan 53,40 c.c. de aceite. El volumen de la cámara será pues de

$$100 - 53,40 = 46,60 \text{ c.c.}$$

De esta forma conoceremos el volumen de la cámara de combustión.

Ahora voy a decir cosas de mi experiencia personal: En primer lugar no todas las cámaras del mismo motor tienen exactamente la misma medida. Ya sé que esto no debiera ser así, pero es así. Hay variaciones, por lo que si no queremos tener sorpresas hemos de medir todas las cámaras y ver qué pasa. Segundo: No os fiéis de los famosos datos técnicos que os proporcionan las fábricas o incluso los ma-

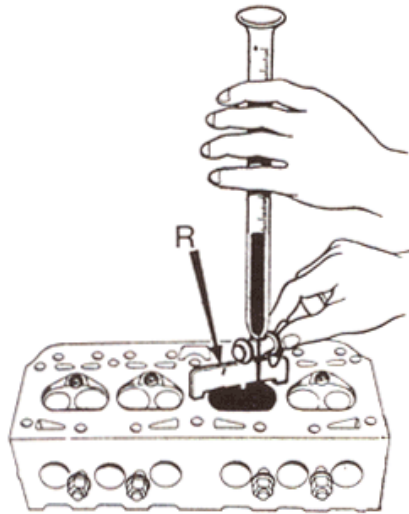


Figura 17. Por medio de una regla, R, se comprobará el justo nivel del aceite.

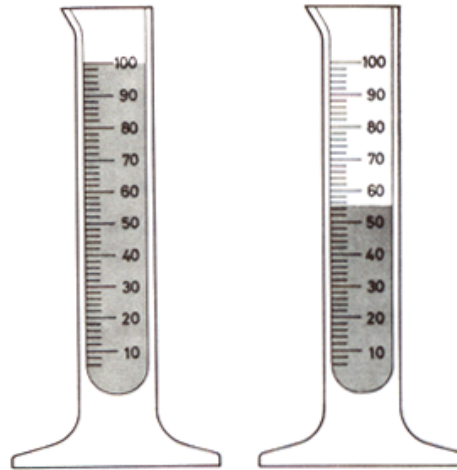


Figura 18. La diferencia del aceite contenido en la probeta antes y después del llenado de la cámara nos indica el volumen de ésta.

nuales del taller del motor: Puede ocurrir (y de hecho ocurre) que dos motores iguales (quiero decir del mismo modelo de coche y de idéntica cilindrada, es decir, el motor de un R-18 y el motor de otro R-18), tengan diferencias en el volumen de las cámaras. No digáis nunca, pues: "Ah sí! Es un R-18. Ya sé que sus cámaras son de "x" c.c.". Tercero: Muy atentos a los émbolos. Por supuesto que deberéis fijaros y comprobar que su cabeza sea completamente plana, pues de no ser así tendréis que deducir de la cámara el espacio que el émbolo penetra en su interior cuando se produce, en el funcionamiento normal del motor, el P.M.S. Si se trata de diseños como los mostrados en la figura 19, no tendréis más remedio que hacer la medición por el orificio de la bujía, y ¡mira por dónde y qué bien!, no tendréis ni siquiera que desmontar la culata para conocer el volumen de la cámara. Con la ayuda de un embudo podéis echar el aceite por el orificio de la bujía, teniendo en cuenta, claro está, que el émbolo se encuentre en su P.M.S. exactamente y que se halle en el tiempo de compresión, es decir, con las dos válvulas cerradas (esto podéis verlo fácilmente desde el exterior por la posición del eje de levas). La medición se efectúa de la misma manera que hemos visto anteriormente, es decir, por diferencia entre lo que había y lo que queda en la probeta. Después proceded a sacar el aceite de la cámara con la ayuda de una pera de goma. Muy simplificado, podéis verlo en las figuras 20 y 21.

Otra cosa: Cuando se efectúa la medición de la cámara de combustión directamente en la culata, como hemos visto al principio, hay que tener en cuenta el grosor de la junta de culata. Por ejemplo, en la figura 22, los de PEUGEOT, para su mo-

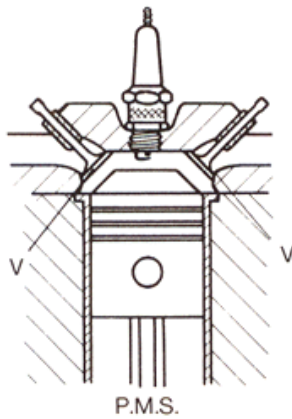


Figura 19. Al llegar al P.M.S. el émbolo introduce su deflector en el interior de la cámara y modifica la forma y el volumen de la misma. En esta posición, y con las válvulas (V), cerradas, también se puede conocer el volumen.

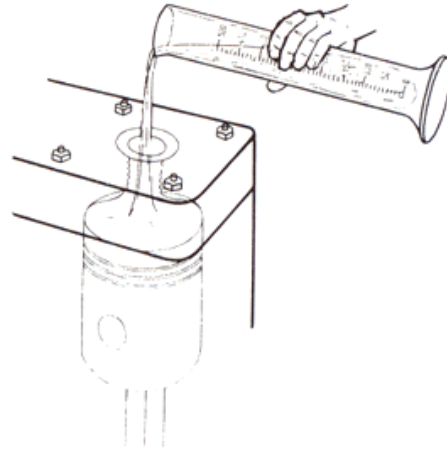


Figura 20. Forma de echar el aceite por el orificio de la bujía. Si no tenéis buen pulso, utilizad un embudo.

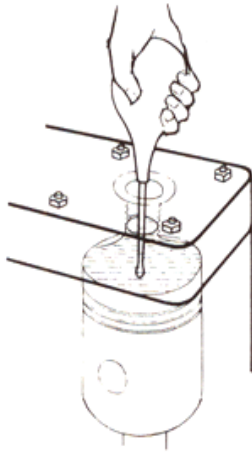


Figura 21. Extracción del aceite por medio de una pera de goma.

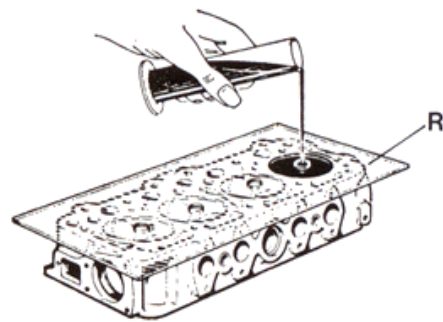


Figura 22. Utilización de una placa de vidrio para sustituir el valor de la junta y hacer la medición de la cámara más exacta.

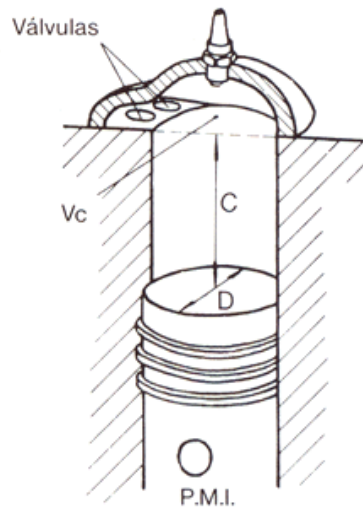


Figura 23. D, diámetro del cilindro. C, carrera. Vc, volumen de la cámara de combustión.

delos 505, aconsejan el uso de una placa de cristal con el orificio correspondiente a un cilindro para no cometer el error de perder los c.c. (que pueden ser 5 ó 6, o a veces más) que no se controlarían de no tener en cuenta este importante detalle.

Cálculos de las cámaras

Creo que ahora ha llegado el momento en que un poquito de números no nos van a ir mal para comprender exactamente lo que ocurre con las cámaras de combustión. Vayamos allá sin miedo.

La fórmula que determina la cilindrada unitaria de un motor, o sea la cilindrada de cada uno de sus cilindros aisladamente, es la siguiente:

$$V = \frac{D^2}{4} \cdot \pi \cdot C$$

En esta fórmula D, es el diámetro del cilindro (véase la figura 23); C, la carrera del émbolo; π , equivale siempre al número 3,1416.

Como puede apreciarse esta fórmula es, sencillamente, la fórmula geométrica del volumen del cilindro.

Para conocer el volumen total de mezcla que puede entrar en el cilindro, cada vez que se abre la válvula de admisión y se produce la carrera de este mismo nombre, hay que añadirle al resultado anterior, el volumen de la cámara de combustión que podemos denominar v. (De hecho es una pretensión teórica, pues los motores atmosféricos nunca logran llenarse totalmente de gas a la presión de 1 atmósfera o

bar, pero por el momento no liemos las cosas y movámonos dentro de la más estricta teoría). El volumen de gas aspirado será pues:

$$V + v$$

Veamos este cálculo prácticamente por medio de un ejemplo:

Supongamos el motor del coche CITROËN, modelo BX, con motor PSA, de cuatro cilindros (Fig. 24) y un diámetro de 83 mm. por una carrera de 73 mm. Hemos medido su cámara de combustión y hemos visto que tiene un desplazamiento de 46,47 mm. ¿Cuál será su relación de compresión?

Apliquemos en primer lugar la fórmula de la cilindrada unitaria, de este modo:

$$V = \frac{D^2}{4} \cdot \pi \cdot C; \quad V = \frac{8,3^2}{4} \times 3,1416 \times 7,3 = 394,975 \text{ ó } 395 \text{ c.c.}$$

La relación de compresión (R_c) se rige ahora por la siguiente fórmula en la que interviene el volumen de la cámara de combustión, cuyo dato conocemos:

$$R_c = \frac{V + v}{v}; \quad R_c = \frac{395 + 46,47}{46,47} = 9,5$$

Debemos partir siempre de la base de *medir* las cámaras de combustión del modo que hemos descrito hace poco. Ahora bien: También ocurre que podemos jugar con esta fórmula, y conociendo la cilindrada unitaria y la relación de compresión, conocer el volumen de la cámara. No os dejéis engañar por este truco fácil y seguid mi consejo: *Medir la cámara*. De otro modo os podéis encontrar después con muy desagradables sorpresas y apurar la relación de compresión más allá de lo que estaba en vuestra voluntad hacer, o al revés. (En todo caso, solamente a nivel teórico podéis utilizar este procedimiento).

Así tenemos que si

$$\frac{V + v}{v} = R_c$$

el volumen de la cámara de combustión (v) nos vendrá dado por

$$v = \frac{V}{R_c - 1}$$

Volviendo al ejemplo que nos ocupa tendremos que el volumen de la cámara teórico, vendrá dado por:

$$v = \frac{395}{9,50 - 1} = 46,47 \text{ c.c.}$$

Con estas fórmulas a la vista ya podemos hacernos —y respondernos— todas las preguntas sobre volúmenes. Por ejemplo: Podemos preguntarnos cuál tendría

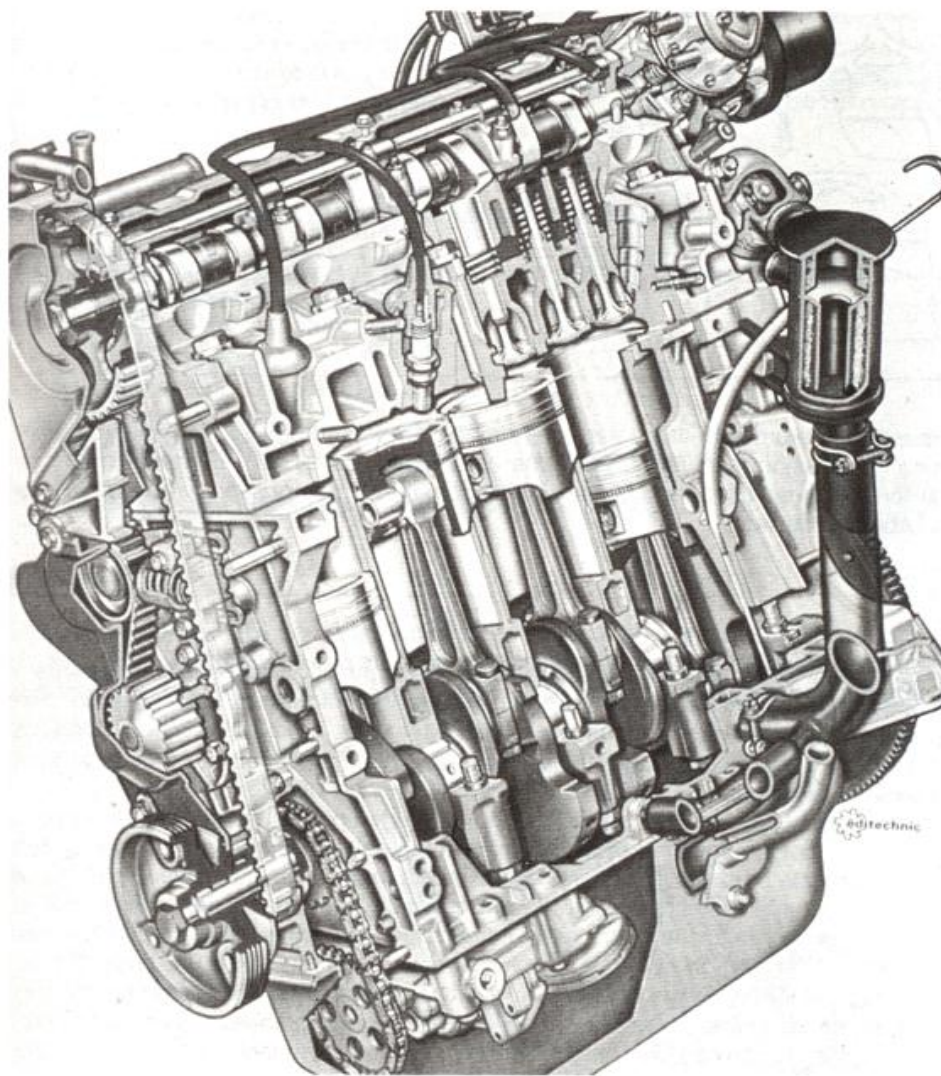


Figura 24. Radiografía de un motor PSA, del Citroën modelo BX.

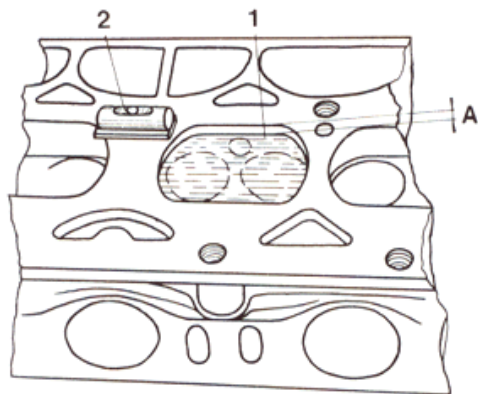


Figura 25. Modo de conocer la medida para rebajar la culata usando el mismo procedimiento del aceite. A, diferencia entre la nueva cámara y la vieja. 1, nivel del aceite. 2, nivel de agua.

que ser el volumen de la cámara de combustión del CITROËN BX, si en vez de tener una compresión de 9,50:1 tuviera una compresión de 10,50:1. Echamos mano de la fórmula que nos da el volumen de la cámara de combustión, y que es la que acabamos de ver:

$$v = \frac{V}{R_c - 1}; \quad v = \frac{395}{10,50 - 1} = 41,58 \text{ c.c.}$$

Suponiendo que hubiéramos decidido llevar nuestro trucaje a esta elevada y comprometida relación de compresión (que ya adelanto desde aquí, no sería conveniente para este motor) deberíamos proceder en la práctica de modo inverso a como lo hemos hecho para medir la cámara, es decir, llenando nuestra probeta con sola y exactamente 41,60 c.c. de aceite y, una vez desmontada la culata y con la total garantía de su horizontalidad por medio de un nivel, se derramará sobre la cámara el contenido de la probeta. Cuando el aceite se halle en reposo y quede perfectamente horizontal, quedará una distancia entre la culata y el nivel del aceite que, correctamente medida (Fig. 25) representará la cantidad de material que la rectificadora tendría que quitar de la culata para conseguir cámaras con las relaciones de compresión de 10,50:1, como nosotros pretendíamos. Por favor: No cerréis aquí el libro y vayáis corriendo a rectificar la culata de vuestro motor. No hay que ser impacientes, y hay que seguir leyendo, porque grandes males podría provocar en la mecánica quien cerrara el libro aquí y comenzara a hacer experimentos. Todavía hay mucho que hablar de las culatas.

Volvamos a las fórmulas que dábamos antes: Supongamos ahora que con el motor que nos ocupa queremos saber qué relación de compresión tendría si le ponemos una junta de culata más gruesa que aumentara en 4,33 c.c. el volumen (v) de la cámara de combustión. (Podría ser el caso de una junta 0,80 mm. más gruesa que la habitual). Veamos la fórmula explicada anteriormente:

$$R_c = \frac{V + v}{v}; \quad R_c = \frac{395 + (46,47 + 4,33)}{46,47 + 4,33} = 8,77$$

Así pues, por el solo hecho de poner una junta más gruesa, habremos rebajado la relación de compresión a 8,77:1, cosa que, como ya veremos más adelante, podría sernos útil en el caso de querer o necesitar echar mano de la sobrealimentación para obtener mayor potencia de un motor.

Es importante dominar con soltura estas fórmulas, pues gracias a ellas puede determinarse la variación de compresión que es apta para el trucaje de un motor determinado.

Procedimientos para aumentar la compresión de un motor

Cuatro son los sistemas que podemos usar con éxito para aumentar la compresión de un motor. Estos sistemas son:

- a) Rebajar la culata
- b) Colocar émbolos más altos
- c) Levantar el émbolo
- d) Rebajar el bloque.

Veamos por separado cada una de estas operaciones.

Rebajar la culata

El rebaje de la culata consiste, sencillamente, en quitarle material de su superficie de contacto con el bloque para hacer que de esta manera las cámaras de combustión disminuyan su volumen. En la figura 26 asistimos al momento en que una

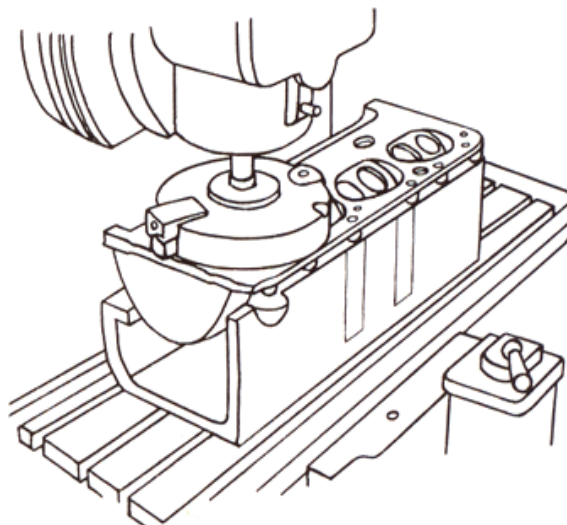


Figura 26. Fresado de una culata para incrementar su relación de compresión resultante.

culata es rebajada por medio de una fresadora de precisión. Para esta operación de fresado de la culata deberá medirse cuidadosamente el rebaje que se pretende lograr debiendo, para mayor seguridad, proceder finalmente a un trabajo de acabado por medio de una rectificadora para asegurar la perfecta horizontalidad de la superficie que entrará en contacto con el bloque a través de la junta.

El rebaje de la culata es una operación que debe considerarse antes con suma atención, ya que este sistema no es siempre el más aconsejable para obtener aumentos de la compresión. En algunos casos no es, ni siquiera, posible. Hay que tener presente que las válvulas, y también el propio émbolo —aquéllas en su posición de máxima abertura, y éste en el exacto P.M.S.— deben dejar unos espacios mínimos de separación entre las partes fijas y las móviles, lo cual constituye la *luz* de estas piezas. En la culata y el bloque que presentamos en la figura 27, a modo de ejemplo, se señala la luz mínima que en el caso de la válvula no puede ser menor de 0,50 mm., y en el caso del émbolo es arriesgado dejar menos de 1 mm.

Teniendo en cuenta estas características hay otros factores que también pueden condicionarnos a la hora de decidir el rebaje de la culata. Por ejemplo resulta muy aventurado rebajar una cámara en la que la bujía no ocupe el centro superior (en el caso de las cámaras hemiesféricas) porque la proximidad del émbolo con respecto a la bujía podría ocasionar, en caso de desgaste, la subida del aceite hacia la cámara proyectándolo sobre la citada bujía y provocando constantes fallas de funcionamiento por cortes en el suministro de la chispa. Tal es el caso que se muestra en la figura 28.

Como es de suponer, una culata rebajada ya no es aprovechable en caso de algún error. Si la relación de compresión resulta mayor de la que nosotros había-

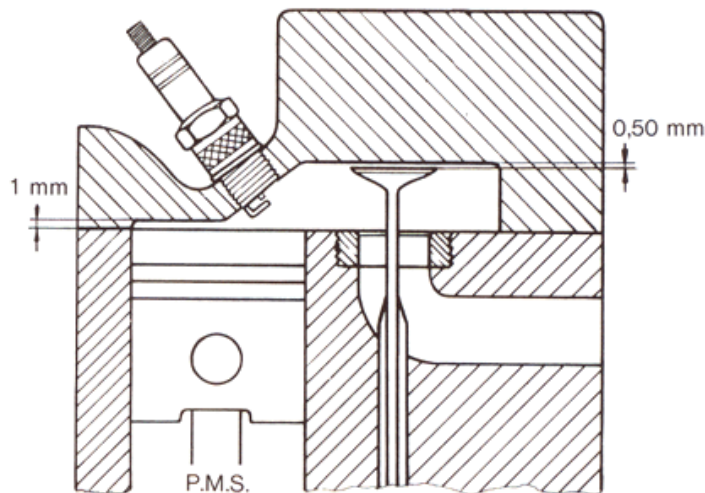


Figura 27. Dimensiones mínimas que es necesario dejar para las válvulas y el émbolo.

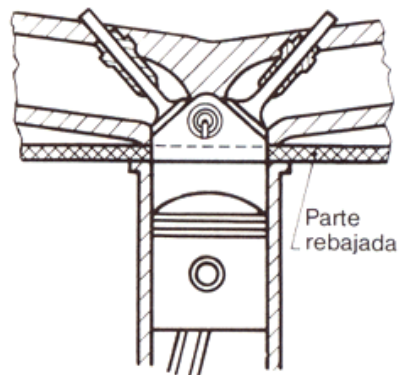


Figura 28. Al rebajar demasiado la cámara podría el émbolo ocasionar problemas de funcionamiento al no estar la bujía colocada en la parte superior de la cámara.

mos previsto, si las válvulas llegan a tocar al émbolo o se produce cualquier otra anomalía no prevista, la culata —que hoy en día no es una pieza precisamente de poco precio— no servirá para otros usos. El rebaje, pues, de la culata es un trabajo comprometido.

Por otra parte, en los motores modernos que ya disponen de relaciones de compresión muy elevadas, que incluso pueden llegar al 9,50:1 o más, ya no nos es posible actuar en el sentido de aumentar esta relación de compresión. Está claro que, últimamente, el estudio de las cámaras de compresión ha merecido una concienzuda atención por parte de los técnicos y, sabedores de que el rendimiento de un motor está en relación directa al aumento de compresión, se está llegando al límite en este sentido, incluso entre los motores de turismo. Una práctica muy corriente de muchos fabricantes actuales consiste en hacer motores básicamente iguales, pero dotados de diversas relaciones de compresión con el fin de poder utilizar diferentes tipos de gasolinas. El mecánico obrará con mejor acierto comprando la culata del motor más apretado y obteniendo así, por la sustitución de la culata, la relación de compresión del motor de mayor rendimiento de la serie, aun cuando deba procederse al uso de las gasolinas extras. Por supuesto, no se puede aumentar la relación de compresión del motor más *apretado* de la gama, para el cual el trucaje deberá orientarse por otros derroteros en base a una mejor carburación, mayor abertura de válvulas, mejor encendido, etcétera, tal como iremos viendo en próximos y sucesivos capítulos.

Embolos más altos

El hecho de rebajar la culata por medio de un rectificado no es tampoco el único sistema de que disponemos para conseguir aumentar la relación de compresión de un motor, como ya se ha dicho. También podemos acudir al sistema de cambiar los émbolos por otros ligeramente más altos, tal como se muestra en la figura 29.

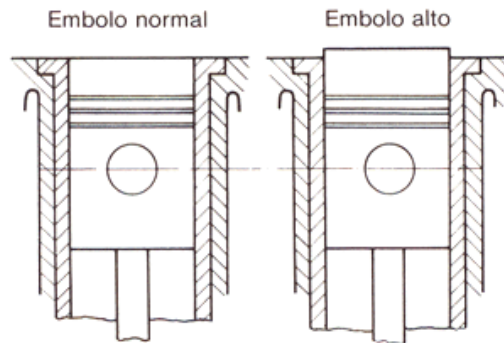


Figura 29. La colocación de émbolos más altos aumenta la relación de compresión. En este caso no es preciso retocar la culata.

Este sistema requiere, no menos que el anterior, el cuidadoso estudio de la cámara de combustión para cerciorarse de que ninguna pieza móvil pueda tener una luz inferior a la que citábamos anteriormente y que quedaba reflejada en la figura 27. Además, este sistema tiene el inconveniente de que rebaja la cilindrada ya que el émbolo, en su P.M.I., queda más alto de lo que ocurre con los émbolos de serie, por lo que no siempre se puede considerar esta solución adecuada ya que no representa un aumento de potencia tan grande como en el caso anterior. Sin embargo, en según qué circunstancias, o compensando la pérdida de cilindrada con el aumento del diámetro, etcétera, este sistema puede tener su razón de ser.

Por otra parte, este sistema requiere la fabricación de émbolos especiales que no todos los modelos de motores poseen. Cuando una empresa se dedica a la fabricación de piezas para el trucaje o la preparación para competiciones en plan industrial es, hasta cierto punto posible, poder disponer de ellos al hacerlos fabricar especialmente; pero el aficionado poco podrá hacer en este terreno, pues no es presumible que encuentre con facilidad cualquier tipo de émbolo para el trucaje que desee.

Levantar el émbolo

También hay que considerar el procedimiento llamado *levantar el émbolo* y que hemos dejado dibujado en la figura 30. Como puede verse consiste en levantar el émbolo de modo que la distancia entre el taladro u orificio del bulón y la superficie superior quede variada. Para ello se precisan encontrar en el mercado émbolos con las condiciones prescritas. Este tipo de trucaje adolece de los mismos defectos que el anterior en cuanto que reduce también la cilindrada, pero es una posibilidad que no hay que olvidar frente a un proyecto de trucaje de un motor.

Por otro lado, el sistema de levantar el émbolo, al igual que el sistema que hemos descrito anteriormente, tienen la ventaja de que el motor puede volver con facilidad a su relación de compresión de origen con solo cambiar los émbolos, aun cuando esto pueda significar un costo adicional importante al tener que hacer un nuevo rectificadillo para poner los émbolos de serie pero de sobremedida.

Rebajar el bloque

Finalmente hemos de considerar la otra oportunidad que nos queda para conseguir aumentos de compresión, y que consiste en rebajar el bloque de cilindros con cuyo resultado la culata se hundirá a una posición más baja con respecto al émbolo, y las cámaras quedarán reducidas en su volumen.

Es evidente que este procedimiento es semejante al que hemos descrito con el nombre de elevar el émbolo, pero con la ventaja de que puede hacerse en cualquier motor sin necesidad de estar pendiente de los stocks que pueda tener nuestro proveedor de émbolos especiales. Con todo, hay motores en los que este procedimiento puede ocasionar importantes problemas de centraje posterior en los engranajes del eje o ejes de levas, aun cuando este rebaje del bloque tiene que ser mínimo, por supuesto. De todos modos, antes de elegir el procedimiento que vamos a utilizar para el aumento de la compresión es necesario conocer muy bien el motor que intentamos trucar y estudiarlo muy a fondo, como venimos diciendo, no sea que nos tengamos que arrepentir cuando no haya remedio, de haber sacado material de piezas que ya no pueden adaptarse de nuevo, y tenga que ir todo al cajón de la chatarra.

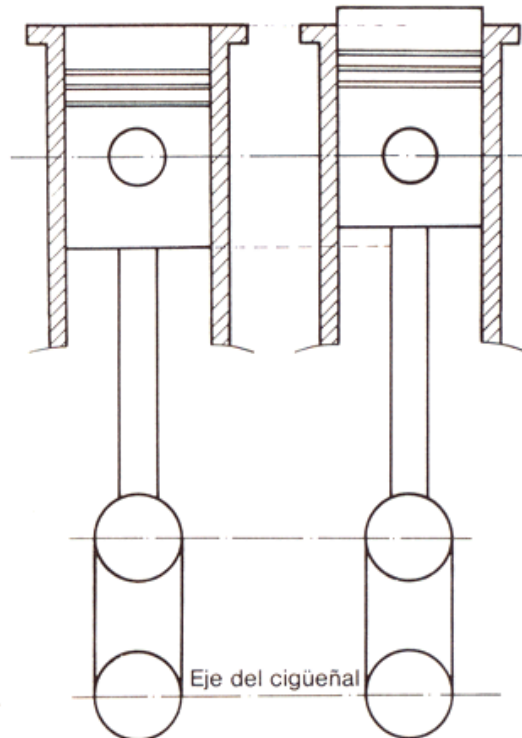


Figura 30. Procedimiento de levantar el émbolo para aumentar el grado de compresión.

El procedimiento de rebajar el bloque suele dar muy buenos resultados si se combina con el trabajo de rebajar la culata, repartiendo la medida que hay que rebajar entre ambas piezas, aunque este sistema sea, evidentemente, más caro.

Otras posibilidades de aumento de la compresión

Existen otros procedimientos que en cierto modo son ajenos a este capítulo, mediante los cuales se aumenta automáticamente la compresión. Tal es, por ejemplo, el caso de los aumentos de cilindrada. De acuerdo con las fórmulas que hemos dado antes, no cabe duda de que, si mantenemos el volumen de la cámara de combustión pero aumentamos el volumen del cilindro, tendremos una ganancia en la relación de compresión proporcional al aumento del volumen del cilindro.

Pongamos el ejemplo del famoso motor SEAT biálbero, de 1.592 c.c. que posee una relación de compresión de 8,98:1 y cuatro cilindros, de un diámetro de 80 mm. y una carrera de 79,20 mm. Supongamos que nos decidimos a aumentar su relación de compresión a solo 9,10:1. El problema queda circunscrito a la siguiente pregunta: "¿Cuál tendrá que ser el volumen del cilindro (V) de este motor, que quiero que tenga una relación de compresión de 9,10:1, y que tiene una cámara de combustión de un volumen de 49,88 c.c.?"

Para dar solución a este problema hemos de partir de la fórmula que ya conocéis correspondiente a la relación de compresión:

$$R_c = \frac{V + v}{v}$$

En virtud de ella podemos deducir que para saber el valor de V, conocidos los de v y el de R_c nos encontramos en que

$$V + v = R_c \cdot v$$

luego

$$V = (R_c - 1) \cdot v$$

Aplicando los números que nosotros ya conocemos del motor que nos sirve de ejemplo, tendremos:

$$V = (R_c - 1) \cdot v; \quad V = (9,10 - 1) \times 49,88 = 404,02 \text{ c.c. la cámara.}$$

No es un problema difícil, partiendo de estos datos, conocer qué diámetro debe tener el cilindro (puesto que en la carrera no debemos actuar en este supuesto de aumento de cilindrada). Partiendo de la fórmula geométrica del volumen del cilindro que ya dimos en pasadas páginas podemos encontrar este dato. Así, si

$$V = \frac{D^2}{4} \cdot \pi \cdot C$$

y disponemos de los datos siguientes que son: $V = 404,02$; C , igual a $7,92$ cm.; π , igual a $3,1416$, tendremos que

$$404,02 = \frac{D^2}{4} \times 3,1416 \times 7,92$$

en donde nos encontramos en que

$$\frac{D^2}{4} = \frac{404,02}{3,1416 \times 7,92}; \quad \frac{D^2}{4} = 16,238$$

de lo que se deduce que

$$D = \sqrt{16,238 \times 4} = 8,059 \text{ cm. ó } 80,59 \text{ mm.}$$

De este desarrollo se deduce que aumentando solamente $0,60$ mm. el diámetro del cilindro, lo que equivale a un rectificadito a fondo dentro de las tolerancias sobremedida de este motor, tenemos automáticamente un aumento en la relación de compresión que pasa de $8,98:1$ a $9,10:1$.

Por supuesto, mayores aumentos de cilindrada (hay que cerciorarse siempre de que hayan émbolos sobremedida), aumentarán más la relación de compresión del modo que el propio lector puede encontrar con la utilización de las fórmulas que le hemos proporcionado.

Existen otros sistemas nada recomendables para aumentar la relación de compresión. Yo recuerdo, por ejemplo, que en la famosa copa RENAULT de promoción de pilotos, donde los coches no podían prácticamente ser modificados de forma importante, había quien utilizaba bujías de rosca larga sobre el motor diseñado para llevar bujías de rosca corta (me refiero a las primeras copas RENAULT de promoción en las que se corría con los *R-8 TS* azules y amarillos). Estas bujías, al penetrar de manera ciertamente profunda en el interior de las cámaras de combustión significaban un aumento de compresión de cierta importancia al reducir el volumen de la cámara. Como ya podéis imaginar el problema se presentaba cuando había que sacar la bujía llevándose por delante los hilos de la rosca, y quedaban así unas culatas que daban pena. Era lógico, porque la bujía, al dilatarse con las altas temperaturas de la combustión, se deformaba y luego se deslizaba pésimamente por la zona roscada. Yo nunca puedo aconsejar a nadie que haga estas chapuzas, y no por el valor de una culata o el de acudir al famoso HELI-COIL con el que se clavaba una nueva rosca, sino porque conceptualmente hacer estas barbaridades por parte de un mecánico me parecen el colmo de la irresponsabilidad. Dentro de este mundo picaresco y chapucero podría llenar un saco con anécdotas a cual más tosca e ignorante, pero ¿vale la pena mencionarlas?

Por último también deciros que algo se gana en la compresión acudiendo a poner juntas más estrechas que las de origen, pero la diferencia es pequeña. Vosotros mismos podéis calcularla. Las más finas pueden ser de hasta $0,70$ mm. y hay que calcularlas pensando que disminuirán su grosor al ser aprisionadas entre culata y bloque.

Compresión a que puede ser sometido un motor

Hemos llegado a un punto en el que ya os he dado todas las pistas. Os he explicado cuál es el rendimiento térmico de las gasolinas a medida que aumenta la compresión y, en consecuencia, cuál es el rendimiento de los motores. Os he explicado los inconvenientes que presentan, con respecto a las mismas gasolinas, las relaciones de compresión elevadas. Os he dicho (y creo que extensamente) los procedimientos que podemos utilizar para llevar a cabo estos aumentos de compresión. Parece pues, que a partir de aquí será vuestro instinto de buenos mecánicos el que debe decidir qué relación de compresión se sube a un motor determinado.

Por supuesto que a mí no me sería ahora difícil explicaros mi vida y hablaros de mis fracasos y mis éxitos en los motores. Si os contara las cosas desde el principio os tendría que empezar a hablar de cosas mecánicas que ya son de museo. Yo trabajé mucho con motores del SEAT 600 y los RENAULT de aquellas épocas (los *Dauphines*) y posteriormente con los motores que se han ido produciendo a continuación y que si bien en el momento en que escribo estas líneas son de actualidad, puede que dentro de diez años nadie se acuerde de ellos. Por lo tanto, hacer una lista diciendo las cosas que se pueden hacer en estos motores no creo que sirviera para nada a los lectores de dentro de diez años y, la verdad, tampoco gran cosa para los lectores de hoy, en este arte del trucaje donde cada cosa que hacemos debe ser diferente para imprimirle la personalidad de la persona que nos encarga el trabajo. Por lo tanto creo que es mi deber daros la teoría del asunto y dejaros elegir frente a cada trabajo. De esta manera sois vosotros los que debéis decidir. Sin embargo, me creo en la necesidad de daros unos cuantos consejos que podéis o no, tenerlos en cuenta.

En primer lugar, y contando con gasolinas que tienen teóricamente 96 octanos en la Súper, y, excepcionalmente 98 octanos en la Extra, no se pueden hacer grandes elevaciones de compresión en un motor que ya nos sale de fábrica con 9:1. Cierto que si el motor, con esta compresión, aguanta bien la gasolina Súper quiere decir que el diseño de su cámara, su diámetro con relación a la misma, la temperatura de funcionamiento gracias a su sistema de refrigeración, etcétera, son lo suficientemente fiables que nos van a permitir una elevación hasta 9,50:1, a condición de utilizar gasolina Extra permanentemente. Pero, en general, y si no tenemos mucha experiencia en aquel motor concreto, arriesgarse a primera vista a llegar a 10:1 resulta, desde mi punto de vista, muy aventurado. Yo iría subiendo poco a poco.

Por todo esto no cabe duda de que os tenéis que fijar en aquellos motores que tengan de origen compresiones más bajas para obtener resultados importantes por la utilización de este sistema de trucaje que es el aumento de la presión media efectiva por el aumento de la relación de compresión. Por supuesto que a un motor se le pueden mejorar muchas otras cosas que nos pueden proporcionar también interesantes aumentos de potencia, sin que tenga que ser, exclusivamente, el aumento de la compresión, por lo que no hay que precipitarse en tomar este camino, pues puede no ser siempre el más adecuado. En general, todos aquellos motores que tengan una compresión que oscile entre el 8:1, o poco más o menos, y que utilicen bien gasolinas de las llamadas *normales* (89/90 octanos) están en buenas condiciones para obtener sustanciales aumentos en la compresión. Y por cierto que muchos fabricantes tienen por norma hacer un mismo motor, pero con diferen-

tes compresiones, con el fin de que el cliente pueda elegir la gama de gasolinas del mercado. Así, por ejemplo, tenemos la casa alemana AUDI (pongo este ejemplo porque es el primero por orden alfabético) que en su famoso modelo de la serie 80, con motor de 1.588 c.c., fabrica las unidades con las siglas GL para motores que tienen una compresión de 8,20:1, y dan 85 CV a 5.600 r.p.m. Este mismo modelo 80, pero con las siglas GLE, y con la misma cilindrada de motor, pero con una compresión de 9,50:1, proporciona según el fabricante, 110 CV a 6.100 r.p.m. Es evidente que el primer motor se puede aumentar en su compresión hasta una relación de 9:1 tranquilamente, y hasta 9,50:1, a condición de que el usuario de este coche quiera cambiar el tipo de gasolina a utilizar, y es evidente también que en este tipo de trabajos sí hay campo de acción para llevar a cabo trucajes en la compresión.

Tal como está hoy en día el mercado del automóvil, la política de los fabricantes consiste en hacer motores básicamente iguales pero más o menos "apretados", y montarlos después en una gama lo más amplia posible de carrocerías. Es conocido el caso de FORD, por ejemplo, (y entre muchos) que con sus modelos *Fiesta* y *Escort*, en sus cilindradas pequeñas, los provee de iguales motores y con compresiones de 8,50:1 o, a elección, de 9:1. No hay duda de que el primer motor puede ser aumentado de compresión. Esta política puede decirse que es general, y puede servirnos de base para decidir subidas de compresión sin riesgo.

Cuando nos encontremos con motores de relativamente bajas compresiones que el fabricante no utiliza después para hacer un modelo de más alta compresión, como ocurre en las series que acabamos de poner como ejemplo, y más todavía si observamos que estos motores no funcionan bien con gasolinas de bajo octanaje (90 octanos) entonces hemos llegado al momento de desconfiar totalmente a lanzarnos por las buenas a un aumento en la relación de compresión por el solo indicio de que nos parezca pequeña la relación de compresión que el motor tiene, al compararlo con lo que hacen otros fabricantes. Sin duda hay otros factores con los que deberemos contar, y que estarán más ocultos de lo que nos pareció en un principio. Volvamos a los ejemplos: Yo os podría decir que los CITROËN, en sus modelos de la serie GS, y también en los bicilíndricos del modelo 2CV6, con relaciones de compresión de 8,70:1 los primeros, y con 8,50:1 los segundos, están rozando la zona del picado con nuestras gasolinas Súper. Ello es debido a que los motores refrigerados por aire tienen una temperatura habitual de funcionamiento que está por encima de la temperatura a que trabajan los motores refrigerados por agua. Ello hace, lógicamente, que la cámara permanezca a mayor temperatura durante el período de funcionamiento, y aunque la compresión puede parecerse baja, (y de hecho lo es en comparación con los motores refrigerados por agua), el caso es que hay propensión al picado si se intentan aumentos de compresión y se siguen utilizando gasolinas de 96 octanos. O, en todo caso, los aumentos de compresión han de ser muy pequeños si no hacemos un invento importante para intensificar la refrigeración.

Pero incluso dentro de los mismos motores refrigerados por agua pueden haber factores tales como la forma de la cámara de combustión, (ya hemos hablado de ello al principio del capítulo) que influyen grandemente en aceptar más o menos altas relaciones de compresión, y ello tenemos que tenerlo muy en cuenta a la hora de proyectar nuestras modificaciones.

Con estos ejemplos quiero dejar bien claro que el aumento de la compresión

de un motor no debe ser una decisión tomada a la ligera, y también que no existen unas normas precisas, que pudiéramos aplicar como una fórmula matemática, para saber el punto óptimo y seguro en que puede aumentarse la relación de compresión. Si estuviéramos hablando del diseño de un motor nuevo sí que podríamos establecer diferentes criterios para encontrar una cifra de relación que fuera óptima de acuerdo con unos objetivos preestablecidos, pero al encontrarnos con el motor ya fabricado, con su determinada forma de la cámara de combustión, con sus válvulas de un tamaño determinado, con su cigüeñal con apoyos y volante de un peso establecido; con un carburador y unos conductos de admisión que están allí, con sus reglajes y su puesta a punto; cuando nos encontramos con un sistema de refrigeración de una capacidad determinada, que roba calor a la culata de una forma que otros han establecido; y cuando nos encontramos, por último, con gasolinas de un octanaje sobre el que nosotros no podemos incidir, es evidente que nuestras opciones deben seguir el camino, cada día más estrecho, de recortar aquellos pequeños márgenes que el ingeniero diseñador ha dejado como márgenes de seguridad. Y en este terreno ya está claro que no podemos disponer de espectaculares ventajas. Esto, por supuesto, en lo que concierne a la relación de compresión.

De todos modos, pequeños aumentos en la compresión que sean del orden de 0,30 a 0,50:1 para motores de ya elevadas compresiones, siempre son posibles; y no se crea que con ello los CV que se ganan son despreciables. El mecánico dedicado al trucaje debe basar su éxito, precisamente, en el conjunto de las sumas de las pequeñas cosas. Dos CV sacados de un lugar, unidos a los tres sacados de otro, a los 1,50 de otro lugar, etcétera, pueden hacer que, a fin de cuentas, hayamos obtenido un coche de turismo excepcional. Y ese es nuestro objetivo.

3. Elaboración de la mezcla

Un motor que deba arrastrar la relativamente pesada carga de un automóvil, por pequeño que sea, ha de tener un buen puñado de caballos; y los caballos, como muy bien es sabido, tanto si son de vapor (siguiendo la antigua nomenclatura que se remonta a los viejos tiempos de James Watt), como si son de carne y hueso, precisan necesariamente, ser alimentados. El hombre, cuyas creaciones son a imagen y semejanza de lo que perciben sus sentidos, ha construido sus motores de tal modo que guardan un evidente parecido con las funciones del cuerpo de los mamíferos, y si a los caballos de carne y hueso hay que elegirles con cuidado los piensos, y hay que mezclarlos con buenas avenas y otros granos en proporciones más o menos precisas, así también los motores, que son robots que respiran, se mueven y les circula por el cuerpo una negra sangre, son especialmente delicados en cuanto a lo que tienen que comer. Pero yo diría que la dieta de un motor debe ser dosificada con un rigor extraordinariamente fino a la vez que variable, como ni siquiera hubiera podido soñar el pájaro más delicado del Paraíso, y el acierto en esta dosificación tiene una respuesta inmediata en el comportamiento del motor. Así, la elaboración de esta comida tiene una importancia fundamental para la obtención de potencia en cada momento.

La técnica actual se ha volcado, con todos sus mejores esfuerzos y medios, a la consecución de mecanismos capaces de conseguir una alimentación irreprochable a los motores de nuestro tiempo. Tanto es así, que quienes conocieran a fondo los carburadores de los años sesenta, por fuerza se les tendrían que fundir los esquemas frente a los carburadores y los sistemas de inyección de los años ochenta. En el caso de los primeros, por ejemplo, el avance ha sido tremendo de cara a una sofisticación extrema en la que ha intervenido, de una manera decisiva, la incorporación de circuitos electrónicos. Así como ya hace tiempo que cualquier hijo de vecino puede comprar, por una miseria, un reloj al que se le da una tolerancia de unos cinco segundos de error en más o en menos cada mes, lo que representa un minuto al año, y además tiene un montón de funciones que van desde

cronómetros, despertador, calculadoras y hasta radio, así los carburadores con aplicaciones de econostatos poseen medidores constantes de información en los pasos de los conductos de los gases, que analizan depresión, homogeneidad de la mezcla con el aire, temperatura, dosificación α (es decir, la relación correcta entre la cantidad de peso del aire y la cantidad en peso de la gasolina), etcétera, y todo ello es enviado a una cajita computadora electrónica, la cual, a su vez, optimiza —como se dice ahora— las condiciones en que debe actuar la válvula mariposa corrigiendo al impaciente y a veces torpe pie del conductor. Estos análisis instantáneos que provocan órdenes inmediatas que están de acuerdo con unas coordenadas tan variables como se pueden presentar en un motor según velocidad del émbolo, esfuerzo requerido y carga, hacen que el carburador haya dejado de ser la reunión de unos simples tubos de zamak por donde discurre la gasolina y el aire, para pasar a convertirse en un mecanismo altamente sofisticado.

Y todo esto tiene mucha importancia porque, si como decíamos al principio, en la regla de oro del trucaje, *todo motor puede aumentar su potencia en la medida en que puede consumir mayor cantidad de mezcla*, no cabe duda que el capítulo presente, que trata de la elaboración de la mezcla, tiene una importancia capital para llevar a cabo un buen trucaje. Os recomiendo pues, que pongáis especial atención en todo lo que sigue, pues ello tiene un destacado interés para conseguir buenos aumentos en la presión media efectiva producida en el interior del cilindro, y que después se traducirá en una mayor potencia.

Sistemas de la elaboración de la mezcla

Existen dos sistemas de elaboración de la mezcla que vamos a estudiar por separado por ser soluciones diferentes, desarrolladas también por procedimientos diferentes. Estos sistemas son:

- a) Por carburador
- b) Por inyección.

A cada una de estas partes les dedicaremos, acto seguido, la extensión que se merecen de acuerdo con su importancia en todos aquellos trabajos de trucaje que debemos llevar a cabo.

Elaboración de la mezcla con carburador

Desde los tiempos de Gottlieb Daimler y de Carl Benz (y estoy hablando de hace ya sus cien años), la alimentación de los motores de explosión se viene realizando por medio de un aparato que se le ha llamado desde siempre, carburador. En tiempos anteriores a Daimler, los motores de explosión que había fabricado Otto para la DEUTZ eran motores estáticos que se alimentaban con gas; pero al tratar de hacer un motor para un vehículo móvil como era un carro, hubo de buscarse un sistema diferente de alimentación pues el combustible debía ser autotransportado. Se acudió a los combustibles líquidos que reunían las mejores condiciones

para su almacenamiento en pequeños depósitos, pero se necesitaba un sistema de gasificarlos para que el motor pudiera sacar de ellos la potencia térmica que escondían. La invención del carburador fue, pues, de la mayor importancia, y fue también la base de la obtención de motores de poco peso con respecto a la potencia proporcionada, en contraposición con los motores estáticos que hasta aquel entonces se utilizaban en las fábricas. En última instancia, el gran mérito de Daimler fue haber descubierto esta idea y haberla llevado a cabo por medio del carburador, además de haber resuelto, por otro lado y aunque muy rudimentariamente, un necesario sistema de encendido.

Como quiera que considero que el lector de este libro tiene ideas, como mínimo, relativamente claras de lo que es y cómo funciona un carburador, considero también que no es necesario que os empiece ahora a hablar de lo que es el carburador elemental y del porqué de sus circuitos de marcha normal, marcha lenta, o de arranque, etcétera, y cómo se produce, en general, su funcionamiento. Estoy convencido que muchos de vosotros habréis tenido muchas veces en las manos, inevitablemente grasientas, aparatos de este tipo y que tanto en el coche, como fuera de él sabéis qué hacer con ellos. De esto, pues, no vamos a hablar.

Pero lo que sí me interesa que se tenga muy claro en la cabeza es la función que cada circuito desarrolla en el carburador y las necesidades que el motor tiene de conseguir mezclas correctas para cada uno de sus regímenes de giro, necesidades que en ciertos momentos pueden cambiar de 200 en 200 r.p.m. Solamente siendo uno motor de explosión puede saber lo importante que es una dosificación correcta, y así como un médico es tanto más bueno cuanto mayor capacidad tiene de ponerse en la piel de su paciente, así un mecánico es tanto mejor cuanto es capaz de sentir con el motor sus dolores, descubrir sus causas, y ponerle sus adecuados remedios. En general son así los mecánicos de motores de competición. No es ninguna broma decir que ellos sufren con sus motores, y mientras el coche está en pista, ven en su imaginación las bielas arriba y abajo como si tuvieran rayos X en los ojos.

Dosificación de la mezcla

El primer concepto que hay que tener muy claro es el de la dosificación de la mezcla. Por eso digamos que es la relación que existe entre la cantidad en peso del aire con respecto a la cantidad en peso de combustible, es decir,

$$\text{Dosificación } \alpha = \frac{\text{Kg. de aire}}{\text{Kg. de carburante}}$$

Por supuesto que un Kg. de aire ocupa un gran volumen mientras que un Kg. de gasolina podemos ponerlo en una botella de agua mineral, pero esto no importa nada porque la dosificación es importante siempre relacionada *con el peso* de cada uno de los ingredientes.

Las gasolinas con las que hemos de trabajar, que son las que nos proporciona el mercado, requieren una dosificación que sea exactamente de 15 Kg. de aire debidamente mezclado con un Kg. de gasolina. A esto se le llama *relación 15*. Pero según las condiciones de marcha o velocidad de giro pueden ser más adecuadas

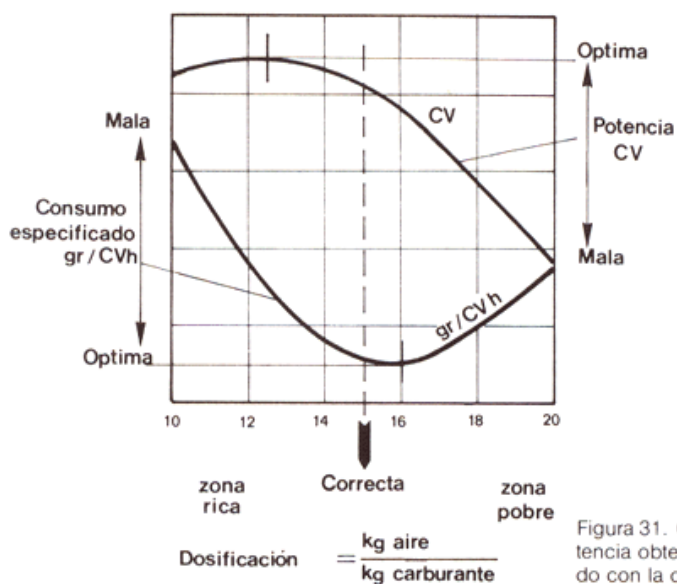


Figura 31. Gráfico orientativo de la potencia obtenida por un motor de acuerdo con la dosificación de la mezcla.

relaciones en las que un Kg. de gasolina se mezcle con 14 Kg. de aire: Esta es la *relación 14*, y de igual manera podríamos encontrarnos con relaciones 12 o relaciones 10, etcétera. Pero obsérvese que en todas ellas la cantidad de aire es cada vez menor con respecto a la gasolina y por eso se llaman *mezclas ricas*, porque son ricas en gasolina.

Por el contrario, también podemos aumentar los Kg. de aire con un solo Kg. de gasolina. Entonces puede hablarse de 16 Kg. de aire por uno de gasolina: Esta es la *relación 16*, y del mismo modo podríamos hablar de la relación 17, 18, 20, etcétera; en estos casos se trata de *mezclas pobres* porque tienen mucho más aire que gasolina en la proporción neutra que es la *relación 15*, como vimos al principio.

Ahora será muy conveniente ver la figura 31, en la que se relacionan la curva de potencia en CV, con la curva de consumo en gramos/CVhora con la dosificación de la mezcla. Vemos como la potencia máxima se suele obtener con mezclas ricas, de relación entre 12 y 13 (y en el caso concreto de la figura en una relación 12,5); pero la curva de consumo da mejor resultado, o mayor rendimiento, con una mezcla que tenga una relación entre 15 y 16,50 (y en el caso concreto de la citada figura con una relación 16). Todo esto nos explica el porqué el carburador tiene un tubo muy grueso por donde pasa el aire y un surtidor muy pequeño por el que circula la gasolina. Hay que tener en cuenta que mientras el peso de un litro de gasolina oscila entre 660 a 700 gramos, en el aire el peso de un litro es de 1,293 gramos, por lo que para tener el mismo peso en aire que un litro de gasolina necesitamos 540 litros de aire. Pero como quiera que hay que establecer la *relación 15* para que la mezcla sea quemada, tenemos que por cada litro de gasolina se con-

sumen $(540 \times 15) = 8.100$ litros de aire. Todos estos números son aproximados, pero, no obstante, bastante afinados a lo que es la realidad. Y lo digo así, porque la presión atmosférica, la temperatura, y el resultado del proceso de fabricación de la gasolina pueden hacer cambiar ligeramente las proporciones que acabamos de ver.

Pero vayamos a lo práctico. La pregunta es: ¿Cuándo un motor necesita mezclas ricas y cuándo las necesita pobres? Pues bien: Digamos en respuesta a esta pregunta que las necesita ricas en los siguientes momentos:

- a) Al arrancar el motor
- b) Al acelerar
- c) Al pedirle al motor la máxima potencia,

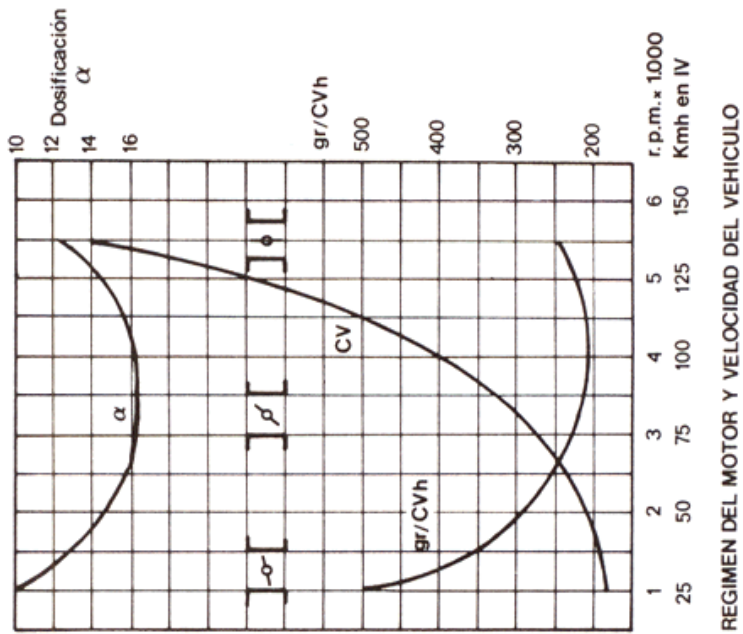
y pobres... (realmente pobres *no las necesita* nunca, lo que ocurre es que no hay que derrochar, y será conveniente no darle mezclas ricas si con las pobres vamos a obtener los mismos resultados en según qué momentos del funcionamiento del motor)

- a) Cuando el coche circula a velocidad estable
- b) Cuando queremos consumir lo menos posible
- c) cuando desaceleramos.

De lo que se deduce que en trucaje las mezclas pobres no tienen para nosotros ningún interés, y sí, y muy notablemente, las mezclas ricas.

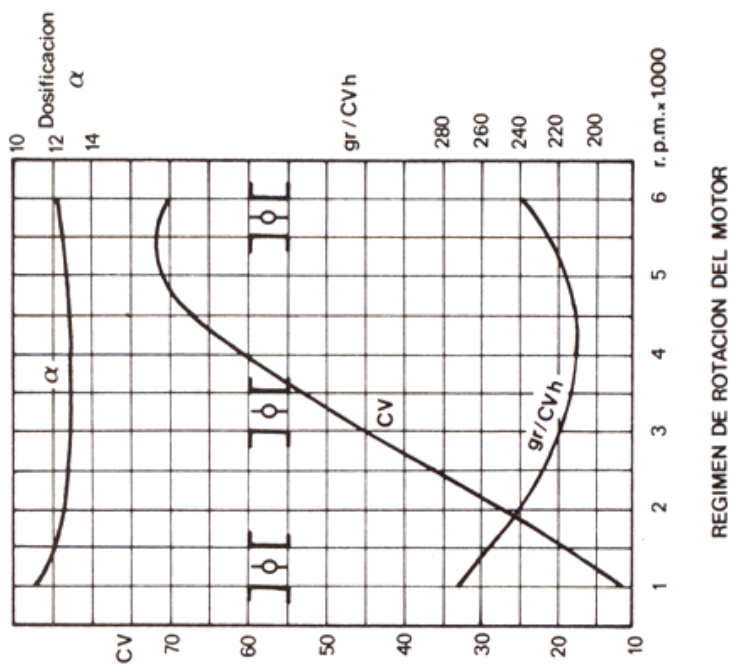
Con esto creo que queda claro un concepto fundamental que hay que tener muy presente respecto a los carburadores, es decir, la relación que existe entre el aire y la gasolina. Pero nos queda por explicar el porqué de la dosificación α variable según las condiciones de funcionamiento del motor y también en qué momentos las mezclas deben ser más ricas y en qué momento menos ricas. Esto es lo que vamos a ver en la figura 32, en la que debe el lector fijarse, especialmente, en la parte alta de la figura donde se encuentra la curva de dosificación α de acuerdo con las r.p.m. del motor y la curva de potencia obtenida. En el caso representado por este gráfico se exige al motor una aceleración súbita por cuanto la mariposa está, desde el primer momento, completamente abierta. Obsérvese que en este momento de aceleración máxima la dosificación es una relación entre poco más de 11 (ayudada por la inyección de gasolina de la bomba de aceleración), hasta alrededor de una relación 13. Trabaja por lo tanto siempre con mezclas de una dosificación muy rica.

Ahora veamos la figura 33, en la que se presenta el caso de una utilización normal, en la que la mariposa se abre progresivamente, tal como está indicado en el centro del dibujo. Partimos de una mezcla muy rica para la aceleración (puesto que se supone en este gráfico que el automóvil ya está en movimiento y con la marcha directa puesta), y con la mariposa a medios gases llegamos incluso a superar la relación 16 manteniendo el motor a 3.500 r.p.m. y cerca de 90 Kms. por hora. Estamos rondando el momento de la máxima economía. Posteriormente, al abrir más la mariposa, la dosificación α aumenta con la potencia hasta el nivel aproximado de 12,50, con lo que la curva de consumo específico comienza a subir de nuevo.



REGIMEN DEL MOTOR Y VELOCIDAD DEL VEHICULO

Figura 33. Gráfico que muestra la variación de la dosificación α en un automóvil, en directa y en carretera sin desnivel apreciable, a medida que se abre la mariposa del carburador.



REGIMEN DE ROTACION DEL MOTOR

Figura 32. Gráfico que muestra la variación de la dosificación α con respecto a las curvas de potencia y consumo cuando la mariposa del carburador está completamente abierta.

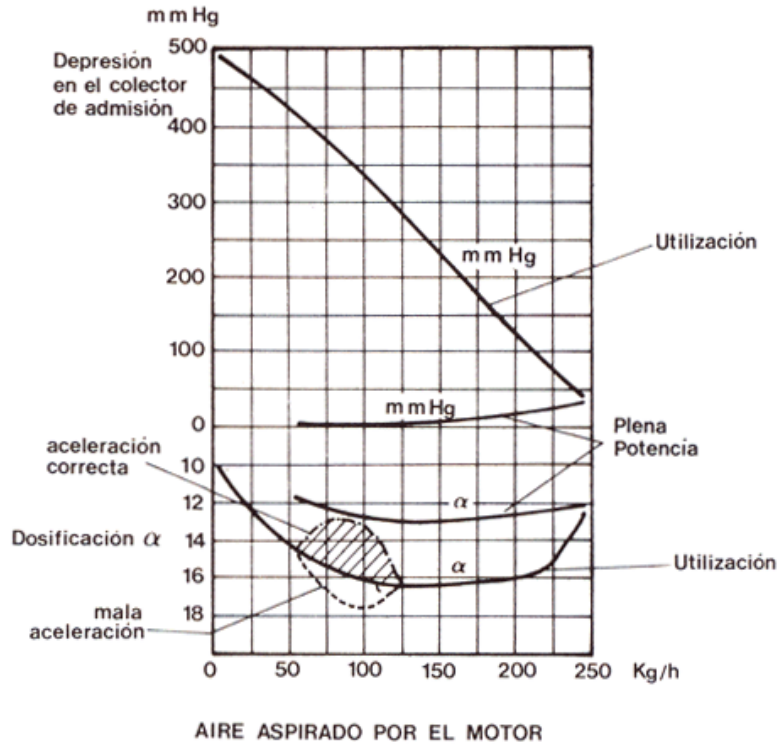


Figura 34. Gráfico que relaciona la dosificación α y la depresión en el colector de admisión.

Otro concepto que hay que tener claro es la aceleración. En la figura 34 mostramos un nuevo gráfico con la esperanza de que aclare este concepto. Como es sabido, la aceleración se produce cuando hay una apertura rápida de la mariposa y el motor tiene que dar una respuesta aumentando su régimen con la mayor rapidez. Para ello el motor necesita una mezcla rica a plena potencia con una dosificación α entre el 12 y el 13, tal como se indica en la figura. Véase que la depresión en el colector de admisión es mínima debido a la apertura total de la mariposa. En el régimen de utilización, por el contrario, con una progresiva apertura de la mariposa, la depresión decrece a medida que se abre la mariposa y va requiriendo una dosificación similar a la que ya presentamos en la figura anterior. Pero véase que al llegar una a determinada zona, indicada entre los 50 y los 125 Kms/h. precisa una suplementaria inyección de mezcla rica para consumir las cualidades de aumento de régimen. Si este suplemento está en la zona de dosificación que queda rayada, la aceleración es correcta, pero sería una mala aceleración en el caso contrario; de lo que deducimos que la aceleración será siempre buena si la mezcla es rica en vez de pobre, aunque hay que tener siempre en cuenta que esta dosificación en ningún caso debe ser superior a la de plena potencia, pues entonces obtendríamos efectos contrarios.

Al igual que la pescadilla que se muerde la cola, volvamos ahora al principio. Viendo los gráficos adjuntos tenemos un cuadro completo de las necesidades del motor en lo que a la carburación respecta. Todo esto que os he explicado aquí no es lo que pasa en todos los motores: Es lo que *debería* pasar. Y ya sabéis que la diferencia entre lo que pasa y lo que debería pasar es la diferencia entre la ineficacia y la eficacia. Si hacemos un resumen de lo dicho vemos que un motor necesita una dosificación rica en los momentos de plena potencia, para la aceleración y para los regímenes extremos; y una dosificación pobre para la marcha a régimen intermedio y para lograr la máxima economía. Justo lo que decíamos en las páginas anteriores.

Utilidad de los surtidores y calibres

Hacer carburadores es una cosa tan antigua como hacer motores de explosión. Cuando tenemos en la mano un carburador y lo estamos examinando podríamos decir: "Cien años de ingeniería me contemplan." Un carburador actual puede resolver con acierto estos problemas de dosificación tan complejos como son los que hemos expuesto; y puede hacerlo correctamente en cada momento, según las necesidades. El laberinto de circuitos interiores que poco a poco se le han ido añadiendo a este aparato, parecido a un hormiguero, garantizan su buena disposición para cumplir un cometido tan preciso. Pero cuando el carburador duda, es decir, cuando un conducto puede variar según se den o no otras condiciones, entonces los diseñadores colocan un calibre o surtidor desmontable que puede ser sustituido por otro que varíe las condiciones de dosificación. Así pues, siempre que haya un calibre o un surtidor quiere decir que aquello puede modificarse de un modo u otro para conseguir determinados fines: Sobre estos surtidores es necesario hablar ahora porque si con lo dicho en el anterior apartado de este capítulo hemos expuesto los problemas que sobre la variante dosificación de la mezcla el motor requiere, bueno será que en este apartado nos dediquemos a ver por dónde van los tiros de las soluciones.

Ante todo hemos de ver la figura 35. Aquí hay dibujado el esquema de un carburador de la marca WEBER, del tipo horizontal, de la serie *DCOE*, muy usado en las transformaciones del trucaje y también en competición. Sobre este dibujo hemos ido señalando cada una de las partes que en su mismo cuerpo pueden ser susceptibles de modificación, o lo que es lo mismo, son puntos en donde la inteligencia y la sabiduría del mecánico pueden ponerse a prueba, porque las cosas aquí señaladas pueden ser sustituidas, con la finalidad de obtener las mezclas más ricas o más pobres de acuerdo con las necesidades del motor modificado. Como quiera que la explicación que hay al pie de la figura ya indica los puntos susceptibles de actuar en el carburador vamos ahora a ver como podemos actuar en cada uno de estos puntos y los resultados que esta actuación pueden comportar.

1. El difusor

Cuando se dice que un difusor es de 32 mm., por ejemplo, se quiere decir que posee un diámetro de 32 mm. en la parte más estrecha de su garganta. El difusor

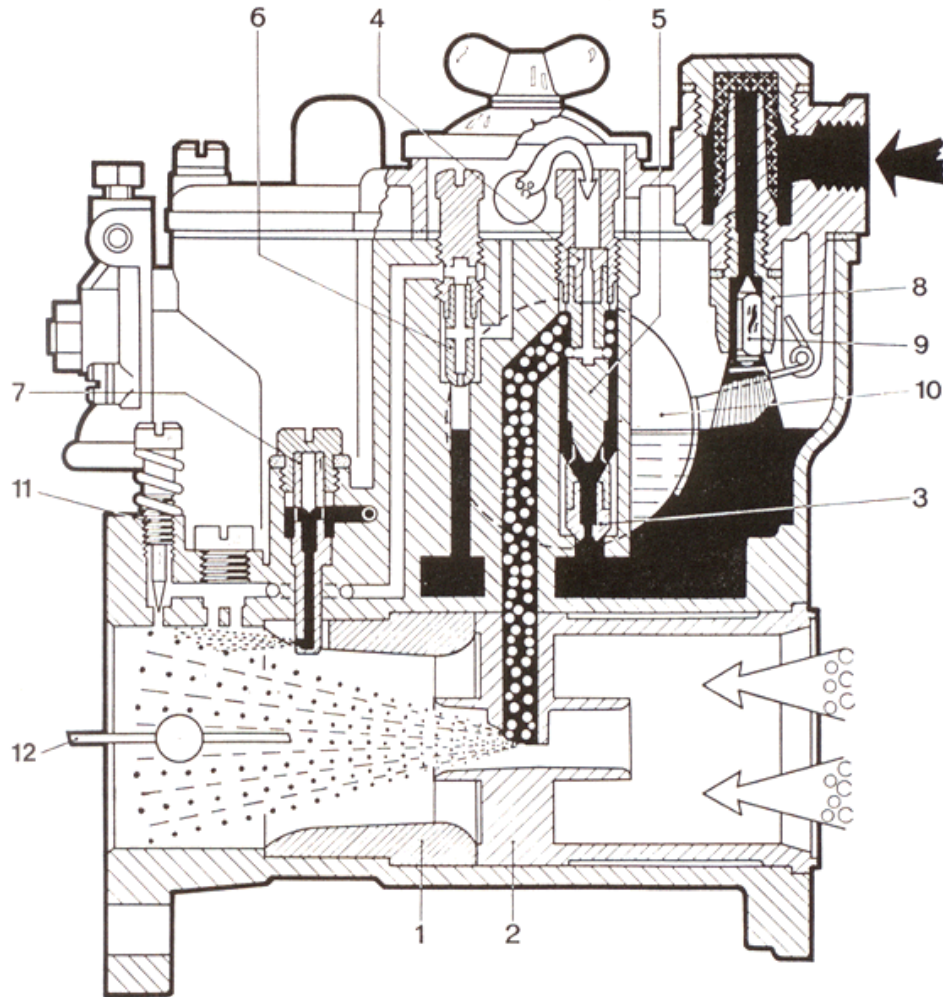


Figura 35. Esquema de un carburador WEBER de la serie DCOE. 1, difusor. 2, centrador. 3, surtidor principal. 4, surtidor de aire principal. 5, tubo emulsionador. 6, surtidor de marcha lenta. 7, surtidor de la bomba de aceleración. 8, válvula de cierre. 9, aguja. 10, flotador. 11, tornillo de regulación de la marcha lenta. 12, válvula de mariposa.

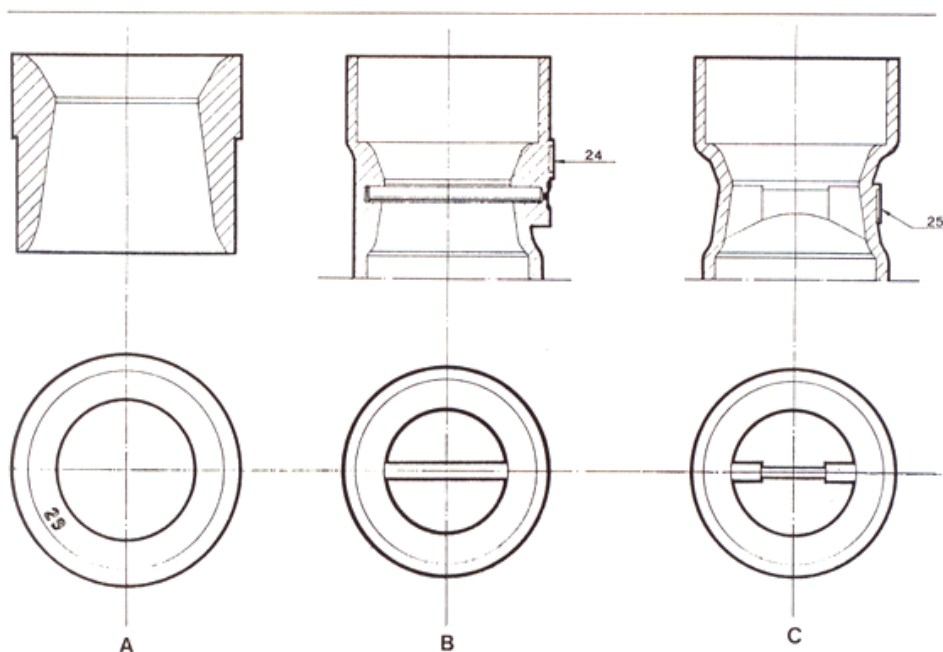


Figura 36. Diversos tipos de difusores para carburador. En A, difusor desmontable de la serie *DCOE* de **WEBER**. En B, difusor de barra cilíndrica, y en C, cuerpo de carburador con difusor incorporado.

lleva impreso, en la mayoría de los casos, su diámetro, pero si no fuera así no es difícil saber exactamente su medida con la ayuda de un pie de rey de precisión. En la figura 36 podemos ver tres tipos de difusores, donde, en el primero A, se indica el número de su diámetro.

Todo el mundo sabe que el difusor sirve para acelerar la velocidad del aire en un punto determinado del cuerpo del carburador y conseguir con ello una zona de mayor depresión, punto en el que debe hallarse colocada la salida del conducto de combustible principal. El difusor aumenta, pues, la riqueza de la mezcla cuanto más estrecho es, pero también cuanto más estrecho es dificulta el paso del aire por lo que el llenado del cilindro es más deficiente. Por lo tanto

- a) Cuando mayor es su diámetro con respecto al cuerpo, mejor se puede obtener la máxima potencia a alto régimen gracias a un mayor llenado del cilindro, lo que se traduce en la máxima velocidad del vehículo

y consecuentemente,

- b) Cuando más pequeño es su diámetro tanto mejor es la aceleración, pero empeora la potencia máxima. Además, la disminución del diámetro del difusor tiene que ir siempre acompañada por el cambio del surtidor principal

por otro de diámetro más pequeño, ya que, al aspirar menos aire con el mismo surtidor, la mezcla modifica su dosificación en el sentido de que queda enriquecida.

Este es el compromiso del difusor. Hay que saber elegir de acuerdo con lo que se quiere obtener de un motor.

Los difusores de los carburadores de competición, como son los de la serie *DCOE* o *IF* de la casa WEBER, o como los *CEEI* de la SOLEX, son desmontables, y en su consecuencia pueden hacerse pruebas con diferentes diámetros hasta encontrar el difusor más conveniente de acuerdo con todos los reglajes que ya estudiaremos más adelante. Pero en los carburadores de tipo corriente de la WEBER, por ejemplo (y nos estamos refiriendo a una serie importante de buenos productos como los *DHS*), el difusor forma parte del cuerpo de carburador, y solamente cabe la posibilidad de rebajar su diámetro por medio de un fresado. Aquí, si te equivocas, ya no tiene remedio, por eso hay que pensar muy bien las cosas antes de lanzarnos a hacer modificaciones (regla primera del trucaje, como se dijo en su momento).

Los difusores deben atenerse a la siguiente proporción:

$$D_d = D_c \cdot (0,70 \dots 0,90)$$

en donde D_d es el diámetro del difusor; D_c es el diámetro del conducto o del interior del cuerpo del carburador. Este debe multiplicarse por un número que vaya de 0,70 a 0,90 según queramos potencia a altos regímenes, o aceleración. Ejemplo: ¿Cuál es el diámetro de un difusor en un carburador que mide 34 mm. de diámetro en sus dos cuerpos?

Pueden haber muchas soluciones que dependen del tipo de trucaje o de la utilización del motor, pero una solución posible podría ser:

$$\begin{array}{ll} 34 \times 0,70 = 24 & \text{para el primer cuerpo. (Aquí se necesita aceleración).} \\ 34 \times 0,80 = 27 & \text{para el segundo cuerpo. (Aquí se necesita potencia).} \end{array}$$

Ahora veamos la gráfica de la figura 37 en donde se relacionan, por medio de unas coordenadas, los diámetros del difusor con la cilindrada de un motor, en el caso de los carburadores monocuerpo y para motores que alcancen hasta 5.000 r.p.m., de cuatro tiempos y para cuatro o seis cilindros. Por medio de este gráfico podéis tener un punto de partida para la elección correcta de un difusor actuando dentro de los límites establecidos en la parte rayada de la curva. Así, un motor con cilindrada de 1.200 c.c. (o lo que es igual 1,2 litros) debe tener un difusor cuyo diámetro puede oscilar entre 21 y 24 mm. Si no traspasa las 5.000 r.p.m. un difusor de más de 24 mm. sería contraproducente. Para el uso de este gráfico hay que tener en cuenta que si se trata de un motor de dos cilindros hay que multiplicar por 2 su cilindrada y buscar así como si se tratara de un motor de doble cubicaje.

Bueno: No os pongáis nerviosos y digáis que esto es una gráfica para buscar el difusor de las tartanas. También en la figura 38 está presente un nuevo gráfico que esta vez es muy útil para *quemados*. Aquí tenéis los difusores adecuados dentro de gamas de funcionamiento que van desde 6.000 hasta 10.000 r.p.m. en curvas de potencia máxima, y esta vez con relación al llenado de un solo cilindro. Así,

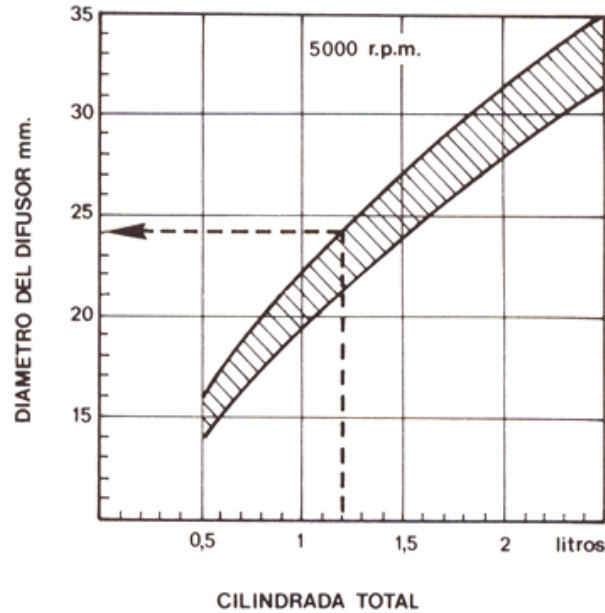


Figura 37. Gráfico para la elección del diámetro del difusor de acuerdo con la cilindrada, para carburadores monocuerpo y motores de cuatro tiempos exclusivamente.

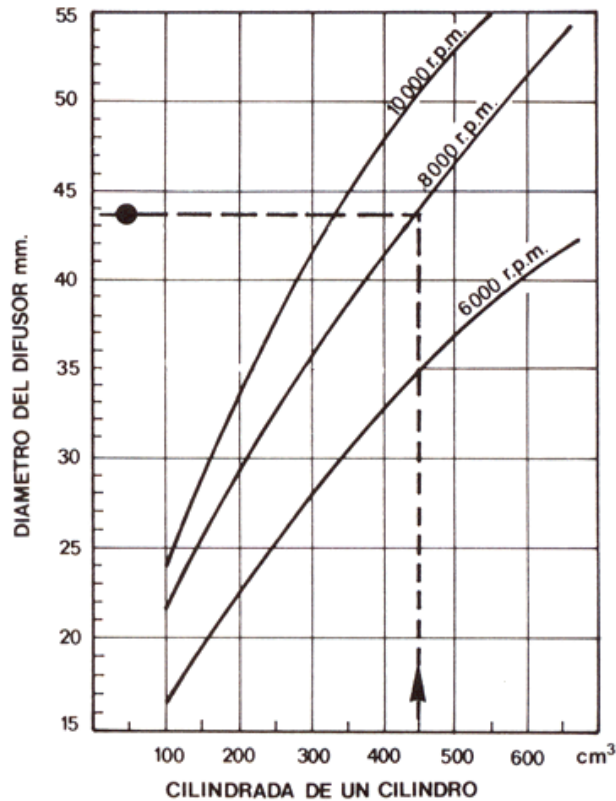
Figura 38. Gráfico para la elección del diámetro del difusor para motores deportivos de cuatro tiempos, relacionados por su cilindrada unitaria.

un motor que tenga 1.800 c.c. y cuatro cilindros, tendrá una cilindrada unitaria de $1.800:4 = 450$ c.c. Se supone que gira a 8.000 r.p.m. Debe buscarse su difusor (o difusores) en la zona de los 44 mm. de diámetro.

Conociendo el difusor no tenemos problema en encontrar el cuerpo del carburador de acuerdo con la fórmula que hemos dado antes. El diámetro de este cuerpo debería ser:

$$D_c = \frac{C_d}{0,90} = \frac{44}{0,90} = 48,88 \text{ mm.}$$

Poco más o menos podemos escoger el modelo WEBER 48 DCOE, que sería adecuado para este supuesto. Así tendríamos un motor bien alimentado y podríamos cumplir con la segunda regla del trucaje, aquella de "todo motor aumenta su potencia en la medida en que puede aumentar..." etcétera, etcétera. Claro que, y dicho sea de pasada, no bastará con esto: Se tendrá que pensar también en las válvulas



para aumentar la superficie de entrada del gas al cilindro, cosa que ya veremos en su momento.

2. Centrador

La técnica llevada a cabo por los carburadores de la marca italiana WEBER está a la vanguardia de todas las marcas de carburadores existentes en el mercado, tanto es así, que en competición, y hoy por hoy, es el carburador con el que más podemos contar pese a su elevado precio. Desde hace mucho tiempo el difusor de los carburadores WEBER (hoy también lo usan los ZENITH y muchos modelos del SOLEX, como el citado CEEI que equipa los motores *Alpine*) van provistos de un centrador (Fig. 39) que es como un segundo pulverizador (T) por donde sale la gasolina procedente de los surtidores principales de gasolina y aire. El centrador acostumbra a ir marcado con su número de referencia de su diámetro porque

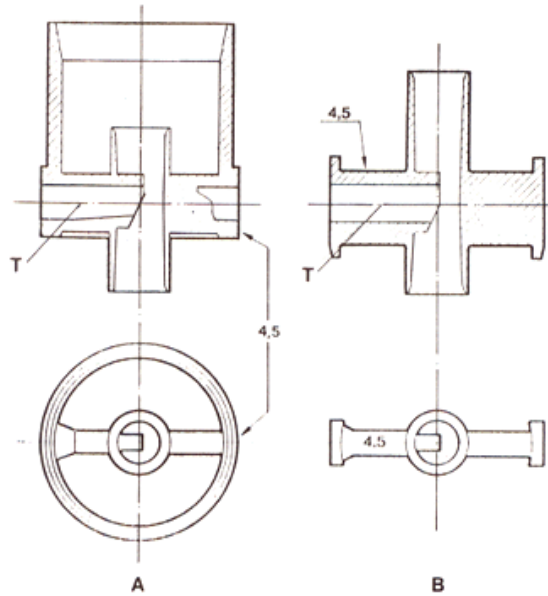


Figura 39. Diversos tipos de centradores para carburadores de la serie DCOE en A; y en B para la serie IDA. T, tarado del tubo pulverizador.

debe escogerse según las necesidades que se requieran, como ya veremos más adelante. El número indica el área del taladro que es igual a un agujero con el diámetro indicado. O más claro: La marca 4,50 indica que su área es igual a la de un agujero que tuviera 4,50 mm. de diámetro.

El valor más utilizado en los centradores varía entre 3 y 5, y en 4,5 que hemos puesto de ejemplo suele ser bastante corriente. La influencia que esta sección ejerce sobre el funcionamiento del motor se nota especialmente en los regímenes elevados de giro. Aquí ayuda a mejorar la respuesta del motor cuando éste tiene tendencia al rechazo de la mezcla por pulsaciones. En este caso deben usarse centradores de forma alargada. También a veces es muy útil dar forma asimétrica a la parte del centrador que mira a la mariposa, para conseguir con ello una mejor distribución de la mezcla.

Por último digamos que no en todos los carburadores se puede proceder a cambiar el tubo centrador ya que muchos de ellos tienen un tarado único que no puede desmontarse y ser sustituido. Sin embargo, esto no pasa en los carburadores construidos para la competición.

3. Surtidor principal

He aquí una de las piezas clave en la puesta a punto de un carburador para competición. En la figura 35 ya vimos en el esquema la posición que mantenía este

pequeño e importante calibre en el conducto que sale de la cuba de gasolina; ahora, en la figura 40, mostramos varios de estos surtidores, de diversas medidas, muy útiles para la puesta a punto.

Haciendo una definición de urgencia podríamos decir que el surtidor principal de gasolina es un orificio calibrado por el que forzosamente ha de pasar toda la gasolina que el motor consume en su marcha normal (excluida la marcha lenta o ralenti y las inyecciones de la bomba en el momento de la aceleración principalmente). Por lo tanto, el motor no podrá consumir más combustible que el que pueda pasar por su pequeño orificio. Es, por lo mismo, el primer gran rector de la dosificación de la mezcla que tanto nos ha preocupado en páginas anteriores.

El orificio está rigurosamente calibrado puesto que su diámetro se nombra por centésimas de milímetro, y variaciones solamente de cinco centésimas en más o en menos pueden determinar una deficiente dosificación de la mezcla y una falta de potencia o un exceso de consumo innecesario. Este diámetro oscila entre 80 y 220 centésimas de mm., o lo que es igual, entre 0,8 a 2,20 mm. y por regla general van marcados en la parte superior como muestra la citada figura 40, para no confundir unos por otros. Ahora, en la figura 41 podemos ver diferentes disposiciones que puede adoptar el surtidor principal en los carburadores.

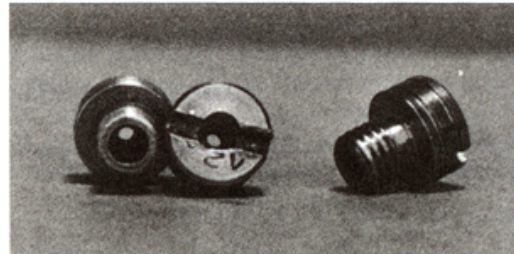


Figura 40. Surtidores principales de carburador.

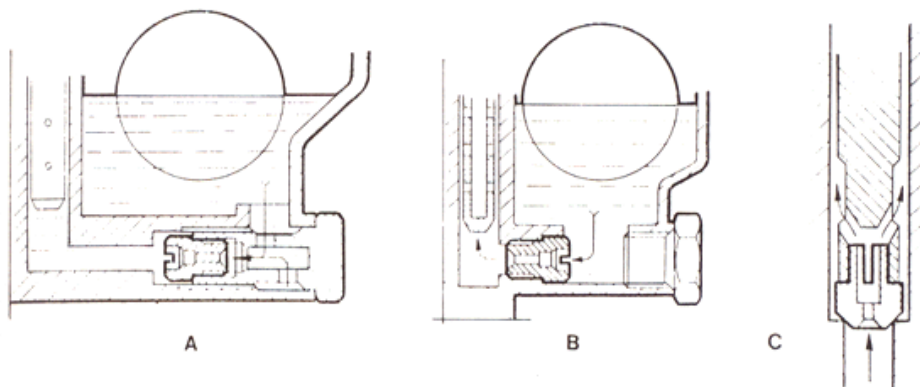


Figura 41. Diversas posiciones posibles del surtidor principal. El C, es el utilizado en los carburadores WEBER, de la serie DCOE.

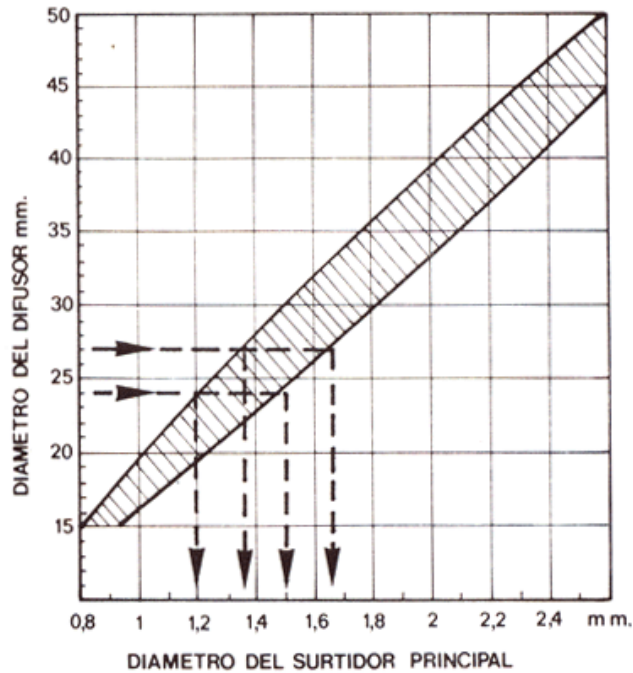


Figura 42. Gráfico para la determinación del diámetro del surtidor principal una vez conocido el difusor, para motores de cuatro tiempos con surtidor de aire inicial de 200 centésimas.

La elección del surtidor principal debe efectuarse a través de una serie de pruebas en el vehículo, pero para empezar debemos partir de una relación que existe entre el tamaño del difusor y el tamaño de este mismo surtidor. Dado el hecho de que un gráfico es mucho más fácil de entender que una fórmula matemática, veamos en la figura 42 un diagrama que relaciona el diámetro del difusor con el diámetro del surtidor principal. Este diagrama, que podemos copiarlo sobre cartulina y clavarlo en la pared para tenerlo siempre a la vista, es un diagrama muy útil de orientación, ya que presupone la utilización de un surtidor de aire de 2,00 mm. (o 200 centésimas de milímetro) y el surtidor principal de gasolina y el de aire deben ir muy relacionados entre sí, como ya veremos. Así pues, el gráfico se refiere a los motores de cuatro tiempos con cuatro o seis cilindros. También puede utilizarse para motores de dos cilindros si multiplicamos por 0,90 el diámetro del surtidor hallado. Si el caso es que alimenta un solo cilindro en aplicaciones deportivas (caso de motocicletas, pero con motor de cuatro tiempos) el diámetro hallado deberá multiplicarse por 0,75.

La utilidad práctica del diagrama está clara: Conociendo el diámetro del difusor trazamos una línea horizontal y donde se encuentra con la zona rayada de la

curva trazamos una línea vertical hacia la base, y allí encontraremos los valores en milímetros que debe tener el diámetro del surtidor principal. Por ejemplo: Tenemos un carburador de dos cuerpos cuyos difusores ya hemos determinado que son de 24 y 27 mm. respectivamente. El surtidor principal con el que comenzaremos las pruebas (y contando con un surtidor de aire de 200 centésimas) será desde 1,50 hasta 1,20; en el segundo cuerpo será desde 1,65 a 1,35 mm. según los datos proporcionados por el gráfico.

Como que es importante aquello de escarmentar en cabeza ajena os voy a dar un consejo: *Empezad siempre a hacer las pruebas con los surtidores de mayor tamaño.* Ponéis el coche en carretera... etcétera, y váis cambiando el surtidor en el sentido de ponerlo cada vez más pequeño hasta que veáis que el coche va peor. Entonces volvéis al anterior. De hacerlo al revés (como a mí me ocurrió alguna vez al principio), ocurre que uno prueba el coche con el pequeño y el coche va regularmente. Luego, le pone uno un surtidor algo más grande y nota tan gran diferencia que ya se cree que ha dado en el clavo. Así pues, no caigáis en esta trampa: Empezad por el grande y hacia abajo.

Otro consejo: Debéis tener absoluta confianza con el material que usáis. Los surtidores deben ser exactamente de las centésimas que marcan. Para ello os podéis valer del sistema que juzguéis mejor, ya sean galgas, trabajar directamente con un buen proveedor de la marca, etcétera, etcétera, pero no os fiéis en este caso de chapuzas ni aprovechéis surtidores ennegrecidos que ya han hecho cientos de kilómetros en un viejo carburador.

Por último, debéis tener en cuenta que la relación que existe entre el surtidor de gasolina y el difusor es la siguiente: Por cada milímetro de aumento del diámetro del difusor se requiere un aumento aproximado del diámetro del surtidor principal en 0,05 mm. En el caso contrario, o sea disminución del diámetro del difusor hay que disminuir el diámetro del surtidor en la misma proporción.

4. Surtidor principal de aire

En la figura 43 vemos diferentes tipos de surtidores principales de aire y en la fotografía de la figura 44 podemos verlos en la parte de la izquierda de la figura, acompañados, a la derecha, por surtidores principales de gasolina descritos anteriormente.

La función del surtidor principal de aire y también del tubo emulsionador al que va roscado el primero (señalados con los números 4 y 5 en la citada figura 35 que ya vimos antes) consiste en mejorar la homogeneidad inicial de la mezcla haciendo que una entrada adicional de aire acompañe a la gasolina por el conducto que va al centrador y de allí al cuerpo del carburador; y también tiene la ventaja de permitir un más correcto afinamiento de la dosificación de la mezcla, porque estando el aire —que es un gas— y la gasolina —que es un líquido— sometidos a diferentes leyes dinámicas en cuanto a su velocidad de circulación, se produce una descompensación, en determinados momentos, en la mezcla de ambos, de modo que ello puede servirnos para enriquecer o empobrecer la mezcla, de acuerdo con las necesidades que el momento requiera.

Así tenemos que *umentando* el diámetro del surtidor principal de aire se empobrece la mezcla proporcionalmente mucho más en los altos regímenes de giro

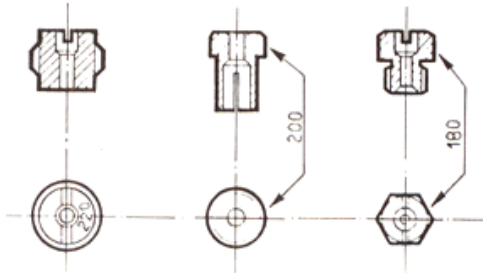


Figura 43. Dibujo de varios tipos de surtidores de aire principales.



Figura 44. Así son, al natural, los surtidores principales de aire.

que en los bajos (cosa que no ocurre disminuyendo el diámetro del surtidor principal de gasolina, ya que cuando éste lo reducimos empobrecemos por igual la mezcla a todos los regímenes). Esta sutileza de funcionamiento nos es muy útil para encontrar un punto preciso de dosificación con el juego de los dos surtidores.

En líneas generales podemos establecer que si aumentamos el diámetro del surtidor de aire en 0,15 mm. de diámetro, esto equivale a una disminución en el diámetro del surtidor principal de gasolina en 0,05 mm., o sea, que una regulación establecida de

- A) Diámetro surtidor de aire: 180
Diámetro surtidor de gasolina: 135

es igual a

- B) Diámetro surtidor de aire: 195
Diámetro surtidor de gasolina: 140

De todos modos quiero que os déis cuenta que A no es exactamente igual que B. La mezcla a altos regímenes será ligeramente más pobre en B que en A. Tenedlo muy en cuenta.

5. Tubo emulsionador

En la figura 45 podemos ver tres tipos de tubos emulsionadores correspondientes a la marca WEBER. Los del tipo A son los corrientemente usados en los carburadores de la serie DHS; en B, los más usados para la serie DCOE, y, finalmente, en C, para los carburadores DCD.

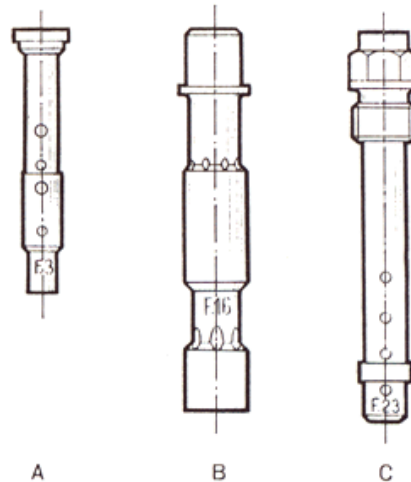


Figura 45. Diferentes tipos de tubos emulsionadores.

Lo más importante de estos tubos es la colocación y diámetro de los taladros de que constan y también la proximidad al surtidor principal de gasolina o bien al surtidor principal de aire: Según los taladros se hallen colocados a una u otra altura existen pequeñas variantes en la reacción del motor. La principal influencia del tubo emulsionador está en el momento de hacer pequeñas aperturas de la mariposa o en aperturas medias y también en el momento de la aceleración, pero no tiene importancia en cuanto a los regímenes de potencia máxima. La práctica de hacer intercambios con estos tubos os dará la experiencia precisa.

Como orientación puede establecerse lo siguiente:

- 1.º Un tubo de emulsión sin taladros en la parte alta, da la respuesta de enriquecer a bajo régimen y/o en pequeñas aceleraciones.
- 2.º Un tubo de emulsión con taladros en la parte alta empobrece, por lo tanto, la mezcla a bajo régimen y/o las pequeñas aceleraciones. (No es una pe-rogrullada repetir lo anterior —el punto primero— al revés, porque podría no ser así, y considero que es muy importante puntualizar en este aspecto.)
- 3.º En aquellos tubos de emulsión equipados con surtidores de aire mayores de 200, los tubos con muchos taladros reducen la riqueza de la dosificación a alto régimen.
- 4.º Un tubo de emulsión de diámetro exterior más pequeño, taladros preferentemente bajos y un surtidor de aire mayor (para evitar enriquecimiento a alto régimen), puede servir a veces para enriquecer pequeños acelerones pues aumenta la reserva de carburante en el tubo.
- 5.º Finalmente, hay que tener muy en cuenta que la sustitución o cambio del tubo emulsionador afecta a la dosificación en general, por lo que hay que proceder a una variación de los diámetros del surtidor principal de gasolina y del surtidor principal de aire; o cuanto menos a la comprobación, en

prueba en carretera o mejor en un banco de pruebas, de que ellos van bien.

6. Circuito de marcha lenta

Sobre el circuito de marcha lenta no me voy a extender demasiado, y voy a hacerlo solamente en aquellas cosas que afectan en especial a los motores deportivos. En la figura 46 puede ver el lector el detalle de este circuito en los carburadores WEBER de la serie DCOE. El surtidor de marcha lenta (cuyo esquema se halla dibujado a la derecha de la figura citada), posee incorporado el surtidor de aire, formando así, en estos modelos, una sola pieza. Sin embargo, en otros modelos de esta misma marca, puede pasar que, al igual que ocurre con los surtidores principales, el surtidor de aire de marcha lenta sea desmontable y sustituible. Tal es el caso que se ilustra en la figura 47.

El surtidor de gasolina de marcha lenta tiene unos valores que van entre 0,40 a 0,70 mm. de diámetro. Este surtidor es fundamental para la dosificación de la mez-

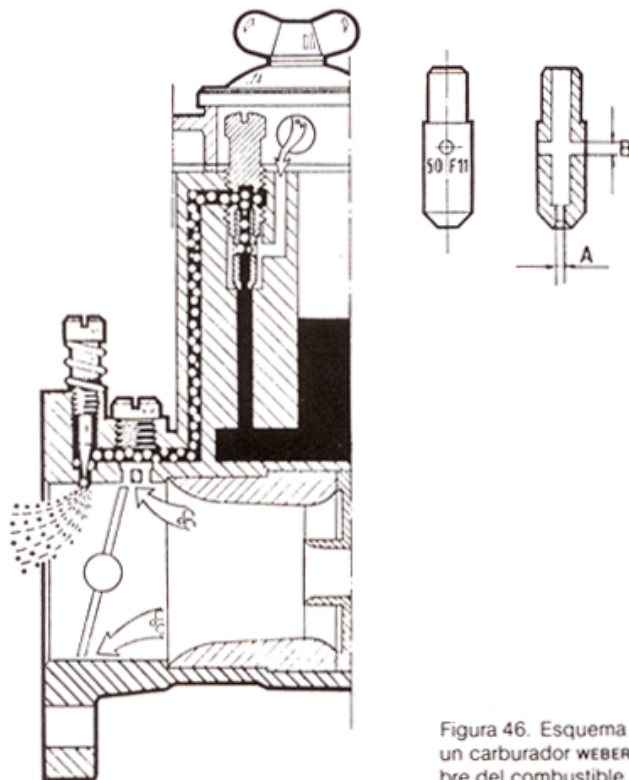


Figura 46. Esquema del circuito de marcha lenta en un carburador WEBER de la serie DCOE. A, orificio calibre del combustible. B, orificio de entrada de aire.

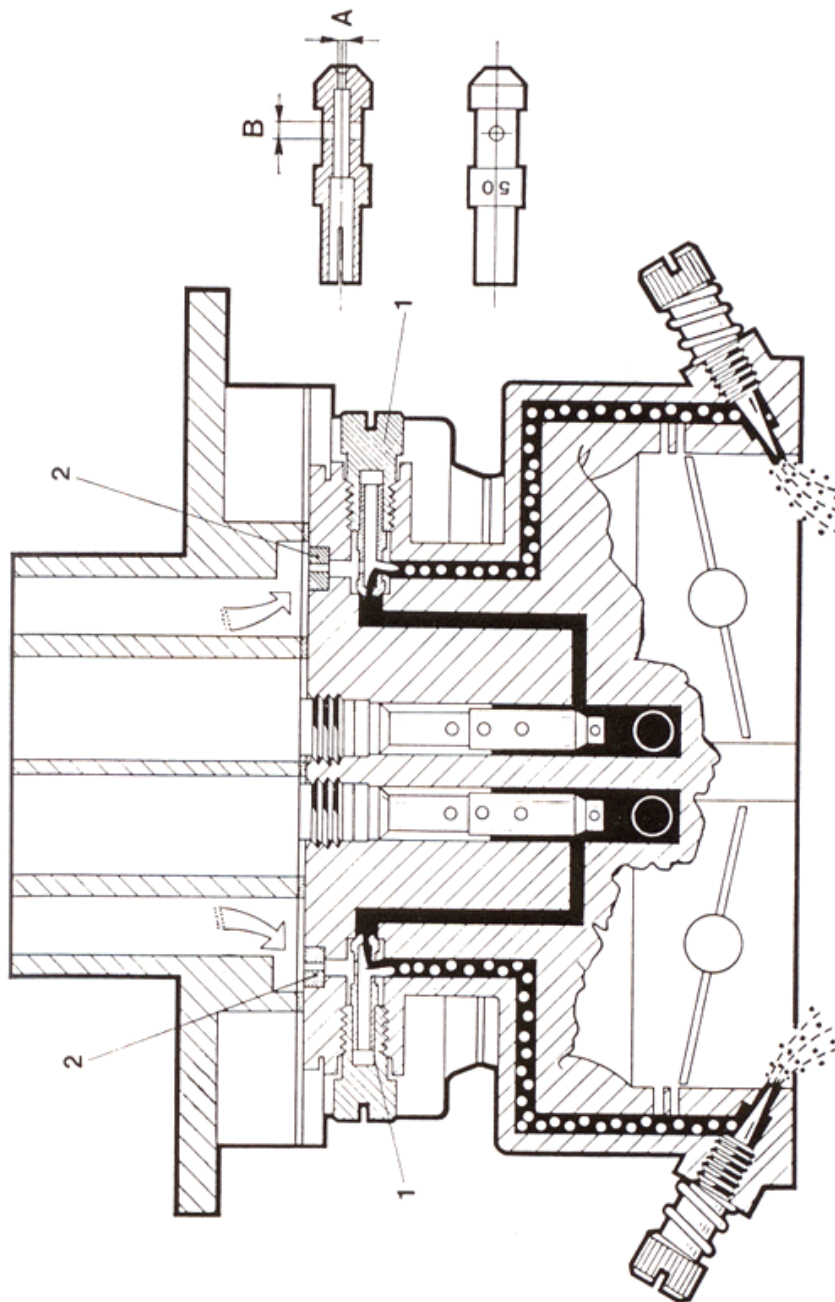


Figura 47. Otro esquema del circuito de marcha lenta donde se puede apreciar, en 1, los surtidores de combustible con sus calibres, y en 2, el calibre de paso de aire. La cota B no es la parte calibrada, pero sí lo es la A.

cia durante el giro del motor a marcha lenta, y también durante toda la fase de progresión o paso al circuito principal. En cuanto al surtidor de aire de marcha lenta, solamente afecta a la parte alta de la progresión, o sea cuando está a punto de producirse la inserción en el circuito principal mediante la abertura de la válvula mariposa.

Los motores de los coches deportivos suelen mantenerse en marcha lenta sobre las 1.000 r.p.m. o más, según sea el régimen máximo. Si éste es muy elevado posiblemente el cruce de válvulas obligue a mantener unas velocidades mínimas de 1.500 r.p.m. o más.

Por lo demás, tanto la correcta puesta a punto como la regulación de la marcha lenta, se debe realizar del modo conocido actuando en los tornillos de regulación habituales.

7. Surtidor de la bomba de aceleración

El circuito de la bomba de aceleración vamos a verlo ahora en la figura 48, y también podemos observar parte de él en la pasada vista general del carburador que nos proporcionó la figura 35.

Desde el punto de vista del reglaje, las principales condiciones que deben darse en la bomba de aceleración son:

- a) Cantidad de carburante inyectado a cada carrera.
- b) Rapidez con que se inicia su actuación.
- c) Duración de la inyección.
- d) Dirección del chorro.

En el primer caso, la cantidad de carburante inyectado a cada carrera depende del surtidor de la bomba. Este, cuyo diámetro se mantiene entre 0,30 y 1,00 mm., proporciona un determinado caudal que debe ser tenido en cuenta para la elección de los surtidores principales, ya que actúa no solamente durante el momento de la apertura rápida de la mariposa, en el momento de la aceleración, sino también a alto régimen del motor. En este estado, la depresión del conducto es suficiente para que la bomba mantenga una toma continua de gasolina con lo que actúa como un surtidor de alta velocidad. La gasolina proporcionada por la bomba en este caso, se une a la que recibe del surtidor principal y pasa a formar parte de la dosificación. Los gráficos que vimos en las figuras 37 y 38 tienen en cuenta para sus valores dados, la presencia de la bomba.

En lo que a la aceleración respecta, si la inyección de la bomba no se produce, existiría una aceleración con vacilaciones, acompañada de explosiones en el carburador, con posibles paradas del motor. El caso contrario, el de una excesiva cantidad gasolina lanzada en el conducto del carburador, se producirían también vacilaciones en la aceleración y expulsión de humo negro por el tubo de escape.

Una serie de tres tipos de surtidores de bomba de aceleración puede verlos el lector en la figura 49. El de la derecha es el tipo utilizado en los carburadores de la serie DCOE, tal como puede comprobarse viendo la figura 48. este tipo de surtidor es el llamado *cerrado*, y es el que presenta las mejores cualidades en cuanto a la máxima prontitud de respuesta y la máxima cantidad inyectada. Los otros tipos, lla-

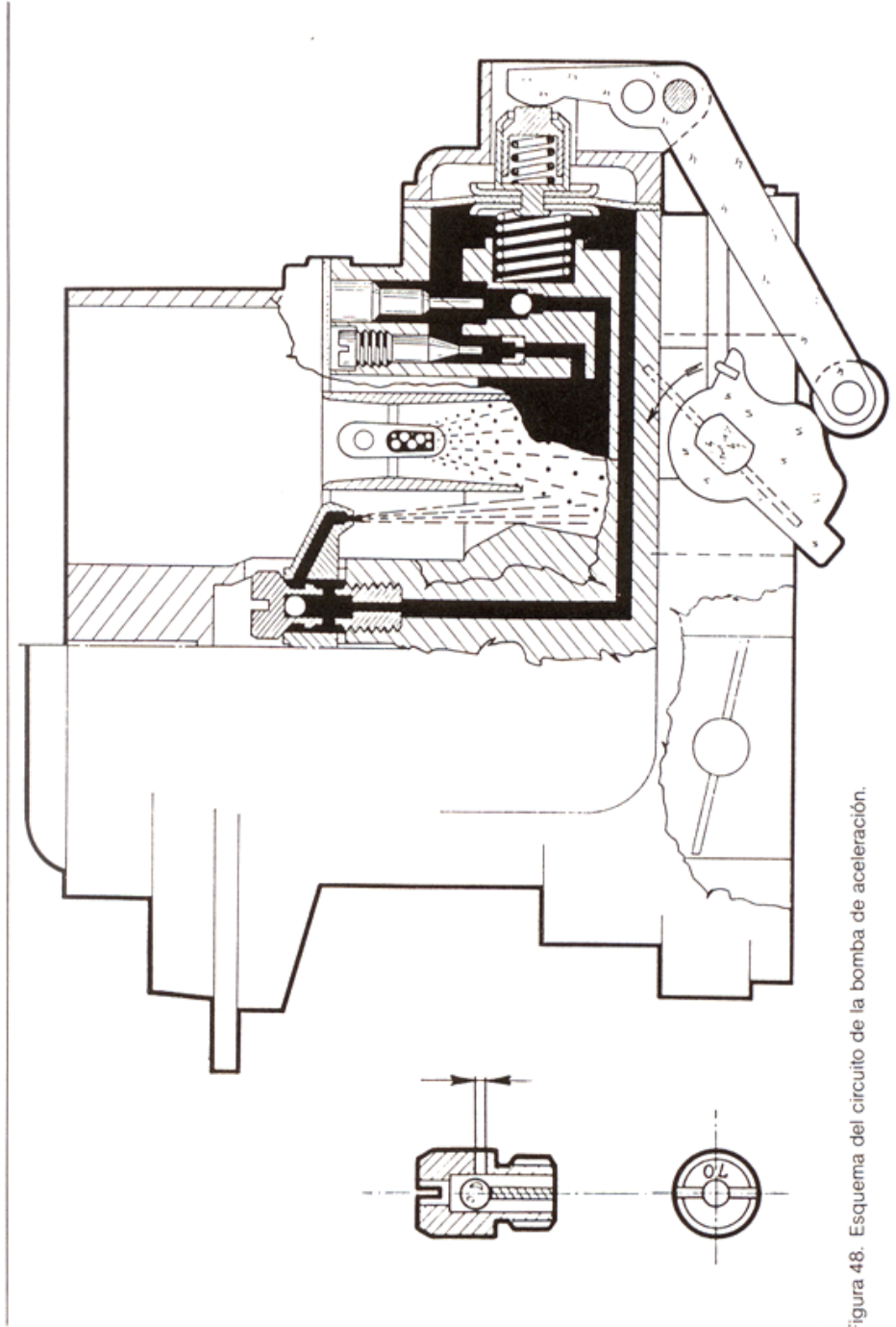


Figura 48. Esquema del circuito de la bomba de aceleración.

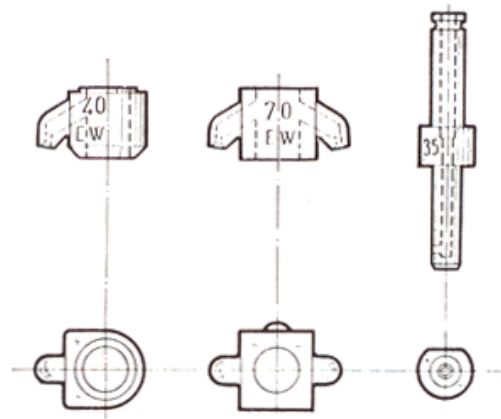


Figura 49. Diversos tipos de surtidores de bomba para carburadores de la serie DCOE.

mados *abiertos*, se fabrican con taladro que puede ir de 0,35 a 1,50 mm. Estos sistemas reducen la cantidad y también la prontitud de respuesta.

La bomba de aceleración debe ser utilizada en los siguientes casos:

- En aquellos carburadores en los que el diámetro del difusor es superior a los 22-24 mm.
- Cuando un solo carburador alimenta varios cilindros.
- En todos los carburadores de utilidades deportivas.

Con este mecanismo se obtiene la eliminación del defecto que se produce cuando la válvula mariposa se abre rápidamente, en cuyo momento hay un empobrecimiento momentáneo de la dosificación de la mezcla ocasionada por la mayor rapidez de respuesta que tiene el aire con respecto a la gasolina, que es líquida y ha de vencer mayor inercia. El caudal de la bomba de aceleración debe neutralizar este defecto. Por lo tanto, cuando hagáis pruebas en el taller ved si el motor no vacila al ser requerido bruscamente. Si es así, es decir, si la respuesta no es del todo correcta, probad a aumentar el surtidor de la bomba, por otro número de mayor capacidad. Sin embargo, tened presente que hay que escoger siempre el surtidor que con menor diámetro cumpla bien su cometido para no acudir a un derroche innecesario de combustible.

En lo que respecta a la dirección del chorro siempre ofrece mejores resultados el chorro que va encarado directamente al borde de la mariposa que no actúa sobre los taladros de progresión.

8. Otros elementos

Si bien en cuanto al reglaje y preparación de los carburadores hemos dicho ya lo principal, creo necesario hablar, de pasada, de otros elementos que también tie-

nen su importancia aun cuando muchos mecánicos no se la den. Tales elementos son:

- 1.º La válvula de aguja.
- 2.º El nivel del carburante en la cubeta.
- 3.º El flotador.
- 4.º La bomba de gasolina.

La válvula de aguja podemos verla en 8 y 9 de la figura general número 35, que pusimos al principio. Su misión es la de regular la entrada de la gasolina a la cubeta previo el empuje que recibe por parte del flotador cuando la cubeta está llena de líquido. En líneas generales se mejora la estabilidad del nivel de la gasolina empleando siempre la válvula con el diámetro más pequeño posible. El diámetro más corriente es el de 1,50 mm., con el que puede proporcionarse un caudal entre 25 y 30 litros por hora, contando con una presión de la bomba que se mueva entre 0,15 a 0,20 Kg/cm². Si se trata de consumos superiores, forzosamente hay que acudir a diámetro también superiores.

Tened en cuenta que el asiento de la válvula con su aguja cónica, es decir, el lugar donde al juntarse ambas piezas se interrumpe completamente el paso de la gasolina, ha sido trabajado y ajustado con estas dos piezas entre sí, y no son, por lo tanto, intercambiables. En la figura 50 se pueden ver tres ejemplos de válvulas de aguja con sus correspondientes bolas de amortiguación, usadas especialmente en motores deportivos para que no les afecten las vibraciones que produce el motor a un alto número de r.p.m.

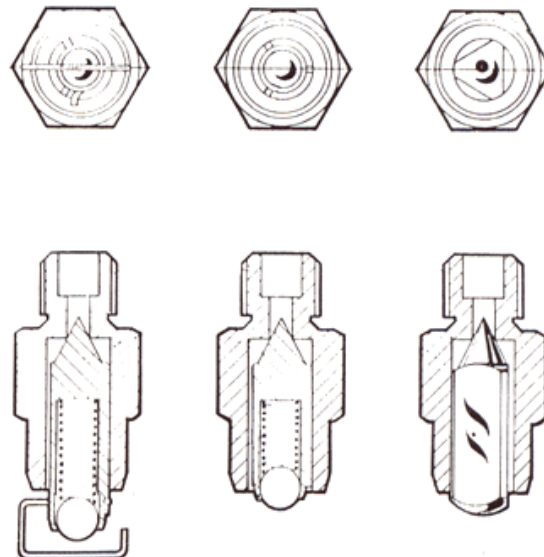


Figura 50. Diferentes tipos de válvulas de aguja para regular la entrada de la gasolina al interior de la cuba.

Para finalizar este tema de la válvula de aguja, tened en cuenta que en los carburadores vacíos la válvula queda suelta y si el automóvil es sometido a movimiento puede dañarse, de forma que después tengamos extraños síntomas fantasmales en el carburador, donde algo no va bien, y resulte que sea la válvula de aguja que no cierra por completo y el nivel de la gasolina no se mantiene en su zona correspondiente. Lo de mover el coche no os lo toméis a broma: Los coches deportivos se transportan en camiones o remolques, y los carburadores pueden hallarse vacíos durante el transporte. Entonces se produce el consiguiente traqueteo de las válvulas de aguja y se deterioran. Antes pues, del transporte, se recomienda llenar las cubetas con aceite fluido del motor para evitar que las válvulas queden sueltas. (La solución del aceite es mejor que la de poner gasolina, pues esta se evapora durante la marcha y deja la cubeta vacía de nuevo).

Ahora vayamos a por lo que ocurre con el nivel del carburante en la cubeta. Por supuesto que el nivel constante ha de estar por debajo de la parte inferior del pulverizador, pues de otro modo la gasolina saldría por él cuando el motor está parado o cuando el vehículo estuviera aparcado en una pendiente. Por lo general, el nivel no puede distar menos de 5 a 6 mm. de la parte inferior del pulverizador.

Además de las circunstancias mencionadas, la diferencia de nivel tiene influencia en el momento de la aceleración (ya que cuanto menor es la diferencia con respecto al pulverizador más rápida es la respuesta de la gasolina a los requerimientos de la aceleración. Aunque esto tampoco debe preocuparnos demasiado porque podemos corregirlo por medio de la bomba de aceleración, como ya vimos). También el circuito de marcha lenta y la utilización a baja velocidad quedan afectados por un cambio de nivel, especialmente significativas en las aplicaciones deportivas.

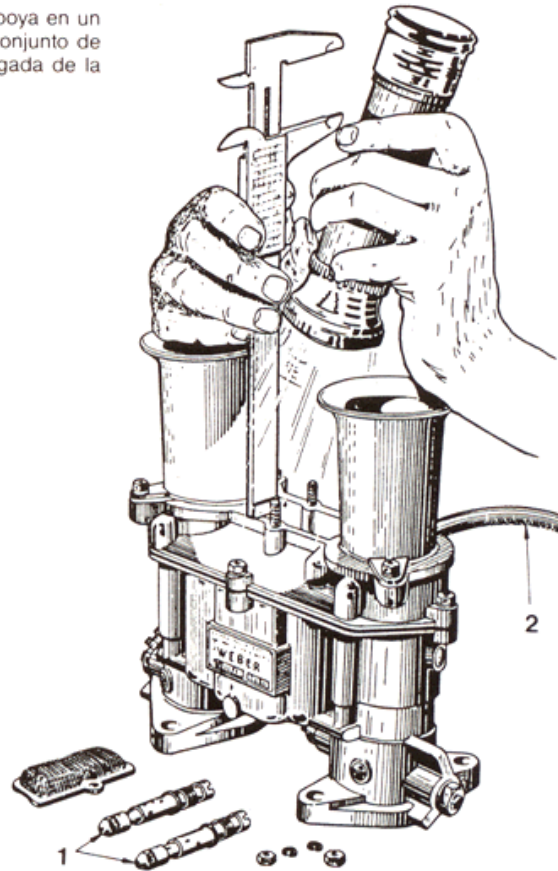
La medición del nivel se efectúa del modo siguiente:

Veamos la figura 51. En los carburadores de la serie *ID* esta operación puede llevarse a cabo con la ayuda de un pie-de-rey y de una linterna de mano. Se quita la tapa del poceto y los surtidores de aire con los tubos emulsionadores, y se coloca el pie-de-rey del modo que indica la figura. Cuando la sonda o pata desplazable del pie-de-rey llega a tocar el líquido se produce un reflejo sobre la superficie que el ojo puede captar perfectamente. Así puede verse el nivel exacto al leer en el cursor del pie-de-rey los milímetros que quedan entre la superficie del líquido y la parte donde el calibre se halla apoyado. Por supuesto, este sistema requiere que el poceto esté lleno en iguales condiciones a las que se producen durante el funcionamiento normal del motor, por lo que se requiere un montaje que permita la alimentación del carburador por su misma bomba de gasolina. Como que en la mayoría de los coches deportivos las bombas de gasolina son eléctricas, basta conectarlas para tener la seguridad de que está el poceto perfectamente alimentado.

En caso de desajuste en el nivel se puede accionar, con extrema delicadeza, las lengüetas que soportan los flotadores, las cuales pueden ser dobladas con sumo cuidado y muy ligeramente, en un sentido u otro, hasta conseguir el nivel de la gasolina que se requiera. Después se tendrá que comprobar de nuevo el nivel del flotador por el mismo sistema que ya se ha descrito hasta encontrar la posición correcta del nivel.

Otra forma más científica, si se quiere, consiste en utilizar galgas que para estos fines el fabricante del carburador posee. Tal es el caso de la figura 52. Aquí se

Figura 51. Verificación del nivel de la boya en un carburador WEBER de la serie *IDA*. 1, conjunto de los calibres principales. 2, tubo de llegada de la gasolina al carburador.



trata también de un carburador de la marca WEBER, de la serie *DCOE*, y la galga (G) puede comprarse en los servicios de la marca. Cada uno de sus diferentes gruesos indican la posición máxima de los flotadores en diferentes tipos de carburadores. En caso de desajuste, la corrección debe realizarse de la misma manera que acabamos de explicar para el caso de la utilización del pie-de-rey y la linterna.

Otro de los temas que hemos dejado para el final es el del flotador. Esta boya es generalmente metálica pues está construida con una fina lámina de metal, cuyo espesor oscila entre 0,16 a 0,20 mm. en sus paredes. Por lo tanto se trata de una pieza muy delicada sobre la que debe evitarse el flujo de aire a presión de las pistolas de aire comprimido. Los flotadores llevan impreso un número que corresponde al peso en gramos de los mismos.

En cuanto a las bombas de alimentación de gasolina creo que hay que decir que en trucaje se prefiere siempre la eléctrica a la mecánica, y no solamente por el

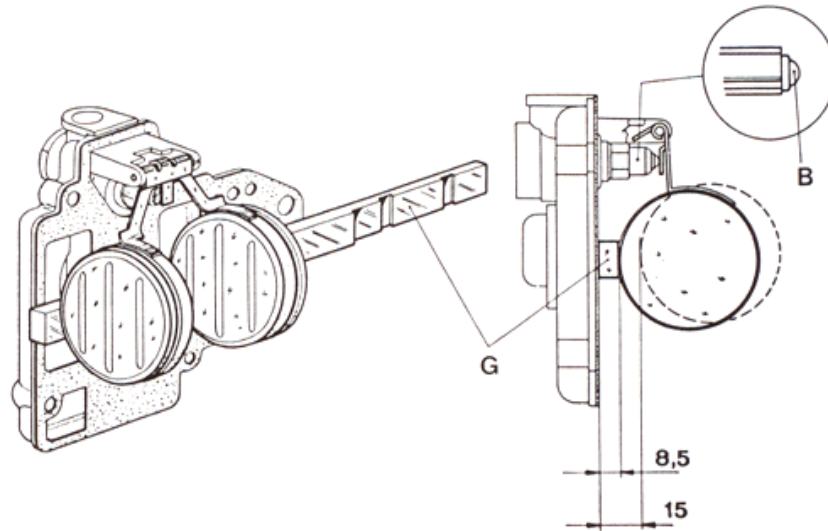


Figura 52. Verificación del nivel de las boyas por medio de galgas (G). La bola del amortiguador de la válvula de aguja se señala en B.

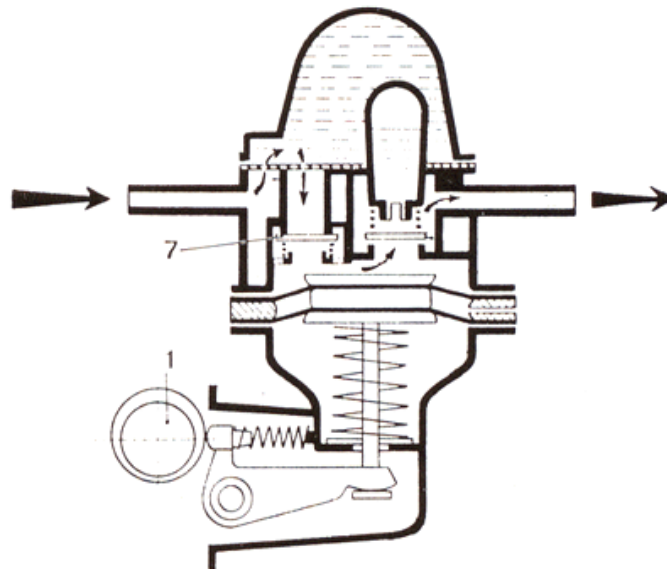


Figura 53. Bomba mecánica de alimentación de gasolina.

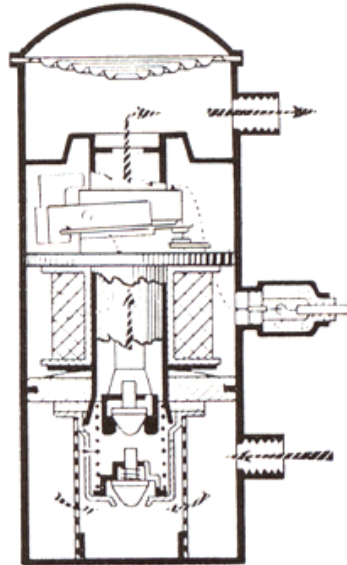


Figura 54. Bomba eléctrica de alimentación de gasolina.

hecho de que las primeras absorben menos potencia que las segundas del motor, sino por la mayor fiabilidad de la bomba eléctrica. Veamos, en la figura 53, el esquema de funcionamiento de una bomba mecánica, accionada, por lo tanto, por el mismo motor, y en la figura 54 una bomba eléctrica. No es nuestra intención entrar en detalles del funcionamiento de estas bombas, pues ya es conocido el sistema en que se basan ambas; solamente insistir en la necesidad de que sus prestaciones sean las adecuadas para el carburador tanto en caudal como en presión. En el gráfico de la figura 55 tenemos las características modélicas que debe tener una bomba de esta función. Véase como, en la curva A, se muestra el caudal de la bomba de la forma denominada a caudal libre, es decir, sin la válvula de autorregulación de presión. En estas condiciones, una bomba puede llegar a dar hasta casi 75 litros por hora a alrededor de las 2.000 r.p.m. de la leva, con una presión de 0,05 Kg/cm². Sin embargo, en condiciones normales de funcionamiento, con el motor en potencia (curva C), actúa hasta 2.500 r.p.m. proporcionando un caudal de hasta 20 litros por hora a una presión de alrededor de los 0,20 Kg/cm², tal como se aprecia en la curva B.

En cuanto a las bombas eléctricas de gasolina, presentan las ventajas de un cebamiento más rápido del circuito, ya que se ponen en funcionamiento en el momento de dar el contacto mientras que las mecánicas solamente lo hacen cuando actúa el motor de arranque. Tienen también un menor consumo de potencia del motor. Como que deben colocarse cerca del depósito resultan más silenciosas y al no estar sometidas al número de r.p.m. del motor, como las mecánicas, tienen una curva de presión constante mucho más igualada. Finalmente, la aplicación de una bomba eléctrica no presenta problemas.

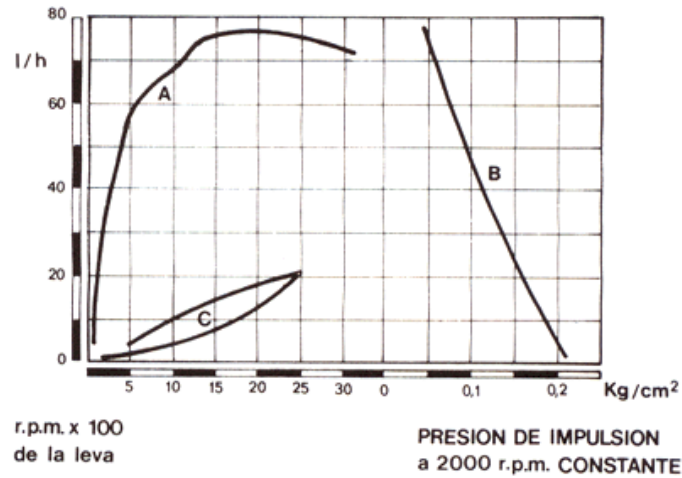


Figura 55. Gráfico de las curvas de prestaciones que se consiguen con una bomba mecánica de alimentación de combustible.

Características de reglaje de un carburador

Para finalizar esta parte dedicada íntegramente al conjunto del carburador (nos queda todavía por explicar el hecho concreto de la adaptación a los motores de los carburadores que se requiera para llevar a cabo el trucaje), voy a poner dos ejemplos de ficha completa de reglaje. El primero será de un carburador de serie para un motor de características deportivas, y el segundo ejemplo será el de un carburador para un vehículo trucado que sustituye al carburador de fábrica o serie. Los datos de este último caso son, como puede suponerse, totalmente orientativos, pues dependen del trucaje que el motor haya recibido en otros órganos del motor, según lo cual pueden haber pequeñas variantes en el afinaje de algunos surtidores. Pero, en fin, veamos por separado cada uno de estos dos casos:

PRIMER CASO: Carburador WEBER, modelo 34 DHS-6, para motor SEAT 1.800 c.c. biálbero. Sus características son:

	Primer cuerpo	Segundo cuerpo
Cuerpo	34	34
Difusor	24	26
Centrador de mezcla	350	350
Surtidor principal	125	120
Surtidor de marcha lenta.....	45	60
Surtidor de la bomba aceleración.....	40	—
Carrera bomba aceleración.....	4,4	—
Poceto.....	F-34	F-34

Surtidor principal de aire.....	180	170
Surtidor aire de marcha lenta	120	70
Válvula de aguja.....	175	—
Tornillo descarga bomba	40	—
Boquilla desahogo	70	—
Taladro para cápsula	200	—
Surtidor de sobrealimentación	110	130
Surtidor de aire sobrealimentación.....	130	150
Surtidor de mezcla sobrealimentación...	110	190
Taladro del poceto al centrador.....	5,00	5,00
Taladro de registro mínimo	T 150	

Nivel: La extremidad del flotador debe distar de la tapa del carburador, con junta, $6,50 \pm 0,25$ mm.

Capacidad de la bomba: Por cada 10 emboladas, 7 a 9,50 c.c. El eje palanca de mando de la bomba en la posición 2.

SEGUNDO CASO: Carburador WEBER, modelo 40 DCOE 2, para un motor trucaje de 1.300 c.c., de cuatro cilindros, con una potencia de 90 CV. a 6.000 r.p.m. Cada cuerpo es independiente y alimenta, por lo tanto, a dos cilindros. Las características de reglaje de cada uno de los cuerpos será la siguiente para cada uno de ellos:

Cuerpo	40
Difusor.....	29
Centrador.....	4,50
Surtidor principal de gasolina.....	110
Surtidor principal de aire.....	200
Tubo emulsionador	F-16
Surtidor de gasolina de marcha lenta	0,50 F11
Surtidor de la bomba	0,35
Descarga de la bomba	70
Caudal de la bomba para un recorrido y un conducto	0,20 c.c.
Surtidor del estárter	60/F5
Válvula de aguja con amortiguador	1,50 mm.
Peso del flotador.....	26 gr.

Nivel: La extremidad del flotador debe distar de la tapa del carburador, con junta, 8,50 mm.

Creemos que estos ejemplos pueden orientar a nuestros lectores a la vista de las modificaciones que se pueden llevar a cabo en un carburador para conseguir aumentar la potencia de un motor en base a aumentar su consumo de mezcla. Con la utilización de los gráficos que se han dado a lo largo de este capítulo, y siguiendo con atención las pruebas en carretera propias de la puesta a punto de los carburadores, se pueden obtener muy buenos resultados de cara al trucaje. Más ade-

lante hablaremos de los colectores de admisión y escape, así como del mejoramiento de los conductos de la culata y el paso por las aberturas de las válvulas, temas con los que el aumento de las condiciones de erogación de gasolina por parte del carburador, están muy relacionados. En la actualidad, las casas que se dedican a la venta de carburadores de uso deportivo, suelen vender, además del carburador, un conjunto de piezas o *kit* donde se incluyen los múltiples de admisión que, en general, han sido ya cuidadosamente estudiados y probados para aquella aplicación concreta. A pesar del elevado precio de estos *kits* completos, siempre resultan más baratos que el hecho de fabricarse uno mismo los colectores, de modo que son una solución a la que hay que acudir ineludiblemente. Si queréis continuar con este tema de los colectores podéis interrumpir aquí la lectura de este capítulo e ir a las páginas finales del capítulo 4, donde se habla de los colectores; pero yo os aconsejo que tengáis un poco de paciencia, que todo llegará en su momento, y ahora vayamos a ver algunas características que hay que conocer sobre el montaje de varios carburadores a un motor.

Instalación de varios carburadores a un motor

La instalación de dos o más carburadores de la serie *DCOE* a un motor que originariamente tenía un solo carburador —ya fuera sencillo o de doble cuerpo— requiere el cambio de los colectores. Una vez resuelto este problema hay que saber también colocar el mando de las mariposas para conseguir que todas estas válvulas abran la misma cantidad de grados al mismo tiempo, cuando el conductor pisa el acelerador del vehículo. Por otra parte, el movimiento de las mariposas debe ser estable e uniforme, y sensible al más leve requerimiento que se le solicite.

Para lograr este objetivo veamos algunas de las soluciones que pueden adoptarse por medio de unas figuras que comentaremos también. En primer lugar tenemos las figuras 56 y 57 donde se muestra un ejemplo de la instalación de dos carburadores horizontales para alimentación independiente para cada cilindro. Obsérvese, en primer lugar, la inclinación de los carburadores que debe ser de unos 5 grados (pero no más) con respecto a la culata (1). Otra característica es la junta doble de bridas de goma (2), la cual debe ser resistente a la gasolina, vulcanizada y provista de bridas de chapa. También deberá construirse una platina (P, en la figura 57) con un vástago de sujeción (3) que sirva de sostén a los carburadores y provisto de arandelas de goma (4) de apoyo de los carburadores. En cuanto al vástago (3) debe ir sujeto a un punto del motor para que las vibraciones de éste no signifiquen tensiones, cosa que ocurriría si el vástago estuviera fijo a una parte de la carrocería que no participara de las vibraciones del motor.

La segunda parte importante es el mando y sincronización de las mariposas. La mejor solución es montar un eje auxiliar (6) que transmita el movimiento a las palancas de los carburadores rotando sobre dos o tres cojinetes de bolas autoalineados. El diámetro exterior del eje auxiliar debe ser de unos 10 ó 12 mm., ya sea de tubo o macizo. Aquí también es preciso que los soportes estén montados fijos al motor y nunca uno —o unos— al motor y otros al bastidor, o incluso al propio carburador.

En la figura 58 pueden verse, detalladas, las articulaciones para el mando de la mariposa. Hay que tener presente: Todas las distancias A deberán ser iguales

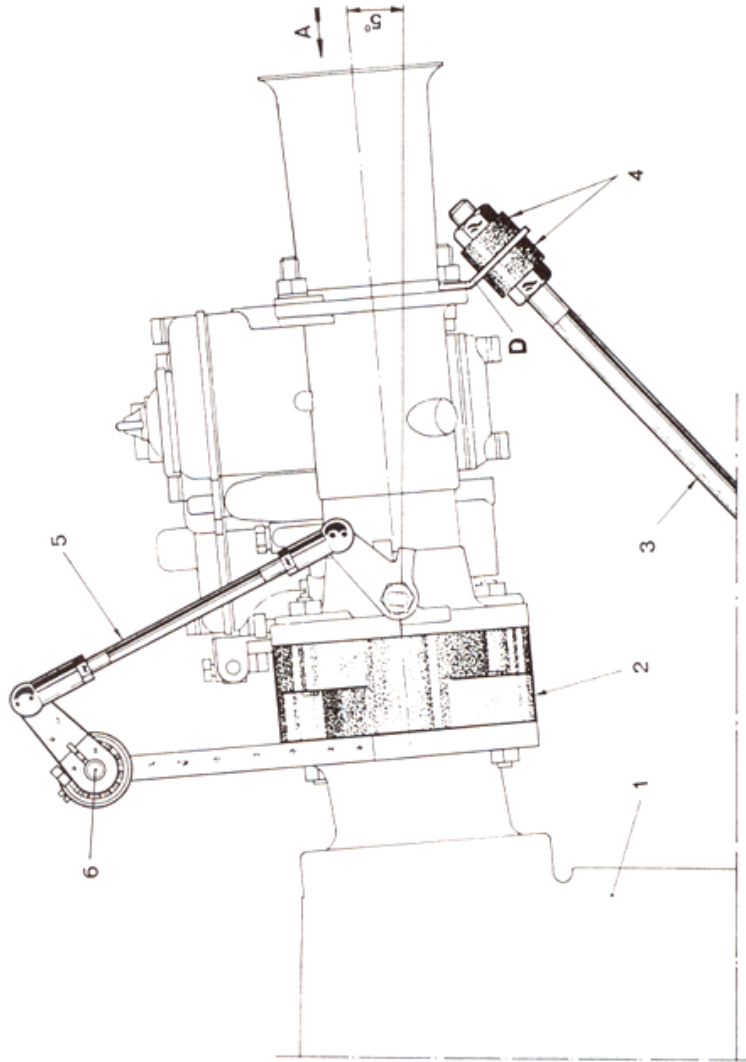


Figura 56. Instalación de carburadores dobles horizontales en un motor. 1, culata. 2, bridas de goma vulcanizada. 3, vástago de sujeción provisto de arandelas de goma (4). 5, palanca regulable de accionamiento de las mariposas. 6, eje auxiliar de unión a los otros carburadores.

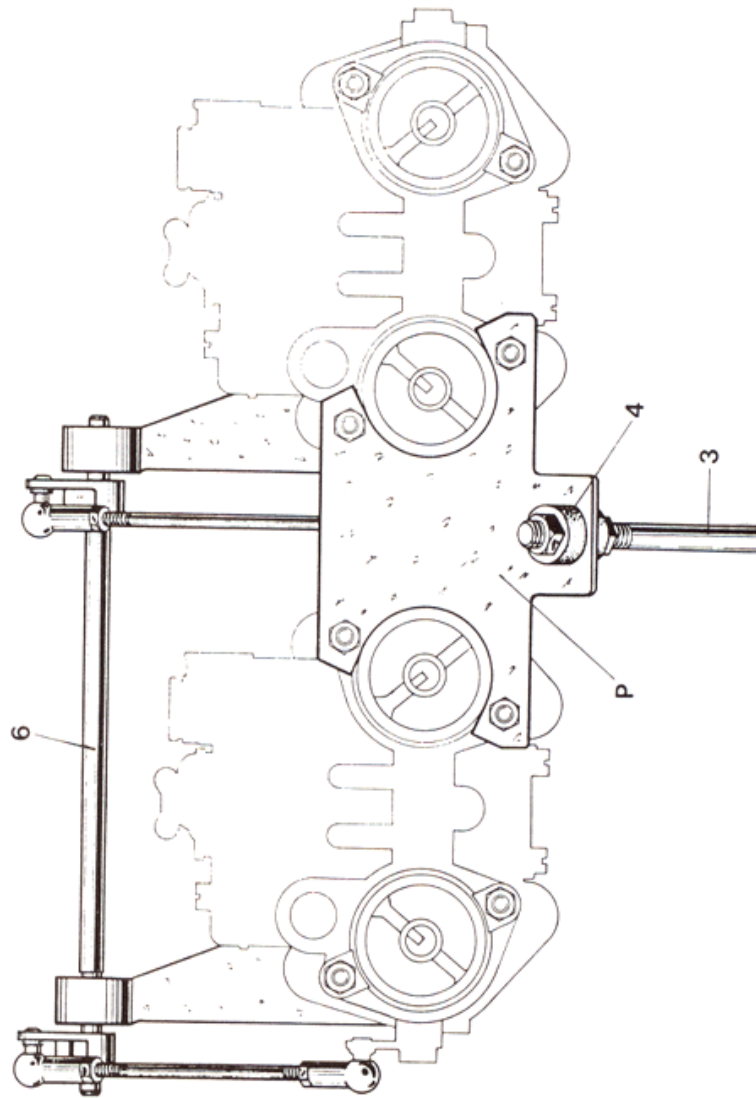


Figura 57. Vista a partir de A de la instalación de la figura anterior.

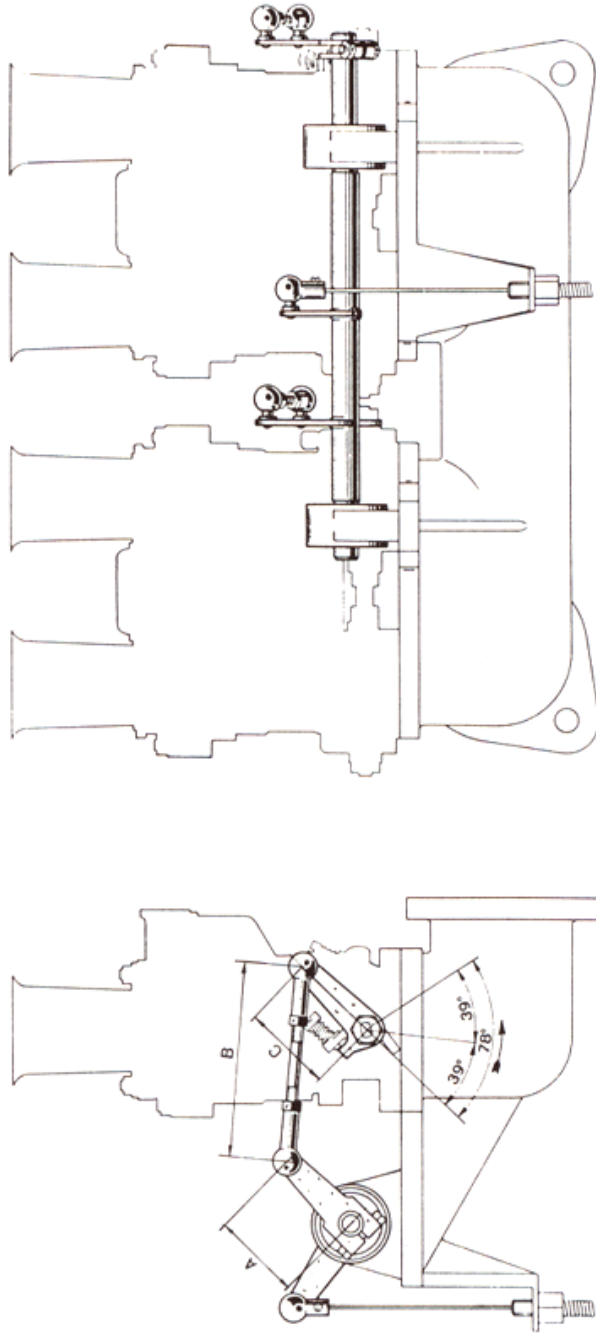


Figura 58. Juego de varillaje para mando de las mariposas en carburadores verticales.

entre sí para todos los mandos; y lo mismo ocurre con las distancias B y C indicadas en la figura. Puede darse el caso de que A sea un poco mayor que C, pero no diferencias entre las mismas piezas que cumplen igual función en el carburador. Los extremos del transmisor B, han de tener un extremo roscado a derechas y el otro a izquierdas para poder cumplir su misión de ajuste de las distancias. Los ángulos de ensamblaje de las levas deberán ser iguales entre sí, y también los ángulos marcados en las mariposas. La flecha de la figura indica la dirección que siguen las mariposas al abrirse. En la figura 59 podemos ver un mando de mariposas para cuatro carburadores, con ejes paralelos sobre el mismo plano. La propia figura indica la técnica utilizada para esta unión de carburadores. El vástago roscado permite la sincronización exacta del movimiento de las mariposas. Aquí todas las distancias A, deben ser iguales entre sí, como en el caso anterior, así como también los ángulos de ensamblaje de las levas.

Un sistema más sencillo, pero menos aconsejable, es el presentado en la figura 60, en la que, por medio de la pieza 1, se unen los ejes de salida de los dos pares de mariposas. Este sistema sirve, únicamente, para dos carburadores que estén muy próximos en el montaje y en los que los ejes portamariposas se hallen montados sobre cojinetes de fricción.

No creo que haga falta que os recomiende lo importante que es el juego suave en todo el varillaje de accionamiento simultáneo, y cómo debéis esmeraros en conseguir que todo este conjunto reaccione siempre con la máxima naturalidad. De otro modo podríais tener defectos de carburación que os podrían volver locos, sobre todo si no lográis conseguir que todas las mariposas os funcionen con la mayor precisión al unísono.

Ahora veamos la figura 61. Aquí se puede ver la instalación completa del mando de las mariposas en un motor FERRARI, de doce cilindros en V, y también el conducto de gasolina. Sobre este conducto solamente hacer constar la necesidad de que no sea enteramente metálico, ya que las vibraciones del motor generan tensiones y roturas en los conductos rígidos.

No es mala costumbre dotar al tubo de combustible de un pequeño filtro, de tamaño adecuado para que permita el paso del consumo máximo, que evite el paso de impurezas que pudieran obstruir algún surtidor de los carburadores.

Por último, nos queda por estudiar la forma de unir varios carburadores para el mando simultáneo de las mariposas del estérter. Un ejemplo de esta instalación podemos verlo en la figura 62; realizada la unión por medio de cable bowden. En esta instalación hay que conseguir evitar la dureza del mando desde el puesto del conductor. También hay que conseguir el cierre y la abertura total de las mariposas del estérter para lo que hay que comprobarlo en cada uno de los cuerpos del carburador.

Acto seguido, y para terminar, voy a daros una serie de consejos para la colocación de los carburadores en el motor:

- Primero: Las cubetas deben estar preferentemente en la dirección de la marcha, es decir, mirando hacia la parte anterior del vehículo. Este detalle es de la mayor importancia y se pone especialmente de manifiesto en las aceleraciones bruscas dadas al ascender una pendiente. Si la cuba se hallase en la posición inversa, es decir, en sentido contrario a la dirección de la marcha, el nivel de gasolina,

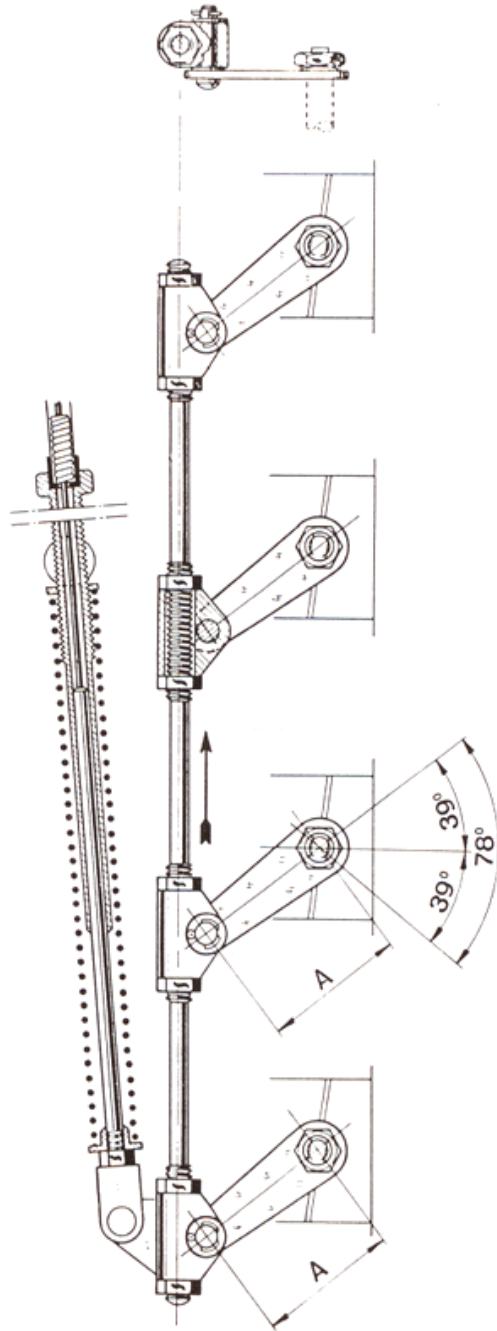


Figura 59. Mando de las mariposas para cuatro carburadores que están en el mismo plano. Las distancias A, y los ángulos de 78 grados de cada carburador, deben ser iguales para cada palanca.

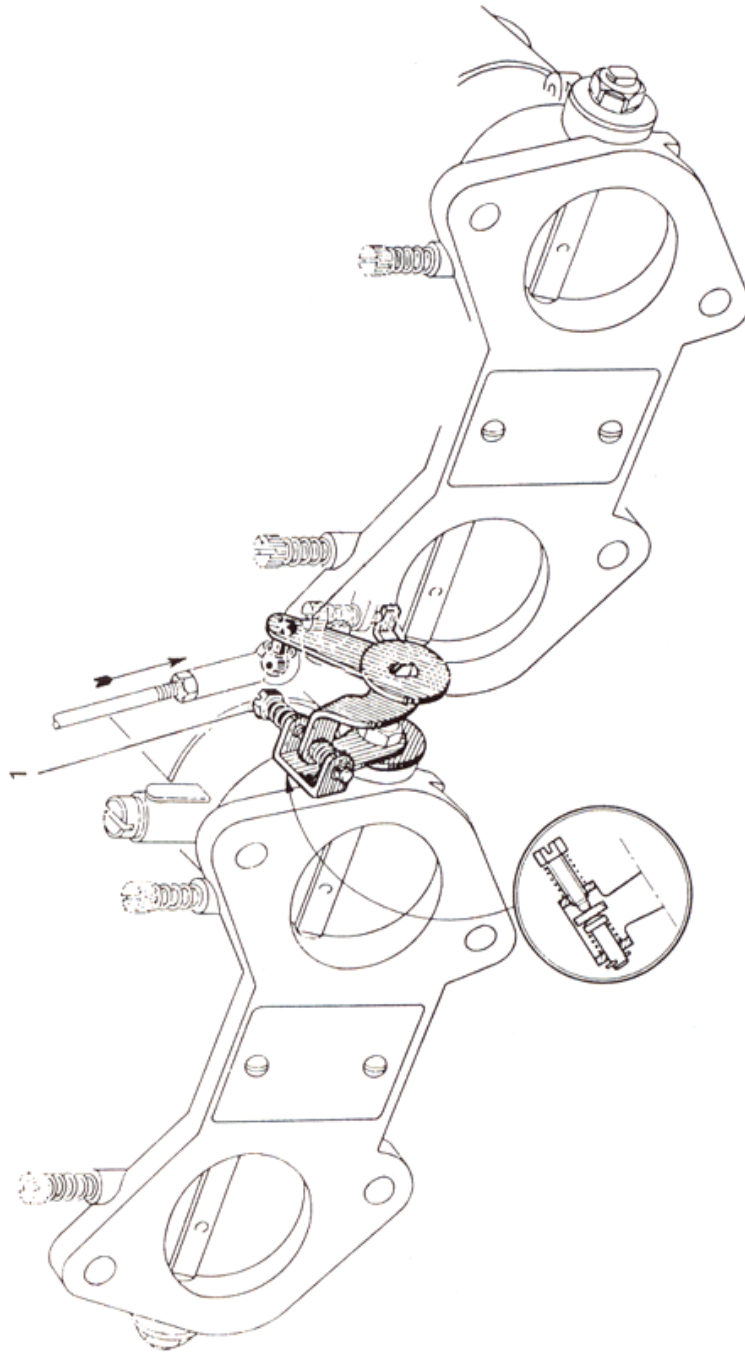


Figura 60. Sistema de unión de dos carburadores horizontales muy próximos.

Figura 61. Colocación de tres carburadores dobles sobre un motor de doce cilindros en V. Obsérvese que los soportes del eje auxiliar están provistos de cojinetes de bolas.

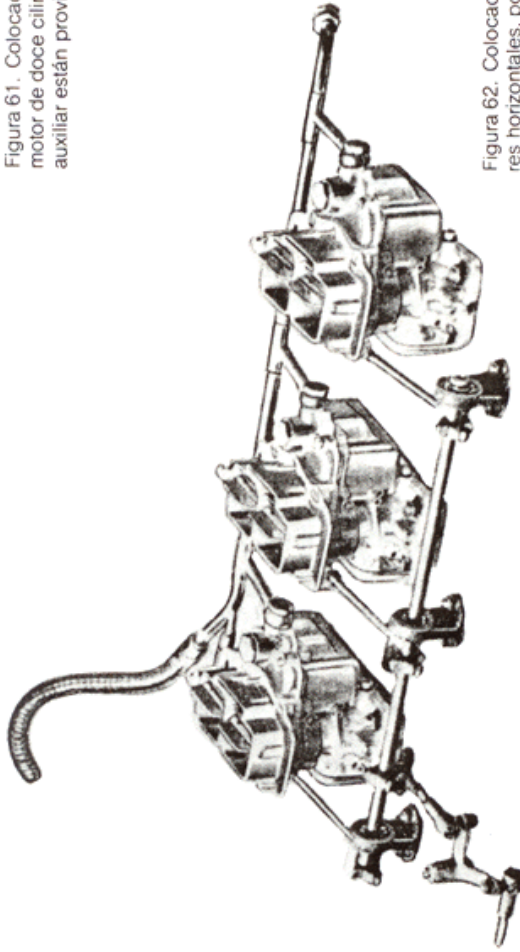
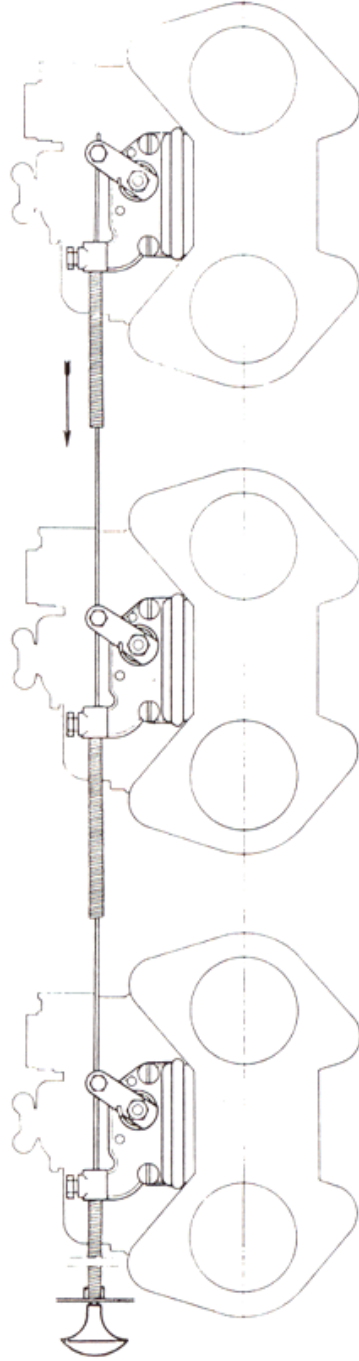


Figura 62. Colocación del cable del estarter para tres carburadores horizontales, por medio de cable bowden.



- al buscar la horizontalidad, tendría tendencia a desproveer de gasolina las cámaras de los surtidores.
- Segundo: El eje del flotador, al cumplirse la disposición que hemos dejado dicho en el anterior apartado, deberá, además, ser paralelo al eje de rotación de las ruedas del propio automóvil, para asegurar el efecto citado anteriormente.
- Tercero: Es conveniente que los ejes de las mariposas principales estén paralelos al cigüeñal para evitar la distribución desigual de la mezcla en los cilindros, sobre todo en aquellos motores en los que un carburador alimenta a dos o más cilindros.
- Cuarto: El carburador, antes de montarlo en el motor, habrá sido sometido a una limpieza a fondo, lavado escrupulosamente en todas sus partes metálicas con gasolina limpia y luego secado con chorro de aire (a excepción del flotador y su válvula de aguja, como ya se dijo en su momento).

Con esto damos por terminada esta parte de este tercer capítulo dedicado a la elaboración de la mezcla por medio de carburador. Estudios complementarios a este tema volveremos a verlos en el próximo capítulo 4, en la parte dedicada a los colectores de admisión y a los filtros de aire. Allí podemos dirigirnos si estamos interesados por continuar el estudio de la carburación sin hacer un alto en el camino; pero si no tenemos tanta prisa podemos ver aún unas cuantas cosas sobre la elaboración de la mezcla por medio de la inyección y esperar que lo de los colectores se presente en su momento.

ELABORACION DE LA MEZCLA POR INYECCION

Los problemas de la dosificación α , a los que nos habíamos referido tantas veces en la parte anterior, han llevado de cabeza a los ingenieros especializados en carburación de todos los tiempos, incluso a los de aquellos dorados tiempos en que la gasolina valía a 6 pesetas el litro. Las soluciones que se han ido observando y llevando a la práctica en los carburadores, ya las sabéis: consisten en circuitos auxiliares, pocetos, bombas de aceleración, centradores, enriquecedores, etcétera, etcétera. pero también hubo quien se planteó que aquello de "la imaginación al poder" del mayo francés, podría aplicarse a todos los órdenes de la vida, y también —y ¿por qué no?— a la carburación, por lo que, aplicando la imaginación al tema de la dosificación α se veía claro que era una cosa que podía hacerse de otra manera. Invento rápido: La inyección de gasolina. Claro que ya teníamos desde antiguo el sistema aplicado a la inyección Diesel, cuyos estudios nos proporcionaban una formidable base de grandes y antiguas experiencias con respecto a lo que es introducir un líquido finamente pulverizado en una atmósfera sometida a presiones descomunales por mor de elevadas compresiones, de modo que la inyección de gasolina no planteaba problemas tan peliagudos como la inyección Diesel, ni mucho menos. Pero, con todo, la aplicación de la inyección a los motores de gasolina

ha tenido que hacer rascar la cabeza a más de un inteligente ingeniero cuando se dio cuenta de que no todo el monte era orégano. Por ejemplo:

Cosas esenciales que diferencian al motor Diesel del de gasolina: En primer lugar el Diesel comprime el aire; el motor de gasolina debe seguir comprimiendo conjuntamente aire/gasolina (la famosa mezcla). En segundo lugar, el Diesel comprime siempre la misma cantidad de aire y la proporción de más o menos combustible, finamente pulverizado en su interior, es la que determina combustiones más o menos potentes por decirlo de alguna manera; en el motor de gasolina seguimos teniendo los mismos problemas que con el carburador, es decir, se necesita riqueza de dosificación para acelerar, para poner el motor en marcha, para lograr la potencia máxima, y pobreza de mezcla para las velocidades de émbolo estables, para la desaceleración, etcétera. No son, pues, las mismas condiciones que se dan en el Diesel.

Todas estas condiciones hacen que la inyección de gasolina sea una cosa muy diferente que la inyección Diesel, pero llevar la imaginación a la mecánica hace que los ingenieros y los técnicos de casas tan importantes como la alemana BOSCH, o las americanas ROCHESTER o FORD trabajen sin descanso para conseguir la solución de todo tipo de problemas por otros caminos. Hoy en día tenemos que reconocer que la inyección todavía ha de recorrer un largo camino de abaratamiento de costos para que pueda sustituir con ventaja al modesto carburador SOLEX 32 SEIA que equipa al RENAULT R-5, por ejemplo. En los motores de altas cilindradas la inyección, por los sistemas actuales, comporta algunas ventajas, pero en competición, y especialmente en trucaje, todavía hay quien desconfía de la inyección entre otras cosas, porque no disponemos de equipos de pruebas a los que podamos regular de acuerdo con los motores retocados, y porque tampoco nos ha demostrado gran cosa en sus aplicaciones a motores transformados que no pueda ser llevado a cabo, con igual o mejor perfección, por una buena puesta a punto de una batería de carburadores WEBER de las series deportivas. Considero que esto es importante decirlo antes de entrar en materia.

El sistema de inyección de gasolina más habitual en los coches europeos es el *K-Jetronic*, fabricado por la casa BOSCH. Vamos a dar un vistazo al funcionamiento de este sistema por medio de la figura 63, y a hacer una rápida descripción de su funcionamiento.

Siguiendo la figura, vemos que consta de un depósito de combustible (1) del que se recoge gasolina por medio de una bomba de alimentación eléctrica (2). De aquí pasa el líquido a un conjunto que recibe el nombre de acumulador de combustible (3), que tiene la misión de mantener la presión durante la parada del motor, e impide la formación de burbujas de vapor que de otro modo impedirían o dificultarían la puesta en marcha en caliente. En 4 de la misma figura vemos un filtro que asegura la limpieza de la gasolina, cuyas impurezas serían muy perjudiciales para los diminutos orificios de los inyectores. Siguiendo las flechas que indican el recorrido de la gasolina vemos que ésta pasa al regulador de mezcla (5), pieza clave de este sistema, y que describiremos más adelante. En 6 tenemos un corrector de temperatura que tiene por objeto regular la presión de mando en función de la temperatura por medio de una lámina bimetálica accionada por la corriente eléctrica. En 7 se halla un mando de aire adicional que manda aire suplementario al conducto del colector mediante un orificio que se abre de acuerdo con la temperatura, y también accionado por lámina bimetálica. Cuando el motor está frío, el orificio per-

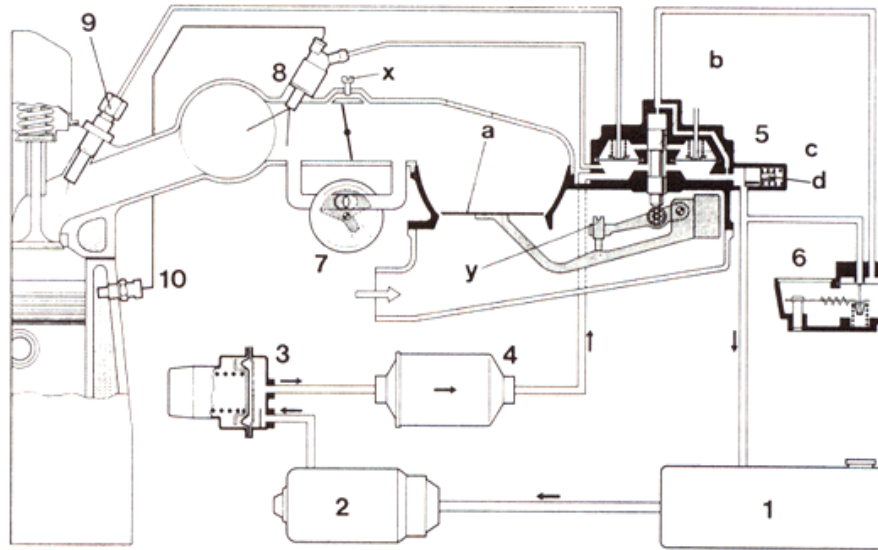


Figura 63. Esquema de funcionamiento del sistema de inyección mecánica Bosch del tipo *K-Jetronic*.

manece abierto y se cierra progresivamente a medida que se calienta. Trabaja entre 20 grados C. (totalmente abierto) y 70 grados C., momento en el que debe hallarse totalmente cerrado.

A continuación vemos el inyector de arranque (8) que se acciona eléctricamente de acuerdo con la temperatura que tiene el agua de refrigeración que se halla en el bloque, la cual está controlada por medio de un termostato (10). Cuando el agua está fría, este citado termostato permite el paso de gasolina adicional a través del pequeño inyector de arranque, con lo cual se facilita la acción de puesta en marcha del motor.

Por fin tenemos el inyector principal (9), uno para cada cilindro, colocado muy cercano a la válvula de admisión, que recibe el combustible del regulador cuya descripción breve vamos a hacer acto seguido.

El regulador (5) acciona un plato sonda (a) que regula la entrada de aire en el conducto de admisión. La mayor o menor entrada de aire que determina el movimiento del plato acciona la palanca que lo sustenta, la cual mueve a su vez arriba o abajo la válvula corredera dosificadora (b). Como puede verse, según esta válvula suba más o menos, abre o cierra el circuito de paso de la gasolina procedente de la bomba, hacia el regulador de presión diferencial (c) y el regulador de presión de alimentación (d) que devuelve el combustible al depósito si se considera sobrante de acuerdo con la posición relativa del plato sonda.

En cuanto a la marcha lenta, se regula por medio del tornillo (x), y el tornillo (y) actúa sobre la riqueza de la mezcla, como en el caso de los carburadores.

La figura a que nos venimos refiriendo presenta también el momento de la puesta en marcha. Cuando se abre la mariposa del acelerador (que se halla frente al mando de aire adicional (7)), el regulador determina por sí, o en otros equipos por medios electrónicos, la cantidad de aire y de gasolina que tiene que haber en el conducto de admisión de acuerdo con la posición combinada del plato sonda (a) y la actuación de la válvula corredera y de los reguladores que mandan gasolina al inyector. Todos estos mecanismos están en equilibrio, de modo que se determina la dosificación de la mezcla por el estado de la temperatura del motor y la depresión que existe en el conducto de admisión. Este sistema, pues, pretende obtener una dosificación de mezcla exacta con respecto a cada momento de las necesidades del motor.

En la figura 64 podéis ver un esquema de la parte eléctrica que utiliza el sistema de inyección de gasolina BOSCH, modelo *K-Jetronic*.

La inyección de gasolina y el trucaje

Las ventajas que presenta un equipo de inyección con respecto a una batería de carburadores bien afinados no es importante, visto desde el terreno estricto del trucaje. Otra cosa es, sin embargo, en los coches de turismo; aquí sí que no es lo mismo un motor provisto de un solo carburador de doble cuerpo, con apertura diferencial de mariposas, donde, además, la preocupación del constructor por la economía le lleva a utilizar carburadores de cuerpos más pequeños de lo necesario, y reglajes de surtidores más justos, que un equipo de inyección. Dejando aparte la cualidad de éste de mejorar la homogeneidad de la mezcla por los diminutos orifi-

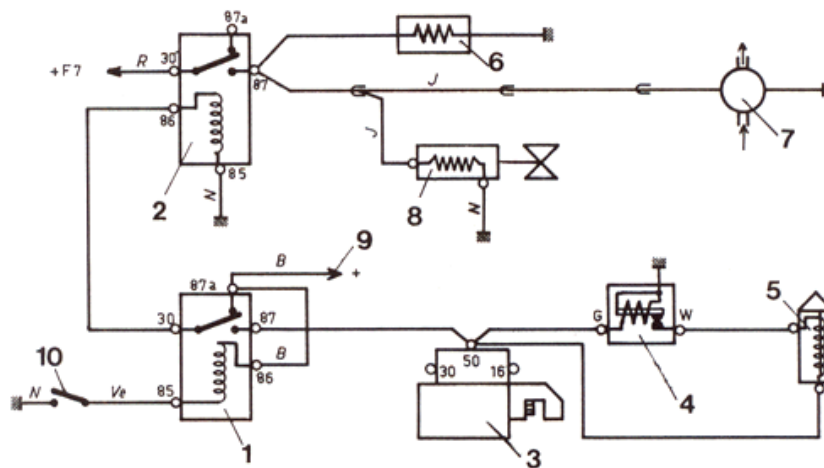


Figura 64. Esquema eléctrico de conexiones de los dispositivos auxiliares del circuito de inyección. 1 y 2, relés. 3, motor de arranque. 4, termocontacto. 5, inyector para la puesta en marcha en frío. 6, corrector de calentamiento. 7, bomba de alimentación de combustible. 8, válvula de accionamiento de aire adicional. 9, línea que va al interruptor de contacto. 10, contacto del dosificador de aire.

cios de que está provisto el inyector, yo diría que las principales ventajas de la inyección están en la economía de consumo de combustible que representa disponer de un más amplio abanico de dosificaciones. Dicho de otra manera: La inyección podría significar algo así como si pudiéramos llevar en el coche un carburador que fuera de goma, es decir, variable en cuanto a su diámetro del cuerpo, de su difusor y del reglaje de sus surtidores de acuerdo con las necesidades que en aquel momento pidiéramos al motor. De ahí que la inyección tenga un gran aliado en los microprocesadores, que ya se están montando en muchos automóviles, y mediante los cuales se espera convertir a los automóviles en animales perfectos, con reacciones que no podrán ser mejoradas, y, en todo caso, modificadas solamente al alterar la memoria o cambiando el aparato. Así, un verdadero microordenador se puede montar en una zona neurálgica del motor, y llevará grabada en su memoria ROM (memoria fija, estipulada por el constructor, donde se le indica qué ha de hacer con todos los datos que permanentemente recibe), la posibilidad de pasar información al conductor (y puede que más adelante dar órdenes directamente a la planta motriz, ¿por qué no?) de lo que debería hacer para cumplir determinados objetivos, tales como una conducción más económica, por ejemplo. El microprocesador recibe información (Fig. 65) por medio de captadores y transductores, de la situación en que se encuentran parámetros tan importantes como los siguientes: Régimen de giro del motor, depresión en el conducto de admisión, temperaturas del aire y del agua, estado de apertura de la mariposa. Todo ello lo procesa instantáneamente en su unidad aritmético-lógica y puede pasar a dar órdenes inmediatas al encendido o al regulador del sistema de inyección. Todo esto es posible también en los motores equipados con carburador, pero es más fácil y mejor con el regulador que comanda el circuito de gasolina de la inyección y que ya hemos visto hace un momento. Todo esto está ya inventado y funciona en vehículos de turismo.

Nosotros nos dedicamos, no obstante, a conseguir motores con la suficiente potencia para que corran más que otros de igual cilindrada. Por ahora somos tan orgullosos que no queremos recibir órdenes procedentes de piezas de silicio, que, además, sólo miden un centímetro cuadrado de superficie. Pero quizá si que el trucaje de mañana no sea a base de rebajar piezas, aumentar compresiones, modificar válvulas, rebajar pesos, etcétera, sino especializarnos en modificar las memorias de los microprocesadores. Entonces será tan fácil como decirle al cliente: "¿Quiere usted, el domingo por la mañana, irse a hacer una carrera en un circuito? Pues póngale este programa a su microprocesador. Pero si por la tarde ha de sacar a los críos y la mujer a pasear, póngale este otro programa especial para el tráfico dominical en caravana, etcétera, etcétera." Bien: No creáis que entra en mis propósitos hacer ciencia ficción. Cosas como estas ya podrían hacerse hoy mismo.

Pero volvamos a lo nuestro. La aplicación de la inyección de gasolina a un motor tradicionalmente provisto de carburadores, sólo puede llevarse a cabo por medio de *kits* preparados para modelos concretos de marcas concretas. Los hay en el mercado. Debéis cercioraros, no obstante, de que resuelvan en verdad el problema, porque pueden haber *kits* de este tipo, muy caros, y que sean peores en sus prestaciones que el carburador que, como ya sabemos, cumple modestamente y con gran eficacia su labor.

Los *kits* de inyección deben comportar el cambio de los colectores, los cuales deben estar provistos de su correspondiente orificio para la colocación de los in-

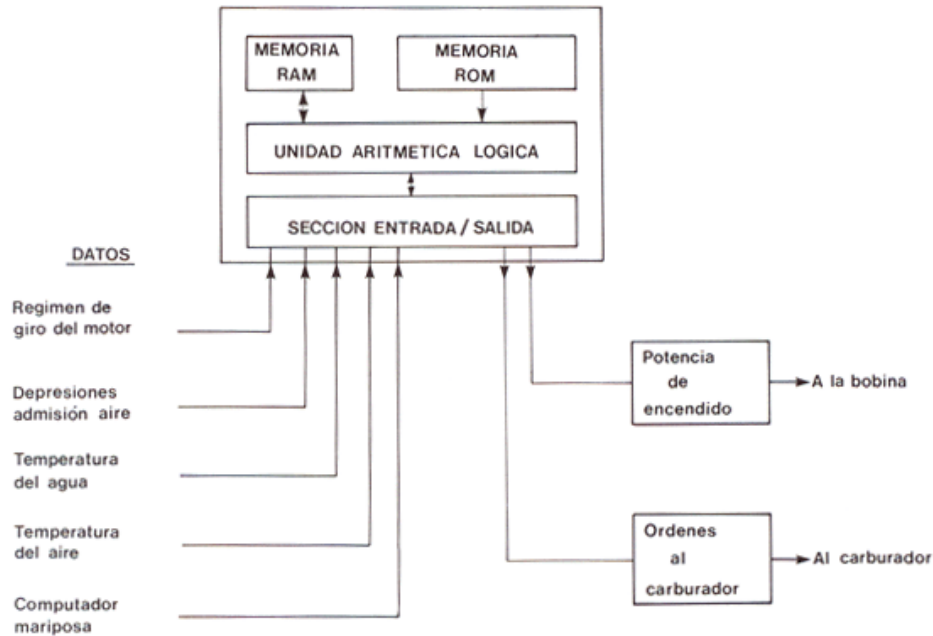


Figura 65. Esquema de funciones de un microprocesador del tipo *Monotronic* de la casa BOSCH.

yectores. También la colocación del regulador plantea problemas para el acoplamiento de sus conexiones; hay que hacer rebosaderos de retorno al depósito y tomas de temperatura en el bloque, etcétera. todo ello, en mi opinión, demasiado complicado para obtener dudosas ventajas sobre los fácilmente acoplables carburadores, a los que, además, ya les conocemos bien el pie de que cojean.

Por último veamos algunos ejemplos de instalaciones de inyección de gasolina en motores de marcas varias. Os recordaré que la inyección de gasolina para turismos se remonta ya a hace bastantes años. La gran fábrica francesa PEUGEOT ya sacó, en los años sesenta, el famoso modelo 404 con inyección, y antes que ella, la marca alemana MERCEDES-BENZ lo utilizaba también en coches propios para encopetados señores con sombrero. En la figura 66 podemos ver la vista general de un motor B.M.W. de 3.430 c.c., correspondiente al modelo 635 *Csi*, equipado con inyección de gasolina y microprocesador del tipo que hace un momento estábamos comentando, es decir, el BOSCH *Motronic*. Este motor alcanza los 218 CV DIN. a 5.200 r.p.m., y una velocidad bastante superior a los 200 Kms. por hora.

De un modo similar también en las motocicletas de cuatro tiempos, y de grandes cilindradas, se lleva a término la instalación de sistemas de inyección de gasolina, tal como se puede ver en el motor de una motocicleta KAWASAKI, modelo GPZ 1100 que nos muestra la figura 67. El dedo que se aprecia en esta figura citada

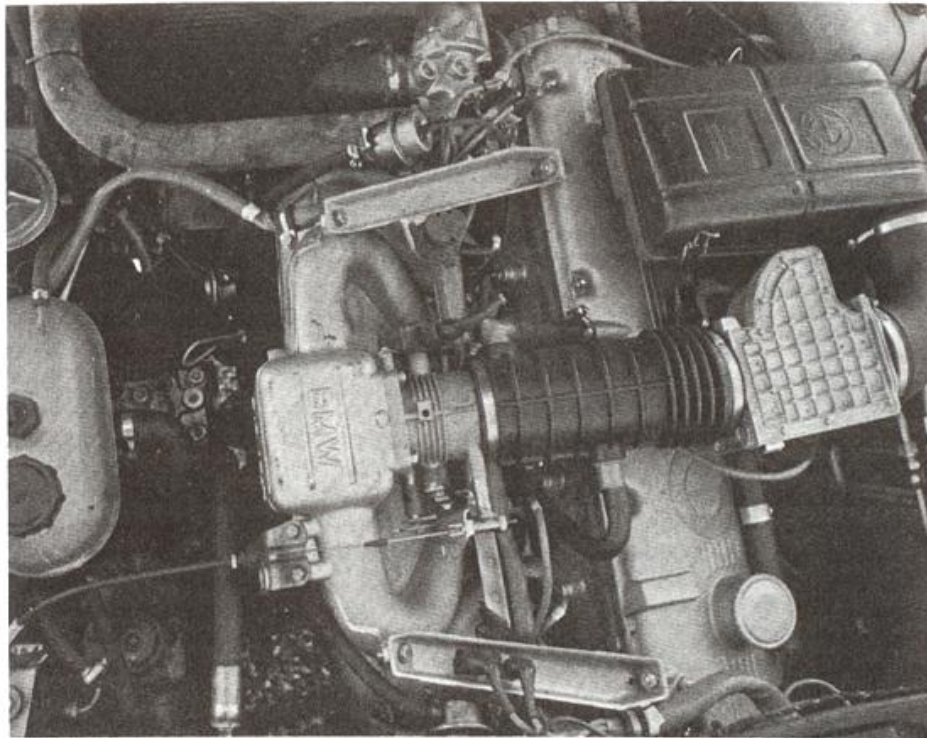


Figura 66. Aspecto exterior del motor de un BMW, modelo 635 Cs.

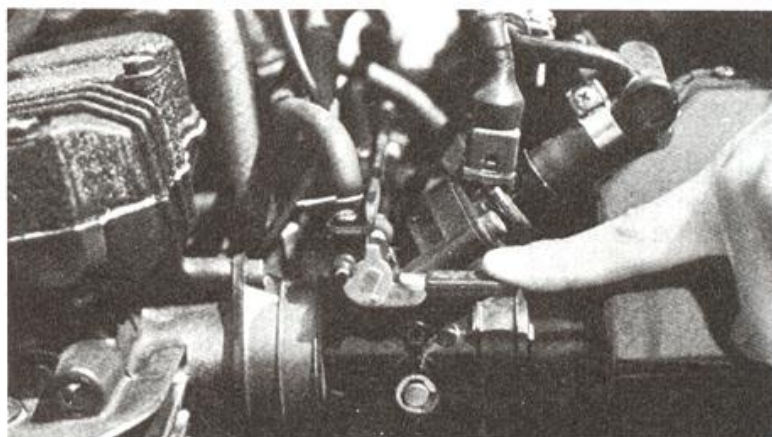


Figura 67. Motor de una motocicleta KAWASAKI mostrando parte de su instalación de inyección electrónica de gasolina.

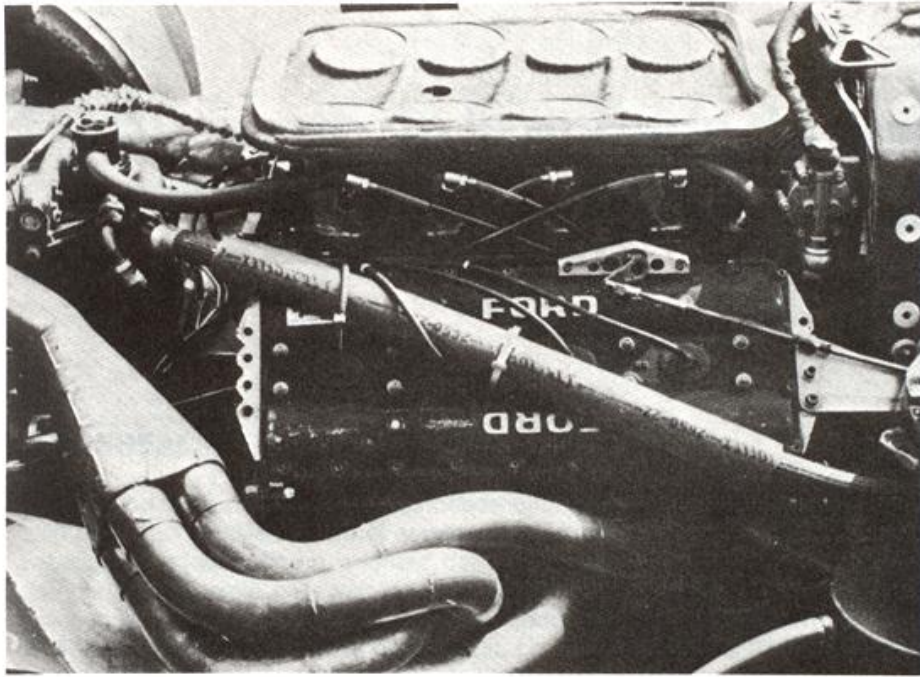


Figura 68. Vista de un motor FORD, con la preparación *Cosworth*, uno de los motores de competición atmosféricos más importantes de todos los tiempos. Obsérvese la posición de sus inyectores.

está apretando el mando del estérter para la puesta en marcha con el motor en frío.

Por último veamos en la figura 68 un motor de fórmula mostrando sus inyectores. Se trata del motor FORD con la famosa y ya veterana preparación de *Cosworth*, ganador ya de más de 150 Grandes Premios, y apreciado todavía por los jefes de las escuderías por la gran fiabilidad que este motor ha demostrado a través del tiempo.

Y con estos ejemplos, damos por terminado este tema y también el capítulo de la elaboración de la mezcla, que tanta importancia reviste en los trabajos de trucaje de motores.

4. Aumento de la entrada de aire

LA SOBREALIMENTACION

Nosotros habíamos trabajado ya desde principios de los años sesenta, y por cierto con gran entusiasmo, en el asunto de los compresores que permitieran ser aplicados o desaplicados a voluntad del conductor, única manera que nosotros veíamos como posible para hacer un coche polivalente que pudiera ser utilizado sin la ayuda del compresor por ciudad, y con toda docilidad y bajo consumo; y que pudiera ser una cosa aceptable en carretera con el compresor aplicado. Nuestros experimentos estaban ya muy adelantados (aunque con resultados que yo me atrevería a calificar más bien de negativos) cuando llegó a nuestros oídos los avances que nuestros colegas franceses habían obtenido con un sistema de compresor provisto de embrague magnético que el conductor podía aplicar a voluntad. No por humildad, sino por hacer honor a la verdad, la solución adoptada por los franceses estaba mucho más bien resuelta que la nuestra, aunque tenía, como su mayor defecto importante, el elevado precio, tema que a nosotros nos preocupaba sobremanera y nos había hecho desechar soluciones técnicamente más adecuadas siempre en busca de la economía máxima. Así nosotros utilizábamos compresor de paletas, mientras los franceses lo hacían con compresor Roots (extraordinariamente más caro y más voluminoso). Nosotros buscábamos un sistema de acople y desacople del compresor a base de salir del coche y accionar una palanca de acoplamiento; los franceses utilizaban un embrague magnético que podía accionarse por medio de un interruptor eléctrico desde la cómoda posición del señor (con sombrero) que conducía el coche. La diferencia era muy notable.

De todos modos, ni los franceses ni nosotros tuvimos suerte en nuestra aventura. Cosas que nos pasaban a nosotros: El compresor de paletas no resultaba adecuado porque las paletas se clavaban en sus alojamientos con más facilidad de la que hubiera sido prudente esperar. Punto y seguido: Nos vimos obligados a hacer descender la relación de compresión del motor en el que trabajábamos (en aquellos tiempos un *RENAULT Gordini*): consecuencia, el coche perdía potencia cuando se le quitaba el compresor; consumo, de manguera; aceleración bestial mientras no se gripaban las paletas o aparecía el picado; ruido como para que no pudiera dormir ni un lirón en tiempo de ibernación. Y sus ventajas: muy barato, aplicación

sencilísima, y características de aceleración y velocidad de un coche deportivo. En definitiva, el trucaje más sencillo y más efectivo de todos los que habíamos llevado a cabo en aquel tiempo. Ahora bien: Lo repito porque es importante: al ruido que hacía el compresor había que estar acostumbrado. Cualquier mecánico, cerrando los ojos, hubiera estado esperando el estallido del motor y trozos del cárter y el bloque convertidos en metralla por el aire.

Sigamos: Los franceses lo hicieron mucho mejor que nosotros, pero muy caro. Así que una nueva regla de trucaje: Cuando un trucaje resulta más caro que comprar un motor nuevo de mayor cilindrada y de una potencia similar a la que nosotros pretendemos llegar, cuando el consumo se prevé que será todavía mayor, y vamos a perder potencia en los bajos, lo mejor es dejarlo correr. Cuando no se habla de carreras, el mejor trucaje puede ser, muchas veces, comprar el modelo más potente de la gama, el de mayor cilindrada. Como quiera que la sobrealimentación no sirve para carreras, a menos que no se lleve a sus últimas consecuencias, por el hándicap que las federaciones y demás organismos de regulación de las competiciones le han puesto, la fundamental cualidad que ha de tener un trucaje de un motor por medio de compresor ha de consistir en que sea barato. Los franceses fracasaron donde los españoles no habíamos fracasado, pero ni a unos ni a otros nos creció el pelo viendo como progresaban nuestros "inventos".

Todo esto nos lleva a hablar de los compresores y, en general, de la sobrealimentación forzada, que va a ser el tema del presente apartado de este capítulo.

En páginas anteriores ya hemos dicho que la regla de oro que debe tenerse siempre en cuenta a la hora de proyectar un mejoramiento o trucaje de un motor, es aquella que dice: *"La potencia de un motor no puede ser aumentada nada más que en la misma medida en que se consiga aumentar su consumo de aire."* Ya hemos visto como se consigue ésto con el carburador y más tarde veremos cómo hay que obrar con las válvulas para mejorar la respiración del motor. También un aumento del régimen de giro puede y debe interpretarse como un aumento del consumo de aire puesto que al aumentar el número de r.p.m. quiere decir que en el mismo tiempo se produce mayor cantidad de carreras. Pero sin ninguna duda, la manera más directa y rápida de conseguir aumentar el consumo de aire es, verdaderamente, con la ayuda de compresores o ventiladores.

Estos aparatos, en vez de esperar que el vacío que se produce en el interior del cilindro, cuando han sido expulsados los gases quemados, corra el aire a llenarlo en virtud de la presión atmosférica, ellos son los encargados de crear una sobrepresión en los conductos de admisión, con una presión superior a la atmosférica, por lo que el llenado del cilindro es muy superior al que se puede obtener pensando solamente en la presión de la atmósfera. Por supuesto, aumenta la compresión al subir el émbolo y el poder de la explosión es mucho más potente, debido al mejor llenado.

Es curioso conocer el origen de la sobrealimentación de los motores de gasolina cuya invención se remonta a los primeros tiempos del automovilismo. En 1885, Gottlieb Daimler, el creador de la marca MERCEDES, patentó un sistema de sobrealimentación muy rudimentario. Más tarde, Rodolfo Diesel ideaba y patentaba, —ya estamos en 1896— un tipo de compresor, y en 1905, A. Büchi patentaba el turbo-compresor. La utilización con fines prácticos se realizó más adelante, y se debe precisamente a deficiencias que fueron observadas en los motores de aviación. Como es sabido, la presión atmosférica es cada vez menor a medida que aumenta

la altitud sobre el nivel del mar. Por esta razón, en un carburador normal de automóvil, por ejemplo, ocurre que cuanto más alto se encuentra el vehículo, y tanto menor es la presión atmosférica, la mezcla se hace más rica y el rendimiento del motor decrece si el carburador estaba bien regulado para circular por zonas próximas al nivel del mar. En los antiguos aviones provistos de motores de émbolos y de gasolina, este defecto se acusaba muchísimo más que en un automóvil porque los aviones funcionan habitualmente a mayor altura. Se puede establecer que a partir de los 5.400 metros sobre el nivel del mar, el rendimiento de un motor de explosión es un 50 % inferior a su rendimiento sobre el nivel del mar debido a la falta de presión atmosférica que se origina a estas alturas y al imperfecto llenado de los cilindros. Después de la primera guerra mundial, en la que los aviones comenzaron a subir su techo de vuelo, los técnicos tuvieron que ingeniárselas para compensar la falta del llenado de los cilindros por falta de presión atmosférica. No ha de sorprendernos, pues, que la solución adoptada estuviera en el camino de encontrar un mecanismo que insuflara aire a los cilindros, para lo cual nada mejor que un compresor. Pero, ¿qué pasaba cuando estos mismos aviones bajaban hasta cotas próximas al nivel del mar para sus aterrizajes? Que iban aumentando progresivamente su potencia, pero con mayor suavidad a lo que ocurría en los antiguos y peligrosos motores atmosféricos. Bien: en aviación el compresor siguió su camino, pero las fábricas de motores (en aquellos tiempos eran las mismas las que hacían motores de aviación que de automóvil), quisieron dar el golpe en las carreras y comprendieron que el compresor tenía que ser una solución ideal para conseguir espectaculares resultados.

Las fábricas punteras que realizaron estas investigaciones fueron principalmente la FIAT, MERCEDES, nuestra HISPANO-SUIZA, RENAULT, etcétera.

También los norteamericanos, y desde 1908 por medio de Lee Chadwick, consiguieron aplicaciones interesantes por medio del turbocompresor (Fig. 69). Por su parte el técnico de HISPANO-SUIZA Marcos Birking presentó, en 1912 y en París, un motor (Fig. 70) provisto de un compresor de émbolos, tal como se puede apreciar en la figura. Pero, como decimos, el desarrollo del compresor se produjo después de la guerra de 1914-1918. El primer compresor funcional que empezó a desarrollarse fue el de paletas, patentado por Wittig (Fig. 71) que MERCEDES y FIAT utilizaron en los primeros tiempos. La falta de engrase constituyó un hándicap muy importante para este mecanismo, y se pasó al compresor de lóbulos, o tipo Roots, que había sido originalmente experimentado en motores de aviación y en submarinos. El desarrollo de este compresor para automóviles se inició en septiembre de 1919, y ya entonces se conseguían velocidades de giro de hasta 10.000 r.p.m. aplicados en el famoso motor MERCEDES *Knight*, motor de cuatro tiempos sin válvulas y distribución por camisas deslizables. Sólo como ejemplo, el lector puede ver la aplicación de un compresor Roots en un motor de *Grand Prix*, de la marca —gloriosa marca— inglesa SUNBEAM, del año 1924, en la figura 72.

Diferentes tipos de compresores

Ha pasado el tiempo y ahora, en los años ochenta, el compresor ha vuelto a buscar su sitio en el ánimo de los investigadores y de los fabricantes de automóviles, tan necesitados por conseguir productos cada vez mejores y más atractivos para sus clientes. La creación de nuevos materiales, la posibilidad de utilizar orde-

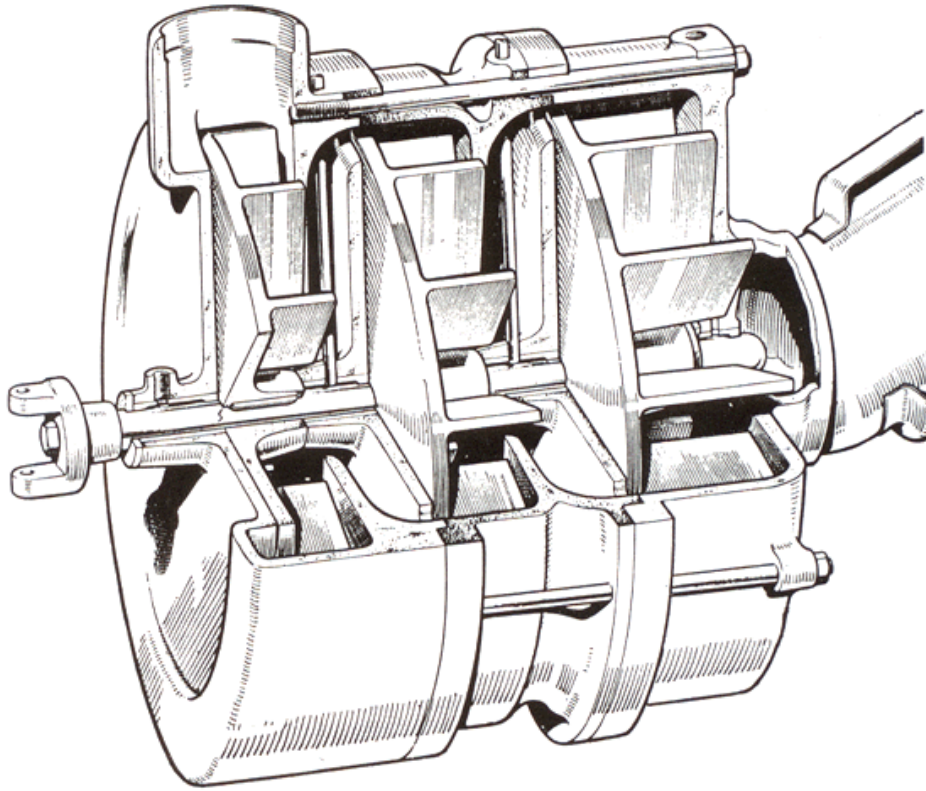


Figura 69. Tipo de turbocompresor ideado por Chadwick entre los años 1907 y 1908. Podía girar a 18.000 r.p.m.

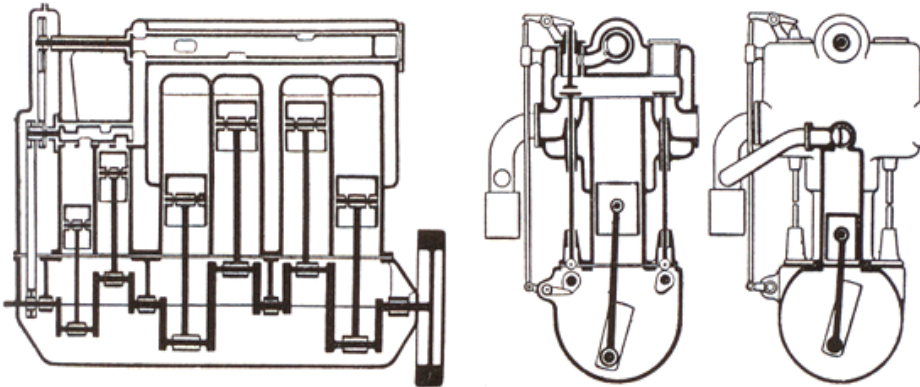


Figura 70. Sobrealimentación del motor por medio de un compresor de émbolos ideado por Birking en 1912.

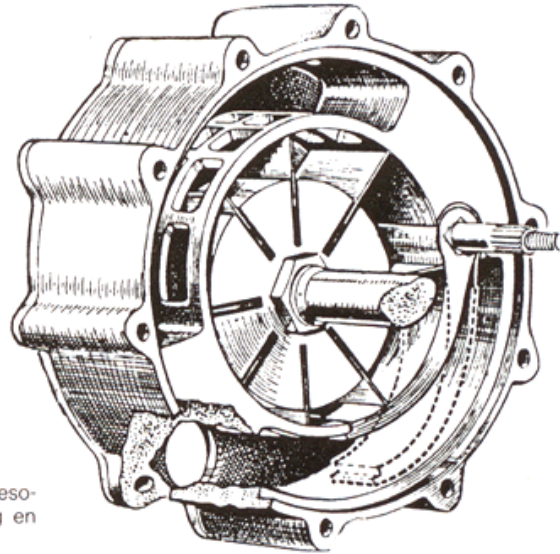


Figura 71. Uno de los primeros compresores de paletas fue utilizado por Wittig en 1923 para los motores FIAT.

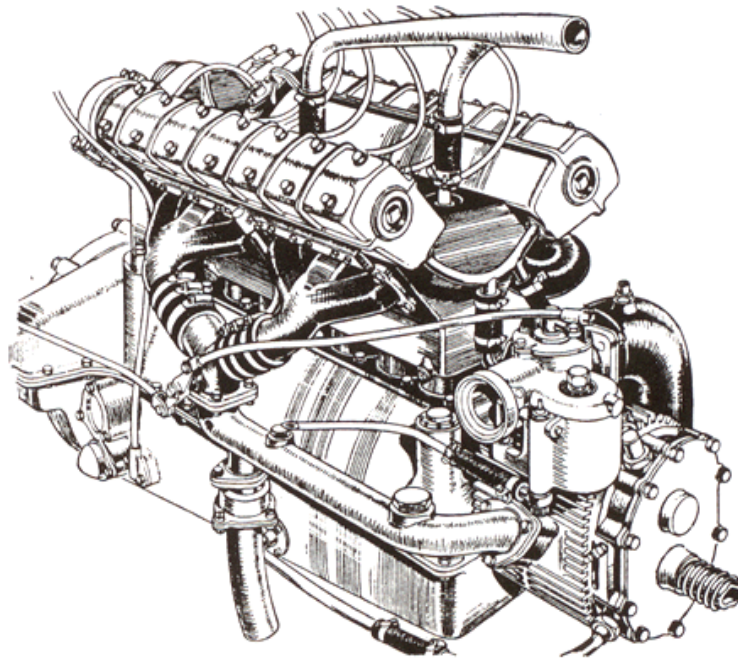


Figura 72. Motor de la marca inglesa SUNBEAM, de 1924, provisto de compresor volumétrico Roots.

nadores para conseguir cálculos muy precisos y complejos, y rápidos, como resultado de las pruebas (que antes eran laboriosamente realizadas y ahora, con los aparatos electrónicos, se consiguen con mayor exactitud y rapidez), ha vuelto a poner sobre el tapete el tema de la sobrealimentación de motores. En el caso de los motores Diesel, la presencia de los compresores es clara; en el caso de los motores de gasolina tienen la ventaja de la disminución del peso del motor con respecto a otro de igual potencia y mayor cilindrada, un aumento notable de las prestaciones, y una reducción en el consumo de combustible en el caso de la adopción de los turbocompresores.

Los sistemas que en la actualidad se están experimentando son los siguientes:

- 1.º Turbocompresores accionados por el escape.
- 2.º Sobrealimentadores volumétricos.
- 3.º Cambiadores de la onda de presión.

Vamos a describir por este mismo orden, y uno por uno, estos sistemas de sobrealimentación.

Turbocompresores accionados por el escape

Este sistema, que es el que tiene por ahora mayor utilización, podemos verlo en la figura 73. Consiste, esencialmente, en un rotor que lleva adosado a sus puntas dos distintas máquinas fluidodinámicas. En una punta se halla una turbina que tiene por objeto transformar el contenido energético de los gases de escape (pre-

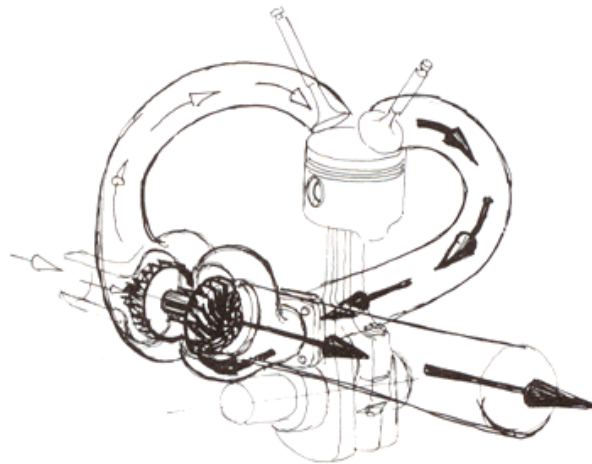


Figura 73. Esquema del funcionamiento de un turbocompresor. Las flechas negras representan los gases de escape y las blancas la mezcla de combustible.

sión y temperatura) en energía mecánica. Esta energía se transmite al compresor que ocupa la parte opuesta del eje rotor. Este compresor se encarga de aumentar la densidad del aire, y en particular su presión, para que llegue al carburador, o a la inyección de gasolina, con sobrepresión sobre el valor que proporciona la atmósfera.

Es muy importante destacar aquí que el turbocompresor, a diferencia de todos los demás sistemas que veremos más adelante, no está accionado por ningún eje del motor, por lo que no roba energía mecánica alguna al mismo. Esto representa una ventaja sustancial, pero también tiene, por otra parte, el inconveniente de que, a los regímenes bajos del motor el paso de los gases a través de la turbina obstaculiza la salida de gases quemados produciéndose un marcado retardo en la respuesta del motor en relación al mando de aceleración (*turbo lag*), lo que constituye como un bache en la aceleración, no solamente peligroso, sino que representa una pérdida de segundos en el lanzamiento del vehículo. Como es lógico se trabaja en solucionar este defecto. RENAULT, que utiliza este tipo de sobrealimentador tanto en sus coches de turismo (el *R-5 Alpine turbo*, o el *R-18*, por ejemplo) como en los de Fórmula I, utiliza una serie de válvulas que mejoran el comportamiento de la aceleración a pocas vueltas del motor. La presencia de una válvula limitadora de presión, llamada *wastegate*, puede paliar este inconveniente a base de poner en acción del compresor cuando el motor ha alcanzado un determinado punto de revoluciones. También un detector de picado, un calculador de encendido, etcétera, contribuyen no poco a los indiscutibles éxitos que el turbocompresor obtiene en manos de los de RENAULT, quienes con un ligero motor de seis cilindros en V, y 1.500 c.c., consiguen la nada despreciable cantidad de 540 CV a 11.000 r.p.m. (Fig. 74) y con un vehículo de aceptable fiabilidad.

Otra de las grandes ventajas del *turbo* es su pequeño tamaño y su poco peso. Uno de estos aparatos completo, con válvula *wastegate*, puede pesar alrededor de unos 5,50 Kgs., mientras los compresores volumétricos, de tipo Roots y para un caudal similar, vienen a pesar de 18 a 10 Kgs. Los de paletas, unos 10 Kgs. y los Complex, unos siete.

Por otra parte, el *turbo* resulta el más simple de instalar por el hecho de que solamente requiere ser unido a los colectores de escape y a la aspiración, y su colocación no está condicionada por la forma o colocación del motor ni por la necesidad de estar frente, o al lado, de algún eje que le transmita el movimiento.

Otro de sus inconvenientes, además del retardo en la respuesta que ya hemos visto, se centra en el gran calor que debe soportar. La temperatura de los gases de escape es elevadísima y se transmite a través de la turbina al rodete compresor, el cual, a su vez, calienta el aire de admisión y esto actúa muy negativamente, no sólo porque dilata el aire, sino también porque éste, a elevada temperatura, aumenta la posibilidad del picado. Por esta razón, este sistema precisa estar auxiliado por un refrigerador del aire comprimido con evidentes problemas de complejidad, espacio y costo. Hay que advertir, de todas maneras, que esta refrigeración es necesaria cuando se trata de obtener una sobrealimentación muy elevada, tal como ocurre en los motores dedicados a la alta competición, pero no sería necesaria en el caso de los motores de automóviles de turismo.

En las figuras 75 y 76 mostramos al lector un turbocompresor utilizado por ALFA-ROMEO, con válvula *Wastegate* incorporada. Una vista seccionada del mismo puede verse en la segunda figura y aquí puede apreciarse tanto la turbina, que es

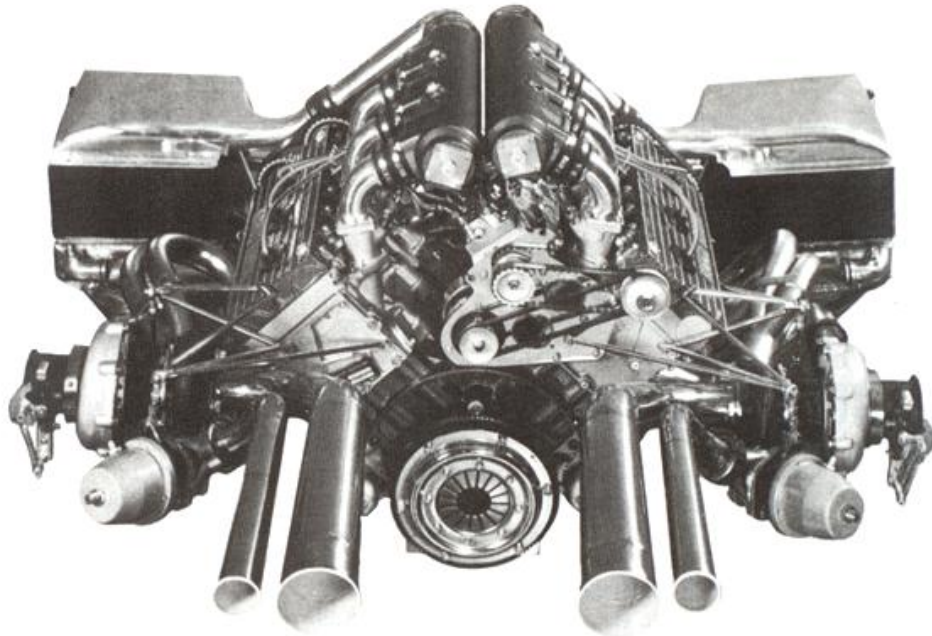


Figura 74. Magnífico motor de Fórmula 1 de la marca **RENAULT** sobrealimentado a base de turbocompresores.

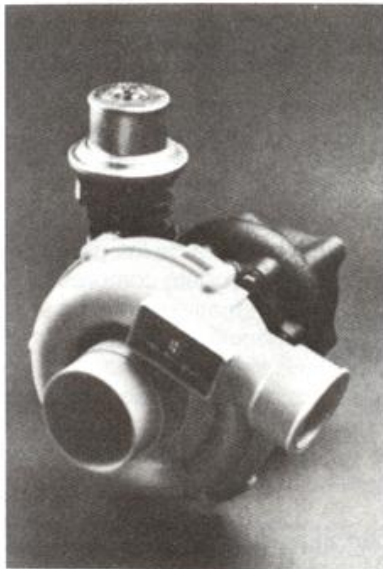


Figura 75. Turbocompresor de la **ALFA-ROMEO**, con válvula Wastegate incorporada.

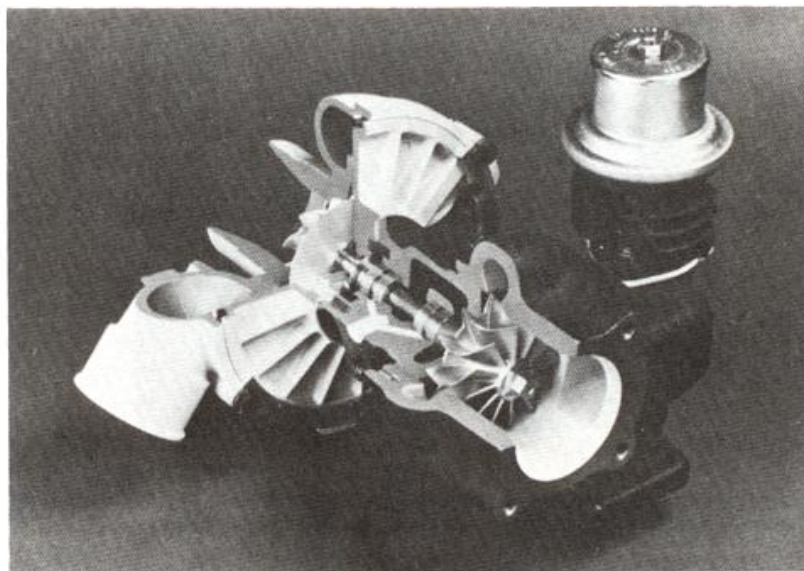


Figura 76. Corte del turbocompresor de la figura anterior mostrando su constitución interna.

la accionada por los gases de escape, como el compresor, en la parte delantera. Este compresor tiene la característica de ser uno de los *turbos* más pequeños que se producen en el mundo. Da una sobrepresión aproximada de 1,80 bar y está garantizado para poder girar a la fantástica cifra de 200.000 r.p.m. Pesa 4 Kg.

La utilización de turbocompresores pequeños representa, por ahora, la mejor solución para corregir el retardo de respuesta que se produce en estos sistemas, ya que las menores masas en movimiento y su escasa inercia hacen que el turbocompresor se ponga en servicio con una rapidez casi instantánea. Este tipo de turbo puede utilizarse también en motores de motocicleta, al igual que el más pequeño de los turbos japoneses comercializados, de la marca IH1 , de características muy similares.

Sobrealimentadores volumétricos

Los sobrealimentadores volumétricos están constituidos por un compresor, comúnmente del tipo de lóbulos, como es el caso de los compresores Roots (Fig. 77), o de paletas o de vacío. Todos estos aparatos hacen circular el aire a mayor velocidad de la que proporciona la presión atmosférica, por lo que crean una sobrepresión en el conducto de admisión. La característica fundamental de estos compresores es el hecho de hallarse accionados por el motor por medio de un ensamblaje rígido.

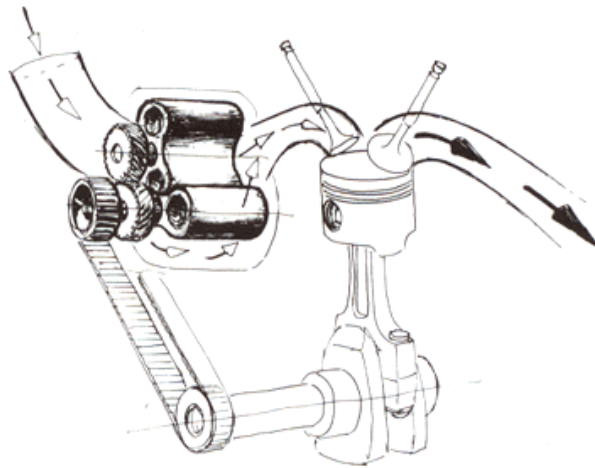


Figura 77. Esquema del funcionamiento del compresor volumétrico de tipo Roots. Como puede apreciarse, en este caso el compresor está accionado por el propio cigüeñal.

Este grupo de compresores reúne bastantes ventajas con respecto a otros sistemas, en el sentido de que, al hallarse accionado directamente por el motor, consigue en su giro una progresividad similar a la que el motor va adquiriendo, de modo que la mayor presencia de aire se va produciendo a medida que el motor gira a mayor régimen. En estas condiciones, la aceleración se produce con vigor y sin vacilaciones, tal como vimos no ocurre con los turbocompresores no ayudados por válvulas. También tienen la ventaja de una colocación en el colector de admisión menos comprometida que el *turbo*, por el hecho de no producir una exagerada cantidad de calor.

Entre sus desventajas podemos citar, en primer lugar, su mayor coste de construcción, que es muy considerable. También su mayor peso que, con respecto al *turbo* puede llegar a ser de casi cuatro veces más. Unamos a esto la dificultad de encontrar una posición adecuada para las poleas exteriores del compresor con respecto a las tomas del motor que le puedan suministrar movimiento de cierta potencia (un compresor volumétrico Roots, para obtener una sobrepresión de 1,60 bar a 7.000 r.p.m. puede consumir alrededor de 10 kW de potencia), y tendremos con ello un bosquejo bastante aproximado de lo que son este tipo de compresores cuyo aspecto exterior podemos ver en la figura 78 con dos modelos fabricados por la firma italiana ABARTH, aplicables a los motores FIAT de 1.600 y 2.000 c.c., con doble árbol de levas en culata. También la figura 79 nos muestra la aplicación de este compresor Roots en el motor del modelo 131, de 2.000 c.c. sobrealimentado. Obsérvese el gran tamaño de este compresor que se encuentra ubicado por debajo del carburador, así como las modificaciones que han sido efectuadas para tomar potencia desde la polea del cigüeñal. Este motor, que en condiciones de aspiración atmosférica proporciona unos 112 CV, da, sobrealimentado de esta forma, los

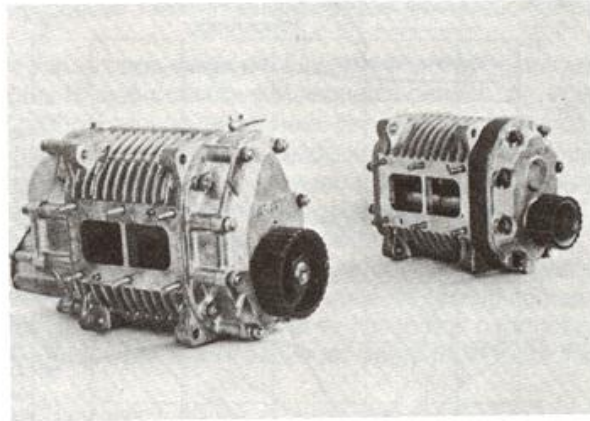


Figura 78. Compresores volumétricos ABARTH, tipos R-10 y R-30.

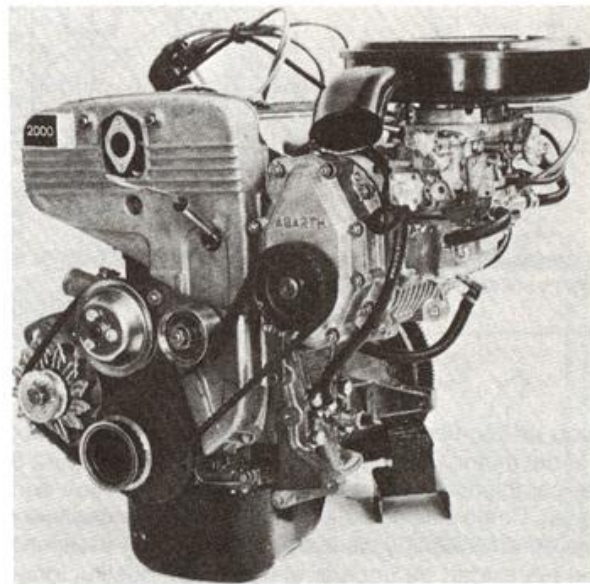


Figura 79. Motor de FIAT, modelo 137, de 2.000 c.c. provisto de compresor volumétrico ABARTH, tipo R-10.

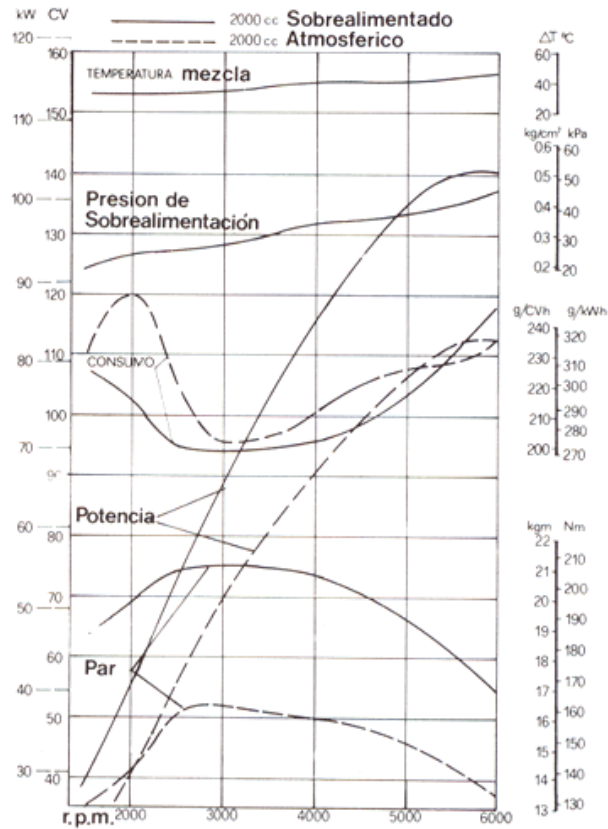


Figura 80. Curvas características del motor anterior comparadas en el caso de alimentación atmosférica (línea de puntos) y sobrealimentado (línea seguida).

141 CV DIN. con un momento de par muy elevado, y un consumo curiosamente más bajo que el del motor atmosférico. En el gráfico de la figura 80 damos a nuestros lectores las características que se han podido conseguir con este motor en el banco de pruebas. Como decíamos al principio de este capítulo no cabe duda de que este trucaje es envidiable y da los resultados más esperanzadores que puedan soñarse sin necesidad de trabajar el motor con sustituciones de piezas, limados, ajustes, etcétera, etcétera.

Antes de pasar al tercer apartado dedicado a los compresores del tipo denominado *cambiadores de onda de expansión* será preciso hablar también de los compresores de tipo embragable, que teóricamente representan la culminación de la exquisitez del trucaje, ya que mediante ellos se puede disponer, a voluntad, de

un coche normal de docilidad ciudadana, y también y a la vez, de un automóvil de prestaciones deportivas, brillante en los adelantamientos y fulminante en sus reacciones. Este sueño dorado se ha intentado realizar por medio de los compresores embragables.

Para que el lector se haga cargo del funcionamiento de estos aparatos presentamos ahora la figura 81 que constituye el esquema general que ahora vamos a estudiar, aun cuando por sí está bastante claro. En primer lugar vamos a ver los órganos clásicos del motor. Este se halla dibujado en 1, con su colector de escape 2, y el depósito de gasolina 3. En 4 se ve la bomba de gasolina por cuyo conducto 5, recibe la gasolina del depósito y manda luego por 6 al carburador 7. Hasta aquí se trata por completo de un motor vulgar y corriente.

Toda la instalación del compresor, que es del tipo volumétrico Roots, se ha destacado en línea gruesa en el dibujo y consta de los siguientes elementos: En primer lugar el filtro de aire, 8. A partir de él se hallan dos conductos en derivación que pueden ser seguidos por el aire aspirado: Uno para el funcionamiento normal

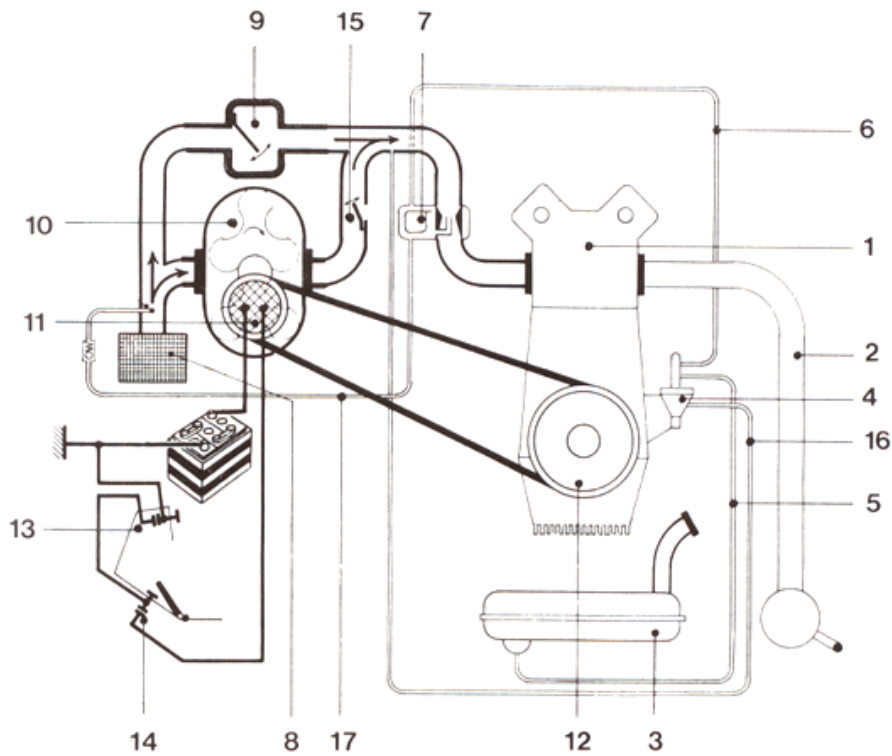


Figura 81. Esquema de un compresor embragable.

del motor a través de la válvula 9, que permite la entrada de aire, pero no el retroceso; y otro, el conducto que lleva al compresor 10. El compresor posee un embrague eléctrico, 11, que pone en comunicación el movimiento constante procedente de la polea del cigüeñal, 12, con las palas del compresor. Cuando estas palas se hallan desembragadas carecen de movimiento y por lo tanto el aire se ve forzado a pasar por el conducto 9 hasta el carburador, y el motor funciona normalmente sin ser sometido a ninguna sobrecarga.

Cuando el conductor desea que funcione el compresor debe proceder a conectar el embrague del mismo. Esto se logra mediante dos dispositivos, que son el contacto manual, 13, que se halla en el panel de instrumentos, y el contacto del pedal acelerador, 14. Según puede verse en la figura que nos ocupa, cuando estos conmutadores se hallan cerrados, la corriente eléctrica pasa a la bobina del embrague, 11, y produce el embragado del compresor, y con ello el funcionamiento a la misma velocidad que le imprime el giro de la polea 12, solidaria del cigüeñal.

Resulta interesante observar que el compresor sólo se pone en movimiento cuando el pedal del acelerador se halla a tope, proporcionando en este momento una sobrepotencia extraordinaria al motor. Sin embargo, por medio del contacto 13 puede anularse el dispositivo del compresor, incluso cuando el pedal está a tope.

Ahora sólo nos queda considerar algunos elementos de seguridad de que consta el compresor, tales como la válvula de aire, 15, para proteger al compresor de retornos de llama; el compensador de presión, 16, para la bomba de gasolina y un pequeño enriquecedor calibrado, 17, procedente del carburador.

Este tipo de compresor fue estudiado y puesto en servicio por la casa francesa SCRAM. Se vendía en un *kit* con todos los elementos necesarios para hacer el montaje en los coches para los que se solicitaba y, realmente, se obtenían brillantes resultados solicitando solo pasajeramente valores de compromiso para el motor, por lo que dieron buen resultado. Su precio, sin embargo, resultaba muy elevado.

Cambiadores de la onda de presión

En la figura 82 mostramos un esquema de un caso típico de estos sobrealimentadores, el llamado *Complex*, que describiremos a continuación y que pertenece a esta familia de sobrealimentadores.

Los cambiadores de la onda de presión trabajan contrariamente al *turbo*. Funcionan transmitiendo al aire de alimentación los residuos de energía de presión contenidos en los gases de escape. Sustancialmente el proceso de compresión que se produce en las celdas del rotor (permanentemente accionado en uno de sus extremos) al ambiente de altas y bajas presiones respectivamente del aire y del gas, puede ser considerado como un émbolo fluido que comprime la carga de aire presente en cada celda. En efecto, este émbolo fluido está constituido por la onda de presión que se propaga a la velocidad del sonido, garantizando, dentro de un amplio campo de funcionamiento, la separación del gas de escape y el aire de alimentación del motor. Este sistema, sobre el que se está experimentando con notable éxito, por ahora, en las curvas de consumo y potencia absorbida, ha sido patentado por la BROWN BOVERI, casa, desde muchos años ha, consagrada a la fabricación de turbinas de todo tipo. Este sistema de compresor se denomina, como he-

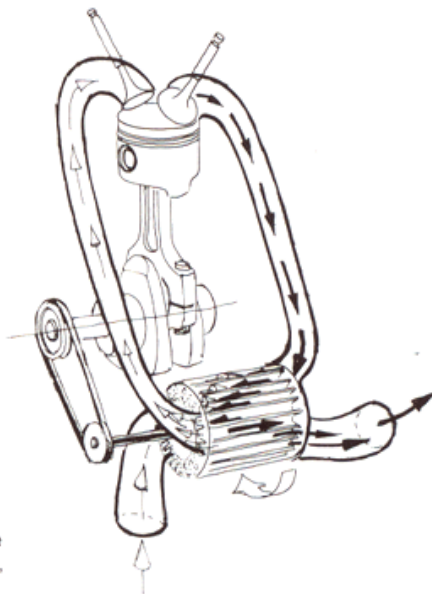
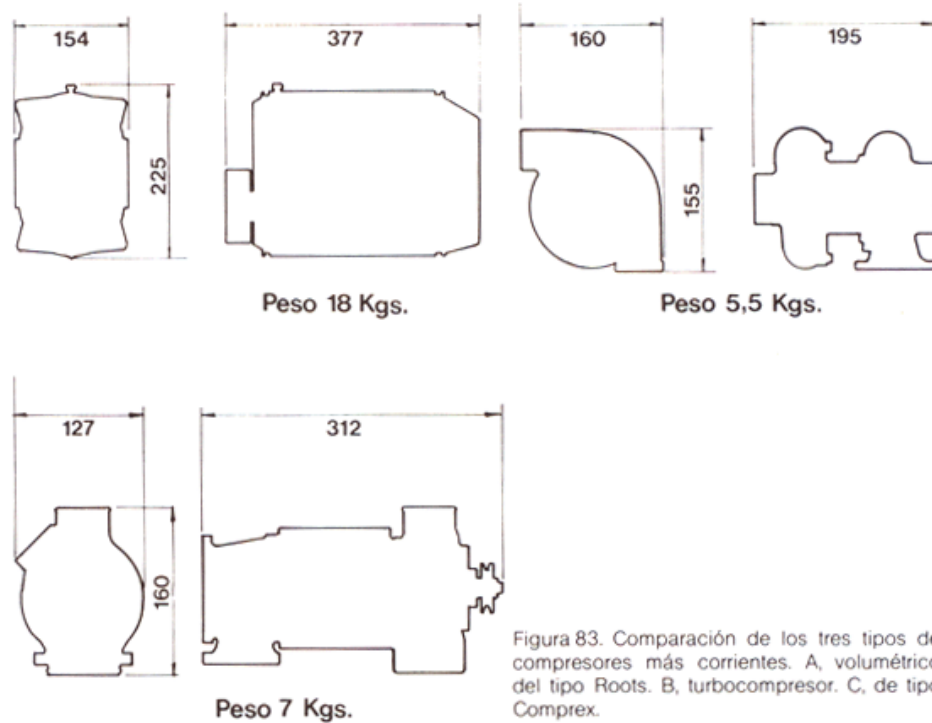


Figura 82. Esquema de funcionamiento del tipo de compresor llamado cambiador de la onda de presión, o más corrientemente Compres.

mos dicho, *Compres*. Lo más notable de él es su parecido en el turbocompresor en el recorrido fluidodinámico, y, por otra parte, su requerimiento de accionamiento mecánico tal como ocurre con los volumétricos, aunque en este caso, la absorción de potencia mecánica se ha reducido a un mínimo y solamente tiene el fin de mantener al *Compres* a un nivel de velocidad que varíe con el motor para que no quede desfasado del mismo y evitar así el problema del *turbo lag* que se presenta en los turbocompresores.

La ventaja más importante de este sistema consiste en la obtención de unas curvas de par muy elevadas a bajo régimen, en lo que puede compararse con los compresores volumétricos, sobre los que tiene la ventaja, por otra parte, de un considerable menor peso, aunque de un tamaño similar.

El compresor *Compres* no es, de todos modos y por el momento, utilizado de una manera que sea comparable al uso que se hace del turbocompresor y del volumétrico del tipo Roots, por lo que será difícil encontrar ejemplares para su aplicación al trucaje de motores. Por esta razón no vamos a ocuparnos más de él. Solamente, y a título de información, vamos a presentar en la figura 83 un dibujo donde se establece la comparación entre los diferentes tipos de compresores, con sus tamaños y pesos, para que el lector se haga cargo de lo que cada uno es con respecto a su aplicación a un motor según el espacio de que se pueda disponer. Hay que hacer notar que en esta figura se han escogido los cuatro tipos más corrientes de compresores que hemos descrito, adecuados para un motor FIAT o SEAT, de 2.000 c.c. Los tamaños dibujados corresponden a compresores de semejantes ca-



racterísticas de compresión de aire, de modo que cualquiera de ellos podría cumplir teóricamente la misión de sobrealimentar el motor citado.

Colocación del sobrealimentador en el motor

Los compresores pueden actuar de dos maneras: o bien soplando sobre el carburador, o bien aspirando del carburador como si se tratara de los motores atmosféricos. El primer sistema es el usado en los turbocompresores. En la figura 84 tenemos un ejemplo de colocación de uno de estos compresores en un motor **RENAULT**. La salida del escape debe centralizarse en una cámara orientada hacia la turbina del turbo con el fin de que los gases se vean en la necesidad de mover la turbina a su paso para la salida al exterior. Sin embargo, la válvula Wastegate (1) establece automáticamente un *by-pass* por medio de la varilla (2), para conseguir que en los regímenes bajos los gases salgan al exterior sin el obligado paso por la turbina. El movimiento de ésta se transmite a través del eje del turbo al rodete compresor (3) que aspira el aire de la atmósfera a través de un filtro de aire (4). El aire así comprimido, pero muy caliente al absorber calor de los gases de escape a tra-

vés de las paredes de la cámara de la turbina, pasan a un refrigerador (5), y de allí al carburador (6), de donde es lanzado a llenar los cilindros cuando las válvulas (7 y 8) de éstos se abran.

En el caso que nos ocupa se trata de un carburador "soplado", tal como lo denominan los técnicos en sobrealimentación, por el hecho de que el aire le llega impelido por arriba.

Esta forma descrita es la más corriente en los sistemas de *turbo*, el cual halla su mejor colocación en la zona donde se encuentran los colectores de escape. La longitud de los tubos de admisión permiten un mejor enfriamiento del aire y consiguen con ello recuperar la densidad del aire que el calor ha reducido.

Por el contrario, los compresores volumétricos se acostumbran a poner siempre debajo del carburador, siendo en este caso los carburadores "aspirados" como es el caso de la figura 85 donde se muestra un motor FIAT-ABARTH, modelo 131, y también vimos en la figura 79 anteriormente con un motor de la misma marca y de 2.000 c.c.

El problema fundamental de estos compresores se halla en encontrar la forma de ser accionados por el motor, y a poder ser, por la polea que toma fuerza directamente del cigüeñal. Estos acoplamientos son, la mayoría de las veces, muy trabajosos para lograr el perfecto centrado de las poleas y del tensor de la correa de accionamiento. En el mismo caso que nos ocupa, obsérvese como el delco ha tenido que ser eliminado de su punto habitual en este motor y pasado a una toma en la culata, para dejar sitio libre al compresor volumétrico. Por supuesto que tal transfor-

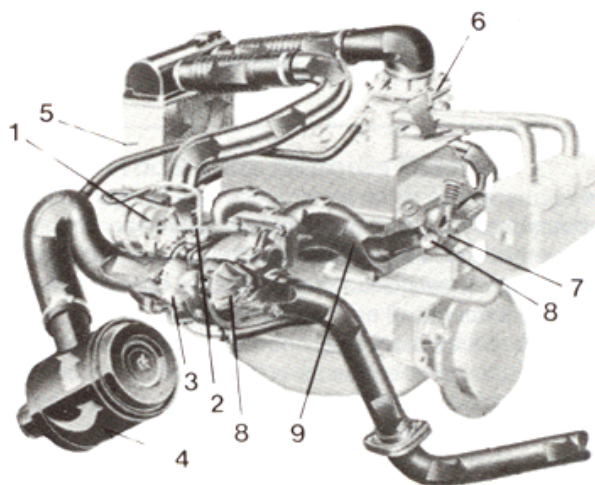


Figura 84. Funcionamiento de un turbocompresor en un motor. 1, válvula Wastegate. 2, varilla de accionamiento de la válvula. 3, rodete compresor. 4, filtro de aire. 5, radiador de refrigeración del aire. 6, carburador. 7, válvula de admisión. 8, válvula de escape. 9, colector de escape. 10, turbina de arrastre.

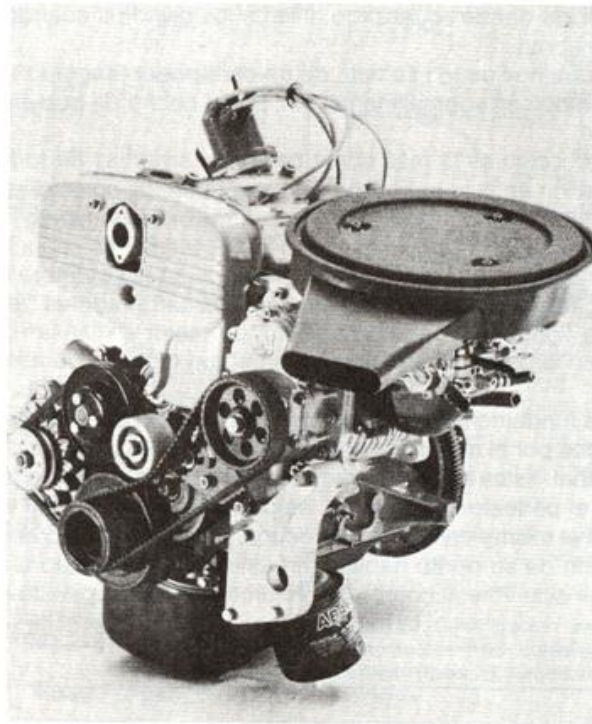


Figura 85. Compresor volumétrico aplicado a un motor biéulbero FIAT, con acoplamientos de procedencia ABARTH.

mación requiere recursos que están lejos de los que pueda disponer un mecánico dedicado exclusivamente a lo que es trucaje de motores.

Sin embargo, no siempre es necesario hacer tantas modificaciones. Existen en el mercado *kits* que han previsto la colocación del compresor en cada motor en particular y, consecuentemente, el montaje se realiza con mucha mayor facilidad siguiendo el manual de instrucciones de montaje que regularmente se adjunta. El problema fundamental en estos casos es la fiabilidad de funcionamiento del compresor. Hay que tener la seguridad de que la aplicación de este mecanismo no provocará constantes problemas de funcionamiento al motor que van desde un calentamiento excesivo del mismo —dificultades de refrigeración de la culata— hasta problemas de embrague y transmisión.

De hecho, la adopción de una sobrealimentación a un motor diseñado para trabajar atmosféricamente, siempre comporta un trauma para el motor si no se halla adaptado para este fin. Por lo pronto tenemos un problema en la relación de compresión muy digno de ser tenido en cuenta. Como es bien sabido, la relación de compresión se calcula siempre de una manera geométrica, es decir, calculando

cuántas veces hay contenidas el volumen del cilindro más cámara en el volumen que queda cuando el émbolo sube a su P.M.S. En este sentido es claro que la adopción del compresor no aumenta la relación de compresión que existe en el motor visto desde este punto de vista geométrico e invariable. Pero ocurre que cuando cambiamos la constante de la densidad de la mezcla, el dato de la relación de compresión ya no tiene sentido si tratamos de hacer con él comparaciones con los motores atmosféricos, porque la mezcla, al entrar en mayor cantidad, y reducir su tamaño, aumenta sus presiones internas y su temperatura de modo que se produce el autoencendido con suma rapidez, o, lo que es peor, el picado. Remito al lector a lo que dijimos en páginas anteriores sobre el tema de la detonación y las características del índice de octano de las gasolinas. La sobrealimentación actúa pues, como si en mezcla tradicional se aumentara la relación de compresión. Como es lógico, el defecto de la detonación se produce tanto más cuanto mayor es la sobrepresión dada por el sobrealimentador.

A estas alturas del libro el mecánico ya sabe cómo ha de obrar para reducir el valor de la relación de compresión del cilindro, pero encontrar el punto óptimo de compromiso en donde no se produzca la detonación pese a hallarse en un punto crítico, no resulta en verdad nada fácil. Acordáos, sin embargo, de los buenos efectos que para reducir la detonación tiene el hecho de la refrigeración del aire (mezcla ya), que penetra en los cilindros.

A los motores sobrealimentados, además, es buena norma proceder a mejorarles la respiración. Hay que conseguir válvulas que abran más para no ser un freno al paso de la mezcla, y hay que actuar en el árbol de levas modificando ligeramente el diagrama en el sentido de conseguir los máximos tiempos de apertura. Esto para hacer un trabajo bien hecho y de aceptable fiabilidad. Las modernas realizaciones "de fábrica", van dotadas de un detector de picado y de calculador electrónico de encendido para hacer posible el uso de gasolinas comerciales en los motores que han adoptado los *turbos*.

Aplicación de los turbos a los motores Diesel

En los motores de tipo Diesel la aplicación de los sobrealimentadores, y en especial de los *turbos*, resulta mucho menos comprometida que en los motores de gasolina. En primer lugar, no existe el peligro del picado, que no tiene objeto en este tipo de motor, y en el interior del cilindro se introduce solamente aire. Por otra parte, las altas compresiones mejoran el rendimiento y aceleran la combustión. Por si ello fuera poco, es un motor mucho más robusto de construcción que el de gasolina, que es necesario resulte más ligero. Todas estas ventajas son de capital importancia para la adopción de los sobrealimentadores. De hecho, si los motores Diesel han de competir con los de gasolina para la tracción de automóviles deben hacerlo a base de conseguir una aceleración semejante, por lo menos, a la que disponen los usuarios provistos de sus motores de gasolina atmosféricos. La manera de lograr una aproximación bastante aceptable a este modelo es, en los motores Diesel, la adopción del compresor, y, por su sencillez, bajo precio y fácil adaptación, de los turbocompresores. En este sentido se está trabajando intensamente para los motores Diesel de turismo, y los resultados son muy favorables.

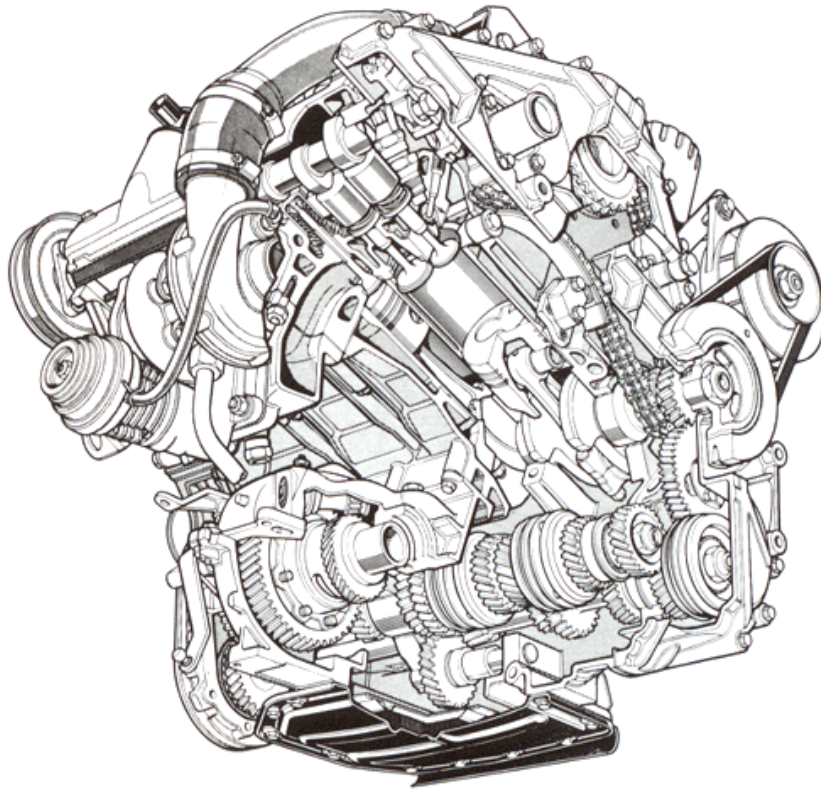


Figura 86. Vista de un motor Diesel VERA, provisto de turbo, fabricado para los motores PEUGEOT de turismo.

En la figura 86 podemos ver un motor Diesel seccionado, del tipo VERA, fabricado para los automóviles PEUGEOT. Obsérvese, en este caso, la colocación del turbo en la parte alta del motor, y la situación de la válvula Wastegate. Este motor, estudiado por la PEUGEOT para su modelo 305, de motor y tracción delanteros, trabaja inclinado unos grados para permitir una mayor penetración de la carrocería del vehículo frente al aire, lo que consigue por medio de un capó más bajo. También en la figura 87 podemos ver otra vista, esta vez en fotografía, del motor, mostrando en la parte baja todo el conjunto del turbocompresor. Por los datos proporcionados por la fábrica, el modelo Diesel provisto de *turbo* supera, en las condiciones de aceleración, al modelo de gasolina, y a la vez se le asigna un consumo de casi la mitad. Por ejemplo, baste decir que la aceleración de 0 a 100 Kms., salida parada, mientras el de gasolina emplea 16,9 segundos, el VERA 02 Diesel solamente precisa 13,1 segundos. Todas las demás características siguen siendo favorables en más o menos proporción al motor Diesel con *turbo*.

De todas formas, la impresionante ventaja que siempre se encuentra en los motores Diesel sobrealimentados es el aumento del par. En el motor que hemos visto anteriormente la ganancia de par máximo es de un 40 % superior al par que se obtendría con el motor Diesel no sobrealimentado, tal como muestra el gráfico de la figura 88, y resulta también muy superior al par obtenido por el motor de gasolina que es de unos 9 mkg.

En lo que respecta al trucaje existen también equipos con todos los elementos necesarios para hacer el montaje en los motores Diesel que no salieron de fábrica originalmente preparados para llevar *turbo*. Un *kit* que está dando buenos resultados en este momento es el fabricado por la casa TURBOMECANICA, S.A. que se dedica a construir adaptaciones de este tipo utilizando turbocompresores de la marca japonesa IHI (Fig. 89). Como puede verse en esta figura, este *turbo* va provisto también de válvula Wastegate. El *kit* en cuestión se halla comercializado para el motor Diesel que lleva el RENAULT modelo R-18GTD, y consta de un turbocompresor de la citada marca IHI, nuevos colectores de escape y de admisión, totalmente adaptables en sustitución de los de origen; caja alojamiento del filtro de aire, un primer tramo del tubo de escape (y el resto de éste se aprovecha el original del vehículo), tubo de soplo, decantador, tuberías, manguitos, abrazaderas, racores, etcétera, de modo que el cambio pueda realizarse sin problemas. El turbocompresor es, en este caso, el modelo RHB5, que alcanza un régimen de 125.000 r.p.m. que corresponde a 4.500 r.p.m. del motor, a plenos gases. La presión de soplo máximo que está prevista para la válvula tarada es de 0,65 Kg/cm². Para que el trucaje quede completo es necesario aumentar el caudal máximo de la bomba de inyección en un 12 % sobre los valores de origen.

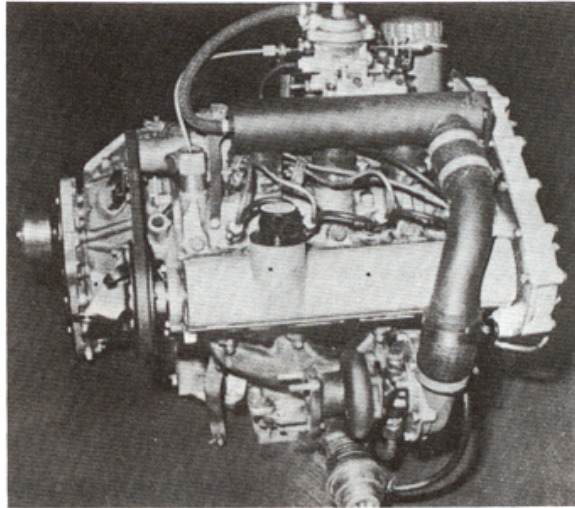


Figura 87. Foto del motor anterior visto por la parte del turbocompresor.

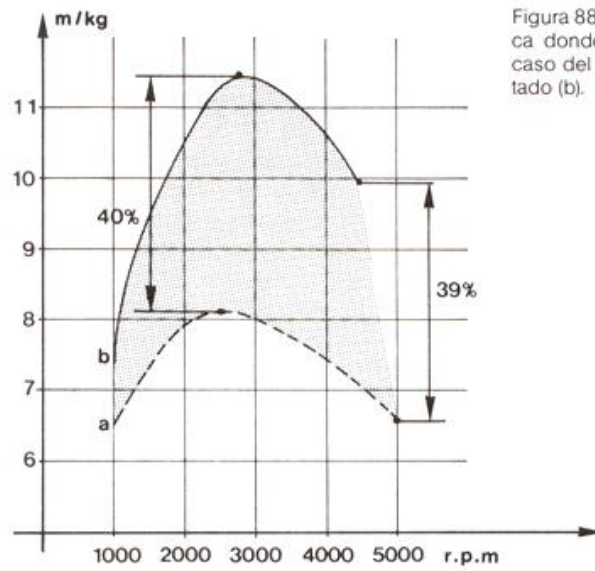


Figura 88. Gráfico proporcionado por la fábrica donde se muestra la curva de par en el caso del motor atmosférico (a), o sobrealimentado (b).

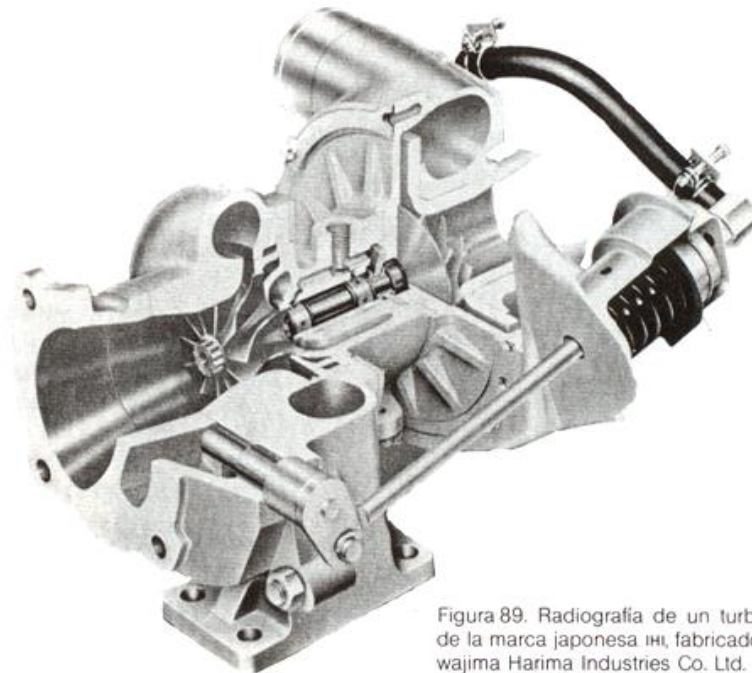


Figura 89. Radiografía de un turbocompresor de la marca japonesa IH, fabricado por Ishikawajima Harima Industries Co. Ltd.

Como datos orientativos de las características de este motor podemos ver que el Diesel de origen tiene una potencia máxima de 66,50 CV DIN. a 4.500 r.p.m., y un par máximo de 12,9 mkg a 2.250 r.p.m. El motor sobrealimentado ha dado en el banco una potencia de 77,50 CV DIN. a 4.500 r.p.m. (aumento de un 21 %) y un par motor de 16,2 mkg a 2.250 r.p.m. (aumento de un 25 %). No se dan datos de la diferencia de consumo.

En la figura 90 podéis ver este *kit* completo con su despiece. Los números corresponden a las piezas del catálogo en previsión de que alguna de ellas deba ser sustituida.

La descripción detallada de este *kit* que acabamos de hacer es solamente para que tengáis un ejemplo. La experiencia nos demuestra que las industrias dedicadas a la fabricación y comercialización de piezas para el trucaje desaparecen del mercado con más facilidad y menos tiempo del que dura un libro en las estanterías de una librería. Pero la experiencia también me ha demostrado que cuando unas casas cierran sus puertas otras las abren llevadas por el mismo fervor de mejorar las prestaciones de los motores y de experimentar en sus resultados. Por esta razón tengo la confianza de que, en cualquier tiempo, encontraréis industrias que tengan sus equipos y puedan ofertar sus turbocompresores (y cualquier otra cosa), en unos *kits* de montaje de características similares a las descritas. Aprovecho esta ocasión para indicaros lo conveniente que es estar al tanto de las novedades que van apareciendo en el mercado sobre el tema que nos preocupa, recoger folletos, escribir a los anuncios, tener en suma información sobre todo lo que tenga que ver con el trucaje ha de ser uno de vuestros objetivos para estar al día. Creedme que este es un buen consejo y no se necesita más allá que unas cuantas carpetas y escribir, de vez en cuando, alguna carta.

Volviendo a nuestro asunto, digamos, para finalizar, que aumentar potencia y aceleración con la ayuda del compresor es una tarea apasionante para los que estamos enamorados de los motores. Si conseguimos acertar en nuestras apreciaciones, y conseguir un montaje adecuado, y un compresor fiable, los resultados obtenidos no tienen comparación con ninguna otra cosa que pueda llevarse a cabo en el motor. Y también tenemos la ventaja de que no comprometemos la parte física del motor, en el sentido de que todo, en última instancia, podemos volverlo a poner como estaba, mientras que cuando rebajamos la culata, aligeramos volante, cigüeñal, bielas, etcétera (porque la lima no perdona), si aquello no funciona como Dios manda, no hay solución para volver atrás.

Antes de terminar del todo creo oportuno, para vosotros, los estudiosos, ver algunos cálculos fundamentales por los que se rigen los compresores. Quien no quiera saber nada con las fórmulas, y le den dolor de cabeza, que acabe aquí y pase al próximo capítulo; pero los interesados en saber cómo se calculan las piezas y las condiciones que hay que tener en cuenta para ello, pueden seguir adelante para saber algo más del porqué de los porqués.

Los compresores en números

Volvamos a la regla que a estas alturas ya os la debéis saber de memoria: *“La potencia de un motor no puede ser aumentada nada más que en la misma medida*

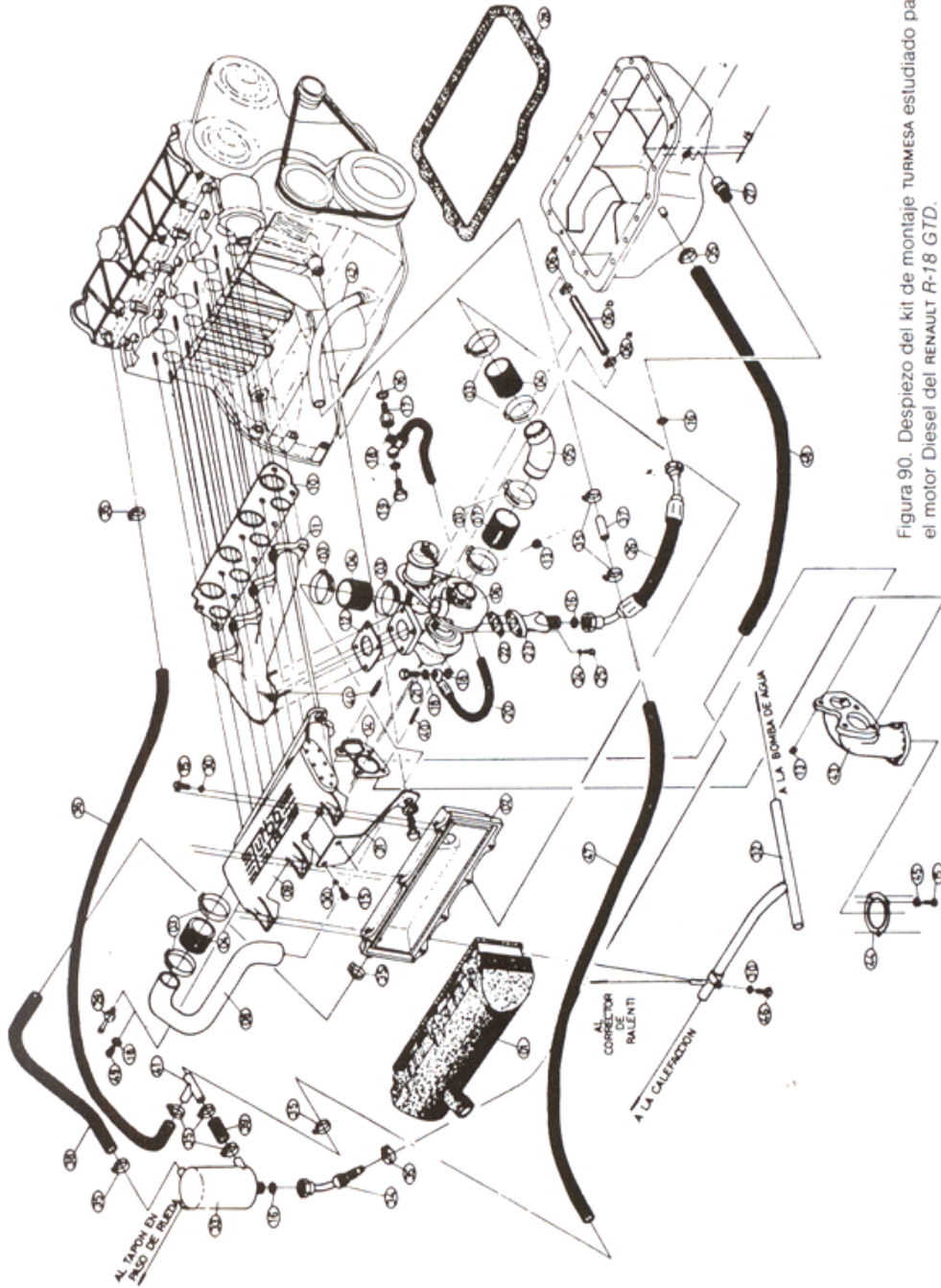


Figura 90. Despiece del kit de montaje TURMESA estudiado para el motor Diesel del RENAULT R-18 GTD.

en que se consigue aumentar su consumo de aire." (Aquí decimos "consumo de aire" para que la regla pueda servir para todo tipo de motores de combustión interna, incluidos, por lo tanto, los Diesel. En los del ciclo de explosión podríamos decir, con mayor propiedad, su "consumo de mezcla").

El consumo de mezcla, pues, es mayor si lo introducimos a presión dentro de las cámaras de combustión. Así tenemos que

$$V_1 \cdot p_a = V \cdot p_1$$

es decir, que el volumen del gas que entra en el cilindro (V_1), multiplicado por la presión atmosférica (p_a) —en este caso la presión atmosférica es igual a la unidad— es igual al volumen del cilindro (V) multiplicado por la presión a que es introducido el gas (p_1), que es superior a una atmósfera en el caso de los motores sobrealimentados, pues

$$p_1 = p_a + H'$$

en donde H' es la sobrepresión que da una columna de mercurio.

Poniendo un ejemplo de esta evidente ecuación podemos hacer el siguiente supuesto:

Un motor de cilindrada total de 250 c.c.

Presión de sobrealimentación: 1,30 at.

En estas condiciones, si aplicamos la primera fórmula tenemos:

$$V_1 \cdot 1 = 250 \times 1,30$$

en donde

$$V_1 = \frac{250 \times 1,30}{1} = 325 \text{ c.c.}$$

Por lo tanto, este motor actúa como si se tratara de un motor de 325 c.c. teóricamente. Pues bien: Si un motor de 250 c.c. llena su cilindro con 325 c.c. ya se ve claramente que debe tener también mayor potencia. Esto podemos confirmarlo si le aplicamos la fórmula de la potencia del motor:

$$N = \frac{p_m \cdot V \cdot n}{75 \times 120} \times \eta_m \times \eta_t$$

en donde N es la potencia del motor; p_m , la presión media sobre el émbolo; V , el volumen del motor o cilindrada; n , el número de r.p.m.; 75, el valor de un kilogramo y 120 el resultado de multiplicar 60 segundos por 2 al tratarse de un motor de cuatro tiempos, ya que solamente tiene un tiempo de trabajo cada dos carreras (así, si se tratara de un motor de dos tiempos bastaría dividir por 60). η_m es el rendimiento mecánico, y η_t el rendimiento térmico.

Apliquemos esta fórmula al siguiente ejemplo:

Supongamos que se trata de un motor de cuatro tiempos, de 422 c.c. de cilindrada en cada uno de sus dos cilindros. La presión media de la combustión es de

6,20 Kg/cm². Las máximas r.p.m. son 6.500. El rendimiento mecánico (η_m) podemos establecerlo en 0,70 y el rendimiento térmico (η_t) en 0,35. Su compresión actual es de 8,50:1, y el volumen de su cámara de combustión, una vez medida, da 56,26 c.c.

La potencia teórica de un motor en estas condiciones la podemos saber si aplicamos la fórmula dada últimamente, y sustituyendo las letras por los datos numéricos que ya tenemos. De este modo nos resultará para un motor atmosférico:

$$N = \frac{(p_m) 6,20 \times (V) 422 \times 2 \times (n) 6500}{75 \times 120 \times 10} \times (\eta_m) 0,70 \times (\eta_t) 0,35 = 92,59 \text{ CV.}$$

(Para que no os salga humo de la cabeza es necesario decir algo sobre esta aplicación de la fórmula y sobre sus consecuencias. Ante todo nos estamos moviendo ahora dentro de un campo estrictamente teórico. Por otra parte este motor proporciona esta potencia sin arrastrar ningún elemento indispensable pero que a la vez consume potencia, tales como un generador de corriente, unas bombas de agua, aceite o gasolina, etcétera, de modo que esta potencia es una potencia que podríamos llamar *pura* y que no es comparable, por supuesto, con las potencias DIN que estáis acostumbrados a leer en los catálogos de los motores, aun cuando éstos estén también a veces llenos de fantasía. Otra cosa que llama también la atención en esta fórmula: en la parte baja hemos multiplicado por 10. Esto se debe al salto que se produce en las unidades entre cm² y cm³). Hechas estas advertencias, pasemos a seguir nuestro razonamiento.

En el caso de este mismo motor sobrealimentado, con una sobrepresión de 0,40, equivaldría a:

$$V_1 = V \cdot p_1$$

lo que es igual a

$$V_1 = (422 \times 2) \times 1,40 = 1.181,60 \text{ c.c.}$$

de lo que se deduce, al igual que la fórmula que hemos visto antes:

$$N = \frac{6,20 \times 1.181,60 \times 6.500}{75 \times 120 \times 10} \times 0,70 \times 0,35 = 129,62 \text{ CV.}$$

Según nos demuestra esta fórmula, la ganancia en CV de un motor sobrealimentado en las condiciones descritas, que no son ni mucho menos críticas, logra una potencia superior en un 40 % sobre la misma potencia de este mismo motor dotado de respiración atmosférica.

Problema de compresión

El pasado domingo, estando en casa para cumplir aquello de que "el séptimo descansó", pero teniendo la cabeza inconscientemente ocupada en este asunto de la sobrealimentación, mi curiosidad me llevó a consultar los libros de mi biblioteca particular para ver, sobre todo, qué decían sobre este tema los antiguos. Encontré un libro llamado sencillamente *AUTOMOBILE*, del autor Gabriel Lienhard,

editado en el año 1927 por la aún prestigiosa editorial Dunod, que se hallaba entonces en el 29, rue Bonaparte, del mismísimo París, por aquel entonces capital de Europa. Ojeando el libro leí: "Como ya se sabe desde antiguo, el rendimiento térmico del motor aumenta con la compresión". Así pues, en 1927 ya tenían una perfecta idea de por dónde iban los tiros. Y más aún cuando añadían que la relación de compresión dependía: a) del diseño de la cámara de combustión; b) de la riqueza de la mezcla; y c) de la naturaleza del combustible. (En aquel entonces no se podía pasar sin riesgo de una relación de compresión de 5,50:1).

Casi sesenta años después hemos conseguido fabricar en serie complicadas culatas con las cámaras de compresión de lo más perfectas. Hemos conseguido también poder regular con gran aproximación nuestros carburadores para obtener una riqueza de mezcla del todo adecuada (y hasta una riqueza exacta por medio de los microprocesadores que se aplican en algunos automóviles de precio) y hemos conseguido algo, pero no todo, sobre la "naturaleza" de las gasolinas. Pero nuestro problema sigue todavía en la "naturaleza" de las gasolinas y en sus famosos índices de octano. Nuestros motores atmosféricos de turismo llegan a 9:1 con facilidad y nuestras gasolinas extras permiten llegar al 10:1 sin demasiados o muchos problemas de detonación. Pero, ¿qué pasa más allá de este misterioso 10:1? La respuesta es sencilla: la ruina del motor si la detonación no se controla. Sobrepresiones en las piezas mecánicas por explosiones a destiempo y elevación de la temperatura hasta límites prohibitivos, son dos de las muestras del mal de vientre que debe soportar un motor cuando vamos más allá de los límites del octanaje de las gasolinas. Por lo tanto, o cambiamos la arquitectura ingenieril de nuestro motores, o continuamos investigando en el campo de las gasolinas para conseguir sacarles el mayor rendimiento térmico, como decían ya en 1927 y, posiblemente, antes.

Pero el mecánico que se dedica al trucaje de motores no puede, en verdad, dedicarse a manipular en los laboratorios de las grandes empresas de refinado de petróleos, y la "naturaleza" de las gasolinas con las que debe contar siempre, es la que se vende, a un precio más caro que la leche y el vino, en los surtidores que abundan al pie de las carreteras. Por lo tanto, ojo a las grandes y elevadas compresiones.

Todo este largo promedio tiene su razón de ser porque en todos los trabajos de trucaje que hemos estudiado a través del presente libro, prácticamente ninguno afecta a la relación de compresión (salvo, por supuesto, el capítulo número 2 dedicado específicamente a este asunto). Pero la sobrealimentación hace esto:

Acabamos de ver que la potencia aumenta a medida que aumenta la cantidad de mezcla que entra en los cilindros. Tal ha ocurrido en el ejemplo que hemos puesto en aquel motor de 422 c.c. y dos cilindros, que acabamos de ver. Hasta aquí todo es ideal y perfecto, pero: ¿Qué ha pasado con la relación de compresión en el interior de la cámara de combustión? Decíamos al principio que este motor tenía una compresión de 8,50:1 en su sistema de funcionamiento con respiración atmosférica, y que el volumen de su cámara era de 56,26 c.c. Por lo tanto podemos hacer la comprobación aplicando la fórmula que dimos en el capítulo 2:

$$\frac{V + v}{v} = R_c$$

en donde R_c es la relación de compresión; V , el volumen del cilindro, y v , el volumen de la cámara de combustión. Así podemos ver que esta ecuación se cumple aplicando los datos del motor que hemos puesto de ejemplo:

$$\frac{422 + 56,26}{56,26} = 8,50$$

Pero cuando, en virtud de la sobrepresión proporcionada por el tipo de compresor que se haya decidido instalar, se aumenta el volumen del gas que entra en el cilindro (V_1) elevándolo hasta 590,80 c.c. como hemos visto más arriba (la cilindrada de 1.181,60 c.c. dividida por 2, por tratarse de un motor bicilíndrico) la relación de compresión queda en

$$\frac{590,80 + 56,26}{56,26} = 11,50$$

¿Podrán las gasolinas del momento soportar estas presiones sin que se presente la detonación y el émbolo pueda llegar a agujerarse? Yo diría que, para ser prudentes, deberíamos hacer dos cosas: o aumentar el volumen de la cámara de combustión, o rebajar la sobrepresión proporcionada por el compresor hasta límites que podemos establecer como máximo en una relación de 10,50:1.

Desde el punto de vista teórico podemos calcular la sobrepresión necesaria de acuerdo con las fórmulas que hemos dado antes. Así tenemos que partiendo de la fórmula

$$R_c = \frac{V + v}{v}$$

tenemos que encontrar el valor del volumen del cilindro, es decir, el valor de V . Por lo tanto

$$V = V_c \cdot (C - 1)$$

lo que significa, traducido a los números de nuestro ejemplo,

$$V = 56,26 \times (10,50 - 1) = 534,47 \text{ c.c.}$$

El problema queda ahora determinado en saber la presión que representa este aumento de 534,47 c.c. con respecto a los 422 c.c. iniciales que tiene el volumen del cilindro del motor atmosférico. Recordemos que este dato viene dado por la fórmula:

$$V_1 \cdot p_a = V \cdot p_1$$

Para saber el valor de p_1 se procederá así:

$$p_1 = \frac{V_1 \cdot p_a}{V}$$

o lo que es igual, en el ejemplo que nos ocupa,

$$p_1 = \frac{534,47 \times 1}{422} = 1,2665 \text{ o } 1,27 \text{ at.}$$

Con esto queda pues, demostrado (y hasta el punto que la teoría puede demostrar estas cosas con cálculos sencillos que no tienen en cuenta los muchos factores complejos que actúan sobre los cuerpos líquidos que pasan por tubos amén de la dinámica del paso de los gases por las válvulas, etcétera), que para mantener una relación de compresión que no supere la de 10,50:1 el compresor no debe dar una presión superior a 1,27 atmósferas. Ahora bien, hay que reconocer que esta sobrepresión puede resultar pequeña para las facultades que puede tener un turbocompresor, por ejemplo, que, además, al ser accionado por los gases de escape no consume energía que pueda ser aprovechada de otra manera. Por ello, y para sacarle mayor rendimiento, deberíamos acudir a aumentar también un poco la cámara de combustión, con lo cual ganaríamos en potencia y podríamos seguir manteniéndonos en la línea de una relación de compresión de los 10,50:1 que habíamos establecido. La forma de proceder más lógica será acudir a aumentar la separación entre la culata y el bloque por medio de poner una junta de culata más gruesa, o, en su defecto, dos juntas. En un motor como el que nos ocupa en el que los cilindros deberían tener unas dimensiones tales como un diámetro de 86 mm. y una carrera de 72,70 mm., la ganancia no es pequeña, y todavía lo sería mucho mayor en motores de mayor diámetro. Pero en el caso de este motor, y nada más que consiguiéramos un fácil aumento de 1 mm. esto representaría aumentar la cámara en 5,8082 c.c. Así pues dejaríamos la cámara en $56,26 + 5,81 = 62,07$ c.c.

Procediendo del mismo modo que en el ejemplo anterior, tendremos que:

$$V = 62,07 \times (10,50 - 1) = 589,665 \text{ c.c.}$$

y aplicando la anterior fórmula, tal como vimos,

$$p = \frac{V_1 + p_a}{V} = \frac{589,665 \times 1}{422} = 1,397 \text{ ó } 1,40 \text{ atmósferas.}$$

¡Buena presión y buena relación de compresión! Podemos muy bien decir que teóricamente la adopción de un *turbo* que reúna estas condiciones en la práctica, puede dar origen a una transformación del motor muy buena. Pero al margen de todo, lo que será sorprendente es el aumento de potencia que el conductor encontrará en su *nuevo* vehículo, el aumento del par y hasta un menor consumo. Tendrá que mejorar sin duda sus neumáticos pues difícilmente podrá controlar las bruscas aceleraciones que un *turbo* es capaz de dar.

Por otra parte se tendrá que modificar el carburador y, a ser posible, reforzar el embrague...

Como final de este apartado os tengo que decir que, en líneas generales, no se considera bueno pasar más allá de valores de 1,50 at. de sobrepresión en los motores de gasolina, ni vale la pena poner un *turbo* para obtener menos de 1,30 at. Tenedlo en cuenta.

Cálculo de los elementos de los compresores

Fabricar compresores es una tarea que solamente puede ser llevada a término por los especialistas. Y ello no solamente por el proyecto y diseño de las partes integrantes, sino también, y muy especialmente, por la elección de materiales que es preciso elegir y tratar para estos fines. Cualquiera de nuestros lectores que crea que debe utilizar un compresor tiene, pues, que acudir a comprarlo en casa del especialista, y no se nos oculta que estas máquinas son doblemente caras: en primer lugar, por la tecnología que, especialmente los *turbos* utilizan derivada de las turbinas que deben estar construidas con materiales que puedan soportar altísimas temperaturas. En segundo lugar, por las plusvalías con que los comerciantes intermediarios castigan estas máquinas. Pero no hay otro remedio. Pierde el tiempo quien intente fabricarse un *turbo* y poco más o menos lo mismo quien intente hacer un compresor volumétrico. Y lo digo por experiencia.

De todos modos un compresor hay que saber elegirlo. Si nos da problemas hemos de saber encontrar soluciones. Si lo hemos de adaptar para un motor hemos de saber qué vamos a hacer y en dónde. Pues bien: Creo que el conocimiento de la forma teórica de calcularlo puede servir de ayuda a la hora de tratar de aplicar un *kit* completo —o un compresor— a un motor determinado. Así pues, las fórmulas que damos a continuación tienen por objeto la ayuda para el mecánico en la elección del compresor, o bien para determinar a qué motor puede aplicarse un compresor determinado. Dicho esto vayamos a por lo de los números.

Turbocompresores

Características del rotor

Ejemplo de cálculo aproximado:

Presión de los gases a su entrada al cilindro: 1,40 at., o sea 400 cm. de columna de agua de sobrepresión.

Peso específico del aire: $\rho_e = 1,29 \text{ Kg/m}^3$ a la presión y temperatura ambiente normales.

Coefficiente de presión: $f = 2$.

Gravedad: $g = 9,8 \text{ m/s}$.

Hay que hallar la velocidad a que debe ser impulsado el aire, lo que viene proporcionado por la fórmula

$$v_a = \sqrt{\frac{g \cdot H' \cdot f}{\rho_e}}$$

lo que determina en el caso de nuestro ejemplo:

$$v_a = \sqrt{\frac{9,8 \times 400 \times 2}{1,29}} = \sqrt{6.077} = 77,95 \text{ ó } 78 \text{ m/seg.}$$

Número de revoluciones del rodete

Conociendo la velocidad a que debe circular el aire y el diámetro (D) del rodete, que podemos medir, (supongamos que en nuestro ejemplo tenga 0,10 m.) el número de r.p.m. vendrá determinado por la relación:

$$v_a = \frac{\pi \cdot D \cdot n}{60}$$

y de esta igualdad podemos deducir que

$$n = \frac{v_a \cdot 60}{\pi \cdot D}$$

lo que, trasladado a los números de nuestro ejemplo, nos deja en

$$n = \frac{78 \times 60}{3,1416 \times 0,10} = \frac{4.680}{0,31416} = 14.897 \text{ ó } 15.000 \text{ r.p.m.}$$

Características de los álabes

En líneas generales, las dimensiones de los álabes se expresan por coeficientes de relación entre otras medidas que tienen que ver con el diámetro del rotor. Si, como hemos dicho, tenemos $D = 0,10$ m., tendremos:

$$\text{Ancho axial de los álabes: } b = 0,25 \times D$$

$$\text{Ancho axial de la periferia: } b_1 = b \left(\frac{l}{D} \right)$$

$$\text{Largo radial: } l = \frac{D}{3}$$

$$\text{Número de álabes del rodete: } z = 0,40 \times D$$

Aplicando estas proporciones a nuestro ejemplo, tendremos:

$$\text{Ancho axial de los álabes: } b = 0,25 \times D; 0,25 \times 0,10 = 0,025 \text{ m. ó } 2,50 \text{ cms. en la base.}$$

$$\text{Ancho axial de la periferia: } b_1 = b \left(\frac{l}{D} \right); 2,50 \left(\frac{3,3}{10} \right) = 0,82 \text{ cms.}$$

$$\text{Largo radial: } l = \frac{D}{3}; \frac{0,10}{3} = 0,033 \text{ m. ó } 3,30 \text{ cms.}$$

$$\text{Número de álabes del rodete: } z = 0,40 \times D; 0,40 \times 10 = 4 \text{ álabes.}$$

Caudal aspirado

Nuestro motor recordamos que tiene una cilindrada total de 844 c.c., y su velocidad de régimen de giro es de 6.500 r.p.m. El caudal aspirado (Q) viene proporcionado por la fórmula:

$$Q = V (p_a + H') \cdot \frac{n}{120}$$

Aplicando a nuestro ejemplo esta fórmula, tenemos:

$$Q = 844 \times (1 + 0,40) \times \frac{6.500}{120} = 1181,6 \times 54,166 = 64.003,33 \text{ cm}^3 \text{ ó } 0,064 \text{ m}^3/\text{seg.}$$

Velocidad del aire a la entrada al rodete

La velocidad del aire a la entrada al rodete (Q_1) viene determinada por la siguiente fórmula:

$$Q_1 = v_a \cdot S$$

Pero Q_1 es el resultado de:

$$Q_1 = \frac{Q}{\eta}$$

Aquí, Q es el caudal real y η , el rendimiento del ventilador que en casos prácticos oscila entre 0,30 a 0,50 para ventiladores pequeños del tipo que nos ocupa; S es la sección del orificio de aspiración. Por ello,

$$Q_1 = \frac{0,064}{0,4} = 0,16$$

Y así,

$$0,16 = v_a \times 0,007854; \text{ en donde } v_a = \frac{0,16}{0,007854} = 20,37 \text{ m/seg.}$$

Características del estator

Nos referimos aquí a la carcasa del rotor, o sea, a la pieza envolvente dentro de la cual gira el rodete. Lo importante de esta pieza es la sección de los orificios, tanto de entrada como de salida:

Orificio de aspiración:

Este orificio (d_a) se calcula de acuerdo con el diámetro que tiene el rodete, bajo la siguiente relación:

$$d_a = \frac{D}{3}$$

En el *turbo* que nos ocupa tendremos pues:

$$d_a = \frac{10}{3} = 3,33 \text{ cms. de diámetro.}$$

La sección (S_a) será:

$$S_a = \frac{\pi \cdot D^2}{4}; \quad \frac{3,1416 \times 10^2}{4} = 78,54 \text{ cm}^2.$$

Orificio de impulsión.

Aquí el gasto real (Q_1) debe ser igual al resultado de multiplicar la velocidad de salida del aire (v_a) por la sección de este mismo orificio de impulsión (S_i). Por consiguiente:

$$Q_q = v_a \cdot S_i$$

Así tenemos que,

$$S_i = \frac{Q_1}{v_a}$$

Aplicando esta fórmula a nuestro ejemplo, tenemos: (ya sabemos que la velocidad del rotor es de 78 m/seg):

$$S_i = \frac{0,16}{78} = 0,002051 \text{ m}^2 \text{ ó } 20,51 \text{ cm}^2$$

Consecuentemente, el diámetro de este orificio será:

$$d_i = \sqrt{\frac{S \cdot 4}{\pi}} = \sqrt{\frac{20,51 \times 4}{3,1416}} = 5,11 \text{ ó } 5 \text{ cm.}$$

Compresores de tipo roots

El perfil de las dos piezas que componen el rotor tienen entre sí una función de engranaje que hace que se tenga que considerar, para su diseño, con las caracte-

rísticas propias de las piezas dentadas. Como en el caso precedente, los orificios de entrada y de salida se hallan en el estator y enfrentados. Los diámetros, tanto de los orificios de entrada como de salida son iguales y deben ser también aproximadamente del mismo diámetro que el carburador en la zona de su cuerpo, y éste, a su vez, igual que el orificio de la válvula de admisión para que el gas no experimente variación en el régimen de circulación adecuado.

La cantidad efectiva de aire (Q), en metros cúbicos por segundo, que tiene que desplazar este compresor guarda relación proporcional con la sección del estator y con la longitud axial de los rodets (l), expresada en centímetros. En la siguiente fórmula vemos la posibilidad de calcular esta cantidad de aire (Q), o cualquiera de los otros componentes, del siguiente modo:

$$Q = \lambda \cdot \frac{n}{60} \cdot \pi \cdot R^2 \cdot l$$

Aquí λ es el rendimiento de la máquina; n, el número de r.p.m.; R es el radio mayor del estator, expresado en metros; y π , la constante 3,1416. Referente al rendimiento hay que tener en cuenta que este tipo de compresores es de una construcción muy precisa y puede establecerse en índices que van desde un 0,67 a un 0,71.

Volvamos al ejemplo del motor al que nos estamos refiriendo en todos nuestros supuestos. Recordemos que por medio de la fórmula

$$Q = V (p_a + H) \cdot \frac{n}{120}$$

supimos que este motor ha de obtener una cantidad de aire que se cifraba en 0,064 m³ por segundo, o sea, 64 litros. Supongamos que tenemos un compresor Roots que tiene un diámetro de 20 cm. en la parte interior del estator, y queremos saber la longitud axial que deberían tener los rodets. Aplicamos la fórmula que dimos al principio:

$$64 = 0,67 \times \frac{6.500}{60} \times 3,1416 \times 0,10^2 \times l$$

esto es igual a

$$64 = 72,58 \times 3,1416 \times 0,10^2 \times l$$

en donde

$$l = \frac{64}{72,58 \times 3,1416 \times 0,01} = \frac{64}{2,28} = 28 \text{ cms. de longitud.}$$

Cualquiera de los datos que se desee encontrar de esta fórmula puede obtenerse igualmente conociendo los restantes. Suponemos que el lector ya sabrá hacerlo por su cuenta.

Los compresores Roots deben de estar dotados de aletas de refrigeración pues generan mucho calor por su elevado régimen de giro y por el acto de la compresión misma del aire. Por este hecho, estos compresores son siempre muy voluminosos y pesados, tal como indicamos en otra parte de este capítulo.

Compresores de paletas

Los dos tipos de compresores descritos anteriormente son los que han resultado en la práctica más eficientes para acudir a la sobrealimentación de motores de gasolina. Sin embargo y para completar este estudio, nos creemos en la obligación de hablar también, aunque lo más brevemente posible, de lo que dicen las matemáticas aplicadas a los compresores de paletas. Reiteramos que este tipo de compresores tienen dos grandes inconvenientes que consisten en la dificultad de engrasar las paletas deslizantes y el enorme ruido que producen. Estos inconvenientes son suficientes como para que no os preocupéis más de ellos pese a la importante ventaja de su bajo coste y la facilidad que tienen incluso de que un mecánico se lo fabrique sin demasiadas dificultades. Pero hay que huir de la tentación. De todos modos, ahí van los principales datos.

Volumen de aire desplazado

El volumen de aire desplazado viene dado por la fórmula geométrica de la figura cilíndrica que se forma teniendo como base una corona circular (aunque sea excéntrica). La geometría nos dice que para hallar el volumen de esta figura tenemos que operar bajo la siguiente fórmula:

$$q = \frac{\pi}{4} (D^2 - d^2) \cdot l$$

en donde q es el volumen expresado en cm^3 ; D , el diámetro mayor del círculo, y d , el diámetro menor. La longitud de esta figura queda expresada por l .

El aire desplazado por este compresor (Q) viene, pues, determinado por el volumen interior que acabamos de ver (q) y está en función también con su régimen de giro (n) en número de revoluciones por minuto, y por el factor λ que representa el rendimiento del compresor. Así tenemos que:

$$q = \frac{Q}{n} \times \frac{1}{\lambda} = \frac{60 \cdot Q}{n \cdot \lambda}$$

Rotor

Las características generales del estudio de este compresor deben partir de la medida del rotor en su diámetro (d) o de la excentricidad que queda con respecto

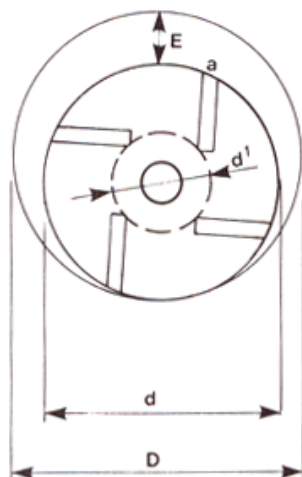


Figura 91. Medidas principales de un compresor de paletas de cara a su cálculo.

al cilindro mayor o estator (E). En la figura 91 podemos ver el conjunto de medidas que es preciso conocer y cuyas relaciones entre sí vamos a dar a continuación.

En cuanto al diámetro del rotor (d) hay que tener en cuenta que su medida condiciona el espacio que va a ocupar el compresor y que en relación con un volumen de aire determinado, cuanto más pequeño sea mayor tendrá que ser la longitud del compresor. Con ello van a haber problemas en el desplazamiento de las paletas además de mayor roce de las mismas en las paredes del estator. Por lo tanto conviene que estos compresores sean de un diámetro proporcionalmente bastante mayor que su longitud, tal como era el compresor que mostramos al lector en la pasada figura 71.

En cuanto a la excentricidad (E) debe oscilar entre un 15 a un 25 % con respecto al valor del diámetro del rotor (d), pues la excentricidad es la que determina en estas máquinas el desplazamiento de la paleta de su respectiva ranura y, en líneas generales, no es conveniente que la paleta salga de su alojamiento en mucho más de un tercio de su longitud.

Con todos estos detalles y advertencias podemos establecer ya las siguientes relaciones entre las diversas partes del compresor, que serán las siguientes:

Diámetro del rotor.....	$d = 4 \times E$
Diámetro en el fondo de las ranuras	$d' = 1 \times E \text{ ó } 1,2 \times E$
Profundidad de las ranuras	$h = 1,4 \times E \text{ ó } 1,5 \times E$
Ancho de las ranuras	$a = 0,10 \times E$

Estator

Por supuesto, el valor del diámetro interno del estator será igual a $D = d + E$. El dato importante será, pues, la longitud (l) del estator para poder determinar con ello

el volumen de aire desplazado por esta máquina. Podemos saberlo aplicando la fórmula dada anteriormente pero buscando el dato de la longitud del siguiente modo:

$$l = \frac{4 \cdot q}{\pi \cdot (D^2 - d^2)}$$

Con lo dicho damos por terminada esta parte dedicada a la sobrealimentación de motores, tema de la mayor importancia en las nuevas técnicas de trucaje y con la que se están obteniendo los mejores resultados. Pasemos a ver lo que hay que decir sobre los colectores de admisión en la siguiente parte.

COLECTORES DE ADMISION

Otro de los factores de gran importancia para mejorar la respiración del motor y conseguir un mayor aumento en la entrada de mezcla en su interior, es el buen diseño de los colectores de admisión, tema al que vamos a dedicarnos acto seguido con una serie de ejemplos que estoy seguro os van a ser de la mayor utilidad. Así pues, pongamos la quinta marcha, y vayamos al lío.

Entre el carburador y las válvulas de admisión es preciso que hayan unos conductos que canalicen la entrada de la mezcla al motor, y que favorezcan la vaporización de la gasolina (por mantenerla a temperatura relativamente elevadas, con lo que se consigue mejorar la homogeneidad de la mezcla a su salida del carburador). En los motores de más de un cilindro, y por poner un ejemplo, en los de cuatro, cada cilindro debe recibir la mezcla en iguales condiciones, es decir, la cantidad de llenado debe ser igual para cada cilindro e iguales han de ser también la dosificación de la mezcla y la homogeneidad de la misma. Sin embargo, los cilindros no están todos a igual distancia del carburador, por lo que el colector debe estar diseñado de tal forma que permita que se cumplan estas condiciones que acabamos de mencionar pese a los inconvenientes citados de la diferente longitud de los cilindros con respecto a la fuente que los alimenta. Los colectores deben cumplir también la condición de tener las paredes con la superficie interior lo más lisa posible y un poco inclinadas en dirección a la culata, para favorecer así el arranque en frío a temperaturas muy bajas por el hecho de que la gasolina que se condensa en las paredes de los colectores tenga tendencia a bajar por gravedad a alimentar sus respectivos cilindros. Si no se sigue este criterio, se pueden hacer las cosas mal, como sería el caso de los colectores que vemos en las figuras 92 y 93, ejemplos de mala colocación. En el primer caso, al tener el motor una inclinación de cinco grados, tal como se indica, ocurre que la gasolina tiene tendencia a bajar hacia los cilindros 5.º y 6.º, empobreciendo a los demás. En el caso de la segunda figura citada, la longitud del colector resulta excesiva y perjudica la regularidad de funcionamiento cuando el vehículo toma las curvas en la carretera. Por medio de estos ejemplos podemos darnos cuenta de que el diseño de los colectores es algo más complicado de lo que pudiera parecer a primera vista, y sobre todo en el caso del trucaje, tiene enorme importancia.

Ahora, por medio de una serie de ejemplos que vamos a ver en sucesivas figu-

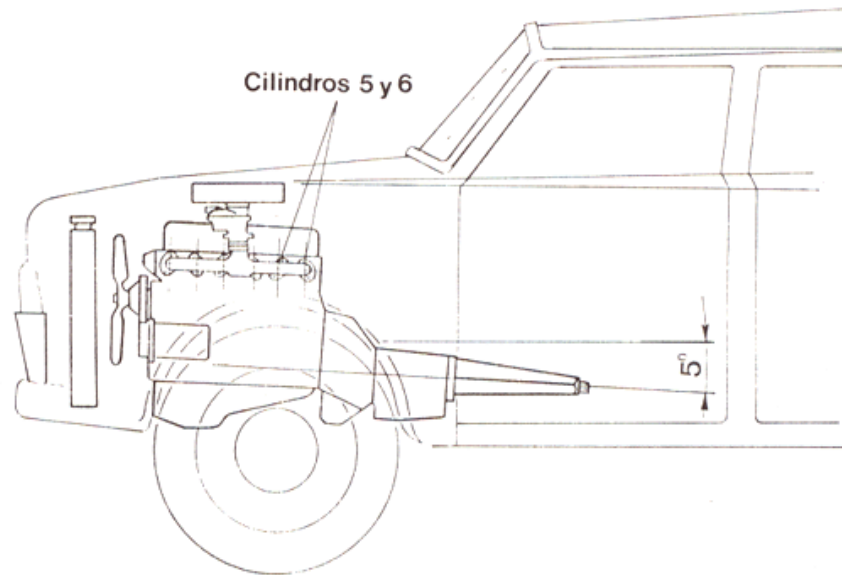


Figura 92. La inclinación del motor hace, en este caso, que se alimente con preferencia a los cilindros 5 y 6 en detrimento de los restantes.

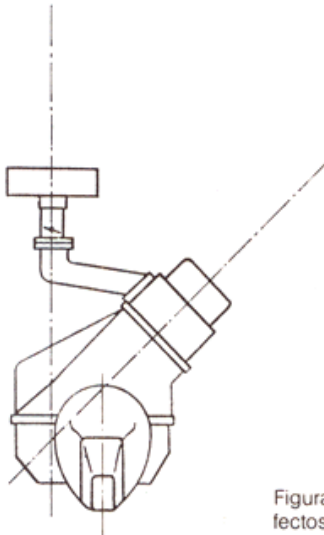


Figura 93. La excesiva longitud del colector de admisión provocará defectos de alimentación en las curvas cerradas.

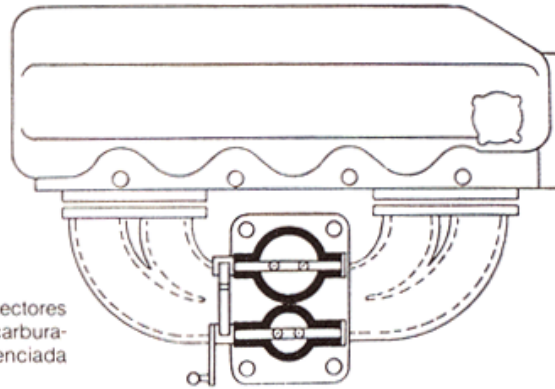


Figura 94. Sistema de diseño de colectores para un motor de cuatro cilindros con carburador de doble cuerpo y apertura diferenciada de las mariposas.

ras, vamos a estudiar colocaciones correctas para diferentes tipos de carburadores y para motores de diferente número de cilindros.

Motores de cuatro cilindros

En la figura 94 tenemos un ejemplo de diseño de colector para carburador de doble cuerpo, con apertura diferenciada de las mariposas. Como puede verse en el dibujo, se trata de una cámara única que existe debajo del carburador, de la que cada émbolo toma, en su carrera de aspiración, la mezcla que precise. Otra variante puede verse en la figura 95 donde se presenta el diseño de un colector para carburador de doble cuerpo, también de apertura diferenciada de las mariposas, pero de curvas más suaves, aunque en este caso el aumento del recorrido de la mezcla no mejora el llenado de los cilindros extremos. También tenemos otra solución en la figura 96 para motor de cuatro cilindros en V. El carburador central puede, en este caso, distribuir la mezcla con gran efectividad ya que todos los cilindros se hallan a igual distancia de la fuente de alimentación.

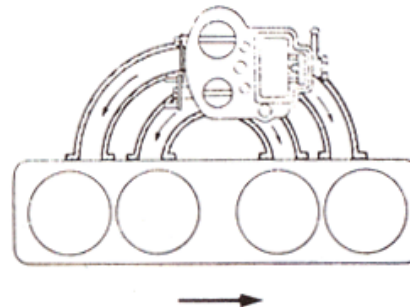


Figura 95. Otro tipo de colector para unas condiciones de funcionamiento similares a las de la figura anterior.

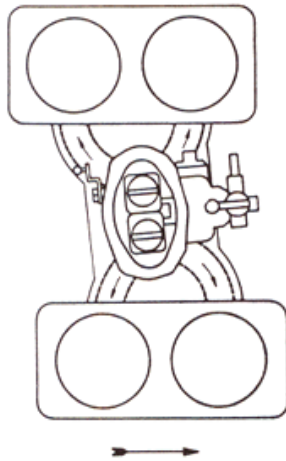


Figura 96. Diseño muy correcto para un motor de cuatro cilindros en V con carburador de doble cuerpo de apertura diferenciada de las mariposas.

El ejemplo presentado en la figura 97 corresponde al diseño de un colector para carburador también de doble cuerpo, pero con apertura sincronizada de las mariposas. En este caso, cada cuerpo del carburador debe alimentar dos cilindros independientemente, como si se tratara de dos carburadores. El colector forma, debajo de cada cuerpo, una cámara única. Este sistema aumenta el consumo con respecto a los carburadores de apertura diferenciada, pero mejora el llenado del cilindro y su alimentación.

El uso de carburadores de doble cuerpo con apertura sincronizada de las mariposas nos da diseños de colectores como los mostrados en las figuras 98 y 99. En ambos casos se trata de colectores independientes para cada cilindro y para cada cuerpo del carburador. Otra versión, para motor boxer es el mostrado en la figura 100, que sigue la misma teoría de proximidad y cámara única.

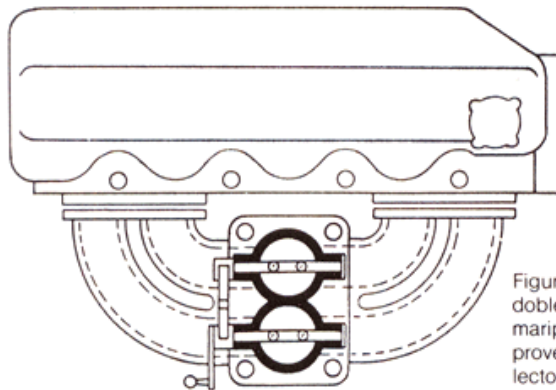


Figura 97. En el caso de los carburadores de doble cuerpo con apertura sincronizada de las mariposas, el diseño del colector mejora si se provee de cámaras independientes en el colector, tal como muestra la figura.

Figura 98. Diseño de colectores para carburadores de doble cuerpo de apertura sincronizada en la que cada cuerpo alimenta un solo cilindro.

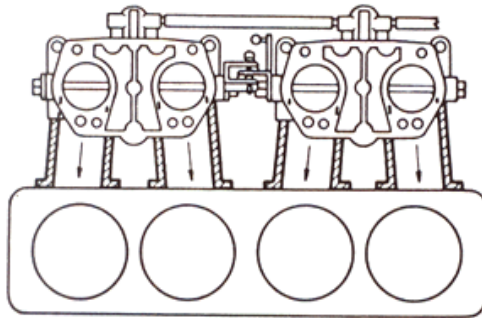
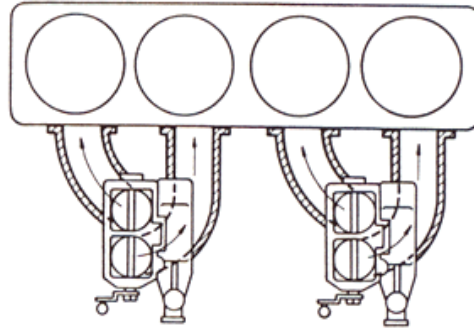


Figura 99. Colectores independientes para cada cilindro.

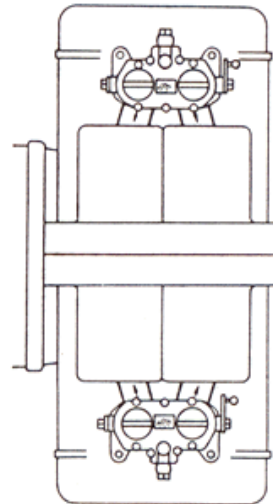


Figura 100. Colocación de dos carburadores en motores boxer de cuatro cilindros.

Los carburadores horizontales de dos cuerpos y apertura sincronizada de las mariposas, de la serie *DCOE* de *WEBER*, por ejemplo, pueden proporcionar los mejores resultados con colectores de admisión como el presentado ahora en la figura 101. Cada cuerpo alimenta dos cilindros por medio de una cámara propia para cada dos cilindros; pero, por supuesto, el mejor sistema consiste en lograr la alimentación de cada cilindro por un solo cuerpo de carburador, como es el caso de

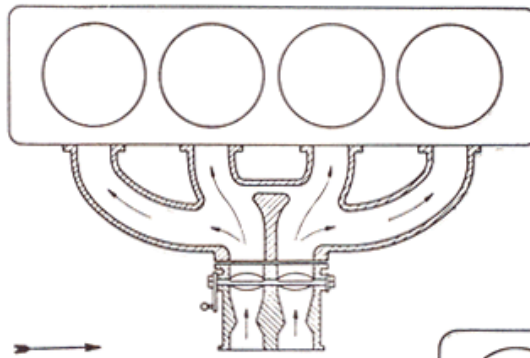


Figura 101. En instalaciones de tipo deportivo, con la utilización de carburadores horizontales, éste es un buen diseño de colector de admisión.

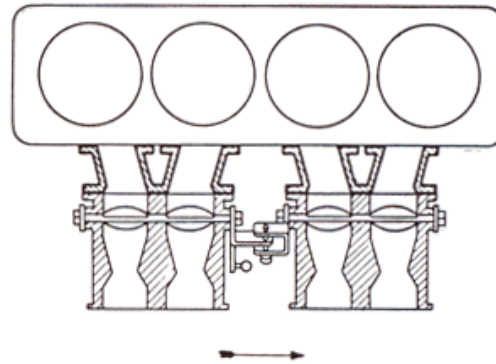


Figura 102. Un caso todavía más perfecto que el presentado en la figura anterior.

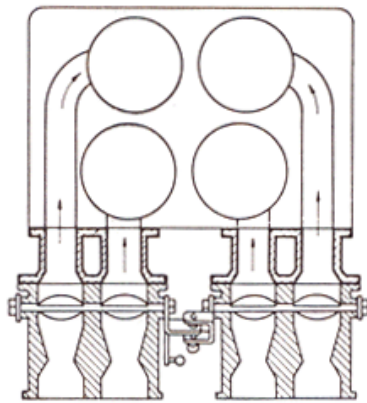


Figura 103. Diseño para motor de cuatro cilindros en V.

Figura 104. En el caso de motores de seis cilindros equipados con un solo carburador de doble cuerpo y apertura diferenciada de las mariposas hay que acudir a diseños provistos de cámara común en el colector de admisión.

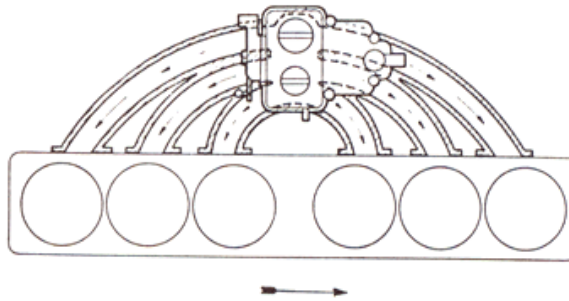
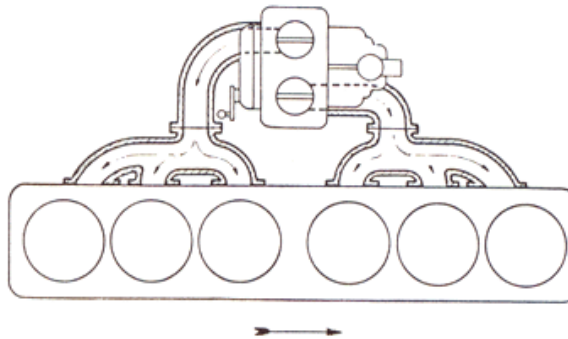


Figura 105. En el caso de carburadores de doble cuerpo con apertura sincronizada, cada cuerpo debe alimentar a tres cilindros, de modo que resultan diseños de colectores como el presentado aquí.



la figura 102. Los colectores, cortos y directos, mejoran la respuesta del motor a las aceleraciones.

En el caso de cuatro cilindros en V, tenemos otra disposición muy adecuada en la figura 103.

Motores de seis cilindros

La teoría que rige el diseño de los colectores útiles para estos motores es la misma que vimos al presentar modelos para motores de cuatro cilindros. Veamos, por medio de ejemplos, las características que deben presentar.

En primer lugar tenemos, en la figura 104, la disposición de los colectores para alimentar un motor de seis cilindros con un carburador de doble cuerpo y apertura diferenciada de las mariposas. Aquí también tenemos una cámara única debajo del carburador, de la que toman la mezcla cada uno de los émbolos, en su carrera de aspiración; pero en el caso de un doble cuerpo con apertura sincronizada de las mariposas tenemos la figura 105 en la que cada uno de los cuerpos del carburador alimenta a tres cilindros del motor a base de dos cámaras independientes.

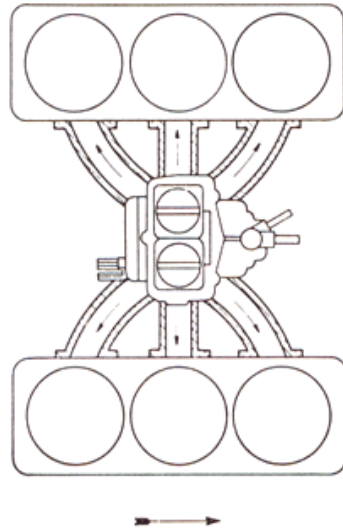


Figura 106. Diseño de colectores para motor de seis cilindros en V. Cada cuerpo del carburador alimenta tres cilindros.

Figura 107. Diseño para carburadores horizontales dobles.

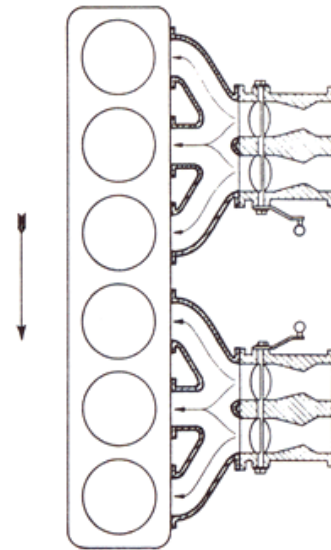
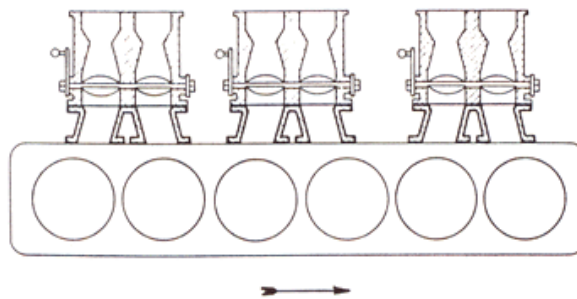


Figura 108. La forma más racional de alimentación de un motor de seis cilindros es utilizar tres carburadores dobles. En este caso el diseño de los colectores de admisión debe ser semejante al que se muestra aquí.

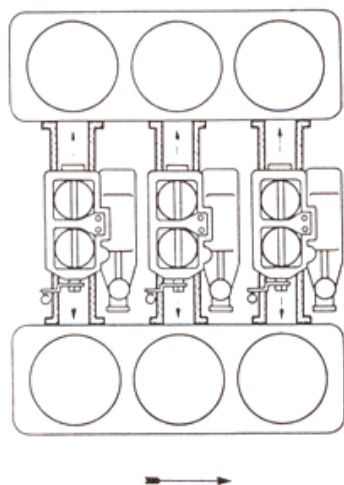


Figura 109. Colectores para carburadores dobles en un motor de seis cilindros en V.

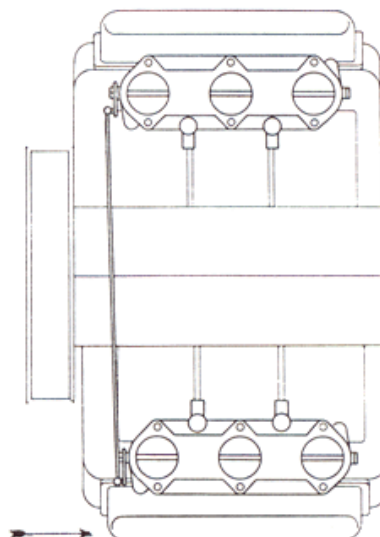


Figura 110. Utilización de carburadores de triple cuerpo en un motor de seis cilindros de tipo boxer.

En el caso de seis cilindros en V, disposición muy corriente hoy en día en motores de elevado rendimiento para los turismos, podemos ver un diseño adecuado en la figura 106, donde cada cuerpo alimenta los cilindros de su lado. (En este caso, como en los demás, la flecha indica la dirección de marcha del vehículo).

Con los carburadores horizontales pueden hacerse colectores como los presentados en la figura 107, donde, por medio de un carburador de dos cuerpos se alimenta a tres cilindros, o a la versión más racional de alimentar los seis cilindros con una batería de tres carburadores, como es el caso que presenta la figura 108.

También tenemos el caso presentado en la figura 109 de utilización de tres carburadores de doble cuerpo invertidos, con apertura sincronizada de la mariposa, en un motor de seis cilindros en V, donde cada cuerpo alimenta un solo cilindro.

En la serie deportiva de los carburadores que fabrica la WEBER, y para los motores de elevado número de cilindros, se fabrican también carburadores de tres cuerpos, con mariposas sincronizadas. Lo veremos con especial interés al hablar de los motores de doce cilindros, pero pueden servirnos también para los motores de seis. Dos baterías de carburadores de este tipo pueden servir para alimentar un motor de seis cilindros opuestos, en cuyo caso nos encontramos con disposiciones como la mostrada en la figura 110, en la que la instalación corresponde a un carburador por cilindro.

Un ejemplo práctico de este mismo montaje lo tenemos en la nueva figura 111, donde se muestra el motor de un automóvil de la marca alemana PORSCHE.

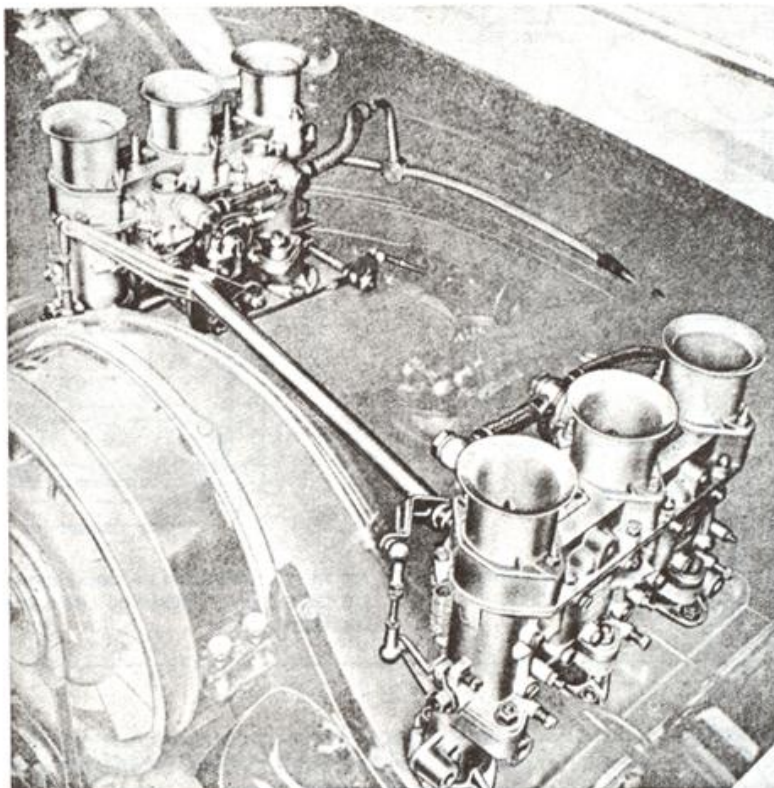


Figura 111. Realización práctica de la instalación esquematizada en la figura anterior.

Motores de ocho cilindros

En la actualidad, todos los motores de ocho cilindros (y también los de doce) se fabrican en V. Por lo tanto se acude, en el caso de motores deportivos, a disposiciones como la presentada en la figura 112, a base de cuatro carburadores de doble cuerpo, de mariposa sincronizada, alimentando cada cuerpo a un cilindro. El diseño del colector de admisión es pues, poco complicado en este caso.

En motores no deportivos, el diseño de los colectores acostumbra a ser semejante al que muestra la figura 113, en donde cada cuerpo del carburador alimenta a cuatro cilindros por un sistema semejante al de un motor de cuatro cilindros y carburador monocuerpo. Otra solución más interesante, puede verse en la figura 114, en donde cada cuerpo reparte su flujo entre los cilindros extremos y los centrales de cada una de las V.

Figura 112. Diseño de colectores para motor de ocho cilindros en V a base de cuatro carburadores dobles de apertura sincronizada de las mariposas.

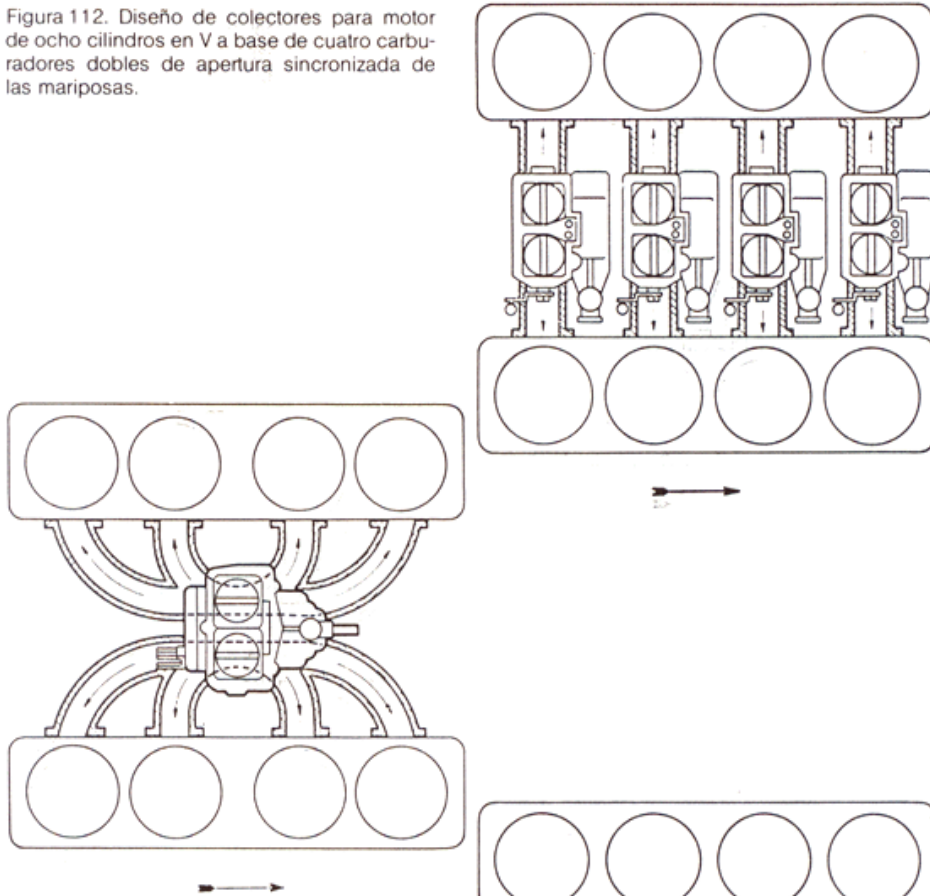


Figura 113. Diseño de colector para un motor de ocho cilindros en V y carburador de doble cuerpo con apertura sincronizada.

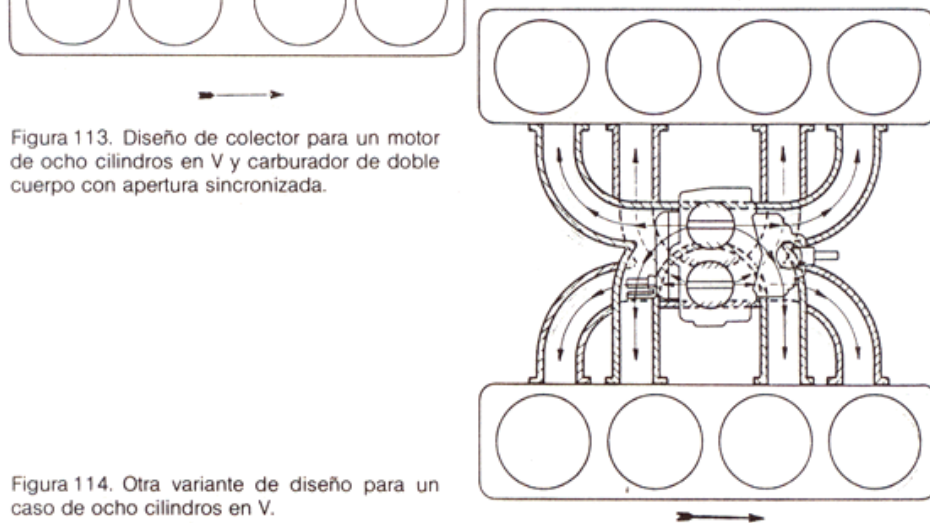


Figura 114. Otra variante de diseño para un caso de ocho cilindros en V.

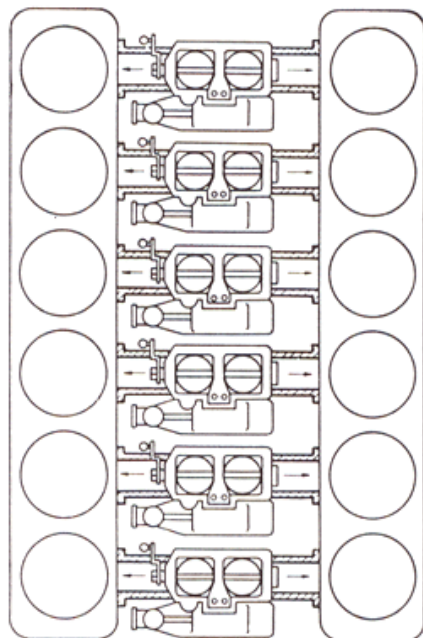


Figura 115. Batería de colectores para un motor deportivo de 12 cilindros en V alimentados por seis carburadores de doble cuerpo.

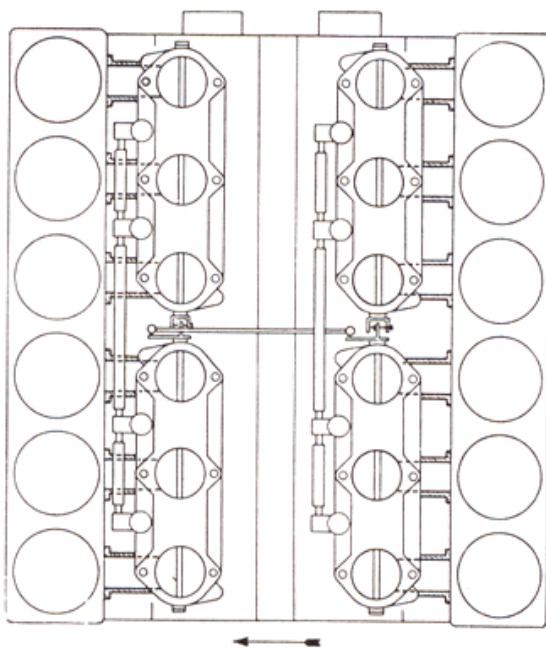


Figura 116. Otra disposición de colectores utilizando baterías de carburadores de triple cuerpo, en motores de doce cilindros en V.

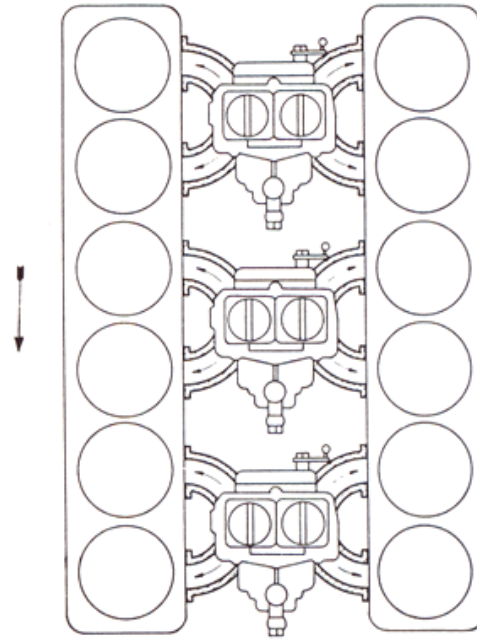


Figura 117. Colectores para alimentación con sólo tres carburadores de doble cuerpo a un motor de doce cilindros en V.

Motores de doce cilindros

Para acabar veamos disposiciones de carburadores y diseños de colectores de admisión para motores de doce cilindros en V, caso de los grandes superdeportivos cuyos motores no han sido convertidos a sistemas de inyección de gasolina, como es ya casi general. En las figuras 115 y 116 se muestran dos soluciones para conseguir alimentar cada cilindro con un carburador o cuerpo. La primera solución es la misma que ya vimos en las figuras 112 y 109 y que, en los cilindros en V podría multiplicarse tantas veces como fuera necesario. La solución de la segunda figura está basada en la utilización de carburadores de triple cuerpo.

Por último veamos en la figura 117 el diseño de los colectores de uno de estos motores alimentado por tres carburadores de doble cuerpo. En este caso, como se puede apreciar, cada cuerpo alimenta a dos cilindros.

Otros factores

Aunque aparezca a simple vista que un colector de admisión es un simple tubo, y basta; la cosa es más complicada. En general, y sobre todo en lo que al trucaje respecta, se pretende: A) Reducir al mínimo la distancia que va desde el car-

burador hasta el interior del cilindro. B) Evitar los recodos que puedan provocar contracorrientes. Y C) Conseguir una forma tal que todos los cilindros se hallen a la misma distancia del carburador que los alimenta. De acuerdo con estos tres factores, y combinándolos del mejor modo posible, los ingenieros diseñan sus colectores de admisión cumpliendo unas veces —y otras no— todas estas condiciones. El problema fundamentalmente consiste en encontrar la distancia correcta entre el carburador y el cilindro. Dentro del colector la mezcla deberá circular a gran velocidad en el momento en que la válvula de admisión se abre y la fuerza de la aspiración —o la depresión, si se quiere— hacen circular el gas hacia el cilindro. Sin embargo, la válvula se cierra y la inercia que el gas ha adquirido se encuentra, de golpe, frenada, por lo que este fluido ejerce una acción de rebote que dificultará el paso del nuevo gas cuando la válvula de admisión se abra de nuevo, cosa que ocurre de inmediato, sobre todo cuando el motor está girando a un elevado número de r.p.m. El colector de admisión es el responsable de aminorar la acción de este rebote del gas, y lo logra, no solamente por su forma que antes hemos visto detalladamente, sino también por su estudiada longitud y por su diámetro.

Como quiera que la mejor forma de hacer experimentos que den por resultado un colector perfecto es la de utilizar un banco de pruebas en el que se pierdan muchas horas haciendo combinaciones, la mejor forma de proceder, en trucaje, es comprar los colectores de admisión que haya en el mercado, los cuales han sufrido ya esta prueba. Industrias como ABARTH o IRESA, por ejemplo, disponen de material de primera calidad, y aunque su precio sea elevado —trabajan siempre con series muy cortas, como es lógico— siempre son al final más baratos que comenzar nosotros a hacer pruebas y más pruebas, soldando y puliendo tubos, hasta encontrar un colector de admisión del todo idóneo.

Nada más sobre este tema. Con lo dicho damos por terminado éste apartado del presente capítulo que ha estado dedicado a los colectores de admisión.

COLECTORES Y TUBOS DE ESCAPE

Acabamos de ver la importancia que tienen los colectores de admisión y ahora nos toca considerar la importancia de los colectores de escape que, sin duda, es todavía mayor. También aquí se pone de manifiesto la importancia de la onda de retroceso y las ondas de resonancia tal como ocurría en los colectores de admisión. En el caso del escape, sin embargo, las velocidades alcanzadas por los gases son todavía superiores a las logradas en el momento de la aspiración del émbolo y, además, a temperaturas muy elevadas (de 600 a 800 grados C) acompañadas de ondas sonoras de gran poder.

Los fabricantes de automóviles saben que el escape no puede prodigarse en cuanto a dar excesivas facilidades para que el gas quemado salga a la atmósfera si quieren disminuir el consumo de gasolina de los motores y aumentar la comodidad por la eliminación de ruidos altamente molestos. Por eso podemos asegurar que en casi todas las ocasiones de trucaje obtendremos buenos resultados si procedemos al cambio de los colectores de escape. Este será un punto en el que tenemos que acostumbrarnos a pensar.

Las características principales que debe tener un buen colector de escape es la de individualizar la salida para cada cilindro por medio de un solo tubo que

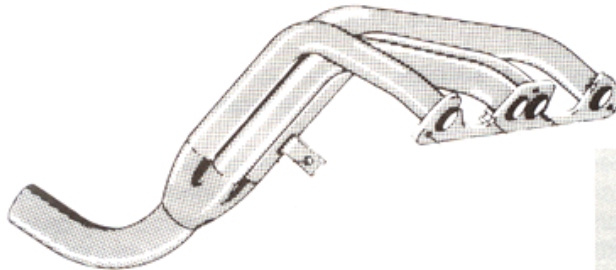


Figura 118. Colector de escape del tipo 4 en 1.

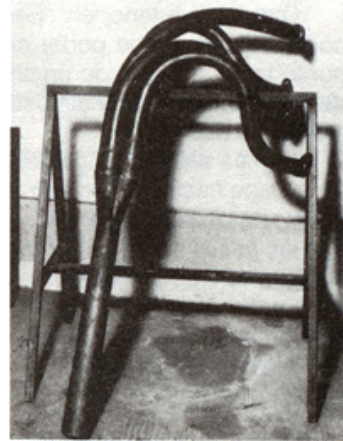


Figura 119. Otro tipo de diseño de colector de escape, también del tipo de 4 en 1.

debe unirse posteriormente al conducto general de salida de gases del que formará parte, o no, el amortiguador de sonido o silencioso. En los motores que giran a más de 5.000 r.p.m. no se obtiene ningún beneficio, sino todo lo contrario, al disponer un completo tubo de escape independiente para cada cilindro, pues esto forma una corriente discontinua del gas al cerrarse la válvula de escape con contracorrientes que dificultan el perfecto vaciado del cilindro en la nueva apertura de la válvula a la siguiente fase de la carrera.

La disposición llamada de *4 en 1*, para los motores de cuatro cilindros, o de *6 en 1*, para los motores de seis cilindros, establece, en el tubo principal de escape, una corriente continua y permanente hacia el exterior que tiene tendencia a extraer por succión el gas quemado cuando se abre la válvula, ejerciéndose de este modo un mejor y más completo vaciado del cilindro, lo que mejora la potencia del motor por un mayor y mejor llenado posterior de mezcla, e incluso con mejor refrigeración por la mayor cantidad de mezcla fresca.

En las figuras 118 y 119 se presentan dos dibujos de colectores de escape de este tipo, muy utilizados en el trucaje actual, que mantienen las condiciones que acabamos de exponer. También pueden ilustrarnos sobre el diseño de estos colectores el presentado en la figura 120, que corresponde al motor de cuatro cilindros, 1.600 c.c. del RENAULT modelo *Alpine A 310*, que responde a las técnicas expuestas.

La construcción de un colector de escape bien resuelto no puede ser realizada en el taller si no se dispone de maquinaria especial para este trabajo. Sin máquinas curvadoras automáticas, que consigan curvar tubos sin debilitar las paredes interiores, no se puede realizar un buen trabajo. Los colectores de escape

están sometidos a temperaturas tan elevadas como hemos indicado al principio, lo que genera dilataciones que agrietan los tubos cuyas paredes tienen diferente grosor a lo largo de su superficie.

También es importante que estén pintados con pintura resistente a las altas temperaturas para facilitar su conservación y porque así lo requiere un trabajo bien hecho y terminado.

Otro tema a tener en cuenta en el escape es la presencia del silenciador. Un coche trucado debe poder circular también por carretera y ciudad, y debe estar, por lo tanto, provisto de un sistema de atenuar el sonido que producen los gases de escape al salir a la atmósfera a gran velocidad y temperatura. Ello se logra por medio del silenciador.

La más sencilla teoría del silenciador consiste en aumentar la longitud del tubo de escape haciendo circular los gases por una serie de conductos en forma de laberinto, lo que equivale, a fin de cuentas, a un tubo de escape muy largo. A medida que los gases se separan del motor pierden velocidad y el sonido se amortigua. En la figura 121 puede verse un esquema de silenciador elemental.

En las carreras se utilizan tipos de silenciosos especiales llamados megáfonos que, por lo general, consisten simplemente en un tubo que se va ensanchando hacia la punta, condición que hace perder mucha velocidad a los gases y con ello también pérdida de sonido. De todos modos, para circular por las calles, e incluso

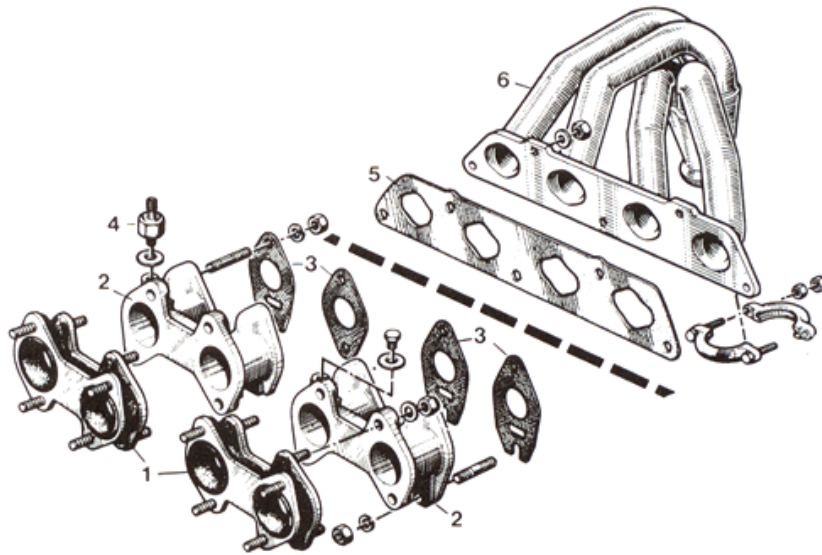


Figura 120. Colectores de escape y de admisión de un RENAULT A310, deportivo, en su versión de cuatro cilindros. 1, brida de fijación. 2, colectores de admisión. 3, juntas. 4, toma de estado de la presión. 5, junta de escape. 6, colector de escape.



Figura 121. Silenciador elemental.

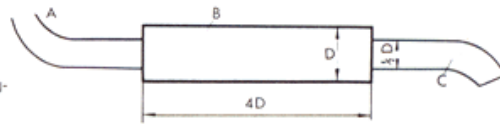


Figura 122. Silenciador utilizado para vehículos preparados para competición.

por carretera, hay que cumplir las ordenanzas impuestas por el Código o los ayuntamientos.

En la figura 122 tenemos otros tipo de silenciador, de interior vacío. Los gases quemados que llegan desde A, penetran en la cámara B y salen después al exterior por C. Las medidas de este silenciador son las siguientes: El diámetro D, debe ser el doble, como mínimo, que el diámetro del tubo, mientras su longitud debe ser igual a cuatro veces al diámetro. El volumen de esta cámara de expansión deberá ser, como mínimo, siete veces superior al volumen de la embolada de un cilindro. El tubo de cola que debe continuar después de la cámara deberá sobresalir del eje trasero, es decir, ir más atrás que este eje y dispuesto de forma que los gases quemados sean proyectados hacia el suelo.

La colocación de los tubos de escape y silenciador, —o silenciadores— debe procurarse que participen del aire de la marcha para obtener así una refrigeración muy necesaria para atenuar sus altas temperaturas. También hay que tener especial cuidado en alejarlo de zonas próximas al depósito de gasolina o a los conductos que transportan ésta.

Esto es lo que hay sobre colectores de escape.

FILTRO DE AIRE

Los filtros de aire merecen, aunque breve, un capítulo aparte. Su objetivo no es otro que conseguir filtrar el aire de la gran mayoría de impurezas que permanecen en él en suspensión, y, por supuesto, evitar la entrada de cuerpos de cierto tamaño que pudieran colarse a través de la válvula mariposa del carburador y llegar a las válvulas de admisión y al interior del cilindro. Salvo este hecho, cuya importancia comentaremos más adelante, los filtros de aire constituyen un obstáculo para el paso del aire y, consiguientemente, para la buena respiración del motor.

Los coches de competición en circuito sustituyen completamente el filtro de aire por unos cornetines, que son unos tubos cónicos, a modo de trompetas, que encauzan el aire hacia el carburador, y cuya forma puede apreciarse en la figura 123.

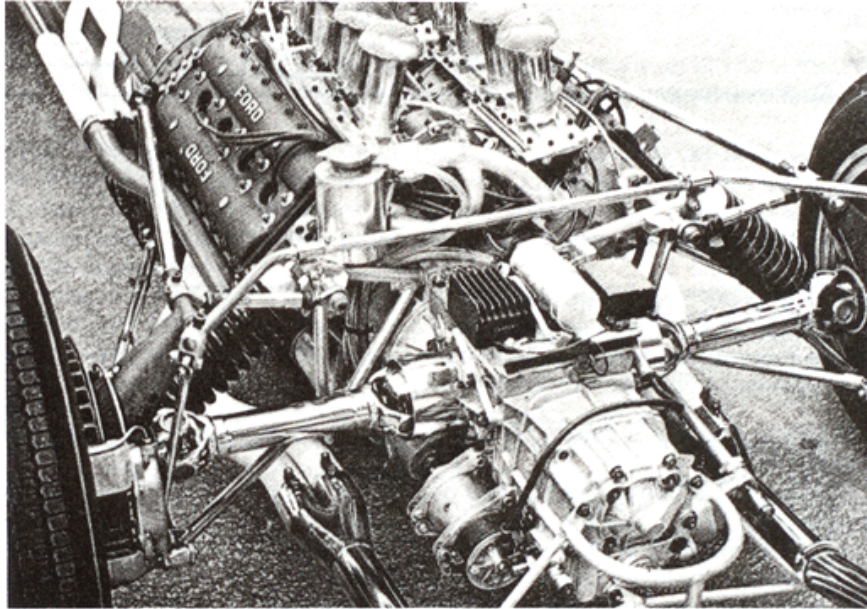


Figura 123. En la parte alta del motor podemos ver la presencia de los cornetines de entrada de aire a los carburadores.

Cuando un coche trucado pretende correr en competiciones que se supone serán efectuadas en un circuito libre de polvo, es buena medida hacer desaparecer los filtros, regulando la carburación para el nuevo estado. De esta forma podremos obtener una mayor potencia adicional por mejor llenado. Pero al quitar el filtro debemos proporcionar a la entrada del cuerpo del carburador de un cornetín provisto de rejilla (Fig. 124) adecuadamente largo. No debéis perder de vista que un carburador sin filtro, tomando el aire directamente de la atmósfera y sin que éste sea encauzado por medio de un cornetín, produce un debilitamiento de la potencia por el hecho de que el aire tiende a separarse del cuerpo del carburador, en su corriente, y a adoptar como un tubo continuo de entrada equivalente al diámetro del difusor. Recordemos que éste sirve precisamente para acelerar el paso del aire, lo cual se logra si este aire pasa íntegramente por el cuerpo del carburador. Por lo tanto los cornetines son *indispensables*.

Por si ello fuera poco, se ha observado que la mayor o menor longitud de los cornetines, precisamente porque actúan como encauzadores del aire, tiene su repercusión en determinadas zonas del comportamiento del motor. Por ejemplo, los cornetines largos tienen, en general, tendencia a beneficiar el comportamiento en los regímenes medios, mientras que los más cortos lo hacen a regímenes elevados. Por lo tanto puede decirse que la elección de estos accesorios cuenta a la hora de su aplicación.

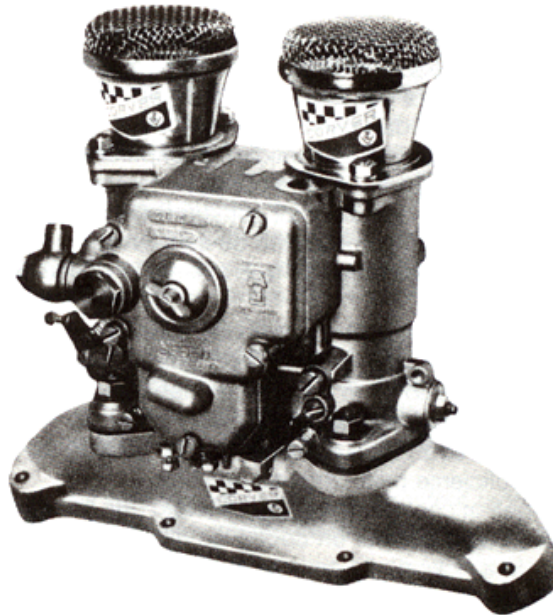


Figura 124. Carburador doble WEBER mostrando sus c ornetines protegidos con malla de acero.

Pero volvamos a los filtros de aire de los cuales creo que es importante comentar algo sobre la necesidad de su uso, del todo indispensable en el caso de que el autom ovil tenga que circular por zonas discutiblemente limpias, y no hablemos de zonas polvorrientas. Empecemos pues, haciendo resaltar la función del filtro y los males que pueda evitar su uso.

El motor se nutre especialmente de aire. Cierta que en principio no será de nuestra misma opinión el usuario que tiene que pagar sus buenos litros de gasolina a un precio casi el doble que la leche o el vino, pero sin embargo, es una realidad bien patente que si en vez de tener que pagar la gasolina se tuviera que pagar el aire, al mismo precio por litro, el uso de los motores de explosión llevaría impreso el R.I.P. sobre su féretro desde hace mucho tiempo. Hagamos unos breves c culos, que por otra parte ya conocemos después de haber estudiado en el capítulo anterior las características de la elaboración de la mezcla, para ver hasta qué punto es esto cierto.

Ya sabemos que un motor de explosión consume una parte de gasolina por cada quince partes iguales a la anterior de aire; es decir, 1 gramo de gasolina junto con 15 gramos de aire. Si esto lo trasladamos al volumen el aire ocupa mucho mayor lugar, pues el peso de un litro de aire es de 1,293 gramos mientras que el peso de la gasolina es, aproximadamente (ya lo sabéis) de unos 700 gramos. Haciendo c culos semejantes a los que ya hicimos en otro lugar podemos llegar a la conclu-

sión de que cuando el motor consume un litro de gasolina ha consumido también del orden de unos 8.115 litros de aire.

En un recorrido un poco largo, por ejemplo, de unos 400 Kms., con un vehículo trucado cuyo consumo podemos establecer caprichosamente en 15 litros a los 100 Kms., la cantidad de aire consumida sería de $15 \times 4 \times 8.115 = 486.900$ litros. Como puede verse una cantidad nada despreciable.

Ahora bien: el aire contiene una cantidad de impurezas, especialmente en polvo que se mantiene en suspensión, que no es nada insignificante si se compara con la gran cantidad de aire que el motor consume. De una forma práctica ha quedado bien demostrado que la introducción de estas impurezas en el interior del cilindro resulta como un esmeril muy fino que acelera el desgaste del motor de una manera muy rápida.

En una carretera polvorienta se calcula que el peso del polvo e impurezas que pueblan el aire puede oscilar entre 0,10 y 0,25 gramos por metro cúbico. El motor del coche que hemos puesto en el ejemplo, de haber recorrido sus 400 kilómetros por una carretera polvorienta sin hacer uso del filtro (y por supuesto, incluso con cornetines) habría aspirado: $486,9 \times 0,25 = 121,72$ gramos de polvo e impurezas, cantidad más que suficiente para *cargarse* el motor.

Por supuesto que el conductor de este vehículo que acabamos de describir es un perfecto bruto, pues mantener un coche sin filtros de aire durante 400 kilómetros, por una carretera polvorienta sería el colmo de la irresponsabilidad o el vive como quieras. En condiciones normales, incluso las carreteras no son tan polvorientas si son asfaltadas y transitadas y podría establecerse, con toda la discutible aproximación que estos cálculos generales puedan tener, que una carretera normal, no azotada por aire polvoriento, puede tener una cantidad de impurezas entre 0,002 a 0,010 gramos por metro cúbico. En este caso podríamos hablar de 3 ó 4 gramos de polvo en todo el recorrido.

Aunque a primera vista pueda parecer que esta cantidad es, de todos modos, insignificante, no lo es sin embargo tanto, que deba despreciarse. El polvo, enemi-

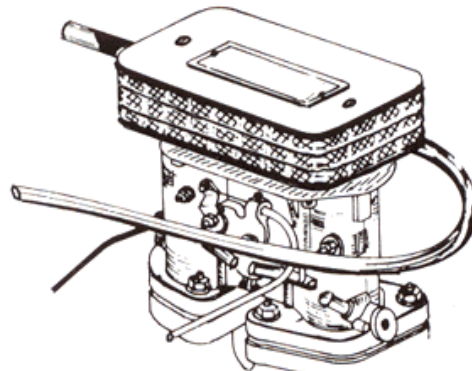


Figura 125. Filtro de esponja sintética.

go del motor, tiene fácil acceso a él a través del carburador. Hay que protegerlo de su enemigo.

Por medio de este ejemplo que acabamos de ver podéis haceros cargo de la importancia de los filtros de aire, y así es seguro que podéis llegar, por vosotros mismos, a la conclusión de que es preferible no ganar el poco de potencia que representa la aspiración libre, para proteger al motor de estas impurezas, salvo el caso de saber con exactitud el estado de la pista donde deberá correr el coche y la limpieza que pueda esperarse de esta pista. Si se trata de carreras en carretera, rallyes o pruebas de regularidad puede considerarse muy oportuna la introducción de filtros de esponja sintética (Fig. 125) que sustituyen con gran ventaja a los filtros de lana de acero, y que tienen la gran cualidad de eliminar toda posibilidad de entrada de partículas metálicas, procedentes del mismo filtro, tal como a veces se habían dado casos en los filtros de lana de acero, los cuales, con la fuerza de la aspiración, habían perdido partículas del propio elemento filtrante, con el consiguiente desastre posterior. El filtro de esponja sintética está formado por una fina malla sintética, de gran efectividad filtrante, que permite una gran libertad de respiración a la vez que se muestra muy efectivo en la limpieza del aire.

Con esto damos fin a este largo capítulo 4 dedicado a todos aquellos factores que intervienen y colaboran en el aumento de la entrada de aire en los cilindros.

5. El encendido

Cuando yo empecé a escribir el libro *Trucaje de motores*, en su antigua versión, que era fruto de unos apuntes recogidos sobre el tema del que nada semejante ni parecido se había publicado en España (ved que os estoy hablando de algo así como del año 1957) dediqué gran importancia al asunto del encendido y presenté gran cantidad de soluciones a base de bobinas superpotentes, ruptores autolimpiantes, delcos especiales y distribuidores utilizados en competición. Hoy día la cosa ha cambiado tanto como ha llovido (y ya han llovido inundaciones) con la introducción, cada día más avasalladora, de la Electrónica,

- cuyos *diodos* (o válvulas que dejan pasar la corriente en un solo sentido);
- cuyos *diodos de Zener* (que dejan pasar la corriente en un sentido y en el contrario solo en determinadas condiciones, o sea cuando tiene un muy preciso valor de tensión);
- cuyos famosos *transistores* (que pueden actuar como un relé, como un amplificador y, combinados, como un oscilador, etc.)
- cuyos *tiristores* (que son diodos comandados que actúan como órganos de desconexión, como gatillos de disparo) y, finalmente,
- cuyos *fotodiodos* (ingeniosa especie de diodo que permite el paso de la corriente solamente cuando existe excitación por parte de rayos luminosos)

pues con todas estas cosas, digo, es evidente que se pueden hacer maravillas en vez de nuestros arcaicos contactos del ruptor que son vibrantes, ensuciantes, rebotantes y descentrantes, primos hermanos de la elemental técnica del timbre. Tanto en trucaje como en competición ya hace mucho tiempo que no se puede hablar de "inventos" como los platinos, por lo que, si hemos de hablar de encendido, hay que hacerlo ya desde el terreno exclusivo de la electrónica.

A estas alturas del libro yo me atrevo a preguntaros: "Y ¡bueno!: ¿Cómo estáis vosotros de electrónica? Dejando aparte el buen dominio que debéis tener de la cadena de audio para poner discos y cassetes de música tecno, ¿sabéis qué pasa

con todo esto de los transistores?"... No oigo vuestra respuesta, pero lo pienso y lo medito y veo que no es posible en este libro comenzar en este tema por lo de más abajo, así que voy a considerar que ya sabéis el curso preliminar, porque si no, haría un libro de trucaje de motores que, de pronto, se iría "por los cerros de Ubeda". No se trata pues de que empiece a explicaros el ABC de la electrónica, ni siquiera de su aplicación al Automóvil, sino de lo que es y representa el encendido para el motor, y cómo este factor ha de estar totalmente bien resuelto para que se pueda aprovechar en verdad y profundidad la potencia del combustible para lo que se requiere, además de todo lo que hemos visto, la presencia en el momento exacto, de una chispa potente y de alta energía. Si no disponemos de un buen encendido no tenemos trucaje posible, o digamos que el trucaje se convierte en algo inútil. Si el encendido nos pone una barrera a las 6.000 r.p.m., por ejemplo, ¿para qué nos sirve llegar teóricamente en el motor a las 7.000 r.p.m.?

Yo espero que dentro de muy pocos años, cuando alguien hable de encendido por ruptor, la gente lo mire como si estuviera en otro planeta, como el que habla ahora de tranvías o de máquinas de tren a vapor; pero es lamentable que todavía salgan de fábricas automóbiles equipados con este sistema de encendido de los años veinte, que, por otra parte y para un número de r.p.m. reducido, no es que vaya tan mal (si exceptuamos que podría ir mucho mejor); pero eliminándolos se podría, como mínimo, evitar la necesidad de constantes revisiones de puesta a punto. Como que todavía el ruptor tiene sus partidarios vamos a ver algunos factores en contra que tiene este sistema, y que el encendido electrónico puede resolver perfectamente.

Con el encendido de ruptura mecánica hay dos problemas fundamentales, (entre otros muchos): En primer lugar las fuerzas de inercia, tanto mecánicas como eléctricas, que se producen en el martillo del platino móvil que han de ir abriendo y cerrando a razón, por ejemplo, de 12.000 veces por minuto (que son las veces que debe abrir y cerrar en un motor de cuatro cilindros que está girando a 6.000 r.p.m.). ¿Os habéis dado cuenta de que este ruptor del ejemplo ha abierto a razón de

$$\frac{60}{12.000} = 0,005 \text{ segundos por chispa? ¡Cinco milésimas de segundo por chispa!}$$

Pero si este motor está trucado y sube a las 7.500 r.p.m., el tiempo de que dispone es de 4 milésimas de segundo. ¿Os dáis cuenta de que esto significa 250 chispas por segundo? Y conste que ya me callo el caso de las chispas necesarias en motores de seis cilindros o de ocho y, por supuesto, todavía peor en los de doce. Pero hay más: En el sistema tradicional la intensidad de corriente que pasa por el primario de la bobina debe ser la misma corriente que pasa por los platinos, por lo que no se trata de una intensidad insignificante, ni mucho menos, sino de la que necesita la bobina para dar una chispa aceptable en el momento en que se produce la inducción (si la corriente del primario fuera débil la del secundario podría no tener suficiente fuerza para saltar entre los electrodos de la bujía). O sea, que el ruptor es un interruptor móvil que debe cortar una intensidad de corriente importante, a razón de 250 cortes por segundo. Para ello tienen que estar sus contactos muy próximos —pero si están demasiado próximos no corta la corriente porque ésta salta a través de ellos a pesar del condensador— y todo esto lo ha de mantener durante horas de funcionamiento. Como decía el ilustre técnico francés Gory: "C'est un miracle technique." Y no me digáis que esto hace falta traducirlo.

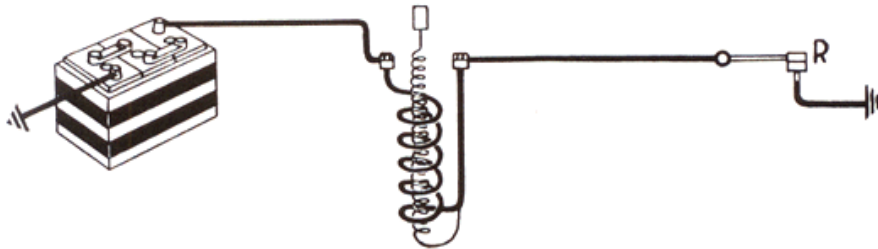


Figura 126. La corriente pasa por el primario ya que el ruptor (R) está cerrado.

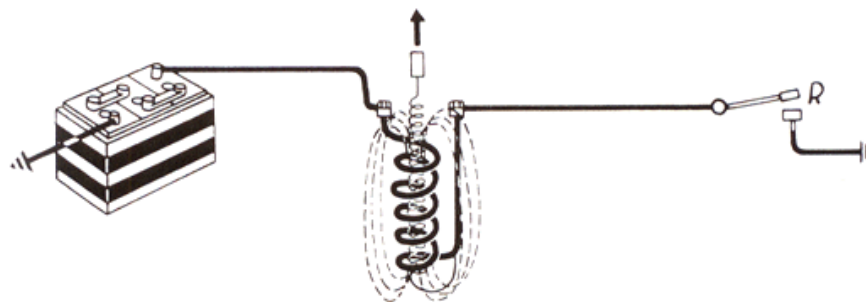


Figura 127. Se produce la inducción en el arrollamiento secundario al abrirse los contactos del ruptor, R.

En segundo lugar tenemos otra familia de problemas en la misma bobina de inducción. Las figuras 126 y 127 nos van a ayudar a darnos cuenta de lo que son estos problemas. La corriente circula por el arrollamiento primario (Fig. 126) y luego llegar a masa a través de los contactos del ruptor (R) que se hallan cerrados. Cuando los platinos se abren (Fig. 127) se interrumpe el paso de la corriente y por el fenómeno eléctrico de la inducción se crea una corriente de alta tensión en el arrollamiento secundario. Esta corriente de alta tensión pasa al distribuidor y de allí a la bujía entre cuyos electrodos salta la chispa que produce la inflamación de la mezcla. Ya sé que todo esto es de 5.º de E.G.B. o poco más, pero os lo digo para recordaros la situación en que se encuentra la bobina y para que consideréis qué es lo que puede pasar en el caso de un funcionamiento extraordinariamente rápido. Porque el problema está en que la bobina necesita un cierto tiempo para hacer esta operación, y si hablamos de 4 milésimas de segundo la cosa no es que sea de lo más sencillo precisamente. En la calidad de la chispa intervienen, además de los factores de la longitud de los arrollamientos, la cantidad de corriente que pasa por el primario y el tiempo mínimo de que se disponga para la inducción. Así, una inducción endiabladamente rápida (y sin llegar al punto crítico de la saturación magnética) produce chispas cada vez más débiles como se puede observar en el gráfi-

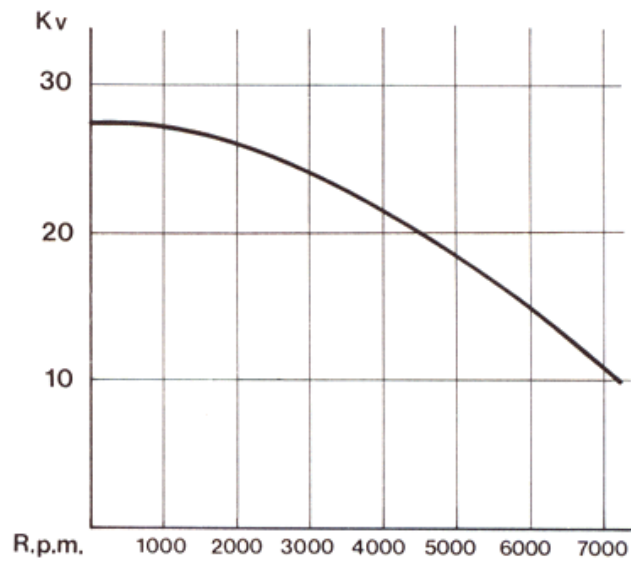


Figura 128. Gráfico demostrativo de la pérdida de voltaje de la chispa por el sistema de ruptor mecánico.

co de la figura 128. Si bien yo personalmente no he podido comprobar la exactitud de los datos proporcionados por este gráfico, sí os puedo asegurar que he comprobado la muy deficiente calidad de la chispa a altas velocidades, cosa que queda muy patente, sobre todo, en los motores de dos tiempos de motocicleta, donde el número de chispas de un motor bicilíndrico, por ejemplo, es semejante al de un motor de cuatro cilindros de cuatro tiempos. En estos casos, a 7.000 r.p.m., había que usar bujías con electrodos de platino si se quería aprovechar toda la energía que les quedaban a los antiguos volantes magnéticos provistos de ruptores mecánicos, y se produjera el salto de la chispa entre los electrodos.

¿Cuál es la solución? Por supuesto aumentar el número de espiras de la bobina y también la intensidad que pasa por el primario. Claro que entonces parece ser que los problemas de los contactos del ruptor se incrementan en grado sumo. Pues bien: Lo mejor será echar mano de la Electrónica y ver de qué pequeños elementos dispone que puedan solventarnos los problemas y nos permitan adoptar cualquiera de estas soluciones:

- a) Conseguir que por los platinos pase muy poca corriente, aunque pase mucha por el primario de la bobina. Esto puede conseguirse con ayuda de diodos.
- b) Eliminar los platinos y hacer los cortes de corriente por medios exclusivamente electrónicos, ya sea por células que respondan a impulsos magnéticos, o bien fotoeléctricos.

Hoy en día no vale la pena hacer otra cosa que no sea alguna de estas dos soluciones (y preferentemente la segunda) si queremos de verdad mejorar el encendido de un coche trucado, y por eso vamos a ocuparnos ahora de todo ello entrando, en la parte que le corresponda, en el terreno nada misterioso de la electrónica.

Encendidos electrónicos con ruptor

Los encendidos electrónicos con ruptor son aquellos que, ya sea con la incorporación de transistores o bien con el uso de un tiristor, consiguen derivar una pequeña cantidad de corriente, de baja intensidad, al ruptor, para convertirlo en una especie de relé del primario de la bobina en vez de un interruptor general de toda la corriente de este primario. Veamos un esquema muy simplificado de un encendido con ruptor en una instalación ayudada por un tiristor sólido en la figura 129. La corriente procedente de la red entra por 1 y va, de una parte, a pasar por el bobinado de un pequeño transformador (2) y desde allí a los platinos (3), y a masa. Por otro lado, esta misma corriente pasa por el tiristor (4), que hace el efecto de válvula y no la deja pasar hasta tanto no reciba una orden procedente del segundo bobinado (5) del transformador. Cuando el ruptor se cierra permite el paso de su pequeña corriente a masa y no hay excitación en el bobinado 5; pero cuando se abren los contactos, se induce una corriente en este segundo bobinado que pasa a dar una determinada tensión al tiristor (4), y éste deja abierto el paso de la corriente que

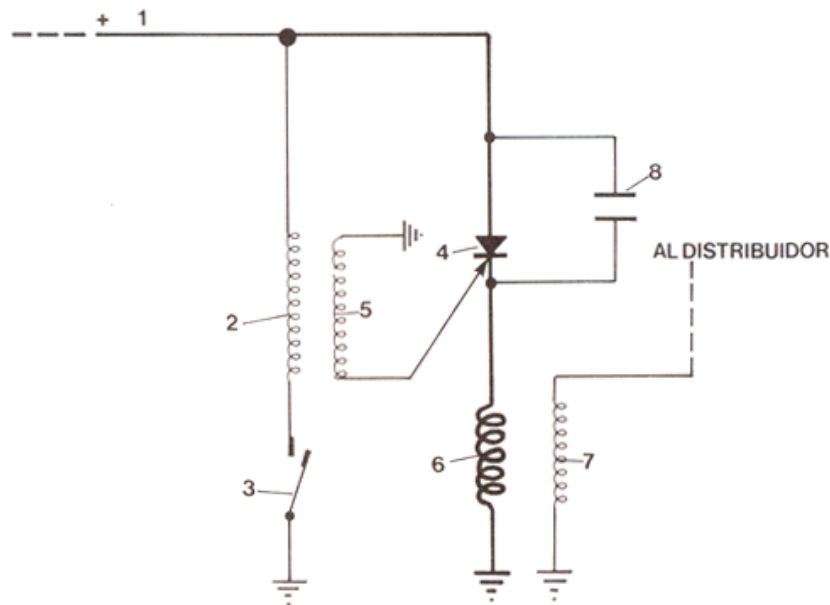


Figura 129. Esquema de funcionamiento de un sistema de encendido electrónico con tyratrón.

tenía retenida procedente de la red 1. Esta corriente atraviesa el primario de la bobina de encendido (6). En el momento en que el ruptor se cierra de nuevo deja de haber excitación en el bobina (5) y con ello el tiristor sufre un cambio de tensión que le hace impedir el paso de la corriente; es el momento en que se excita el bobinado secundario de la bobina de encendido (7) y la corriente de alta tensión pasa al distribuidor, y de allí a la bujía, etcétera. El ciclo se repite indefinidamente. El condensador (8) facilita los cortes de corriente del tiristor. Por su parte el ruptor no precisa condensador por el pequeño valor de la corriente que atraviesa sus contactos.

Las ventajas de este sistema son claras. El ruptor recibe una corriente mínima. Por lo tanto no se ensucia ni desgasta, ni se le forma el famoso cráter y promontorio, ni otras porquerías debidas al calor intenso de ruptura de una corriente de elevada intensidad (en términos eléctricos); puede reducir la distancia entre los contactos y puede aumentar su velocidad de cierre/apertura sin mayores complicaciones. En cuanto a la bobina, recibe una cantidad de corriente superior, por lo que puede mejorar la potencia de la chispa. Por otra parte, estos encendidos electrónicos tienen gran facilidad de adaptación al sistema clásico de ruptor sobrecargado, ya que basta con sustituir la bobina por otra preparada, eliminar el condensador —o no, es indiferente—, y cambiar las conexiones de acuerdo con normas que generalmente ofrece el fabricante en su folleto de montaje, cuidando, eso sí, no confundir la polaridad de las conexiones.

Durante los años setenta se construyeron muchas cajitas cerradas y selladas que contenían en su interior sistemas de encendido transistorizados del tipo de descarga por condensador, los cuales se montaban y adaptaban muy fácilmente al motor, y aprovechaban la presencia del delco con sus correspondientes contactos del ruptor. E incluso antes de los años setenta, marcas como la barcelonesa P.E.R.P., ya tenían una larga experiencia en este tipo de encendido que utilizábamos no sólo en los trucajes sino en coches normales de turismo, con notable éxito. En la figura 130 puede ver el lector lo que podríamos llamar las tripas de uno de estos aparatos de la marca italiana SODERNIC. Las conexiones de montaje de un encendido de descarga por condensador quedan dibujadas en la figura 131 y corresponden, como puede verse, a una sencilla colocación de cables entre los bornes de la bobina, el de los platinos en el delco, y el aparato, que debe colocarse en lugar lo más fresco posible para no dañar a los elementos electrónicos.

Encendidos electrónicos sin ruptor

A pesar de las grandes ventajas que los encendidos precedentes aportan al comprometido acto del salto de la chispa, la presencia de los ruptores, sujetos al esfuerzo constante del antagonismo entre la leva del delco y el muelle del ruptor martillo, acababan con el desajuste de la puesta a punto eléctrica en períodos relativamente cortos, que podían oscilar entre los cuatro a cinco mil kilómetros. De hecho, yo había comprobado que un coche con apetencias deportivas *movía* los platinos de sus anclajes algo así como a los 1.000 Kms. En este momento el motor no iba todavía „mal, pero no iba perfecto. Algunas milésimas de milímetro habían he-

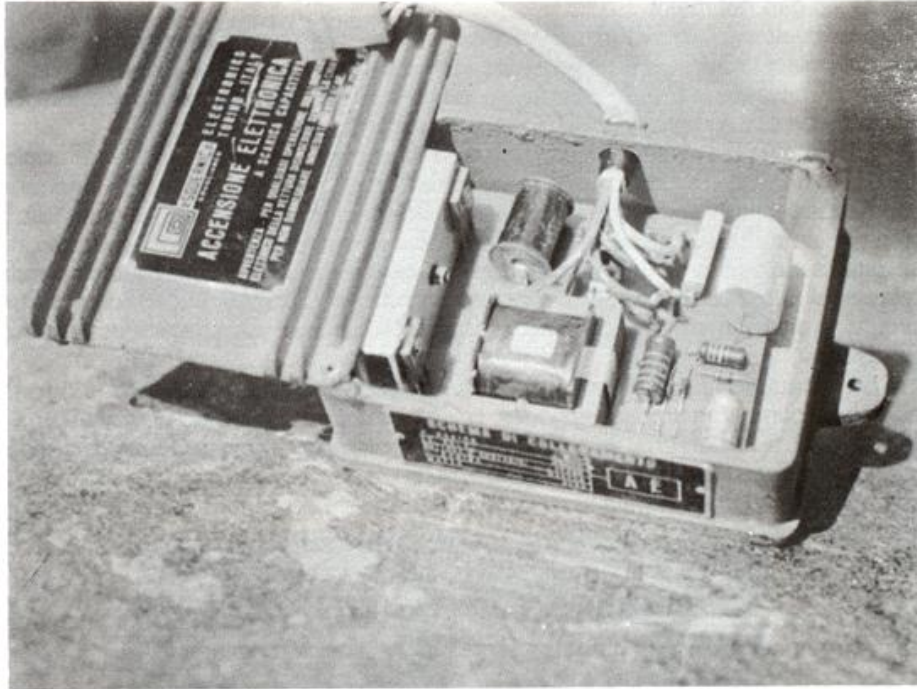


Figura 130. Vista interior de un aparato de encendido por descarga condensador de la marca SODERNIC.

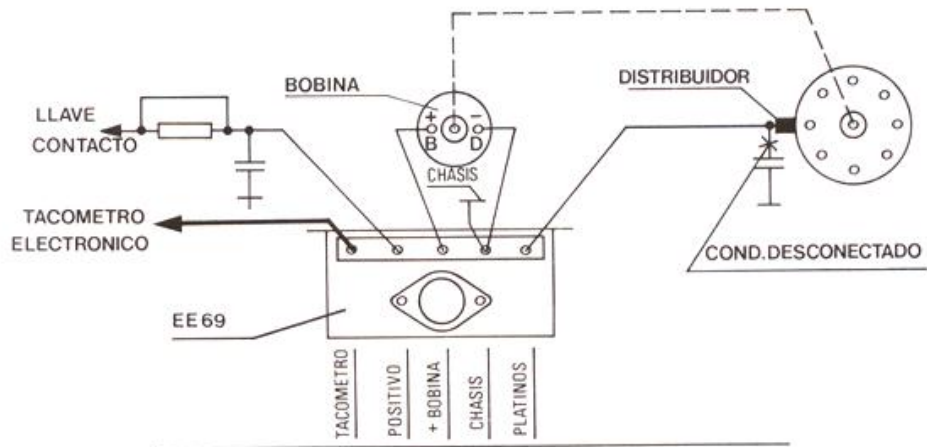


Figura 131. Esquema de las conexiones de un encendido por descarga condensador.

cho variar la correcta puesta a punto, lo que se ponía de manifiesto a altas revoluciones de giro del motor.

La solución a este problema tenía que venir por el hecho de la total supresión de los contactos móviles, y, a mediados de los años setenta, fruto de los resultados positivos obtenidos en este aspecto, se vendían ya *kits* de montaje de encendidos electrónicos que funcionaban sin la presencia de los platinos.

La solución no era, en verdad, difícil. Un transistor o un tiristor puede ser accionado por una impulsión que provenga de un emisor que pueda ser un pequeño generador de impulsos magnéticos, como es el caso presentado en la figura 132, o bien por un sistema de emisor electrónico, como es un fotodiodo. Basta que una de estas señales esté sincronizada con el movimiento del motor para que se pueda establecer con toda exactitud el momento de dar la orden de interrupción de un circuito, y como que no hay contacto mecánico de ninguna clase, el desajuste es imposible.

En la figura 133 se pueden ver dos delcos de la firma francesa PARIS-RHÔNE en las que se comparan ambas versiones. La de la izquierda es el tipo provisto de ruptor mientras, a la derecha, se muestra el distribuidor de impulsos electromagnéticos. También podemos ver en la figura 134, la caja electrónica de este mismo encendido que, además, regula el avance de encendido de acuerdo con información que recibe del régimen del motor y del valor de la depresión en el conducto de admisión.

Los aparatos captadores de impulsos más corrientes son los electromagnéticos. Consisten en una bobina fija que hace las veces de un estator magnético (Fig. 135) sobre una rueda polar (rotor) que se halla solidaria del eje del delco a través

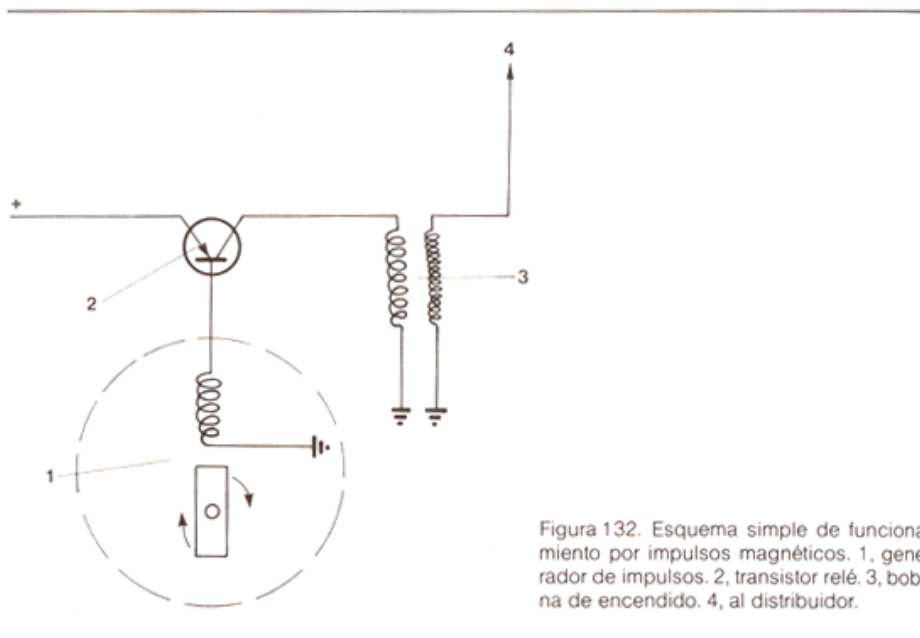


Figura 132. Esquema simple de funcionamiento por impulsos magnéticos. 1, generador de impulsos. 2, transistor relé. 3, bobina de encendido. 4, al distribuidor.

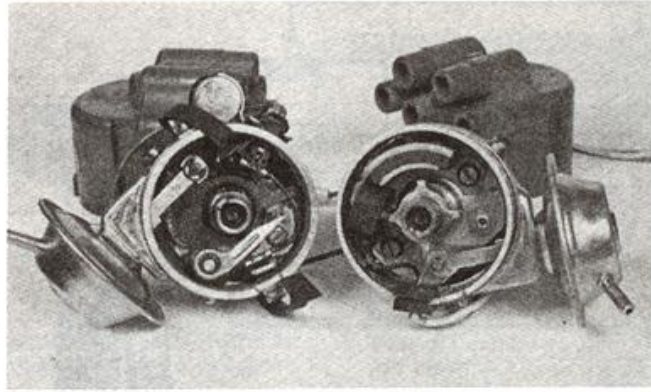


Figura 133. Comparación de dos delcos. A la izquierda el tipo clásico de ruptor mecánico, y a la derecha el de impulsos electromagnéticos.

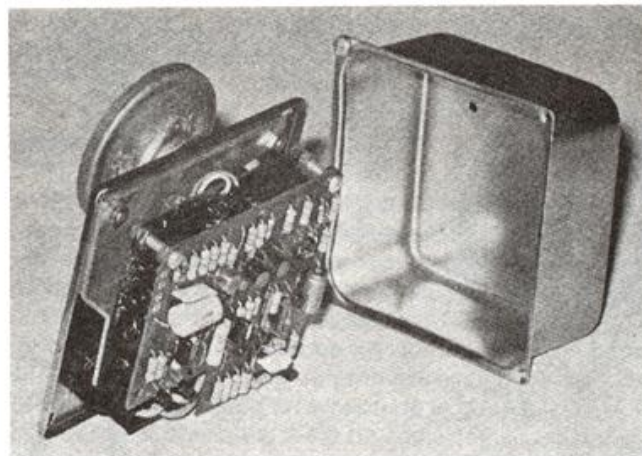


Figura 134. Interior de la caja electrónica.

de los muelles y contrapesos del avance automático. La rueda polar, cuyo esquema más completo podemos ver en la figura 136, tiene tantos polos como cilindros tiene el motor. Así, en el caso que se aprecia en esta figura, nos encontramos que corresponde a un motor de cuatro cilindros. Cuando se establece una corriente magnética entre los polos del estator del captador magnético, la señal pasa a la caja de mando electrónico que envía la corriente a la bobina. En la figura 137 se puede ver un despiece de este tipo de delco que pertenece a la marca SEV-MARCHAL.

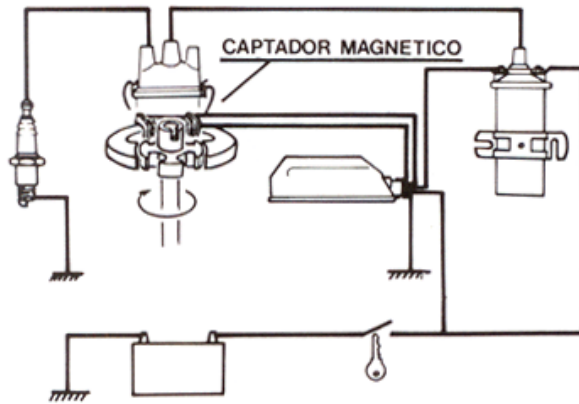


Figura 135. Esquema de una instalación de encendido sin platinos provista de captador magnético.

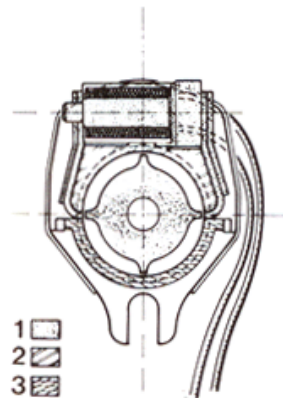


Figura 136. Captador magnético. 1, zona del circuito magnético. 2, zona del estator. 3, zona de estanqueidad.

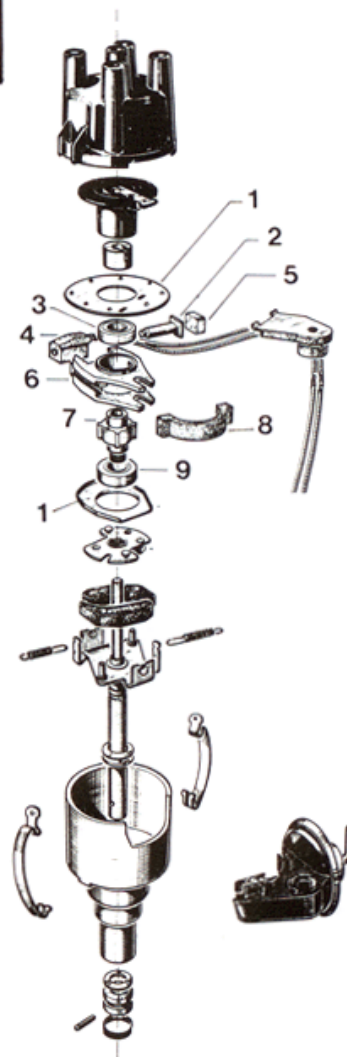


Figura 137. Despiece general de un delco provisto de captador magnético. 1, pantalla magnética. 2, núcleo. 3, cojinete. 4, bobina. 5, imán. 6, estator. 7, rueda polar. 8, zona de estanqueidad. 9, cojinete.

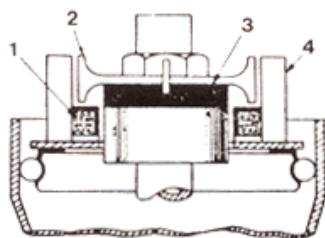


Figura 138. Aparato generador de impulsos LUCAS. 1, bobinado. 2, rotor o rueda polar en forma de estrella. 3, imán. 4, polos del estator.

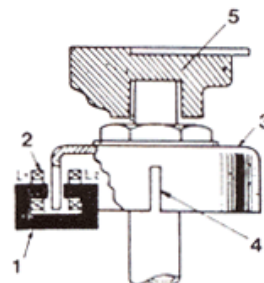


Figura 139. Otro sistema de generador de impulsos. 1, núcleo de imán. 2, bobinas. 3, tambor de latón. 4, ranura. 5, pipeta del distribuidor.

Otros sistemas de generador de impulsor como el LUCAS (Fig. 138) o el modelo *Opus*, también de LUCAS (Fig. 139) están basados en el mismo sistema pero con una disposición diferente del estator y el rotor.

Realizaciones prácticas

De todas formas lo que nos interesa ahora son las realizaciones prácticas para la aplicación de estos sistemas a los motores trucados. En realidad podemos encontrar en el mercado *kits* completos que sustituyen bobina y delco tradicionales por otras piezas semejantes y perfectamente adaptables, pero de encendido electrónico. Estas piezas resultan de absoluta fiabilidad cuando han pasado el período de pruebas de unos pocos kilómetros, en los que se hallan en garantía, y una vez adaptados no dan ya ninguna clase de problemas. Uno de estos *kits* lo tenemos en la figura 140 correspondiente a un equipo de la casa DUCELLIER. También tenemos en España el FENSATRONIC (Fig. 141) de semejantes características y del que nos ocuparemos con mayor documentación más adelante. En ambos casos hay que comprobar que el equipo corresponda al tipo de motor en el que pretendemos montarlo, ya que varía el tipo de anclaje del delco y la curva de avance de encendido según el tipo de motor sobre el que se aplique.

Estos equipos son de un precio elevado porque representan el cambio de dos piezas fundamentales de la parte eléctrica del encendido, tales como son la bobina y el delco que, por otra parte, ya es de por sí caro en su condición de ruptorizado. Pero en trucaje no hay más remedio que acudir a este cambio porque es de gran importancia conseguir un encendido potente y muy preciso, y no sujeto a desajustes. Para paliar el problema del precio se han ideado también pequeños *kits* que sustituyen las piezas interiores del delco por un captador de impulsos, y así puede aprovecharse esta pieza con un ahorro considerable. Tal es el caso del delco que presentamos en la figura 142. En este sistema se mantienen los platinos y



Figura 140. Caja conteniendo un kit de montaje para la conversión del sistema de encendido tradicional a electrónico de impulsos magnéticos.

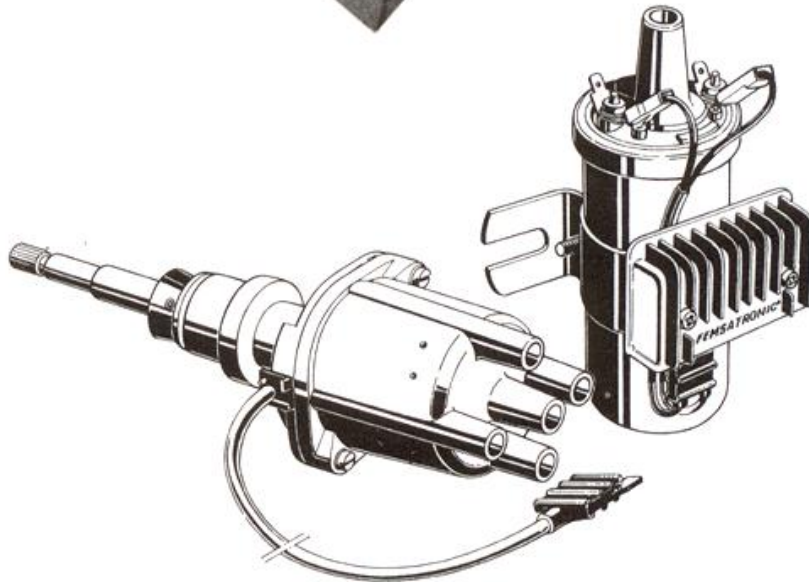


Figura 141. Conjunto de transformación a encendido electrónico de la marca FEMSA.

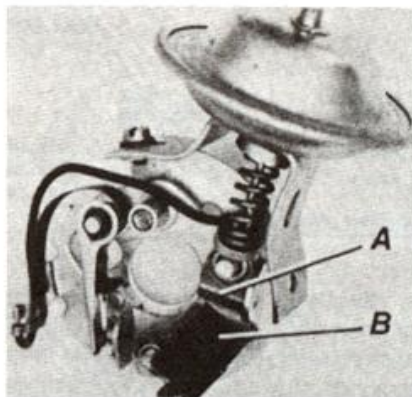


Figura 142. Adaptación de un captador magnético para la transformación de un delco y sustitución del ruptor.

se coloca en la placa porta-ruptor una pieza de sujeción (A) y el pequeño captador magnético (B). Posteriormente se monta el eje con un rotor de estrella (Fig. 143) de modo que queda transformado un delco normal en un delco electrónico. (Un esquema de funcionamiento puede estudiarse también en la figura 144.)

Este equipo consta, además, de todos los restantes elementos de un encendido electrónico.



Figura 143. Ahora puede verse ya como se ha colocado la rueda polar, de cuatro polos, que pasan sucesivamente por el captador magnético.

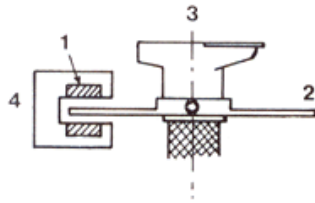


Figura 144. Esquema de funcionamiento del captador (4) con su bobinado (1). En 2 puede verse la rueda polar y en 3 la pipeta del distribuidor.

El que estuvimos viendo, sin embargo, no puede aplicarse a todos los delcos del mercado. Tendría grandes dificultades de adaptación para delcos de la marca MAGNETI-MARELLI y en algunos de la BOSCH, pero realmente tiene un número de aplicaciones muy amplio. De todos modos hemos de insistir en la mejor solución que representa ir directamente a la compra de un conjunto completo en donde delco y bobina se sustituyan. Tal es el caso que vamos a ver a continuación.

El encendido electrónico de FEMSA

El encendido electrónico FEMSATRONIC es del tipo de delco sin ruptor mecánico, provisto de generador de impulsos. Debe desecharse, por lo tanto, el delco original del motor y sustituirlo por el nuevo del FEMSATRONIC. Garantiza una chispa de

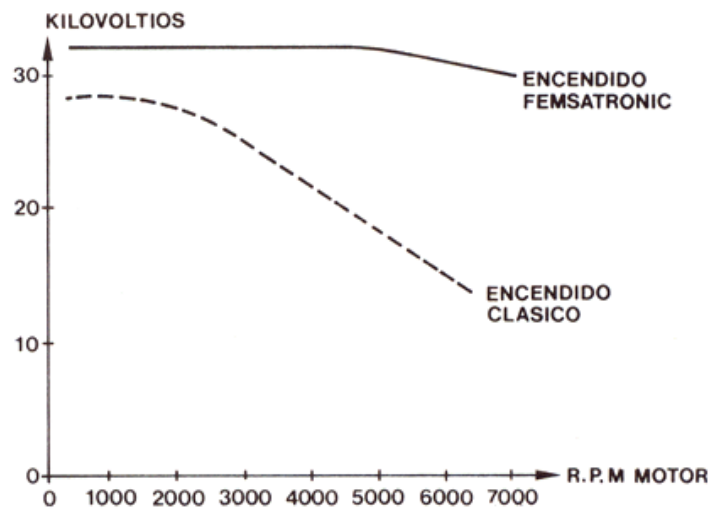


Figura 145. Gráfico que compara el voltaje obtenido con el sistema de ruptor mecánico y el FEMSATRONIC.

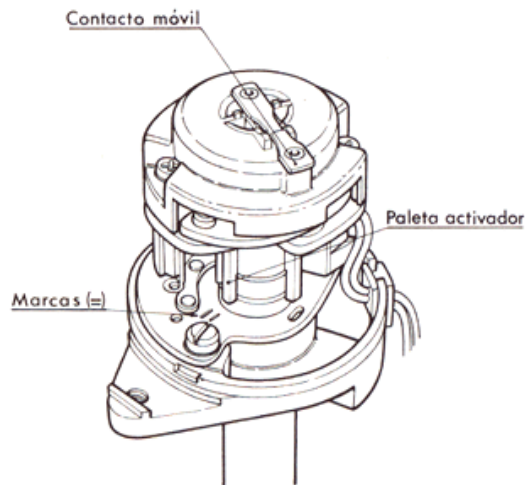


Figura 146. Delco del FEMSATRONIC, sin la tapa del distribuidor.

más de 30.000 voltios a más de 7.000 r.p.m., tal como se muestra en el gráfico de la figura 145, donde se puede ver la comparación de este valor con el obtenido en el encendido tradicional de ruptor, cuya potencia de la chispa es, a 6.250 r.p.m., aproximadamente la mitad de la que ofrece este equipo electrónico.

El FEMSATRONIC consta, pues, de los dos aparatos siguientes: Un nuevo delco y un módulo electrónico con soporte refrigerador de aluminio que va montado y conectado a una nueva bobina de alta tensión con toma para cuentavuelvas también electrónico.

Desde nuestro punto de vista nos interesa conocer cómo se lleva a cabo el montaje de estos elementos en el motor. Vayamos primero a ver el montaje del delco.

En primer lugar se coloca el motor con el cilindro número 1 en el tiempo de compresión y en la posición aproximada que corresponde al lugar de puesta a punto del encendido. Se puede comprobar si esta posición es correcta si se desmonta la tapa del distribuidor y se observa si el extremo metálico del contacto móvil corresponde con la toma de alta tensión que hay marcada en la tapa y tiene impreso el número 1. Una vez encontrada esta posición, y evitado todo movimiento que pueda desplazar la posición del cilindro, se procede al desmontaje del delco original.

A continuación se procede a montar el nuevo delco apuntándolo en la misma posición de toma de alta tensión de modo que coincida la posición del contacto del distribuidor con el número 1 de la tapa, y comprobando que, tal como se indica en la figura 146, una de las paletas del roto o activador, coincida con las marcas (=) fijas, que hay grabados en la placa soporte del captador.

Acto seguido se pasa al montaje del módulo electrónico cuyo conexionado se puede ver completo en la figura 147. Se procede de la siguiente forma: Se desconecta la bobina original del cable que la unía al ruptor del distribuidor, cuyo cable

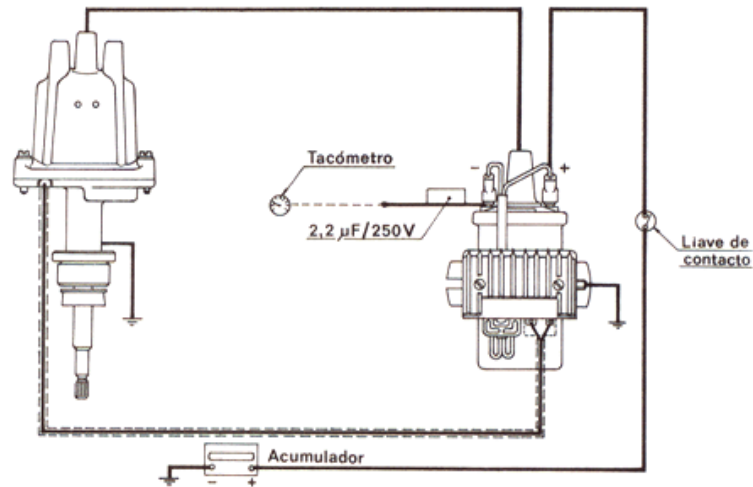


Figura 147. Esquema completo de montaje del encendido electrónico FEMSATRONIC.

ya no volverá a ser necesario. Seguidamente se desmonta la bobina original completa con todas sus conexiones.

A continuación se monta la bobina del módulo electrónico asegurando una buena masa entre el tornillo de la brida y la plancha del vehículo. Por último se procede a conectar todos los cables uniendo el distribuidor y el módulo mediante el cajetín de posicionado único que encaja en la base de la bobina. El cable +, procedente de la llave de contacto, se ajusta en la posición + de la bobina, mientras el cable central de alta tensión se conecta con la toma central del distribuidor. Por último, en el borne —se puede montar el cable del cuentavuelts electrónico protegido por un condensador de 2,2 µF, tal como se indica en la figura.

Una vez realizado todo este montaje se procede a la puesta a punto del encendido mediante lámpara estroboscópica de la forma habitual, y una vez calado el delco en la posición correcta, no será necesario volverse a preocupar de la puesta a punto eléctrica.

Algunas consideraciones finales

A pesar de que los encendidos electrónicos son iderreglables conviene siempre cerciorarse de la correcta puesta a punto cuando uno de nuestros motores va a ser sometido a una prueba. La experiencia me demuestra, de una parte, la gran importancia de una puesta a punto perfecta para sacarle al motor todo su jugo; y por otra parte, que hay diversos factores que afectan al grado inicial de avance como pueden ser la modificación de las válvulas, la utilización de mezclas más o menos ricas, las gasolinas de más o menos octanaje, un aumento del régimen de

giro que hayamos obtenido en el trucaje, por ejemplo, son facetas que afectan a la puesta a punto y sobre todo al avance inicial. Así, pues, las marcas iniciales de encendido grabadas en el motor ya no van a servirnos. Por lo tanto deberemos encontrar el punto más convincente a base de pruebas en carretera (no olvidéis en estos casos hacer siempre las pruebas circulando en los dos sentidos para obtener resultados que puedan ser comparativos, es decir, hacer ida y vuelta por el mismo trazado para que factores como el desnivel o la ayuda del aire no os den pistas falsas). En los motores trucados, y como orientación muy general, se tenderá a aumentar ligeramente los grados de avance inicial.

Y dicho todo esto pasemos a ver otro de los grandes factores para el buen funcionamiento del motor, las bujías, que también tiene mucha tela escondida.

Las bujías

Las bujías merecen capítulo aparte. Este pequeño accesorio, al parecer tan simple y tan sencillo, lleva dentro de sí el secreto del buen funcionamiento del encendido y de la potencia y rendimiento de un motor. No es suficiente con el hecho de que las bujías funcionen: es necesario que funcionen bien. En principio y aparentemente, todas las bujías que se hallan en buen estado pueden funcionar en un motor. Su objeto principal, que es el de conseguir que salte la chispa en el interior de la cámara de combustión, parece que quedará resuelto. Sin embargo, la bujía requiere condiciones especiales que la hacen particular para cada motor, de modo que, como anuncian todos los folletos de las casas de bujías tales como CHAMPION, BERU, LODGE, BOSCH, etcétera, para cada motor hay una sola bujía que sea adecuada: todas las demás funcionan muy mal, o simplemente mal, o regularmente, según sus condiciones se acequen más o menos a las de la bujía verdaderamente adecuada para aquel motor.

Cuando un motor acaba de trucarse se han variado en el interior de la cámara de combustión la temperatura (que aumenta al aumentar la compresión y la velocidad de giro), y las presiones por centímetro cuadrado, que aumentan también al elevarse la compresión. En este caso conviene elegir una bujía diferente, y esto es tanto más importante cuanto mayores sean las modificaciones realizadas en la cámara de combustión y por lo tanto las condiciones de trabajo del motor.

Vamos, pues, a hacer una serie de consideraciones previas para que se pueda juzgar cuál es la bujía adecuada en un motor en el que se han variado las características.

El regular funcionamiento del motor requiere una bujía que se acople a sus condiciones de trabajo. Durante éstas, la temperatura de la mezcla al producirse el tiempo de explosión puede ser superior a los 2.000 grados y la presión a 30 atmósferas. Y en motores más comprimidos a más de 2.500 grados y 40 atmósferas.

En semejantes condiciones una bujía debe asegurar los siguientes servicios:

- 1.º Un aislamiento perfecto entre el electrodo central y el cuerpo metálico (Fig. 148). La tensión que debe soportar este aislamiento será de unos 10.000 a 15.000 voltios en encendidos tradicionales, y ya hemos visto que

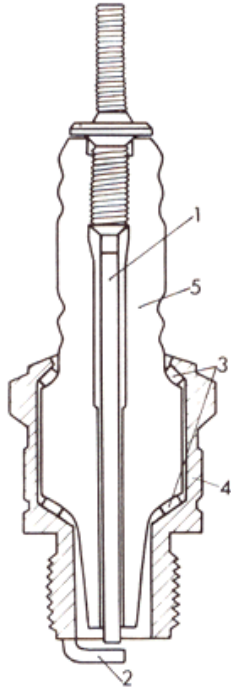


Figura 148. Constitución de una bujía. 1, electrodo central. 2, electrodo de masa. 3, junta de estanqueidad. 4, cuerpo metálico. 5, porcelana aislante.

30.000 voltios es el caso habitual de los encendidos electrónicos. Y todo esto a las temperaturas y presiones que hemos dicho.

- 2.º Una estanqueidad perfecta de las juntas de aislamiento (3) con respecto a las más altas presiones. Efectivamente, como ya hemos visto por lo dicho más arriba, la presión que se produce en el interior del cilindro es tan grande que precisa una muy fuerte estanqueidad para que no pasen los gases al exterior produciéndose fugas que debiliten el poder explosivo de la mezcla, añadiéndose los inconvenientes y perturbaciones que una fuga de gases a muy alta temperatura pueda producir.
- 3.º La bujía debe mantenerse en su interior a una temperatura oscilante entre los 500 a 600 grados C, es decir, que la temperatura no debe ser superior a los 600 grados ni tampoco inferior a los 500. El calor absorbido por la bujía a cada tiempo de explosión determina un aumento de su temperatura. La bujía debe estar construida de modo que pueda evacuar el calor recibido de forma que se mantenga por debajo de los 600 grados exigidos.

Estas tres condiciones, indispensables en toda adecuada bujía, se resuelven del modo siguiente: La primera y segunda, gracias a una cuidada fabricación y empleando porcelana de especiales condiciones para la primera, y juntas de estanqueidad de la mejor garantía para la segunda. En cuanto a la tercera, a esa necesi-

dad de la bujía de permanecer a temperaturas entre los 500 a 600 grados C. en cámaras sometidas a 2.500 grados, el problema se ha resuelto por el particular modo de refrigeración de las bujías, es decir, por la forma como la bujía es capaz de evacuar el calor que recibe y que le llega insistentemente a cada combustión. Esta mayor o menor facilidad para disipar el calor es lo que en las bujías se denomina el *grado térmico*.

La evacuación del calor por parte del electrodo de masa es relativamente sencilla debido a que este electrodo se halla en contacto directo con la culata debidamente refrigerada. En la figura 149 se ha esquematizado el modo como el electrodo de masa puede deshacerse del calor.

El electrodo central, por el contrario, se halla en condiciones mucho más adversas. En la figura 150 puede ver el lector cómo, para evacuar el calor, éste debe seguir un camino mucho más angosto, puesto que ha de atravesar la porcelana, ya de por sí mala conductora del calor, y pasar a la culata a través de la junta de estanqueidad. La mayor o menor longitud que el calor debe recorrer para ponerse en contacto con la culata refrigerada es lo que determina el grado térmico y lo que divide las bujías en *frías*, *normales* o *calientes*. Basta cotejar las figuras 151, 152 y 153 para darse cuenta de la diferencia de estos factores en tres realizaciones diferentes. La bujía fría (Fig. 151) puede evacuar el calor del electrodo central por un camino muy corto; la bujía caliente, por el contrario (Fig. 152), retiene mucho el calor, ya que éste debe efectuar un largo recorrido hasta la junta de estanqueidad que lo llevará hasta la culata fría. En la bujía normal (Fig. 153) el recorrido es intermedio.

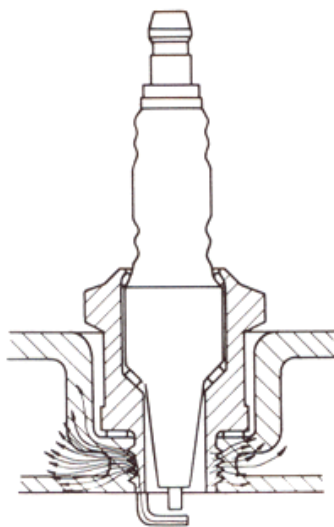


Figura 149. Forma de evacuación del calor por parte del electrodo de masa.

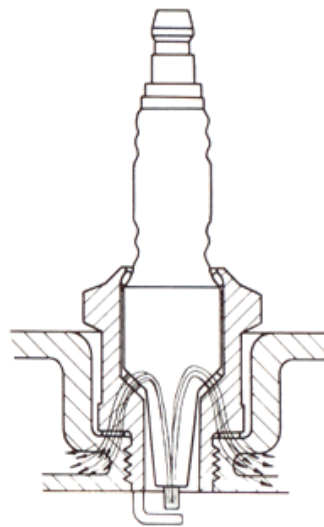


Figura 150. La evacuación del calor por parte del electrodo central resulta más difícil.

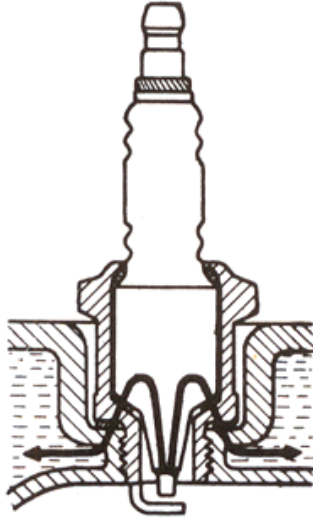


Figura 151. Bujía fría. El calor acumulado en el electrodo central puede ser evacuado rápidamente por la bujía.

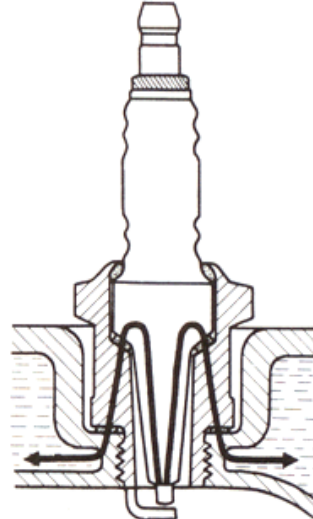


Figura 152. Bujía caliente. El calor tiene más dificultad para salir del electrodo central debido a la larga distancia que debe recorrer.

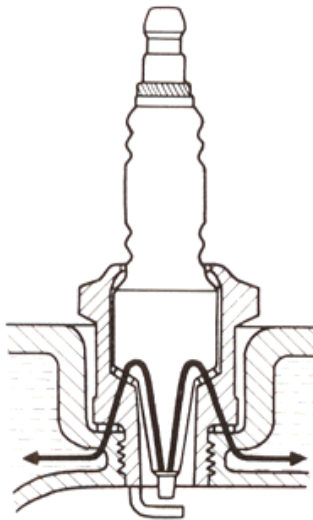


Figura 153. Bujía normal. El calor puede evacuarse con una distancia intermedia entre las presentadas para las bujías frías y calientes.

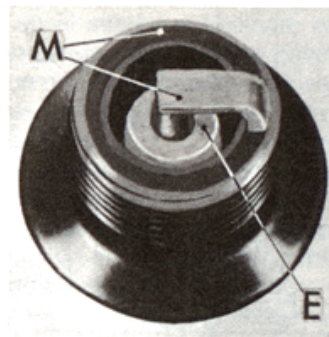


Figura 154. Aspecto de una bujía de acertado grado térmico.

En cualquier caso se dice que una bujía es adecuada cuando es capaz de mantenerse en un motor entre los 500 a 600 grados C previstos. Según el motor desarrolle mayor o menor cantidad de calor, la bujía deberá ser tanto menos o más caliente. Un motor muy caliente (altas compresiones, elevado número de r.p.m.) precisa una bujía muy fría. Por el contrario, un motor frío (condiciones contrarias a las anteriores) necesita una bujía muy caliente.

En general, cuando se acaba de trucar un motor, siempre conviene un cambio de grado térmico de las bujías, pero no podremos regirnos por el hecho, por ejemplo, de haber subido su compresión. Puede ocurrir que un exceso de mezcla rica produzca una compensación en la temperatura de la cámara al entrar mayor cantidad de mezcla fresca, por lo que la elección de la nueva bujía deberá hacerse más bien por la observación de su color después de un período de funcionamiento largo. Puede procederse del siguiente modo: Después de haberse asegurado de que el reglaje del carburador es perfecto, del modo que ya vimos en su capítulo correspondiente, será necesario analizar la bujía después de haber funcionado en el motor. Una bujía adecuada tiene un color gris muy oscuro, con ligeras incrustaciones de carbonilla, en toda la región del electrodo de masa (M, en la figura 154). La porcelana que recubre el electrodo central deberá adquirir un color café claro (E). Según el tipo de gasolina utilizada este color puede variar. Un exceso de plomo en las gasolinas determina depósitos de otra índole.

Una bujía adecuada y en buen estado aumenta la fuerza del motor por colaborar a su mejor rendimiento y reduce, por ello, el consumo.

Otro factor de no poca importancia sobre el funcionamiento del motor es la distancia entre los electrodos. Cuanto mayor sea la compresión tanto menor se precisa que sea la distancia de separación de los electrodos debido a que el poder explosivo de la mezcla es tanto mayor cuanto más elevada es la compresión. Por otra parte, cuanto más elevada es también la compresión tanta mayor dificultad tiene la corriente eléctrica en saltar por la densa atmósfera creada en el interior de la cámara, es decir, que una cosa complementa a la otra. De todos modos, los encendidos electrónicos pueden mantener con ventaja distancias entre electrodos considerables, ya que su alto voltaje les permite chispas muy potentes y largas aun en las condiciones más adversas.

Como resumen podemos decir que distancias entre electrodos de las bujías inferiores a 3 décimas de milímetro ocasionan transtornos debido a la insuficiencia de la chispa. Para altas compresiones y encendidos tradicionales es buena medida entre 4 a 5 décimas de milímetro. Para compresiones moderadas alrededor de las 6 décimas. En el caso de encendidos electrónicos entre 6 y 7 décimas es una medida correcta en todos los casos.

Bujías con electrodos de platino

Las bujías normales tienen sus electrodos fabricados con aleaciones de níquel, con un 1,50 % de manganeso, un 0,80 % de hierro y un 0,40 % de cobre. Esta aleación ha resultado ser la base para que los electrodos puedan ofrecer la menos resistencia eléctrica para conseguir el paso fácil y rápido de la corriente, y, además, que tengan una dureza que les permita soportar las altas temperaturas y también

los ácidos y residuos corrosivos que se forman al producirse las reacciones químicas de la combustión. Si los electrodos fueran exclusivamente de cobre, al ser sometidos a las difíciles condiciones de trabajo del interior de la cámara, sufrirían un rapidísimo desgaste. Por esta razón, aun a pesar de ser el cobre casi el mejor conductor eléctrico, debe ser sustituido por otro metal capaz de soportar las difíciles condiciones de funcionamiento.

El metal más adecuado para esta función es el platino, y en menor adecuación la plata, pero es obvio demostrar que el precio de estos metales es del todo prohibitivo (sobre todo el primero) para su uso en bujías. De ahí que se haya elegido el níquel como su sustituto.

Hay bujías, no obstante, que poseen aleaciones de platino sobre el electrodo que se halla en contacto con las presiones de la cámara. Esto hace que el electrodo participe en parte de las ventajas del metal platino asegurando la duración del electrodo y el salto perfecto de la chispa. Estas bujías llamadas de platino son muy caras. Su precio es aproximadamente unas ocho veces mayor que el de las bujías de electrodos de níquel normales, pero son muy usadas en carreras donde es de fundamental importancia que no exista fallo alguno en el encendido por parte de las bujías, aun y contando con el trabajo durísimo a que están sometidas.

Cuando no se trate de carreras, donde la importancia de una parada es decisiva, no es preciso en un motor trucado acudir a las bujías de platino. Las de níquel, si tienen el grado térmico adecuado, dan un resultado suficientemente bueno, sobre todo si se eligen de un precio medio, es decir, las que los fabricantes ofrecen con una mayor garantía de la perfección de su aislante y su más escrupuloso proceso de fabricación. Tales son, por ejemplo, las bujías ABARTH, las BERU de la serie RS, las CHAMPION de la serie G, etcétera, etcétera, pues realmente cada marca tiene, junto a sus productos corrientes, otros de mayor y más probada calidad, aunque de mayor precio.

En un libro de trucaje moderno no creemos necesario entrar en detalles de los mejoramientos o trucajes que antiguamente se realizaban en los delcos de los encendidos tradicionales con ruptor. En aquellos casos, y en aquellos viejos tiempos, modificábamos los contrapesos del avance, aumentábamos la presión del muelle del martillo del ruptor, cambiábamos las bobinas de inducción por otras de las llamadas "superpotentes", estudiábamos muy a fondo, y con gran número de pruebas, la distancia de abertura máxima de los platinos, etcétera. Todo aquello son reliquias del pasado en comparación con los encendidos electrónicos de hoy, y, además, los resultados no tenían, desde ningún ángulo, comparación con lo que nos puede dar la Electrónica en el caso del encendido. Por consiguiente no vamos a gastar más tinta en este viejo asunto. Si acaso, un consejo final: Utilizad buenas bujías y de grado térmico adecuado. Buenas bujías porque ahora estamos hablando de voltajes de 30.000 voltios, capaces de salir escopeteados por el mínimo resquicio de un poro; y grado térmico adecuado porque cada vez los motores son máquinas más finas y de mayor precisión y necesitan que todos sus elementos accesorios colaboren.

Y, en fin, nada más sobre el tema de la chispa.

6. El engrase

No pretendo que este capítulo sea demasiado largo ni tampoco (o quizá por ello) que sea un tratado de lo que es la lubricación de un motor. Simplemente algunas cosas relativas a lo que puede ocurrir con el engrase cuando un circuito ya establecido debe servir a un motor trucado, y las consecuencias que mayores fuerzas y presiones pueden tener sobre el motor si se halla deficientemente engrasado. Esto es lo importante para que el diablo no se lleve en pocas horas el fruto de los sudores de un bienhechor mecánico desarrollado durante horas de trabajo.

Voy a decir a continuación algo que todo el mundo sabe, pero que me resulta necesario decir para que quede claro lo que vendrá a continuación: Cuando dos cuerpos sólidos se hallan en contacto y los dos, o uno de ellos, está animado de movimiento, es evidente que se establece un frotamiento entre ambos a consecuencia del cual se genera una cantidad de calor tanto mayor cuanto mayor es el movimiento, calor que, por otra parte, se va acumulando y puede llegar a ser tan importante que las dos piezas sufran un agarrotamiento al ablandarse el material que los constituye y llegar a fundirse. Por lo tanto, de ninguna manera podrían mantenerse en contacto en seco un émbolo y su cilindro, por ejemplo, ya que a las pocas carreras de aquel se produciría el "gripado" o incluso la unión rígida de los mismos. Desde muy antiguo este grave defecto ha sido corregido a base de interponer entre las dos superficies un cuerpo líquido, de la suficiente fluidez como para establecer una fina película, mediante la cual se evite el contacto directo entre las piezas. Ahora bien: Esta fina película tiene que tener dos condiciones fundamentales que consisten en que la película sea tan elástica que no puede romperse y que pueda ser constantemente cambiada para rebajar la temperatura de funcionamiento. Y sobre esto último quiero llamar vuestra atención.

Veamos las características típicas de los aceites minerales usados hoy en día:

Densidad	0,885
Punto de inflamación	225° C
Punto de congelación	— 20° C
Punto de combustión	260° C
Viscosidad a 20° C	48
Viscosidad a 50° C	8,50
Viscosidad a 100° C	1,97

Los datos que ahora presento aquí pertenecen a un aceite de la casa SHELL, y son de un SAE 30. Pero esto no tiene mayor importancia. En lo que sí quiero que os fijéis es en la viscosidad, y el cambio tan importante que se presenta a medida que aumenta la temperatura. Ante todo voy a decir algo que sin duda ya sabéis: La viscosidad es la capacidad que tiene un aceite para formar y mantener la película engrasante; y vemos que con la temperatura la viscosidad disminuye con lo que disminuye también el espesor de la película y, consecuentemente, su capacidad para soportar la carga, la fricción interna y la temperatura, que por cierto todavía aumenta más cuanto menor es el grosor de la película porque ésta almacena menor cantidad de calor que luego se lleva hacia el cárter y porque el motor se refrigera menos al ser menor la cantidad de aceite de que consta la película.

Y precisamente el aceite debería actuar de forma inversa, es decir, ser muy fluido en el momento del arranque —o de baja viscosidad— para permitir el arranque fácil y una rápida formación de la película engrasante en todas las piezas donde se produce fricción; e ir aumentando la viscosidad a medida que la temperatura aumenta para mantener de este modo una buena película que evacúe bien el calor, por un lado, y mantenga buen cuerpo entre las piezas sujetas a fricción y con sus mayores cargas. Este es el razonamiento por el que se utilizan aceites multigrado, en los que se pretende tener máxima fluidez a temperatura ambiente y aumento de viscosidad a medida que aumenta la temperatura.

Hasta aquí no digo nada que todos vosotros no sepáis quizá, pero en lo que sí quiero llamaros muy mucho la atención es en el hecho de que la viscosidad decrece de una manera alarmante a medida que el aceite aumenta la temperatura, tal como nos mostraban las características típicas que hemos visto más arriba. Volved a mirarlas. ¿Os dais cuenta, por ejemplo, que a 50° C —el motor todavía no ha puesto su aguja del reloj de temperatura en su posición de "normal"— el aceite es ya 5,64 veces menos denso que a la temperatura ambiente de 20° C? ¿Y os dáis cuenta que a 100° C, que es una temperatura que el aceite del cárter alcanza con facilidad cuando el motor está a temperatura de funcionamiento, es 24,36 veces menos viscoso que a la temperatura ambiente? Y ¿qué pasará si sometéis el motor a una mayor presión media efectiva, por un aumento de la compresión, por ejemplo, y, además, aumentáis el régimen de giro, y corréis con el automóvil a buena velocidad durante horas en un día de verano? En todo este zarandeo sin duda mantendréis la refrigeración por agua a una temperatura de unos 95 grados, pero el aceite seguro que estará rondando los 130 grados C. Y si no lo creéis ponedle un termómetro al aceite y os daréis cuenta de ello.

No tengo ahora datos de la pérdida de viscosidad que se produce entre los 100° C y los 130° C que yo ahora propongo, pero lo que sí puedo deciros es que un motor trucado que trabaje en estas condiciones, o aún peores, debe cambiar el aceite en mucho menos de 1.000 Km. de recorrido si no quiere tener fracasos que no serán culpa del preparador, en lo que respecta a su trabajo en el motor, sino a no haber previsto una mejor refrigeración del aceite. Creo que todo trucaje susceptible de aumentar la temperatura del motor debe contar en su proyecto con la instalación de un radiador de aceite provisto de termostato de la forma y manera que vamos a ver a continuación. Mantener la temperatura del aceite a un nivel similar a la temperatura de refrigeración, es decir, sobre los 90° C, aportará ventajas tan importantes como mantener el propio motor a una mejor temperatura, asegurar una

película de aceite poderosa para mantener los esfuerzos y presiones de fricción de las piezas rodantes y conseguir aumentar la vida del aceite, permitiendo cambios normales del mismo —o más largos— a pesar de tratarse de un motor trucado. Por si fuera poco, la instalación de un radiador de aceite es sencilla además de ser una instalación barata en su precio de adquisición, al menos comparada con el precio de otras modificaciones que sin duda tendremos que llevar a cabo. El radiador no nos dará CV, pero nos asegurará los que consigamos a la mayor fiabilidad de nuestro proyecto de trucaje.

Instalación de un radiador de aceite

Automóviles refrigerados por aire, como los que van equipados con los motores boxer de CITROËN, en los que la temperatura de funcionamiento normal supera los 100° C —con lo que se colabora, por otra parte, a un mayor rendimiento del motor— requieren encomendar al aceite una misión importante de refrigeración. Así pues, los automóviles fabricados por esta marca, y refrigerados por aire, llevan un completo circuito de aceite en el que no puede faltar el radiador.

Aunque quizá sea de muchos conocido, creo que dar un vistazo a la figura 155, en la que se muestra el circuito de aceite de un CITROËN, modelo GS, puede

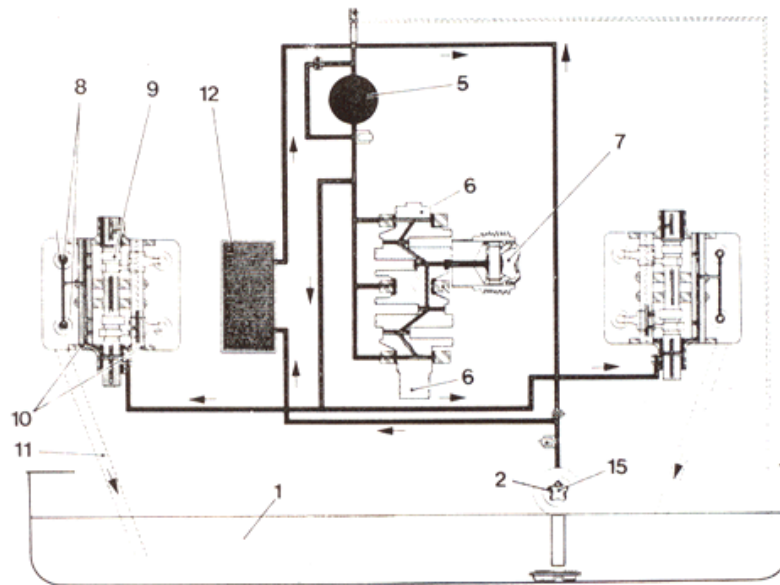


Figura 155. Esquema de funcionamiento del circuito de aceite refrigerado, en el CITROËN, modelo GS.

ser del mayor interés como ejemplo de instalación de un radiador con sus válvulas by-pass y, muy brevemente, vamos a hacer una descripción del funcionamiento de este circuito, lo que espero nos dé una idea para futuras instalaciones de radiadores en motores refrigerados por agua, como serán la mayoría de los que deberemos trucar.

En la figura citada tenemos, en primer lugar, el cárter lleno de aceite (1) que es en parte aspirado por la bomba de engrase (2), del tipo Eaton. En el caso del arranque, tanto el termocontacto (3) como la válvula de by-pass (4) se hallan en posición de abierto, por lo que la presión de aceite pasa directamente al filtro (5) y desde allí se distribuye a la parte baja del motor —cigüeñal (6) y cilindro (7)— y, por el otro conducto pasa el aceite hacia las válvulas de escape (8), árbol de levas (9) y ejes de balancines (10), etcétera, tanto de un lado como del otro del motor boxer, descendiendo después el aceite de nuevo hacia el cárter por el conducto de rebose (11).

Este circuito se va reproduciendo hasta que el aceite comienza a calentarse y llega a la temperatura necesaria para poner en circuito el radiador (12). Cuando el termocontacto (3) se calienta, cierra la válvula de by-pass (4) y el circuito se establece a través del radiador, pasando desde aquí al filtro (5) y reanudándose el circuito del mismo modo, pero con el aceite controlado en su temperatura.

En la figura 156 puede verse el tipo de radiador que equipa estos motores, y en la número 157, su colocación bajo el colector de admisión.

La aplicación de un radiador a un motor refrigerado por agua que haya sido trucado puede realizarse por medio de *kits* que existen en el mercado a este efecto, donde no solamente se proporciona el radiador, sino también todos los conductos con su diámetro interior adecuado para que no existan caídas de presión que podrían ser fatales, así como las piezas de aplicación y los racores correspondientes, todo relacionado con la marca y modelo sobre el que estuviéramos trabajando. En la figura 158 podemos ver uno de estos *kits*, provisto además de termostato, y con toda la tornillería y fijaciones necesarias para su aplicación. Estos *kits*, por supuesto, van acompañados de un folleto de instrucciones siguiendo las cuales no suelen haber grandes problemas para proceder a su aplicación. Como puede verse en la figura, la toma de aceite se efectúa en los conductos del filtro de aceite, en el cual hay que sustituir una pieza y todo lo demás queda claro que no ha de tener mayor complicación.

Según la utilización que vaya a hacerse del vehículo se puede acudir a radiadores de 13, 16 ó 19 elementos. Como es lógico, estos últimos son para condiciones de funcionamiento muy severas. En realidad, y entendiendo el trucaje con el criterio que indicábamos al principio del libro, es decir, como mejoramiento de un coche polivalente que ha de correr alegre en carretera pero no en circuito, con un radiador de 13 elementos es suficiente. Si el trucaje ha sido más afinado podrá utilizarse el de 16, por supuesto más caro, pero que asegurará una mayor evacuación del calor por parte del aceite. De todos modos, no perdáis de vista que el aceite está calculado para que no funcione a temperaturas inferiores a los 85° C, por lo que, refrigerarlo en exceso, tampoco reporta beneficio alguno, sino todo lo contrario.

En todos estos equipos hay que asegurarse siempre de que vayan provistos de termostato para que no dificulten el calentamiento del aceite en los momentos que siguen a la puesta en marcha del motor. El termostato permanece cerrado hasta haber conseguido una temperatura en el cárter de los 85° C citados en los que

Figura 156. Vista del radiador de aceite del cilindro GS.

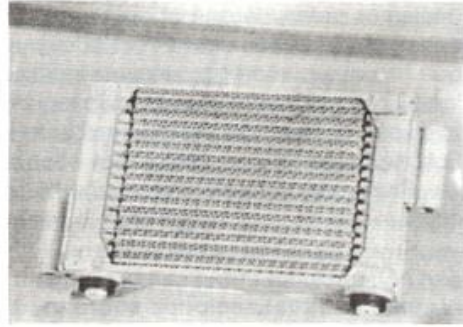


Figura 157. Situación en que se halla colocado el radiador de aceite de la figura anterior.

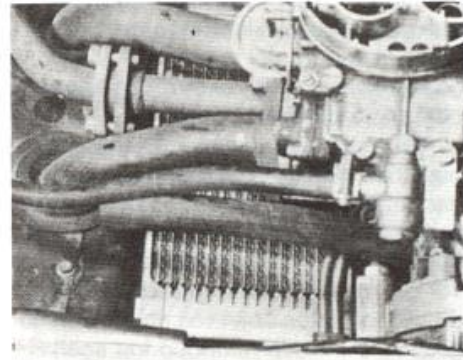
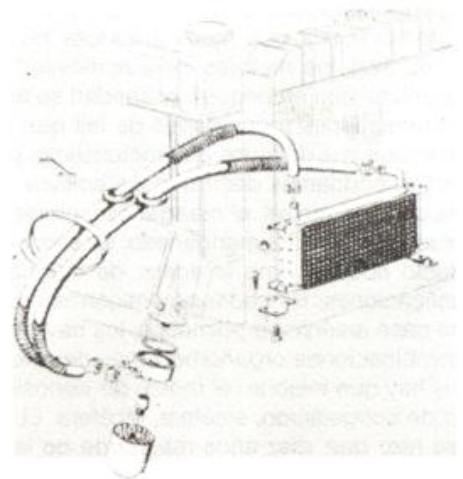


Figura 158. Conjunto de piezas que forman un kit para instalación de un radiador refrigerador de aceite.



esta válvula coloca en circuito al radiador. También hay que asegurarse, tal como decíamos antes, de que no exista una caída de presión en todo el circuito con la adopción de conductos demasiado gruesos, o por cualquier otra causa, de modo que hay que comprobar, una vez realizado el montaje y con un manómetro, los valores proporcionados a diferentes regímenes de giro, teniendo como patrón los valores que el motor había dado antes de la aplicación del radiador y sus conductos. Solamente pequeñas variaciones pueden ser toleradas.

Creo que no es necesario añadir más sobre este tema de la refrigeración del aceite.

Algunas puntualizaciones sobre los aceites

Hasta aquí hemos visto todo lo que sobre el aceite afecta al trucaje y creo que podríamos despedirnos sin más y quedar como unos señores. Pero me creo en la obligación de explicar algo más sobre estos líquidos que alguien ha comparado como la sangre del motor. Y al final ya veréis porqué (o si lo preferís no leáis más y pasad directamente al otro capítulo relativo al aligerado de masas que os está esperando a continuación).

El aceite tiene varias misiones en el motor. La primera y fundamental es, por supuesto, la de engrasar; pero también debe conseguir un grado de cierta estanqueidad entre las superficies, como ocurre en el caso del cilindro y el émbolo; también tiene que conseguir mejorar la refrigeración del motor como hemos estado viendo hasta ahora; y también le cabe la misión de mantener limpia la mecánica del interior del motor y, en buen estado todo su conjunto.

Todos estos objetivos no los han conseguido nunca los aceites animales ni vegetales, e incluso tampoco los aceites minerales puros por más que se hubieran refinado con la mayor perfección. La adición de aditivos en el aceite, lo que dio a partir de 1950 los famosos aceites HD (heavy duty), significó una verdadera revolución en las posibilidades de uso de los aceites y dio un buen empujón a la técnica automovilística que hasta entonces no se atrevía a superar en mucho las 4.000 r.p.m. para los motores de automóviles de turismo. Los aditivos son sustancias químicas que en pequeña cantidad se añaden a los aceites para proporcionarles o incrementarles propiedades de las que se encuentran deficitarios, o para suprimir o reducir sus defectos o características perjudiciales. Si fuera válida alguna comparación podríamos decir que los aditivos actúan de modo similar a como lo hace el carbono, el níquel, el manganeso, etcétera de modo similar a como lo hace el carbono, el níquel, el manganeso, etcétera, que se mezcla con el hierro y crea un producto nuevo, como el acero, de muchas mejores cualidades para determinadas aplicaciones. Hay aditivos anticorrosivos y antioxidantes compuestos de fósforo o de base arsénica o bismútica; los hay detergentes y dispersantes con adiciones de combinaciones organometálicas de zinc, calcio y bario con azufre, cloro y fósforo; los hay que mejoran el índice de viscosidad, antiespumantes, rebajadores del punto de congelación, etcétera, etcétera. El estudio de la química aplicada a los aceites hizo que, diez años más tarde de la creación del HD, se pudieran ya obtener aceites *multigrados*, en los que la curva de viscosidad es muy plana de acuerdo con un cierto grado de temperatura. Estos aceites conservan, a temperatura am-

biente, una viscosidad muy baja que se va manteniendo a base de los aditivos hasta alcanzar altas temperaturas, del tipo de las que pueden esperarse en el interior de un motor. Los aceites multigrados los hemos usado todos y hemos podido certificar sus ventajas a lo largo de varios años de engrasar motores y motores.

Pero la inquieta investigación química no ha parado aquí, y hoy se han generalizado los aceites *sintéticos*, en los que se han conseguido verdaderos milagros, con respecto a los multigrados, en lo que atañe a la resistencia de la molécula a ser partida o separada entre dos superficies en frotamiento. Cuando el aceite multigrado está aguantando presiones equivalentes a 600 Kg/cm^2 , los sintéticos pueden soportar hasta más de 20.000 Kg/cm^2 . Consiguientemente tienen una duración cinco o seis veces mayor, además de un muy extenso grado de utilización que suele ir de SAE 15 W 60.

Pues bien: Creo que el tema de los aceites sintéticos también tiene algo que ver con el trucaje, porque mejorar el aceite es, por lo menos, una buena garantía de fiabilidad del motor, dejando al margen los beneficios que podremos obtener con un engrase más efectivo cuya repercusión en potencia no nos es posible traducir ahora por medio de una fórmula.

Bien: No os quiero calentar más la cabeza. Creo que el resumen de este breve capítulo ha de ir por el siguiente camino: Utilizad el mejor aceite del mercado, por un lado; por otro, cuidad de la temperatura, y aseguraos un buen resultado con la adopción de un radiador de refrigeración para el aceite. Esto es todo, en lo que a este tema respecta.

7. Aligerado de masas

Este capítulo, que parece que podría ser muy fácil, creo que nos va a dar qué pensar y puede que, incluso (y perdonadme de antemano por ello) más de un fuerte recalentamiento de cerebro. Claro que yo podría decir, por ejemplo, que al volante se le quita peso en razón a un 10 % por cada 1.000 r.p.m. que aumentéis el giro del motor trucado, y vosotros os quedaríais tan despejados y sin mareos con el problema resuelto como si todo fuera tan fácil como aquello del dos y dos son cuatro. Pero no. Meterse en un motor para aligerar sus masas es una cosa demasiado profunda para hacerlo sin, por lo menos, una copita pequeña de conocimientos que puedan mantenernos alertas para no caer en el desastre que es un motor completamente desequilibrado. Porque todo este conjunto de émbolo, biela y cigüeñal con sus contrapesos y su voluminoso volante de inercia no está hecho con sus formas y pesos porque sí, sino relacionados entre ellos de una manera íntima y armónica, y así como podemos cambiar un carburador sin necesidad de cambiar la bomba de engrase o el tubo de escape, cualquier modificación del volante de inercia, por ejemplo, puede afectar a la suavidad de giro y en definitiva al equilibrio del motor. ¿Vosotros sabéis lo que cuesta poner un lápiz que se aguante enhiesto por su extremo sobre una superficie plana de un motor que está girando a 1.000 r.p.m.? Eso se hacía en los viejos tiempos con los motores del Z-102, aquel magnífico PEGASO deportivo de los años cuarenta que fue un prodigio de perfección técnica desde el punto de vista mecánico, y del que cada día hay menos gente que se acuerde. Pero aquel milagro era un perfecto equilibrio de motor conseguido por la perfecta relación matemática de los pesos y de los esfuerzos repartidos en cada una de las piezas del tren alternativo.

Para entender bien por dónde van los tiros en esto del equilibrio de masas, vamos a ver primero de una forma aproximada cuales son los esfuerzos que el tren alternativo —conjunto émbolo-biela-cigüeñal/volante— debe soportar para pasar después a ver las soluciones.

El motor de explosión, tal como nosotros lo construimos y lo utilizamos, recibe su potencia a martillazos. El trabajo que de él extraemos no se produce como cuando alguien abre una puerta que ejerce la misma presión durante el tiempo

que la puerta se va moviendo. Por el contrario, el motor de explosión está diseñado para que trabaje como cuando clavamos un clavo: cada golpe de martillo es sucedido por un momento de descanso correspondiente al tiempo que el brazo del golpeador vuelve a adquirir distancia hasta el próximo golpe. Esta característica tan bestial (que por cierto diferencia a los motores de explosión de los motores eléctricos) hace que el motor de gasolina necesite tener varios cilindros, como si utilizáramos cuatro o seis martillos que se van turnando para clavar el clavo en la pared, de modo que el clavo recibe muchos más golpes y en este caso se clava casi como si se tratara de abrir una puerta. La suavidad está de acuerdo con el mayor número de golpes pequeños lo más seguidos posible. (Ya supongo que os dais cuenta de que cada uno de estos golpes de martillo no son más que el tiempo de explosión en el ciclo de cuatro tiempos). Con todo, el motor no recibe tampoco la fuerza sobre el émbolo de una manera progresiva, sino que en el momento exacto de la explosión —máxima compresión y salto de la chispa— la presión es nueve veces mayor que cuando el émbolo está a mitad de su carrera, por lo que, en los motores inventados por Nicolás Augusto Otto, no cabe hablar de suavidad si no utilizamos masas de inercia que contrarresten estas fuerzas tan irregulares como desproporcionadas. Y todo los motores llevan este suplemento de peso en el cigüeñal y en el volante de inercia.

Veamos primero lo de los martillazos. Creo que unos números nos pueden poner sobre aviso de que el aligerado de masas es una cosa, por lo menos, sería y que nos va a hacer pensar. Vamos primero a ver eso de la presión media efectiva (abreviado, P.M.E.) porque es de sumo interés hacer comparaciones para profundizar más en este tema.

La P.M.E. consiste en la presión promedio que se ejerce al expandirse la mezcla y presionar sobre la cabeza del émbolo. Como os podéis imaginar se confirma eso de que la presión es extraordinariamente fuerte en el momento de la explosión y su valor va decreciendo a medida que el émbolo baja. Hay una fórmula muy corriente que sirve para calcular la presión media efectiva considerando un llenado absoluto del cilindro, es decir, el llenado de todo el volumen completo (cosa teórica pues solamente se cumple en los motores sobrealimentados) que consiste en:

$$P.M.E. = \frac{900.000 \cdot P}{C \cdot n}$$

en donde P es la potencia que tiene el motor; C, la cilindrada, y n, el número de r.p.m. En vía de ejemplo, supongamos que tenemos un motor de cuatro cilindros, de 80 mm. de diámetro cada cilindro, y 95 CV DIN a 6.000 r.p.m., con una cilindrada de 1.592 c.c. Aplicando la fórmula tendremos que la presión media efectiva será:

$$P.M.E. = \frac{900.000 \times 95}{1592 \times 6000} = 8,95 \text{ Kg/cm}^2.$$

Esta es la presión promedio, y quiere decir que cada centímetro cuadrado de superficie de la cabeza del émbolo recibe una presión equivalente a estos 8,95 Kg. La presión máxima se acostumbra a establecer en unas *nueve veces mayor* que la

presión media, de modo que en el momento de la explosión se tendría una presión de

$$P. \text{ máxima} = P.M.E. \times 9 = 8,95 \times 9 = 80,55 \text{ Kg/cm}^2.$$

Y si queréis ver la importancia de este impacto sobre el émbolo en su totalidad, solamente tenéis que hallar el total de su superficie y multiplicarla por la presión máxima que recibe por cm^2 . En el ejemplo citado tendremos, siguiendo este razonamiento, que:

$$\text{Superficie del émbolo} = \frac{D^2}{4} \cdot \pi = \frac{8^2}{4} \times 3,1416 = 50,26 \text{ cm}^2.$$

Presión máxima en toda la superficie: $50,26 \times 80,55 = 4.048 \text{ Kgs}$.

Más que un martillazo, esto parece un buen mazazo de martillo pilón. Pues bien: Ved que todo el conjunto del tren alternativo está diseñado y calculado para soportar millones de mazazos como este y debe saber regularizar este tremendo impacto, que posteriormente se debilita, en una fuerza que dé la impresión de que es continua. Este es el trabajo a que se dedican, y para el que están facultadas las masas de inercia que hay repartidas principalmente en cigüeñal y volante de inercia, y también en el peso de los émbolos y las bielas. Y este capítulo está dedicado a cómo debemos obrar para manipular con ellas.

Pero volvamos al planteamiento anterior: De la fórmula que dábamos al principio podríamos sacar algunas consecuencias. Por ejemplo: ¿Qué pasaría si en el motor a que nos referíamos antes, que tiene una relación de compresión de 8,90:1, lo pasamos, por medio de un cepillado de culata, a 11:1? Evidentemente, la presión media efectiva aumenta y lo hace en un 36 % poco más o menos (y más bien más que menos) por lo que tendríamos una P.M.E. de 8,95 más un 36 % de esta cantidad, que representaría $12,17 \text{ Kg/cm}^2$. Apliquemos la fórmula anterior, pero transformada para conocer la potencia que esta nueva P.M.E. proporcionaría al motor. Así tenemos que:

$$P = \frac{C \cdot n \cdot P.M.E.}{900.000} = \frac{1592 \times 6000 \times 12,17}{900.000} = 129,16 \text{ CV.}$$

Apetecible aumento de potencia en verdad; pero este aumento general de la potencia del motor y de la P.M.E. no nos permitiría hacer retoques en la zona de los contrapesos o del volante, porque sin aumentar el número de r.p.m., y considerando que el motor gira a la misma velocidad, tenemos todavía más problemas para el control de las fuerzas de presión que se establecen en el interior del cilindro, y que ahora han aumentado. Consecuencia: Más dificultades para conseguir un buen equilibrado del motor, y muchísimas dificultades si nos diera por rebajar las masas de inercia.

Pero si obramos en el sentido de aumentar la potencia por un aumento del giro del motor, a base de alimentarlo bien con batería de carburadores, mejores y más directos escapes y retoques sustanciales en las válvulas y en el perfil de las levas, del modo que se explica en el capítulo correspondiente, entonces sí que ne-

cesitamos reducir los contrapesos para permitirle al motor una mayor agilidad. Veamos: ¿Qué pasaría si nos proponemos alcanzar las 8.200 r.p.m., en vez de las 6.000, y mantenemos la misma relación de compresión y por lo mismo igual P.M.E.? Pues tendremos una potencia de:

$$P = \frac{C \cdot n \cdot \text{PME}}{900.000} = \frac{1592 \times 8200 \times 8,95}{900.000} = 129,81 \text{ CV.}$$

El aumento de potencia a base de aumentar las r.p.m. es también sustancioso y menos comprometido que el anterior que, entre otros defectos, tiene el problema de los combustibles que le permitan una relación de compresión tan elevada como la que le hemos asignado; hay, además, un aumento considerable de la P.M.E. y consecuentemente de todos los esfuerzos que el motor va a tener que soportar, etcétera. Por el sistema de aumentar las r.p.m. nos encontramos que ahora sí que podemos —y hasta debemos— rebajar la inercia de las masas, porque un mayor número de "martillazos" por minuto determinan una mayor regularidad de marcha; porque el motor debe tener agilidad para subir de vueltas, y porque no nos subirá de vueltas si no le rebajamos el peso de las masas rodantes en el interior del motor, las cuales le frenan en su escalada.

Este concepto hay que tenerlo bien claro y hay que saber cuándo y porqué se hacen las cosas.

Antes de continuar, y entre paréntesis, voy a salir al paso de algunas objeciones que pueden hacerse a los ejemplos que yo he puesto antes. En primer lugar, alguien que sea listo y que medite sobre estas cosas, me podrá decir que aumentar el número de r.p.m. a base de un mejor llenado del cilindro, como yo he propuesto, significa también un aumento de la P.M.E. Correcto y sobresaliente. Mi contestación sobre esto es que yo estoy poniendo ahora un ejemplo para dejar bien claro cuándo debe procederse a aligerar las masas y cuándo *no* deben aligerarse masas; y como que el aumento de la P.M.E. es muy superior si acudimos directamente a un aumento de la compresión (véase este capítulo) que si acudimos a mejorar el llenado, me he permitido, olímpicamente, despreciar este valor en la aplicación de la fórmula. La segunda objeción puede venir de los que leen con mucha atención y meticulosidad (como debe ser): Estos me dirán: ¿Te has dado cuenta, amigo Castro, que un motor de las características del que acabas de describir, a 8.200 r.p.m. tendrá una velocidad de émbolo de 21,64 m/seg., y tú has dicho en el capítulo tal, página tal, que es muy comprometido pasar de un máximo de 16 m/seg. para la velocidad del émbolo?... Pues sí señor: es cierto. El motor de mi ejemplo es impracticable para ser llevado por el trucaje a estas altas cotas de velocidad del émbolo. La respuesta es la misma que en el caso anterior, es decir, que se trata de un ejemplo orientativo, como orientativa es incluso la fórmula de la P.M.E., y orientativo es el dato de la potencia que el fabricante del motor da para su motor homologado. Todos sabemos que puede pasar perfectamente que uno se compre un motor "X" (sin citar marca para no comprometer a nadie), con una potencia de catálogo de 85 CV DIN, y ponerlo en el banco, y no dar más de 70 CV DIN. Y repararlo y volverlo a reparar y comprobarlo y verificarlo... y aquello no da más de 70 CV DIN. Y no hay más. Pero esto son tortas y pan pintado comparado con lo que les pasa a los mecánicos que tratan con las motos. Ellos saben en su fuero interno

historias todavía más fantasmales y fanfarriosas sobre la fácil exageración de un catálogo, bien impreso a cuatro tintas, y la dura realidad de los émbolos metidos en sus diminutas cajitas, con sus cuatro valvulitas por cilindro, su carburadorcín... etcétera, etcétera. Y, ¡vamos! que hay que estar en la mismísima cámara de combustión, allí dentro, para saber lo que cuestan 75 Kgm/seg. de más cuando un motor de 900 c.c. está ya proporcionando sobre los 60 CV reales. La fantasía de los vendedores no tiene límites y los técnicos hemos de huir de ellas como gato escaldado.

Volviendo al asunto, creo que con lo dicho queda centrado el tema y ahora ha llegado el momento de meternos con cierta profundidad en esto del aligerado de masas.

El volante de inercia

Todos sabemos lo que es y dónde está en el motor. En la figura 159 mostramos un ejemplo de su situación en el conjunto del tren alternativo.

El objeto de este volante en el motor, como puede deducirse de lo que hemos dicho hasta ahora, consiste en almacenar energía de la producida en el tiempo de explosión y devolverla después en los otros tiempos improductivos del ciclo. Esta fundamental ocupación del volante involucra la rigurosa suavidad de marcha que imprime al motor, facilitando la rigurosa sucesión de los ciclos sin golpeteos ni sacudidas. En efecto: cuando el émbolo efectúa su tiempo de trabajo todo el conjunto alternativo se halla sometido a una rápida aceleración por el elevado valor de la presión que se produce en el interior del cilindro. En este caso el volante absorbe energía frenando al émbolo. En los otros tiempos restantes del ciclo el volante cede esta energía almacenada para poder producir la compresión y el funcionamiento de todas las demás masas móviles tales como las bombas de agua y engrase, el eje de levas, el distribuidor, etcétera, etcétera.

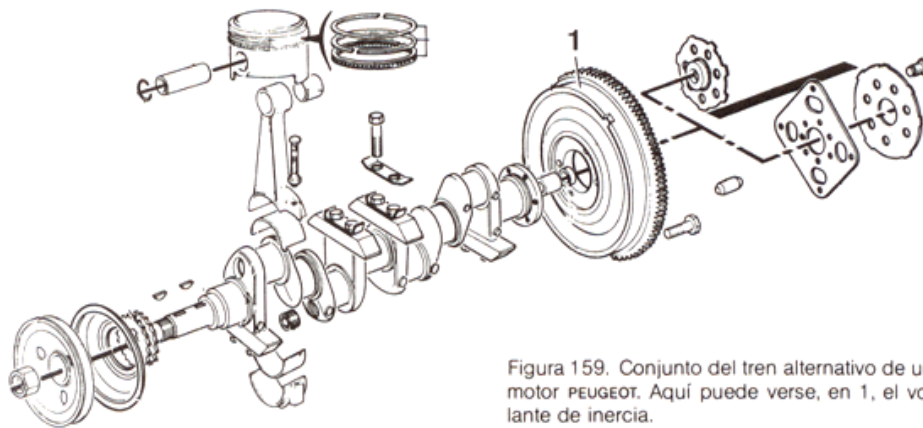


Figura 159. Conjunto del tren alternativo de un motor PEUGEOT. Aquí puede verse, en 1, el volante de inercia.

En los motores de pocos cilindros el volante tiene una importancia capital, como puede suponerse. En los monocilíndricos, por ejemplo, donde cada tiempo de trabajo no se reproduce nada más que a cada dos vueltas del cigüeñal, el volante efectúa una labor de la máxima importancia. A medida que aumenta el número de cilindros la importancia del volante decrece y así, en los motores tetracilíndricos la acumulación de energía de cada ciclo es del 40 %, es decir, la energía producida se acumula en un 40 % en el volante. En los motores de seis cilindros es sólo de un 20 %, y todavía menor para los motores más articulados. Tanto el cigüeñal (también provisto de contrapesos) como el conjunto de las bielas y especialmente en su cabeza (acordáos de que la biela va siempre cabeza abajo), y en definitiva todas las piezas que forman el tren alternativo acumulan también energía, y tienen su peso sobredimensionado para colaborar también en este proceso de limitación de las fuerzas de inercia. Pero, de todas formas, es el volante el que mayor cantidad de energía almacena, hasta el extremo de que en un motor de ocho cilindros en V, donde el cigüeñal podría acumular gran cantidad de energía es, no obstante, superado ampliamente por el volante, que acostumbra a tener una inercia polar unas siete veces superior al cigüeñal y todas cuantas piezas son solidarias de su giro.

El volante de los automóviles actuales va dotado de una corona dentada a su alrededor a la que se le acopla el piñón de arranque eléctrico, además de los órganos del embrague tradicionalmente acoplados a él, como es sabido.

Rebaje de un volante

Le he estado dando vueltas al asunto sobre si debía poner ahora aquí la explicación de la fórmula (o fórmulas) mediante las cuales se calculan las dimensiones y peso de un volante, para que, con ello, al comparar el peso real con el teórico se pudiera tener una idea de orientación del aligeramiento que pudiera sufrir esta pieza. La idea no era mala, pero ha ocurrido que, con los datos de las fórmulas me he liado toda la mañana a calcular pesos de volantes de motores de automóviles que hoy son de lo más corriente, y al bajar luego al taller para verificar los pesos he podido comprobar que las diferencias eran demasiado grandes como para que tuviera ningún valor que ahora os estuviérais calentando al rojo la cabeza con una cosa que no va a servir para nada. En primer lugar hay motores con volantes que pesan hasta un 30 % más de lo que la fórmula de los ingenieros nos indica, y encuentro otros que pesan bastante menos... pero que pese igual, ¡ninguno! Moraleja: ¿Son los matemáticos unos embusteros? Yo creo que la cosa debe ser más complicada, y así, para que las fórmulas y la realidad no se avengan pueden pasar cosas como éstas: El volante tiene combinado su peso con los contrapesos del cigüeñal y de todo el tren alternativo, y la fórmula puede referirse, únicamente, a todo el peso de todo el conjunto. También podría ocurrir que la fórmula sea la adecuada para motores de carrera larga y no para los modernos cuadrados o supercuadrados; puede ocurrir que yo disponga de datos ligeramente equivocados con respecto a los motores sobre los que he hecho la prueba... y puede ocurrir que la fórmula sea tan complicada por los coeficientes que hay que tener en cuenta, que no sea aplicable para cualquier motor, y solamente dé resultado en determinadas familias de moto-

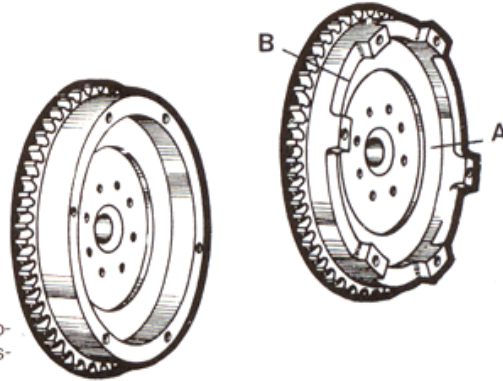


Figura 160. Retoques efectuados sobre el volante de un motor. A, sobre el interior del mismo. B, rebaje del exterior.

res. (Cosas como ésta me han pasado con mucha frecuencia.) De todos modos, saber por cálculo la cantidad de material que hay que sacarle a un volante, es un verdadero lío. Ya os lo digo por adelantado.

Como que de todas formas, este libro no es un libro de Ingeniería, sino de trucaje, es decir, no va dirigido a los proyectistas sino a los mecánicos que recibiremos las piezas hechas y sobre las que no podremos en general idear piezas nuevas, la fórmula no pasaba de ser una cierta curiosidad. Nosotros recibimos el volante del motor tal como lo recibimos cuando tenemos que hacer un trabajo de trucaje, y de poco nos va a servir hacer nuestra fórmula matemática y ver que debiera ser de otra manera si en realidad es como es. Por lo tanto vayamos a lo empírico, es decir, al fruto de nuestras experiencias.

No se aconseja nunca reducir el diámetro del volante para sacarle peso. En la figura 160 mostramos los lugares en los que debe efectuarse un aligeramiento del volante. Si se tratara de retocar un motor para elevarlo al máximo de sus posibilidades podría incluso llegarse a un taladrado del volante como muestra la figura 161, pero cuidando mucho de no desequilibrar la pieza, es decir, conseguir una forma exacta geométrica de la situación de los taladros, y, además, la misma cantidad de material sacada de cada uno de los mismos. Conviene, por supuesto, comprobar el equilibrado del volante una vez se haya terminado el trabajo de taladrado.

Si los retoques son menores quizá sea suficiente sólo un pequeño repaso de la superficie en la parte A, frontal, ejecutado al torno. En la figura 162 se puede ver como se está procediendo a rebajar el peso de un volante.

Para saber la cantidad de peso que hay que eliminar de un volante, y puesto que por fórmulas matemáticas no conseguiremos tener una idea clara, será necesario obrar con un poco de tanteo y a base de comprobaciones periódicas. Es una buena norma, para empezar, desmontarlo del motor y pesarlo con la corona dentada incluida. Luego ponerlo en el torno y sacarle una cantidad de material algo menor, en gramos, a la mitad del porcentaje del aumento deseado en r.p.m. que habíamos calculado para el motor.

Supongamos que se trata de un motor de cuatro cilindros, con una cilindrada total de 1.598 c.c., y alcanza un régimen máximo de 5.500 r.p.m. Ahora queremos,



Figura 161. Volante fuertemente aligerado por torneado de la llanta y taladrado del plato.

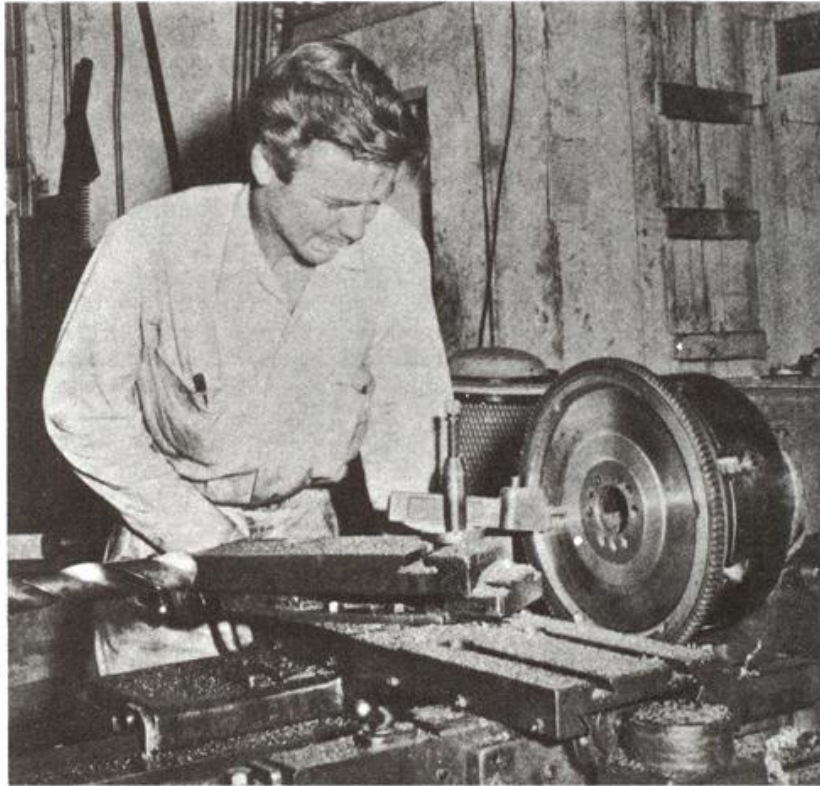


Figura 162. Forma de rebajar el peso de un volante con la ayuda de un torno.

en principio, que gire a 6.500 r.p.m., por lo que el aumento con respecto al régimen de giro solamente será de un 18,18 %. De acuerdo con lo dicho podríamos empezar por sacarle un 9 % del peso que el volante tiene. Así, si lo hemos pesado previamente y sabemos que tiene un peso de 11,20 Kg. podemos hacer las primeras pruebas con un torneado que le quite $\frac{9 \times 11,20}{100} = 1$ Kg. de material. La forma

de disminuir el peso del volante es la mostrada en la citada figura 162, rebajando por el interior y suspendiendo la tarea de tanto en tanto para comprobar que el peso del volante no quede rebajado por debajo del peso que por este procedimiento le hemos asignado.

En la actualidad, el peso de los volantes está, para coches de turismo, del siguiente modo: Para motores de cuatro cilindros: entre 5 y 7 gramos por centímetro cúbico de cilindrada total. Para motores de seis cilindros o más se mantienen unos de 3 a 4,20 gramos por centímetro cúbico. En los motores de competición pura el volante queda reducido a su mínima expresión, casi podría decirse que solamente sirve para soportar al embrague y para la puesta en marcha por la utilización de la corona dentada. Ahora bien: en los coches de competición no importa el número de vueltas a que se pueda mantener la marcha lenta, no se pide ni siquiera que el motor tenga que girar aceptablemente a bajas vueltas y, además, consigue un número de r.p.m. superiores a las 10.000, eso sin contar que estos motores tienen ocho o doce cilindros los atmosféricos y seis los sobrealimentados.

Por último hagamos constar que todo cuanto hemos estado diciendo aquí sobre el volante de inercia se refiere a los motores de cuatro tiempos, y no es válido en absoluto para los motores de dos tiempos, ya que éstos, debido a que a cada vuelta del cigüeñal se sucede un tiempo de trabajo, disponen de volantes más pequeños y están sujetos a otras normas.

Los émbolos

El peso de los émbolos de un motor está calculado de manera que forme parte de las masas de inercia que se producen en todo el tren alternativo. Por lo tanto da buen resultado, para aumentar el régimen de giro, aligerar el peso de esta pieza móvil. Aquí ocurre, sin embargo, que todos los émbolos de un motor (como ocurre también con las bielas) deben estar cuidadosamente controlados a fin de que el peso de todas estas unidades sea el mismo para un mismo motor. En la figura 163 podemos ver como se contrapesan los émbolos por medio de una balanza de cero central, la cual atestigua que los émbolos tienen exactamente el mismo peso por pieza. Por consiguiente, las modificaciones realizadas en un émbolo deben ser reproducidas exactamente iguales en todos sus hermanos si no queremos correr el riesgo de contribuir a desequilibrar aún más el conjunto del tren alternativo.

Hay dos sistemas de actuar con los émbolos: Un primer sistema que podríamos denominar *casero* en el que vamos a hacerle perder peso a base de rebajarle material, especialmente de la falda, o a veces recortar éstas sencillamente. Y un segundo sistema más eficaz, que consiste en comprar y aplicar émbolos de competición, con menor número de aros, y ya aligerados de peso por el fabricante.

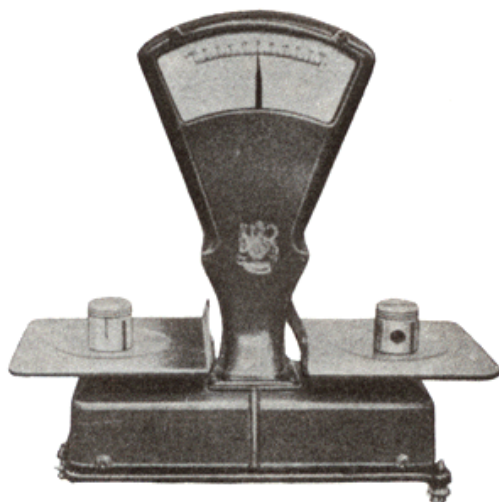


Figura 163. Pesando los émbolos por medio de una balanza de cero central.

La posibilidad casera solamente debe llevarse a cabo cuando no se encuentren en el mercado émbolos adecuados de fabricación especial. Se coloca la pieza en un torno y se le va cortando parte de la falda tal como se representa en la figura 164. Un trabajo de este tipo puede verse en la siguiente figura 165 donde se muestran, para poder ser comparados, dos pistones, en donde el de la izquierda ha sufrido un recorte importante en su falda. Este trabajo debe ser realizado con gran precisión pues, como se ha dicho, no debe en modo alguno hacer diferencias de peso entre los émbolos entre sí que forman el conjunto, lo que obliga a trabajar con sumo cuidado cuando la pieza está próxima al peso mínimo asignado, para no pasarse de la medida exacta.

Estos recortes de falda son posibles en los motores de carrera larga, pero en los motores más actuales supercuadrados, donde la falda es ya de por sí corta con respecto al diámetro, no resulta ningún buen método acudir a rebajar el peso del émbolo por este lugar. Ocurre que sus paredes deben ser lo suficientemente largas para que no se produzca ningún tipo de desviación a lo largo de la carrera, desviación, que se produce con violencia sobre todo en el tiempo de explosión. La falta de un perfecto centrado del émbolo por tener la falda demasiado corta puede ocasionar que el pistón tenga tendencia a cabecear en el interior del cilindro rompiendo la película de aceite y pudiendo llegar a rayar el cilindro con el consiguiente descalabro para el motor.

Para evitar este inconveniente se usa el llamado *rebajado de émbolo-patín* que mantiene la guía de la falda en virtud de dejar parte del material de la misma en las zonas laterales que son sometidas a empuje. Tal es el caso del émbolo presentado en la figura 166. Estos recortes de las faldas son mucho más difíciles que el que hemos visto realizado al torno. Requieren la confección de plantillas muy precisas para sacar a todas las unidades la misma cantidad de material con tolerancias que

Figura 164. Rescificado del émbolo por medio del torno.

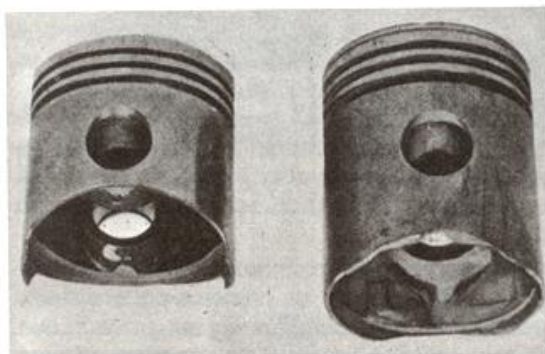
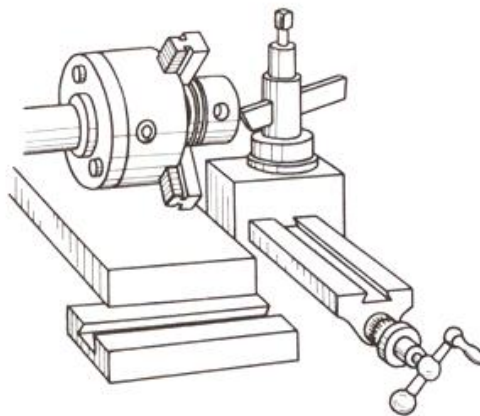


Figura 165. Ejemplo de dos émbolos. A la derecha, en estado original. A la izquierda, después del rescificado.

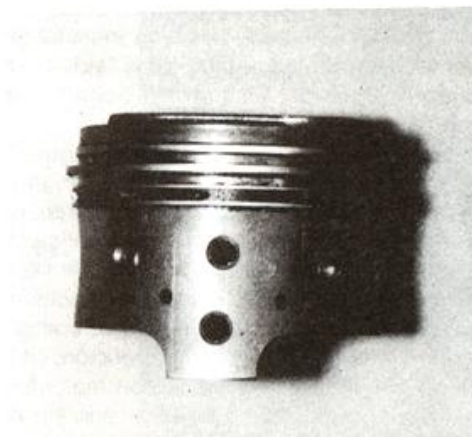


Figura 166. Émbolo recortado en forma de émbolo-patín.

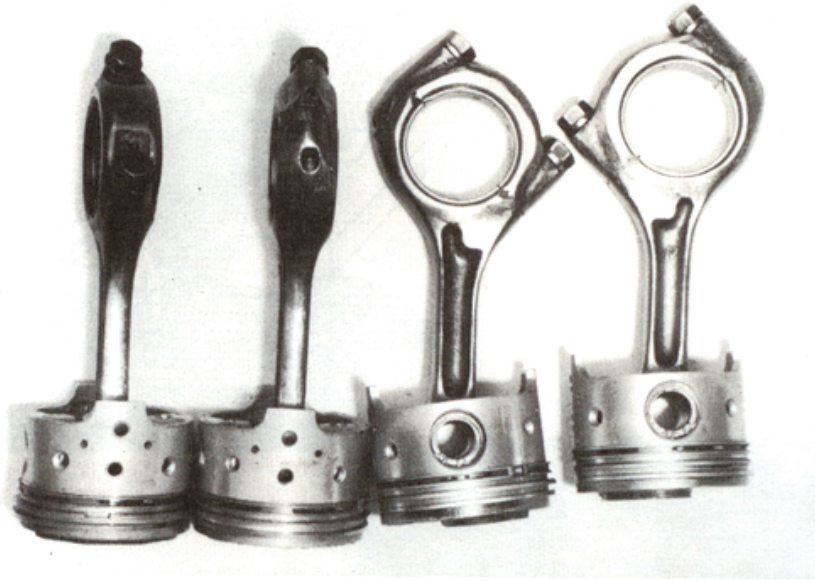


Figura 167. Juego de émbolos con sus bielas, todos los aligerados.

no van más allá de 2 gramos por émbolo, como máximo. En la figura 167 os muestro un conjunto de émbolos y bielas, todos aligerados, y los primeros por el sistema de émbolo-patín que puede utilizarse en los motores cuadrados y supercuadrados.

Puesto a aguzar el ingenio, y ya que estamos tratando de remedios *caseros*, hay quien se atreve a utilizar medios como el que vemos en la figura 168. Este método de rebajar peso consiste en practicar pequeños taladros en la falda del émbolo y por su parte baja, tal como muestra la figura citada. También un torneado interior respetando la longitud de la falda podría ser una forma válida de conseguir un buen centraje del émbolo sin dejar por ello de rebajar algunos gramos, aunque, hay que reconocerlo, muy pocos.

Todos estos sistemas (salvo el que hemos llamado de émbolo-patín) no son aconsejables en los motores que tengan una carrera corta porque la pérdida de peso no es sustancialmente importante, por un lado, y porque al debilitar las paredes de la falda modificamos los coeficientes de dilatación que la pieza móvil tenía asignados, de modo que al aumentar las temperaturas de funcionamiento, los émbolos pueden también campanear incluso cuando el motor ya está caliente. La mejor solución es, pues, decidirse por comprar y aplicar émbolos especiales ya aligerados y preparados para competición. La característica principal de estos émbolos es que se hallan fabricados con materiales fuertes y ligeros de modo que, manteniendo la forma de los de serie, son sin embargo mucho menos pesados. Esta es la solución más lógica para el problema que nos ocupa en este capítulo porque manteniendo todas las cualidades de centrado, dilatación, etcétera, podemos de

este modo aligerar el peso de esta parte del tren alternativo. En la figura 169 mostramos al lector una vista de un émbolo de competición. Estos émbolos preparados para motores de elevados regímenes de giro suelen disponer solamente de dos segmentos, uno de compresión en la parte alta y otro de engrase más abajo. En el mercado pueden encontrarse, además, de diferentes diámetros y preparados para compresiones determinadas.

Aunque yo podría ahora copiar aquí algunas tablas que tengo a la vista relativas a los émbolos ofertados con todo su equipo, tanto para aumentar la cilindrada de motores que ahora son de lo más corriente, como para sustituir los de igual cilindrada pero menor peso y, según dicen, más resistencia, me temo que ello no sería de utilidad para dentro de, pongamos, cinco o seis años, fecha para la que espero que todavía alguien pueda leer este libro. En su consecuencia, mi consejo es que os pongáis en contacto con las industrias fabricantes de este tipo de piezas (y que no cito ahora para no hacer publicidad a nadie) cuyos anuncios encontraréis en las revistas de automovilismo, o bien en las tiendas especializadas en productos de competición, que las hay en casi todas las capitales de España. Aquí encontraréis la solución en lo que respecta al aligerado de masas y a los aumentos de cilindrada por la utilización de émbolos de mayor diámetro. Estas casas o industrias os mandarán encantados sus catálogos en cuanto vean el nombre de vuestro taller estampado en el papel de cartas, y así iréis teniendo un archivo que me atrevo a decir que es indispensable si de verdad os queréis dedicar al trucaje. Con todo este material desparramado por la mesa, cuando por la noche el taller ha quedado silencioso porque ya todo el mundo se ha ido a sus casas, alumbrados con la luz de un flexo y sin que nadie —ni el teléfono— nos distraiga, es el momento ideal

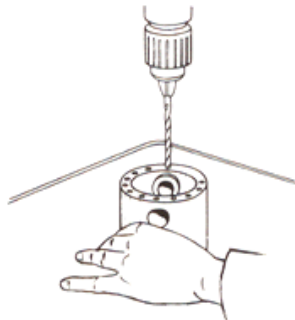


Figura 168. Taladrando la falda del émbolo para rebajar su peso.

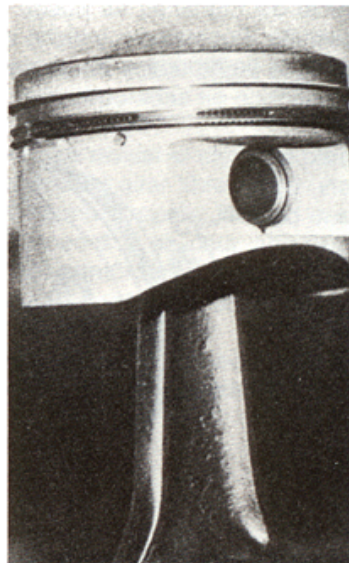


Figura 169. Émbolo de competición.

para pensar en el trucaje que puede hacerse en aquel motor del que alguien os ha dicho que quiere CV a toda costa.

Aligeramiento del peso en el cigüeñal

Sobre este tema no vamos a hablar mucho. Yo personalmente, le tengo gran respeto al cigüeñal, esta pieza acodada que recibe todos los esfuerzos que vienen por parte de los émbolos, con sus terribles sacudidas; y todos los esfuerzos procedentes de la transmisión que no son, en verdad, menores. El cigüeñal es la pieza más robusta de un motor, y, además, una pieza clave para el equilibrado del mismo. Está construido con materiales de gran resistencia a la tracción, tales como los aceros al manganeso aleados con níquel y cromo, y su proceso de fabricación es el de forja, en la mayoría de los casos, o la fundición directa de la pieza. A poco que veáis una pieza forjada por medio de su observación espectrográfica os daréis cuenta de que las fibras del material forjado siguen la misma dirección que el dibujo de la pieza. Por ello efectuar cortes en el material propiamente dicho del cigüeñal es como cortar estas fibras produciéndose un debilitamiento general y muy acusado de esta pieza. Ocurre algo semejante a lo que pasa con la madera que si probáis de cortarla perpendicularmente a la dirección de sus fibras resulta muy dura, pero blanda si cortáis en la misma dirección que siguen las fibras. Por consiguiente, el cigüeñal no debe ser retocado en ningún momento. Otra cosa son, sin embargo, los contrapesos que todos los cigüeñales llevan para su equilibrado y cuyo peso está de acuerdo con el volante. Estos contrapesos pueden verse en las figuras 170 y 171, donde se muestran dos diferentes cigüeñales de modelos de motores europeos. Sobre estos contrapesos (repito: pero *NO* sobre el material directo del cigüeñal), se puede actuar siempre y cuando el modelo de cigüeñal lo permita. (Por ejemplo, y dicho entre paréntesis, el motor del CITROËN, modelo GS ensambla de fábrica, y en una sola pieza, el cigüeñal y las bielas, de modo que el

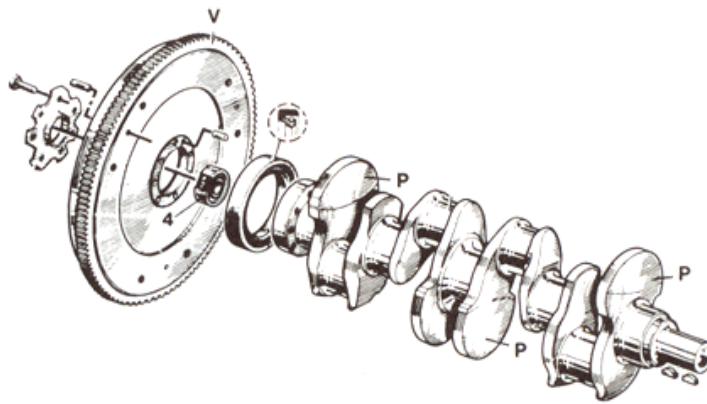


Figura 170. Cigüeñal de RENAULT. En V, volante de inercia. P, contrapesos.

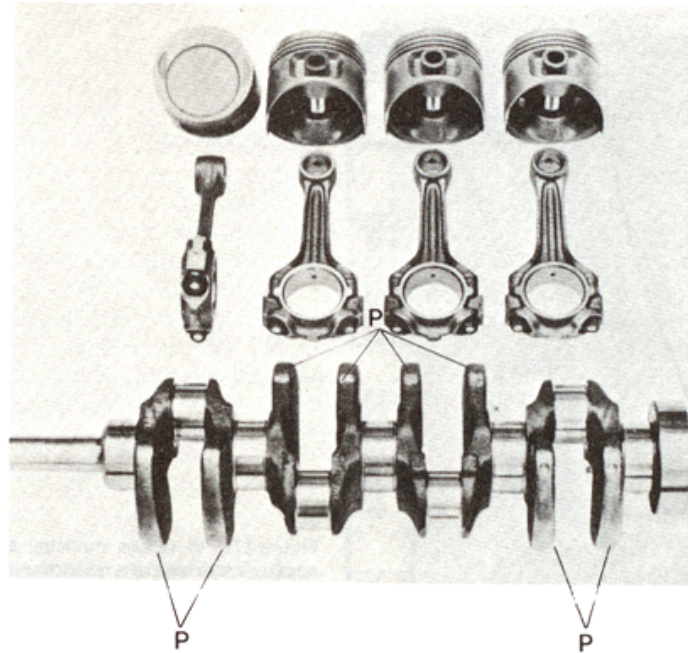


Figura 171. Cigüeñal de motor MERCEDES de cinco apoyos y ocho contrapesos (P). En la parte alta bielas y émbolos de este motor.

conjunto se hace indismontable, y por lo tanto no se puede actuar sobre él en el sentido de aligerar su masa, ya que, al tener las bielas incorporadas no podríamos comprobar el equilibrado del cigüeñal).

Actuar en los contrapesos requiere siempre tener que revisar el cigüeñal para equilibrarlo por los medios conocidos, es decir, haciéndolo girar libre como una rueda y conseguir que el cigüeñal no se venza en ninguna posición. Pensad que cualquier diferencia de peso que a poca velocidad apenas si se nota, adquiere con las fuerzas de inercia y la fuerza centrífuga valores extraordinariamente elevados cuando un cigüeñal está girado, por ejemplo, a 125 vueltas por *segundo*, es decir, una vuelta cada 8 milésimas de segundo.

En cuanto a la cantidad de peso que hay que rebajar, creo que puedo decir lo mismo que hemos visto para los volantes y los émbolos, es decir, hemos de obrar con cautela y probando en pequeñas dosis.

Aligeramiento de las bielas

Con igual prudencia podemos actuar con las bielas, también de forja, pero con mucho cuidado de no debilitarlas con barbaridades tales como taladros o cortes

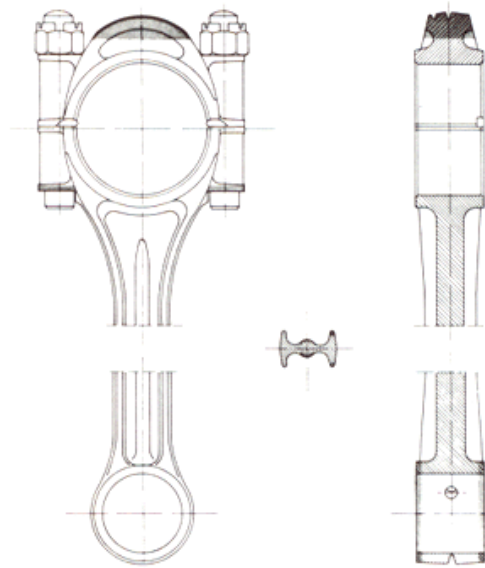


Figura 172. El dibujo muestra, en las partes sombreadas, las zonas donde puede actuarse para aligerar el peso de las bielas.

que rompan la disposición de las fibras que son propias de la forja y debilitan totalmente el ánima de la biela.

En general podemos decir que la biela puede retocarse, con el fin de perder peso, en las zonas indicadas en sombra en la figura 172. Como puede verse en esta figura se trata de eliminar material en pequeñas cantidades, en las zonas de la cabeza de biela, en las partes laterales del pie y, muy ligeramente, en la zona del vástago. Estos rebajes se pueden llevar a cabo con la famosa y práctica herramienta "Rotaflex", que a velocidades de 15.000 r.p.m. nos puede servir también para el pulido de toda la superficie de la pieza, utilizando muelas abrasivas de carburo de silicio. Eliminar todas las rugosidades de la superficie de la biela puede ser útil para facilitar por ella el mejor resbalamiento del aceite, y con ello la mejor refrigeración de la pieza así como el aumento en la penetración de la biela en la enrarecida atmósfera del cárter.

El rebajado de la cabeza de biela es lo que puede proporcionarnos mejores ganancias en lo que a la pérdida de peso respecta, ya que podemos reducir la casi totalidad del pequeño contrapeso que en esta zona acostumbran a llevar las bielas. Por otra parte, este rebajado no afecta a la seguridad de funcionamiento de esta pieza puesto que tiene fines de equilibrado y regulación de las fuerzas de inercia. En la figura 173 puede verse una biela FIAT, muy retocada, en la que se ha rebajado a fondo la parte baja de la cabeza. La zona de los pernos, es decir, la parte contraria, puede rebajarse del orden de 1,50 a 2 mm. en las bielas usadas en los motores de turismo.

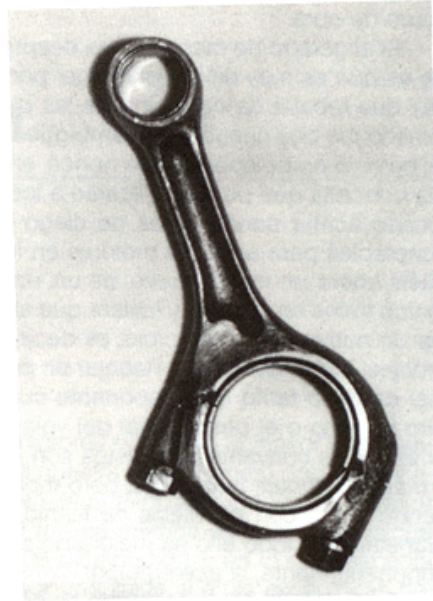


Figura 173. Biela aligerada procedente de un motor FIAT.

En cuanto al pie de biela puede rebajarse por los flancos, tal como vimos en la figura 172 citada, pero no más de dos milímetros por banda, o sea, por cada flanco.

Finalmente, recordemos de pasada que en la figura 167, al referirnos a los émbolos, vimos una interesante muestra de émbolos preparados y en ella se podían contemplar también las bielas muy retocadas.

Conclusión

Cuando se efectúa el plan de trucaje de un motor sobre la mesa de trabajo (cumpliendo la regla número 1 del trucaje) se deben tener en cuenta todas las posibilidades sobre las que podamos actuar en la mecánica que nos ha sido dada. Por esta razón se suelen combinar todas las posibilidades que estén a nuestro alcance, y así es seguro que combinaremos pequeños aumentos de cilindrada con aumentos en la relación de compresión, con el mejoramiento en la abertura de las válvulas, todo ello, por supuesto, con un aumento del consumo de mezcla por medio de reglajes nuevos en los carburadores, y nuevos colectores, etcétera. Pequeñas ganancias en cada uno de estos puntos pueden significar —y de hecho significan—, grandes aumentos en las prestaciones, de modo que no hay que descartar ninguna posibilidad de mejorar todos los puntos que se presten a ello en la mecánica elegida para nuestro trabajo, y, sobre todo, si ya hemos desmontado la

totalidad del motor y ello no significa un considerable aumento del coste de la mano de obra.

El aligerado de masas no es despreciable en cuanto a resultados. Lo que ocurre es que es muy difícil establecer por medio de cálculos a priori los gramos que hay que rebajar de cada una de las piezas que forman el tren alternativo. En este sentido me doy cuenta de la ambigüedad en que se mueve el texto de este capítulo, pero yo no he conseguido nunca, en mis trabajos personales, establecer una regla concreta que pueda aplicarse a todos los motores. Por lo tanto, siempre me ha tocado actuar dando palos de ciego hasta llegar a unos grados de rebaje muy aceptables para aquellos motores en los que uno se ha especializado. Pero si me traéis ahora un motor nuevo, de un MITSUBISHI o de un ZASTAVA, con los que no he tenido tratos en mi vida, y tuviera que aligerar las masas, me vería obligado a empezar de nuevo por el principio, es decir, por la prudencia de sucesivos y pequeños rebajes. Modo de actuar: Rebajar en primer lugar del volante una cantidad prudencial de peso tanto más importante cuanto mayor sea el aumento del régimen de giro previsto o el peso inicial del volante. También la disminución de peso de los émbolos es conveniente si éstos son sustituidos por otros fabricados con mejores y más resistentes materiales, pero menos pesados (y conste que no me estoy metiendo ahora con las bielas de titanio, precisamente, cuyo precio es cosa de otro planeta). Con todo ello se mejora no sólo la velocidad de giro sino también, y muy importantemente, la aceleración.

De todos modos, y teniendo en cuenta que los motores modernos están ya, en su mayoría, provistos de cigüeñales y volantes muy ligeros debido a que de serie ya pueden alcanzar elevado número de vueltas, es evidente que hemos de actuar con mucha prudencia para que el desequilibrado del motor se convierta en un hecho y nos impida después la utilización del motor por su gran dificultad de aguantar la marcha lenta.

Pensad siempre en lo que dicen los libros de texto: La fuerza de inercia (F_i) es igual a la masa (M) por la aceleración (a). O sea que

$$F_i = M \cdot a$$

Y la fuerza centrífuga será:

$$F_c = M \cdot \omega^2 \cdot r$$

en donde F_c es la fuerza centrífuga; ω^2 es la velocidad angular elevada al cuadrado, y r es el radio.

A poco que emborronéis papel con estas fórmulas os iréis maravillando de cómo crece la fuerza centrífuga, por ejemplo, con el aumento de la velocidad de giro. Traducido a lo nuestro podríamos decir que una pequeñísima descompensación de peso en cualquier parte periférica del volante o del cigüeñal, adquiere, con la velocidad, una enorme importancia.

En fin: ha llegado el momento de dejar este tema para pasar, en el capítulo siguiente, a ver lo que puede hacerse con la distribución, otro de los grandes temas del trucaje de motores, como ya veremos.

8. La distribución

Ahora vamos a meternos con otro de los factores que tiene la mayor importancia cuando se habla del trucaje de un motor. Si nuestra regla número dos del trucaje hemos dicho que era aquella de que (la repito de nuevo), *la potencia de un motor no puede ser aumentada nada más que en la misma medida en que se consigue aumentar su consumo de aire*, los órganos de la distribución, y en lo que respecta especialmente a las válvulas y sus asientos, por una parte, y a las excéntricas del eje de levas por otro, tienen aquí una misión de lo más fundamental. Está claro que válvulas más grandes abrirán un conducto mayor permitiendo mayor entrada de la mezcla; y está claro también que las excéntricas o levas que logren empujar la válvula más aceleradamente, la mantengan el mayor tiempo posible totalmente abierta, y la cierren con la mayor celeridad, habrán permitido un mayor paso de mezcla al interior de los cilindros. Claro que todo tiene sus ventajas y sus inconvenientes, como iremos viendo a medida que avancemos en la lectura, pero preparar cualquier trucaje sin acordarse de las válvulas peca de ingenuidad. Voy a ver si os lo explico de alguna manera.

Los libros de textos también saben decir sus mentiras, o por lo menos sus medias verdades, y en el terreno de la relación de compresión se dicen tan mal las cosas que a veces las personas que son un poco dogmáticas —o que se lo creen todo a pies juntillas— pueden resultar lastimosamente engañadas. Yo mismo, hace unas cuantas páginas, pontificaba sobre la exactitud de la relación de compresión que da la fórmula

$$R_c = \frac{V + v}{v}$$

es decir, como el volumen total del cilindro más el volumen de la cámara de compresión dividido por este último volumen daba la relación de compresión. Esto es una verdad como un templo desde el punto de vista geométrico, pero sería necesario disfrazarse de mezcla e ir provisto de un traje antitérmico y una linterna, y meterse así dentro de la cámara, para ver si la exactitud de la geometría de Euclides se cumplía en el caso concreto de un motor... Pero no hace falta que hagáis esta

incómoda prueba: Desde aquí ya os digo que no se cumple. Cuando nos dicen que un motor tiene una relación de compresión de 9,50:1, escrito ya sea en un folleto de lujo, o en una ficha de las llamadas técnicas, o en un manual de taller, ya podéis estar seguros de que eso de 9,50:1 no deja de ser un devaneo de los ingenieros geómetras, y que podría darse perfectamente el caso de que aquel motor solamente tuviera 8,50:1 o quizá 8:1, ó 7:1 o vaya usted a saber. En la fórmula de la geometría de Euclides se supone que el émbolo sube hasta su punto muerto superior, entonces se abre la válvula de admisión, y todo ello permanece así un ratito mientras el émbolo baja para que la presión atmosférica corra a pasar por los angostos laberintos del carburador y del colector de admisión, y pase a llenar el cilindro totalmente y, por supuesto ¡manteniendo siempre el valor de una atmósfera! cuando el émbolo ha llegado al punto muerto inferior la válvula de admisión se cierra con toda parsimonia y comienza la compresión. Hasta aquí el cuento de hadas. Ahora pasemos a ver la película de la realidad: Un motor de turismo cualquiera se puede mantener normalmente girando a 5.000 r.p.m. (lo que no es nada del otro mundo. Sin duda ayer mismo vosotros ibais por la autopista oyendo el cassette a todo taco, y con el cuentavueltas a las 5.000 r.p.m. citadas) y entonces uno cualquiera de vuestros émbolos disponía del siguiente tiempo para realizar las operaciones paradisíacas que hemos descrito en el cuento anterior:

En un segundo = $\frac{5.000}{60} = 83,33$ vueltas, o sea que para una carrera disponemos de:

$$\frac{1}{83,33 \times 2} = 0,006 \text{ segundos.}$$

¿Os dais cuenta? ¡Seis milésimas de segundo! Sigamos con la realidad. En 6 milésimas de segundo y con válvulas calculadas para que el motor consuma poco, y con levas preparadas para que no hayan rebotes y el motor gire muy estable a menos de 800 r.p.m. sería un milagro que el volumen de un cilindro se haya llenado más de un 75 % de su capacidad. ¿Qué sucede entonces? Pues que si su volumen geométrico era de 400 c.c. solamente entran 300 c.c., y como que su cámara es de 47 c.c. (lo que le daba su relación de compresión de 9,50:1 que decíamos antes) la realidad es que su relación de compresión es:

$$R_c = \frac{V + v}{v} = \frac{300 + 47}{47} = 7,38$$

Y por ahí van los tiros en los coches de turismo. Y todo lo demás es ganas de hacernos ilusiones y tener tierra en La Habana.

Pero no nos desanimemos: Para salvar todos estos inconvenientes (aunque solamente sea en parte) existe la diferencia entre el diagrama teórico y el diagrama práctico que es algo así como lo siguiente:

Como ya sabemos este motor de Otto es un nido de problemas. Y si no, veamos con detenimiento esto de la distribución y sus diagramas. Fijáos bien que en

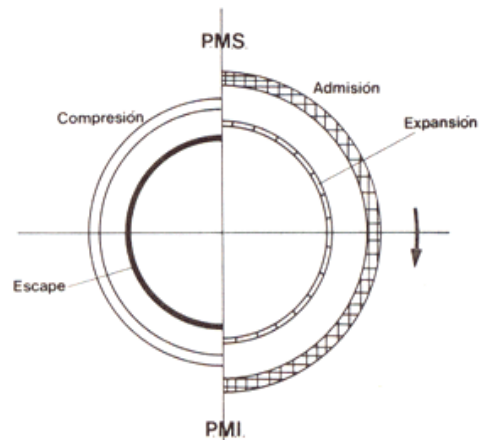


Figura 174. Diagrama teórico de la distribución de un motor.

el diagrama teórico que hemos descrito y que podemos ver en la figura 174, la corriente de gases está parada frente a la válvula de admisión cuando ella está cerrada (mientras tanto, en cada carrera se van efectuando los otros tiempos del ciclo: compresión, explosión y escape). Se abre la válvula cuando el émbolo se halla en el P.M.S. y comienza a bajar... pero ¡cuidado!, que como ya hemos visto, para hacer sus 80 mm. de carrera, a una velocidad media del émbolo de 13,33 m/seg., que es la que le corresponde a 5.000 r.p.m., el motor del ejemplo necesita solamente 6 milésimas de segundo. En este breve tiempo, difícilmente imaginable, se abre la válvula de admisión (progresivamente, como es lógico), la mezcla es arrebatada a entrar en el cilindro (pero tiene que vencer su inercia, pues estaba parada) y al iniciar la carrera de compresión, en el P.M.I. se cierra la válvula para no expulsar por el propio conducto de admisión parte de la mezcla antes admitida. En estas condiciones, producidas en el brevísimo tiempo de 6 milésimas de segundo, el llenado tiene que ser, por fuerza, totalmente insuficiente, incompleto, parcial y escaso.

El diagrama práctico consiste en modificar esta situación a base de abrir la válvula de admisión *antes* de que el émbolo haya llegado al P.M.S., en el tiempo de escape (y tanto antes cuanto más rápido gira el motor) para que cuando el émbolo comience a descender se consiga que la válvula se halle ya completamente abierta (pero que no salga por ella gas quemado que está ahora saliendo por la válvula de escape). Por supuesto el émbolo continúa descendiendo y la mezcla va entrando en el cilindro; pero cuando el émbolo llega a su P.M.I. la válvula todavía no se cierra para aprovechar la inercia que los gases han adquirido. Encontrar el punto más conveniente en el que se tiene que cerrar la válvula mientras el émbolo sube es la gracia de un buen llenado, lo más completo posible, del cilindro, para conseguir realmente su relación de compresión anunciada y una P.M.E. (presión media efectiva) adecuada lo más posible a la teórica que nos da la fórmula.

Claro que ocurre que el tiempo de que dispone el émbolo para hacer su carrera de admisión varía con la velocidad. Hemos visto que a 5.000 r.p.m. dispone sola-

mente de 6 milésimas de segundo. La situación es diferente si gira a 6.000 r.p.m., pues ya solamente dispone de 5 milésimas, o todavía peor si gira a 7.000 r.p.m. en que, según los cálculos, este motor dispondría sólo de 4 milésimas para hacer su carrera de descenso. En estas condiciones se precisaría aumentar el momento de apertura de la válvula de admisión, todavía antes que a 5.000 r.p.m. y cerrarla también después con respecto al ángulo de giro del cigüeñal, pues el aumento de la velocidad del émbolo es muy superior al aumento de la velocidad de los gases, y al reaccionar éstos con mayor lentitud, el llenado del cilindro es cada vez más incompleto. Todo esto nos lleva a lo que ocurre en la práctica y en la realidad, es decir, que si montamos un eje de levas adecuado para alta velocidad y un calaje de la distribución suficientemente avanzado, podemos encontrar notables mejoras a las altas velocidades, pero en los regímenes de giro bajos el llenado es estrepitosamente malo porque el cruce de válvulas hace que la mezcla, a bajas vueltas, confunda sus salidas y se produzcan cosas tan feasas como explosiones en el carburador o en el tubo de escape, además de una total irregularidad de funcionamiento. Parece mentira que después de tantos y tantos años de motores y más motores, no se haya conseguido encontrar aún un mecanismo que actuara de la forma que lo hace el avance automático del encendido, pero aplicado a las válvulas. Los sistemas desmodrómicos, de gran complejidad, van por otro camino y han resuelto solamente una parte del problema al permitir un más racional movimiento de las válvulas, pero lo que no se ha resuelto es el sistema de modificar el cruce de válvulas de acuerdo con los requerimientos del motor. Este es un problema para inventores con entusiasmo; por el momento, si queremos un buen llenado del cilindro, hemos de decidirnos sobre si lo queremos a las altas o a las bajas velocidades de giro. Si es a las bajas, haremos un buen coche de turismo; pero si es a las altas haremos un buen coche deportivo, o mejor, de competición.

¿Y en qué punto se encuentra aquí el mecánico dedicado al trucaje? No puede tomar la primera decisión porque deja el motor tal como estaba, ni tampoco la segunda porque haría un coche imposible de dominar en ciudad y de difícil dominio en carreteras relativamente transitadas. Vamos a ver si podemos dar la solución y a lo largo de las páginas que todavía faltan para terminar este capítulo podemos ver alguna luz para que, a base de pequeñas modificaciones, podamos conseguir la resolución adecuada de este compromiso.

Antes de continuar, hemos de decir algo sobre el rendimiento volumétrico para conocer, en líneas generales, qué se puede hacer con la distribución en el terreno del trucaje.

El rendimiento volumétrico: He aquí la cuestión. Conseguir llenar el cilindro con un volumen de mezcla igual al volumen del mismo cilindro. Este es el sueño ideal de quien quiera sacarle a un motor toda la potencia que es capaz de dar. A este respecto debéis tener por guía el siguiente criterio: En aquellos motores en que el diámetro de la válvula de admisión sea tan grande como el radio del cilindro, y el conducto de admisión en la culata coincida con el diámetro del cuerpo del carburador, no habrá más remedio que actuar en las levas para conseguir aumentar el tiempo que permanece abierta la válvula y/o darle un mayor cruce de válvulas. Y si todo esto está al máximo, ya nada puede hacerse por mejorar la respiración. Pero si estudiamos las características de un motor y vemos que podemos utilizar válvulas más grandes, de acuerdo con las normas que daremos más ade-

lante, que podemos ensanchar el conducto que va desde la válvula a los colectores, que podemos aplicar un carburador de mayor cuerpo, que podemos actuar en el eje de levas para conseguir mayor cruce, y levas que levanten a mayor velocidad las válvulas, entonces podremos afirmar que tendremos muchas y aprovechadas horas de trabajo en aquella culata.

Estas condiciones que acabamos de exponer en último lugar se dan en la gran mayoría de los motores de turismo, ya que los fabricantes deben conseguir el compromiso de obtener motores de la máxima fiabilidad y con un consumo práctico lo más bajo posible, todo ello para dar satisfacción al conductor medio, en líneas generales muy inexperto. Entonces, los fabricantes prefieren exagerar la cilindrada (y reducir el rendimiento volumétrico) a lo contrario, es decir, a obtener las mismas potencias con motores de bastante menor cilindrada llevada debidamente a niveles de un rendimiento volumétrico aceptable desde el punto de vista técnico. Los motores que se hallan en las condiciones que hemos expuesto en primer lugar están dispuestos para que los trabajemos con muy buenos resultados con cualquier tipo de trucaje, pero, sobre todo, trabajando en el mejoramiento de su respiración.

El presente capítulo lo hemos de dividir, por lo tanto y después de esta quizá larga introducción, en las dos siguientes partes fundamentales:

- a) *Las válvulas.*
- b) *Los ejes de levas,*

y en cada uno de estos apartados de capítulo procuraré decir lo que interesa sobre el tema de cara al trucaje, dando por supuesto que ya conocéis bien lo que son las válvulas y los trabajos corrientes que con ellas se hace frecuentemente en el taller.

Las válvulas

En los motores muy antiguos tanto las válvulas de admisión como las de escape eran iguales, pero hace ya bastantes años que los ingenieros han descubierto que, aunque parezca a primera vista que ambas válvulas están sometidas a los mismos esfuerzos y presiones, la realidad es muy otra, y la válvula de admisión, por ejemplo, es una pieza con bastantes diferencias con respecto a la válvula de escape, lo que determina un cálculo bastante distinto para una y otra, y diferencias que van desde las dimensiones hasta el material con el que son construidas. Por ello vamos siempre a hacer la distinción de si nos referimos a la válvula de escape o a la de admisión cuando hablemos de ellas.

Las condiciones de funcionamiento en que se hallan las válvulas y la forma como han de trabajar determina que sean unas piezas de lo más castigado entre todas las que intervienen en el motor. En primer lugar se calcula que la temperatura de combustión está alrededor de los 800 grados C., temperatura dentro de la cual no solamente han de moverse sino que golpean constantemente contra su asiento (Fig. 175). En segundo lugar, a estas altas temperaturas se producen reacciones químicas de los componentes de los hidrocarburos que pueden producir efectos altamente corrosivos, capaces de atacar a los aceros reblandecidos por la

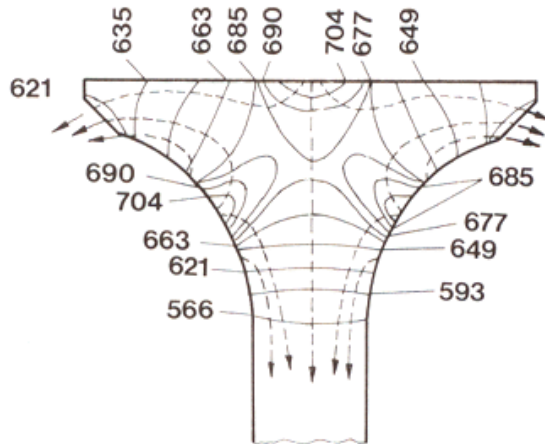
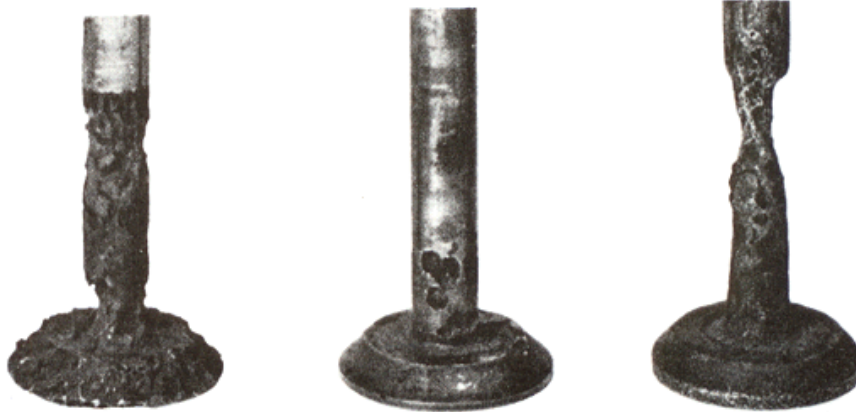


Figura 175. Temperaturas que debe soportar una válvula de escape durante su funcionamiento normal.

Figura 176. Efectos de la corrosión de los gases sobre las cabezas y los vástagos de las válvulas unido a las altas temperaturas que han de soportar, en su situación límite.



elevada temperatura que adquieren. La válvula de admisión trabaja en mucho mejores condiciones que la de escape debido a que la entrada de mezcla fresca y el no admitir el paso de los gases quemados por su conducto, le dan unas condiciones de trabajo soportables. Esta condición permite que su cabeza sea más grande con respecto a la caña (lo cual por otra parte, es muy conveniente para el mejor llenado del cilindro) y también que sea fabricada con aceros más baratos que el utilizado para las válvulas de escape, tal como suelen ser los aceros al níquel-cromo.

Todo lo contrario ocurre con la válvula de escape que encuentra grandes dificultades para su refrigeración, ya que la corriente de gases que pasa por ella es tan caliente que tiende a aumentar su temperatura considerablemente. Por eso deben de ser más pequeñas de su copa o cabeza con respecto a su caña (para facilitar la evacuación del calor con mayor rapidez) y además han de estar fabricadas con aceros austeníticos de mayor resistencia a los efectos del calor. Con todo, ya sabéis que cuando desmontáis un motor que ha corrido bastantes kilómetros no

es nada infrecuente encontrar válvulas de escape *quemadas*. En los motores de competición pueden verse cosas como las que se muestran en la figura 176, donde se aúnan los efectos del calor a la corrosión de los gases de escape. En lo que respecta a todo lo dicho, no olvidéis la importancia que tiene para las válvulas de escape la refrigeración que pueda aportarle el paso del aceite por los alrededores de las guías, además de que se hallen colocadas próximas a los conductos por donde pase el agua de refrigeración en la culata. En motores refrigerados por aire, como el del CITROËN modelo GS, se tiene especial cuidado en que el aceite riegue las mismas guías de las válvulas con el fin de mejorar las condiciones de su trabajo. (Esto lo hemos visto en una figura anterior, la número 155).

Antes de ver hasta qué punto podemos mejorar el rendimiento volumétrico de un motor que hay que trucar, hemos de estar seguros de que las válvulas de escape podrán funcionar a mayor velocidad y tendrán una refrigeración coherente con su mayor acumulación de calor. Acudir al aceite como refrigerante puede ser una buena solución (de la que ya hablamos en el capítulo 6). Pero si no se ve camino posible para resolver este problema, sepamos de antemano que las válvulas quemadas nos van a dar muchos quebraderos de cabeza.

Para mejorar el rendimiento de las válvulas de escape frente al calor, se han ideado, desde hace mucho tiempo (eran utilizadas especialmente en aviación ya antes de la llamada Gran Guerra) un tipo especial de válvulas refrigeradas por sodio. En la figura 177 podemos ver la comparación entre una de estas válvulas de

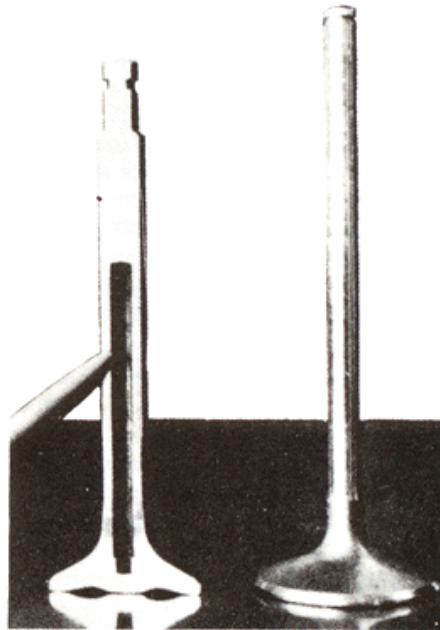


Figura 177. Válvula refrigerada por sodio (a la izquierda) comparada con otra normal.

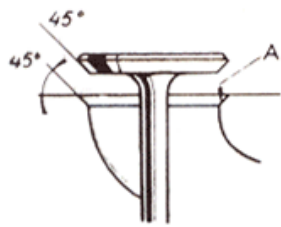


Figura 178. Válvula con asiento a 45 grados. A, asiento de válvula.

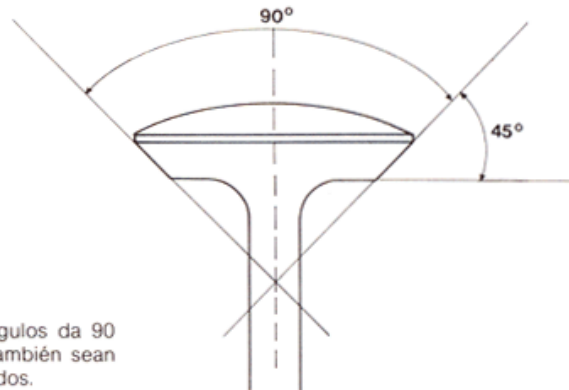


Figura 179. La suma de los dos ángulos da 90 grados. De ahí que estas válvulas también sean conocidas como de asiento a 90 grados.

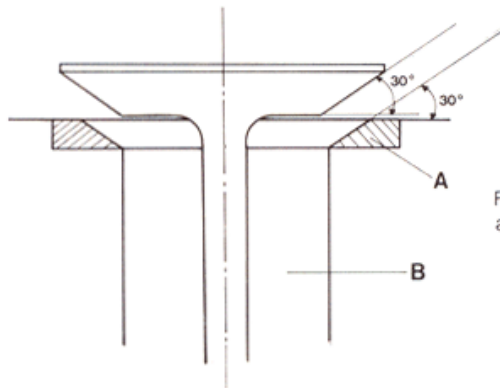


Figura 180. Válvula con asiento a 30 grados. A, asiento. B, conducto de paso de los gases.

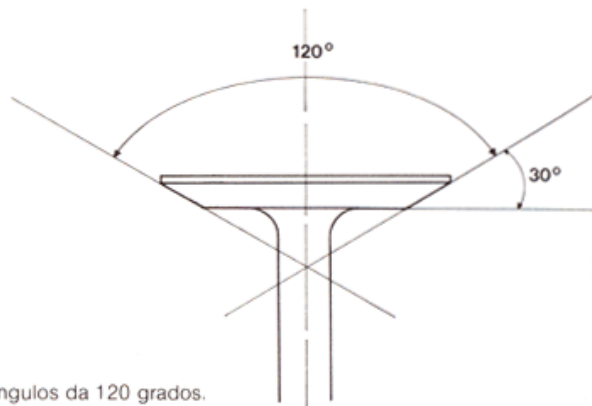


Figura 181. La suma de los dos ángulos da 120 grados.

sodio, a la izquierda, y otra normal. Como puede verse, la válvula de sodio se halla mecanizada en su interior en donde se encuentra una cámara hueca que se procede a llenar en parte con sodio metálico, el cual, con el calor, se licúa y se mueve libremente a través de la cámara donde se aloja y por los impulsos que recibe con el movimiento normal de la válvula. El sodio, gran transmisor del calor, lo pasa de esta manera de la cabeza a la cola de la válvula, mejorando en mucho las propiedades de resistencia a las altas temperaturas de la válvula de escape. Otra de sus ventajas es el menor peso de estas unidades con respecto a las normales austeníticas, lo que es de gran importancia para eliminar valor en la magnitud de las fuerzas de inercia que tantas dificultades aportan a la hora del funcionamiento de las válvulas a elevados regímenes de giro, como ya veremos.

Los asientos de válvula y el paso del gas

La característica más importante que hay que tener en cuenta con respecto a los asientos de válvulas es el ángulo que forman con relación al bisel. En la figura 178 presentamos un dibujo donde se muestra un ángulo de 45 grados. Este mismo ángulo, medido sobre la válvula da, como es lógico, un valor doble y así, tal como se muestra en la figura 179, la válvula se dice que tiene 90 grados por ser la suma de los dos asentamientos. Los asientos a 45 grados son los más utilizados para las válvulas de escape ya que son los que permiten un mejor asentamiento de la válvula al volver a su posición de cerrado. En contraposición con el ángulo de 30 grados, que veremos a continuación, el de 45 permite hacer el bisel de la válvula más grueso, lo que resulta deseable para las válvulas de escape que a 30 grados se deforman por el calor con una mayor celeridad. Hay quien en trucaje modifica los asientos de 45 grados de las válvulas de escape y los pasa a 30 grados para mejorar la salida de los gases. Esta solución es muy comprometida por la poca duración que se da a las válvulas de escape. Por otra parte, la salida de los gases no es tan comprometida en el terreno de la respiración como la entrada de los mismos; quiero decir con ello que el émbolo bombea la salida de los gases, pero la entrada se produce realmente por depresión (porque se produce el vacío en el interior del cilindro) y por lo tanto el rendimiento del émbolo en este cometido es muy inferior al rendimiento como bomba impelente. Así pues, la válvula de escape debe ser mejorada especialmente en calidad del material de que está compuesta más que en retocar el asiento, o, si se puede, en agrandar su tamaño, pero siempre teniendo en cuenta no destruir las cualidades de arremolinamiento de que disponga la cámara de combustión en la culata.

Ahora veamos lo que pasa con los asientos de válvula de 30 grados, tal como el mostrado en la figura 180. En este caso corresponde a válvulas con un ángulo de 120 grados, tal como muestra también la figura 181. En este tipo de asientos el paso del gas se efectúa mejorando considerablemente su corriente tal como se ve en la nueva figura 182; pero la válvula no cierra con la perfección que en los asientos a 45 grados. Las válvulas de admisión resultan altamente favorecidas con asientos a 30 grados como el descrito, por lo que, cuando desmontéis una culata y los asientos de las válvulas de admisión sean a 45 grados (hay todavía fabricantes que prefieren la seguridad de los asientos de 45 grados para ambas válvulas) ya

sabéis que tenéis una buena oportunidad de ganar décimas de CV, a base de rectificar este asiento y mejorar así la respiración. De todos modos comprobadlo bien porque son muchos por hoy los fabricantes que han decidido darle a la válvula de admisión los 30 grados en su asiento.

Por supuesto, aumentar el tamaño de la válvula de admisión es una solución excelente, siempre y cuando ello se pueda llevar a cabo en poca cantidad y sin modificar la estructura geométrica de la cámara de combustión. Hay casos muy frecuentes, en los que una misma gama de motor sufre diversos *apurados*. Me viene ahora a la memoria, por ejemplo, el caso del RENAULT *Alpine*, modelo A 310. Este motor, en su versión de cuatro cilindros (existe también la de seis cilindros en V) tiene, para el motor normal de 1600 VG un diámetro de la válvula de admisión de 40 mm. con asientos a 45 grados; el motor 1600 VE y también el VF, lleva válvulas de 42,10 mm. de diámetro, y de 45 grados en su asiento. Si se tratara de trucar el primer motor podríamos pensar con acierto en agrandar las válvulas y utilizar las de admisión del 1600 VE, y, de paso, podríamos acudir a conseguir asientos a 30 grados (como lleva incluso el motor de seis cilindros en V), con lo que tendríamos una respiración muy mejorada.

Algunos fabricantes que han estudiado a fondo los problemas técnicos de los asientos de válvula, y especialmente aquellos que tienen problemas con la refrigeración de ciertas partes del motor, como ocurre con los que utilizan el sistema de aire (me refiero, como ya debéis adivinar, a la serie de los GS), han llegado a conclusiones mucho más complejas con la utilización de diversos tipos de ángulos a lo ancho del asiento y, por supuesto, en el bisel de la válvula. En la figura 183 tenemos los ángulos propios de las válvulas de admisión. Obsérvese como el ángulo principal es de 30 grados (120), precedido por un ángulo de 55 grados (70) y, frente a la cámara, con una salida de 10 grados (160). Obsérvese que en este caso, el asiento de 30 grados es la medida principal, y los otros ángulos que se forman sirven para mejorar la salida de la mezcla tanto como para mejorar el centrado de la válvula en el momento de su cierre. También en la figura 184 podéis ver el caso del asiento de la válvula de escape, en donde el ángulo principal es de 45 grados, con un amplio sector inicial de solo 60 grados (60), y uno posterior de 10 grados (160). Hay en este diseño una evidente preocupación por la refrigeración y el buen centrado de la válvula.

La importancia de la utilización de los asientos de 30 grados viene también avalada por el mejor conducto de paso de los gases frescos tal como nos van a



Figura 182. Comparación del paso de la mezcla con los tipos de ángulos del asiento a 45 y 30 grados.

Figura 183. Angulos del asiento de la válvula de admisión en el motor del GS.

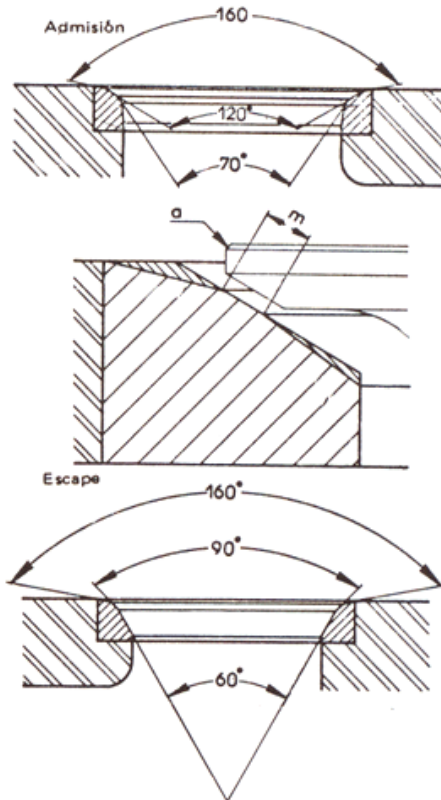


Figura 184. Angulos del asiento de la válvula de escape en el motor del GS.

mostrar las fórmulas que veremos a continuación. Tenemos que la fórmula que determina el paso de la corriente de gas por una válvula equivale aproximadamente a la superficie lateral de la figura geométrica que describe. En el caso de las válvulas con asiento a 30 grados esta fórmula será:

$$S = \pi (0,866 \cdot d \cdot a + 0,375 \cdot a^2)$$

en donde S es la superficie total; d, el diámetro de la tubería (Fig. 185); a, la altura a que se levanta la válvula, y π , nuestro ya conocido número 3,1416.

En el caso de las válvulas a 45 grados, la fórmula es semejante pero varían los coeficientes fijos (que no son más que la relación de los cosenos de los ángulos) y queda la fórmula del siguiente modo:

$$S = \pi (0,707 \cdot d \cdot a + 0,3536 \cdot a^2)$$

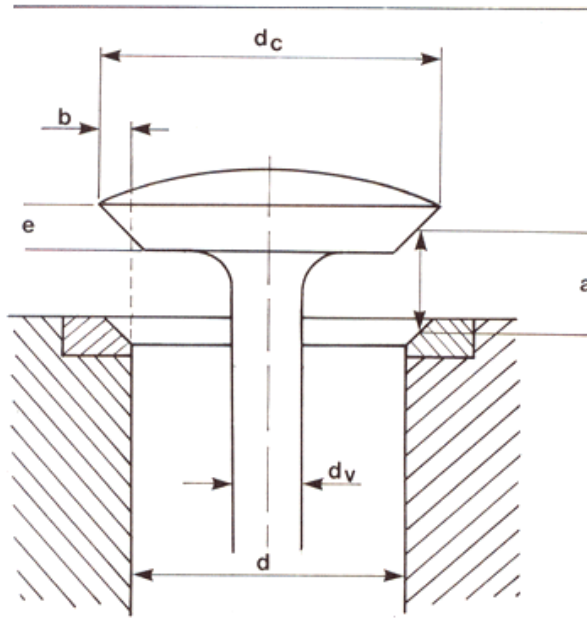


Figura 185. Características que se toman para el cálculo. a, altura máxima de levantamiento. d, diámetro de la tubería.

Estas fórmulas sirven exclusivamente para determinar el área de pasaje, pues, naturalmente, existen otros factores importantes para conocer el volumen del gas que puede pasar por el conducto que deja abierta la válvula, tales como, por ejemplo, la velocidad que lleva el propio gas. Pero lo que es muy importante es fijarse en que, según las fórmulas que acabamos de dar, la cantidad de gas aspirado por el motor varía de una forma más o menos apreciable según sea el asiento de 45 ó 30 grados. Pongamos un ejemplo práctico para que os deis cuenta de esta característica. Supongamos una válvula que reúna las condiciones de la presentada en la figura 186, es decir, de 40 mm. de diámetro del conducto, y que levanta 10 mm., tal como se indica en el dibujo. Aplicando la fórmula, el resultado será:

Para una válvula con asiento a 45 grados:

$$S = 3,1416 \times (0,707 \times 40 \times 10 + 0,353 \times 10^2) = 999,34 \text{ mm}^2 \text{ o } 10 \text{ cm}^2.$$

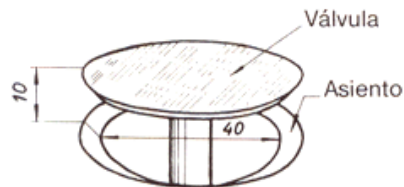


Figura 186. Medidas del conducto y del levantamiento de la válvula del ejemplo.

Para una válvula con asiento a 30 grados:

$$S = 3,1416 \times (0,866 \times 40 \times 10 + 0,375 \times 10^2) = 1.206,06 \text{ mm}^2 \text{ o } 12 \text{ cm}^2.$$

La diferencia de dos centímetros cuadrados, como puede observarse, es bastante apreciable, sobre todo si se piensa en los miles y miles de veces que la válvula se abre para dejar paso a los gases durante el funcionamiento de un motor. De ahí que no haya duda para los motores que tengan la presunción de girar deprisa, de acudir a los ángulos de asiento de 30 grados, ello referido a la válvula de admisión.

Estas fórmulas, sin embargo, solamente aclaran lo que es la superficie de pasaje abierta al gas. Está claro que si conseguimos darle al gas mayor velocidad, aun cuando utilicemos una superficie más pequeña, el llenado podría ser el mismo, pero su ejemplo nos sirve para darnos cuenta de la importancia del ángulo del asiento.

Las válvulas y los números

No es mi intención calentaros ahora la cabeza. Si no estáis en este momento muy inspirados, o no tenéis una maquinilla de calcular de bolsillo, o, sencillamente, eso de los números preferís dejarlo para otro momento, podéis saltaros con gusto todo este apartado del capítulo. Para aquellos que quieran profundizar les brindo estas pocas páginas en el ruedo de las matemáticas que, a pesar de su nombre, solamente aproximadamente se acercan a la realidad (como tantas cosas en la vida humana). Pues bien: vayamos a ver los cálculos que las válvulas pueden presentarnos.

Para calcular las medidas de una válvula lo primero que se necesita es conocer el diámetro del conducto (d). A partir de este momento podremos sacar ya conclusiones por nuestra cuenta. Para conocer este diámetro (d) (ved también la figura 182) tenemos que conocer el diámetro del cilindro (D), la velocidad del émbolo en metros por segundo a que pretendemos que gire el motor (v_e) y la velocidad de salida de los gases (v_g) que en todos los motores no sobrealimentados oscila entre los 50 a 56 metros por segundo. Con todos estos datos podemos formar la fórmula siguiente:

$$d = D \sqrt{\frac{v_e}{1,06 \cdot v_g}}$$

Veamos un ejemplo: ¿Cuál será el diámetro de un conducto de admisión de un motor que tiene un cilindro con diámetro de 80 mm. y se prevé que el émbolo funcione a 16 m/seg. de velocidad?

$$d = 80 \sqrt{\frac{16}{1,06 \times 56}} = 80 \sqrt{0,2695} = 80 \times 0,5189 = 41,51 \text{ mm. de } \varnothing.$$

El resultado, como podéis ver, viene a ser lo mismo que aquella vieja norma de que la válvula de admisión debe ser, como máximo, la mitad del valor del diámetro

del cilindro (igual al radio), regla que, por otra parte, ha sido ligeramente superada en las cámaras hemisféricas en las que la válvula de admisión puede superar la medida del radio del cilindro.

A la vista de la fórmula que acabamos de ver podríamos escoger un valor de 36 mm. para el conducto de aspiración para no sobrepasar el valor del radio ya que esta cámara a que nos referimos no es exactamente hemisférica. Partiendo de este valor podemos deducir todas las medidas de la válvula por medio de las relaciones orientativas que insertamos a continuación:

Carretera de la válvula (a)	$0,25 \cdot d$
Anchura del asiento (b)	$0,07 \cdot d$
Diámetro del vástago de la válvula (d_v)	
Para válvula de admisión	$0,18 \text{ a } 0,23 \cdot d$
Para válvula de escape	$0,23 \text{ a } 0,28 \cdot d$
Diámetro superior de la cabeza (d_d)	$d + 2b$
Grueso del platillo o copa (e)	
Para válvula de admisión	$0,10 \cdot d_c$
Para válvula de escape	$0,15 \cdot d_c$

De acuerdo con el anterior ejemplo tendremos que las válvulas de este hipotético motor podrían tener los conductos (diámetro d) con un valor de 36 mm. para la admisión, y 34 mm. para el escape. Según esta base, y aplicándole las proporciones dadas, tendremos:

ADMISION:

Diámetro del conducto (d)	36 mm.	ó 36 mm.
Carrera de la válvula (a)	$36 \times 0,25 = 9$	ó 9 mm.
Anchura del asiento (b)	$36 \times 0,07 = 2,52$	ó 2,5 mm.
Diámetro del vástago (d_v)	$36 \times 0,21 = 7,56$	ó 7,5 mm.
Diámetro superior de la cabeza (d_d)	$36 + 2 \times 2,5 = 41$	ó 40 mm.
Grueso del platillo (e)	$40 \times 0,10 = 4$	ó 4 mm.

ESCAPE:

Diámetro del conducto (d)	34 mm.	ó 34 mm.
Carrera de la válvula (a)	$34 \times 0,25 = 8,50$	ó 8,50 mm.
Anchura del asiento (b)	$34 \times 0,07 = 2,38$	ó 2,20 mm.
Diámetro del vástago (d_v)	$34 \times 0,26 = 8,84$	ó 9 mm.
Diámetro superior de la cabeza (d_d)	$34 + 2 \times 2,20 = 38,4$	ó 38 mm.
Grueso del platillo (e)	$38 \times 0,15 = 5,7$	ó 6 mm.

Estos valores son aproximados y orientativos, y aunque en la práctica pueden encontrarse sensibles diferencias, me permito daros estos datos como una posibilidad de que veáis las proporciones que debe tener una válvula en principio. Las fórmulas que los ingenieros utilizan para calcular las válvulas tienen en cuenta factores que ahora nos complicarían mucho la vida si quisiéramos analizar a fondo su naturaleza, de modo que para hacer trucajes, yo creo que basta con lo dicho.

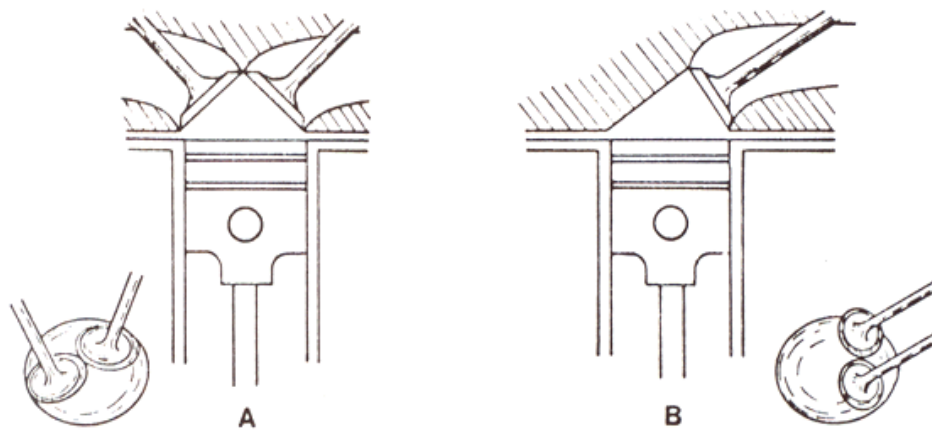


Figura 187. Comparación de dos tipos de cámaras. A, hemisféricas. B, en forma de cuña. A igualdad de volumen de la cámara, las válvulas de A pueden ser mayores.

Después de todos estos criterios que hemos sentado hasta ahora sobre este tema vamos a pasar a un sucinto estudio práctico de cómo hay que actuar en el trucaje con estos elementos. No hemos mencionado hasta aquí otros factores importantes como son los muelles y los trabajos que hay que hacer con las guías de válvula porque ello lo dejamos para el próximo apartado a que nos referimos.

Trabajos de trucaje en las válvulas

Con lo dicho hasta aquí, referido principalmente a la parte teórica, ya hemos visto lo que ocurre: Para mejorar la respiración de un motor hemos de conseguir mejorar dos puntos primordiales. En primer lugar hay que aumentar en lo posible el tamaño de las válvulas, y en especial el tamaño de la válvula de admisión. En segundo lugar, y como consecuencia de lo anterior, hay que aumentar el diámetro de los conductos de entrada y salida de los gases (lo que determinará la perfecta adecuación de un carburador de mayor diámetro) y eliminar en todo lo posible las zonas que se puedan encontrar en el interior de los conductos que de alguna manera puedan provocar turbulencias o constituyan freno para el paso de los gases. Veamos pues, cómo hay que proceder en el primer caso, relativo al aumento del tamaño de las válvulas.

Conviene, en primer lugar, determinar cuál va a ser el aumento del diámetro que nos va a permitir la forma de la cámara, porque no siempre se puede aumentar el tamaño de la válvula de admisión, que ya es normalmente en todos los motores de serie de un considerable tamaño. En las cámaras hemisféricas las posibilidades son mayores que en las cámaras con válvulas de cuña (Fig. 187) e incluso en las primeras puede establecerse que la válvula sea mayor que el radio del cilindro.

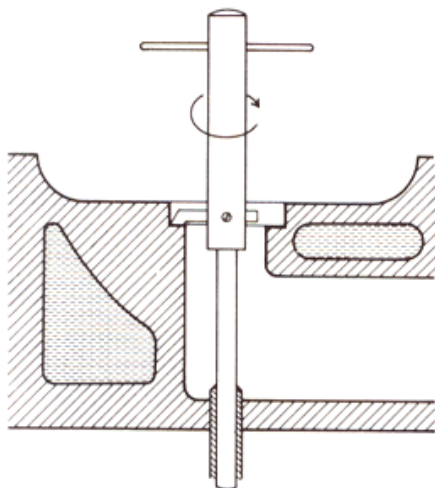


Figura 188. Recortado de asientos de válvula con la ayuda de un útil para este fin.

Por los cálculos que hemos visto anteriormente podremos tener una inicial idea de las posibilidades de aumento que la cámara del motor nos permita.

Una vez decidido el tamaño deberemos cerciorarnos de que no nos va a ser difícil encontrar en el mercado válvulas que puedan sustituir a las que monta el motor, pero con el nuevo tamaño requerido. La mayoría de las veces podremos encontrar estas válvulas en las casas especializadas, por medio de sus catálogos. Realizadas estas preparaciones previas podremos pasar a trabajar directamente en la culata.

Los trabajos que hay que hacer en la culata consisten en sacar los asientos originales y también las guías de válvula que presumiblemente serán demasiado estrechas para la nueva válvula que queremos colocar. La primera operación puede llevarse a cabo mediante un utillaje cortador como el mostrado en la figura 188. Por una punta queda centrado en la misma guía de válvula, y por medio de ir imprimiéndole giros sucesivos iremos recortando los asientos hasta dejarlos a la medida correcta para la colocación de un nuevo asiento de válvula. En la figura 189 vemos el momento en que se está realizando esta operación en una culata. La profundidad de este corte no debe ser de más de unos 4,50 a 5 mm., de acuerdo con el espesor que tendrá el nuevo asiento que tenemos previsto colocar.

A continuación se deberá proceder a la extracción de la guía de válvula por medio de los extractores normales que para estos fines existen, y que ya son conocidos en los talleres. Acto seguido se debe proceder al ensanchamiento de los conductos de admisión y escape en la culata, ganando los milímetros de diámetro que hayamos estipulado de antemano. Para llevar a cabo esta operación deberemos primero marcar con precisión el aumento del diámetro, y pasar después por medio de fresas, acopladas a un Rotaflex, a ir mecanizando toda la superficie interior de los conductos, rebajando los milímetros que se requieran en una primera

pasada, e insistir hasta dejar las medidas estipuladas por el cálculo. Una segunda operación de acabado se tendrá que hacer con tiras de tela abrasiva para hacer el trabajo de pulido en todas las paredes internas hasta dejarlas, con la ayuda de diversos granos, con la superficie lo más lisa posible para que los gases se deslicen con la mayor facilidad.

Terminada esta operación podremos pasar al montaje del asiento de válvula siguiendo las normas habituales, es decir, sumergir los asientos en hielo seco durante un par de horas hasta que alcancen una baja temperatura, y calentar, por otra parte, la culata con la ayuda de un soplete o de una lámpara de butano hasta alcanzar los 130 grados C. La contracción de una pieza por el frío unida a la dilatación de la culata por el calor hacen que el asiento se coloque sin problemas pese a ser de mayor diámetro que su ubicación en la culata. Cuando ambas piezas estén a igual temperatura se habrán ajustado perfectamente y se habrá llegado al momento de su fresado para hacer el ajuste posterior de la válvula. Todo esto, como veis, es práctica normal del taller para casos similares aun cuando no se cambie la válvula.

En lo que respecta a las guías de válvula, que habrá que cambiar, hay que tener las siguientes consideraciones: En primer lugar se tendrá que agrandar el diámetro de su alojamiento en la culata con la ayuda de un escariador hasta conseguir el diámetro de colocación de la nueva guía, operación que se realiza con la ayuda de una prensa, del modo habitual. A la guía se tendrá que ajustar la cola de la válvula también con la ayuda de un escariador dejando las medidas de toleran-

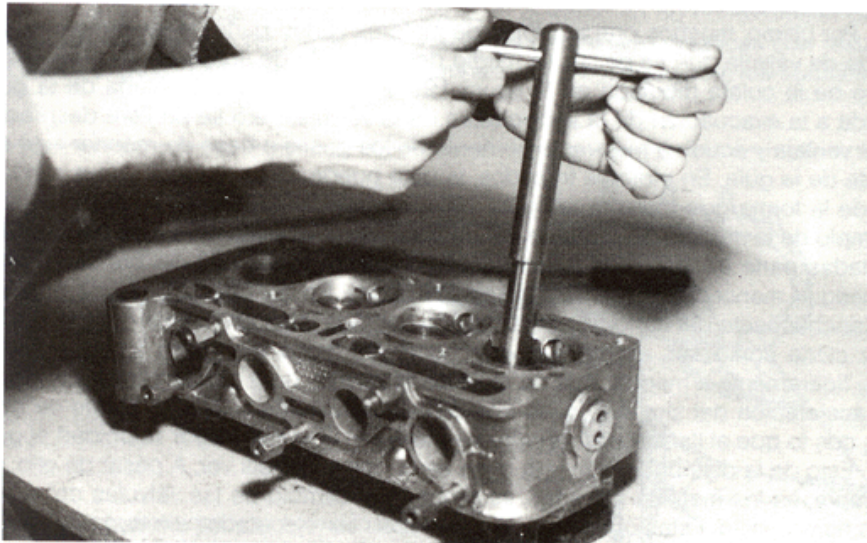


Figura 189. Recortando los asientos de válvulas.

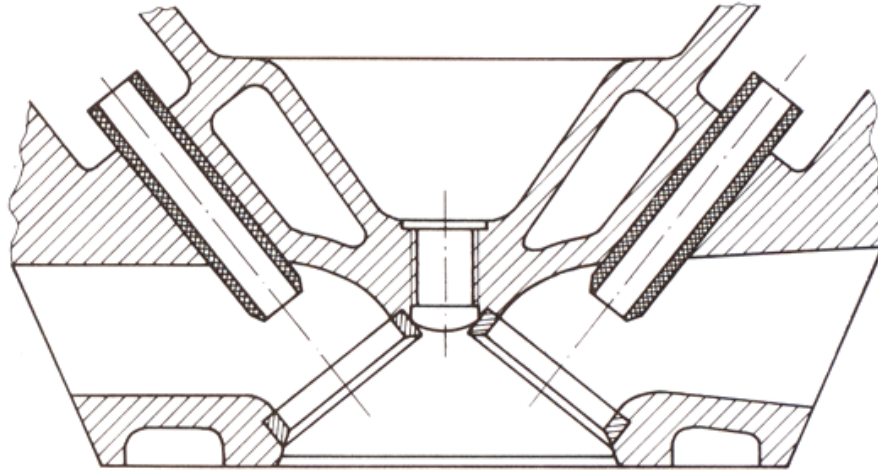


Figura 190. Sección de una culata donde las guías de válvula penetran en el conducto de admisión y en el de escape.

cia que son habituales en estos casos, y que vienen a ser de entre 0,05 a 0,06 mm. para la válvula de admisión, y 0,07 a 0,09 para la de escape que, como sabemos, trabaja más caliente.

Por último, muchos preparadores de motores cortan parte de las puntas de las guías de válvula que se hallan en medio del conducto de admisión, tal como es el caso de la culata dibujada en la figura 190. Esta posición adelantada de la guía ayuda a la evacuación de la temperatura de la válvula, pero se prefiere despreciar esta ventaja y acudir a mejorar la corriente de los gases a base de recortar este saliente de la guía. En motores trucados, la guía puede verse muchas veces recortada de la forma que muestra la figura 191. También en la figura 192 tenemos otro ejemplo de la manera de proceder en un conducto de culata en el que han sido recortadas parte de las guías e incluso se ha mejorado el perfil del conducto para conseguir menor oposición al paso de los gases. En las operaciones de pulido y ensanchamiento del conducto de admisión hay que tener en cuenta que debéis lograr cierta conicidad, es decir, que el conducto tenga tendencia a ensancharse muy ligeramente a medida que se aleja de la válvula, para conseguir así un efecto de aceleración del aire a su paso por el conducto, semejante a un efecto de difusor, con lo que el llenado del cilindro se mejora al imprimir mayor velocidad al gas.

Esto de la distribución es una cosa seria, como podéis ver. A pesar de ello, no siempre, en los motores trucados, se procede al cambio de las válvulas del modo que hemos visto. Estas operaciones, que deben ser ejecutadas sin duda en la preparación de motores para competición, muchas veces en el truaje no se llevan a cabo por entrañar problemas de cierta complicación al modificarse, de alguna manera, la geometría de las cámaras de combustión. Los motores trucados (no lo olvi-

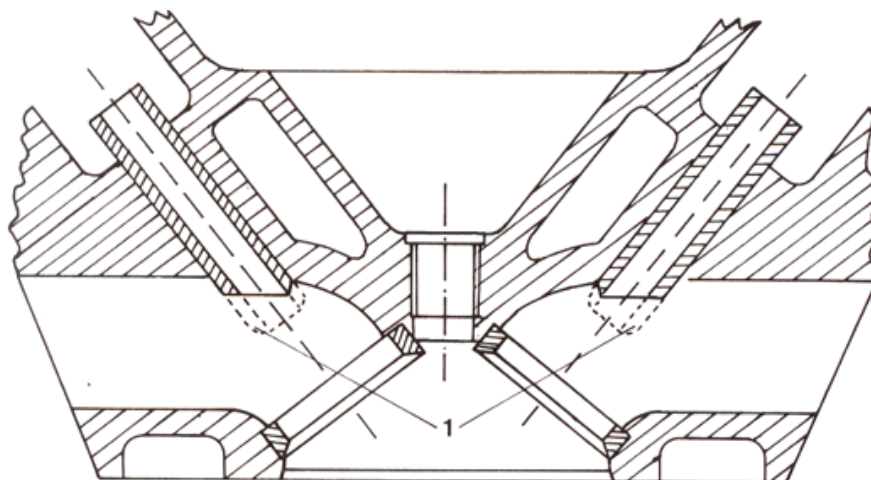


Figura 191. La misma culata de la figura anterior con las guías recortadas.

déis nunca), deben funcionar propulsando el coche por ciudad, es decir, no son coches de remolque, y todo ello requiere el perfecto funcionamiento del circuito de marcha lenta. Por esta razón se tiene especial cuidado en no comprometer demasiado las culatas y en no hacer modificaciones demasiado drásticas con respecto al motor original. Otra cosa será, y lo vamos a ver a continuación, los trucajes que

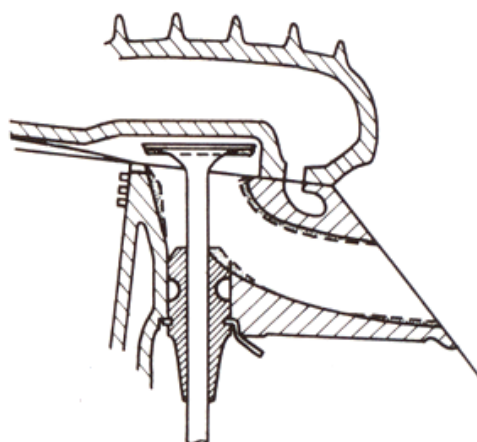


Figura 192. Lugares donde es necesario el retoque cuando se trata de pulir conductos. Las partes señaladas a trazos son las que han de retocarse.

pueden efectuarse con las levas y los ejes de levas, que sin cambiar de tanto las cámaras, ni aumentar el tamaño de las válvulas, consiguen mantenerlas más tiempo abiertas, lo que también contribuye a la mejor respiración del motor. Por esta razón, el sistema más socorrido, en trucaje, consiste en mejorar las superficies de paso de los conductos de admisión y escape en la culata, es decir, las operaciones que nos mostraba la figura 192 que acabamos de ver, y en mejorar el asiento de las válvulas con un ángulo de 30 grados, si es que el motor original no las llevaba así.

Pasemos a continuación, al estudio de los ejes de levas y de las levas.

El eje de levas

Para mejorar la respiración del motor sin necesidad de hacer cambios tan drásticos que interesen la adaptación de nuevos elementos en la culata puede acudirse a lograr una abertura de válvulas que cumpla los siguientes requisitos:

- A) Que la válvula de admisión se abra más deprisa y se cierre después que en el sistema original, con lo que mantendremos la válvula más tiempo abierta y en una posición más elevada, lo que, consiguientemente, mejorará el llenado del cilindro por permanecer abierta una superficie de paso máxima durante más tiempo.
- B) Aumentar también el tiempo en que la válvula permanece abierta con respecto al giro del eje cigüeñal, provocándose un cruce de válvulas más largo y apurando hasta el máximo los efectos de inercia de los gases explicado al principio de este capítulo.

Estas dos mejoras pueden realizarse por medio del eje de levas, por lo que su estudio tiene el mayor interés para el mecánico que se quiera dedicar al trucaje. Veamos a continuación el porqué se producen estos dos efectos y el modo de obtener en la práctica las ventajas anunciadas.

El perfil de las levas

El perfil de la leva es el responsable de cómo se abre una válvula y de su movimiento de cierre posterior. En la actualidad el cálculo se efectúa por medio de ordenador, para encontrar la curva exacta con respecto a los requerimientos que previamente se han programado, que en el caso de los motores de turismo está dirigida a la obtención de un par elevado y una economía de consumo. Por el perfil se determina el levantamiento suave o brusco de la válvula y también el tiempo que permanece totalmente abierta, y la forma como se cierra, con o sin brusquedades, para que su caída sobre el asiento no produzca rebotes a alta velocidad, por pérdida de contacto con la leva y por los efectos de la inercia que la válvula adquiere. En la figura 193 podemos ver dibujada esta característica con la ayuda de varios dibujos que representan diferentes estados del giro de una leva y su empuje a la válvula, con levas diferentes en cada ejemplo. El caso 1 corresponde a una leva de

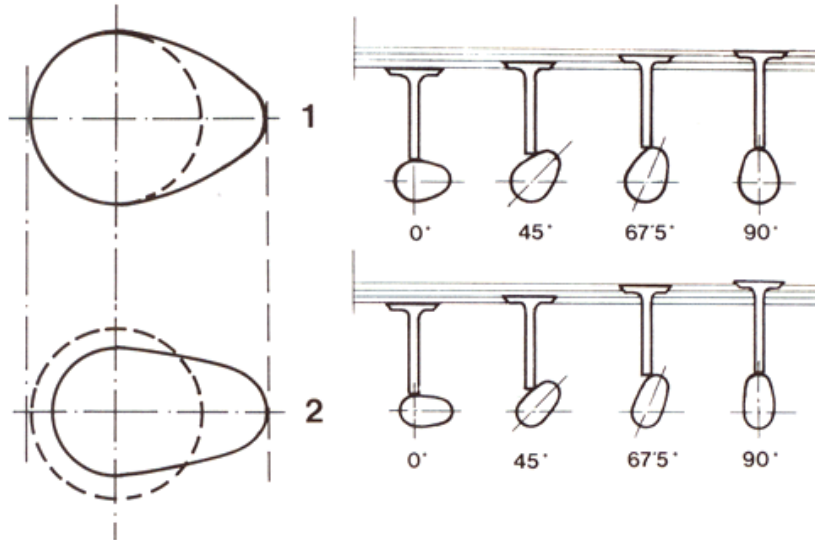


Figura 193. Dos tipos de levas de diferente perfil. Según la forma de cada una, la manera de levantar la válvula y el tiempo que ésta permanece abierta es sensiblemente diferente.

tipo comercial utilizada en motores tranquilos, mientras el caso 2 corresponde a levas con perfil de tipo deportivo. Obsérvese como, a igualdad de grados de giro, la válvula 2 permanece más pronto y más tiempo abierta que la válvula del ejemplo 1. Esta es la cuestión.

Esta característica puede representarse también por medio de un gráfico en el que el levantamiento de la válvula se relaciona con los grados de giro del cigüeñal, como es el caso presentado en las figuras 194 y 195. Las superficies incluidas en el interior de estos gráficos, realizadas a escala de acuerdo con el perfil de la leva y el levantamiento de la válvula, nos dan una idea muy clara del rendimiento de cada perfil. La mayor superficie ocupada en el gráfico de la figura 195, con respecto a la 194, indican la mayor entrada de mezcla en el caso de la primera figura, en igualdad de condiciones de velocidad del gas. También puede observarse en la parte baja de la figura, la superficie que corresponde al cruce de válvulas, mayor en la figura 195 como corresponde a su mayor superficie. Esta característica es pues la que interesa del perfil de las levas.

Hace algunos años, modificar las levas en su perfil era un problema que cada cual resolvía como podía. Como quiera que las levas, y en general todo el árbol, se fabricaban con aceros de cementación y las rampas de las levas se hallan endurecidas, al pasarles la muela con objeto de conseguir otros perfiles se perdía esta dureza y el árbol de levas podía darse por perdido. La solución era, evidentemente, la fabricación de un árbol especial en el que se determinarían los perfiles de las levas de acuerdo con las nuevas necesidades a que el motor iba a ser sometido. Hace

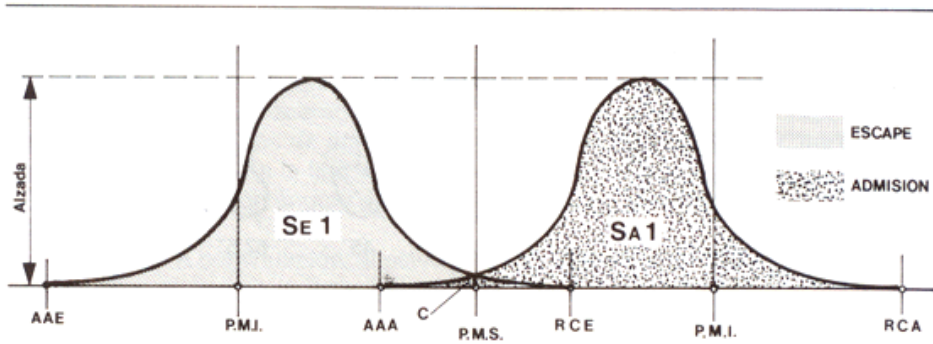


Figura 194. Representación gráfica de la superficie de apertura de las válvulas. El cruce de válvulas queda representado en la región C.

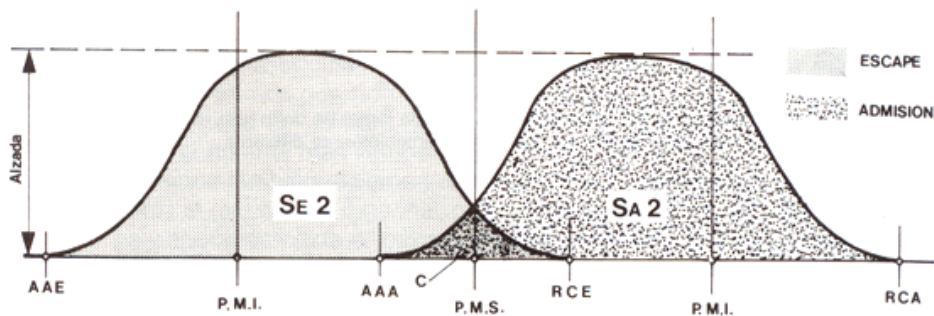


Figura 195. Representación gráfica de la superficie de apertura de las válvulas con otro tipo de levas.

algunos años este encargo resultaba, por su elevado precio, prohibitivo, pero hoy en día, en los comercios dedicados a la venta de material para preparación de motores, se encuentran variedad de ejes de levas, con diferentes perfiles de válvula, y directamente aplicables a los motores de serie, por lo que el problema se reduce a saber elegir el más conveniente, de acuerdo con nuestras aspiraciones de trucaje.

Los ejes de levas se reconocen con denominaciones a base de números que indican los grados de apertura de cada familia de válvulas, de acuerdo con sus perfiles. Así, se dice un eje de 32-75, o bien de 50-80, etcétera, cuando, en el primer caso, su apertura de válvula comienza 32 grados antes del P.M.S. y finaliza 75 grados pasado el P.M.I. Es evidente que el segundo caso se trata de un eje mucho más *cruzado* ya que abre 50 grados antes del P.M.S. y cierra 80 grados después del P.M.I.

El primer caso corresponde a un árbol de levas propio para el trucaje de un motor SEAT biálbero, ya sea de 1.600, 1.800 ó 2.000 c.c. Recuérdese que el motor

de 1.600 c.c., por ejemplo, comienza de origen —serie— la abertura de la válvula de admisión 12 grados antes del P.M.S. y finaliza 53 grados después del P.M.I., tal como muestra el gráfico de la figura 196. La duración de la admisión en el motor de origen resulta, pues, de: $12 + 180 + 53 = 245$ grados. Con el eje de levas deportivo de compra, podemos obtener una abertura de: $32 + 180 + 75 = 287$ grados.

El segundo ejemplo de eje de levas está estudiado para su aplicación a un motor RENAULT, modelo *R-5 Copa*. La duración de la distribución en este caso sería de: $50 + 180 + 80 = 310$ grados, cifra que alcanza valores de motor altamente deportivo, dedicado ya definitivamente a la competición.

Todo valor que supere los 280 grados afecta ya a la estabilidad de giro del motor en los regímenes lentos y está indicado exclusivamente para la competición. El motor puede subir sensiblemente de vueltas (jojo a la velocidad del émbolo!) pero también subirá de vueltas el punto donde se encuentre el par máximo, en cuyo caso la conducción a bajas vueltas se hará muy incómoda. Por otro lado, los cruces de válvulas exagerados que se producen a partir de este valor citado hacen que la relación de compresión real disminuya por lo que se aconseja un aumento en la relación de compresión geométrica para mantener una relación de compresión real adecuada. Esto hace que muchos motores de competición alcancen grados como 12:1 en su relación geométrica, aunque mantengan en la realidad valores más modestos que permitan el uso de gasolinas comerciales del más alto octanaje. Ni que decir tiene que cruces de válvulas tan exagerados no aprovechan debidamente la potencia calorífica de la mezcla que reciben del carburador, ya que gases no del todo quemados, salen por la válvula de escape. Esto tiene también sus ventajas en los coches de competición, pero no, verdaderamente, en el terreno económico.

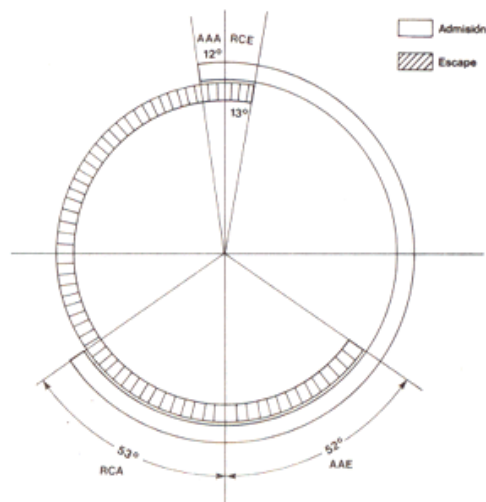


Figura 196. Diagrama de distribución de un motor SEAT biálbero de 1.600 c.c.

El ajuste de balancines

Por último, y para finalizar, unas pocas palabras sobre la influencia que el reglaje de taqués de los balancines tiene con respecto al cumplimiento del diagrama de distribución que al motor se le ha previsto. Cuando una válvula, a través del varillaje de accionamiento y los balancines, tiene demasiado juego, aun en caliente, existe un evidente retraso entre el contacto de la leva y los órganos de accionamiento y el momento de apertura de la válvula. Quizá podáis pensar que se trata como máximo de unas pocas décimas de milímetro que no van a ninguna parte, pero os equivocáis. Para que se vea claro este concepto vamos a pasar a ejemplificarlo.

Supongamos un motor con un árbol de levas de 15-50 simétrico que equipa a un motor de serie con un rendimiento normal. Esto quiere decir que el tiempo de abertura de la válvula será de $15 + 180 + 50 = 245$ grados. El reglaje de balancines recomendado por el fabricante es de 0,20 mm. en frío, pero, por un descuido en el reglaje se ha dejado en 1 mm. la distancia de ajuste. Esto, por una parte. (Y olvidemos aquí el ruido de máquina de coser que hace el motor cuando gira en frío y en caliente, etcétera, etcétera).

Por otra parte tenemos que este mismo motor lleva válvulas de 34 mm. de cabeza que admiten una alzada de válvula o carrera de la misma de 7 mm. o, lo que es igual, y para precisar mejor los cálculos, de 70 décimas de milímetro. Como quiera que la válvula ha de subir y bajar en el tiempo en que la leva del árbol da su giro de 245 grados, tendremos que el recorrido de la válvula, en sus dos carreras, será de $70 + 70 = 140$ décimas de milímetro, lo que quiere decir que en una décima recorrerá:

$$\frac{245}{140} = 1,75 \text{ grados } \text{ó} \text{ } 1^{\circ} 45'$$

Si, como hemos dicho, el huelgo de balancines está en 1 mm. y debiera estar galgado en 0,20 mm. esto quiere decir que la leva no acciona sobre la válvula durante: $1 - 0,20 = 0,80$ mm., o lo que es igual, 8 décimas de mm. Ahora bien: Como en el caso anterior se refiere a un valor doble porque la leva entra en contacto 8 décimas más tarde, y abandona la válvula 8 décimas antes, todo ello representa en total 16 décimas en las que no hay contacto entre leva y válvula. Esto quiere decir que la distribución pierde, por este mal reglaje, la cantidad de $16 \times 1,75 = 28$ grados, y en vez de tener un diagrama práctico igual al teórico, tiene $245 - 28 = 217$ grados. Hemos empeorado la respiración del motor.

Se podrá decir, sin duda, que el levantamiento de la válvula no es proporcional directamente a los grados de giro en el sentido en que la válvula sufre una aceleración una vez ha conectado con la leva, y una deceleración a medida que va cerrándose. Sin embargo, el ejemplo quiere dar a entender que el justo calibrado de los balancines por medio del taqué tiene sus importantes repercusiones en el funcionamiento del motor, y no solamente en el ruido que el mismo produce.

Si lo que hemos dicho antes lo aplicamos a un motor de amplio cruce de válvulas, como podría ser una distribución que alcanzara alrededor de los 300 grados de abertura, tendríamos valores todavía más importantes. Conservando el mismo

supuesto del ejemplo anterior, tendríamos que en este gran ángulo de distribución cada décima de milímetro correspondería a

$$\frac{300}{140} = 2,142 \text{ grados}$$

Al igual que en el ejemplo anterior nos encontraríamos con una modificación del ángulo práctico de abertura y cierre de: $16 \times 2,142 = 34,27$ grados, y, consecuentemente, con una distribución de solo 266 grados.

A poco que pensemos también en el funcionamiento de la leva con respecto a la válvula nos daremos cuenta que, además, la válvula no alcanzará su punto total de abertura, es decir, el final de su carrera de abertura, lo cual será un argumento más para darse cuenta de la necesidad de un buen ajuste del juego de balancines. Hago hincapié en esta cuestión porque en muchos talleres y en la práctica de reparaciones normales, no le prestan la debida atención al ajuste de taqués tal como esta operación de afinaje requiere. Por supuesto que el mecánico que se dedique al trucaje debe ser un experto en la puesta a punto de motores tanto en esta parte de la distribución, como en la parte eléctrica y en la carburación, las tres funciones fundamentales que determinan el irrefutable funcionamiento de un motor.

Indiscutiblemente un reglaje de taqués cuyos huelgos sean inferiores a los propuestos por el fabricante, es decir, el caso contrario a lo que comentábamos antes, aunque puede aumentar el tiempo de abertura de la válvula y también su levantamiento, tiene el grave defecto de que si sobrepasamos el límite de dilatación del material del varillaje, válvula y balancines, se corre el riesgo de que la válvula no pueda cerrar completamente, lo que en el tiempo de compresión significaría pérdida de presión en el interior del cilindro con sus consiguientes efectos contrarios. Conviene, por lo tanto, el perfecto ajuste del juego de taqués de acuerdo con las condiciones que el fabricante del motor proporciona en su manual de taller.

Al aumentar la relación de compresión, y como ya vimos en el capítulo correspondiente, se consigue extraer del combustible un mayor poder calorífico por lo que, en este caso, el calor generado por el motor puede ser superior al que generaba antes de ser elevado en la relación de compresión. Este mayor calor lo acusarán las válvulas con mayores dilataciones, por lo que convendrá, en los motores trucados, aumentar ligeramente la tolerancia del ajuste de taqués. Pero recordad siempre la importancia escrupulosa de este ajuste para realizarlo con toda perfección pensando en las repercusiones que en el diagrama práctico de la distribución pueda tener.

Y con esto damos por terminado el capítulo presente, y con él toda la parte dedicada al trucaje del motor.

9. Cambio de velocidades

Nuestro conocido, viejo y querido motor de explosión de cuatro tiempos tiene sus ventajas y sus inconvenientes. No es ahora el momento de hablar de sus ventajas, porque no vendría a cuento, pero si es el momento de hablar por lo menos, de uno de sus inconvenientes, que es la necesidad de valerse de un cambio de velocidades para poder utilizar la potencia que con penas y trabajos logra extraer del combustible. Todos sabemos muy bien que el motor de explosión alcanza su potencia de acuerdo con el número de sus r.p.m., de modo que a 500 r.p.m., por ejemplo, un motor de turismo tiene una potencia tan exigua que difícilmente le sirve para más que para accionar a sus propios mecanismos, o sea su tren alternativo, su distribución, sus bombas de aceite y refrigeración, su alternador... y ya no le quedan fuerzas ni para mover un carretón de mano. Pero a medida que sube de vueltas va aumentando progresivamente su potencia, y cuando le proporcionamos mucha mezcla y gira a elevada velocidad, puede conseguir desplazar una tonelada y media a 160 Kms. por hora con cierto desahogo, a poco que su motor tenga una cilindrada poco más o menos de litro y medio.

Pues bien: esta peculiaridad en el modo de proporcionar la potencia no hay más remedio que regularla de acuerdo con un mecanismo mediante el cual se le pueda permitir al motor alcanzar en todo momento la cantidad de r.p.m. que el conductor requiera para que el motor nos dé la potencia adecuada según el esfuerzo que se le pida, y se pueda jugar, de esta manera, entre fuerza o velocidad eligiendo lo que se considere más oportuno o necesario. Es aquello tan viejo que se dice en las escuelas cuando se estudia Dinámica: Lo que se gana en fuerza se pierde en velocidad y viceversa. ¿Estamos?

Ya sé que todo esto lo sabéis vosotros por haberlo estudiado con profundidad, y los conductores de coches también lo saben por experiencia, aunque una gran mayoría no sepan, ni siquiera con cierta aproximación, cuándo hay que cambiar de marcha, pero considero importante centrar el tema con esta introducción para poder pasar así con comodidad a hablar de las relaciones de engranajes, tema fundamental que nos va a interesar mucho de cara al aprovechamiento del trucaje que hayamos conseguido en un motor.

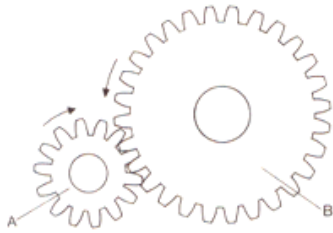


Figura 197. Juego de dos ruedas dentadas.

Pero antes, y aun a riesgo de que me llaméis pesado (a estas alturas del libro ya os habréis acostumbrado), voy a hacer unas cuantas consideraciones sobre el cambio de velocidades de engranajes, que es el más generalizado en los automóviles del momento. Veamos la figura 197. En ella tenemos el engranaje A, solidario de un motor, que recibe 4 Kgm. a 2.000 r.p.m. y tiene 14 dientes. Como se puede ver, A, engrana con la rueda dentada B, que tiene 28 dientes. La velocidad a que girará esta última será:

$$\frac{14}{28} \times 2.000 = 1.000 \text{ r.p.m.}$$

lo cual se deduce de la fórmula:

$$n_1 = \frac{z_1}{z_2} \times n_2$$

en la que n_1 es el número de r.p.m. de la primera rueda dentada; z_1 es el número de dientes (igualmente podríamos hablar de diámetros), de la primera rueda; z_2 , el número de dientes de la segunda, y n_2 es el número de r.p.m. resultantes. Hasta aquí esto es lógico, porque si observamos con atención la figura veremos que la rueda A tiene la mitad de dientes que la B, y, por lo tanto, tendrá que girar dos veces la rueda pequeña A, para que dé una vuelta la rueda grande B.

Pero, ¿qué pasa con la potencia? Utilizando el concepto de par motor, indispensable para los cuerpos que giran y en ellos se efectúa brazo de palanca, tenemos que aplicar la siguiente fórmula:

$$P = \frac{p_m \cdot n}{716}$$

es decir: P es la potencia; p_m es el par motor expresado en Kgm.; n, el número de r.p.m., y 716, un número fijo. Como puede verse observando esta fórmula, a igualdad de potencia, si el par motor (p_m) aumenta debe disminuir la velocidad de giro (n), y a la inversa. Y esto es precisamente lo que pasa con las ruedas dentadas (sal-

vando el coeficiente de rendimiento, ya que los engranajes absorben, por sí solos, potencia que en líneas generales puede establecerse como de un 2 % cada conjunto de dos ruedas). Por lo tanto tenemos que:

$$p_{m_1} = \frac{z_2}{z_1} \times p_{m_2} \text{ (en Kgm.)}$$

Volviendo a utilizar el mismo ejemplo que hemos puesto al principio tendremos que:

$$p_{m_1} = \frac{28}{14} \times 4 = 8 \text{ Kgms.}$$

Vemos que la velocidad ha disminuido (pues pasa de 2.000 a 1.000 r.p.m.) pero el par motor se ha duplicado (pasa de 4 Kgms. a 8 Kgms.).

Según esto que ahora nos demuestran las matemáticas podemos deducir que con potencias muy pequeñas podemos acceder a pares motor muy grandes, aunque, eso sí, a velocidades cada vez menores. Así vemos en la figura 198 cuatro ruedas dentadas. La primera (A), de 14 dientes; la segunda (B), de 28, la tercera de nuevo de 14 dientes hace de intermediaria, y la cuarta (C) de 56. Lo que hemos hecho ha sido añadir al engranaje anterior de la figura 197 una nueva rueda, más grande, la (C), con lo cual, además, no invertimos el giro tal como las flechas indican. Aquí nos encontramos con un quebrado establecido por el número de dientes. Así:

$$\frac{14}{28} \times \frac{28}{56} = \frac{1}{2} \times \frac{1}{2} = \frac{1}{4} = 0,25$$

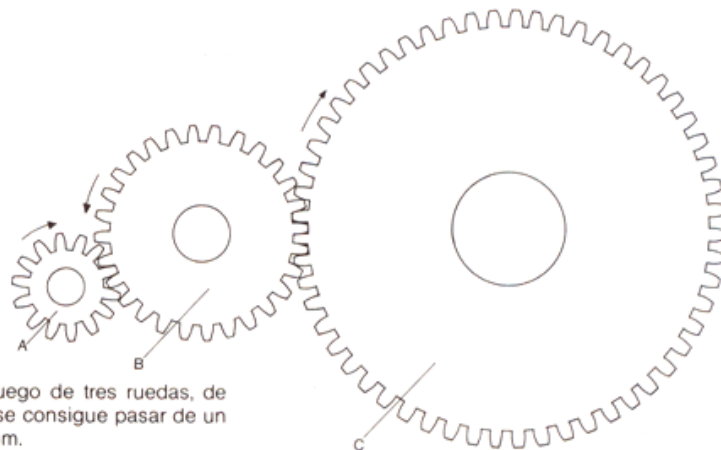


Figura 198. Con un juego de tres ruedas, de estas características, se consigue pasar de un par de 4 Kgm. a 16 Kgm.

Si la primera rueda dentada gira a 2.000 r.p.m., como vimos, la última (C) girará a 500 r.p.m. ya que:

$$\frac{14}{28} \times \frac{28}{56} \times 2.000 = 500 \text{ r.p.m.}$$

Y el par motor resultante de este engranaje será:

$$\frac{14}{28} \times \frac{28}{56} \times 4 = 16 \text{ Kgms.}$$

La combinación de ruedas dentadas de esta forma es lo que constituye un cambio de velocidades.

Desde el punto de vista del trucaje nos encontramos con la dificultad de que el cambio de velocidades ya nos es dado en el vehículo que queremos trucar, pero diseñado y preparado para un motor sensiblemente menos potente y con menos Kgm. de par motor. Por ello, cuando nosotros obtengamos buenos resultados, sensiblemente mayores a los que tenía el vehículo de origen, nos ocurrirá que el cambio quedará corto y solamente podremos aumentar nuestra velocidad en la misma proporción en que hayamos conseguido aumentar el régimen máximo de giro con respecto al régimen máximo anterior, pero con unos márgenes muy reducidos con respecto a la potencia extra que hemos conseguido al trucar el motor. Consecuentemente hemos de ingeniárnoslas para conseguir mayores desmultiplicaciones y aprovechar así la potencia obtenida.

En general, si obtenemos aumentos de potencia por un aumento del régimen de giro del motor, en la gran mayoría de los casos podremos aprovechar todo el conjunto del cambio y casi no es necesario hacer modificaciones sustanciales en él. Incluso, si no somos demasiado escrupulosos, podremos dejarlo como está sin más remordimientos de conciencia.

Pero si aumentamos la potencia acudiendo a un aumento de la cilindrada, y muy poco, o casi nada, al régimen de giro, entonces sí podemos tener grandes sorpresas con el cambio de velocidades, y ya podemos ir pensando, desde nuestra modesta mesa de despacho del taller, a ver qué puede hacerse con los engranajes o con cualquier cosa que tenga que ver con el diablo de la desmultiplicación.

Veamos primero un ejemplo del primer caso para pasar después a un ejemplo del segundo supuesto.

Primer caso: Supongamos un PEUGEOT, modelo 505 GR, que tiene una potencia de origen de 96 CV a 5.200 r.p.m. Este automóvil hemos de trucarlo y por aligeramiento de piezas, aumento de la compresión, nuevo eje de levas, sustitución de los colectores y mejor y más abundante carburación acabamos nuestro trabajo y comprobamos que hemos obtenido 120 CV a 7.200 r.p.m. Con esta preparación tendremos un 25 % más de potencia y, por supuesto, una magnífica aceleración (aunque seguramente la primera resultará un poco corta) pero, ¿qué pasará con la velocidad máxima?

Elijamos la cuarta velocidad del cambio en la que la relación de motor a diferencial es directa, es decir, 1:1. Aquí hemos de considerar todavía la reducción que

se establece en el puente trasero. El piñón de ataque del diferencial tiene 9 dientes, y la corona, 35. Así se establece la siguiente relación:

$$\frac{9}{35} = 0,2571$$

También tendremos que tener en cuenta que las ruedas que calza este vehículo tienen la medida 175×14 , cuyo desarrollo es de 1,93 metros por vuelta, o sea 0,00193 Kms. Con todos estos datos ya podemos hacer comparaciones y ver lo que pasa antes de trcarlo y lo que pasará después con respecto a la velocidad máxima. Así tendremos:

Origen: $5.200 \times 1 \times 0,2571 \times 0,00193 \times 60 = 154,81$ Kms. por hora.

Trucado: $7.200 \times 1 \times 0,2571 \times 0,00193 \times 60 = 214,36$ Kms. por hora.

(Apresurémonos a adelantar que este cálculo es puramente teórico y no tiene en cuenta factores tan importantes como el de la penetración en el aire, que absorbe tanta más potencia cuanto mayor es la velocidad. Nuestro objeto, en este momento, es considerar si utilizando el mismo cambio de velocidades tenemos o no problemas en cuanto a su relación de desmultiplicación. Vemos que en este primer supuesto, no los tenemos).

Pasemos al segundo caso: Supongamos el mismo automóvil del ejemplo anterior, pero esta vez para trcarlo, y puesto que disponemos de piezas que con ligeras modificaciones podemos aplicar procedentes del modelo mayor, el *STI*, que tiene de origen mayor cilindrada (tiene 2.165 c.c. en vez de los 1.971 del *GR*) acudimos a aumentar el volumen de sus cilindros. Hemos logrado también alcanzar los 120 CV, como en el caso anterior, pero con un régimen de giro de potencia máxima de 5.500 r.p.m. Nuestro trabajo ha sido, tanto en el caso anterior como en éste, encomiable. Pero ahora pasemos a ver qué ocurre con la desmultiplicación. Como en el caso anterior, no tocamos el cambio de velocidades ni tampoco las relaciones del diferencial y el desarrollo de la rueda. De este modo tendremos:

Origen: $5.200 \times 1 \times 0,2571 \times 0,00193 \times 60 = 154,81$ Kms. por hora.

Trucado: $5.500 \times 1 \times 0,2571 \times 0,00193 \times 60 = 163,74$ Kms. por hora.

Como podéis ver, el coche de 120 CV, es decir, un 25 % más potente, sólo puede correr 8,93 Kms. por hora más deprisa que el de origen. Como decía mi abuela, para este viaje no necesito alforjas.

Ahora creo que queda bien claro cuándo y porqué hemos de tocar algún órgano de los que intervienen en la desmultiplicación si queremos utilizar el motor que con tanto mimo y cariño hemos ido preparando. Los puntos en donde podemos actuar serán los siguientes:

- a) El cambio de velocidades.
- b) El diferencial.
- c) El diámetro de las ruedas.

Vamos a estudiar brevemente cada uno de estos puntos por separado.

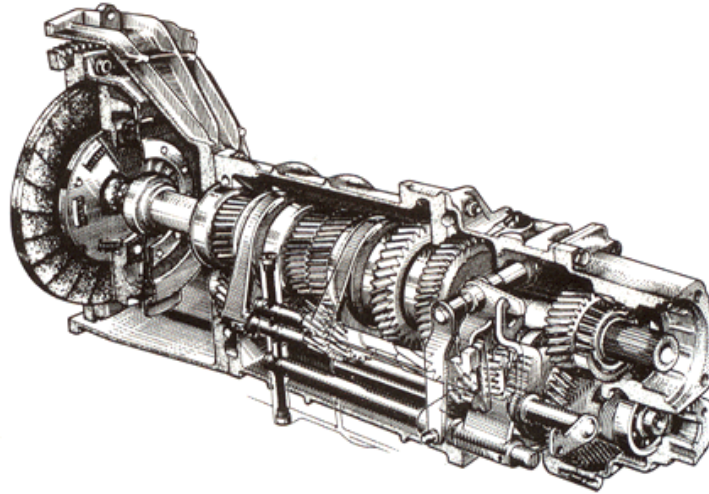


Figura 199. Conjunto de la caja de cambios de cinco velocidades de un PEUGEOT modelo 505.

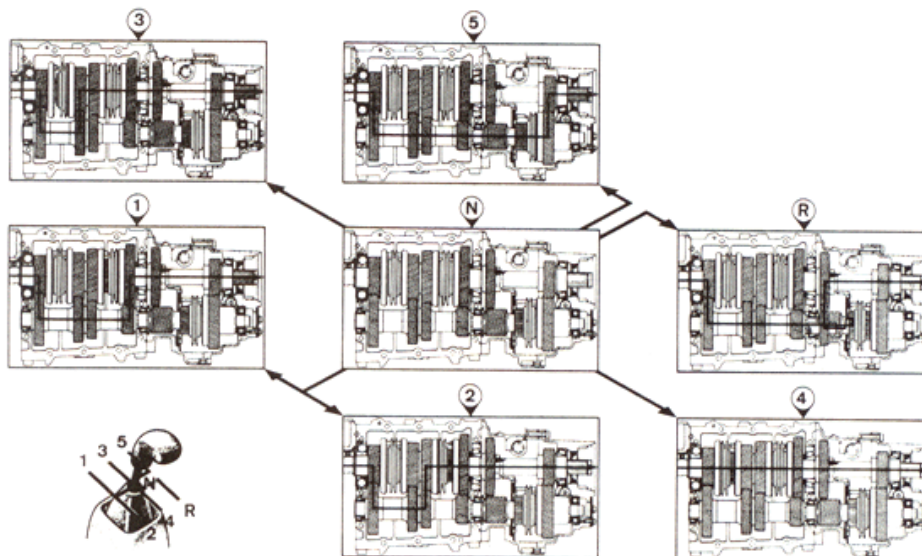


Figura 200. Cada una de las posiciones del cambio en cada una de las velocidades aplicadas.

El cambio de velocidades

La primera idea frente al problema que hemos visto a modo de ejemplo anteriormente consiste en acudir a la incorporación de un nuevo cambio de cinco velocidades, o a la aplicación de una quinta marcha para el cambio original. En el caso del PEUGEOT 505 STI, podemos ver que la fábrica ya ha resuelto este problema al construir un cambio adecuado para la nueva y más considerable potencia del motor, cambio de cinco marchas (Fig. 199) y con una relación de engranajes diferente a las relaciones establecidas para el cambio de velocidades del modelo GR, como veremos a continuación.

Por ahora veamos también, en la figura 200, la situación de los engranajes en el cambio de cinco velocidades del modelo STI que vamos a comentar. Y como quiera que se trata de comparaciones, veamos también el dibujo de la figura 201, en el que se muestra el interior del cambio de cuatro marchas con el que se supone va equipado el modelo que hemos trucado.

Bien: La primera cosa que hemos de hacer es comparar los desarrollos de los dos cambios, para lo cual lo mejor es verlos a través de una tabla, relacionados entre sí.

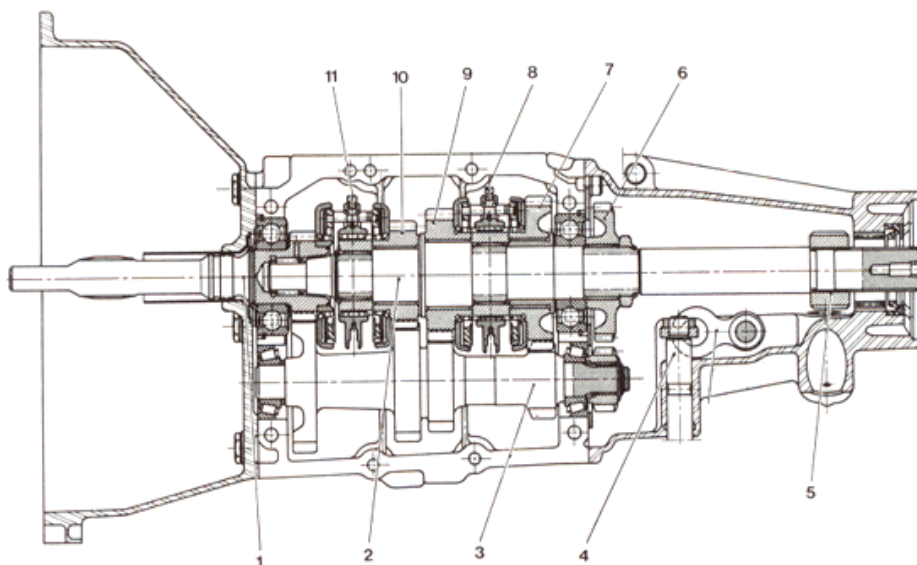


Figura 201. caja de cambios de cuatro velocidades del PEUGEOT, modelo 505 GR. 1, eje primario. 2, árbol receptor. 3, eje secundario. 4, mando de accionamiento de las velocidades. 5, rueda del cuentakilómetros. 6, piñón de marcha atrás, de 31 dientes. 7, piñón de primera velocidad, de 35 dientes. 8, sincronizador de primera y segunda. 9, piñón de segunda, de 29 dientes. 10, piñón de tercera, de 26 dientes. 11, sincronizador de tercera y cuarta.

Velocidad	Desmultiplicación GR	Desmultiplicación STI
Primera	0,2784	0,2893
Segunda	0,4752	0,4851
Tercera	0,7320	0,7109
Cuarta	1,0000	1,0000
Quinta	—	1,2174
Marcha atrás	0,2752	0,2863

Por la simple comparación de estos datos ya vemos que la primera y la segunda son más largas en el cambio del *STI*, lo que beneficiaría a nuestro motor. A régimen de potencia máxima, en primera y segunda, nuestro motor alcanzaría con el cambio de *STI* el resultado de los siguientes cálculos:

$$\text{Primera: } 5.500 \times 0,2893 \times 0,2571 \times 0,00193 \times 60 = 47,37 \text{ Kms/hora.}$$

$$\text{Segunda: } 5.500 \times 0,4851 \times 0,2571 \times 0,00193 \times 60 = 79,433 \text{ Kms/hora.}$$

Con el cambio de origen hubiera obtenido:

$$\text{Primera: } 5.500 \times 0,2784 \times 0,2571 \times 0,00193 \times 60 = 45,587 \text{ Kms/hora.}$$

$$\text{Segunda: } 5.500 \times 0,4752 \times 0,2571 \times 0,00193 \times 60 = 77,812 \text{ Kms/hora.}$$

Como puede verse, la diferencia en las marchas cortas no es nada importante, aunque significa un pequeño desahogo para un motor tan potente como el que se supone hemos conseguido.

Pero sigamos analizando el ejemplo. Nos encontramos con una tercera todavía más corta, que nos reduce la velocidad (lo cual no nos interesa en modo alguno); una cuarta de igual desmultiplicación, y, por último, una quinta marcha que nos daría una velocidad máxima teórica de:

$$\text{Quinta: } 5.500 \times 1,2174 \times 0,2571 \times 0,00193 \times 60 = 199,345 \text{ Kms/hora.}$$

(Recordemos que la velocidad máxima en cuarta velocidad, cuyo cálculo hicimos ya en páginas anteriores, era de 163,74 Kms. por hora, por lo que la ganancia en quinta velocidad será de 35,60 Kms. por hora, todo ello, desde luego, teóricamente, ya que será el coche quien diga sobre el asfalto hasta qué velocidad está dispuesto a llegar.)

De este análisis hemos de sacar conclusiones. Y estas conclusiones son:

- Tenemos muy ligera ventaja en primera y segunda; perdemos velocidad en tercera, y solamente tenemos ventaja en quinta.
- El precio de toda una caja de velocidades es elevadísimo como también lo son el cambio de las ruedas dentadas (y no siempre intercambiables).
- Nuestra única ventaja está en la quinta.

De modo que:

- Esta solución no nos interesa.

La solución final ante este análisis tendría que ser, forzosamente, la de aplicarle al cambio de origen del *GR* los engranajes de una quinta velocidad pero, a poder ser, menos sobremultiplicada que la del cambio de marchas del modelo *STI*. Ningún motor es amigo de marchas sobremultiplicadas, y mucho menos los que quieran tener un aire deportivo o de gran turismo. La utilidad de las quintas marchas sobremultiplicadas solamente tiene razón de ser en las autopistas, donde la resistencia a la rodadura es baja, la ausencia de curvas lentas no obliga a hacer uso del cambio con frenazos y reducciones, y las largas distancias permiten elevar los promedios con un esfuerzo menor del motor y una mayor economía. Pero ninguna marcha sobremultiplicada tiene valor deportivo. De todos modos, y en el supuesto de que no vayamos a diseñar un cambio para nuestro automóvil, y que nuestro automóvil va a ser utilizado polivalentemente, como hemos dejado creo que bien sentado es el arte del trucaje, una quinta marcha puede ser una solución muy aceptable si ya superamos los 160 Kms. por hora en cuarta.

Existen equipos completos de piezas para añadir una quinta marcha a los cambios de velocidades de tipo europeo. Yo he añadido muchas quintas a los cambios de *SEAT* de los motores *FU* con un resultado perfecto e irreprochable funcionando a través de los años. Estos acoplamientos no son baratos, ciertamente (aunque mucho más baratos que un cambio nuevo, por supuesto) pero cumplen bien en autopista al igual que los cambios originales con quinta. Pueden recomendarse.

Para los coches deportivos de circuito existe todo un mercado de compraventa de cambios de relaciones cerradas con cinco y hasta seis marchas. Todo esto es muy caro y no tiene posibilidades de ser aprovechado en la conducción de carretera con el espeso tráfico actual.

El diferencial

Cuando de algún modo se puede actuar sobre la relación de desmultiplicación que existe entre el piñón de ataque y la corona del diferencial (Fig. 202) podemos decir que estamos de enhorabuena. Este es el mejor sistema para adecuar toda una transmisión a una nueva fuente de potencia y más elevado par que el motor trucado puede proporcionarnos. Claro que no siempre es posible, y hacer acoplamientos de diferentes diferenciales a un vehículo, muchas veces más que difícil, resulta de dudoso éxito.

Volvamos al ejemplo de los 505 a que nos hemos estado refiriendo. El modelo *GR* dispone, como dijimos, de un piñón de 9 dientes que engrana en una corona de 35, y por lo tanto da una relación de 0,2571. Si lográsemos un nuevo diferencial, con piñón del mismo número de dientes y corona de 32, por ejemplo, tendríamos la relación siguiente:

$$\frac{9}{32} = 0,2812$$

Manteniendo el mismo cambio del *GR*, y con esta nueva desmultiplicación en el grupo trasero, podríamos obtener los siguientes resultados:

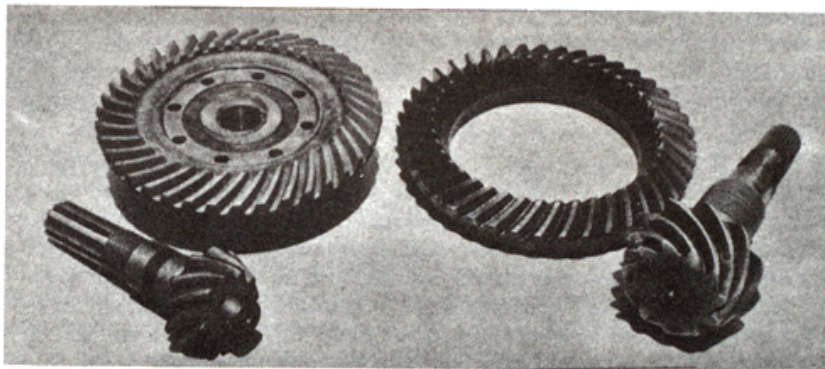


Figura 202. Corona y piñón de diferentes relaciones entre sus dientes de forma que modifican la desmultiplicación general.

Cuarta: $5.500 \times 1 \times 0,2812 \times 0,00193 \times 60 = 179$ Kms. por hora.

Como puede verse son 15,26 Kms. por hora más que utilizando el conjunto de serie del coche. Esto ya abre los ojos a la esperanza ¿no?

Del mismo modo todas las marchas se verían beneficiadas por esta variación en el grupo. Solamente como ejemplo, veamos lo que ocurre con la primera y segunda velocidades:

Primera: $5.500 \times 0,2784 \times 0,2812 \times 0,00193 \times 60 = 49,86$ Kms/hora.

Segunda: $5.500 \times 0,4752 \times 0,2812 \times 0,00193 \times 60 = 85,106$ Kms/hora.

Como puede verse, estos números ya nos están configurando unas relaciones de cambio de velocidades muy acordes para un motor de 120 CV en el que, además, no hemos aumentado el peso autotransportado. Por lo tanto, esta sería una buena solución de poder encontrar un grupo diferencial que se aviniera a las condiciones de anclaje requeridas, de modo que pudiera montarse en el coche.

Muchos fabricantes han acudido a este sistema para mejorar las desmultiplicaciones de vehículos de una misma familia, pero dotados de motores de mucha mayor potencia. Hace unos años SEAT, por ejemplo, resolvió el problema de aumento considerable de potencia de los *FU* con respecto a los motores del modelo 1430, modificando la relación del grupo diferencial que en este último tenía un piñón de 10 dientes y una corona de 41 dientes, lo que daba una relación de 0,2464. Los motores biálbero de los primeros *FU*, notablemente más potentes, precisaban importantes retoques en la desmultiplicación, y resultó el más barato sistema acudir a un piñón de 10 dientes y una corona de 39, dejando una relación de 0,2564 que dio un magnífico resultado. Cuando uno se encuentra preparando un trabajo de trucaje para un automóvil que tiene una familia equipada con motores de diferentes potencias, tiene mucha más maniobrabilidad para encontrar las piezas ade-

cuadas para sus necesidades. Afortunadamente hoy se pueden hacer muchos cambios de este tipo.

Las ruedas

Siguiendo el criterio que venimos estableciendo, el desarrollo de las ruedas es el último eslabón de esta carrera de desmultiplicaciones. Observando el cálculo que venimos haciendo para conocer la transformación en kilómetros por hora a partir del número de r.p.m. del motor, vemos que si el desarrollo de la rueda disminuye aumenta la desmultiplicación, y a la inversa ocurre lo contrario. Así pues, con la utilización de neumáticos más grandes, que den lugar a ruedas de mayor desarrollo, disminuimos la relación de desmultiplicación. Más adelante pondremos un ejemplo. De todos modos, hemos de hacer constar que el aumento del diámetro de las ruedas es la peor —aunque la más sencilla— solución de todas las posibles porque afecta a la estabilidad del automóvil, que precisamente se supone que ha de correr más que antes. Aunque sean pequeños aumentos, con este sistema se levanta el centro de gravedad del vehículo, que es precisamente todo lo contrario de lo que se requiere para alcanzar las altas velocidades a que podrá aspirar un automóvil con su motor mejorado de potencia.

Salvo el caso de la aplicación de la quinta marcha, la sustitución del diferencial y, por supuesto y muy principalmente, el aumento del diámetro de las ruedas, afecta de manera muy importante al reloj cuentakilómetros y al velocímetro, ya que los engranajes de este aparato están calculados para una desmultiplicación que ahora resulta ser alterada. Habrá que pensar en ello si se pretende que el conductor, además de correr más, sepa a cuánto corre.

Pero volvamos a nuestro tema de las ruedas como elemento corrector de la desmultiplicación. La ganancia con respecto a una rueda de más desarrollo podría establecerse así:

Supongamos que utilizamos una rueda que en vez de desarrollar 1,930 metros, lo haga en 2,08 metros. El resultado en la cuarta velocidad, y en el caso del *GR* que nos sirve de ejemplo, sería:

$$\text{Cuarta: } 5.500 \times 1 \times 0,2571 \times 0,00208 \times 60 = 176,47 \text{ Kms. por hora.}$$

Este considerable beneficio en la velocidad máxima ha venido dado por el hecho de que la rueda desarrolla 15 cms. más, lo que representa un aumento de su diámetro de 4,80 cms., es decir, 2,40 por banda. Pero insistimos, de todos modos, que esta elevación del centro de gravedad que se producirá en el vehículo no beneficiará su estabilidad.

Como es lógico, el aumento es general para todas las marchas y en la misma proporción. Como último ejemplo, y para finalizar, veamos lo que ocurre con la primera velocidad de la que sabíamos que con el cambio original llegaba hasta los 45,58 Kms. por hora. Con la rueda más grande alcanza:

$$\text{Primera: } 5.500 \times 0,2784 \times 0,2571 \times 0,00208 \times 60 = 49,13 \text{ Kms. por hora.}$$

Esto es casi lo mismo que se obtiene con la utilización de un nuevo diferencial, con la relación 9:32, tal como vimos en los ejemplos dados anteriormente.

Consejos finales

Como resumen de este capítulo podemos ver que si el trucaje se estableció desde el principio, con el ánimo de aumentar el número de las r.p.m. del motor, y los problemas con respecto a la desmultiplicación son menos acusados, y a veces incluso nulos, que si se trata de mejorar la potencia teniendo como base aumentar la cilindrada. Los problemas graves se presentan solamente cuando se acude a hacer un trucaje en el que el aumento de cilindrada priva por encima de todas las demás fórmulas a nuestro alcance de modo que no se traduzca prácticamente en ningún resultado apreciable en cuanto al aumento del régimen de giro. Pero esta solución no es, ni mucho menos, la más corriente. Por un regular se suelen conseguir sustanciales aumentos de potencia aunando ventajas de todo tipo, en poca cantidad, pero todas unidas. Un ligero aumento de la cilindrada se acompaña de un pequeño aumento de la compresión; el mejoramiento de la carburación y de los colectores traerá como consecuencia una tendencia a aumentar el giro del motor, y mucho más si acudimos a mejorar la respiración modificando las válvulas, y no digamos si utilizamos un árbol de levas ligeramente más cruzado. Todo ello va a darnos, en la realidad, un motor más potente y también más ágil para subir de vueltas, y, en el momento en que suba de vueltas, tendremos corregido el problema que la desmultiplicación pueda presentarnos, por lo menos en una parte muy considerable.

Con todo, puede ocurrir perfectamente que las marchas resulten cortas para las posibilidades del motor (aunque desde luego en una relación bastante menos exagerada que la que hemos puesto de ejemplo, ya que se trataba de un sustancial aumento de potencia sin prácticamente aumento del régimen). En ese caso hay que mirar de actuar en el cambio de velocidades, en el diferencial y en las ruedas motrices, considerando buenos los más pequeños puntos que puedan proporcionarnos la disminución de la desmultiplicación.

En fin: Ya lo hemos dicho varias veces. El trucaje requiere pensar y solucionar problemas con la ayuda del ingenio, y los problemas hay que resolverlos ya desde la mesa del despacho. Yo os hablo de las vías, pero el viaje lo tenéis que hacer vosotros.

10. Frenos y suspensión

Para no traicionar el título del libro parece ser que yo me debiera estar despidiendo de vosotros ahora mismo. El título de *Trucaje de motores de cuatro tiempos* no parece que quiera referirse a otra cosa más que al motor y no, desde luego, a la carrocería ni a los órganos de sustentación de un automóvil, por lo que, los tres capítulos que faltan para finalizar esta obra es evidente que van más allá de lo que el título promete. Pero también es evidente que yo no puedo dejar las cosas así, y he de hablar de frenos y de suspensión aun cuando ese no sea mi fuerte, y aun cuando las soluciones a adoptar sean muy particulares y muy diferentes según el tipo de carrocería, tracción, sistemas de suspensión, etcétera. Lo que yo sí quiero afirmar, desde este momento, es que trucar un motor y ponerlo en sus apoyos de un automóvil no es nada que se parezca a hacer ataúdes volantes. Hay que cuidar a fondo de los frenos. Hay que cuidar a fondo de las suspensiones. Y hay que tomar tantas normas de seguridad como sea posible, algunas de las cuales serán relatadas en el capítulo 11 (que ese sí espero que sea el último). Por lo tanto hay que pensar en todas estas cosas y obrar con inteligencia y con ganas de hacer las cosas bien hechas, incluso aunque no nos las paguen.

Cuando por cualquiera de los sistemas estudiados en este libro se ha conseguido un aumento en la potencia del motor, y sobre todo si este aumento es considerable, conviene hallarse muy alerta con respecto a estos dos factores de gran importancia cual son los frenos y la suspensión, cuyo trabajo queda, con el aumento de la velocidad, comprometido cuando no insuficiente. En un motor trucado en el que la potencia haya sido aumentada y la velocidad supere más del 10 % de la anterior, conviene de todo punto una revisión y sobredimensionado de los frenos y también de los amortiguadores y de todos los órganos de la suspensión en general. Esto es lo que vamos a ver en este capítulo.

Los frenos

Con los frenos hay que conseguir, por una parte, aumentar la seguridad en la frenada, y por otra, aumentar la potencia de la misma. Lo primero requiere conse-

guir pinzas y pastillas más adecuadas para el uso a que va a ser sometido el automóvil, mejorar la refrigeración de los discos para que evacúen mejor y más rápidamente el calor que se genera a cada frenada, pero sin olvidar la protección que necesitan ante la lluvia; tener seguridad en el funcionamiento de la bomba de freno y de los bombines; revisar el estado de los latiguillos y cerciorarse del buen hacer de la válvula repartidora de frenada. Utilizar, a poder ser, instalaciones de doble circuito para mayor seguridad y, por supuesto, comprobar el perfecto estado de los discos.

Si se trata de frenos de tambor en las ruedas traseras (muchos fabricantes son todavía muy reacios a abandonar este sistema por considerar que en las prestaciones de un turismo el sistema de tambor mixto sigue teniendo sus ventajas), será cuestión de hacer una revisión de estos frenos pasando a rectificar los tambores y cambiar los forros de las mordazas utilizando material más acorde con las nuevas necesidades, además de la puesta a punto de todo el conjunto para sacarle su máximo rendimiento, aunque lo mejor sería poder pasar a sustituir el tambor por unos frenos de disco con las modificaciones que veremos más adelante.

Si no hay más remedio, las cosas pueden dejarse así. El riesgo puede presentarse cuando los frenos que hemos dejado ajustados sufran desgaste. Pero a la menor duda hemos de acudir a un mejoramiento a fondo de los mismos, sobre todo cuando, hallándose en perfecto estado, no son suficientes para detener la masa del automóvil después de las pruebas efectuadas, una vez acoplado ya el motor trucado, en los metros adecuados según la velocidad. Además no hay que perder de vista que un motor muy potente propulsando un coche con deficientes frenos tiene muy pocas posibilidades de que pueda ser aprovechado en una carretera sinuosa o en un circuito por medio de una conducción deportiva. Por esta razón convendrá ver qué puede hacerse para cambiar los elementos, colocar los discos de mayor diámetro, y a poder ser utilizarlos del tipo ventilado, y aplicar doble pinza de cuatro bombines sobre todo en las ruedas delanteras que son las que se muestran más enérgicas a la hora de reducir la marcha del vehículo.

Cálculo de la frenada

Antes de continuar vamos a dar un breve pero necesario y aprovechado repaso a las matemáticas con respecto a esto de la frenada. Hemos de saber, por lo menos, cuándo unos frenos son aceptables y cuándo no lo son.

Un automóvil debe poder frenar, como mínimo, en un espacio de metros igual al que resulte de la fórmula que vamos a dar a continuación:

$$e = \frac{P \cdot V^2}{2g} \times \frac{1}{\rho \cdot P}$$

En esta fórmula tenemos que los metros que se necesitan para parar (e) a una velocidad determinada, es igual al peso del vehículo (P) multiplicado por el cuadrado de la velocidad (V²) (dada en metros por segundo), y todo ello partido por dos veces el valor de la gravedad (g); todo ello multiplicado por el resultado de dividir la unidad por el coeficiente de rozamiento del neumático (ρ) multiplicado por el peso

total. (El coeficiente de rozamiento del neumático está en relación no solamente con la calidad de la goma sino también por el tipo de piso por el que se desliza el móvil. Aquí se considera una goma semidura sobre un pavimento de autopista, con el piso seco).

Como por los ejemplos son la base para aclararlo todo, vamos a ver como se comporta esta fórmula aplicándola a un ejemplo.

Supongamos un automóvil que pesa 750 Kgs. en vacío, pero con el depósito de combustible lleno y con todos sus niveles correctos. Lo cargamos con las cinco plazas de rigor para las que está autorizado, las cuales pueden tener un peso promedio de 70 Kg. por persona, y le añadimos 70 Kgs. de más, en forma de equipajes en el maletero. De este modo tendremos un total de:

$$750 + 350 + 70 = 1.170 \text{ Kgs. de peso en orden de marcha.}$$

Supongamos un coeficiente de rozamiento del neumático en el suelo de 0,55 y apliquemos todos los datos de que ya disponemos a la fórmula que hemos visto hace un momento, teniendo en cuenta que este automóvil, de este modo cargado, puede alcanzar una velocidad máxima de 140 Kgs. por hora, lo que es igual a 2,33 Kms. por minuto, y 38,88 metros por segundo. Así tendremos:

$$e = \frac{P \cdot V^2}{2g} \times \frac{1}{\rho \cdot P} ; \frac{1170 \times 38,88^2}{2 \times 9,8} \times \frac{1}{0,55 \times 1170} = 140,22 \text{ metros.}$$

Este vehículo, en las condiciones descritas, debería poder pararse completamente en 140 metros, desde su velocidad de 140 Kms. por hora. Toda cifra que esté por debajo de la que el cálculo nos proporciona es correcta, y tanto mejor cuanto más pueda reducirla, pero siempre con una frenada que posea progresividad y que no desvíe al automóvil de su trayectoria. Como se puede observar, el cálculo varía con el peso y la velocidad, de modo que para hacer pruebas se puede utilizar el peso de un solo ocupante, el conductor, y hacer la prueba a velocidades menos peligrosas, tales como a 80 y 100 Kms. por hora.

Modificaciones en los frenos

El sistema más corriente de modificación de los frenos consiste en utilizar discos del tipo ventilado, tal como se ve en la figura 203. Esta adaptación es fácil y muchas veces admite el aprovechamiento de las llantas si permiten el paso del conjunto de la pinza. Este tipo de frenos puede obtenerse por medio de un *kit*, y para las ruedas delanteras, acompañado de una doble pinza con cuatro bombines (dos por banda) para aumentar y mejorar la presión de aplicación de la fuerza de retención sobre el disco. En las ruedas traseras puede mantenerse el sistema de una sola pinza con dos bombines, y en todo caso acudir al acoplamiento de discos de mayor diámetro; pero, desde luego, el freno delantero es el que hay que cuidar especialmente.

Las pastillas usadas para competición, tal como las conocidas FERODO 574 no son aconsejables fuera de los circuitos y en una utilización del coche por carretera

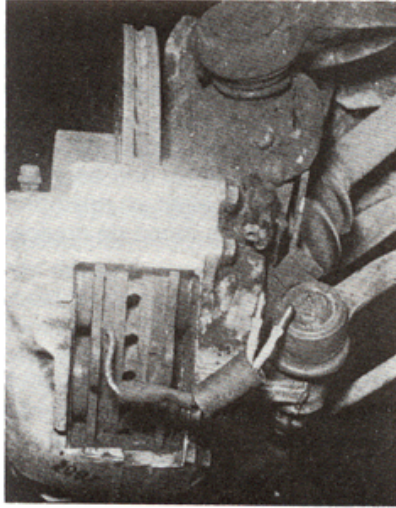


Figura 203. Disco de freno ventilado que utiliza el Citroën, modelo CX.

abierta, porque resultan demasiado frías y les cuesta adquirir su temperatura ideal de funcionamiento si no son solicitadas con insistencia desde el principio.

Los discos ventilados (Fig. 204) tienen grandes ventajas en comparación con los discos macizos en lo que respecta a su poder de evacuación del calor generado a cada frenada, aun en las condiciones más duras para los discos. Son muy corrientes en su aplicación a los coches de rallye y, por supuesto, a los que corren en circuitos cerrados. En los coches de turismo preparados pueden rendir magníficos servicios si se utilizan con pastillas medianamente frías que resultan adecuadas para las frenadas menos enérgicas que se presentan en la carretera de circulación normal.

Por último, también podemos pensar en la aplicación de los *frenos de corona*. Este sistema, que puede verse en la figura 205 comparado con el sistema de freno de disco que se ha dibujado a la izquierda, tiene ventajas que pueden ser de gran utilidad para mejorar la frenada de un automóvil trucado. Estas ventajas son: En primer lugar un incremento de la frenada que los técnicos establecen entre un 20 a un 30 % superior al freno de disco de igual diámetro; una disminución de los valores térmicos habituales en los frenos de disco, por lo que es muy difícil, en los frenos de corona, la presencia de "fading", (que ya de por sí es muy reducida en los frenos de disco); por último, una mayor progresividad en la frenada debido al hecho de que las pinzas se adaptan a la superficie siguiendo la misma curvatura de la corona, lo que le da un matiz de presiones mucho más variadas y precisas que el freno de disco, y que recuerda el tacto de los frenos de mordaza de tambor.

A estas tres principales ventajas se podrían unir todavía las de un menor peso (incluso se podría prescindir del servo, o utilizar un servo más pequeño del que ne-

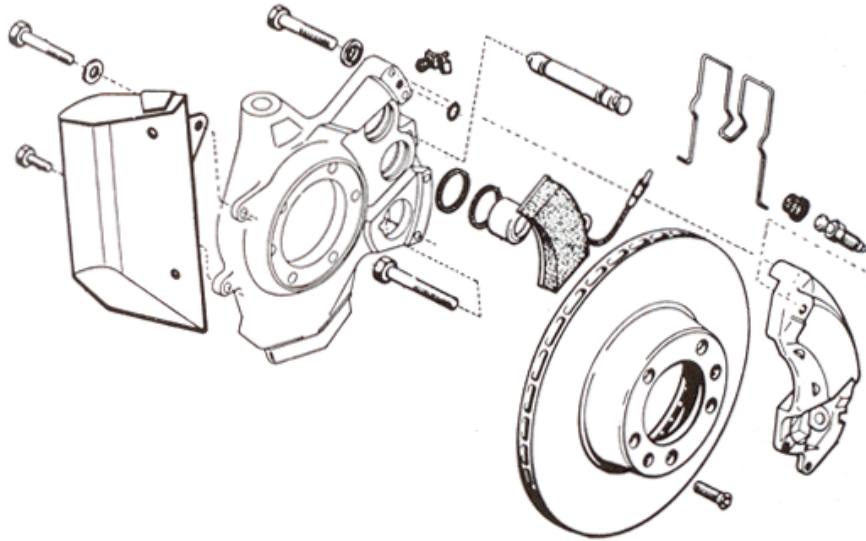


Figura 204. Dibujo del conjunto del freno de disco ventilado visto en la figura anterior.

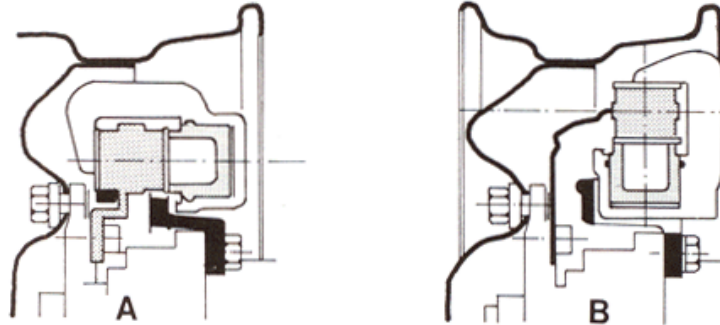


Figura 205. Comparación de los dos sistemas de freno de disco. A, de tipo convencional. B, freno de corona.

cesitan los frenos de disco) y la insensibilidad a las deformaciones mecánicas del tren delantero.

En la figura 206 puede verse el conjunto de un freno de corona de la marca VALEO. La corona es de 8 mm. de espesor y la pinza es de aleación ligera.

En la práctica resulta bastante fácil la aplicación del freno de corona en las ruedas delanteras, sobre todo en los trenes delanteros diseñados para ser equipa-

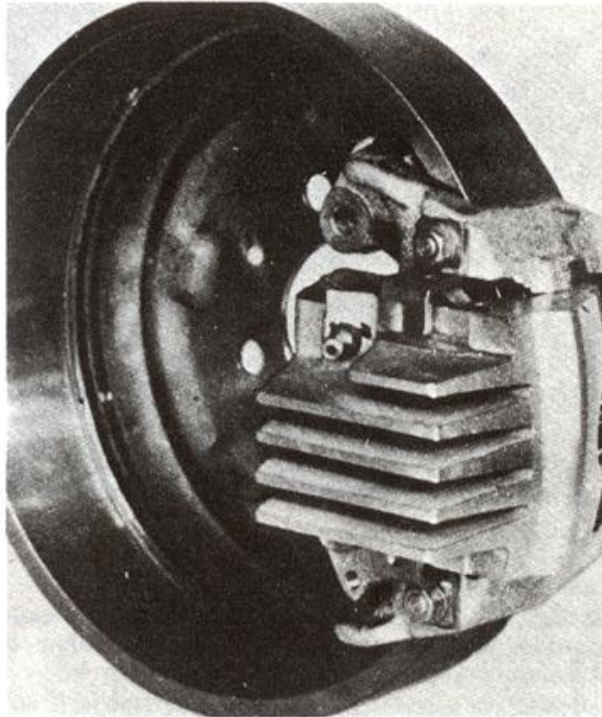


Figura 206. Realización práctica de un freno de corona de la marca VALEO.

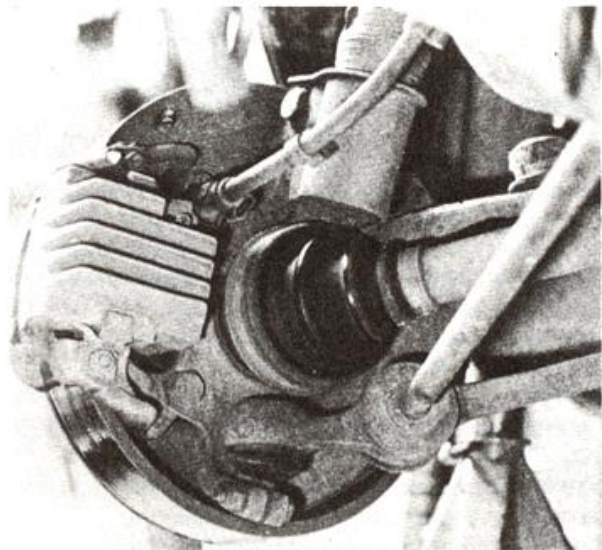


Figura 207. Instalación de un freno de corona en un vehículo de pruebas.

dos con suspensiones del tipo Mac Pherson, que son las más corrientes. Las modificaciones que hay que lleva a cabo no tienen importancia frente al mejoramiento de frenada que puede esperarse en la aplicación de los frenos de corona. En la figura 207 presentamos un ejemplo de instalación de este tipo de frenos.

Por último, y para terminar este tema del que solamente pretendemos dar unas sugerencias, digamos que rebajar el peso del vehículo facilitará la acción del frenado, tal como se deduce de la fórmula que hemos visto últimamente. En el próximo capítulo nos dedicaremos a este tema y al del aerodinamismo en general por lo que veremos sus ventajas. Ahora vamos a pasar brevemente a ver lo que se puede hacer con la suspensión.

La suspensión

En los coches de turismo la suspensión es siempre un compromiso entre la comodidad y el agarre. Ya es sabido que un buen agarre es brusco para los pasajeros, y que una suspensión dulce y cómoda consigue sus virtudes empeorando de alguna manera la presión que el conjunto ejerce sobre las ruedas para apretarlas contra el suelo. También los centros de gravedad de los coches de turismo deben tener cierta elevación mínima para hacer del coche un instrumento polivalente que no se avergüence de no poder circular por trozos bacheados de camino, o que toque al suelo incluso al subir la rampa del parking. Todas estas condiciones hacen que el automóvil de turismo no sea lo más perfecto que los técnicos conozcan para su utilización en pistas rápidas, a gran velocidad, en lo que a estabilidad se refiere. Esto no hemos de perderlo de vista, ni tampoco que un coche trucado no es un coche de competición en el sentido de que haya que transportarlo en un remolque, y, por lo tanto, ha de poder manifestarse bien en las condiciones normales de circulación de un turismo. Ciertamente, si nuestro trabajo en el trucaje del motor de cuatro tiempos ha sido realizado con acierto, mejoraremos en mucho las prestaciones, y ellas someterán al coche a mayores esfuerzos y a mayores desgastes, y, además, precisarán que la suspensión gane en agarre en detrimento, si es necesario, de la comodidad, la cual quedará afectada ya de origen incluso con el mayor ruido que el motor va a producir. Lo mejor que podemos hacer, y el criterio que ha de guiarnos para conseguir ventajas, será pensar en reforzar los puntos débiles y en mejorar la calidad y posibilidades de los amortiguadores y de los muelles de las suspensiones independientes.

En la figura 208 podéis ver el conjunto del tren delantero, muy típico en los automóviles actuales, con la suspensión del tipo Mac Pherson, con sus largos amortiguadores y sus muelles helicoidales en la parte alta y su barra de torsión, mientras en la figura 209 podéis ver la disposición nada exótica de la suspensión independiente trasera con sus muelles y amortiguadores.

Pues bien: Dentro de este conjunto lo que podemos hacer es reforzar. Como que este no es un libro de suspensiones y mi único deseo consiste en trasladar a vosotros esta idea no voy a entrar en detalles demasiado pormenorizados de los refuerzos que pueden llevarse a cabo en la variedad de suspensiones que existen ahora en el mercado, y sólo, eso sí, unos cuantos ejemplos.

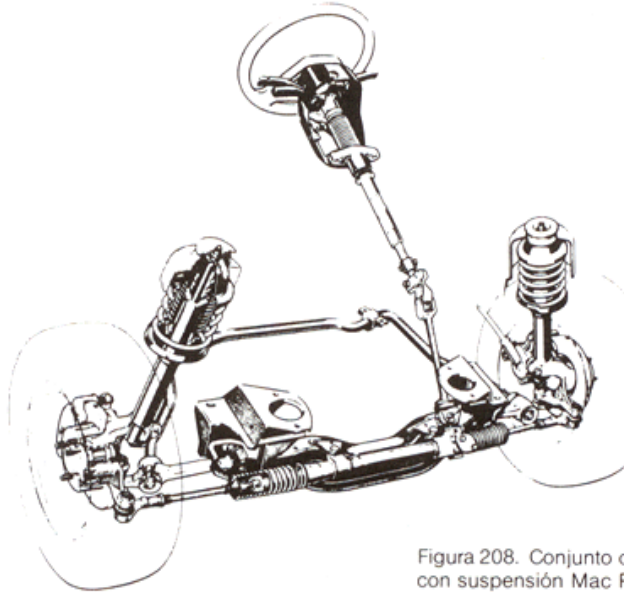


Figura 208. Conjunto del tren delantero de un **FORD Sierra** con suspensión Mac Pherson y dirección de cremallera.

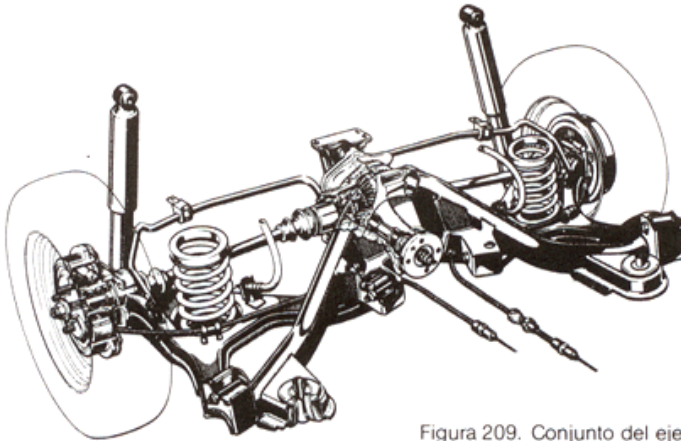


Figura 209. Conjunto del eje posterior de un **FORD Sierra**.

Hay que reforzar, fundamentalmente, aquellas zonas de la suspensión que aumentarán sus esfuerzos si son sometidos a una mayor velocidad como consecuencia de los mayores golpes que recibirán. Un ejemplo lo tenemos en las torretas de los amortiguadores, especialmente en la suspensión delantera, pero también en la trasera. Otro ejemplo lo podemos ver en el aumento de la seguridad que ha significado poner un doble tirante de reacción para asegurar la sujeción del puente tra-

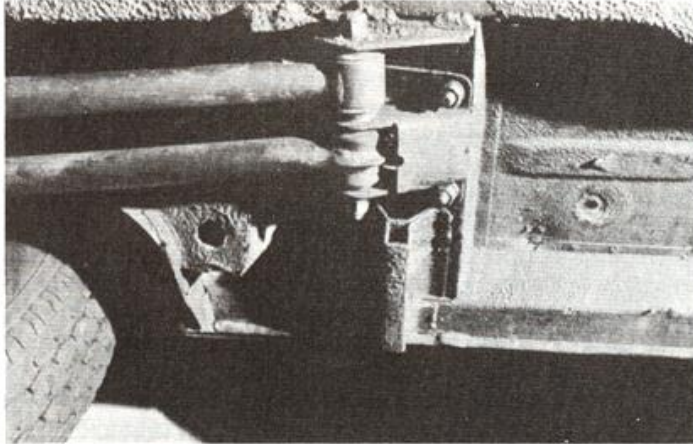


Figura 210. Colocación de un doble tirante de reacción para aguantar mejor la sujeción del puente trasero.



Figura 211. Parte de la suspensión de la rueda trasera de un coche mostrando su muelle helicoidal.

sero, tal como se muestra en la figura 210. También las barras estabilizadoras deben ser reforzadas.

En lo que respecta a los muelles (Fig. 211) se ha de obrar de acuerdo con la utilización que se vaya a hacer del vehículo. Si se puede bajar su centro de gravedad habrá que acudir a poner muelles más cortos, pero con variantes muy pequeñas, pues no se puede pretender una ganancia muy notable en este sentido sin te-

ner en cuenta los enormes defectos que puede acarrear para una circulación por carreteras bacheadas un centro de gravedad excesivamente bajo.

En cuanto a los amortiguadores, éstos deben ser cambiados por amortiguadores deportivos. Aquí está la ganancia más importante en cuanto a la estabilidad y su mejoramiento, y, además, es una operación sencilla y sin demasiadas complicaciones mecánicas. La misión de los amortiguadores consiste en conseguir que la rueda reduzca al máximo sus posibilidades de rebotar contra el suelo y permanezca siempre en contacto con él, aun cuando reciba fuertes golpes a altas velocidades. En algunos tipos de suspensiones, y especialmente en las Mac Pherson, el amortiguador se encuentra además sometido a un esfuerzo adicional de flexión, por lo que debe ser todavía más robusto que en los sistemas de suspensión convencionales en los que el amortiguador trabaja solamente sometido a esfuerzos de tracción y compresión. Por todo ello, la adopción de los mejores amortiguadores se dejará notar muy favorablemente en las suspensiones normales, cuando el coche se prepara para una mayor velocidad. Es importante que estos nuevos amortiguadores puedan regularse o tararse para, de acuerdo con la utilización que vaya a hacerse del coche, establecer los valores de este tarado. De esta forma se da al amortiguador la fuerza correcta para efectuar su empuje de la rueda contra el suelo. Cuando el tarado es muy fuerte la carrocería responde con mayor brusquedad ante los saltos de la rueda, por lo que será conveniente consultar con el cliente para ver qué tipo de utilización espera hacer de su coche.

Otra solución para mejorar la suspensión con poco gasto, y de una aplicación que muchas veces puede resultar fácil, puede llevarse a cabo en aquellos modelos de coches que ya tienen dentro de su familia otro coche de igual carrocería pero equipado de fábrica con un motor más potente. Tal caso se da, por ejemplo, en la serie de los *R-5*, *Golf*, *Ritmo*, *Samba*, etcétera. Los coches más rápidos de estas series acostumbran a tener la carrocería con suspensión reforzada y mejorada. El estudio sobre el papel de estas modificaciones realizadas por fábrica, nos dará buenas pistas para ver en qué lugar hemos de actuar sin necesidad de hacer pruebas ni comprometidos estudios previos. Por otra parte, y decididos ya los cambios que vamos a llevar a cabo en la suspensión, dispondremos de piezas adecuadas y baratas utilizando las que fábrica ha diseñado para el modelo más potente de la serie.

Por último nos queda decir unas pocas palabras sobre las llantas. La aplicación de neumáticos más anchos puede ser una solución para mejorar la estabilidad. Para ello se precisará de llantas más anchas en donde el neumático se sienta bien acogido y reduzca la deriva. Por supuesto las llantas de la mejor calidad resultan muy caras, pero son aconsejables puestos a tener un buen coche. En la figura 212 podéis ver una de estas llantas con el núcleo fabricado con aleación de aluminio fundido y tratado con magnesio, y el resto, compuesto de dos semillantas, fabricado con duroaluminio repulsado. Esta llanta es especialmente indicada para coches de rallye.

Para una utilización intermedia puede acudir, con buenos resultados, a llantas de una fabricación no tan sofisticada. Lo que interesa aquí es encontrar una pieza con la garganta lo suficientemente ancha para que se puedan ubicar los neumáticos más anchos sin que se hallen forzados en la llanta.

Finalizamos aquí este breve capítulo dedicado a los frenos y la suspensión. Como que el libro, en general, va dedicado a los mecánicos de motores, no se pue-

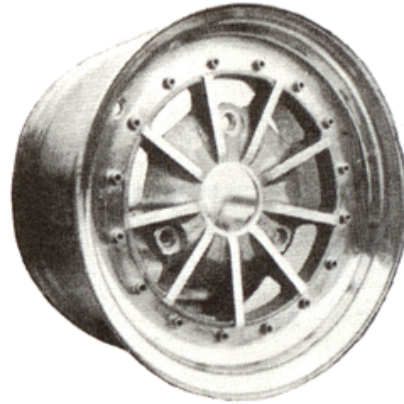


Figura 212. Llanta para automóvil de competición de la marca BRAID.

de profundizar más sobre el tema pues entraríamos en el terreno de los especialistas. De todos modos hemos querido dejar constancia aquí de la necesidad de pensar en frenos y suspensión, y tenerlo en cuenta para dejar no solamente terminado el trabajo del motor, sino también del coche; y dejarlo así todo en las mejores condiciones de utilización.

11. Varios factores

Los entrevistadores de TV se quejan en todos sus programas de entrevistas de que "se les acaba el tiempo". Espero que a vosotros (por lo menos si habéis llegado hasta aquí) no se os haya acabado del todo la paciencia por leerme; pero lo que sí es verdad es que a mí se me está acabando el papel. Afortunadamente, creo que he podido decir hasta aquí, de un modo resumido pero concreto, todo lo principal que puede decirse sobre el trucaje de los motores de cuatro tiempos, y tampoco es ahora demasiado inconveniente que se me acabe el papel porque este capítulo 11, con su título de "*Varios factores*", no puede decirse que afecte directamente al tema de la mayor potencia de los motores. Voy a referirme a un conjunto de dos cosas que podemos tener en cuenta para rematar bien nuestro trabajo, por un lado; y por otro, a una parte final dedicada a dar unos últimos consejos para quienes piensen dedicarse a trucar algún motor.

Estas dos cosas son: Hablar un poco sobre aerodinamismo y la importancia de este factor en la velocidad y el consumo, y, por otra parte, relacionar otros factores que afectan a la seguridad en el automóvil, tales como los arcos de seguridad, los parabrisas irrompibles, etc. etc. tal como se verá en lo poco que queda para terminar el libro. Vamos, pues, a ello.

Aerodinamismo

Cuando la velocidad de un automóvil empieza a ser elevada, la presión del aire que se opone a su marcha ofrece una resistencia cada vez más importante que debe poder vencer la potencia del motor. Digamos, pues, que un vehículo para desplazarse tiene que vencer dos fuerzas importantes que se le oponen y que son:

- a) la resistencia del aire
- b) la resistencia a la rodadura.

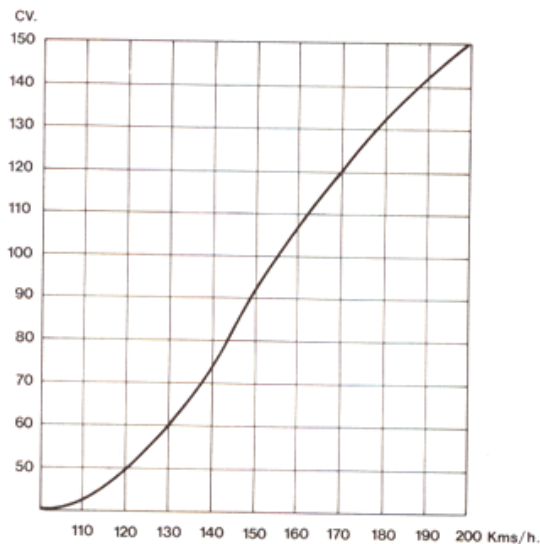


Figura 213. Gráfico que muestra la absorción de potencia de acuerdo con la dificultad de penetración en el viento y la resistencia a la rodadura para una carrocería de turismo de un índice de 0,45.

Aunque a primera vista pudiera parecer que la resistencia a la rodadura es la más fuerte oposición que puede tener un cuerpo que se desplaza, esto ocurre solamente a pequeñas velocidades. En cuanto se habla de más de 100 Kms. por hora, la resistencia del aire hay que tenerla muy en cuenta como un producto de absorción de potencia de gran importancia. A este respecto es corriente encontrar gráficos como el que presentamos en la figura 213, en donde se relacionan velocidades horarias con potencias absorbidas por la dificultad de penetración. De hecho todos hemos experimentado muchas veces que un automóvil, con el aire en contra, es totalmente incapaz de alcanzar su velocidad máxima, aun cuando se le apriete el acelerador a fondo, y en general, para cualquier velocidad de la directa necesitará abrir más el acelerador para mantener la misma marcha. Volviendo al gráfico podemos observar cosas tan curiosas, en principio, como el hecho de que un automóvil, con un índice de resistencia aerodinámica de 0,45, que puede corresponder a una carrocería de turismo no excesivamente realizada con pretensiones aerodinámicas, y 1.600 Kgs. de peso, absorbe 50 CV para mantener una velocidad de 120 Kms. por hora. Esta misma carrocería, para ir a 150 Kms. por hora precisa 90 CV, es decir, un 80 % más de potencia, mientras el aumento de velocidad ha sido solamente del 25 %. Y no digamos nada si se trata de hacer correr esta misma carrocería a 180 Kms. por hora, en donde, según el mismo gráfico, necesita nada menos que más de 130 CV lo que, con respecto a los 50 que necesitaba para correr a 120 Kms. por hora representa un 260 %. Todo ello para obtener una velocidad 60 Kms. por hora más rápida que en el caso anterior.

Este tipo de gráfico no puede aplicarse indiscriminadamente, por supuesto, a cualquier cosa que tenga cuatro ruedas. La realidad es que cada automóvil tiene su coeficiente de penetrabilidad en el aire que depende de su sección maestra

(sección frontal perpendicular a la dirección del avance) así como también al conjunto de su forma. En efecto; en la figura 214 mostramos un esquema de diferentes cuerpos sometidos a una intensa corriente de aire, y vemos, por las líneas dibujadas, aproximadamente la reacción del aire produciendo serios rebufos en las formas menos convenientes para mejorar el aerodinamismo. Como se puede apreciar, el cuerpo C, en forma de huso, es el que soporta la corriente de aire con menor oposición. Esta forma, no solamente mejora su penetración sino que evita que se forme el vacío detrás del vehículo eliminándose de este modo los efectos de succión de formas tales como la esfera que ocupa B de la citada figura.

En los automóviles han ido aumentando las preocupaciones por dotarlos de carrocerías muy aerodinámicas a medida que han ido alcanzando velocidades superiores. Hace unos años, los vehículos medios de turismo podían alcanzar por la potencia de sus motores, velocidades máximas del orden de los 130 a 140 Kms. por hora; pero la falta de carreteras de cuatro vías que fueran rápidas y, por supuesto, la falta de autopistas, los mantenía en carretera con velocidades de cruce no superiores a los 100 Kms. por hora, en cuya situación el aerodinamismo tiene una importancia relativa sobre todo para un motor potente. Por otra parte, la aerodinámica requiere muchos sacrificios a la comodidad de los pasajeros y del conductor. Con estas formas redondeadas, la entrada y salida del automóvil se hace difícil y hasta peligrosa por ser susceptible de darse golpes en la cabeza o en las piernas; el asiento trasero resulta por demás incómodo para los pasajeros de atrás que, o bien tocan con sus cabezas en el techo, o bien se adelanta el asiento trasero tanto que las piernas quedan en una situación difícil para soportar un largo viaje... o todo ello se arregla alargando la longitud del coche, lo que lo hace incómodo para las maniobras de aparcamiento, etcétera. Los coeficientes del orden de 0,60 eran muy habituales en los coches cuadrangulares de los años treinta. Después de la Segunda Guerra Mundial se obtuvieron carrocerías con coeficientes de 0,50 y 0,45, y poco más tarde, en los años sesenta, ya eran corrientes los 0,40. En la actualidad existen coeficientes bastante más bajos en los coches de turismo. El FORD, modelo *Sierra*, por ejemplo, está dotado de un 0,34, el CITROËN CX, de 0,33 el modelo BX, de la misma marca, tiene 0,335, etcétera. Si os sirve para hacer comparaciones os puedo decir que la forma de huso (C, en la figura 214 citada) tendría un

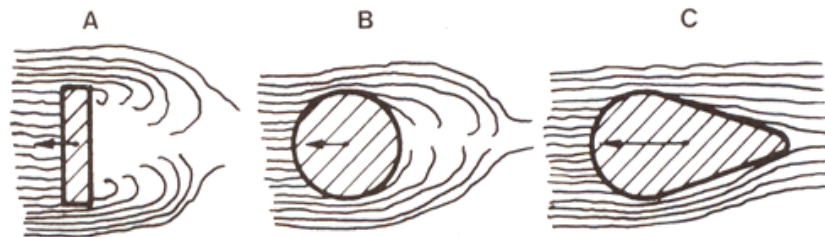


Figura 214. Diferentes cuerpos sometidos a la presión de la corriente de aire. Véase como sólo el cuerpo C, en forma de huso, reduce su oposición al aire al máximo.

coeficiente de penetración de 0,055, mientras que A de la misma figura, obtendría un coeficiente de 1,20.

En cuanto a la resistencia a la rodadura, ésta es el resultado de multiplicar el coeficiente de agarre de las ruedas por el peso del vehículo. La resistencia a la rodadura crece proporcionalmente a la velocidad, pero la resistencia del aire aumenta con el cubo de la velocidad. De ahí el desequilibrio entre uno y otro elemento. El gráfico dado en la citada figura 213 corresponde al esfuerzo necesario, en CV, para vencer conjuntamente la resistencia del aire y de la rodadura, y es aplicable solamente a un vehículo que tenga las condiciones estipuladas en el pie de figura, pero sirve para darnos una idea de que la velocidad de un vehículo en las altas esferas de los 160 Kms. por hora, no depende solamente de la potencia del motor sino de la ayuda que la carrocería puede prestarle.

¿Qué puede hacer un mecánico de trucaje con el aerodinamismo —me preguntaréis—, si él no ha diseñado ni tiene que diseñar la carrocería del automóvil al que le ha aumentado la potencia de su motor? Ciertamente, no puede hacer cosas demasiado sustanciales, pero sí puede hacer alguna cosa. Y eso es lo que vamos a ver.

En primer lugar, nada de cuerpos salientes. Los famosos retrovisores laterales, que hoy se fabrican grandes y planos, deben absorber más de un CV a velocidades como 130 Kms. por hora. Por supuesto nada de bacas, viseras exteriores, y, en fin, cuerpos salientes que no sean totalmente necesarios y formen parte integrante de la carrocería.

En segundo lugar, se puede acudir a la aplicación de accesorios aerodinámicos probados que mejoren las condiciones de penetración, o cuanto menos, aprovechar la resistencia del aire para darle al automóvil una mayor estabilidad, tal como hacen los preparadores de coches de carreras con la utilización de los *efectos-suelo*, por ejemplo, o de los alerones.

Verdaderamente, a nuestro nivel, tenemos la oportunidad de utilizar los *spoilers*, de fácil aplicación y relativo poco precio, y los aletines y alerones traseros. El *spoiler* (Fig. 215) no es más que una plancha de material ABS, de alta resistencia, en espuma de poliuretano, que, colocada en la parte más baja del vehículo y aproximándose mucho al suelo, impide el paso del aire por debajo del vehículo con lo que se evitan los torbellinos que el aire crea a altas velocidades en los bajos del coche, lo que supone un freno aerodinámico de cierta importancia y consideración. A esta ventaja une la de evitar la tendencia que el aire provoca en los bajos a elevar el automóvil, lo que significa una evidente pérdida de adherencia. Según estudios proporcionados por IRESA, con la aplicación de sus *spoilers* se asegura que reduce el coeficiente de penetración en un 8 %, lo que no es nada despreciable, y se traduce en un aumento de la potencia disponible del orden de un 14 % a altas velocidades. En definitiva, mayor seguridad y mayor velocidad.

Un equipo de *spoiler* y alerón como el presentado en la figura 216 dan origen a unas ventajas tales como las presentadas en el gráfico de la figura 217. En la parte baja del gráfico tenemos los Kms. por hora, y en la línea vertical la fuerza en Kgs. que el aire ejerce sobre la carrocería en sentido de arriba a abajo. El paso del aire por la parte superior de la misma y la ausencia de aire corriente en la parte baja del vehículo determinan su mejor asentamiento en el coche provisto de *spoiler* en comparación con el dibujado en la figura de la izquierda. Aquí tenemos que



Figura 215. RENAULT Turbo mostrando en S el spoiler.

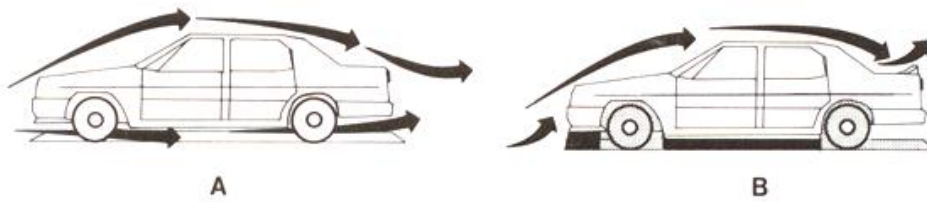


Figura 216. Comparación de la acción del aire a gran velocidad en un coche sin spoiler (A) y otro provisto de spoiler y alerón trasero (B).

a 150 Kms. por hora, por ejemplo, en un coche normal, el tren delantero pierde de su peso como unos 25 Kgs. mientras que, con la ayuda del *spoiler* se obtiene incluso una sobrepresión de unos 2 Kgs. (parte blanca de la figura). Traducido a números podríamos decir que si el tren delantero pesa 490 Kgs. a 150 Kms. por hora y sin *spoiler*, ejerce una presión sobre el suelo de $490 - 25 = 465$ Kgs.; mientras que, en el caso de llevar *spoiler*, el peso ejercido sobre las ruedas delanteras sería de $490 + 2 = 492$ Kgs. Por supuesto que a 200 Kms. por hora las diferencias son extraordinariamente mayores, tal como puede calcularse con la ayuda de este gráfico.

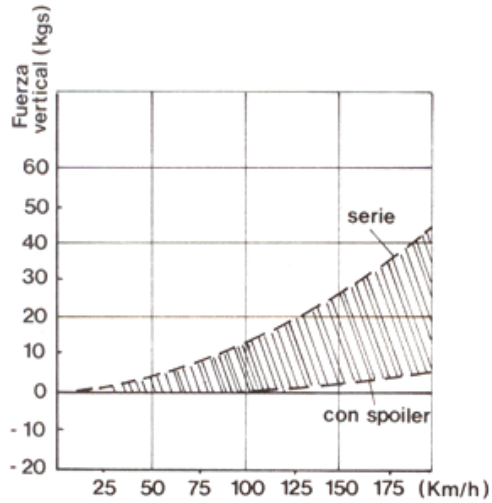


Figura 217. Gráfico elaborado por IRESA mostrando la utilidad del spoiler como apoyo en el tren delantero.

En la figura 218 podemos ver otro gráfico, semejante al anterior, pero referido al peso que se ejerce sobre el tren trasero. El cálculo de la pérdida de peso se efectúa de la misma manera que hemos visto para el tren delantero.

En lo que a la Aerodinámica respecta no vamos a añadir más. Yo os aconsejo que estéis al tanto de lo que se hace en los coches preparados para rallyes o en los que salen de fábrica con aspiraciones deportivas. Aunque muchas veces se

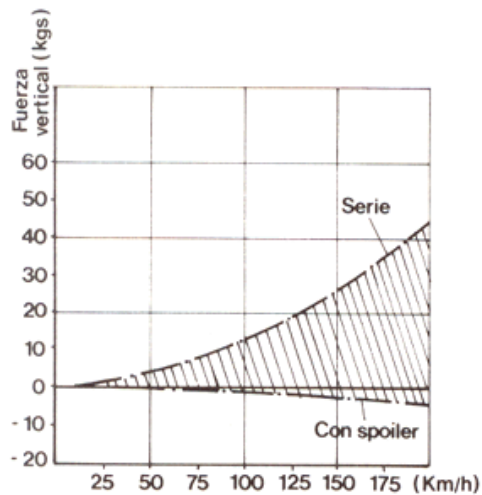


Figura 218. Gráfico mostrando la variación de apoyo con o sin spoiler, en el tren trasero.

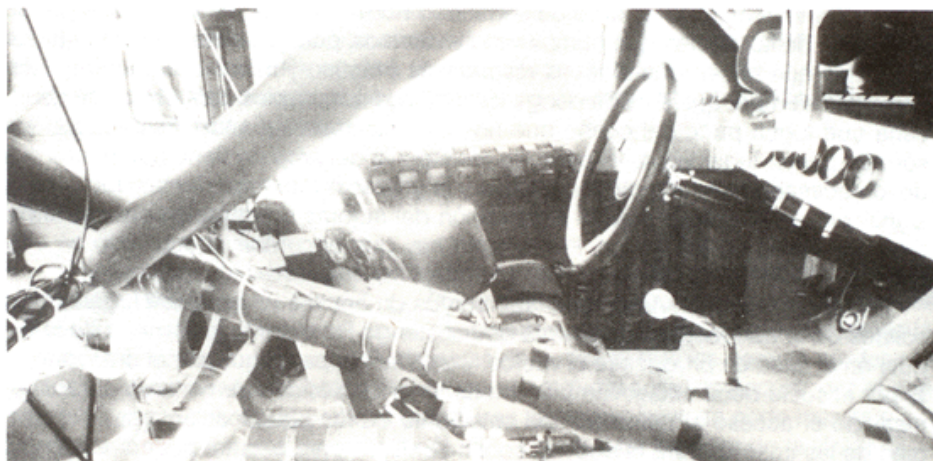


Figura 219. Arcos de seguridad en un CHEVROLET de competición que corrió en las 500 Millas de Daytona, de 1983.

rinde evidente tributo a la moda —y a veces a una moda absurda—, la realidad es que pueden aprenderse muchas cosas por el solo hecho de observar. Y en Aerodinámica aplicada al automóvil todavía hemos de llegar mucho más lejos para conseguir rebajar consumos y aumentar velocidades.

La seguridad en el automóvil

Esta parte del capítulo que vamos a ver a continuación tiene interés nada más que en el momento de preparar un automóvil para competir en circuito. Difícilmente, en un automóvil de turismo que se quiera para utilización normal, se habrán de poner arcos de seguridad, parabrisas laminados, cinturones de seguridad de arnés, depósitos de seguridad para el combustible, etcétera. Pues bien: De esto mismo es de lo que vamos a hablar a continuación.

Arcos de seguridad

Los arcos de seguridad son unas protecciones que se colocan en el interior del habitáculo del automóvil para que, en caso de vuelco, la plancha de la capota no se aplaste sobre el cuerpo del conductor y pueda lesionarlo muy seriamente. Estos refuerzos de tubo forman como un esqueleto interior de la carrocería que impide la deformación total de la estructura de la carrocería misma en caso de vuelco, accidente que puede producirse con gran frecuencia en las competiciones de velocidad. Estos arcos deben ser montados en todos los automóviles dedicados a usos deportivos. En la figura 219 podéis ver un ejemplo de un coche CHEVROLET provisto de arcos de seguridad, y equipado para competición en circuito.

La construcción de un arco de seguridad no es muy complicada como puede deducirse de las figuras que hemos visto y veremos, pero requiere cumplir algunos requisitos que hacen que a veces resulte más práctico y más barato acudir al especialista siempre que éste disponga de modelos adecuados para el tipo de carrocería que forma parte del coche que nosotros estamos trucando. Estos requisitos son: En primer lugar vigilar el peso: La resistencia del arco no tiene que ir más allá de lo necesario para cumplir su objetivo y la utilización de tubo demasiado grueso significará un hándicap para la aceleración del automóvil y también para la retención por medio de los frenos. Por lo tanto hay que encontrar el equilibrio en este aspecto.

En segundo lugar, debe tener sus puntos de anclaje en aquellos lugares más sólidos de la carrocería, de tal forma que sostenga firmemente la plancha de la capota en el caso de producirse el vuelco, y resistencia para aguantar el deslizamiento por el suelo boca abajo. También ha de tener la cualidad de no obstaculizar demasiado el acceso al automóvil, no solamente de las plazas delanteras sino también de las traseras para cuando el coche se utilice para circular por carretera y no en la pista de competición. Finalmente resulta conveniente que al arco de seguridad, como parte muy sólida del conjunto, se puedan hacer los anclajes del cinturón de seguridad y especialmente del tipo arnés que veremos más adelante.

En la figura 220 os mostramos un ejemplo de arcos de seguridad de cuatro puntos de anclaje, y en la figura 221, otro de seis puntos, de construcción muy sólida.

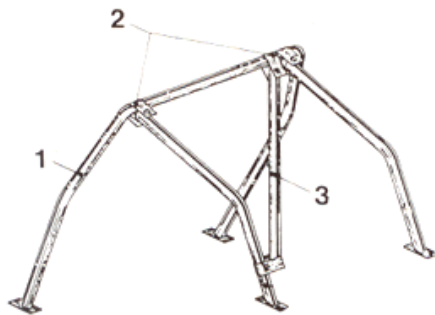
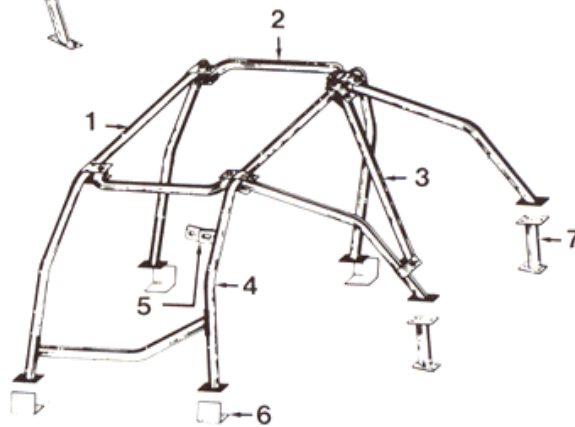


Figura 220. Arco de seguridad de cuatro puntos de anclaje. 1, arco central. 2, bridas de sujeción. 3, barra diagonal.

Figura 221. Arco de seguridad de seis puntos de anclaje. 1, arco central delantero. 2, piezas de enlace. 3, barra diagonal. 4, arco central. 5, sujeción lateral. 6, refuerzo carrocería. 7, prolongación.



Los arcos de seguridad, una vez instalados, es conveniente forrarlos de goma espuma fuertemente sujeta con cinta adhesiva y, en el caso de querer un trabajo más pulido y fino, ponerles encima un nuevo forro de plástico o cuero con el fin de evitar la posibilidad de golpes contundentes en determinadas posiciones del cuerpo del piloto durante el vuelco.

Parabrisas laminados

La utilización de parabrisas laminados es obligatoria en competición. Estos parabrisas, a diferencia de los del tipo Securit, que son los utilizados universalmente en los automóviles de turismo, están contruidos por la superposición de varias láminas de cristal con el intermedio de hojas de butilo, lo que les permite no desintegrarse al recibir un fuerte golpe como ocurre en el caso de los Securit; por el contrario, este golpe recibido sobre el parabrisas laminado interesa nada más que a la zona donde se produce, dejando incólume el resto y no impidiendo la visión.

Su colocación no presenta problemas con respecto al de origen, pero ha de encontrarse del tipo exacto e igual medida e inclinación que el del coche que estamos trucando.

Desconector de batería

Los automóviles preparados para competición deben estar dotados de un sistema de desconexión total de la corriente eléctrica, que se halle muy a mano del conductor, para que éste pueda desconectar todo tipo de corriente en caso de accidente, y atenuar así la posibilidad de un incendio. Los desconectores de batería corrientes no sirven, ni mucho menos, para esta misión, porque actúan solamente sobre la batería y de esta forma sólo se corta la corriente por completo cuando el motor está parado. Por otra parte, un interruptor que corte el encendido, por ejemplo, solamente detiene la corriente que va al encendido (por lo que el motor se para) pero la totalidad de los demás circuitos quedan alimentados por la batería.

Existen en el mercado diversos tipos de desconectores que cumplen la misión doble de desconexión y no perjudican al alternador con corrientes en sentido inverso de malas consecuencias para los diodos. Es aconsejable servirse de estos utensilios que, además, deben estar homologados por la Federación de Automovilismo para que el coche pueda tomar parte en la carrera.

En la figura 222 mostramos uno de estos desconectores de batería.

Depósitos de seguridad

Los depósitos de seguridad (Fig. 223) tienen el objetivo doble de no partirse o rajarse en caso de choque (por lo que no se derrama la gasolina por el suelo) y de no producir gases que pudieran ocasionar una explosión. En primer lugar son depósitos provistos de una envoltente de caucho que los protege de golpes y los hace deformables pero irrompibles; por otra parte, llevan en su interior espuma sin-

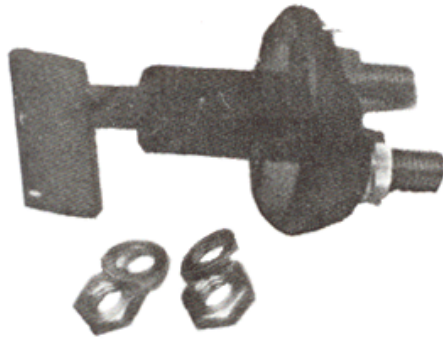


Figura 222. Desconector de baterías homologado para competición.

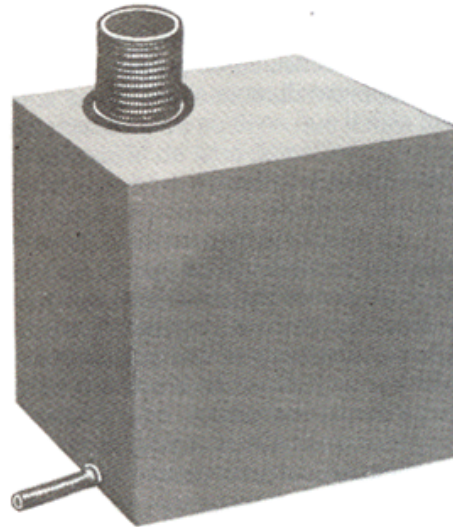


Figura 223. Depósito de seguridad.

tética que va ocupando el lugar de la gasolina a medida que ésta se va consumiendo, de modo que impide la acumulación de gases en el interior del depósito.

Los depósitos de seguridad son obligatorios en las carreras de competición de según qué pruebas, pero son siempre aconsejables de cara a la prevención de los accidentes mortales o muy graves.

Cinturones de arnés

Finalmente, para cumplir con las más elementales reglas de seguridad a que debe ser convertido un automóvil de competición, tendréis que pensar también en el mejoramiento del cinturón de seguridad. El tipo de bandolera y vientre, de tres anclajes, que es el más corriente de los utilizados en los automóviles de turismo, no cumple con perfección todos los requisitos que deben esperarse de un cinturón de seguridad perfecto, y en un coche sometido a una velocidad mucho mayor, y en un circuito siempre mucho más complicado que una carretera, el riesgo aumenta considerablemente y un choque o un vuelco pueden esperarse siempre y en cualquier momento. Por esta razón hay que cuidar todos los detalles que afectan al punto de conducción, y uno de ellos es la colocación del cinturón de seguridad y su eficacia en caso de accidente.

El cinturón de seguridad de arnés posee cuatro anclajes y se ajusta al cuerpo a modo de tirantes, sujetando los dos hombros al mismo tiempo. Las principales ventajas que presenta con respecto al tipo tradicional son las siguientes: Mejor sujeción del cuerpo por hallarse colocado en forma de tirantes no permitiendo el

balanceo del mismo durante un posible choque o vuelco. Mayor número de anclajes, con lo que se consigue un más racional reparto de los esfuerzos llegado un momento crítico. Utilización de hebillas del tipo aviación, que resultan muy rápidas de desconectar y soltar el conjunto, para facilitar la salida del piloto en caso de incendio. Todas estas ventajas los hacen indispensables en los coches que arriesgan en carreras de competición.

Otros factores

Hasta aquí hemos relacionado los factores más importantes en lo que respecta a la seguridad del automóvil. Claro está que, además, existen muchos detalles que pueden y deben tenerse en cuenta a la hora de modificar una carrocería y dejarla lista para competir. Así, por ejemplo, tenemos el caso de los asientos anatómicos, de gran utilidad para la sujeción del cuerpo del piloto en las carreteras sinuosas y para su mejor contacto con la dinámica del coche (Fig. 224). También los extintores, cascos, ropa ignífuga, redes, volantes, luces interiores para comprobaciones de las notas en los rallyes, etcétera, etcétera, son elementos que contribuyen no poco al mejor rendimiento de todo este conjunto que en una carrera se realiza entre el vehículo y el piloto.

No olvidar todos estos detalles es importante para la obtención del triunfo. Y eso es lo que se persigue cuando un coche se coloca en un circuito.

Por supuesto no se puede olvidar la importancia que presenta una buena batería de focos para los automóviles que van a correr en etapas nocturnas. Pero aquí no solamente hay que encontrar los focos adecuados sino que hay que cuidar mucho el sistema de sujeción de los mismos. En general son piezas relativamente pesadas que serán sometidas a fuertes vibraciones y a la presión del viento. Han de hallarse, pues, bien sujetas y reforzadas, aunque pensando siempre en la inutilidad de añadir peso muerto a un cuerpo que se desplaza, es decir, sujeciones fuertes y



Figura 224. Asientos anatómicos.

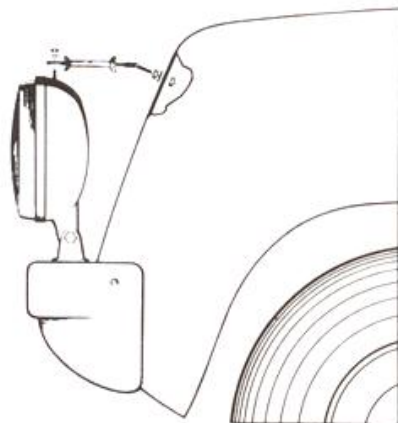


Figura 225. Anclaje de acero inoxidable para evitar vibraciones a los focos supletorios.

eficaces pero mínimas. En la figura 225 podéis ver un foco sujeto por un pequeño tirante de sujeción regulable. Soluciones de este tipo hay que encontrarlas para todo cuerpo que permanezca fuera de la carrocería y esté sujeto a vibraciones. Ello puede evitar muchos problemas.

Por último, en la figura 226, podéis ver una batería de cuatro focos montadas sobre un automóvil de la marca PORSCHE, dedicado a las competiciones nocturnas de rallyes.



Figura 226. El PORSCHE del piloto español Beny Fernández lleva toda esta batería de focos.

Consejos para quienes se dediquen al trucaje

Con todo lo que hemos visto hasta aquí y a lo largo de todas las páginas de este libro que nos han precedido, ya tenemos evidentemente una base que nos permite distinguir todas aquellas partes de un motor que son susceptibles de recibir modificaciones, las cuales puedan aportarnos más potencia y conseguir así motores más aventajados que los de serie.

Parece que a partir de este momento ya podría despedirme de vosotros y desearos mucha suerte y acierto en vuestro cometido si es que, en definitiva, os vais a dedicar al trucaje, este bello trabajo que proporciona más disgustos que satisfacciones y, por supuesto, muy poco dinero. Pero yo creo que todavía no está el libro del todo rematado, y creo que le falta algo tan tonto —pero a veces tan valioso—, como unos consejos. Sí: Ya sé que los consejos tan solo sirven para que, una vez desoídos, uno caiga en el bache y luego recuerde: “¡Qué gran razón tenía Fulano cuando me decía... etcétera”, pero creo que los consejos hay que darlos aun cuando no se esté seguro de que van a ser oídos.

A este respecto lo que tengo que deciros es que antes de trucar un motor tenéis que conocer a fondo:

- a) Qué clase de trucaje quiere el cliente.
- b) Qué clase de trucaje admite el motor.

¿De Pero Grullo? En absoluto. Vayamos a lo primero: Yo ya sé lo que debe pasarle a más de uno. Después de leer el libro (y aún quizá leído a medias, o solo parcialmente, saltándose páginas) ya estará impaciente por hacerse con una culata y empezar a meterle mano, ya se verá trasteando en un árbol de levas, o convenciendo a un amigo para que le deje el carburador y trastocar los surtidores, etcétera. Esto es así de bueno para hacer prácticas, para iniciarse, pero no para dar un servicio fiable, serio y seguro de acuerdo con lo que se pretende al trucar un motor.

No creo que a vosotros os guste ahora que os explique mi vida, pero sí os diré —y esto no forma parte de los consejos desoídos porque cuando yo empecé, en los años cincuenta, nadie podía dar consejos sobre trucaje—, que cuando yo empezaba, en aquel arcaico tiempo de los famosos SEATS 600, una vez vino al taller un sedentario relojero que tenía, además de las posaderas crecidas por estar horas y más horas sentado en su taburete mirando con sus lupas, un 600 al que tenía la legítima pretensión de que se le dotara de “algo más de potencia”, ya que iba siempre con las cuatro plazas completas y parece ser que tenía problemas en algunos adelantamientos, etcétera. Yo *no escuché* lo que él decía, y no hubo duda de que ni le escuché ni le entendí cuando, después de horas y más horas de trabajo, le dejé preparado su coche... para correr en Montjuïc (si alguien lo llevaba desde el taller al circuito en un remolque). Fue el primero y mayor fracaso de mi vida: ¿Os imagináis qué pudo hacer el pobre relojero, que solamente pretendía ir a las playas de Castelldefels los domingos, con su mujer, su hija y su suegra, con un coche de elevado cruce de válvulas, con un doble carburador de 30 mm. de diámetro del difusor, con un par aprovechable sólo a 4.500 r.p.m., con un ralenti desastroso a más de 2.000 vueltas, que le engrasaba bujías en las caravanas dominicales, con un consumo que le obligaba, por lo menos, a reparar diez reguladores y cambiar vein-

te rubies más al mes; y todo ello para que al arrancar o se le calaba, o salía incontrolable, como una bala, incrustando a la niña contra el cristal trasero y a la suegra, espantada, se le caían las gafas mientras la inercia la clavaba en el asiento, inmóvil como sujeta por el mismísimo demonio? Total: No escuché al cliente, no le pedí el Documento de Identidad y no me di cuenta de que no se llamaba Jim Clark, ni, por supuesto, Juan Manuel Fangio... Bueno, renunció a explicarnos el final de la historia. Eso es agua pasada.

Mi consejo, lo sigáis o no, es: *Escuchad al cliente*. No es que "el cliente siempre tenga razón", es que él sabe lo que quiere y porqué lo quiere. Y nada más.

Después de este ejemplo de juventud os pondré otro ejemplo de madurez. Y os conmino a que saquéis conclusiones. No sé porqué razón se supone siempre que cuando alguien habla de trucaje se refiere a coches que puedan alcanzar la cima de las altas velocidades. Esto no es así, y si no, escuchad al cliente. No hace mucho tiempo vino a verme un señor que se había comprado una caravana de camping que, según dijo, pesaba unos 700 Kgs. Tenía un CITROËN GS y le habían asegurado que no tendría problemas, pero la verdad es que la caravana resultaba demasiado pesada para el motor de 1.222 c.c. y en las subidas tenía más problemas de los que hubiera sido razonable. El hombre quería mejorar el motor para llevar la caravana con cierta tranquilidad y no obligar a los demás usuarios de la carretera a subir los puertos de montaña a 25 Kms. por hora haciendo una larga caravana detrás de su caravana (valga la ahora muy justificada redundancia). No quería por lo tanto obtener brillantes aceleraciones, ni le importaba obtener elevadas velocidades máximas; quería más potencia de arrastre, un par motor máximo más bajo o algo por el estilo, y conservar en lo posible las características de su coche, de las que estaba muy satisfecho, cuando no se veía obligado a arrastrar su remolque-vivienda. Eso es lo que quería, y no otra cosa. Y **NO OTRA COSA**.

La solución apareció con toda sencillez y trabajando en la desmultiplicación de las relaciones. Primero se pensó en modificar el cambio de velocidades o bien ver qué podía hacerse en el grupo diferencial; pero esto tenía el inconveniente de dejar el coche cortísimo en todas sus marchas cuando no tuviera que arrastrar la caravana. Así que se optó, finalmente, por preparar dos ruedas motrices de menor desarrollo (utilizando llantas de 13) con lo que se redujeron automáticamente las relaciones de todas las marchas y el GS pudo tirar bien de su remolque, aun en directa, por terrenos ligeramente empinados. Cuando, después del viaje, la caravana se dejaba plantada en el camping, con sus apoyos bien puestos y todas sus ventanas abiertas y soleadas, y su *avance* colocado como Dios manda, y con sus hamacas, se procedía a poner de nuevo al GS sus ruedas de origen en sustitución de las preparadas... y todo en orden.

Seguramente alguno dirá: "¡Pues vaya un trucaje!" Y yo le pregunto: "Y tú ¿qué hubieras hecho? ¿Cambiar las válvulas con nuevos asientos, rebajar el peso del volante de inercia, poner dos carburadores WEBER 40 IDF con colectores de admisión cortos, cambiar los ejes de levas? Te admito que hubieras dejado aquel GS como un tonante GZ *birrotor*, pero ¿para qué? ¿Para cobrarle un ojo de la cara a aquel buen señor amante de la Naturaleza? ¿Para que gastara en gasolina la mitad de su sueldo del mes?"

Lo que os vengo diciendo: Escuchad al cliente. Creedme. No os imaginéis que este pecador mundo está lleno de *quemados* capaces de arriesgar su vida a cada

curva, y ávidos de coleccionar severas multas. Hay también personas que quieren trucar su coche y saben muy bien porqué.

Ahora que ya estoy más contento después de soltar este rollo, vamos al segundo consejo: Debéis pensar qué clase de trucaje admite el motor.

En la figura 227 os presento un esquema-resumen de las posibilidades de modificar o trucar un motor, lo cual es, al fin y al cabo, como una recopilación o resumen de todo lo que se ha dicho en este libro. Y además podéis notar que todos los caminos que se pueden elegir para aumentar la potencia de los motores está de acuerdo con aquella regla que tantas veces os he recordado, y que ahora voy a decir por última vez: "La potencia de un motor no puede ser aumentada nada más que en la misma medida en que se consiga aumentar su consumo de aire." Así pues, ante un motor cualquiera, sabemos que estas son las posibilidades de que disponemos para conseguir este aumento de entrada de aire que se precisa: Aumentar la cilindrada, aumentar la presión media efectiva o aumentar el régimen de giro. Todo ello por separado, o junto a la vez, o combinado entre sí; pero aquí están las claves de todo aumento.

¿Conviene efectuar toda esta familia de modificaciones a todos los motores que se desee trucar? Depende de muchos factores. Y estos factores forman parte integrante del diseño que se hizo de este motor por los ingenieros que lo proyectaron. Un motor que nos venga de fábrica con una elevada relación de compresión difícilmente nos va a permitir aumentar aún más esta característica. No hay duda de que tendremos que orientar todo nuestro trabajo a estudiar y modificar las condiciones del régimen de giro y también a los trabajos que requieran modificaciones en las válvulas y el diagrama de la distribución. (Este punto, y la carburación, siempre serán temas sobre los que podremos actuar sin duda, pues en todos los diseños de los ingenieros actuales existe la imperiosa preocupación de hacer productos de bajo consumo. Por eso colectores y carburadores menos tacaños que los de fábrica seguro que los encontraremos y con ello lograremos sensibles aumentos de potencia.)

Según el tipo de motor también quizá se pueda acudir a un aumento de la cilindrada y, con mucha probabilidad, aumentando el diámetro del cilindro.

Un motor con baja relación de compresión precisa otro camino que va por la senda de los aumentos en la presión media efectiva.

Para tomar todas estas decisiones es necesario conocer muy bien técnicamente las características del motor que se va a trucar, y hay que estudiarlo desde su punto de vista descriptivo, ayudándose de los manuales de taller y de cuanta información técnica pueda llegar a nuestras manos. Este tipo de conocimiento es incluso más importante que el conocimiento a fondo de su comportamiento en carretera.

Y como que ya acabo, antes de terminar del todo, un último consejo: Especializaos en una marca o hasta en un tipo concreto de motor de esta misma marca. No penséis que todo os saldrá bien a las primeras de cambio. Actuad con prudencia cuando trabajéis con motores sobre los que no tengáis una larga experiencia e id exagerando poco a poco las modificaciones a medida que hayáis comprobado su buen resultado. En cuanto a las modificaciones, hacedlas de modo que sepáis siempre el resultado que vayan dando. Por lo tanto no hagáis tres o cuatro o más modificaciones al mismo tiempo (me refiero a reglajes de carburador, bujías, etcéte-

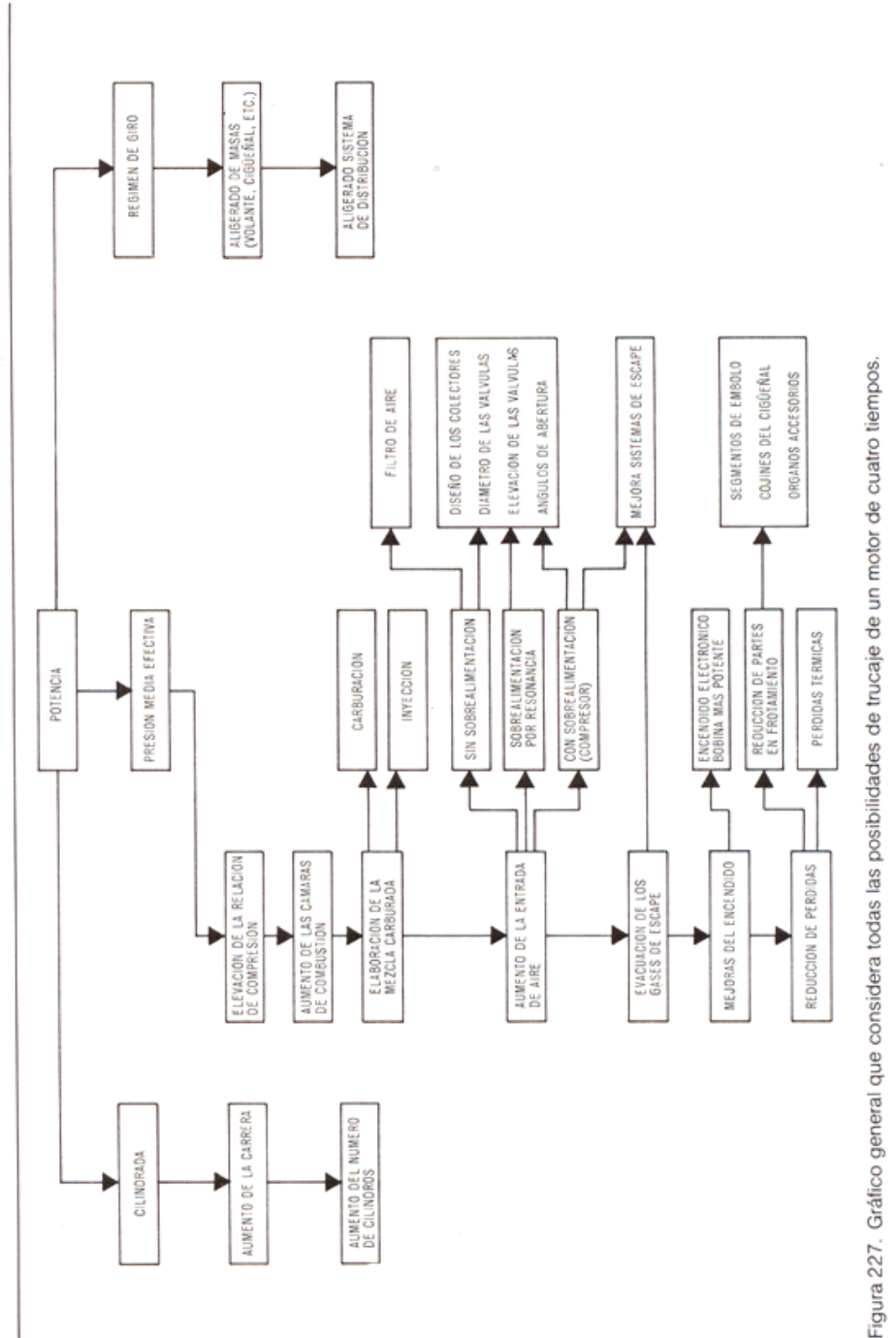


Figura 227. Gráfico general que considera todas las posibilidades de truceaje de un motor de cuatro tiempos.

ra), pues si notáis beneficio no sabréis a qué atribuirlo, y puede ocurrir que creáis que algo que empeora el funcionamiento sea aconsejable atribuyéndole virtudes que han sido dadas por otra modificación. Y, por supuesto, si podéis, utilizad un banco de pruebas para motores. Es la mejor manera de dejar perfectamente afinado un motor sin necesidad de salir a la carretera donde hay tantos elementos engañosos como ligeras pendientes, viento, etcétera, que pueden fácilmente engañarnos en cuanto a las prestaciones cedidas por el motor.

Y ya nada más. Ahora sí que hemos llegado al final y entramos en ese trance difícil de las despedidas. Solamente me queda saludar con todo mi entusiasmo de deportista a aquellos que hagan sus primeras armas en el trucaje de motores, y desearles mucho acierto en sus experiencias y éxito en sus preparaciones. El trucaje no es, ni mucho menos, una ciencia oculta a pesar del nombre de "brujos" con que se aureola a los preparadores de fama: sólo requiere paciencia, buen criterio y mucha afición. Para quienes reúnan estas condiciones va dedicado sinceramente este libro. Hasta siempre.

Indice

1. Aumentos de cilindrada

Aumentar el diámetro del cilindro	16
Aumentar la carrera	19
Aumentar el número de cilindros	24
Acoplar dos motores o más	24

2. La relación de compresión

Inconvenientes de una relación de compresión elevada.....	30
Medida de la cámara de combustión.....	34
Cálculos de las cámaras	39
Procedimientos para aumentar la compresión de un motor.....	43
Rebajar la culata	43
Embolos más altos.....	45
Levantar el émbolo.....	46
Rebajar el bloque	47
Otras posibilidades de aumento de la compresión.....	48
Compresión a que puede ser sometido un motor.....	50

3. Elaboración de la mezcla

Sistemas de la elaboración de la mezcla	54
Elaboración de la mezcla con carburador	54

Dosificación de la mezcla	55
Utilidad de los surtidores y calibres	60
1. El difusor.....	60
2. Centrador	65
3. Surtidor principal.....	66
4. Surtidor principal de aire	69
5. Tubo emulsionador.....	70
6. Circuito de marcha lenta	72
7. Surtidor de la bomba de aceleración	74
8. Otros elementos.....	76
Características de reglaje de un carburador	82
Instalación de varios carburadores a un motor	84
ELABORACION DE LA MEZCLA POR INYECCION.....	92
La inyección de gasolina y el trucaje	95

4. Aumento de la entrada de aire

LA SOBREALIMENTACION	101
Diferentes tipos de compresores	103
Turbocompresores accionados por el escape	106
Sobrealimentadores volumétricos.....	109
Cambiadores de la onda de presión.....	114
Colocación del sobrealimentador en el motor.....	116
Aplicación de los turbos a los motores Diesel	119
Los compresores en números	123
Problemas de compresión.....	126
Cálculo de los elementos de los compresores.....	130
Turbocompresores	130
Características del rotor	130
Número de revoluciones del rodete	131
Características de los álabes	131
Caudal aspirado	132
Velocidad del aire a la entrada al rodete.....	132
Características del estator	132
Compresores de tipo roots	133
Compresores de paletas.....	135
Volumen de aire desplazado	135
Rotor.....	135
Estator	136
COLECTORES DE ADMISION	137
Motores de cuatro cilindros	139
Motores de seis cilindros.....	143
Motores de ocho cilindros.....	146
Motores de doce cilindros.....	149
Otros factores	149
COLECTORES Y TUBOS DE ESCAPE.....	150
FILTROS DE AIRE.....	153

5. El encendido

Encendidos electrónicos con ruptor	163
Encendidos electrónicos sin ruptor	164
Realizaciones prácticas	169
El encendido electrónico de FEMSA	172
Algunas consideraciones finales	174
Las bujías	175
Bujías con electrodos de platino	179

6. El engrase

Instalación de un radiador de aceite	183
Algunas puntualizaciones sobre los aceites	186

7. Aligerado de masas

El volante de inercia	193
Rebaje de un volante	194
Los émbolos	197
Aligeramiento del peso en el cigüeñal	202
Aligeramiento de las bielas	203
Conclusión	205

8. La distribución

Las válvulas	211
Los asientos de válvulas y el paso del gas	215
Las válvulas y los números	219
Trabajos de trucaje en las válvulas	221
El eje de levas	226
El perfil de las levas	226
El ajuste de balancines	230

9. Cambio de velocidades

El cambio de velocidades	239
El diferencial	241
Las ruedas	243
Consejos finales	244

10. Frenos y suspensión

Los frenos	245
Cálculo de la frenada	246
Modificaciones de los frenos	247
La suspensión	251

11. Varios factores

Aerodinamismo.....	257
La seguridad en el automóvil.....	263
Arcos de seguridad.....	263
Parabrisas laminados.....	265
Desconector de batería.....	265
Depósitos de seguridad.....	265
Cinturones de arnés.....	266
Otros factores.....	267
Consejos para quienes se dediquen al trucaje.....	269

En todos los países, cuando la industria del automóvil alcanza una madurez de desarrollo surge un público entusiasta para el que el automóvil deja de ser un instrumento utilitario y se convierte en un tema deportivo. En este momento nacen, conjuntamente con las grandes fábricas, talleres especializados en la mejora de los motores, los cuales trabajando de manera artesana, convierten los coches normales de fabricación en serie, en vehículos deportivos más veloces que los originarios. Nada más útil para los mecánicos y aficionados que un libro donde se establezcan las bases del trucaje de motores, con el que abordar el conocimiento de este difícil arte.

